Autoreferat

wynikający z art. 13 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2017 r. poz. 1789)

mgr inż. Dominik Wojtkowiak

Tytuł rozprawy doktorskiej:

Analiza procesu perforacji kompozytowych pasów transportujących i napędowych w aspekcie kształtowania cech konstrukcyjnych narzędzi wykrawających

Promotor:

dr hab. inż. Krzysztof Talaśka

Poznań, 2020

Spis treści:

1. Dane osobowe 3
2. Posiadane dyplomy, tytuły zawodowe, odbyte szkolenia 3
2.1. Tytuły zawodowe 3
2.2. Odbyte szkolenia 4
3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych 4
4. Wskazanie osiągnięć naukowych wchodzących w skład dysertacji 4
4.1. Tytuł rozprawy doktorskiej 4
4.2. Zestawienie prac naukowych stanowiących rozprawę doktorską 5
4.3. Streszczenie w języku polskim oraz w języku angielskim 7
5. Uzasadnienie podjętej tematyki 9
6. Badania wstępne 11
7. Określenie problemu badawczego, tezy oraz zadań badawczych 14
8. Metodologie badań i modelowania wykorzystane do realizacji celów rozprawy doktorskiej 15
9. Wyniki badań i modelowania wchodzące w skład rozprawy doktorskiej 32
10. Podsumowanie i wnioski 57
11. Syntetyczne ujęcie wkładu w rozwój dyscypliny naukowej: budowa i eksploatacja maszyn – inżynieria mechaniczna 61
12. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych 62
12.1. Współpraca z krajowymi ośrodkami naukowymi oraz przedstawicielami przemysłu 62
12.2. Przyznane patenty, zgłoszenia patentowe 62
12.3. Projekty i prace zewnętrzne na rzecz przemysłu, ekspertyzy i opinie 65
12.4. Otrzymane nagrody oraz pełnione funkcje 66
12.5. Osiągnięcia dydaktyczne i organizacyjne 67
13. Zbiorcze zestawienie osiągnięć naukowo-badawczych 68

1. Dane osobowe

mgr inż. Dominik Wojtkowiak

Aktualne miejsce zatrudnienia oraz stanowisko:

Politechnika Poznańska
Wydział Inżynierii Mechanicznej
Instytut Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

Stanowisko: asystent.

Obszary zainteresowań naukowych:

- projektowanie i budowa innowacyjnych konstrukcji maszyn i urządzeń mechatronicznych,
- modelowanie układów mechanicznych i procesów technologicznych w aspekcie wspomagania projektowania maszyn,
- zastosowanie metod numerycznych, analiz MES oraz symulacji komputerowych w budowie i eksploatacji maszyn, ze szczególnym ukierunkowaniem na analizę i optymalizację konstrukcji oraz dynamiczne symulacje procesów technologicznych,
- budowa układów sterujących i opracowywanie algorytmów sterujących do zautomatyzowanych urządzeń przemysłowych, a także programowanie automatyki przemysłowej.

2. Posiadane dyplomy, stopnie zawodowe, odbyte szkolenia

2.1.Tytuły zawodowe

2014 – inżynier
Politechnika Poznańska, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania, kierunek: Mechatronika, specjalność: Mechatronika w środkach transportu.
Tytuł pracy inżynierskiej: *Projekt koncepcyjny pociągu do rollercoastera typu „Multicoaster”.*
Promotor: dr inż. Krzysztof Talaśka.

2015 – magister inżynier
Politechnika Poznańska, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania, kierunek: Mechatronika, specjalność: Mechatronika w środkach transportu.
Tytuł pracy magisterskiej: *Projekt koncepcyjny robota kroczącego wzorowanego na budowie owada.*
Promotor: dr inż. Krzysztof Talaśka.

Kopię dyplomu nadania tytułu magistra inżyniera umieszczono w Załączniku 1.

2.2. Odbyte szkolenia

Kopie certyfikatów oraz potwierdzeń ukończenia wymienionych szkoleń umieszczono w Załączniku 6.

2016 – Szkolenie pt.: *Modeling Fracture and Failure with Abaqus* z zakresu użytkowania oprogramowania ABAQUS – szkolący: Tomasz Jankowiak, pracownik firmy BudSoft Poznań,

2018 – Szkolenie pt.: *Sterowniki Horner APG* z zakresu programowania sterowników PLC zintegrowanych z panelem HMI – szkolący: Filip Wiśniewski, pracownik firmy ASTOR

2018 – Szkolenie pt.: *Optymalizacja konstrukcji* z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS – szkolący: Marcin Hatłas, pracownik firmy MESCO,

2018 – Szkolenie pt.: *Programowanie w APDL* z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS – szkolący: Marcin Hatłas, pracownik firmy MESCO.

3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

2016 - obecnie – Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu/Wydział Inżynierii Transportu/Wydział Inżynierii Mechanicznej, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn/Instytut Konstrukcji Maszyn, asystent.

4. Wskazanie osiągnięć naukowych wchodzących w skład dysertacji

4.1. Tytuł rozprawy doktorskiej

Tytułem rozprawy doktorskiej wynikającej z art. 13 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2017 r. poz. 1789) jest:

Analiza procesu perforacji kompozytowych pasów transportujących i napędowych w aspekcie kształtowania cech konstrukcyjnych narzędzi wykrawających

Na rozprawę doktorską składa się 11 wybranych publikacji, w tym: 3 publikacje w recenzowanych czasopismach naukowych wyróżnionych w Journal Citation Reports® indeksowanych w Thomson Reuters® Web of Science®, 6 publikacji w recenzowanych materiałach konferencyjnych indeksowanych lub oczekujących na indeksację w Thomson Reuters® Web of Science®, 1 publikacja w recenzowanym czasopiśmie naukowym wyszczególnionym na liście B wykazu czasopism opublikowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego oraz 1 recenzowany rozdział w monografii, a także 5 zgłoszeń patentowych do Urzędu Patentowego RP oraz 1 wdrożenie zrealizowane w ramach prac rozwojowych B+R.

4.2. Zestawienie prac naukowych stanowiących rozprawę doktorską

Publikacje naukowe:

1. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Perforacja pasów do transportu podciśnieniowego – metody, materiały oraz problemy*, Mechanik nr 12/2017, s. 1138-1142 (2017) [11 pkt (lista 2013-2016) – udział własny 35%],
2. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts*. MATEC Web of Conferences 157: 01022 (2018) [artykuł indeksowany w bazach Scopus® i Web of Science®, 15 pkt – udział własny 40%],
3. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**: *Modelling a mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core,* MATEC Web of Conferences 157: 02052 (2018) [artykuł indeksowany w bazach Scopus® i Web of Science®, 15 pkt – udział własny 50%],
4. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch,* The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 98, Issue 9-12, s. 2539-2561 (2018) [czasopismo indeksowane w JCR, IF = 2,496, 30 pkt – udział własny 50%],
5. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K.: *The influence of the piercing punch profile on the stress distribution on its cutting edge*. MATEC Web of Conferences 254: 02001 (2019) [artykuł indeksowany w bazie Web of Science®, 5 pkt – udział własny 50%],
6. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K.: *Determination of the effective geometrical features of the piercing punch for polymer composite belts,* International Journal of Advanced Manufacturing Technology Vol. 104, Issue 1-4, s. 315-332 (2019) [czasopismo indeksowane w JCR, IF = 2,633, 100 pkt – udział własny 60%],
7. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K.: *Problematyka procesu perforacji pasów transportowych za pomocą stempla i matrycy,* Inżynieria wytwarzania, Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej w Kaliszu, ISBN: 978-83-65872-11-1, s. 251-264 (2018) [Rozdział w monografii, 5 pkt – udział własny 65%],
8. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Fierek A.: *The application of the Finite Element Method analysis in the process of designing the punching die for belt perforation,* IOP Conferences: Materials Science and Engineering 776: 012057 (2020) – [artykuł indeksowany w bazie Scopus®, oczekuje na indeksację w bazie Web of Science®, 5 pkt – udział własny 70%],
9. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Berdychowski M.: *Analysis of the guiding column and sleeve cooperation in the linear slide bearing of the punching die head-punch block,* IOP Conferences: Materials Science and Engineering 776: 012055 (2020) [artykuł indeksowany w bazie Scopus®, oczekuje na indeksację w bazie Web of Science®, 5 pkt – udział własny 70%],

10. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K.: *Modelling the Belt Perforation Process with the Piercing Punch and the Die in Context of the Construction of the Punching Dies,* IOP Conferences: Materials Science and Engineering 647: 012013 (2019) [artykuł indeksowany w bazie Scopus®, oczekuje na indeksację w bazie Web of Science®, 5 pkt – udział własny 60%].
11. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Wilczyński D.: *Evaluation of the belt punching process efficiency based on the resistance force of the compressed material,* International Journal of Advanced Manufacturing Technology Vol. 110, s. 717-727 (2020) [czasopismo indeksowane w JCR, IF = 2,633, 100 pkt – udział własny 65%],

Zgłoszenia patentowe:

12. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *System mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego* – zgłoszenie patentowe do Urzędu Patentowego RP P.431890 z dnia 22.11.2019r. [0 pkt – udział własny 20%],
13. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Urządzenie do perforacji pasów transportujących* – zgłoszenie patentowe do Urzędu Patentowego RP P.431889 z dnia 22.11.2019r. [0 pkt – udział własny 30%],
14. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą* – zgłoszenie patentowe do Urzędu Patentowego RP P.431888 z dnia 22.11.2019r. [0 pkt – udział własny 30%],
15. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem do urządzenia do perforacji pasów transportujących* – zgłoszenie patentowe do Urzędu Patentowego RP P.431885 z dnia 22.11.2019r. [0 pkt – udział własny 30%],
16. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących* – zgłoszenie patentowe do Urzędu Patentowego RP P.431884 z dnia 22.11.2019r. [0 pkt – udział własny 30%].

Wdrożenia:

17. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Górecki J., Wilczyński D., Malujda I.: *Opracowanie innowacyjnej technologii systemu precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego – systemu automatyzującego proces produkcyjny pasów transportowych*, Program Operacyjny Inteligentny Rozwój 2014-2020, Wilhelm Herm. Muller Polska Sp. z o.o. Czas trwania projektu: 01.01.2016-30.04.2018, Wartość: 480.000,00 zł brutto. [Udział własny 30%].

Kopie publikacji wraz z oświadczeniami autorów, zgłoszeń patentowych oraz potwierdzenia wdrożenia stanowiące osiągnięcie naukowe zamieszczono w Załączniku 2.

4.3. Streszczenie w języku polskim oraz w języku angielskim

Streszczenie

Tematyka rozprawy doktorskiej wiąże się z analizą wpływu cech konstrukcyjnych narzędzia perforującego i parametrów procesu perforacji, kompozytowych wielowarstwowych pasów transportujących i napędowych, na maksymalną wartość i charakterystykę zmiany siły w procesie perforacji, na jakość wykonywanych otworów oraz na trwałość narzędzia wykrawającego. Realizowane prace mają charakter teoretycznych analiz, opracowania modeli analitycznych oraz numerycznych z wykorzystaniem analizy MES, badań poznawczych oraz budowy innowacyjnych konstrukcji. Prowadzone prace są zorientowane na poprawę efektywności konstrukcji maszyn do precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów i taśm. W celu rozwiązania problemu badawczego opracowano model materiałowy pasa, wyprowadzono model do estymacji wartości siły perforacji oraz wykazano, że stempel z czaszą kulistą jest efektywnym kształtem wykrojnika do pasów transportujących i napędowych z rdzeniem poliamidowym. Następnie określono wpływ parametrów geometrycznych stempla z czaszą kulistą (głębokość czaszy H, promień czaszy R, średnica nominalna D oraz luz między stemplem i matrycą L) na wartość siły perforacji, jakość otworów oraz trwałość narzędzia, opracowano model optymalizacji i na jego podstawie zaprojektowano efektywne narzędzia wykrawające dla średnic nominalnych D = 5, 6, 8 i 10 mm. Dodatkowo wykonano analizę wpływu parametrów technologicznych i konstrukcyjnych na właściwości użytkowe stempla. Opracowano także metodę oceny efektywności stempla na podstawie siły oporu ściskania pasa. By zweryfikować aplikacyjność wyników zaprojektowano innowacyjną konstrukcję automatu do precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów oraz opracowano algorytm modelowania procesu perforacji pasów w aspekcie projektowania takich konstrukcji.

Dissertation title:

The analysis of the perforation process of composite conveyor and drive belts in terms of the design process of punching tools

Abstract

The topic of the dissertation is connected with the analysis of the influence of the constructional features of the piercing punch and technological parameters of the perforation process of multilayer polymer composite conveyor and drive belts on the peak value of the cutting force and its characteristics during perforation, the quality of the holes and the tool life. Performed research is conducted in a form of theoretical analyses, analytical and numerical model derivations with the application of Finite Element Method (FEM), experimental tests and designing of the innovative constructions. The research is focused on improving the efficiency of the machines for a precise mechanical belt perforation. In order to solve the research problem the material model of the belt along with the perforation force estimation model were developed and the spherical bowl piercing punch was proved as an effective shape of the perforation tool for a conveyor and drive belts with polyamide core. Subsequently, the influence of the geometrical features of the spherical bowl piercing punch (bowl depth H, bowl radius R, punch nominal diameter D and punch-die clearance L) on the peak perforation force value, the holes quality and the tool life was determined, the optimization model was developed and based on it the effective piercing punches with diameter D = 5, 6, 8 and 10 mm were designed. Additionally, the analysis of the influence of the technological and constructional parameters on the exploitation features of the designed tool was performed. The methodology of evaluation the belt punching process efficiency based on the resistance force of the compressed material was also developed. To verify the applicability of the dissertation results the automatic device for belt perforation was designed and built, as well as the algorithm of the belt perforation process modelling in terms of designing such constructions was developed.

5. Uzasadnienie podjętej tematyki [1]

Przenośniki pasowe podciśnieniowe są często wykorzystywane do transportu lekkich elementów, takich jak papier, folia czy karton, które ze względu na niską masę sprawiają trudność przy przenoszeniu z wykorzystaniem tarcia, a także do transportu płacht. Z tego powodu znajdują one szerokie zastosowanie m.in. w przemyśle papierniczym, spożywczym, chemicznym, jak również w maszynach drukarskich i ogólnych urządzeniach transportu bliskiego. Pasy podciśnieniowe (ang. vacuum belts) mogą występować w postaci zarówno pasów płaskich, jak i zębatych. Najważniejszym procesem w produkcji takich pasów jest perforacja – czyli wykonanie otworów, przez które odsysane jest powietrze w celu wytworzenia podciśnienia pomiędzy pasem a elementem transportowanym.
Wśród pasów tego typu można wyróżnić trzy główne grupy:

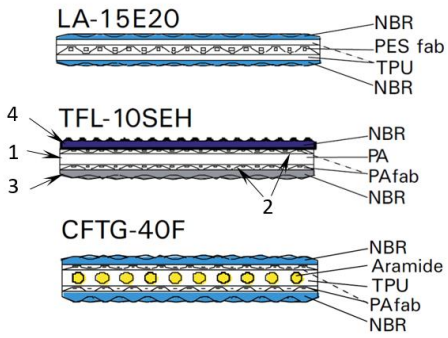
- elastyczne pasy z rdzeniem wykonanym z poliuretanu (czasem wzmocnionego tkaniną poliestrową), chlorku poliwinylu (PVC), tkaniny lub gumy,
- sztywne pasy o podwyższonej wytrzymałości, których rdzeń stanowi poliamid,
- wytrzymałe, elastyczne pasy poliuretanowe, które są wzmocnione włóknem aramidowym (kevlar).

Na rysunku 1 zaprezentowano przykładową strukturę polimerowych pasów kompozytowych, natomiast na rysunku 2 przedstawiono perforowane pasy będące przedstawicielami wszystkich trzech grup.

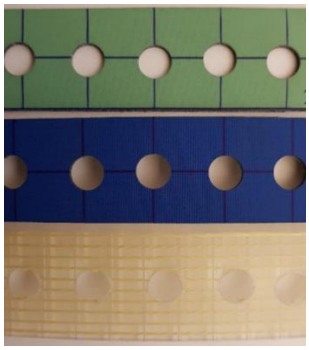
Jakość otworów pasa perforowanego ma istotne znaczenie dla jego właściwości, dlatego tak ważny jest wybór odpowiedniej metody perforacji i jej parametrów. Można wyróżnić mechaniczne metody perforacji pasów, do których należą wykrawanie oraz wiercenie, a także metody niemechaniczne, jak: cięcie laserowe, cięcie strumieniem wodno-ściernym (abrasive waterjet – AWJ), cięcie plazmą oraz elektrodrążenie (EDM).

W pracy [1] przedstawiono analizę metod perforacji polimerowych pasów kompozytowych z uwzględnieniem współczesnych tendencji rozwoju materiałów stosowanych do produkcji pasów i taśm przenośnikowych do transportu podciśnieniowego. Wyniki przeprowadzonych analiz przedstawiono w tabeli 1. Na podstawie przeprowadzonej analizy zauważono potrzebę rozwoju wykrawania kompozytów jako metody precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego.

Dodatkowo w pracy [1] poruszono problemy pojawiające się przy otworowaniu pasów oraz nakreślono obszar badawczy, którego realizacja przyczyni się do rozwoju procesów produkcyjnych pasów perforowanych. Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literaturowego przedstawionego w pracy wykazano, że aktualny, ogólnie dostępny stan wiedzy nie zawiera szczegółowych informacji umożliwiających przeprowadzenie procesu projektowania zespołów roboczych tego typu maszyn.



Rys. 1. Struktura i materiały kompozytowych pasów przenośnikowych [1]: LA-15E20 – elastyczny pas warstwowy z poliuretanu wzmacnianego tkaniną poliestrową, TFL-10SEH – mocny, sztywny pas warstwowy z rdzeniem poliamidowym, CFTG-40F – mocny elastyczny pas z poliuretanu wzmacnianego kordem z włókien aramidowych; NBR – kauczuk NBR, TPU – poliuretan, PA – poliamid, PES – poliester, fab – tkanina, Aramide – Kevlar; 1 – rdzeń, 2 – przekładka, 3 – warstwa bieżna, 4 – warstwa nośna



Rys. 2. Przykłady pasów perforowanych będących przedstawicielami każdej z trzech grup [4]

Tabela 1. Porównanie współczesnych metod perforacji polimerowych pasów kompozytowych [1]

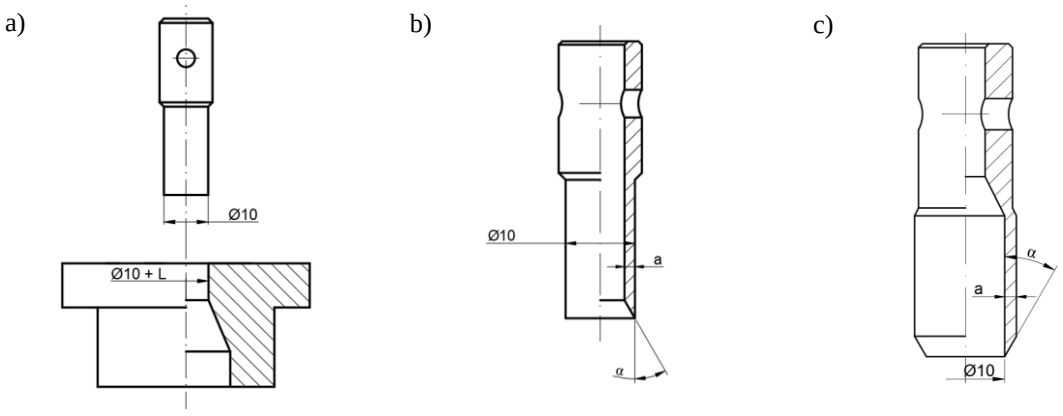
Metoda perforacji		**Zalety:**	**Wady:**
Metody niemechaniczne	Cięcie laserowe	+ brak sił kontaktowych między narzędziem a przedmiotem obrabianym (brak deformacji), + brak zużycia ciernego narzędzia, + wysoka dokładność kształtu, + dobra jakość powierzchni bocznej otworów, + nieznaczna stożkowość otworów, + możliwość wykonania otworów o niemal dowolnym kształcie.	- znacznie wyższe koszty inwestycyjne i eksploatacyjne, - zmiana właściwości materiału w strefie wpływu ciepła (HAZ), - termiczna deformacja pasa (zwęglenie, spiętrzanie materiału osnowy wokół krawędzi otworu, delaminacja), - puchnięcie włókien, skurcz termiczny osnowy oraz przypalanie niedociętych włókien, - podczas obróbki laserowej kevlaru wydziela się toksyczny cyjanowodór, - różnorodność właściwości materiału w zależności od kierunku ułożenia włókien.
	Cięcie strumieniem wodno-ściernym (AWJ)	+ brak sił kontaktowych między narzędziem a przedmiotem obrabianym (brak deformacji), + brak zużycia ciernego narzędzia, + uniwersalność metody dla większości materiałów, + można obrabiać zarówno bardzo cienkie, jak i bardzo grube pasy, + brak oddziaływań cieplnych, + dobra jakość powierzchni bocznej, zależna od wielkości ziaren ścierniwa i jego wydatku, + przyjazne dla środowiska, + możliwość wykonania otworów o niemal dowolnym kształcie.	- znacznie wyższe koszty inwestycyjne i eksploatacyjne, - mniejsza precyzja cięcia niż przy obróbce laserowej, - mała prędkość cięcia, - prędkość głowicy tnącej ma liniowy wpływ na odchyłkę średnicy otworu, - niedocięte włókna mogą zostać postrzępione, - konieczność suszenia pasów po perforacji, - możliwość delaminacji spowodowanej wilgocią.

Tabela 1 (c.d.) . Porównanie współczesnych metod perforacji polimerowych pasów kompozytowych [1]

Metoda perforacji		Zalety:	Wady:
Metody mechaniczne	Wykrawanie	+ możliwość wykonywania kilku otworów na raz + duża prędkość perforacji + możliwość wykonywania otworów o dowolnym kształcie + brak nagrzewania się materiału + prosta kinematyka, łatwa w automatyzacji + dość wysoka trwałość narzędzi w porównaniu do wiercenia	- występują siły kontaktowe pomiędzy narzędziem a przedmiotem obrabianym - przy nieodpowiednim doborze narzędzia zwiększona liczba wad otworów
	Wiercenie	+ duża prędkość, + prosta kinematyka procesu + niski koszt + łatwość pozycjonowania	- występują siły kontaktowe pomiędzy narzędziem a przedmiotem obrabianym - niewłaściwy dobór parametrów procesu lub narzędzia prowadzi do licznych uszkodzeń pasa - wydzielanie znacznej ilości ciepła, co ogranicza zakres stosowanych parametrów - niska trwałość narzędzi - zróżnicowanie właściwości kompozytów utrudnia uzyskanie dokładności wymiarowej - bardzo duże ryzyko delaminacji - owalność otworów

6. Badania wstępne [1, 2]

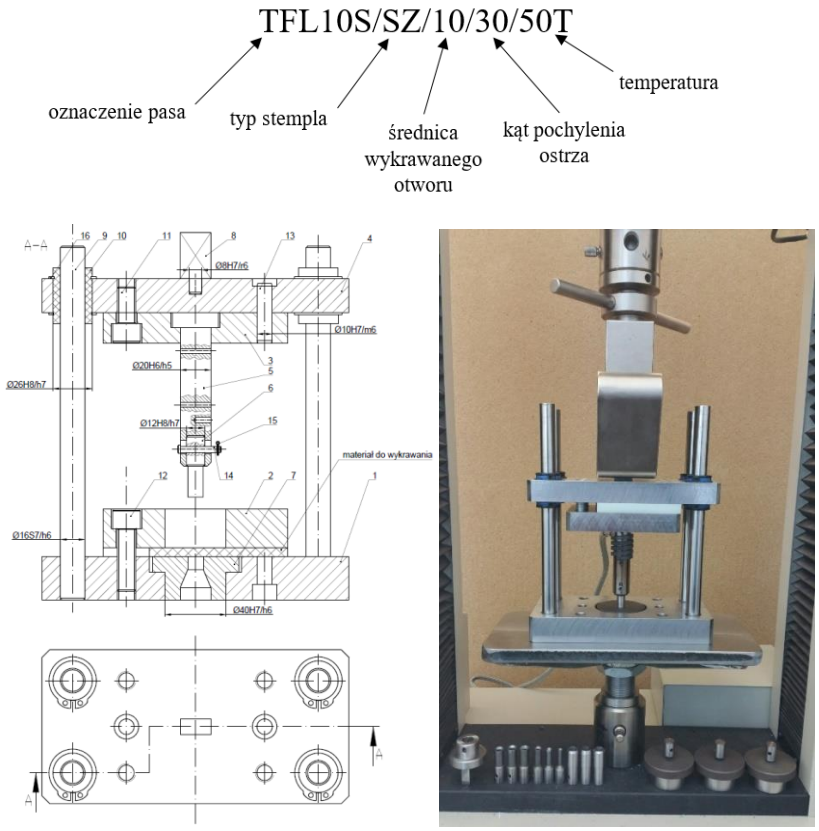
W celu rozpoznania problematyki wykrawania otworów w polimerowych pasach kompozytowych prace rozpoczęto od wykonania badań wstępnych, aby umożliwić wybór odpowiednich metod badawczych oraz ustalić plan badań umożliwiających rozwiązanie postawionego problemu badawczego i realizację poszczególnych zadań badawczych. Rozważaniu podlegały dwie podstawowe odmiany wykrawana otworów: za pomocą dwóch krawędzi tnących, gdzie stempel współpracuje z matrycą (rys. 3a) oraz za pomocą jednej krawędzi tnącej współpracującej z płytą podkładową (rys. 3b i c). Podstawowe narzędzia wykorzystywane w tych procesach przedstawiono na rysunku 3.



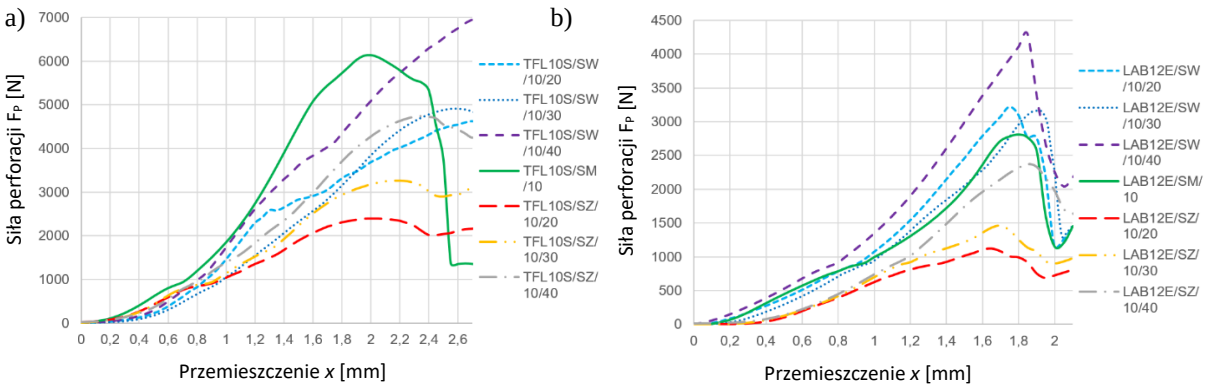
Rys. 3. Podstawowe rodzaje narzędzi perforujących o średnicy nominalnej 10 mm [1]: a) stempel płaski współpracujący z matrycą (SM), b, c) stempel drążony współpracujący z płytą podkładową z krawędzią tnącą skierowaną do wewnątrz (SW) (b) lub na zewnątrz (SZ) (c)

Do wykonania badań wstępnych zaprojektowano wykrojnik do pasów transportowych (rys. 4) w oparciu o literaturowe wytyczne dotyczące wykrojników i tłoczników do blach.

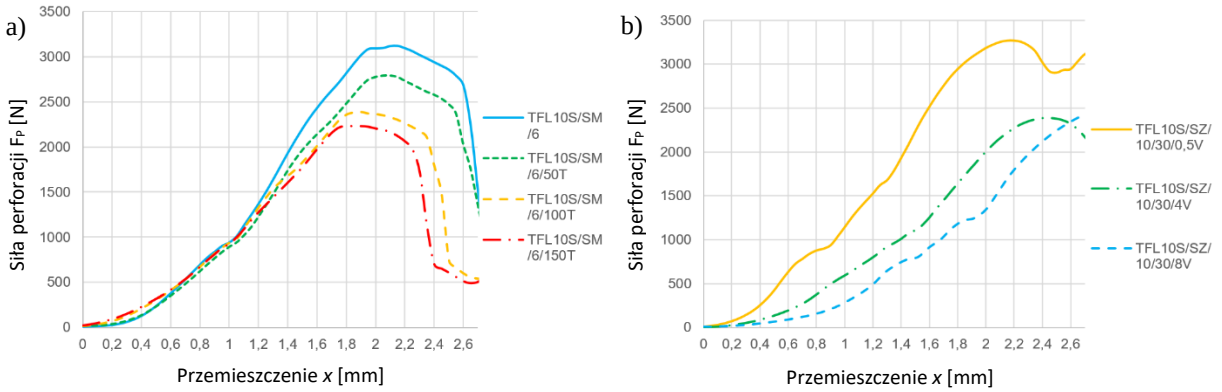
Korzystając z opisanej aparatury i maszyny wytrzymałościowej MTS Insight 50 kN wykonano pomiary siły perforacji (cięcia) w funkcji przemieszczenia stempla dla różnych typów pasów transportujących i napędowych. Jako zmienne w badaniach przyjęto: typ stempla (SM, SW lub SZ), geometrię stempla (średnica nominalna stempla – 5, 6, 8 lub 10 mm i kąt pochylenia ostrza – 20, 30 lub 40°) oraz parametry procesu wykrawania (prędkość stempla V [mm/s] lub temperatura stempla T[°C]). Pojedyncze badanie polegało na wykonaniu pięciu otworów z podziałką 20 mm w próbce prostokątnej o wymiarach 30 × 150, a otrzymane charakterystyki dla każdego z otworów zostały uśrednione. Przykładowe wyniki badań przedstawiono na rysunkach 5 i 6. W celu uporządkowania wyników wprowadzono następujący opis próbek:



Rys. 4. Wykrojnik do pasów transportujących i napędowych [2]: 1 – płyta podstawowo-matrycowa, 2 – płyta dociskowa, 3 – płyta stemplowa, 4 – płyta głowicowa, 5 – uchwyt stempla, 6 – stempel, 7 – matryca, 8 – górny uchwyt, 9 – słup prowadzący, 10 – łożysko liniowe, 11 – śruba mocująca płytę stemplową, 12 – śruba mocująca płytę matrycową, 13 – kołek ustalający, 14 – sworzeń blokujący stempel, 15 – zawleczka, 16 – pierścień osadczy

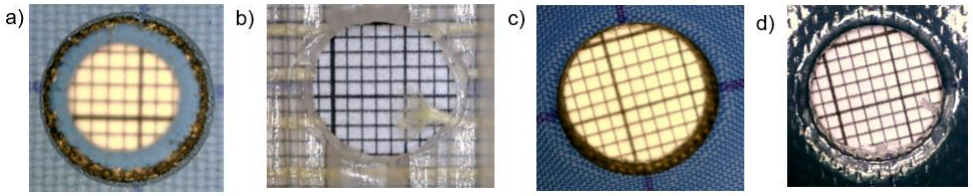


Rys. 5. Zestawienie charakterystyk sił perforacji (cięcia) w zależności od typu i geometrii stempla o średnicy nominalnej 10 mm dla pasa TFL10S (a) lub LAB12E (b) [2]



Rys. 6. Zestawienie charakterystyk sił perforacji (cięcia) dla pasa TFL10S dla średnicy nominalnej 10 mm w zależności od zmiennych parametrów procesu – temperatury stempla (a) lub jego prędkości (b) [2]

Dodatkowo analizie poddano jakość wykonywanych otworów pod kątem ilości i rozmiaru defektów. Na rysunku 7 przedstawiono najczęściej pojawiające się wady otworów w pasach perforowanych wykonanych metodą wykrawania.



Rys. 7. Przykładowe defekty otworów wykrawanych w pasach perforowanych: stożkowość (a), niedocięte włókna (b), spiętrzenie warstwy bieżnej pasa (c), lub postrzępiona krawędź otworu (d) [2]

Wyniki badań wstępnych przedstawiono szczegółowo w pracy [2]. Na podstawie otrzymanych wyników badań wstępnych stwierdzono, że dla przedstawicieli obu grup kompozytowych pasów najniższą wartość siły niezbędnej do wycięcia otworu w pasie (siły perforacji), a zarazem najwyższą jakość uzyskano dla stempli drążonych z ostrzem skierowanym na zewnątrz. Wadami tego rozwiązania są jednak: konieczność precyzyjnej kontroli głębokości penetracji płyty podkładowej przez stempel, której wartość znacznie różni się dla różnych typów pasów, niska trwałość narzędzia oraz pogarszająca się jakość otworów wraz ze zużyciem krawędzi tnącej, a także wyższy koszt wytwarzania, ze względu na skomplikowany kształt i cienkościenność konstrukcji, małą sztywność stempla oraz problematyczne usuwanie odpadu. Od tych wad wolna jest metoda perforacji za pomocą stempla współpracującego z matrycą, która cechuje się jednak wyższą wartością siły i gorszą jakością otworu. W związku z powyższym zdecydowano, że korzystne jest połączenie obu metod poprzez modyfikację kształtu czoła stempla, tak aby uzyskać ostrą krawędź tnącą współpracującą z prostą krawędzią matrycy. Analizując wpływ parametrów technologicznych procesu perforacji (podwyższonej temperatury i prędkości stempla) można zauważyć ich korzystny wpływ na wartość siły perforacji. Porównując jednak różnice wywołane zmianą geometrii i tych spowodowanych zmianą parametrów procesu ustalono, że główny nacisk powinien zostać położony na wyznaczenie efektywnych cech konstrukcyjnych narzędzia, a wpływ parametrów procesu powinien zostać przebadany w celu uzupełnienia prowadzonych badań.

Ze względu na różnorodność właściwości mechanicznych polimerowych wielowarstwowych pasów kompozytowych trudno jest uzyskać uniwersalne efektywne

rozwiązanie. Zauważono jednak, że wybierając za kryteria optymalizacji wartość siły perforacji, trwałość narzędzia i jakość wykonywanych otworów, to dla pasów sztywnych z rdzeniem poliamidowym wartości te osiągają swoje ekstremalne wartości, a dodatkowo jeżeli posiadają one przekładki wykonane z tkaniny poliamidowej są one bardzo wrażliwe na jakość krawędzi tnącej i można tu zaobserwować występowanie niemal wszystkich defektów charakterystycznych dla perforacji pasów. Z tego powodu zdecydowano się skupić w badaniach na tej grupie pasów, podczas gdy pasy innych typów wykorzystano do badań kontrolnych mających na celu potwierdzenie uniwersalności wyznaczonego rozwiązania konstrukcyjnego.

7. Określenie problemu badawczego, tezy oraz zadań badawczych

Wyniki analiz literaturowych [1] i badań wstępnych [2] posłużyły do sprecyzowania głównego problemu badawczego.

Głównym problemem badawczym jest **określenie wpływu cech konstrukcyjnych narzędzia wykrawającego i parametrów procesu perforacji kompozytowych pasów transportujących i napędowych na wartość siły perforacji niezbędnej do realizacji procesu wykrawania oraz na jakość wykonywanych otworów.**

Nawiązując do rozwiązywanego problemu badawczego postawiono następującą tezę:

Wykorzystując wyniki analizy procesu perforacji kompozytowych pasów transportujących i napędowych możliwe jest opracowanie modelu, który pozwala na zaprojektowanie efektywnej geometrii narzędzia wykrawającego dla pasów z rdzeniem poliamidowym.

W celu udowodnienia powyższej tezy i jednocześnie rozwiązania głównego problemu badawczego wyznaczono następujące zadania badawcze:

1. **Opracowanie modeli właściwości mechanicznych struktury kompozytowych pasów z rdzeniem poliamidowym do analiz numerycznych MES [3].**
2. **Opracowanie modelu perforacji kompozytowych pasów transportujących i napędowych [4, 6].**
3. **Określenie wpływu cech geometrycznych narzędzia na wartość siły perforacji, jakość otworów oraz trwałość ostrza [4-6].**
4. **Zbadanie wpływu parametrów procesu wykrawania dla wybranych typów pasów kompozytowych [7, 10].**
5. **Zaprojektowanie efektywnego narzędzia perforującego [6] i weryfikacja jego cech użytkowych [8, 9, 11-17].**

8. Metodologia badań i modelowania wykorzystana do realizacji celów rozprawy doktorskiej

Ze względu na złożoność głównego problemu badawczego przedstawionej rozprawy doktorskiej, do jego rozwiązania wykorzystano kombinację metod analitycznych i numerycznych, symulacji komputerowych z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych (MES) w programie ABAQUS oraz badań eksperymentalnych wykorzystujących zarówno autorską aparaturę, jak również maszynę wytrzymałościową MTS Insight 50 kN. Całość prac została zwieńczona wdrożeniem opracowanego narzędzia wykrawającego w konstrukcji zautomatyzowanego urządzenia do perforacji pasów, którego jestem głównym konstruktorem, w ramach projektu B+R z firmą Wilhelm Herm Muller Sp. z.o.o w Bydgoszczy. Pozwoliło to na ostateczną weryfikację cech użytkowych narzędzia wykrawającego do perforacji pasów o efektywnej geometrii. Rozwiązania konstrukcyjne zastosowane w automacie do perforacji pasów cechowały się wystarczającą innowacyjnością, aby zastrzec je w pięciu zgłoszeniach patentowych stanowiących integralną część prezentowanej rozprawy doktorskiej. Takie podejście do rozwiązania problemu badawczego czyni rozprawę doktorską kompleksowym, a jego aplikacyjność znacząco podnosi jego wartość w dziedzinie nauk technicznych w dyscyplinie inżynierii mechanicznej.

Każde z zadań badawczych sprecyzowanych w rozdziale 7 wymaga jednak indywidualnego podejścia do metodologii badań w celu jego realizacji. Poniżej przedstawiono krótką charakterystykę wykorzystanych metod badawczych dla każdego z nich.

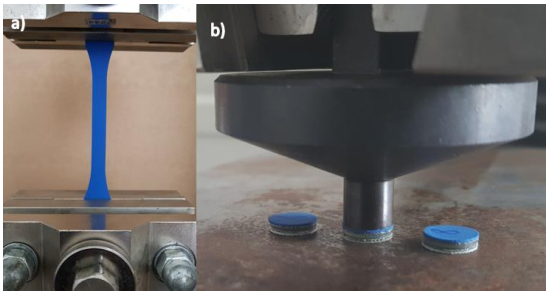
Zadanie 1 – Opracowanie modeli właściwości mechanicznych struktury kompozytowych pasów z rdzeniem poliamidowym do analiz numerycznych MES [3].

W ramach realizacji zadania badawczego nr 1 wykonano następujące czynności:

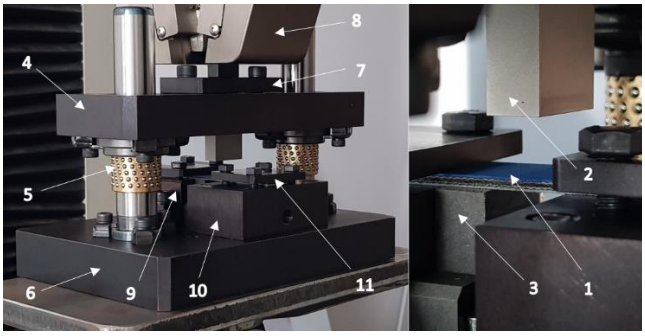
- zaprojektowanie i budowa stanowiska do czystego ścinania pasów i taśm,
- badania rozciągania, ściskania oraz ścinania 6 różnych pasów kompozytowych z rdzeniem poliamidowym,
- wyznaczenie uśrednionych sprężystych parametrów mechanicznych badanych pasów,
- opracowanie metodologii wyznaczania parametrów Johnsona-Cooka (J-C),
- wyznaczenie parametrów J-C dla badanych pasów,
- pomiar grubości poszczególnych warstw i wyznaczenie współczynników udziału δ danej warstwy w strukturze badanych pasów,
- wyznaczenie charakterystyk do estymacji parametrów mechanicznych pasa na podstawie wyznaczonych współczynników udziału,
- przeprowadzenie analizy MES badań rozciągania oraz ścinania w celu walidacji wyznaczonych parametrów J-C,
- komparacja wyników badań eksperymentalnych i analizy MES.

W celu wyznaczenia parametrów mechanicznych, niezbędnych do opracowania modelu materiałowego materiałów kompozytowych z rdzeniem poliamidowym dla wybranych sześciu

pasów (L500, M500, XH500-4, TFL7S, TFL10S oraz TFL15S) wykonano quasi-statyczne próby rozciągania w kierunku wzdłużnym, ściskania oraz czystego ścinania. Do wszystkich opisanych badań wykorzystano maszynę wytrzymałościową firmy MTS model Insight 50 kN oraz odpowiednio dostosowane oprzyrządowanie (rys. 8). W przypadku badania ścinania pasów konieczne było zaprojektowanie autorskiego stanowiska, którego budowę przedstawiono na rysunku 9.

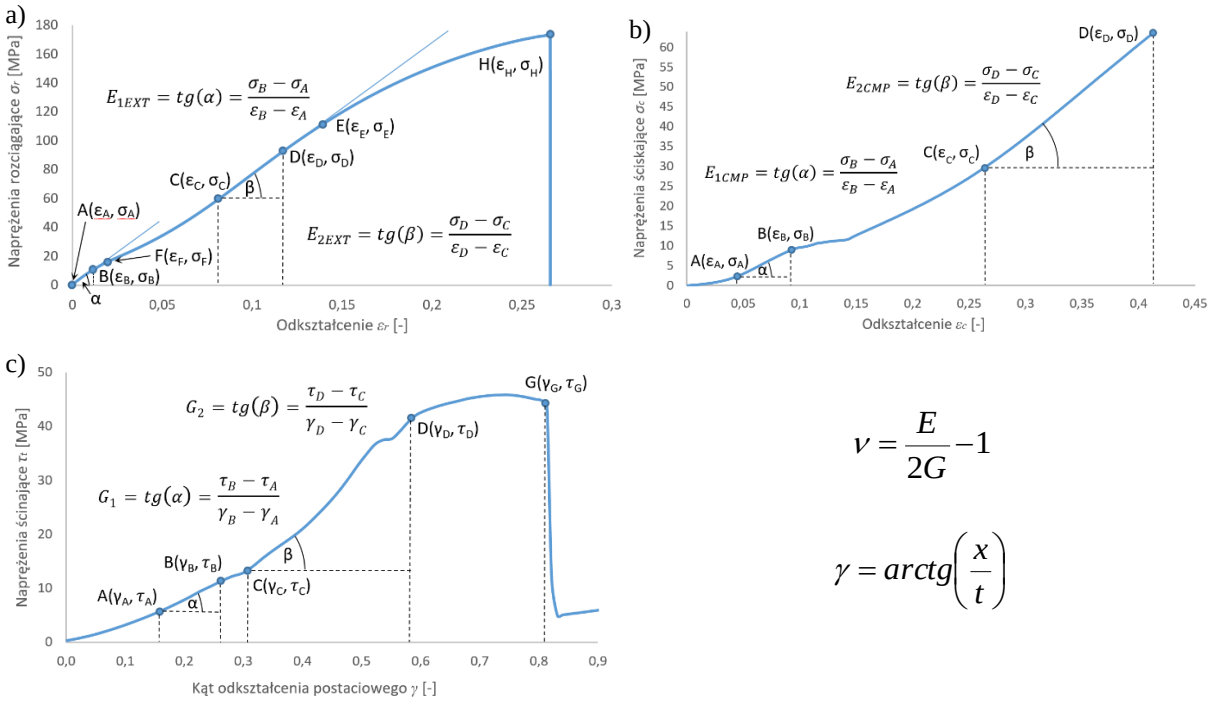


Rys. 8. Sposób zamocowania próbki podczas badania: a) rozciągania, b) ściskania [3]



Rys. 9. Stanowisko do czystego ścinania pasów i taśm [3]: 1 – próbka, 2 – ostrze ruchome, 3 – ostrze nieruchome, 4 – płyta prowadząca, 5 – prowadnice liniowe, 6 – podstawa, 7 – płyta głowicowa, 8 – uchwyt szczękowy MTS, 9 – podpora przesuwna, 10 – podpora stała, 11 – płytka dociskowa

Na podstawie otrzymanych wyników możliwe było wyznaczenie podstawowych stałych materiałowych (moduł Younga *E*, moduł Kirchhoffa *G*, liczba Poissona *v* itp.), niezbędnych do zamodelowania materiału w programie ABAQUS. Metodologię wyznaczania uśrednionych właściwości mechanicznych dla polimerowych pasów kompozytowych przedstawiono na rysunku 10.



$$\nu = \frac{E}{2G} - 1$$

$$\gamma = arctg\left(\frac{x}{t}\right)$$

Rys. 10. Metodyka wyznaczania uśrednionych właściwości mechanicznych polimerowych pasów kompozytowych na podstawie wyników badań rozciągania (a), ściskania (b) oraz ścinania (c) [3]

Do zamodelowania plastycznego płynięcia materiału oraz mechaniki zniszczenia posłużono się modelami Johnsona – Cooka (J-C) w uproszczonej postaci – z pominięciem wpływu temperatury oraz prędkości odkształcenia (zestaw równań 1). Model J-C jest stosowany dla materiałów izotropowych, podczas gdy badane pasy wykazują właściwości ortotropowe. Uzasadnieniem jego zastosowania jest tutaj wprowadzenie założeń upraszczających w celu redukcji czasu obliczeniowego wymaganego do symulacji komputerowej. Z uwagi na to, że głównym obiektem zainteresowania w osiągnięciu naukowym jest maksymalna wartość siły perforacji, a nie dokładne odwzorowanie jej przebiegu, takie uproszczenie jest uzasadnione.

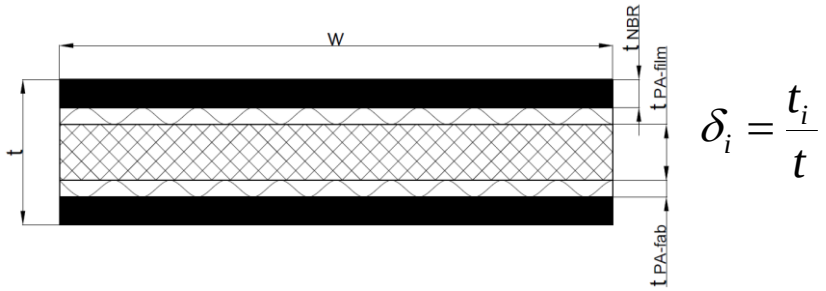
$$\bar{\sigma} = A + B\left(\bar{\varepsilon}^{pl}\right)^n, \qquad \bar{\varepsilon}_f^{pl} = d_1 + d_2 \cdot \exp(d_3 \frac{p}{q}) \tag{1}$$

Opracowaną metodykę wyznaczania na podstawie podstawowych prób wytrzymałościowych parametrów J-C na potrzeby zamodelowania plastyczności *A*, *B* i *n* (zestaw równań 2) i zniszczenia materiału d_1, d_2 i d_3 (zestaw równań 3) przedstawiono poniżej:

$$A = \sigma_F \qquad n_i = \frac{\ln\left[\left(\sigma_E - A\right)/\left(\sigma_i - A\right)\right]}{\ln(\varepsilon_E / \varepsilon_i)} \qquad B = \frac{\sigma_E - A}{\left(\varepsilon_E\right)^n} \tag{2}$$

$$d_1 = \varepsilon_E \qquad d_2 = \gamma_G - d_1 \qquad d_3 = 3\ln\left(\frac{\varepsilon_H - \varepsilon_F - d_1}{d_2}\right) \tag{3}$$

W celu wyprowadzenia zależności pomiędzy strukturą pasa a jego uśrednionymi parametrami mechanicznymi dokonano pomiaru grubości poszczególnych warstw pasa za pomocą metod optycznych, a następnie wyznaczono współczynniki udziału każdej z warstw zgodnie z rysunkiem 11. Takie podejście umożliwia zastosowanie modelu również do innych pasów o podobnej budowie, lecz innym udziale objętościowym poszczególnych warstw.



Rys. 11. Metodyka wyznaczania współczynników udziału poszczególnych warstw w strukturze pasa [3]

W celu walidacji modelu przygotowano symulację dynamiczną z wykorzystaniem MES w programie ABAQUS/Explicit, który odwzorowywał rzeczywiste badania rozciągania i ścinania dla pasa TFL10S. Wyniki badań eksperymentalnych zestawiono z wynikami otrzymanymi w celu określenia dokładności zastosowania modelu materiału izotropowego (Johnsona-Cooka) dla kompozytowego pasa polimerowego o strukturze warstwowej.

<u>Zadanie 2</u> – Opracowanie modelu perforacji kompozytowych pasów transportujących i napędowych [4, 6].

W ramach realizacji zadania badawczego nr 2 wykonano następujące czynności:

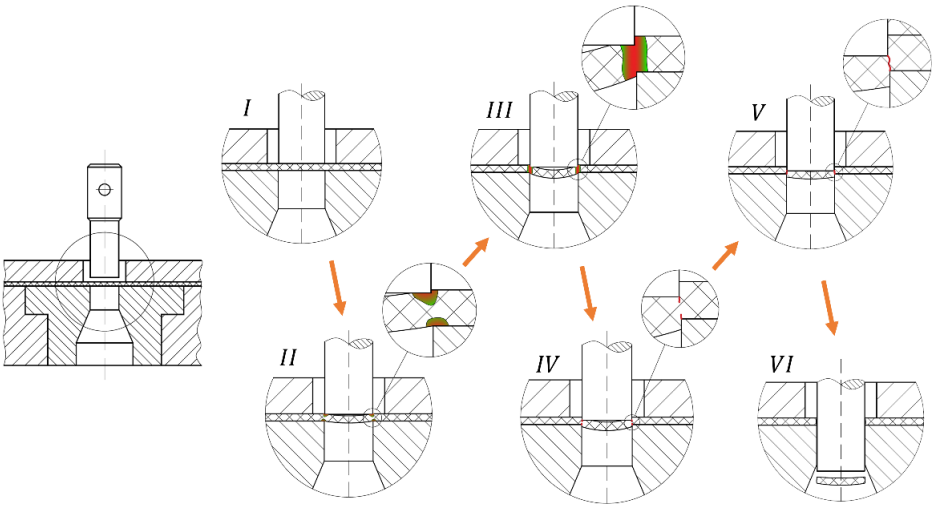
- analiza stanu naprężenia w pasie podczas perforacji i wyprowadzenie modelu naprężenia oraz modelu odwrotnego do estymacji wartości siły perforacji na podstawie parametrów mechanicznych pasa,
- wykonanie badań eksperymentalnych perforacji pasa dla różnych typów pasa na maszynie wytrzymałościowej z użyciem zaprojektowanego wykrojnika w celu uzyskania charakterystyk siły w funkcji przemieszczenia stempla $F(x)$ dla stempla płaskiego,
- przekształcenie zarejestrowanych charakterystyk dla stempla płaskiego za pomocą opracowanego modelu na krzywe naprężenie-odkształcenie, a następnie wyznaczenie na ich podstawie parametrów mechanicznych i modelu zniszczenia Johnsona-Cook'a,
- budowa modelu bryłowego MES w programie ABAQUS i przeprowadzenie analizy w celu uzyskania wartości siły reakcyjnej na stemplu w funkcji jego przemieszczenia,
- porównanie wyników symulacji MES i badań empirycznych w celu walidacji opracowanego modelu i oszacowania jego dokładności,
- zestawienie opracowanych modeli i weryfikacja ich poprawności na kolejnej grupie pasów o skrajnych właściwościach mechanicznych.

W celu estymacji wartości siły perforacji wyprowadzono analityczny model do wyznaczania wartości naprężenia w przekroju ścinanym pasa, który poddano walidacji za pomocą badań eksperymentalnych oraz symulacji komputerowych z wykorzystaniem MES w programie ABAQUS.

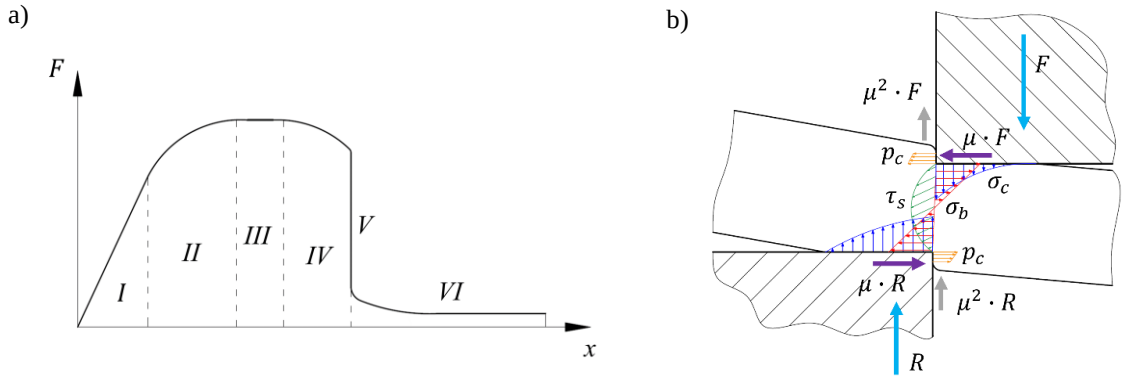
Proces perforacji pasów za pomocą dwóch krawędzi tnących (stempla i matrycy) można podzielić na następujące etapy:

I. sprężyste odkształcenie materiału,
II. sprężysto-plastyczne odkształcenie materiału,
III. plastyczne płynięcie materiału,
IV. początek fazy cięcia – pękanie,
V. zniszczenie materiału,
VI. oddzielenie odpadu od pasa i wypchnięcie go przez kanał matrycy.

Na rysunku 12 przedstawiono wszystkie fazy procesu perforacji, natomiast na rysunku 13a zobrazowano przebieg siły perforacji, zaś na rysunku 13b rozkłady naprężenia oraz siły występujące w materiale podczas procesu perforacji pozwalające na przeanalizowanie mechaniki procesu perforacji.

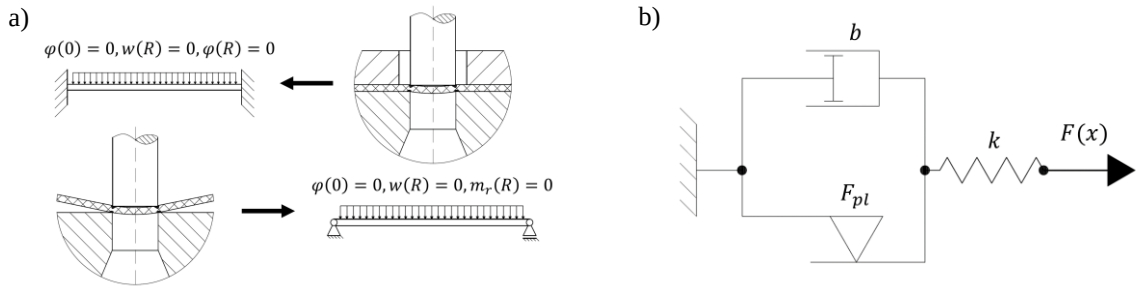


Rys. 12. Fazy procesu perforacji [4]



Rys. 13. Przebieg siły perforacji (a) oraz obciążenie i rozkład naprężenia w ścinanym przekroju materiału perforowanego (b) [4]: F – siła perforacji, R – siła reakcyjna, μ – współczynnik tarcia, σ_b – naprężenie zginające, σ_c – naprężenie ściskające), τ_s – naprężenie ścinające, p_c – naciski kontaktowe [4]

W modelu przyjęto założenie, że część pasa przeznaczona na odpad zachowuje się jak płyta kołowo symetryczna obciążona ciśnieniem (rys. 14a). Oznacza to, że stan naprężenia w przekroju ścinanym jest złożony (ścinanie, zginanie i ściskanie), a do wyznaczenia naprężenia zredukowanego wykorzystano hipotezę Hubera-Misesa-Henckiego. Opracowany model pozwala jedynie na oszacowanie wartości maksymalnej siły perforacji. W celu odwzorowania przebiegu zmiany siły wykorzystano model reologiczny (rys. 14b).

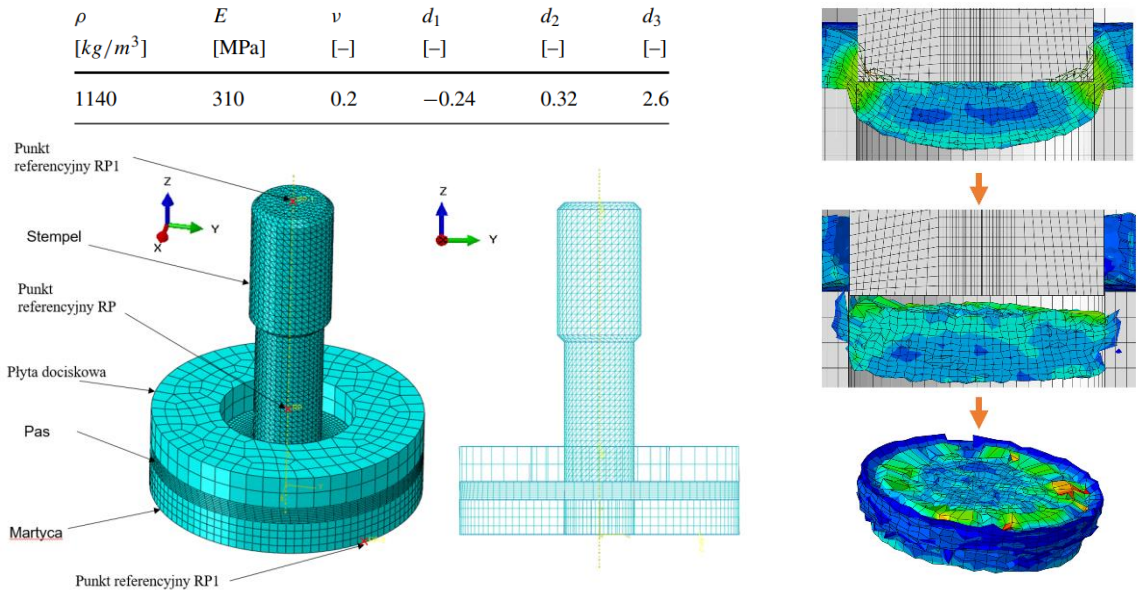


Rys. 14. Modelowanie warunków brzegowych w zależności od utwierdzenia pasa (a) oraz model reologiczny do modelowania przebiegu perforacji pasa w zakresie sprężysto-plastycznym z płynięciem materiału (b) [4]

Użyteczność modelu została wykazana poprzez użycie go do estymacji wartości siły perforacji za pomocą stempla płaskiego na podstawie podstawowych właściwości mechanicznych uzyskanych z podstawowych prób wytrzymałościowych (jednoosiowe rozciąganie, ściskanie i ścinanie). Ze względu na różny charakter pękania pasa w procesie wykrawania oraz znaczące różnice w sztywności pasów zdefiniowano charakterystyki pozwalające na oszacowanie odkształcenia pasa w momencie jego pękania ε_{dm}, a także współczynnika definiującego zakres ściskania pasa ξ na podstawie modułu Younga oraz grubości pasa i jego rdzenia. Ze względu na dużą rozbieżność współczynnika tarcia μ (od 0,5 do 0,6) opisane zależności zostały przebadane w całym zakresie jego zmienności.

W analizie MES (rys. 15) posłużono się założeniem upraszczającym, w którym kompozytowy pas o właściwościach ortotropowych zamodelowany jest jako materiał izotropowy o właściwościach uśrednionych. Jako model zniszczenia wykorzystano model Johnsona-Cooka, którego wszystkie parametry dobrano na podstawie opracowanego w ramach zadania nr 1 modelu. Takie podejście znacznie upraszcza analizę i skraca czas obliczeniowy. Pozwala to jednocześnie uzyskać maksymalną wartość siły perforacji z wysoką dokładnością, co czyni je użytecznym do analiz porównawczych w celu poszukiwania efektywnej geometrii stempla. Wadą takiego rozwiązania jest niedokładne odwzorowanie przebiegu siły, w szczególności w początkowym etapie penetracji pasa przez stempel.

ρ $[kg/m^3]$	E [MPa]	ν [–]	d_1 [–]	d_2 [–]	d_3 [–]
1140	310	0.2	−0.24	0.32	2.6



Rys. 15. Budowa modelu MES wraz z prezentacją przykładowych wyników [4]

<u>Zadanie 3</u> – *Określenie wpływu cech geometrycznych narzędzia na wartość siły perforacji, jakość otworów oraz trwałość ostrza [4-6].*

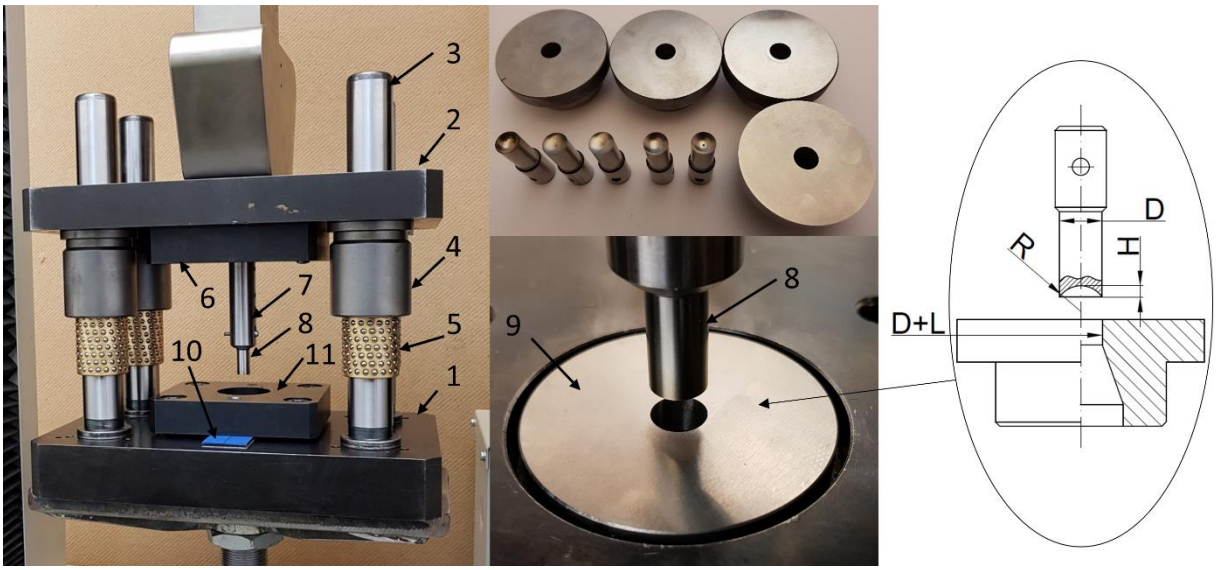
W ramach realizacji zadania badawczego nr 3 wykonano następujące czynności:

– wykonanie badań eksperymentalnych perforacji pasa dla różnych typów pasa na maszynie wytrzymałościowej z użyciem zaprojektowanego wykrojnika w celu uzyskania charakterystyk siły w funkcji przemieszczenia stempla *F(x)* dla stempli o modyfikowanej geometrii,

- porównanie wyników doświadczalnych dla stempli o modyfikowanej geometrii dla przedstawicieli każdej z trzech grup polimerowych pasów kompozytowych oraz wyznaczenie współczynników kształtu dla stempli, które mają pozytywny wpływ na przebieg procesu perforacji (redukują siłę, poprawiają jakość otworów lub łagodzą spadek siły w momencie oddzielania odpadu od pasa),
- analiza porównawcza dwóch najkorzystniejszych kształtów stempla – stempel z czaszą kulistą oraz stempel z czaszą stożkową,
- analiza MES naprężenia na krawędzi tnącej dwóch najkorzystniejszych kształtów stempla,
- wybór efektywnej geometrii stempla – stempel z czaszą kulistą,
- analiza wpływu wybranych parametrów geometrycznych na jakość wykonywanych otworów,
- wyznaczenie charakterystyk do estymacji odchyłki kształtu i wymiaru w zależności od geometrii stempla,
- budowa modelu MES do symulacji procesu wykrawania otworu stemplem z czaszą kulistą w polimerowym pasie kompozytowym TFL10S,
- wykonanie badań eksperymentalnych dla stempli o średnicy 10 mm z promieniem czaszy R = 5,5; 6,5; 7,25; 8,5 i 10 mm oraz stempli o średnicach D = 5, 6 i 8 mm i promieniu R = 7,25 mm współpracujących z matrycami o luzach L = 0,05; 0,1; 0,15 i 0,2 mm,
- analiza wpływu jakości wykonania narzędzi wykrawających na rozrzut wyników pomiarów badań eksperymentalnych,
- wykonanie analiz MES dla stempli i matryc o różnej geometrii (ze zmienną średnicą, promieniem czaszy oraz luzem pomiędzy stemplem a matrycą),
- walidacja modelu MES oraz określenie jego błędu na postawie komparacji wyników symulacji komputerowych i badań eksperymentalnych,
- analiza wpływu luzu pomiędzy stemplem a matrycą na wartość siły perforacji niezbędnej do wykrojenia otworu w pasie,
- analiza wpływu parametrów geometrycznych stempla (głębokości czaszy kulistej H oraz średnicy stempla D) na wartość siły perforacji,
- wyznaczenie charakterystyk do estymacji siły perforacji dla średnic stempla D = 5, 6, 8 i 10 mm w zależności od głębokości czaszy kulistej H,
- wyznaczenie charakterystyki ogólnej zależności siły perforacji F_P w zależności od stosunku głębokości czaszy kulistej do kwadratu średnicy stempla H/D^2,
- opracowanie modelu analitycznego do oceny zużycia ostrza na podstawie stosunku siły perforacji do siły poprzecznej F_P/F_T,
- obliczenia numeryczne siły poprzecznej F_T na podstawie opracowanego modelu analitycznego oraz wyników analiz MES dla różnych geometrii stempla i zestawienie ich z siłą perforacji w celu uzyskania charakterystyk do estymacji wyznacznika trwałości krawędzi tnącej dla średnic D = 5, 6, 8 i 10 mm,
- wyznaczenie charakterystyki ogólnej do ewaluacji trwałości krawędzi tnącej stempla w zależności od stosunku wysokości czaszy kulistej do średnicy stempla H/D,

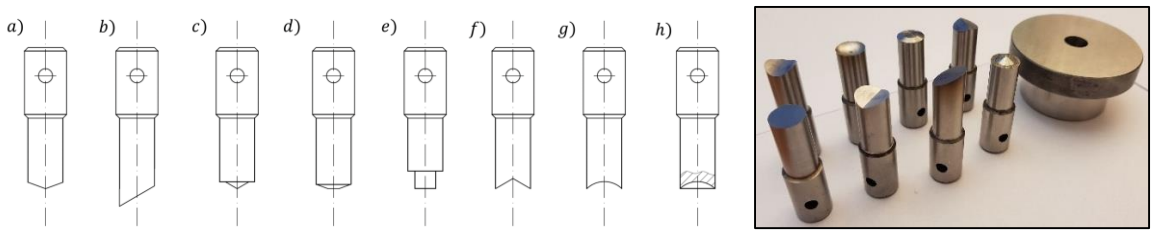
- opracowanie modelu optymalizacji geometrii stempla w oparciu o kryteria jakości otworu, siły perforacji oraz trwałości ostrza,
- wyznaczenie efektywnej geometrii stempla z czaszą kulistą do perforacji polimerowych pasów kompozytowych dla średnic D = 5, 6, 8 i 10 mm,
- opracowanie zależności do estymacji optymalnej głębokości czaszy kulistej H dla stempli o średnicach D w zakresie od 3-10 mm,
- wykonanie analizy wrażliwości dla rozwiązań sąsiadujących z optymalnym oraz opracowanie na jej podstawie rozszerzonego modelu optymalizacji pozwalającego wprowadzać współczynniki wagowe do kryteriów zastosowanych w modelu.

Określenie wpływu cech geometrycznych narzędzia na wartość siły perforacji, jakość otworów oraz trwałość ostrza wymagało wykonania dużej ilości badań doświadczalnych perforacji pasów (ponad 3000 pomiarów). W tym celu zaprojektowano autorskie stanowisko przystosowane do zamontowania w maszynie wytrzymałościowej MTS Insight 50 kN, którego budowę przedstawiono na rysunku 16 oraz szereg narzędzi (stempli i matryc), które pokazano na rysunkach 16 i 17. Przy konstrukcji wykrojnika wykorzystano doświadczenie zdobyte podczas badań wstępnych, jak również wykorzystano metody komputerowego wspomagania projektowania aby zweryfikować czy konstrukcja będzie się charakteryzować pożądanymi cechami użytkowymi. Głównymi problemami konstrukcyjnymi było zapewnienie bardzo dobrej współosiowości pomiędzy stemplem i matrycą, aby możliwe było zastosowanie niewielkich luzów (0,05 mm), uzyskanie odpowiedniej sztywności płyt wykrojnika oraz łatwe przezbrajanie narzędzi, aby skrócić czas przygotowawczy do badania. W wykrojniku zastosowano prowadnice kulkowe liniowe bezluzowe, a płyty podstawowo-matrycowa i głowicowo-stemplowa wykonane zostały w jednym zamocowaniu. Pasowanie pomiędzy częścią chwytową narzędzi a przeznaczonymi dla nich gniazdami zostało utrzymane w 5. klasie dokładności (H6/h5).



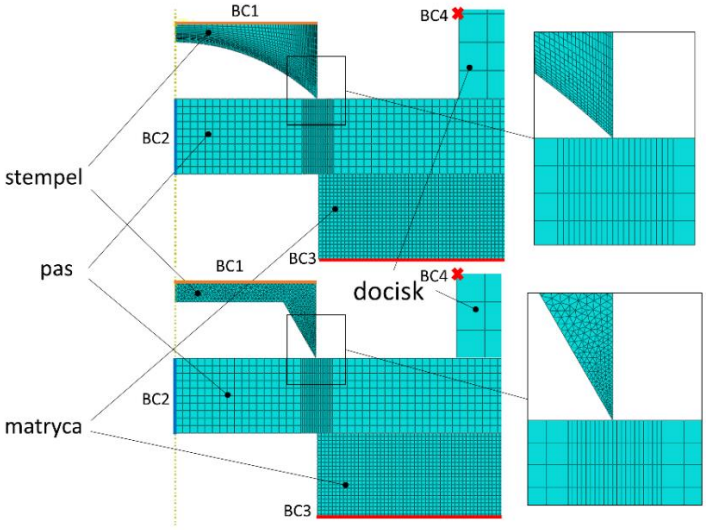
Rys. 16. Wykrojnik do perforacji pasów:1 – podstawa, 2 – płyta głowicowa, 3 – słup prowadzący, 4 – tuleja prowadząca, 5 – koszyk kulkowy, 6 – płyta stemplowa, 7 – uchwyt stempla, 8 – stempel, 9 – matryca, 10 – pas perforowany, 11 – płyta dociskowa, D – średnica stempla, H – głębokość czaszy, L – luz stempel-matryca, R – promień czaszy [4, 6]

W pierwszym etapie badań eksperymentalnych [4] przebadano 8 różnych kształtów stempli, jeden płaski (PD) i 7 o modyfikowanej geometrii (rys. 17, z wyłączeniem przykładu *e*). Badania wykonano dla 8 różnych typów pasów z rdzeniem poliamidowym oraz po jednym przedstawicielu każdej z dwóch pozostałych grup pasów. Średnica nominalna każdego ze stempli wynosiła D = 10 mm, a luz pomiędzy stemplem i matrycą był stały i wynosił L = 0,1 mm, co stanowi 1% wartości średnicy stempla.



Rys. 17. Zmodyfikowane typy stempli: a, b, c) stemple o profilu wypukłym: stempel V-kształtny – PDV (a), stempel asymetrycznie ścięty – PDSS (b) i stempel z pilotem stożkowym – PDCP (c); d, e) stemple o profilu płaskim: stempel fazowany – PDC (d), stempel wielostopniowy(e); f, g, h) stemple o profilu wklęsłym: stempel symetrycznie ścięty – PDDS (f), stempel z czaszą cylindryczną – PDCB (g), stempel z czaszą kulistą – PDSB (h)

Po uznaniu, na podstawie wyników z etapu pierwszego, stempla z czaszą kulistą za najkorzystniejszy z kształtów stempli modyfikowanych w drugim etapie [5] dokonano jego analizy porównawczej z drugim wcześniej nie badanym stemplem osiowosymetrycznym o profilu wklęsłym – stempel z czaszą stożkową. Aby możliwe było bezpośrednie zestawienie wyników oba stemple miały taką samą głębokość czaszy H = 2 mm. Do analizy wartości siły perforacji i jakości wykonywanych otworów wykorzystano badania doświadczalne z zastosowaniem tej samej aparatury co w etapie pierwszym, z tym że ograniczono liczbę typów pasów z 10 do 8. Następnie skupiono się na analizie rozkładu naprężenia na krawędzi tnącej obu stempli. Ze względu na symetrię osiową zagadnienie można zredukować do zagadnienia płaskiego, a następnie otrzymać wyniki poprzez obrót wokół osi. Budowę modelu MES w programie ABAQUS przedstawiono na rysunku 18. Wyniki obu analiz pozwoliły na wybór kształtu stempla, który uznany został za efektywny do perforacji polimerowych wielowarstwowych pasów kompozytowych.

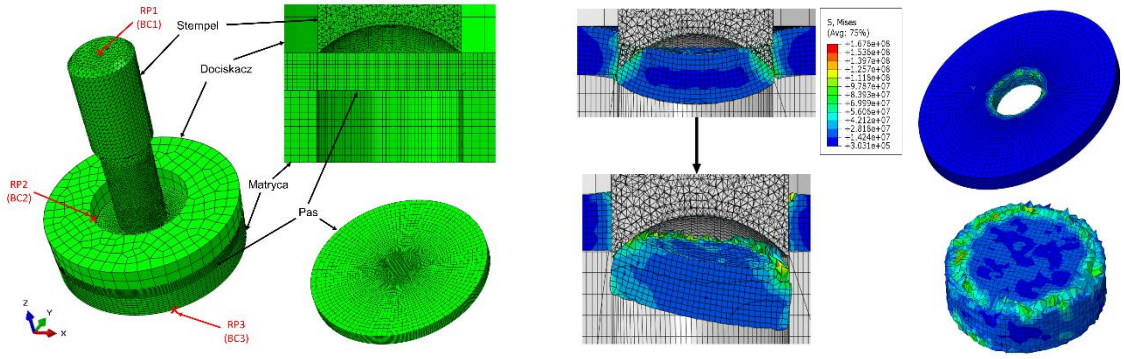


Rys. 18. Budowa modelu MES w programie ABAQUS dla obu typów stempli: z czaszą kulistą (górny model) i z czaszą stożkową (dolny model) [5]

Po ostatecznym wyborze stempla z czaszą kulistą jako efektywnego narzędzia do wykrawania otworów w polimerowych wielowarstwowych pasach kompozytowych przeprowadzono trzeci etap badań mający na celu opracowanie efektywnej geometrii narzędzi do perforacji pasów [6]. Aby zrealizować założony cel należy rozpatrzeć wpływ poszczególnych cech geometrycznych na jakość wykonywanego otworu, maksymalną siłę niezbędną do przeprowadzenia perforacji oraz trwałość narzędzia, a następnie na tej podstawie zbudować model optymalizacji.

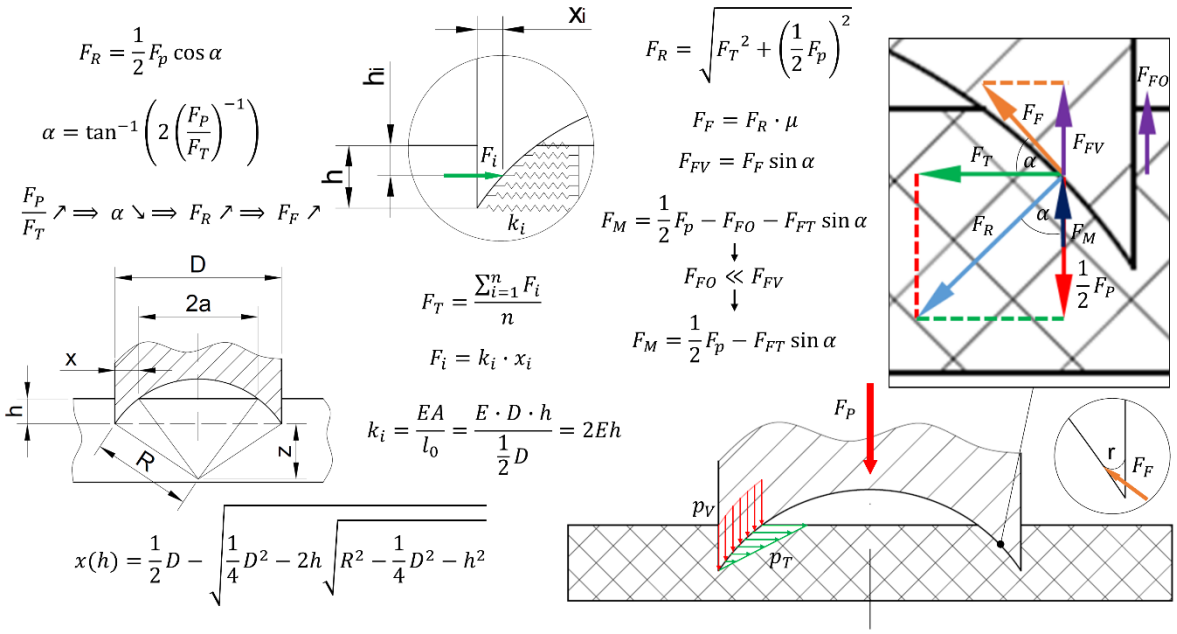
W przypadku oceny jakości otworu do badań wykorzystano kryterium jakościowe, określane na podstawie obserwacji powierzchni bocznej i krawędzi otworu, w celu zdefiniowania występowania takich wad jak postrzępione włókna, owalność lub stożkowość otworu, nierównomierna krawędź itp., oraz kryterium ilościowe w postaci odchyłki średnicy Δ oraz współczynnika owalności δ. Badania przeprowadzono dla stempli z czaszą kulistą o średnicy D = 10 mm i różnych promieniach czaszy R = 5,5 mm, 6,5 mm, 7,25 mm, 8,5 mm i 10 mm oraz matryc z luzem 0,05 mm, 0,1 mm, 0,15 mm i 0,2 mm. Otrzymane otwory zostały pomierzone suwmiarką w dwóch prostopadłych kierunkach wzdłużnym i poprzecznym.

Do oceny wartości maksymalnej siły perforacji wykorzystano zarówno badania eksperymentalne z wykorzystaniem wyżej wymienionych narzędzi, jak również symulację komputerową MES. Wyniki doświadczalne posłużyły do walidacji opracowanego modelu MES, którego budowę przedstawiono na rysunku 19. Budowa modelu, jak i dobór parametrów materiałowych zostały wykonane na podstawie efektów poprzednich zadań. Dzięki zweryfikowanemu modelowi MES możliwe jest przeprowadzenie analizy dla zmiennej geometrii w szerszym zakresie i wyznaczenie większej ilości punktów pomiarowych, niezbędnych do wyprowadzenia funkcji estymujących niezbędnych w procesie optymalizacji.



Rys. 19. Budowa modelu MES wraz z przykładowymi wynikami symulacji dla pasa TFL10S [6]

Ostatnia analiza dotyczyła trwałości ostrza. Badanie zużycia ostrza przy perforacji pasów byłoby bardzo czaso- i kosztochłonne, więc zdecydowano się na wykorzystanie badań symulacyjnych z wykorzystaniem metod elementów skończonych w środowisku ABAQUS. Jako wskaźnik trwałości ostrza wykorzystano stosunek siły perforacji do siły poprzecznej generującej nacisk na wewnętrznej powierzchni czaszy. Im większy stosunek tym większa jest siła tarcia która odpowiada za zużycie cierne narzędzi. Wyprowadzony model wraz z rozkładem sił przedstawiono na rysunku 20. Siła poprzeczna została odczytana bezpośrednio z analizy MES, podczas gdy do odczytu siły nacisku wykorzystano model analityczny przedstawiony poniżej.



Rys. 20. Rozkład sił na stemplu przy perforacji za pomocą stempla z czaszą kulistą [6]: F_P – siła perforacji, F_T – siła poprzeczna, F_R – siła promieniowa, F_{FO} – tarcie na powierzchni walcowej stempla, F_F – tarcie na powierzchni sferycznej stempla (siła odpowiedzialna za zużycie cierne krawędzi tnącej), F_M – siła oporu materiału

<u>Zadanie 4</u> – Zbadanie wpływu parametrów procesu wykrawania dla wybranych typów pasów kompozytowych [7, 10].

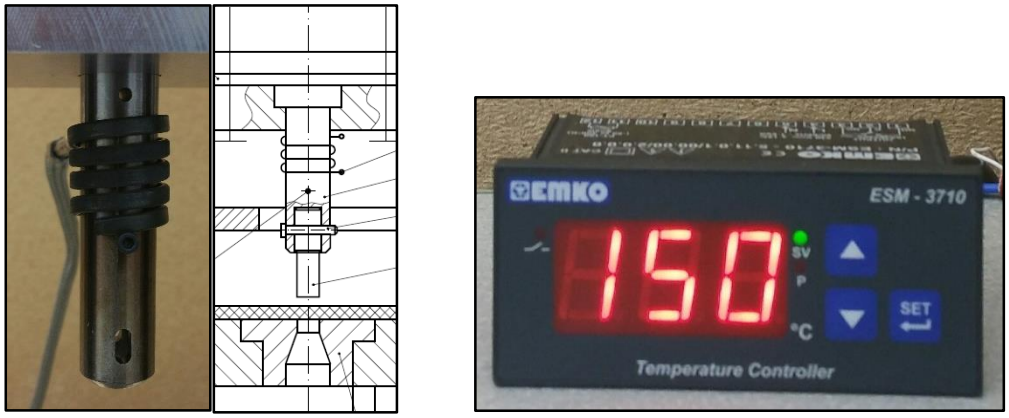
W ramach realizacji zadania badawczego nr 4 wykonano następujące czynności:

- wykonano badania eksperymentalne z zastosowaniem zaprojektowanego stempla z czaszą kulistą dla różnych prędkości stempla,
- wykonano testy z zastosowaniem zaprojektowanego stempla z czaszą kulistą dla różnych temperatur stempla,
- przeanalizowano wpływ wzoru perforacji na aspekty związane z konstrukcją automatów do perforacji.

Ze względu na prostą kinematykę precyzyjnego wykrawania otworów w pasach transportowych liczba parametrów technologicznych procesu perforacji jest ograniczona. Zalicza się do nich przede wszystkim prędkość stempla, temperaturę pracy oraz wzór perforacji.

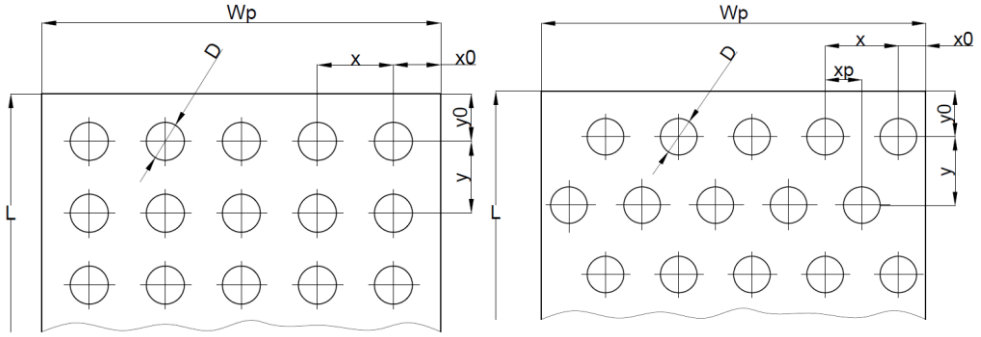
Prędkość stempla jest zależna od dobranego napędu liniowego wywołującego liniowe przemieszczenie płyty stemplowej, w której osadzony jest stempel względem płyty matrycowej, w której zabudowana jest matryca. Prędkości stosowane do precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów nie przekraczają zazwyczaj 50 mm/s. Ze względu na ograniczenia maszyny wytrzymałościowej badania wykonano dla 5 różnych prędkości: 0,5, 1, 2, 4 i 8 mm/s. Celem badań było jedynie sprawdzenie tendencji zmiany siły perforacji i jakości otworów dla różnych prędkości stempla, która może wskazać kierunek dalszego rozwoju prowadzonych badań naukowych.

Wzrost temperatury w przypadku procesów obróbki mechanicznej jest zazwyczaj traktowany jako zjawisko negatywne. W procesie wykrawania narzędzie nie ulega nagrzaniu. W badaniach wstępnych udowodniono jednak, że celowe zwiększenie temperatury narzędzia może usprawnić proces perforacji i przynieść pozytywne efekty [2]. Należy jednak pamiętać, aby temperatura nie przekraczała 200°C, ponieważ doprowadza to do termicznej deformacji pasa i zmiany jego właściwości ze względu na przetopienie materiału. Nagrzewać można jedno lub oba narzędzia, lecz najprościej jest nagrzewać sam stempel stosując zwojowe elementy grzejne umieszczone na jego uchwycie i regulator temperatury (rys. 21).



Rys. 21. Zwojowy element grzejny oraz regulator temperatury EMKO ESM - 3710

Ostatnim parametrem technologicznym jest wzór perforacji. Najczęściej używanymi wzorami perforacji są wzory prostokątne lub przesunięte (rys. 22). W praktyce stosuje się jednak liczne kombinacje tych wzorów modyfikując je poprzez niestandardowe odstępy pomiędzy sekcjami otworów czy perforując jeden pas kilkoma różnymi średnicami. Zdefiniowany wzór perforacji nie ma jednak żadnego wpływu na wartość siły czy na jakość wykonywanych otworów. Ma on jednak kolosalne znaczenie w kwestiach związanych ze sterowaniem maszyny i osiąganą dokładnością rozstawu otworów. Wybór dopuszczanych wzorów perforacji ma również wpływ na konstrukcję poszczególnych podzespołów maszyny.



Rys. 22. Prostokątny i przesunięty wzór perforacji [7]: *Wp* – szerokość pasa, *L* – długość pasa, *D* – średnica otworu, *x* – odległość pomiędzy sąsiadującymi kolumnami otworów, *x0* – odległość pierwszej kolumny od krawędzi bocznej pasa, *xp* – wartość przesunięcia pomiędzy kolumnami w sąsiadujących wierszach, *y* – odległość pomiędzy sąsiadującymi rzędami otworów, *y0* – odległość pierwszego rzędu od krawędzi poprzecznej pasa

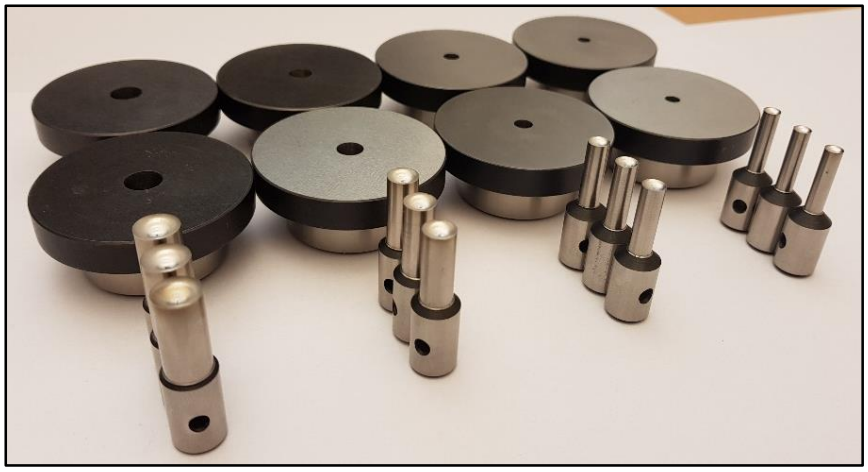
<u>Zadanie 5</u> – Zaprojektowanie efektywnego narzędzia perforującego [6] i weryfikacja jego cech użytkowych [8, 9, 11-17].

W ramach realizacji zadania badawczego nr 5 wykonano następujące czynności:

- wykonanie analiz technologii wykonania stempla z czaszą kulistą o określonych cechach konstrukcyjnych,
- zaprojektowanie efektywnych narzędzi do perforacji polimerowych wielowarstwowych pasów kompozytowych z rdzeniem poliamidowym dla średnic nominalnych otworów 5, 6, 8 i 10 mm,
- weryfikacja wartości siły niezbędnej do wykrojenia otworu w pasie za pomocą efektywnych narzędzi do perforacji polimerowych wielowarstwowych pasów kompozytowych z rdzeniem poliamidowym,
- opracowanie metodologii oceny efektywności stempla na podstawie pomiaru siły oporu ściskania materiału,
- zaprojektowanie konstrukcji i budowa automatu do perforacji pasów transportujących i napędowych,
- wykonanie produkcji pilotażowej w celu oceny cech użytkowych zaprojektowanego narzędzia,
- komputerowa analiza konstrukcji głowicy perforującej i jej wpływu na właściwości użytkowe zaprojektowanego narzędzia.

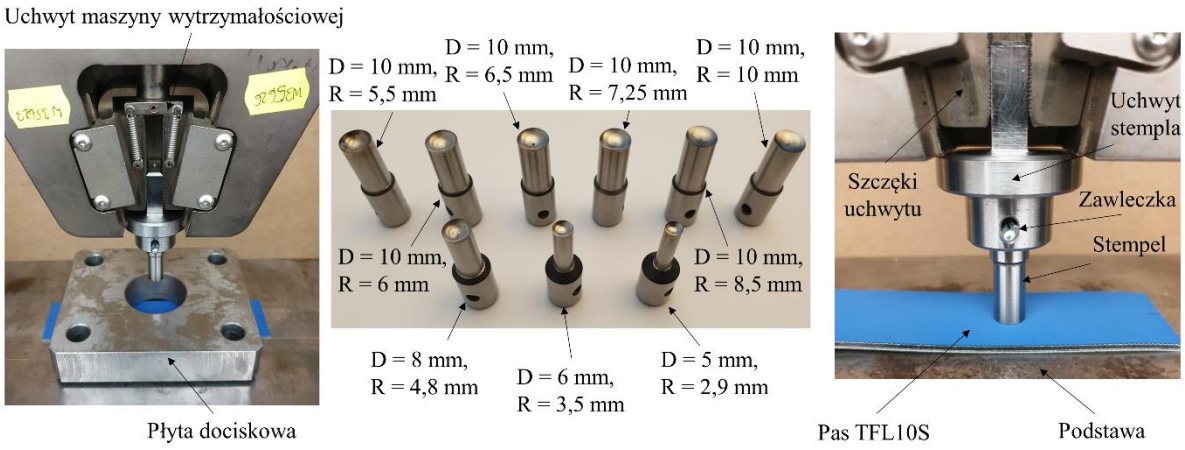
W celu analizy technologii wykonania stempla dokonano licznych konsultacji z technologami firm zajmującymi się precyzyjnym wytwarzaniem narzędzi, jak również przeanalizowano możliwości technologiczne znanych i dostępnych powszechnie obrabiarek. Korzystając z tych informacji i łącząc je z modelem optymalizacji uzyskanym w ramach realizacji zadania nr 3 zaprojektowano efektywne narzędzia do perforacji polimerowych wielowarstwowych pasów kompozytowych z rdzeniem poliamidowym dla średnic nominalnych otworów 5, 6, 8 i 10 mm, a następnie opracowano ich pełną dokumentację techniczną.

Aby zweryfikować wartość siły niezbędnej do wykrojenia otworu w pasie za pomocą efektywnych narzędzi [11] wykonano po 3 stemple i po 2 matryce dla każdej z badanych średnic nominalnych stempla D = 5, 6, 8 i 10 mm (rys. 23), dla których promienie czasz kulistych dobrano na podstawie przeprowadzonego procesu optymalizacji [6]. Dzięki takiemu podejściu możliwe było przetestowanie 6 różnych kombinacji stempla z matrycą i wyznaczenie średniej wartości, co pozwala na wyeliminowanie zgrubnego błędu pomiaru spowodowanego niedokładnością wykonania narzędzi wykrawających poprzez odrzucenie dwóch skrajnych wartości. Badania wykonano w wykorzystaniem wykrojnika przedstawionego na rysunku 16 oraz tej samej metodologii, co została użyta w zadaniu nr 3. Otrzymane wyniki wykorzystano do wyznaczenie procentowego wskaźnika redukcji siły PFR, który jest wyznacznikiem efektywności stempla.



Rys. 23. Zestaw wykonanych efektywnych narzędzi wykrawających do perforacji pasów o średnicach 5, 6, 8 i 10 mm

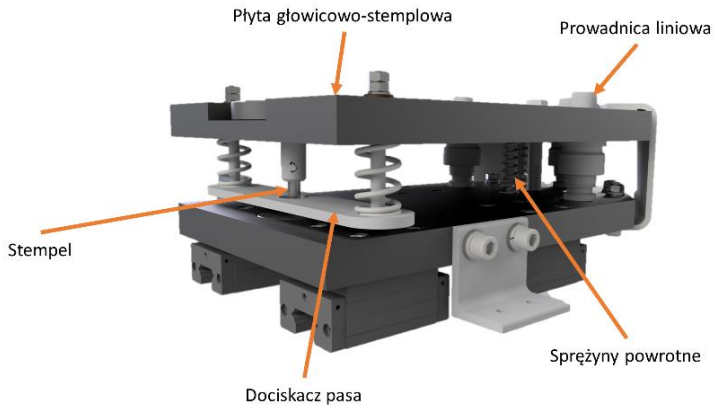
W celu oceny efektywności stempla bez konieczności wykonywania badań wymagających zastosowania specjalistycznego sprzętu (wykrojnika) opracowano metodologię oceny tego parametru na podstawie pomiaru siły oporu ściskania materiału. Wartość tej siły można zmierzyć za pomocą prostej maszyny wytrzymałościowej i uchwytu dostosowanego do zamocowania w szczękach maszyny, w którym umieszcza się badany stempel (rys. 24). Aby określić zależność pomiędzy siłą oporu ściskania materiału a siłą perforacji, w pierwszym etapie wykonano pomiary dla 5 stempli o średnicy D = 10 mm cechujących się różnymi promieniami R = 5,5 mm, 6,5 mm, 7,25 mm, 8,5 mm i 10 mm co odpowiada narzędziom badanym w ramach zadania nr 3. Następnie w drugim etapie badania rozszerzono dla 4 stempli określonych jako narzędzia efektywne na podstawie optymalizacji [6] dla średnic D = 5, 6, 8 i 10 mm, aby wykazać związek pomiędzy siłą oporu ściskania materiału a efektywnym kształtem stempla. Związek ten pozwoliłby wykorzystać opracowaną metodę nie tylko w procesie testowania jakości wykonywanych stempli, ale również w procesie projektowania i optymalizowania geometrii takich narzędzi.



Rys. 24. Stanowisko do pomiaru siły oporu ściskania materiału wraz z badanymi narzędziami [11]

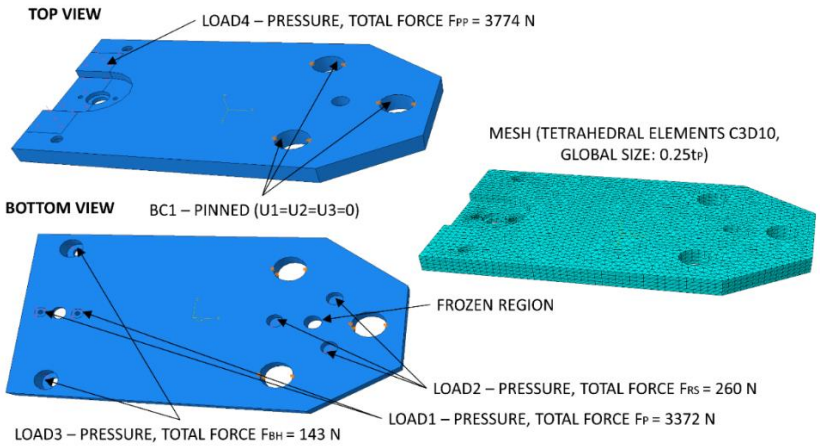
Do weryfikacji właściwości użytkowych zaprojektowanych narzędzi w warunkach przemysłowych niezbędne było zaprojektowanie aparatury przystosowanej do perforacji pasów transportujących i napędowych. Projekt takiego urządzenia wykonano w ramach projektu [17]. Wykonano pełną dokumentację wykonawczą i złożeniową, a także model 3D urządzenia. Opracowane rozwiązania konstrukcyjne opisano w zgłoszeniach patentowych [12-16] będących częścią głównego osiągnięcia naukowego. Automat do perforacji pasów został zbudowany i zaprogramowany, a następnie wykonano produkcję pilotażową obejmującą różne typy pasów, aby ocenić efekty użytkowe prac projektowych.

W ostatnim etapie prac podjęto się przeprowadzenia komputerowej analizy konstrukcji w celu zdefiniowania jej wpływu na właściwości użytkowe zaprojektowanego narzędzia. Za główny obiekt badań wzięto głowicę perforującą (rys. 25), której konstrukcja ma znaczący wpływ na właściwości użytkowe stempla. W badaniach skupiono się na dwóch aspektach: analizie konstrukcji płyty głowicowo-stemplowej oraz wpływie rozmieszczenia prowadnic liniowych na sztywność konstrukcji oraz rozkład naprężenia kontaktowego pomiędzy tuleją a słupem prowadzącym. Oba badania wykonano jako analizy statyczne MES dla najmniej korzystnych przypadków w programie ABAQUS.

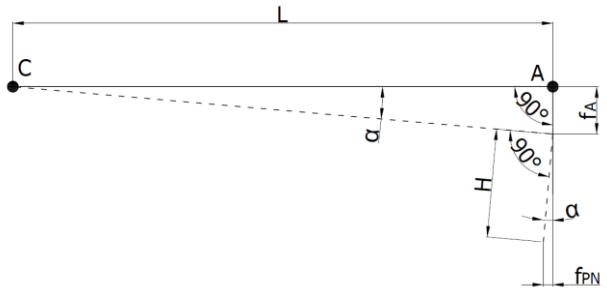


Rys. 25. Model 3D głowicy do perforacji pasów kompozytowych z dwiema krawędziami tnącymi i ruchomą płytą [8]

Budowę modelu MES do analizy płyty głowicowo-stemplowej przedstawiono na rysunku 26. W pierwszym etapie badań sprawdzono wpływ grubości płyty zachowując jej litą strukturę w zakresie od 15 do 40 mm z podziałką 5 mm. Analizie poddano wartość naprężenia zredukowanego, jak również ugięcie statyczne płyty. Korzystając z modelu przedstawionego na rysunku 27 i równania 4 wyznaczano odchylenie końca stempla od osi, które jest kluczowym parametrem do współpracy obu krawędzi tnących. Wartość ta nie może przekroczyć połowy wartości luzu między stemplem a matrycą L, gdyż w przeciwnym wypadku dojdzie do kontaktu mechanicznego między dwoma narzędziami a w efekcie uszkodzenia, jednego z nich lub obu. W drugim etapie badań wykonano optymalizację topologiczną w celu redukcji masy płyty przy jednoczesnym zachowaniu pożądanych cech użytkowych.



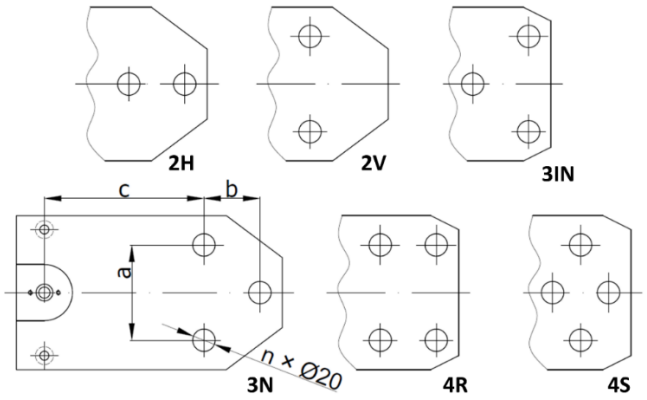
Rys. 26. Budowa modelu MES do optymalizacji topologicznej płyty głowicowo-stemplowej [8]



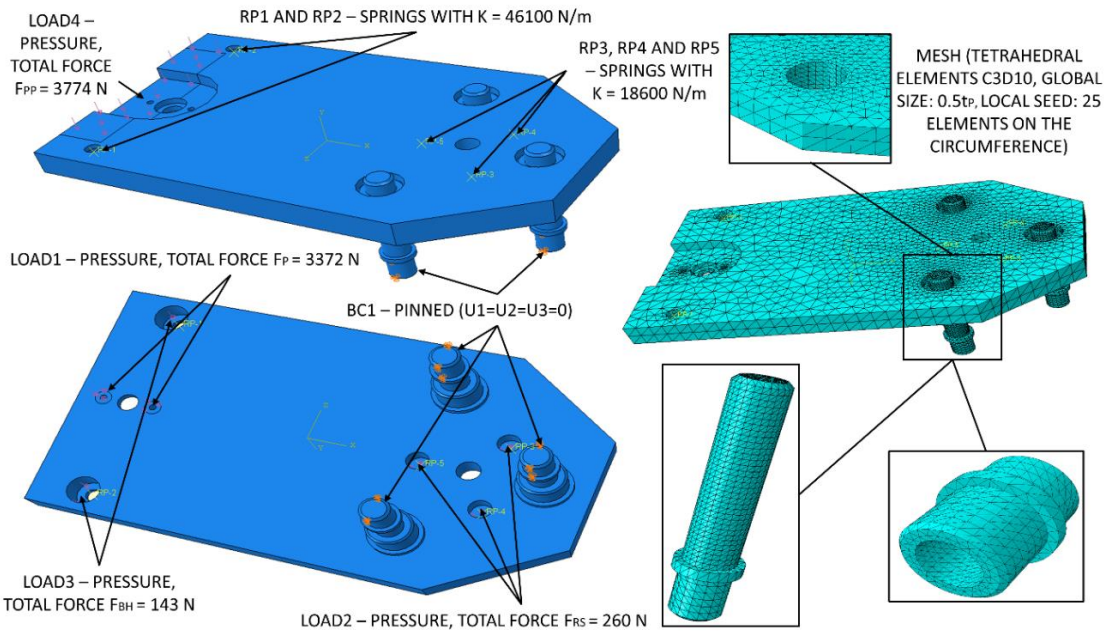
Rys. 27. Schemat zależności pomiędzy ugięciem stempla f_{PN} a ugięciem płyty w punkcie A f_A [8]

$$f_{PN} = \frac{H}{L} \cdot f_A \tag{4}$$

W drugiej analizie zmiennymi były: liczba słupów i sposób ich rozmieszczenia, a także odległości pomiędzy słupami mierzone w kierunku wzdłużnym i poprzecznym. Do badań wybrano 6 metod rozmieszczenia prowadnic (po 2 dla dwóch, trzech i czterech słupów prowadzących) – rys. 28. Budowę modelu MES do analizy współpracy słupa i tulei prowadzącej przedstawiono na rysunku 29. Wybrane konfiguracje przebadano pod kątem maksymalnego naprężenia kontaktowego i jego rozkładu, maksymalnego naprężenia gnącego słup, ugięcia statycznego płyty oraz stempla, jak również masy płyty głowicowo-stemplowej.



Rys. 28. Przebadane przypadki rozmieszczenia słupów prowadzących w wykrojniku [9]

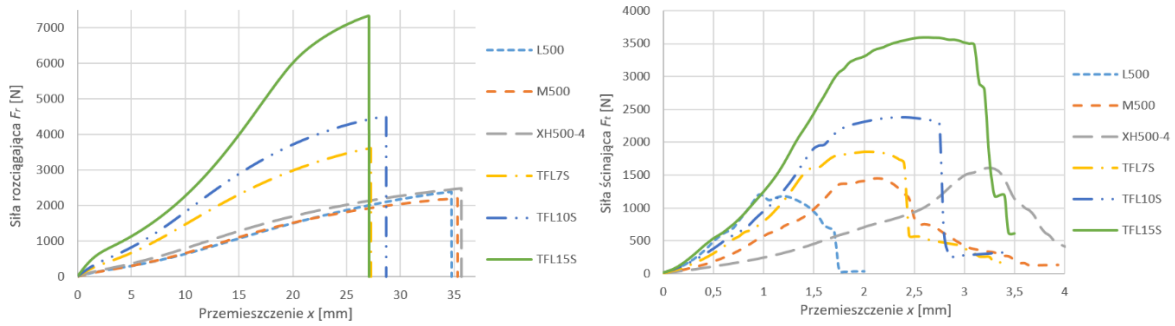


Rys. 29. Budowa modelu MES do badania współpracy pomiędzy słupem a tuleją prowadzącą [9]

9. Wyniki badań i modelowania wchodzące w skład rozprawy doktorskiej

<u>Zadanie 1</u> – Opracowanie modeli właściwości mechanicznych struktury kompozytowych pasów z rdzeniem poliamidowym do analiz numerycznych MES [3].

Na rysunku 30 przedstawiono uśrednione z 5 prób wyniki badań próby rozciągania i ścinania dla badanych pasów.



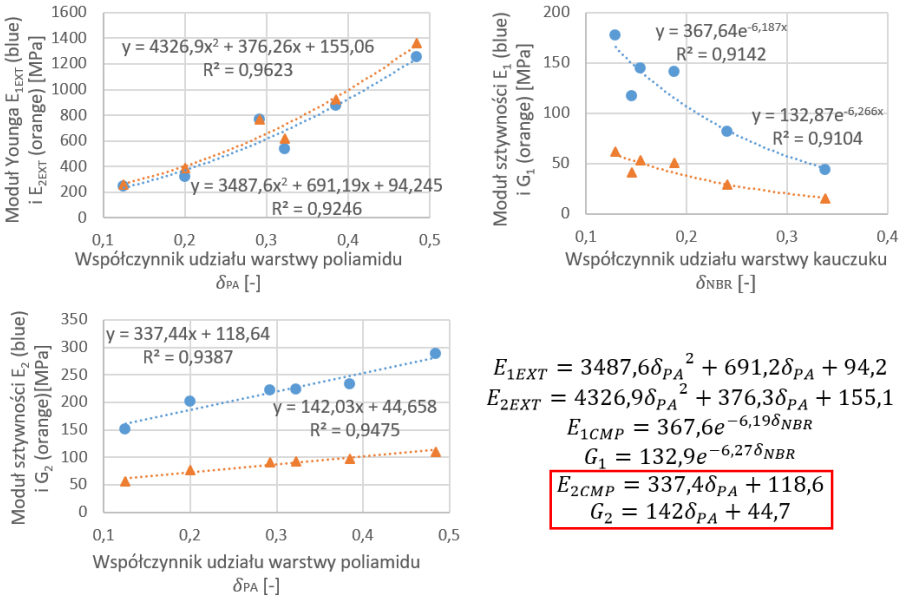
Rys. 30. Wyniki badań rozciągania i ścinania badanych pasów [3]

Analizując otrzymane wyniki można zauważyć znaczącą różnorodność pomiędzy pasami o identycznej strukturze, ale innych grubościach poszczególnych warstw. Dodatkowo można zauważyć tutaj biliniowy charakter pasów: w pierwszym etapie odkształca się kauczukowa warstwa o znacznie wyższej podatności niż rdzeń, a dopiero po przekroczeniu pewnej wartości siły dochodzi do pracy rdzenia co powoduje umocnienie materiału. Z tego powodu wyznaczono po 2 zestawy parametrów mechanicznych (E, G i ν)$_{1,2}$ odpowiadające opisanym wyżej etapom (tabela 2).

Tabela 2. Sprężyste parametry mechaniczne badanych pasów przenośnikowych [3]

Oznaczenie pasa	E_{1EXT} **[MPa]**	E_{2EXT} **[MPa]**	E_{1CMP} **[MPa]**	E_{2CMP} **[MPa]**	G_1 **[MPa]**	G_2 **[MPa]**	ν_1 **[-]**	ν_2 **[-]**
L500	537,1	618,7	116,8	223,9	41,3	92,8	0,41	0,21
M500	320,9	390,6	82	201,2	29,2	77,2	0,4	0,3
XH500-4	245,9	263,4	44,1	151,8	15,4	56,2	0,43	0,35
TFL7S	768,2	765,3	141,3	222,3	50,7	90,5	0,39	0,23
TFL10S	878,8	921,6	144,9	233,9	53,6	97,7	0,35	0,2
TFL15S	1252,6	1365,8	177,8	289	61,8	110,4	0,44	0,31

Na podstawie otrzymanych wyników wyznaczono model do aproksymacji właściwości sprężystych pasów na podstawie grubości poszczególnych warstw przedstawiony na rys. 31. Zauważono, że w przypadku rozciągania moduł Younga jest istotnie zależny od grubości rdzenia poliamidowego – funkcja kwadratowa. Moduły E_1 i G_1 zakresu sprężystego pasa zależą wykładniczo od grubości kauczuku, a moduły E_2 i G_2 po umocnieniu materiału rosną liniowo wraz ze wzrostem grubości warstwy poliamidu. W podobny sposób można aproksymować właściwości plastyczne pasa lub ze względu na niewielkie różnice dobrać parametry zbliżonego pasa z tabeli 3.

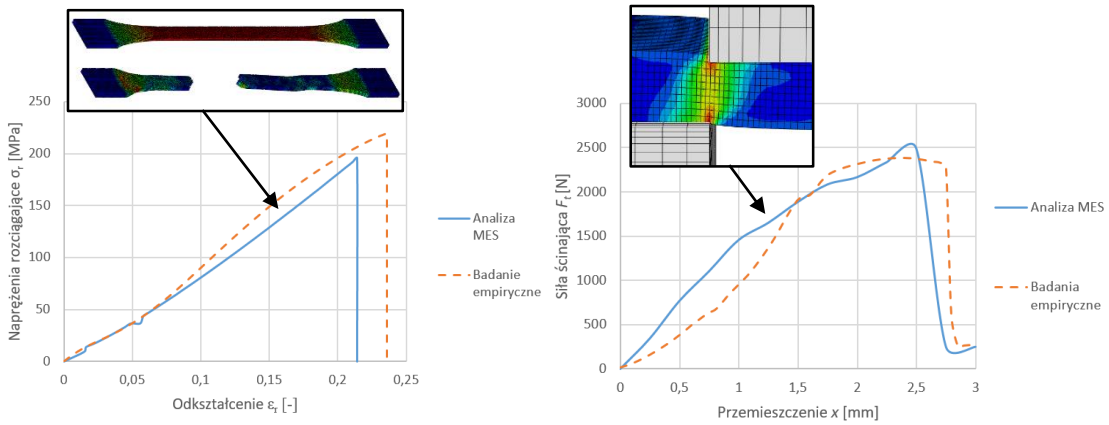


Rys. 31. Model do estymacji sprężystych właściwości mechanicznych pasów kompozytowych z rdzeniem poliamidowym [3]

Tabela 3. Parametry modeli Johnsona - Cooka dla badanych pasów [3]

Oznaczenie pasa	*A* [MPa]	*B* [MPa]	*n* [-]	d_1 [-]	d_2 [-]	d_3 [-]
L500	8,4	1213,2	1,37	0,117	0,541	3,91
M500	4,8	518	1,16	0,160	0,55	4,9
XH500-4	3,8	347,7	1,14	0,107	0,575	3,78
TFL7S	11,9	1066,4	1,18	0,133	0,652	6,41
TFL10S	13,6	1200,1	1,17	0,127	0,686	5,98
TFL15S	18,9	2941	1,51	0,15	0,635	7,15

Dla porównania wyników z analiz MES i badań doświadczalnych wykreślono charakterystyki przedstawione na rysunku 32. Można zauważyć, że różnica między wartościami najistotniejszych parametrów, czyli wartościami przy których dochodzi do zniszczenia nie przekracza 15%. Występują jednak widoczne różnice w przebiegu charakterystyk, które mogą wprowadzać błędy przy modelowaniu procesu perforacji.



Rys. 32. Zestawienie wyników badań doświadczalnych i analiz MES dla próby rozciągania i ścinania [3]

<u>Zadanie 2</u> – Opracowanie modelu perforacji kompozytowych pasów transportujących i napędowych [4, 6].

Ze względu na złożony stan naprężenia w pasie perforowanym wyznaczono kolejno naprężenia zginające σ_g, naprężenia ściskające σ_c oraz naprężenia ścinające τ_t:

$$\sigma_g = \frac{3(1-\nu)pR^2}{2g^3}z = \frac{3(1-\nu)F(x)(1-\mu^2)R^2}{2A(x)g^3}z,$$

$$\sigma_c = \frac{F(x)(1-\mu^2)}{A'(x)} = \frac{F(x)(1-\mu^2)}{\pi R^2(1-\xi^2)},$$

$$\tau_t = \frac{F(x)(1-\mu^2)}{2\pi R \cdot g},$$

gdzie: $F(x)$ – siła perforacji [N], g – grubość pasa [mm], R – promień stempla [mm], ν – współczynnik Poissona [-], x – głębokość penetracji [mm], μ – współczynnik tarcia [-], ξ – współczynnik powierzchni ściskanej [-], $A'(x)$ – powierzchnia ściskana [mm^2], $A(x)$ – powierzchnia kontaktu stempla z pasem [mm^2], p – ciśnienie nacisku stempla na pas [MPa], z – maksymalna odległość od osi obojętnej [mm].

Następnie korzystając z hipotezy Hubera-Misesa-Henckiego wyznaczono naprężenia zredukowane σ_{red} w przekroju ścinanym (stycznym do krawędzi tnącej stempla):

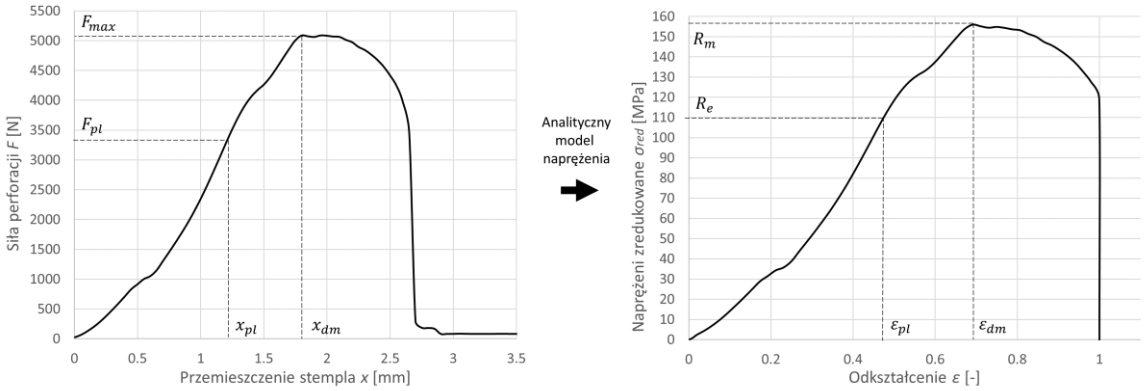
$$\sigma_{red} = \sqrt{{\sigma_g}^2 + {\sigma_c}^2 - \sigma_g\sigma_c + 3{\tau_t}^2} =$$

$$= F(x)(1-\mu^2)\sqrt{\frac{9R^2(g-x)^2(\nu^2-\nu+1)}{16A(x)^2g^6} + \frac{1}{A'(x)^2} - \frac{3R^2(g-x)\sqrt{\nu^2-\nu+1}}{4A(x)A'(x)g^3} + \frac{3}{4\pi^2R^2g^2}}$$

W celu otrzymania modelu estymacji siły perforacji dokonano transformacji równania otrzymując poniższy model, w którym w celu wyznaczenia wartości siły w miejsce naprężenia zredukowanego podstawiamy wartość wytrzymałości na rozciąganie R_m, dla konkretnego typu pasa otrzymanej z próby jednoosiowego rozciągania.

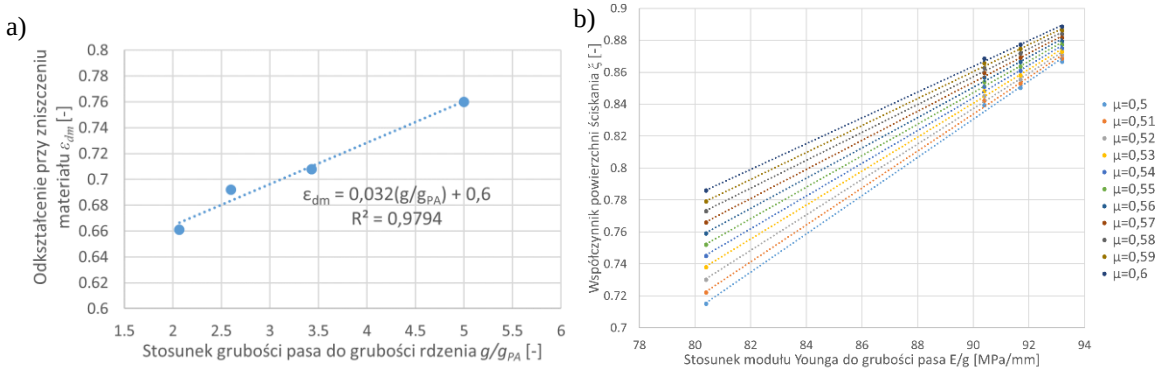
$$F(\sigma_{red}, x) = \frac{\sigma_{red}}{(1-\mu^2)\sqrt{\frac{9R^2(g-x)^2(\nu^2-\nu+1)}{16A(x)^2g^6} + \frac{1}{A'(x)^2} - \frac{3R^2(g-x)\sqrt{\nu^2-\nu+1}}{4A(x)A'(x)g^3} + \frac{3}{4\pi^2R^2g^2}}}$$

Na rysunku 33 przedstawiono wyniki pomiaru siły perforacji stemplem płaskim pas TFL10S oraz przekształcenie krzywej siła-przemieszczenie *F(x)* na charakterystykę naprężenie-odkształcenie *σ(ε)* za pomocą analitycznego modelu wyznaczonego powyżej. Przedstawione wyniki pokazują korelację pomiędzy punktami siły maksymalnej F_{max} i wytrzymałości na rozciąganie R_m uzyskanej z testu jednoosiowego rozciągania. Korzystając z tej korelacji można wyznaczyć głębokość penetracji stempla w materiał *x* dla której wartość siły perforacji osiąga szczytową wartość znając odkształcenie ε_{dm}. Do oszacowania odkształcenia przy którym dochodzi do zniszczenia materiału można skorzystać z wyznaczonej zależności liniowej pomiędzy omawianym odkształceniem a stosunkiem grubości pasa do grubości rdzenia poliamidowego (rys. 34a).



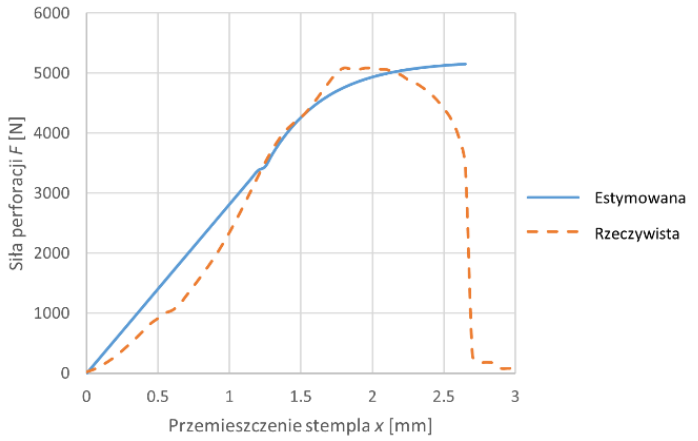
Rys. 33. Zestawienie wyników badań doświadczalnych i analiz MES dla próby rozciągania i ścinania [4]

Ostatnim niezbędnym w modelu analitycznym parametrem jest wyznaczenie powierzchni ściskanej opisanej za pomocą parametru ξ, który jest liniowo zależny od stosunku uśrednionego modułu Younga pasa do jego grubości (rys. 34b).



Rys. 34. Charakterystyki do wyznaczania odkształcenia ε_{dm} (a) oraz współczynnika ξ (b) [4]

Uwzględniając punkty oznaczone na rysunku 33 można również wyznaczyć zastępcze parametry sprężyny *k* oraz tłumik *b* z modelu reologicznego do estymacji przebiegu siły w procesie. Zestawienie charakterystyki estymowanej tą metodą oraz rzeczywistego pomiaru siły perforacji przedstawiono na rysunku 35.



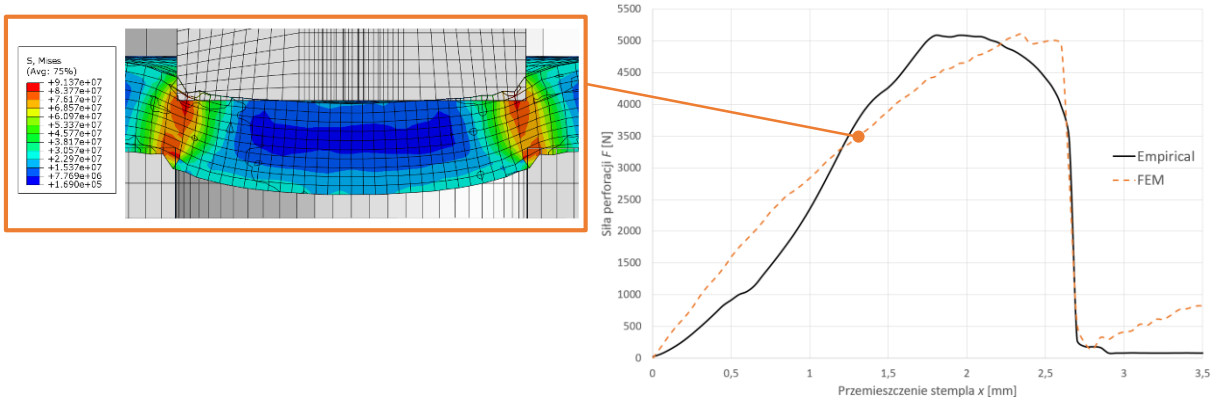
Rys. 35. Zestawienie charakterystyki estymowanej z wykorzystaniem modelu reologicznego z krzywą eksperymentalną [4]

W tabeli 4 zestawiono wartości sił perforacji rzeczywistej i estymowanych za pomocą modeli analitycznego i reologicznego oraz wyznaczono błąd estymacji. Uzyskany błąd opracowanego modelu w zależności od typu pasa mieścił się w zakresie od 4% do 15%.

Tabela 4. Tabela porównawcza siły rzeczywistej i sił estymowanych za pomocą modeli analitycznych i reologicznych [4]

Typ pasa	Siła perforacji F_{Emax} – rzeczywista [N]	Siła perforacji F_{Amax} – estymowana (model analityczny) [N]	Siła perforacji F_{Rmax} – estymowana (model reologiczny) [N]	Błąd estymacji modelu analitycznego e_A [%]	Błąd estymacji modelu reologicznego e_R [%]
M500	3538	3685	3563	4,15	0,71
TFL7S	4143	4234	4154	2,2	0,27
TFL10S	5085	5274	5223	3,72	2,71
TFL15S	6168	5924	5924	3,96	3,96

Korzystając z opracowanego modelu symulacyjnego MES przeprowadzono analizę dynamiczną dla pasa TFL10S, a otrzymane wyniki przedstawiono na rys. 36. Błąd uzyskanego przebiegu momentami przekracza 20%, jednak wartość maksymalnej siły perforacji jest niemal zgodna z pomiarem rzeczywistym, tak samo jak przemieszczenie stempla przy którym dochodzi do zniszczenia materiału. Dzięki czemu opracowany model nadaje się do rozwiązania głównego problemu badawczego.



Rys. 36. Porównanie przebiegu charakterystyki siły perforacji otrzymanej z badań eksperymentalnych oraz z analizy MES [4]

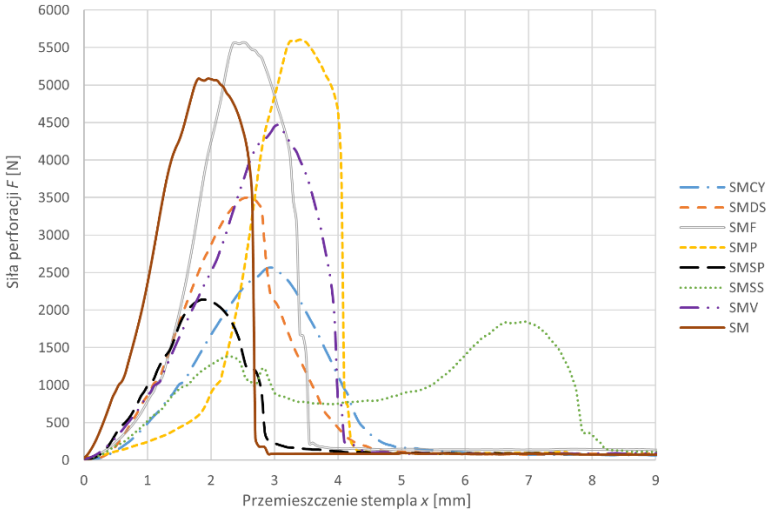
Dla weryfikacji opracowanego modelu analitycznego przeprowadzono również dodatkowe badania na odrębnej grupie pasów charakteryzujących się ekstremalnymi właściwościami (bardzo duża i bardzo mała sztywność, wytrzymałość i grubość). Wyniki tej analizy przedstawiono w tabeli 5. Otrzymany błąd dla każdego z czterech pasów mieści się w zakresie wyznaczonej wcześniej dokładności modelu 15%.

Tabela 5. Tabela porównawcza siły rzeczywistej i estymowanej dla walidacyjnej grupy pasów o ekstremalnych właściwościach mechanicznych [4]

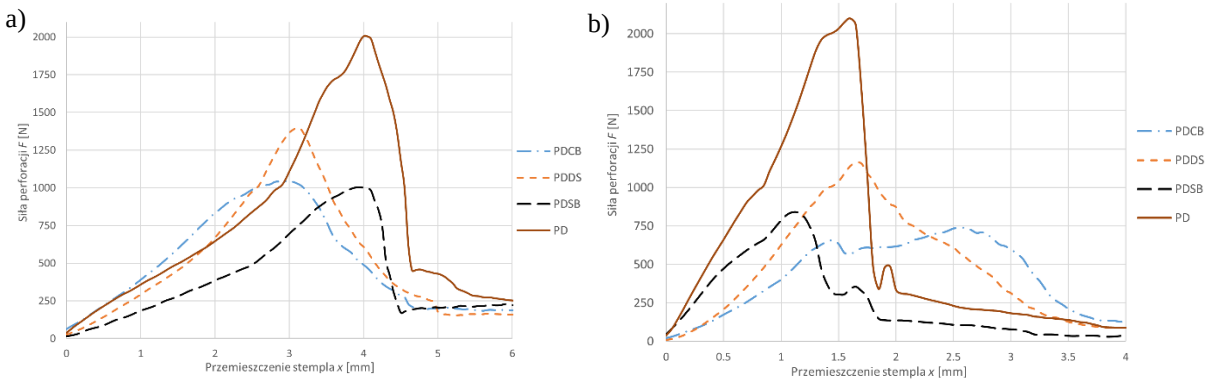
Typ pasa	Siła perforacji F_{Emax} – rzeczywista [N]	Siła perforacji F_{Amax} – estymowana [N]	Błąd estymacji e_A [%]
X500-4	3541	3682	3,98
H500	3769	3715	1,43
L750	3944	3822	3,12
M250	2286	1964	14,09

Zadanie 3 – Określenie wpływu cech geometrycznych narzędzia na wartość siły perforacji, jakość otworów oraz trwałość ostrza [4-6].

Wyniki badań w postaci wykresów zestawieniowych przedstawiono dla 3 typów pasów, z których każdy reprezentował inną grupę pasów: sztywne pasy o podwyższonej wytrzymałości (TFL10S – rys. 37), elastyczne pasy (LAB12E – rys. 38a) oraz pasy zębate wzmacniane włóknami aramidowymi (T10K – rys. 38b).



Rys. 37. Zestawienie pomiarów siły perforacji dla pasa TFL10S i różnych kształtów stempla [4]



Rys. 38. Zestawienie pomiarów siły perforacji dla różnych kształtów stempla dla pasów reprezentujących pozostałe dwie grupy pasów: LAB12E (a) oraz T10K (b) [4]

Analizując przedstawione wykresy można zauważyć, że najniższą wartość siły uzyskano dla stempla asymetrycznie ściętego. Należy jednak zwrócić uwagę, że przemieszczenie

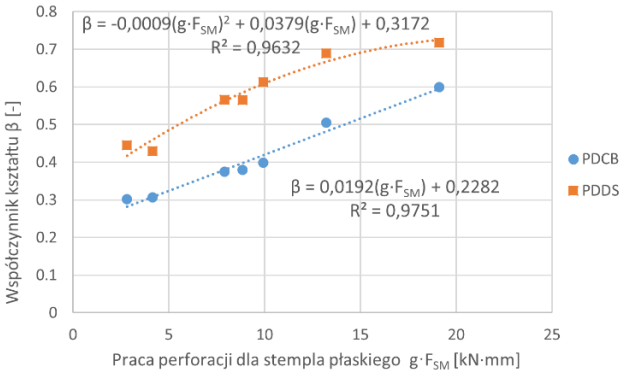
potrzebne do całkowitego przecięcia pasa było prawie 3-krotnie większe niż grubość pasa. Dodatkowo przy najbardziej wytrzymałym pasie (TFL15S) doszło do kontaktu stempla na skutek siły poprzecznej będącej efektem asymetrycznego ścięcia czoła stempla, która wywołała ugięcie sprężyste stempla większe od wartości luzu pomiędzy stemplem i matrycą. W związku z odkrytymi wadami stempel ten nie nadaje się do zastosowania przy perforacji pasów kompozytowych.

Analizując maksymalne siły perforacji dla stempli modyfikowanych i porównując je z wartościami dla stempla płaskiego, dla trzech stempli można zauważyć znaczący spadek siły niezbędnej do realizacji procesu perforacji: stempel z czaszą cylindryczną, stempel symetrycznie ścięty oraz stempel z czaszą kulistą. W przypadku dwóch pierwszych stempli można zauważyć, że przemieszczenie wymagane do całkowitego przecięcia pasa TFL10S jest większe niż w przypadku stempla płaskiego. Zjawisko to jednak nie występuje w przypadku pozostałych dwóch pasów. Oznaczałoby to konieczność zwiększenia skoku roboczego maszyny, co wydłużyłoby czas wykonania jednego otworu. Niewątpliwą zaletą tego typu wykrojników jest złagodzenie spadku siły, wynikającego z rozprężania się elementów konstrukcyjnych maszyny, co pozytywnie wpływałoby na ich właściwości eksploatacyjne maszyny poprzez redukcję drgań i obciążeń dynamicznych. Dzięki symetrii kształtu stempla nie występuje tu siła poprzeczna odpowiedzialna za odginanie stempla, jak w przypadku stempla asymetrycznie ściętego. Niewątpliwie najkorzystniejsze właściwości pod kątem wartości i przebiegu siły uzyskano wykorzystując stempel z czaszą kulistą. Siła została tu zredukowana względem stempla płaskiego o ok. 60%. Dodatkowo nie występuje tu żadna różnica w przemieszczeniu stempla w porównaniu ze stemplem płaskim, pomimo znacznie łagodniejszego spadku siły przy jego zastosowaniu. Jedynie w przypadku najgrubszego z perforowanych pasów spadek siły nie jest widoczny. Wynika to z ograniczonej głębokości czaszy, przez co dla pasów grubszych stempel ten pracuje w sposób identyczny jak stempel płaski. Odpowiedni dobór promienia czaszy oraz jej głębokości powinien umożliwić redukcję siły również w przypadku grubszych pasów. Na podstawie przedstawionych wyników uznaje się, że wśród przebadanych geometrii stempel z czaszą kulistą jest najbardziej efektywnym narzędziem pod kątem wartości i przebiegu siły perforacji.

W celach oszacowania wartości siły perforacji dla badanych stempli o profilu wklęsłym bez wykonywania badań eksperymentalnych wyznaczono współczynnik kształtu β będący stosunkiem siły perforacji dla stempla modyfikowanego do siły dla stempla płaskiego:

$$\beta = \frac{F_{PDi}}{F_{PD}} \tag{5}$$

Obliczone współczynniki zestawiono w tabeli na rysunku 39. Można zauważyć, że dla stempla z czaszą kulistą wartość ta jest prawie niezmienna i wynosi ok. 0,4 (poza pasami bardzo grubymi). Dla pozostałych dwóch geometrii stempla zauważono zależność pomiędzy wartością współczynnika kształtu a pracą perforacji wykonywaną przez stempel płaski. Zależność tą przedstawiono na wykresie na rysunku 39.



Współczynnik kształtu β	PDCB	PDDS	PDSB
SG500	0,3	0,44	0,42
TTA500N	0,31	0,43	0,37
TTA1000N	0,37	0,57	0,4
M500	0,38	0,56	0,4
TFL7S	0,4	0,61	0,41
TFL10S	0,5	0,69	0,42
TFL15S	0,6	0,72	0,46
X500-6	0,88	1,02	1,11
LAB12E	0,35	0,55	0,4
T10K	0,52	0,7	0,5

Rys. 39. Zestawienie wyznaczonych współczynników kształtu oraz charakterystyka do ich estymacji dla stempli o najkorzystniejszych kształtach [4]

Komparacja właściwości użytkowych stempla z czaszą kulistą oraz stempla z czaszą stożkową [5] polegała na ocenie zarówno siły perforacji, jak i jakości otworów oraz trwałości ostrza. Wyniki pomiarów siły perforacji przedstawiono w tabeli 6.

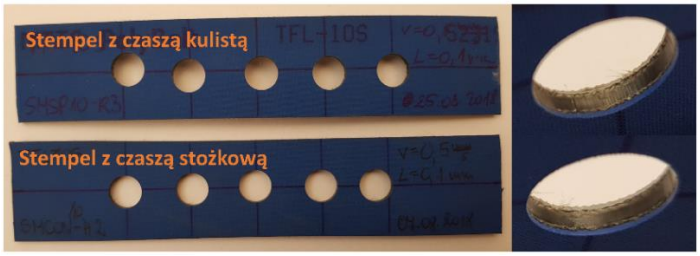
Porównując średnią wartość maksymalną siły perforacji (tab. 6) można zauważyć, że dla pasów o mniejszej grubości i wytrzymałości (LAB12E, M500, SG500 oraz T10K) różnica jest nieznaczna i może wynikać z niedokładności wykonania narzędzi. Dla bardziej wytrzymałych pasów (TFL7S, TFL10S i TFL15S) różnica ta rośnie wraz ze wzrostem grubości rdzenia na korzyść stempla z czaszą stożkową i osiąga 23% dla najmocniejszego pasa. Znacząca różnica pojawia się w przypadku bardzo grubego pasa XH500-6 dla którego grubość wynosi 6 mm i przekracza ona 50%. Na podstawie tych rezultatów można zauważyć rosnącą liniową zależność pomiędzy siłą perforacji a grubością pasa, podczas gdy dla stempla z czaszą stożkową główny wpływ na wartość siły ma nie tyle grubość pasa co samego rdzenia. Należy jednak zaznaczyć, że w stosunku do stempla płaskiego oba stemple redukują wartość siły o ponad 60% co oznacza, że poza bardzo grubymi pasami oba stemple można uznać za efektywne.

Tabela 6. Porównanie wartości siły perforacji dla stempli z czaszą kulistą i stożkową [5]

	Siła perforacji [N]							
Rodzaj pasa	LAB12E	M500	SG500	T10K	TFL7S	TFL10S	TFL15S	XH500-6
Grubość [mm]	2,1	2,5	1,1	2,05÷4,5	2,4	2,65	3,1	6
Grubość rdzenia [mm]	-	0,5	0,5	-	0,7	1	1,5	0,5
Stempel z czaszą kulistą	927	1240	939	977	1498	1862	2502	3024
Stempel z czaszą stożkową	917	1222	1106	1118	1398	1570	1930	1395

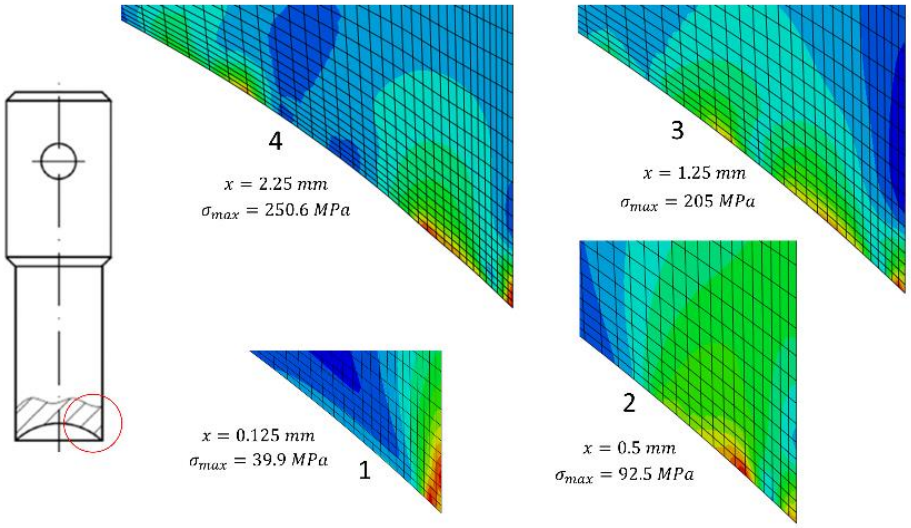
Do oceny jakości wykorzystano próbki przestawione na rysunku 40. Jak można zaobserwować, w obu przypadkach nie występują żadne wady charakterystyczne dla perforacji wielowarstwowych pasów kompozytowych. Również powierzchnia boczna otworów wykonanych za pomocą obu stempli jest gładka i wolna od defektów. Odchyłka średnicy otworów dla obu narzędzi perforujących wynosi 0,1÷0,2 mm. Na podstawie jakości otworów

oba stemple spełniają wszystkie kryteria stawiane przez producentów pasów perforowanych i mogą być uznane za narzędzia o efektywnym profilu stempla.

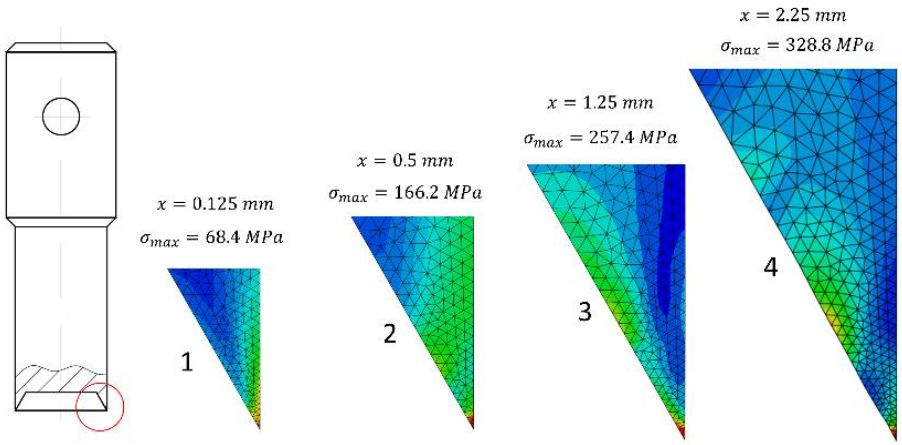


Rys. 40. Próbki pasa po perforacji stemplami z czaszą kulistą i stożkową [5]

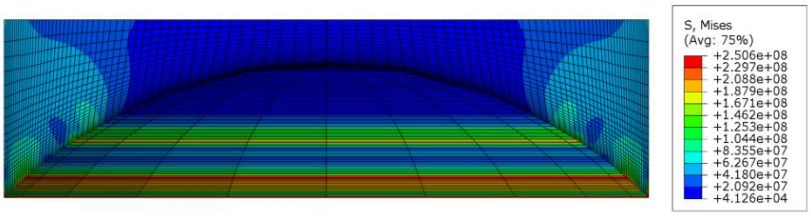
Ostatnim aspektem wartym porównania jest trwałość ostrza. Jedną z możliwości porównania stempli pod tym kątem jest analiza rozkładu naprężenia na krawędzi tnącej. Założono, że wyższa wartość naprężenia spowoduje szybsze tępienie się ostrza co prowadzi do wzrostu siły perforacji i pogorszenia się jakości otworów. Na rysunkach 41 i 42 przedstawiono wyniki analizy rozkładu naprężenia w 4 fazach perforacji, zaczynając od pierwszego kontaktu stempla z pasem, po moment przed całkowitym przecięciem pasa, dla obu stempli. Na rysunkach 43 i 44 przedstawiono rozkład naprężenia dla całej czaszy w ostatniej fazie.



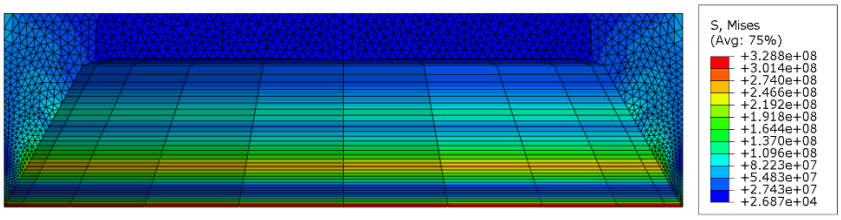
Rys. 41. Cztery fazy rozkładu naprężenia dla stempla z czaszą kulistą – wyniki analizy MES [5]



Rys. 42. Cztery fazy rozkładu naprężenia dla stempla z czaszą stożkową – wyniki analizy MES [5]



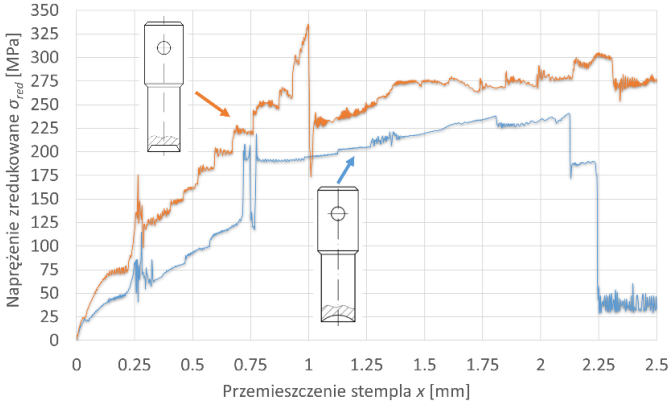
Rys. 43. Rozkład naprężenia dla stempla z czaszą kulistą tuż przed oddzieleniem odpadu od pasa – wyniki analizy MES [5]



Rys. 44. Rozkład naprężenia dla stempla z czaszą stożkową tuż przed oddzieleniem odpadu od pasa – wyniki analizy MES [5]

Na podstawie przedstawionych wyników można zaobserwować, że na początku perforacji w obu przypadkach naprężenia koncentrują się przy czubku profilu krawędzi tnącej oraz na zewnętrznej powierzchni walcowej stempla. Wraz z postępowaniem penetracji stempla w materiał naprężenie przemieszcza się w kierunku wewnętrznej powierzchni czaszy kulistej, podczas gdy zewnętrzna powierzchnia stempla jest odciążana. Podstawową różnicą pomiędzy dwoma różnymi czaszami stempla jest fakt, iż dla czaszy stożkowej niezależnie od stopnia penetracji stempla maksymalna wartość naprężenia jest skoncentrowana na czubku krawędzi tnącej, podczas gdy dla czaszy kulistej naprężenia te rozkładają się na większej powierzchni. Dodatkowo dla czaszy kulistej rozkład naprężenia wewnątrz czaszy jest bardziej jednorodny niż dla czaszy stożkowej. To może być przyczyną dlaczego dla grubszych pasów korzystniej jest stosować czaszę stożkową.

Rozważając trwałość stempla do perforacji pasów najważniejszym czynnikiem jest jakość krawędzi tnącej i jej ostrość, która może ulegać zmniejszeniu na skutek zaokrąglania się krawędzi tnącej spowodowanej przez pracę tarcia i zużycie zmęczeniowe. Z tego powodu najbardziej znacząca jest wartość naprężenia w wierzchołku krawędzi tnącej. Na rysunku 45 przedstawiono zależność pomiędzy głębokością penetracji a wartością naprężenia zredukowanego w tym punkcie dla obu typów stempla.

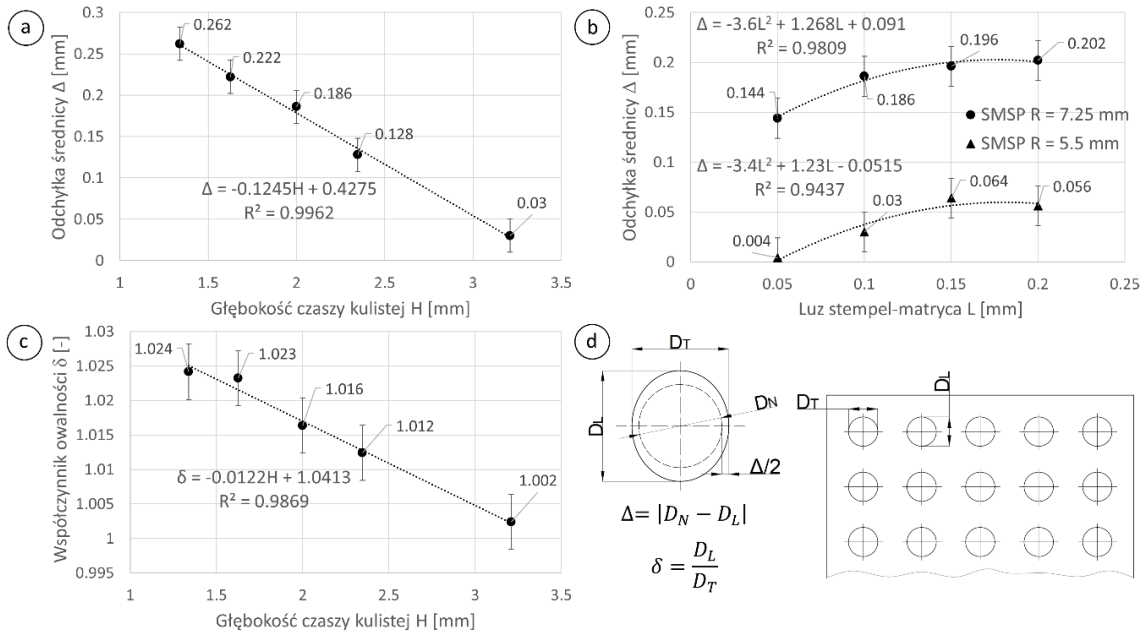


Rys. 45. Porównanie naprężenia zredukowanego krawędzi tnącej stempli z czaszą kulistą i stożkową w funkcji przemieszczenia stempla – wyniki analiz MES [5]

Analizując otrzymane wyniki można przypuszczać, że trwałość stempla z czaszą kulistą będzie większa niż tego z czaszą stożkową, ponieważ naprężenie jest o ok. 25% mniejsze w pierwszym przypadku. Dodatkowo gwałtowny wzrost naprężenia w pierwszej fazie perforacji dla stempla z czaszą stożkową może być niezwykle niebezpieczny w przypadku dużej dynamiki procesu, gdzie prędkość stempla przekracza 40 mm/s.

Na podstawie powyższych rozważań zdecydowano, że stempel z czaszą kulistą jest uznawany za narzędzie o wyższym potencjale i to on będzie rozwijany w dalszych badaniach. Badania te pokazały jednak, że dla niektórych specjalnych przypadków warto jest jednak zastosować stempel stożkowy.

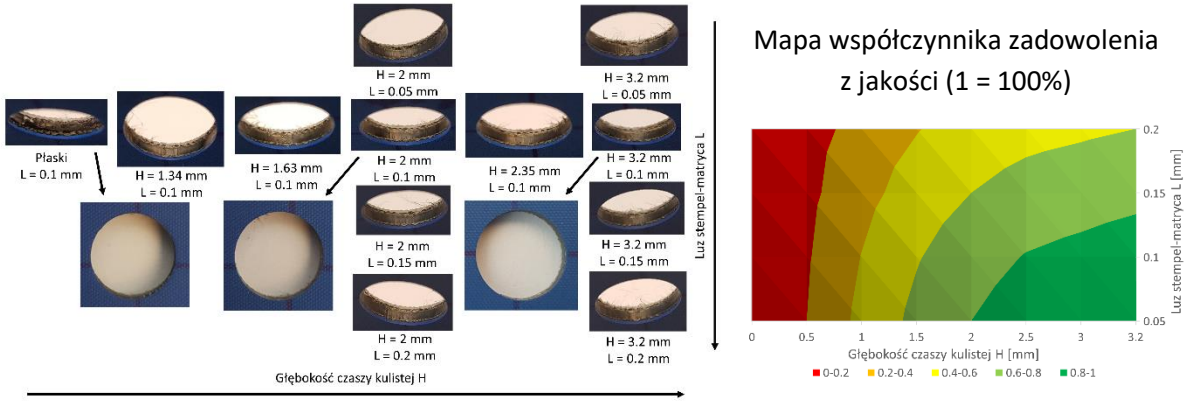
Opracowanie efektywnej geometrii narzędzi do perforacji pasów [6] zostało oparte na wynikach badań wpływu poszczególnych cech geometrycznych na jakość wykonywanego otworu, maksymalną siłę niezbędną do przeprowadzenia perforacji oraz trwałość narzędzia. Na rysunku 46 przedstawiono charakterystyki uzyskane z pomiarów średnic otworów w próbkach wykonanych w ramach badań eksperymentalnych. Zauważono liniowy spadek odchyłki średnicy Δ (rys. 46a) oraz współczynnika owalności (rys. 46c), a co za tym idzie wzrost jakości wykonywanych otworów, wraz ze zwiększaniem głębokości czaszy kulistej, co prowadzi do generowania ostrzejszej krawędzi tnącej. Luz między stemplem a matrycą również ma wpływ na odchyłkę średnicy (rys. 46b), lecz korelacja ta jest nieliniowa. Korzystając wyłącznie z kryterium ilościowego do oceny jakości powinno dążyć się do możliwie najgłębszej czaszy kulistej. Ograniczenie stanowią jednak kryteria wytrzymałościowe i technologiczne.



Rys. 46. Zależność pomiędzy geometrią stempla a ilościowymi kryteriami jakości otworów (a-c) dla pasa TFL10S wyznaczona na podstawie badań eksperymentalnych wraz z metodologią ich wyznaczania (d) dla średnicy D = 10 mm [6]

Na rysunku 47 przedstawiono porównawczą analizę jakości otworów na podstawie wykonanych zdjęć pasów perforowanych narzędziami o innej geometrii. Na podstawie analizy zauważalny jest wzrost jakości, na skutek zmniejszenia ilości występujących defektów otworów, dla malejącego luzu oraz rosnącej głębokości czaszy. W celu obrazowego

przedstawienia zadowolenia z produktu odbiorców pasów obok przedstawiono mapę współczynnika zadowolenia.



Rys. 47. Wpływ parametrów geometrycznych stempla i matrycy na jakość otworów w pasie perforowanym [6]

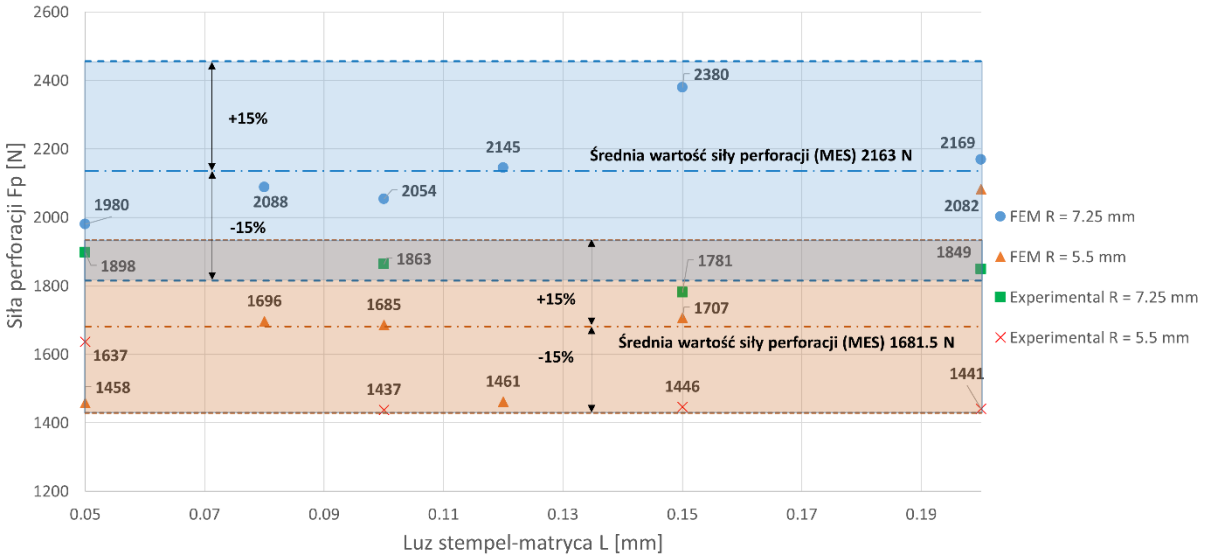
W następnym etapie skupiono się na własnościach dynamicznych stempla. Aby ustalić wpływ zużycia bądź niedokładności wykonania stempla przeprowadzono badania dla stempla płaskiego i stempla z czaszą kulistą przed i po ostrzeniu matrycy. Na podstawie wyników pomiaru siły perforacji przed i po ostrzeniu matrycy przedstawionych w tabeli 7 ustalono rozrzut wyników wynikający z niedokładności wykonania stempli na poziomie 15% dla stempli z czaszą kulistą.

Tabela 7. Porównanie wyników siły perforacji przed i po ostrzeniu matrycy [6]

Rodzaj stempla	**M500**	**SG500**	**TFL7S**	**TFL10S**	**TFL15S**	**TTA500N**	**TTA1000N**	**XH500-6**
Siła perforacji przed ostrzeniem matrycy [N]								
Płaski	3538	2713	4143	5086	6168	3191	4401	3471
Z czaszą kulistą	1413	1136	1682	2138	2810	1181	1780	3677
Siła perforacji po ostrzeniu matrycy [N]								
Płaski	3497	2759	3987	4633	5821	3177	4392	3592
Z czaszą kulistą	1240	939	1498	1863	2502	1013	1598	3024
Błąd względny [%]								
Płaski	1.16	1.7	3.77	8.91	5.63	0.44	0.20	3.49
Z czaszą kulistą	13.95	20.98	12.28	14.76	12.31	16.58	11.39	21.59

Aby ustalić wpływ luzu na wartość siły perforacji wykonano perforację za pomocą dwóch stempli wykonanych z największa dokładnością (o promieniach czaszy R = 5,5 mm i 7,25 mm) oraz matryc o różnych luzach. Dodatkowo w celu zniwelowania aspektu technologicznego wykonano również symulacje MES analogicznych przypadków. Wyniki tych analiz przedstawiono na rysunku 48. Wyniki eksperymentalne posłużyły do wyznaczenia średnich wartości na podstawie których wyznaczono dopuszczalny obszar rozrzutu wyników

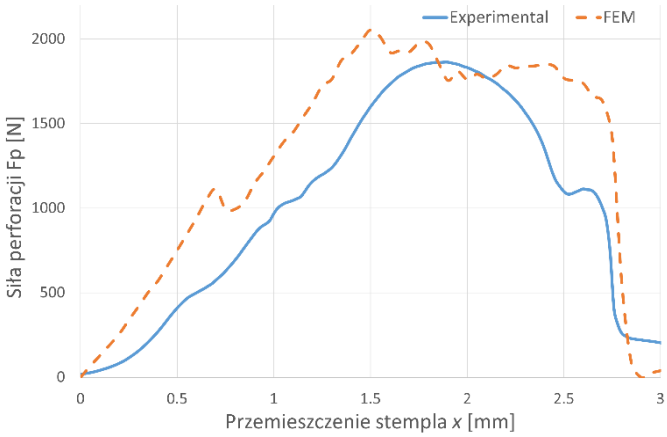
wyznaczony z poprzedniej analizy (15%). W efekcie wszystkie wyniki pomiarów eksperymentalnych znalazły się w zaznaczonych obszarach. Pozwoliło to wnioskować, że wpływ luzu stempel-matryca na wartość siły perforacji w przebadanym zakresie jest pomijalny, a w połączeniu z analizą jakości i problemami konstrukcyjnymi związanymi z prowadzeniem stempla względem matrycy, wybrano luz 0,1 mm jako efektywny.



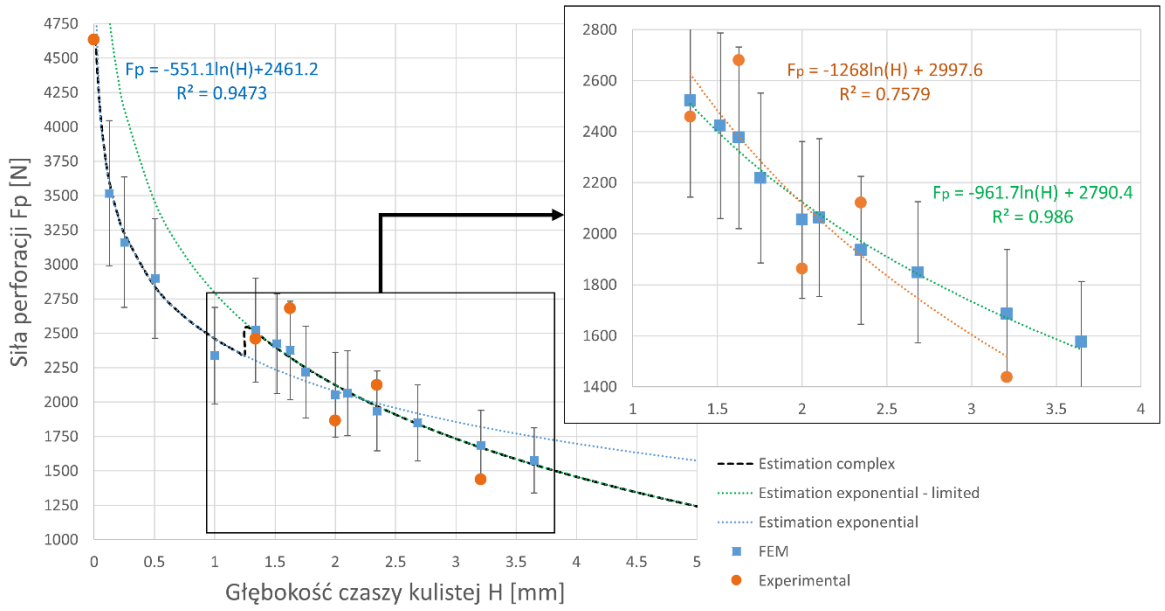
Rys. 48. Zależność pomiędzy luzem stempel-matryca a siłą perforacji otrzymaną z badań symulacyjnych MES oraz badań eksperymentalnych dla stempla o średnicy D = 10 mm i pasa TFL10S [6]

Do ustalenia wpływu cech geometrycznych stempla na wartość siły perforacji wykorzystano wyniki analiz MES. W celu ich walidacji wyniki symulacyjne zestawiono z wynikami eksperymentalnymi. Przykładową komparację charakterystyk przedstawiono na rysunku 49, a zbiorcze porównanie maksymalnych wartości sił perforacji przedstawiono na rysunku 50. Jak można zaobserwować, rozbieżności w przebiegu charakterystyki siły w funkcji przemieszczenia stempla są znaczące, jednakże wartości maksymalne siły mieszczą się w zakresie wyznaczonej dokładności 15%. Główną przyczyną tych rozbieżności jest precyzja wykonania stempla i uzyskana dzięki niej ostrość krawędzi tnącej. Przy zastosowaniu analizy MES wpływ technologiczności jest pomijany, dzięki czemu zapewnione jest odseparowanie wpływu parametrów geometrycznych stempla na wartość siły perforacji. Dodatkową zaletą jest możliwość wyznaczenia bardzo dużej liczby punktów bez zwiększania nakładu kosztowego.

Analizując wyniki przedstawione na rysunku 50 można zauważyć logarytmiczną zależność pomiędzy badanymi parametrami. Próba aproksymacji tej charakterystyki za pomocą jednej krzywej powoduje powstanie znaczących rozbieżności modelu w końcowych zakresach głębokości czaszy (stempel bardzo ostry lub prawie płaski). Z tego powodu postanowiono podzielić funkcję na dwa zakresy, a za wartość graniczną uznano wysokość czaszy kulistej H = 1,25 mm (równanie poniżej). Ponieważ rozwiązanie optymalne znajduje się na pewno w drugiej części zakresu, tylko ta część funkcji jest brana pod uwagę w dalszych rozważaniach.

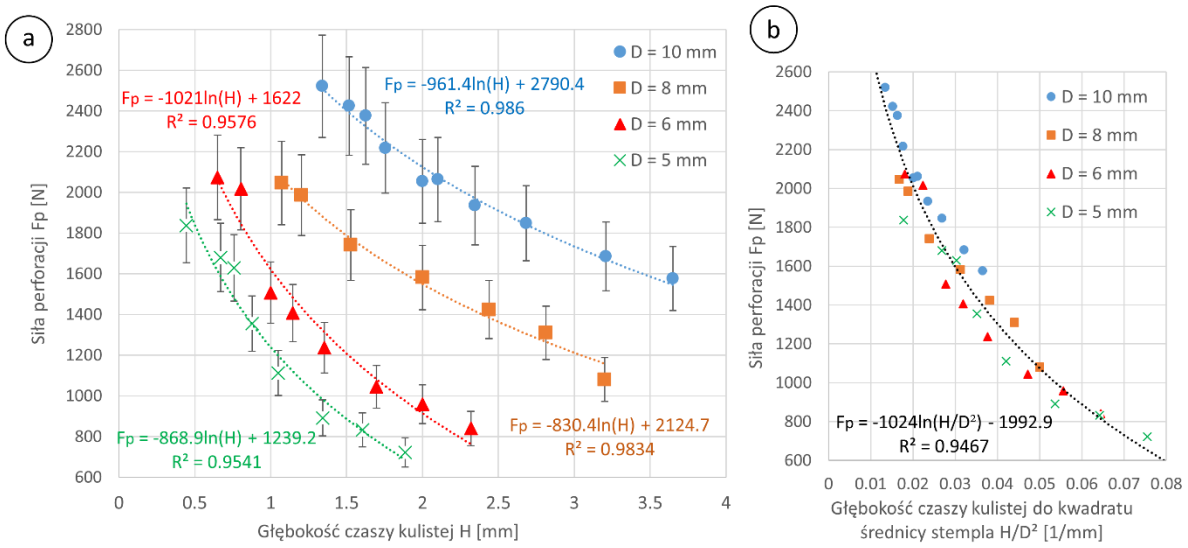


Rys. 49. Przykładowe porównanie charakterystyk siły perforacji otrzymanych z badania symulacyjnego MES oraz badania eksperymentalnego dla stempla o średnicy D = 10 mm i pasa TFL10S [6]



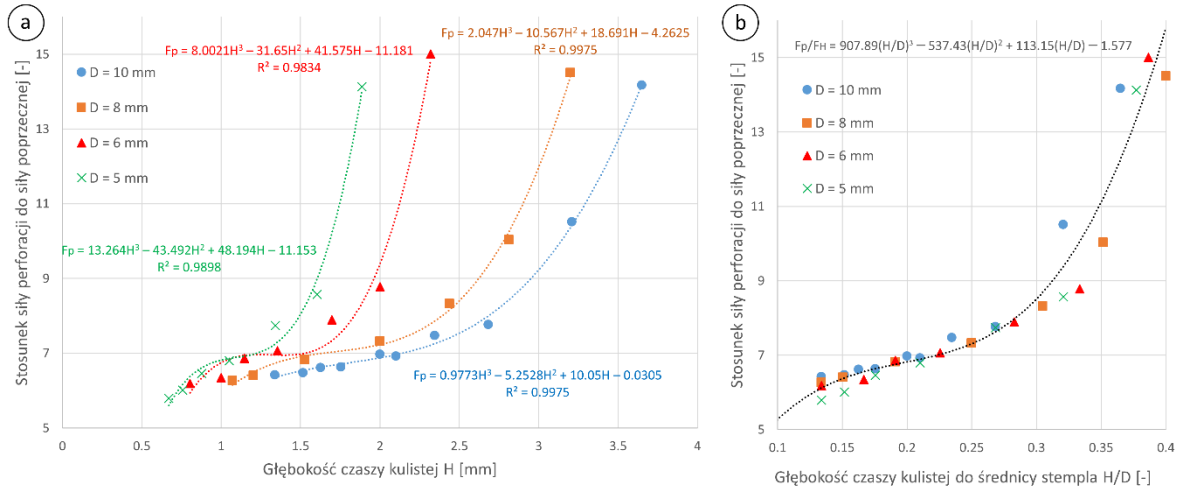
Rys. 50. Zależność pomiędzy głębokością czaszy kulistej a siłą perforacji otrzymaną z badań symulacyjnych MES oraz badań eksperymentalnych dla stempla o średnicy D = 10 mm i pasa TFL10S [6]

Na podstawie powyższych rozważań wykonano analogiczne badania dla średnic nominalnych stempla 8, 6 i 5 mm, a otrzymane wyniki przedstawiono na rys. 51a. Zauważono, że stemple o takiej samej głębokości czaszy H ale mniejszej średnicy D zapewniają większą redukcję siły perforacji, gdyż posiadają ostrzejszą krawędź tnącą. Dodatkowo obserwując wyniki dla stempli płaskich, uzyskanych podczas wcześniejszych badań, liniowa korelacja pomiędzy zwiększeniem średnicy D a wzrostem siły perforacji jest zauważalna, co jest związane z większym przekrojem ścinanym. Uwzględniając tę informację wyznaczono zależność pomiędzy siłą perforacji a wskaźnikiem H/D^2, uzyskując tym samym uniwersalną charakterystykę (rys. 51b).



Rys. 51. Zestawienie zależności pomiędzy głębokością czaszy kulistej H a wartością siły perforacji F_P dla stempli o średnicach D = 5, 6, 8 i 10 mm wyznaczona na podstawie analiz MES dla pasa TFL10S (a) oraz otrzymana na ich podstawie funkcja estymacji siły perforacji (b) [6]

Do oceny tego w jaki sposób trwałość krawędzi tnącej będzie się zmieniać dla zestawów narzędzi wykrawających o różnych cechach geometrycznych wykorzystano stosunek siły perforacji do siły poprzecznej F_P/F_T – im większa wartość tym niższa trwałość narzędzia. Otrzymane z analizy charakterystyki (rys. 52) mają charakter krzywych nieliniowych trzeciego stopnia, gdzie parametrem zmiennym jest głębokość czaszy kulistej H. Zauważono, że w celu uniwersalizacji charakterystyki dla wszystkich średnic stempla, można przyjąć za argument funkcji stosunek H/D (rys. 52b).



Rys. 52. Zestawienie zależności pomiędzy głębokością czaszy kulistej H a wyznacznikiem trwałości narzędzia dla stempli o średnicach D = 5, 6, 8 i 10 mm wyznaczona na podstawie obliczeń numerycznych dla pasa TFL10S (a) oraz otrzymana na ich podstawie funkcja estymacji wskaźnika trwałości narzędzia (b) [6]

Na podstawie przedstawionych badań sprecyzowano funkcje celu związane z:

- siłą perforacji

$$F_P\left(\frac{H}{D^2}\right) = -1024ln\left(\frac{H}{D^2}\right) - 1992{,}9 \tag{6}$$

- stosunkiem siły perforacji do siły poprzecznej

$$\frac{F_P}{F_T}\left(\frac{H}{D}\right) = 907{,}89\left(\frac{H}{D}\right)^3 - 537{,}43\left(\frac{H}{D}\right)^2 + 113{,}15\left(\frac{H}{D}\right) - 1{,}577 \tag{7}$$

- odchyłką średnicy otworu

$$\Delta(H, D) = -12{,}445H + 4{,}2748D \tag{8}$$

Opracowane zależności są prawidłowe dla zakresu zmienności parametrów geometrycznych stempla:

$$H \in (0; 0{,}5D) \wedge D \in (3; 10)\ mm. \tag{9}$$

W celu wyznaczenia funkcji optymalizacji uwzględniającej wszystkie trzy kryteria wyprowadzono odpowiednie wskaźniki:

$$x_F = \frac{F_P\left(\frac{H}{D^2}\right)}{min\left(F_P\left(\frac{H}{D^2}\right)\right)}\ dla\ 0 < \frac{H}{D^2} < 0{,}1\ mm^{-1} \tag{10}$$

$$x_L = \frac{\frac{F_P}{F_T}\left(\frac{H}{D}\right)}{max\left(\frac{F_P}{F_T}\left(\frac{H}{D}\right)\right)}\ dla\ 0 < \frac{H}{D} < 0{,}5 \tag{11}$$

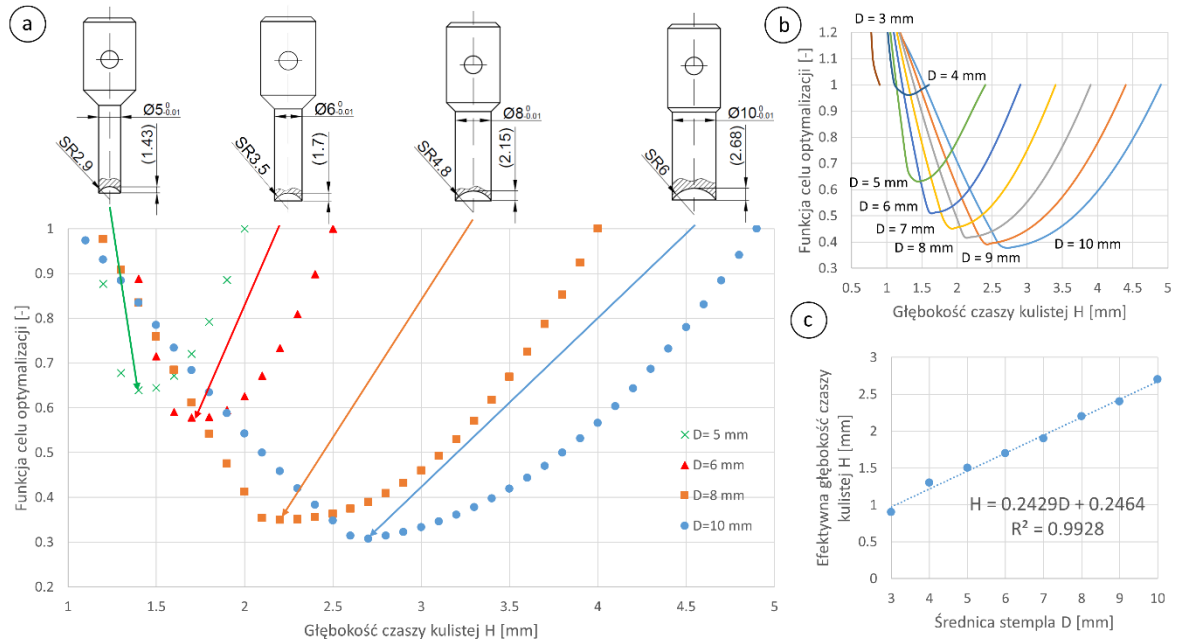
$$x_Q = \begin{cases} 1 & dla\ \Delta \leq 0{,}01D \\ 1 + \Delta - 0{,}01D & dla\ \Delta > 0{,}01D \end{cases} \tag{12}$$

Na podstawie tych wskaźników wyznaczono funkcję optymalizacji w postaci:

$$f\left(F_P, \frac{F_P}{F_T}, \Delta\right) = x_F \cdot x_L \cdot x_Q \tag{13}$$

Znalezienie minimalnej wartości tej funkcji pozwala na zdefiniowanie efektywnej geometrii stempla dla której osiągnięto możliwie najniższą wartość siły perforacji przy jednoczesnym zachowaniu możliwie dużej precyzji wykonania otworu i wystarczającej trwałości ostrza.

Otrzymane funkcje optymalizacji na podstawie których można wyznaczyć efektywną geometrię stempli o różnych średnicach przedstawiono na rysunku 53.



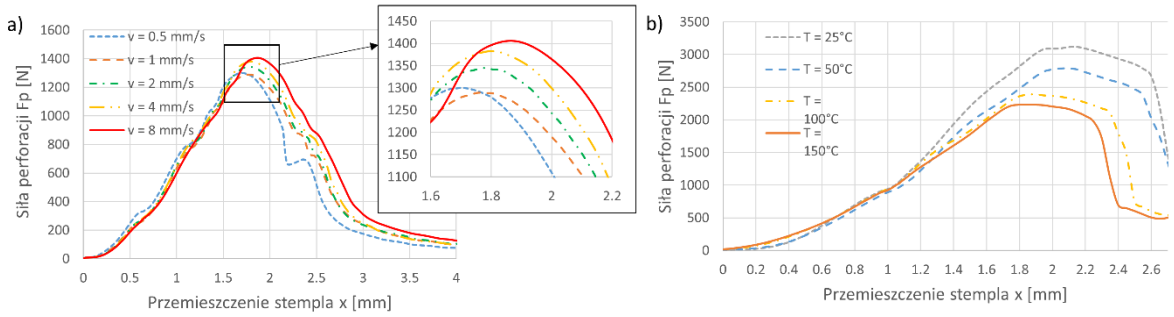
Rys 53. Wyniki optymalizacji wraz z wyznaczoną efektywną geometrią stempli z czaszą kulistą do perforacji pasów na przykładzie pasa TFL10S [6]

<u>Zadanie 4</u> – Zbadanie wpływu parametrów procesu wykrawania dla wybranych typów pasów kompozytowych [7, 10].

Na rysunku 54a przedstawiono wyniki pomiarów siły perforacji dla różnych prędkości stempla. Wynika stąd, że wzrost prędkości stempla wpływa na maksymalną siłę niezbędną do przeprowadzenia procesu obniżając ją. Otrzymane różnice są jednak niewielkie w porównaniu do tych spowodowanych modyfikacją geometrii stempla. Dodatkowo zauważono jedynie minimalną zmianę jakości wykonywanych otworów, która w znacznej mierze zależy od właściwości materiałów użytych w konstrukcji pasów transportowych. Wynika z tego, że odpowiednie dopasowanie prędkości perforacji może mieć znaczenie przy opracowywaniu technologii specjalnych np. do perforacji pasów wzmacnianych kordem z włókna aramidowego i jest to jeden z możliwych kierunków do prowadzenia dalszych badań naukowych.

W przypadku temperatury już na etapie badań wstępnych wykazano jednoznaczny wpływ temperatury na wartość siły (rys. 54b). Jednak stopień skomplikowania konstrukcji i sterowania spowodowany koniecznością grzania narzędzia powoduje, że wpływ ten z punktu widzenia ekonomicznego jest pomijalny. Grzanie może jednak stanowić ważny aspekt dla wybranych typów pasów np. wzmacnianych kordem, gdyż uplastycznienie materiału może prowadzić do przyklejania się wystających włókien do ścianek bocznych otworów. Ma to szczególne znaczenie przy transporcie podciśnieniowym, gdzie wystające włókna zmniejszają przepustowość otworu, a w przypadku transportu np. waty prowadzi to do znacznego skrócenia żywotności pasa. Należy jednak zaznaczyć, że w przypadku wykorzystania temperatury stempla do uplastycznienia pasa konieczny jest dłuższy czas kontaktu powierzchni bocznej stempla z pasem. Oznacza to, że należy przy tym bardzo mocno zredukować prędkość lub zapewnić odpowiedni przestój pomiędzy ruchem roboczym a powrotem stempla, co z kolei

może mieć negatywny wpływ na wydajność procesu. To również jest jeden z możliwych kierunków do prowadzenia dalszych badań naukowych.

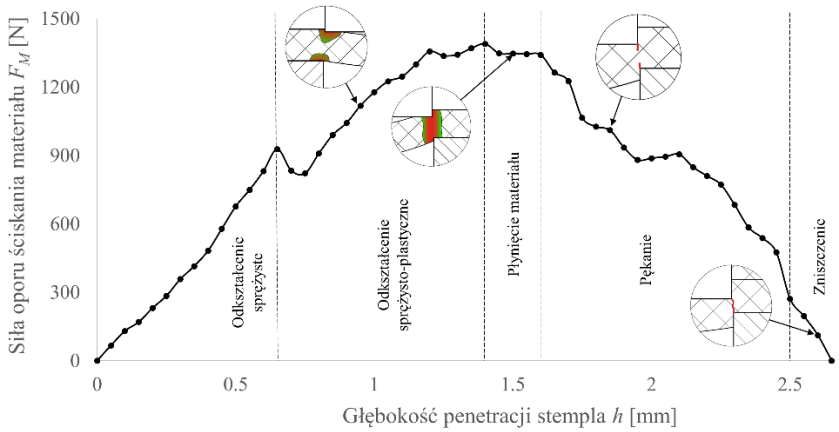


Rys. 54. Wpływ parametrów technologicznych (prędkości (a) i temperatury (b) stempla) na wartość siły perforacji [10]

<u>Zadanie 5</u> – Zaprojektowanie efektywnego narzędzia perforującego [6] i weryfikacja jego cech użytkowych [8, 9, 11-17].

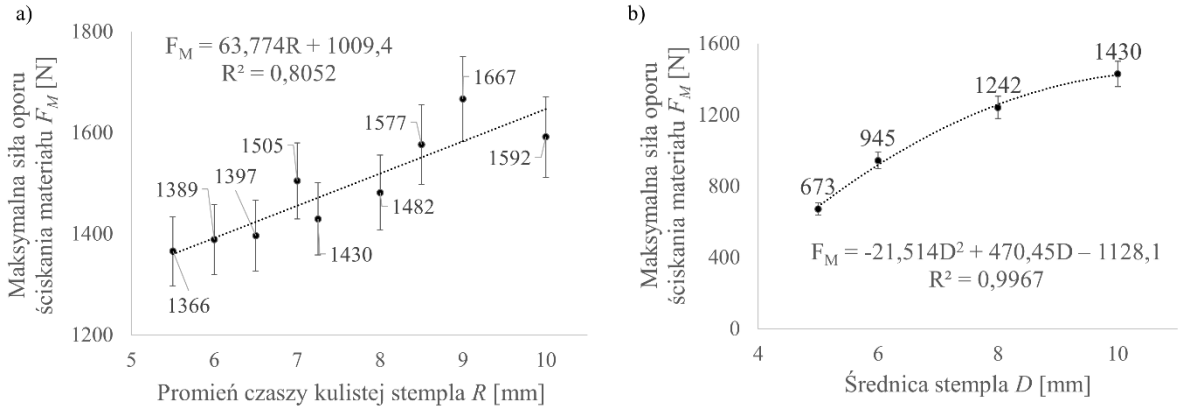
Korzystając z wyników optymalizacji przeprowadzonej w ramach zadania nr 3 zaprojektowano efektywne narzędzia wykrawające (stemple z czaszą kulistą i matryce) do perforacji polimerowych wielowarstwowych pasów kompozytowych, których dokumentację wykonawczą zamieszczono w załączniku 3. Narzędzia te wykorzystano do badań mających na celu opracowanie modelu do oceny efektywności stempla.

Korzystając z modelu analitycznego przedstawionego na rysunku 20 oraz modelu symulacyjnego MES wykrawania otworu w pasie za pomocą stempla z czaszą kulistą użytego w zadaniu nr 3 wyznaczono charakterystyki siły oporu ściskania materiału w funkcji głębokości penetracji stempla $F_M(h)$ – przykładową charakterystykę przedstawiono na rysunku 55. Można zaobserwować, że przyrost siły oporu materiału kończy się mniej więcej w połowie grubości pasa, po czym następuje spadek związany z pękaniem poszczególnych warstw pasa. Na tej podstawie przyjęto, że dla pasa TFL10S wartość siły ściskającej dla głębokości penetracji stempla h = 1,5 mm była brana pod uwagę w dalszych analizach.



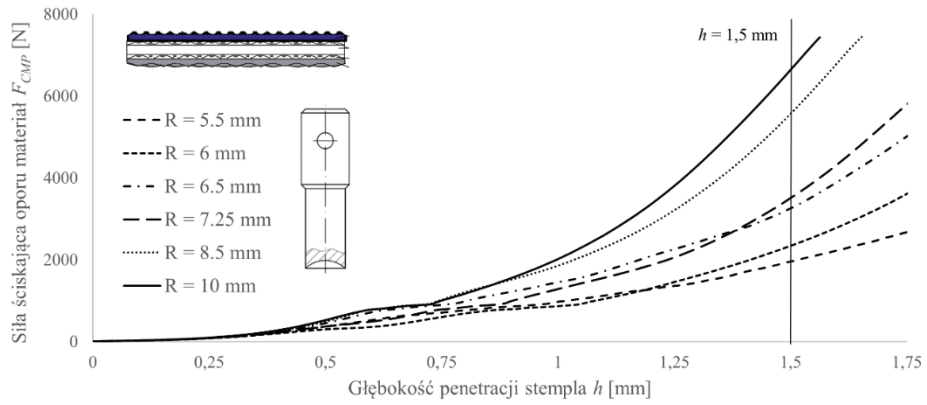
Rys. 55. Przykładowy przebieg siły oporu ściskania podczas perforacji pasa TFL10S dla stempla o średnicy D = 10 mm i promienia czaszy R = 6 mm [11]

Aby znaleźć korelację pomiędzy geometrią stempla a siłą oporu ściskania materiału zestawiono maksymalną wartość siły oporu ściskania materiału z promieniem czaszy kulistej R (rys. 56a) oraz ze średnicą stempla (rys. 56b). Otrzymane wyniki wykazały wzrostową tendencję siły oporu wraz ze zwiększaniem promienia czaszy a także średnicy. W pierwszym przypadku zależność można opisać funkcją liniową (uwzględniając błąd wynikający z dokładności wykonania), zaś w drugim przypadku zależność ta jest opisana wielomianem drugiego stopnia, co związane jest z podwójnym wpływem zmiany średnicy stempla przy stałym promieniu R – wzrost długości krawędzi tnącej i uzyskanie bardziej ostrej krawędzi. Niezależnie od charakteru można wykazać, że istnieje zależność pomiędzy geometrią stempla a siłą oporu ściskania co wykorzystano w opracowanej metodyce ewaluacji efektywności stempla.

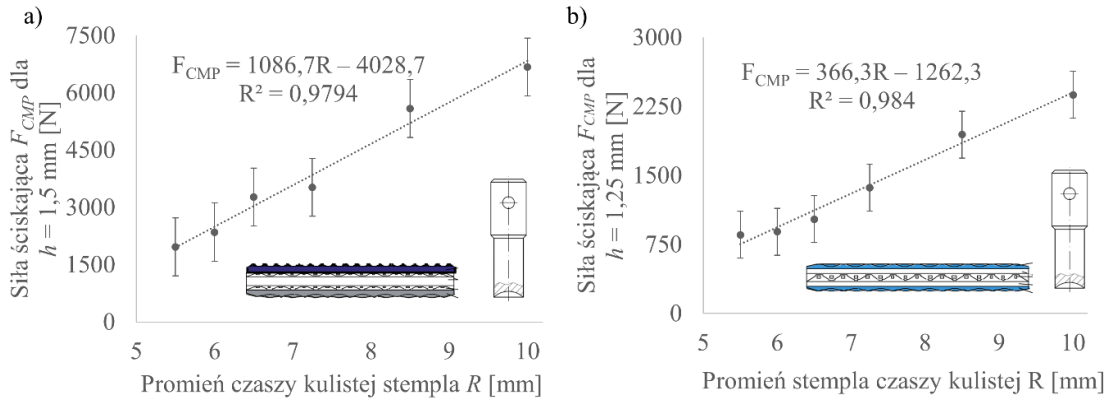


Rys. 56. Zestawienie maksymalnej siły oporu ściskania materiału uzyskanej z symulacji MES z promieniem czaszy kulistej stempla (a) oraz średnicy stempla (b) dla pasa TFL10S [11]

Aby wykazać tę zależność przeprowadzono pomiar siły ściskającej oporu materiału pasa TFL10S dla 6 różnych promieni czaszy i średnicy stempla D = 10 mm. Wyniki przedstawiono na rys. 57. Porównując otrzymane charakterystyki można zauważyć zbieżność w początkowym zakresie oraz znaczące różnice w wartości siły dla (wcześniej zdefiniowanej jako reprezentatywnej) głębokości penetracji równej 1,5 mm. Zestawiając te wartości z odpowiadającym im promieniem czaszy (rys. 58a) uzyskujemy liniową zależność. Badania powtórzono dla pasa o skrajnie innych właściwościach mechanicznych – elastycznego pasa LAB12E (rys. 58b) – i potwierdziły one liniową korelację między tymi wielkościami.



Rys. 57. Wyniki pomiarów siły ściskającej oporu materiału w funkcji głębokości penetracji stempla dla pasa TFL10S [11]



Rys. 58. Zależność pomiędzy promieniem czaszy kulistej stempla a siłą oporu ściskania dla pasa TFL10S (a) lub LAB12E (b) [11]

Na podstawie analizy powyższych wyników można zauważyć uniwersalność zastosowania wartości siły do ewaluacji jakości wykonania stempla. Jeżeli wynik pomiaru leży zbyt daleko od wyznaczonej krzywej wzorcowej oznacza to że krawędź tnąca jest inna niż założona (mniej ostra gdy pomiar leży powyżej krzywej lub bardziej ostra gdy leży poniżej). Dodatkowym atutem jest brak dużego zużycia pasa podczas testu i prostota badania, dzięki czemu sprawdzi się ona np. przy kontroli jakości wykonania stempli podczas ich produkcji.

Pomimo swojej użyteczności przedstawiona charakterystyka nie pozwala jednoznacznie ocenić efektywność procesu perforacji pasów wykonanego przy użyciu badanego narzędzia. W tym celu wprowadzono wskaźnik redukcji siły perforacji obliczany na podstawie poniższego wzoru:

$$PFR = \frac{F_{FLAT} - F_{SB}}{F_{FLAT}} \cdot 100\%. \tag{14}$$

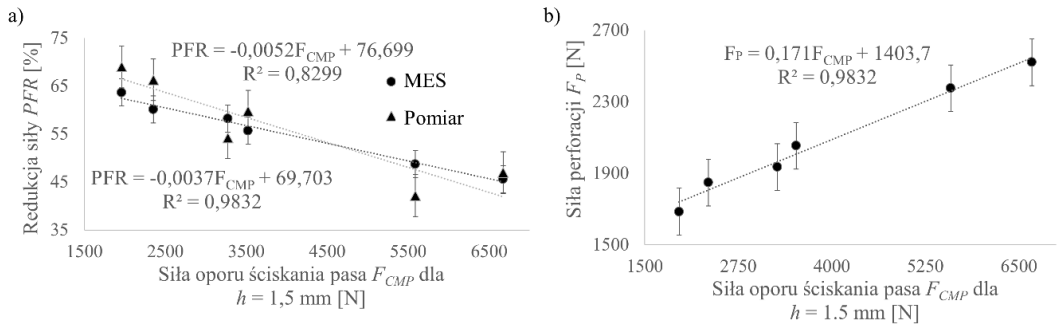
gdzie:
F_{FLAT} – siła perforacji dla stempla płaskiego [N],
F_{SB} – siła perforacji dla stempla z czaszą kulistą [N].

Do wyznaczenia tych wskaźników wykorzystano dane uzyskane podczas realizacji poprzednich zadań, które zestawiono w tabeli 8. Na rysunku 59 przedstawiono zależności pomiędzy wartością siły oporu ściskania materiału a wskaźnikiem redukcji siły PFR (a) lub siłą perforacji (b). Obie krzywe mają charakter liniowy. Pierwsza charakterystyka pozwala na ocenę porównawczą stempli o równych geometriach, lecz nie pozwala na określenie wartości siły niezbędnej do wygenerowania przez głowicę perforującą bez znajomości siły perforacji dla stempla płaskiego. Na wykresie przedstawiono wyniki uzyskane z pomiarów oraz z symulacji MES. Większą zbieżność wyników otrzymano dla wyników symulacyjnych, gdyż wyeliminowany jest tam błąd technologiczny wytworzenia stempla. Druga charakterystyka może być natomiast wykorzystana do oszacowania jaka wartość siły musi zostać wygenerowana aby wykroić otwór w pasie. Dzięki tej charakterystyce możliwy jest dobór napędu do urządzenia przeznaczonego do perforacji innego typu pasa poprzez porównanie generowanego przez ten pas oporu ściskania. Powyższe rozważania można wykorzystać przy

projektowaniu maszyn i narzędzi wykrawających, jak również przy opracowywaniu technologii perforacji.

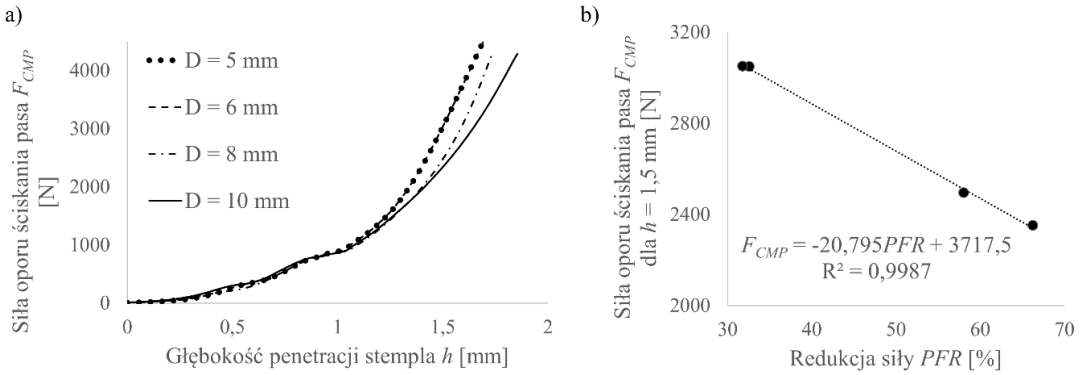
Tabela 8. Wyniki pomiarów wartości siły oporu materiału oraz siły perforacji wraz z wyznaczonymi wskaźnikami PFR [11]

Średnica stempla D [mm]	Promień czaszy R [mm]	Siła ściskająca F_{CMP} dla h = 1.5 mm [N]	Siła perforacji dla stempla z czaszą kulistą – MES $F_{SB\text{-}FEM}$ [N]	Siła perforacji dla stempla z czaszą kulistą – pomiar $F_{SB\text{-}EXP}$ [N]	Wskaźnik redukcji siły – MES PFR_{FEM} [%]	Wskaźnik redukcji siły – pomiar PFR_{EXP} [%]
10	5,5	1961	1685	1437	63,6	69
	6	2352	1848	1562	60,1	66,3
	6,5	3272	1935	2122	58,2	54,2
	7,25	3523	2054	1863	55,7	59,8
	8,5	5590	2376	2680	48,7	42,2
	10	6674	2521	2458	45,6	46,9



Rys. 59. Korelacja pomiędzy siłą oporu ściskania pasa dla głębokości h = 1,5 mm a wskaźnikiem redukcji siły PFR (a) lub siłą perforacji F_P (b) [11]

W ostatnim etapie badań przebadano narzędzia o efektywnej geometrii dla średnic D = 5, 6, 8 i 10 mm, a otrzymane charakterystyki przedstawiono na wykresie na rysunku 60a, zaś wyniki w tabeli 9. Jak można zauważyć charakterystyki te są zgodne w większej części zakresu pomiarowego. Nieznaczne różnice można zauważyć dopiero w końcowym etapie dla głębokości większej od połowy grubości pasa. Po zestawieniu otrzymanych wartości siły dla głębokości h = 1,5 mm z redukcją siły uzyskaną dla każdego z narzędzi w wyniku procesu optymalizacji (rys. 60b) otrzymano charakterystykę liniową. Na podstawie otrzymanych wykresów można przyjąć że jeżeli dla badanego stempla o dowolnej średnicy charakterystyka pokrywa się z wzorcową można przypuszczać, że jest to rozwiązanie zbliżone do efektywnego. Takie podejście umożliwia zastosowanie przedstawionych wyników w uproszczonym procesie optymalizacji geometrii stempli z czaszą kulistą.



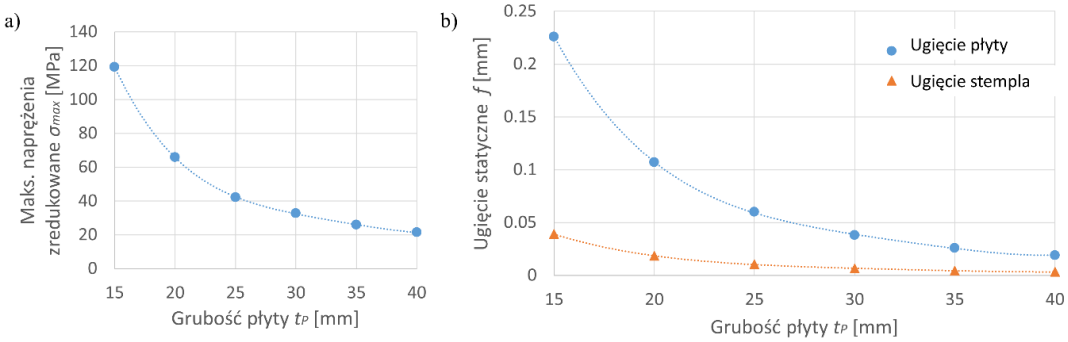
Rys. 60. Wyniki pomiarów siły oporu ściskania dla efektywnych stempli z czaszą kulistą oraz zestawienie ich z wskaźnikiem redukcji siły *PFR* [11]

Tabela 9. Wyniki pomiarów siły oporu ściskania i siły perforacji dla efektywnych stempli z czaszą kulistą [11]

Średnica stempla D [mm]	Promień czaszy R [mm]	Siła ściskająca F_{CMP} dla h = 1.5 mm [N]	Siła perforacji dla stempla z czaszą kulistą – pomiar $F_{SB\text{-}EXP}$ [N]	Siła perforacji dla stempla płaskiego – pomiar F_{FLAT} [N]	Wskaźnik redukcji siły – pomiar PFR_{EXP} [%]
10	6	2352	1562	4633	66,3
8	4,8	2494	1462	3485	58
6	3,5	3051	1803	2643	31,8
5	2,9	3049	1452	2155	32,6

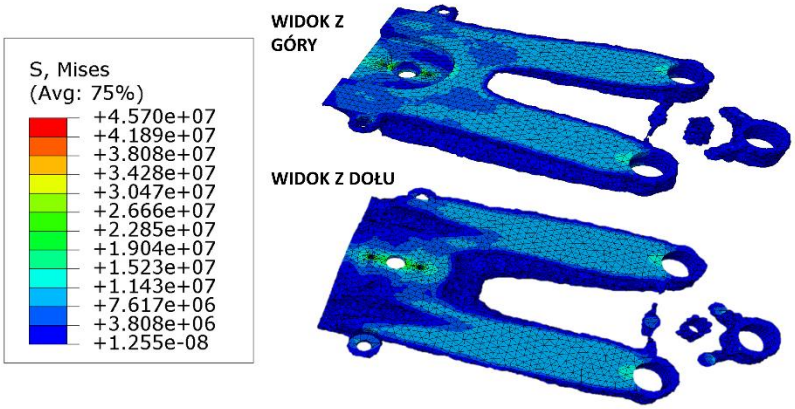
Konstrukcję automatu do precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów i taśm do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego przedstawiono szczegółowo w zgłoszeniach patentowych [12-16]. W załączniku 3 zamieszczono główne rysunki złożeniowe zaprojektowanej konstrukcji.

Kluczowym elementem dla poprawnej współpracy stempla i matrycy jest konstrukcja głowicy perforującej. Na rysunku 61 przedstawiono wpływ grubości jednolitej płyty głowicowo-stemplowej na wartość naprężenia zredukowanego oraz ugięcie zarówno samej płyty, jak i stempla. Przyjmując za dopuszczalną wartość ugięcia stempla 10% wartości luzu minimalna grubość płyty wynosi 30 mm.

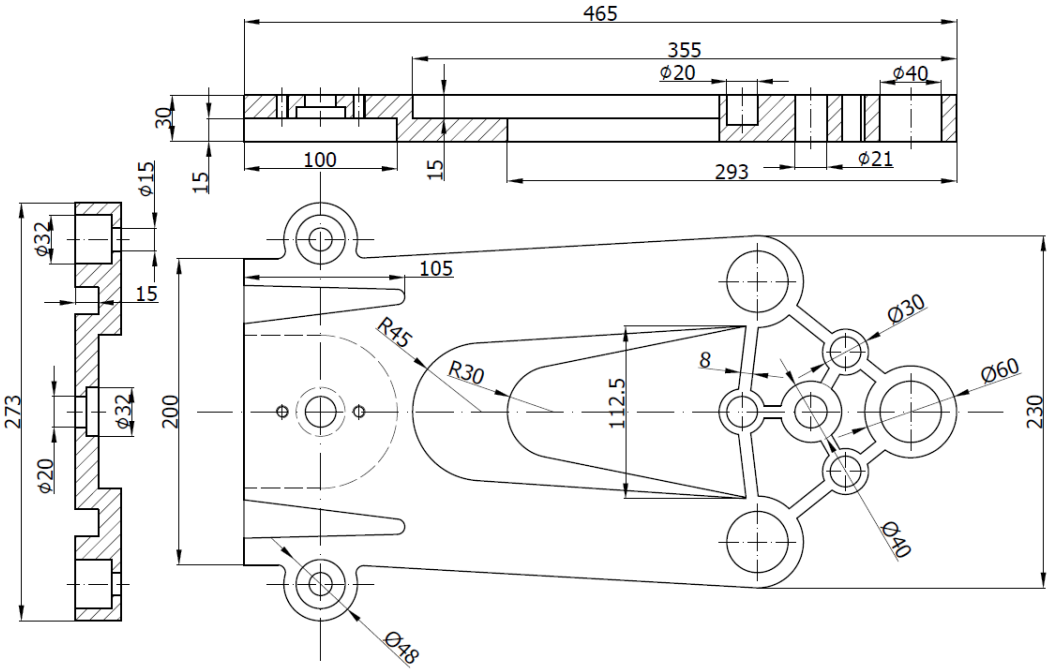


Rys. 61. Zależność pomiędzy grubością płyty głowicowo-stemplowej t_P i maksymalnego naprężenia σ_{max} (a) lub ugięcia statycznego stempla f_{PN} i płyty f_A (b) [8]

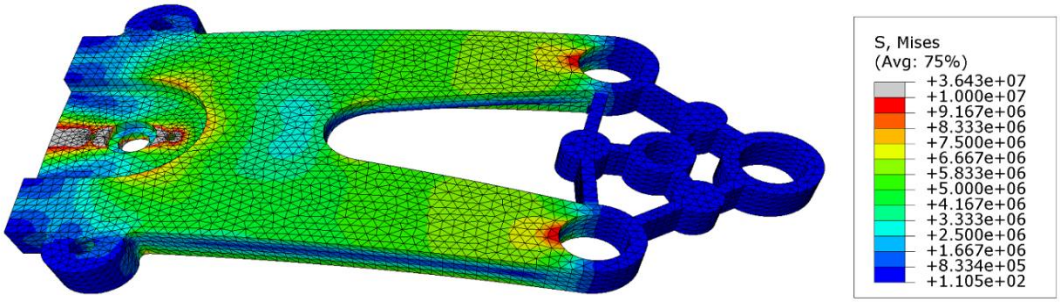
Ponieważ otrzymany rozkład naprężenia nie wskazywał na równomierne wykorzystanie materiału wykonano optymalizację topologiczną dla płyty o grubości 30 mm, której wyniki przedstawiono na rysunku 62. Uwzględniając otrzymane wyniki oraz podstawowe wytyczne konstrukcyjne i technologiczne opracowano zoptymalizowany kształt płyty głowicowo-stemplowej (rys. 63) o masie zredukowanej o 48,7% . Opracowaną geometrię poddano analizie, na której wyraźnie widać równomierne wykorzystanie materiału (rys. 64). Analiza ugięcia stempla wykazała jego wzrost nieznacznie powyżej wcześniej wyznaczonej granicznej wartości 0,01 mm. Otrzymane rozwiązanie posiada zatem masę porównywalną z najcieńszą badaną płytą litą o grubości 15 mm, podczas gdy ugięcie stempla mieści się w dopuszczalnej tolerancji.



Rys. 62. Wyniki optymalizacji topologicznej MES [8]

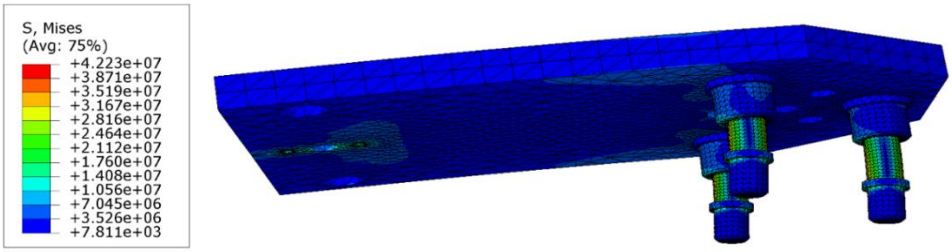


Rys. 63. Zoptymalizowany kształt płyty głowicowo-stemplowej [8]

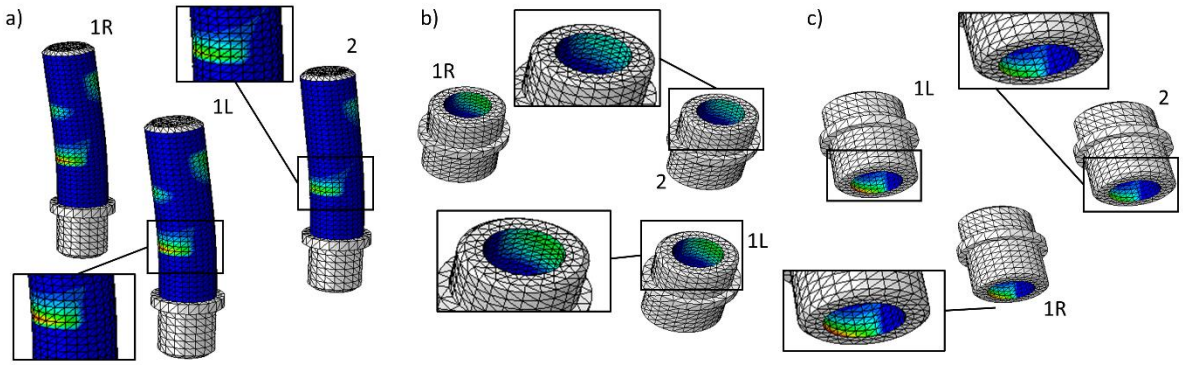


Rys. 64. Wyniki analizy MES (naprężenia zredukowane) dla zoptymalizowanego kształtu płyty głowicowo-stemplowej [8]

Bardzo duże znaczenie ma również ilość i rozłożenie słupów prowadzących w głowicy. Na rysunku 65 przedstawiono rozkład naprężeń dla płyty o grubości 30 mm. Na skutek przyłożonej siły słupy będą zginane co powoduje generowanie naprężenia kontaktowego pomiędzy tuleją a słupem (rys. 66). Wartość i rozkład tego naprężenia może wpływać niekorzystnie na właściwości eksploatacyjne głowicy perforującej. Dokonano więc analizy 6 wybranych konfiguracji prowadzenia, a wyniki przedstawiono w tabeli 10. Ze względu na wielokryterialność zagadnienia do oceny porównawczej konfiguracji wykorzystano parametr ewaluacyjny e (równanie 15), który uwzględnia wpływ liczby słupów n, wartość naprężenia kontaktowego p, ugięcie stempla f_{PN} i masę płyty m. Zestawienie wyników przedstawiono na rysunku 67.



Rys. 65. Wyniki analizy MES (naprężenia) dla płyty o grubości 30 mm [9]

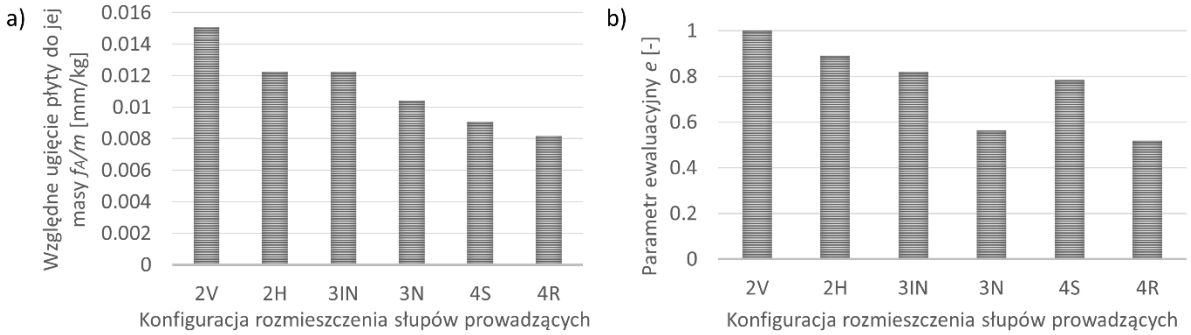


Rys. 66. Wyniki MES naprężeń kontaktowych dla układu 3N [9]

Tabela 10. Zestawienie wyników analizy dla różnych konfiguracji [9]

Konfiguracja rozmieszczenia kolumn	Masa płyty m [kg]	Maks. naprężenie kontaktowe – kolumna p_c [MPa]	Maks. naprężenie kontaktowe – tuleja p_s [MPa]	Maks. naprężenie gnące σ_b [MPa]	Ugięcie całkowite w osi stempla f_A [mm]	Ugięcie kolumny f_c [mm]	Ugięcie stempla f_{PN}[mm]
2V	26.733	11.94	12.62	67.5	0.387	0.106	0.078
2H	31.591	11.64	12.6	62.7	0.403	0.092	0.059
3N	26.432	7.40	7.84	42.2	0.275	0.062	0.048
3IN	28.056	8.43	8.98	43.3	0.343	0.066	0.057
4R	27.761	5.87	6.28	32.1	0.227	0.047	0.039
4S	30.999	7.17	7.62	34.5	0.281	0.05	0.044

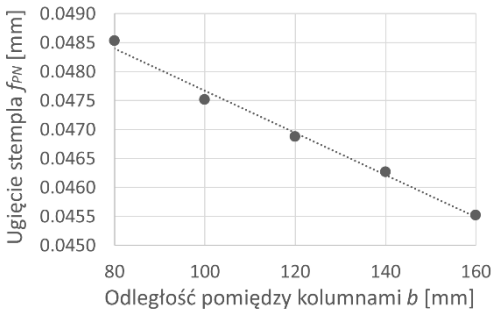
$$e = \frac{n}{n_{min}} \cdot \frac{p_{max}}{p_{\max_2V}} \cdot \frac{f_{PN}}{f_{PN_2V}} \cdot \frac{m}{m_{2V}} \tag{15}$$



Rys. 67. Zestawienie oceny wszystkich konfiguracji – im niższa wartość tym lepsze właściwości eksploatacyjne [9]

Na podstawie otrzymanych wyników stwierdzono, że wykorzystanie 3 słupów w szyku trójkątnym normalnym oraz 4 słupów w szyku prostokątnym daje podobne rezultaty. Ze względu na aspekt ekonomiczny i technologiczny dąży się do redukcji liczby elementów stąd uznano konfigurację trójkątną za efektywne rozwiązanie konstrukcyjne.

Analizie poddano również wpływ odległości pomiędzy słupami zarówno w kierunku wzdłużnym, jak i w poprzecznym do krawędzi bocznej perforowanego pasa. Wyniki wykazały że zmiana odległości w kierunku wzdłużnym nie wpływa na właściwości eksploatacyjne, stąd dąży się do zminimalizowania tej odległości. Znaleziono jednak liniową zależność (rys. 68) pomiędzy odległością w kierunku poprzecznym a ugięciem stempla. Oznacza to, że wydłużając głowicę perforującą i oddalając trzeci słup od pozostałych dwóch możliwe jest sterowanie wartością ugięcia stempla, tak aby nie przekroczyła wartości minimalnej.

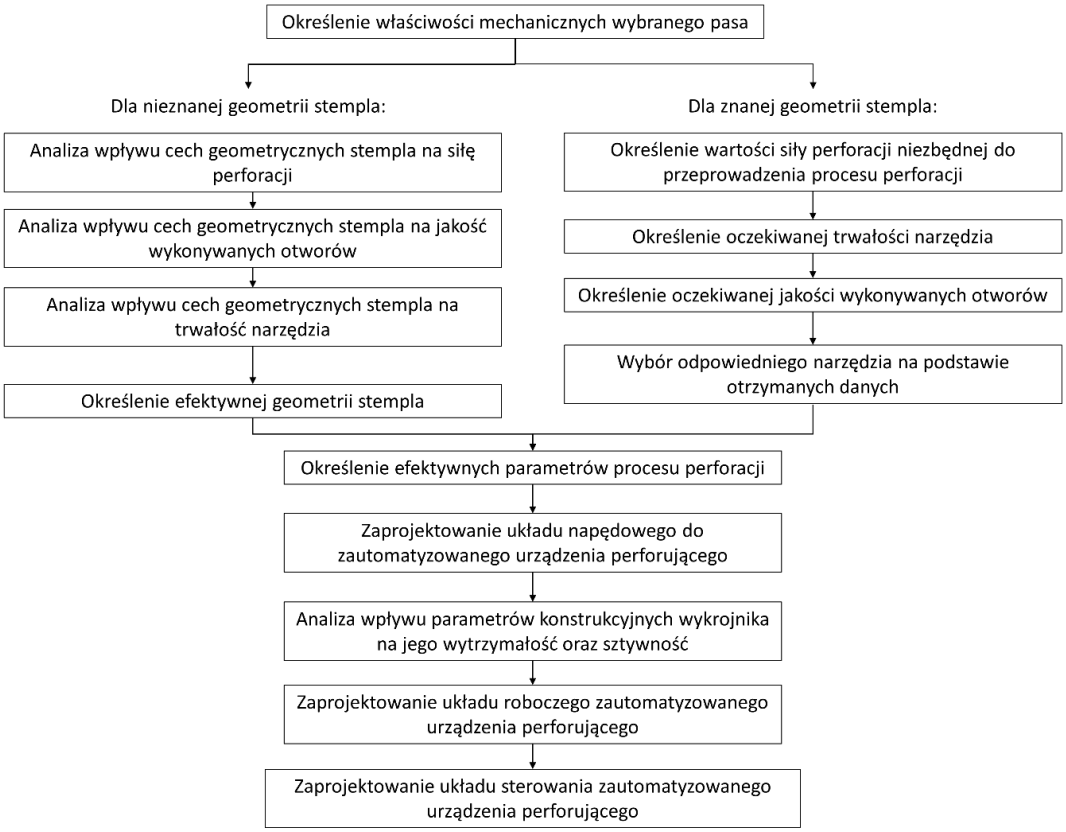


Rys. 68. Zależność pomiędzy odległością w kierunku poprzecznym między kolumnami b a ugięciem stempla f_{PN} [9]

Przeprowadzone analizy pozwoliły na lepsze zrozumienie wpływu konstrukcji na przebieg procesu perforacji i udoskonalenie procesu projektowania wykrojników do pasów.

10. Podsumowanie i wnioski [10]

Na podstawie przedstawionych wyników badań i modelowania opracowano algorytm modelowania procesu perforacji pasów w aspekcie projektowania wykrojników i automatycznych maszyn wykrawających. Opracowany algorytm przedstawiono na rysunku 69. Poniżej przedstawiono skrócony opis etapów ujętych w niniejszym algorytmie.

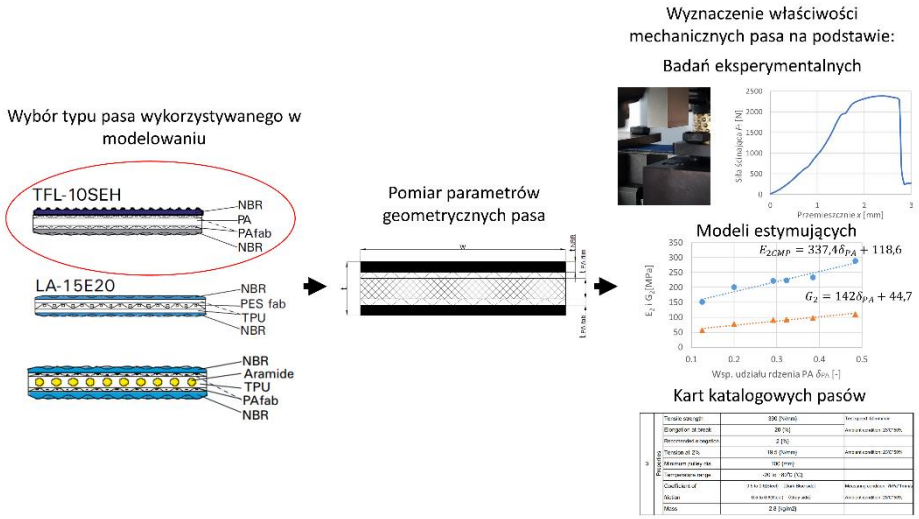


Rys. 69. Algorytm modelowania procesu perforacji pasów w aspekcie projektowania wykrojników i automatycznych maszyn wykrawających [10]

Określenie właściwości mechanicznych wybranego pasa [3]

Pierwszym etapem modelowania jest ustalenie danych wejściowych, które zostaną wykorzystane w procesie projektowania matrycy wykrawającej. Ponieważ właściwości wielowarstwowych pasów z kompozytu polimerowego lub wzmacnianych włóknami mogą być bardzo różne, cechy konstrukcyjne zaprojektowanego urządzenia mogą również charakteryzować się dość dużą rozbieżnością. Oznacza to, że należy wykonać proces modelowania dla wybranych rodzajów pasów lub należy zastosować jedną grupę jako główną. Chociaż pierwsze rozwiązanie pozwoli zaprojektować uniwersalną maszynę do perforacji pasów, zajmie to dużo czasu na wykonanie wszystkich niezbędnych analiz. Z tego powodu warto przeanalizować zakres użytych materiałów i wybrać ten, który spowoduje najwięcej problemów. Dzięki takiemu podejściu można zaoszczędzić trochę czasu przy jednoczesnym zachowaniu zadowalających efektów dla innych rodzajów pasów.

Metodologię określania właściwości mechanicznych dla wybranych rodzajów pasów przedstawiono na rys. 70. Biorąc pod uwagę maksymalną siłę perforacji i zużycie narzędzia, najbardziej sztywne pasy o zwiększonej wytrzymałości należy uznać za sprawiające najwięcej trudności. Z drugiej strony, pod kątem jakości otworów elastyczne pasy lub wzmocnione włóknami spowodują więcej problemów podczas perforacji. Na tym etapie projektant musi zdecydować, który z czynników jest ważniejszy i określić możliwie najmniejszą liczbę pasów, które zostaną wzięte pod uwagę, lub analizy, które należy wykonać w celu uzyskania skutecznej konstrukcji wykrojnika.



Rys. 70. Metodologia określania właściwości mechanicznych dla wybranych rodzajów pasów [10]

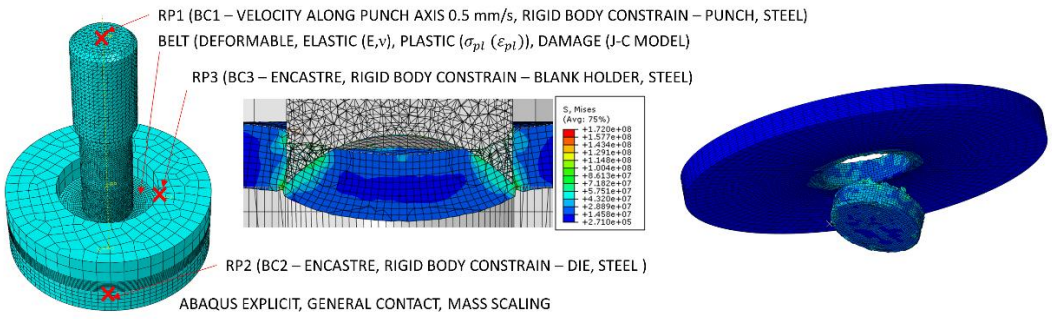
Określenie efektywnej geometrii stempla [4-6, 11]

Następny etap modelowania można wykonać na dwa różne sposoby, w zależności od tego, czy geometria narzędzia jest zdefiniowana, czy nie. Jeśli chcemy skorzystać z narzędzia, które zostało już zaprojektowane i wyprodukowane, główny nacisk zostanie położony na testy eksperymentalne. Na podstawie ich wyników można wyznaczyć maksymalną siłę perforacji dla wybranej grupy pasów, która może być później wykorzystana w procesie projektowania

układu napędowego maszyny. Ponadto model 3D stempla do przebijania można wykonać przy użyciu inżynierii odwrotnej, a następnie można przeprowadzić analizę metodą elementów skończonych (MES) w celu oszacowania trwałości narzędzia. Wyniki modelowania można dalej wykorzystać do utworzenia dokumentacji dla wybranego narzędzia. Aby ocenić jego właściwości i wydajność perforacji za pomocą tego narzędzia, możemy użyć współczynnika kształtu β, który jest stosunkiem maksymalnej siły perforacji dla zmodyfikowanego kształtu narzędzia do siły uzyskanej za pomocą płaskiego stempla. Jeśli producenci pasów perforowanych wygenerują odpowiednią bazę danych z danymi dla różnych narzędzi, wybór odpowiedniego narzędzia będzie znacznie łatwiejszy dla inżynierów. Uzyskane wyniki, a także badania przedstawione w [4-6] wykazały, że najbardziej odpowiednim i najbardziej uniwersalnym kształtem stempla do przebijania jest czasza kulista.

W przypadku gdy geometria stempla nie jest określona i powinna być zaprojektowana wraz z wykrojnikiem, metodologia uzyskiwania efektywnych cech geometrycznych narzędzi jest kombinacją kilku metod modelowania. Aby ustalić korelację między siłą perforacji a promieniem czaszy kulistej R lub średnicą stempla D, należy zastosować analizę MES, a następnie poprzez wyniki eksperymentów zweryfikować model obliczeniowy. Aby oszacować trwałość narzędzia, najlepszym sposobem jest zastosowanie modelu analitycznego uzyskanego w [6], na podstawie którego można znaleźć korelację między stosunkiem siły perforacji do stosunku siły poprzecznej F_P / F_T a zużyciem ciernym stempla. Ocenę jakości otworu można przeprowadzić na podstawie pomiaru średnic otworów w obu prostopadłych kierunkach: wzdłużnym i poprzecznym, które są wykrawane podczas badań eksperymentalnych wykorzystywanych do modelowania siły perforacji. Na podstawie uzyskanych wyników można obliczyć wskaźniki jakości, takie jak odchyłka średnicy otworu Δ lub współczynnik owalności δ. Jakość można również oceniać na podstawie liczby wad otworów, tj. wyciągniętych włókien, nierównych krawędzi itp. Wszystkie te korelacje są wykorzystywane do optymalizacji geometrii stempla przedstawionej w powyżej przytoczonej pracy.

Na podstawie wyników można wnioskować, że różnice w sile perforacji dla różnych promieni czaszy kulistej mogą sięgać 50%, zaś wpływ luzu matrycy nie przekracza 10% Wskazuje to, że przy wyprowadzaniu modelu do oszacowania siły luz można pominąć i należy wybrać odpowiedni promień czaszy kulistej. Metodologia opracowywania modelu MES wraz z przykładowymi wynikami została przedstawiona na rys. 71.



Rys. 71. Ogólna budowa modelu MES do analizy procesu perforacji wielowarstwowych polimerowych pasów kompozytowych i przykładowe wyniki analiz [10]

Wykorzystując opracowaną metodologię ewaluacji efektywności stempla oraz oceny jakości krawędzi tnącej wykonanego narzędzia można zweryfikować dodatkowo cechy użytkowe zaprojektowanego stempla z czaszą kulistą.

Określenie efektywnych parametrów procesu perforacji [7, 10]

Niezależnie od tego, czy geometria stempla jest określona, czy musi zostać zaprojektowana, następnym etapem modelowania perforacji pasa jest określenie wpływu parametrów procesu na parametry eksploatacyjne, tj. maksymalną siłę perforacji, trwałość narzędzia i jakość otworu. Najważniejszym parametrem procesu wykrawania jest prędkość wykrawania. Ma to znaczący wpływ na siłę niezbędną do przebicia materiału, ponieważ dynamika procesu rośnie z większą prędkością. Ze względu na właściwości reologiczne polimerowych wielowarstwowych pasów kompozytowych dynamiczna reakcja materiału na ściskanie generowane przez stempel zmienia się i wpływa na wartość maksymalną siły perforacji. Korelację udowodniono na podstawie wyników eksperymentalnych.

Testy wykazały, że chociaż tendencja jest zachowana dla różnych pasów, może wystąpić rozbieżność między wielkością wpływu. Wskazuje to, że należy przeprowadzić odpowiednią analizę korelacji między prędkością stempla a wyżej wymienionymi parametrami eksploatacji. W tym celu można również zastosować analizę MES przy użyciu modelu materiału Johnsona-Cooka. W celu uwzględnienia odpowiedzi dynamicznej materiału, d_4 w modelu uszkodzenia J-C, który jest odpowiedzialny za wpływ prędkości odkształcenia, należy ustawić jako wartość niezerową.

Drugim parametrem, który może mieć pewien wpływ na wydajność matrycy wykrawającej i może być sterowany w tym procesie, jest temperatura stempla. W większości procesów technologicznych podwyższona temperatura jest negatywnym efektem rozpraszania zużytej energii i może wpływać na strukturę lub właściwości mechaniczne obrabianych części. Jest to jedna z zalet używania wykrawania do perforacji pasa zamiast wiercenia lub cięcia laserowego. Jednak, jak udowodniono w [2] wzrost temperatury narzędzia w ograniczonym zakresie może również mieć pozytywny wpływ, szczególnie na jakość otworu i siłę perforacji. Przyczyną tego zjawiska jest zmiękczenie materiału i zwiększenie wydajności cięcia na gorąco. Efekt ten można również przeanalizować za pomocą MES, wyszczególniając model J-C ze stałą materiału d_5, lub można go przetestować podczas serii eksperymentów.

Analiza wpływu parametrów konstrukcyjnych [8-9, 12-17]

Ostatnim etapem stosowania modelowania podczas projektowania wykrojników do pasów jest analiza ich parametrów konstrukcyjnych. W tej grupie możemy wyróżnić analizę kinematyczną i dynamiczną związaną z układem napędowym maszyny, analizę wytrzymałościową głównych elementów urządzenia oraz analizę sztywności związaną z utrzymaniem właściwego pasowania między stemplem a matrycą. Większość z nich jest wykonywana jako analiza MES, w której poprzednio wyznaczona siła perforacji odgrywa rolę obciążenia. Na podstawie uzyskanych wyników można wybrać odpowiedni napęd lub obliczyć wymiary części. Dodatkowo możliwa jest redukcja masy przy użyciu optymalizacji topologii konstrukcji (głównie głowicy i płyt matrycowych). Ponieważ bardzo trudno jest zweryfikować

uzyskane wyniki, korzystne jest przeprowadzenie analizy wpływu siatki, co powinno wyeliminować zgrubne błędy.

Prezentowane w ramach rozprawy doktorskiej wyniki analizy procesu perforacji kompozytowych pasów transportujących i napędowych pozwoliły na opracowanie modelu, który pozwala na zaprojektowanie efektywnej geometrii narzędzia wykrawającego dla pasów z rdzeniem poliamidowym, co udowadnia postawioną tezę naukową.

11.Syntetyczne ujęcie wkładu w rozwój dyscypliny naukowej: budowa i eksploatacja maszyn – inżynieria mechaniczna

Realizowane prace w ramach rozprawy doktorskiej pt. „**Analiza procesu perforacji kompozytowych pasów transportujących i napędowych w aspekcie kształtowania cech konstrukcyjnych narzędzi wykrawających**" mają charakter teoretycznych analiz, opracowania modeli analitycznych oraz numerycznych z wykorzystaniem analizy MES, badań poznawczych oraz budowy innowacyjnych konstrukcji. Prowadzone prace są zorientowane na poprawę efektywności konstrukcji maszyn do precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów i taśm.

Syntetyzując, realizacja rozprawy doktorskiej umożliwiła:

- **opracowanie uśrednionego izotropowego modelu materiałowego dla polimerowych wielowarstwowych pasów kompozytowych wykazujących właściwości ortotropowe,**
- **wykonanie analizy stanu naprężenia w pasie podczas perforacji, wyprowadzenie modelu stanu naprężenia oraz modelu odwrotnego wykorzystywanego do estymacji wartości siły perforacji na podstawie właściwości mechanicznych pasa,**
- **wykonanie badań eksperymentalnych perforacji różnych rodzajów pasów z użyciem zaprojektowanego wykrojnika dla stempla płaskiego, jak i stempli o modyfikowanej geometrii,**
- **zbudowanie modelu symulacyjnego MES oraz odtworzenie z jego wykorzystaniem badania eksperymentalnego (siła perforacji), weryfikacja modelu MES i oszacowanie jego dokładności,**
- **wyznaczenie wpływu kształtu stempla, na przebieg procesu perforacji (zmniejszanie siły perforacji, poprawa jakości otworów lub łagodzenie spadku siły w momencie oddzielania odpadu od pasa),**
- **uznanie stempla z czaszą kulistą za efektywny kształt wykrojnika do pasów transportujących i napędowych z rdzeniem poliamidowym,**
- **określenie wpływu parametrów geometrycznych stempla z czaszą kulistą (głębokość czaszy H, promień czaszy R, średnica nominalna D oraz luz między stemplem i matrycą L) na wartość siły perforacji, jakość otworów oraz trwałość narzędzia,**
- **opracowanie modelu optymalizacji do wyznaczania efektywnej geometrii dla stempla z czaszą kulistą,**

- **zaprojektowanie efektywnych narzędzi wykrawających dla średnic nominalnych 5, 6, 8 i 10 mm,**
- **opracowanie metodologii ewaluacji efektywności stempla oraz oceny jakości krawędzi tnącej wykonanego narzędzia,**
- **analizę wpływu parametrów technologicznych (prędkość i temperatura stempla) na wartość siły perforacji i jakość wykonywanych otworów,**
- **zaprojektowanie innowacyjnej konstrukcji automatu do precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów i taśm do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego,**
- **wyznaczenie wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych głowicy perforującej na właściwości użytkowe stempla,**
- **opracowanie algorytmu modelowania procesu perforacji pasów w aspekcie projektowania wykrojników i automatycznych maszyn wykrawających.**

12. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych

12.1. Współpraca z krajowymi ośrodkami naukowymi oraz przedstawicielami przemysłu

W swej działalności naukowo-badawczej współpracowałem z firmą Rehasport Clinic sp. z o. o., której pracownicy prowadzą badania naukowe w medycynie. Badania prowadzone były w zakresie bioinżynierii z zakresu oceny wyników leczenia operacyjnego rekonstrukcji uszkodzonego ścięgna Achillesa z wykorzystaniem autologicznych ścięgien mięśni półścięgnistego i smukłego ze stabilizacją systemem Endobutton. Celem badań było określenie wytrzymałości mechanicznej ścięgna Achillesa zrekonstruowanego przy użyciu nowej techniki operacyjnej opracowanej przez zespół pracowników Rehasport Clinic. Byłem współtwórcą metodyki badawczej w tym zakresie oraz brałem czynny udział w badaniach i obrabianiu wyników pomiarów. Wyniki otrzymanych badań były prezentowane na ESSKA 2018 Conference, maj 2018, Glasgow – prezentacja ustna wyników, na zjeździe PTArtro, grudzień 2017, Łódź – plakat. Na ich podstawie powstał artykuł pt: "New minimally invasive Achilles tendon reconstruction technique for neglected Achilles tendon ruptures – biomechanical analysis and 1-y clinical follow-up results", który został wydany w 2019r. w czasopiśmie KSSTA (Knee Surgery, Sports Traumatology, Arthroscopy, 100 pkt, IF 3,149). W załączniku 5 zamieszczono spis wszystkich publikacji naukowych niewchodzących w skład dysertacji.

12.2. Przyznane patenty, zgłoszenia patentowe

Aktualnie jestem współautorem 4 patentów oraz 12 zgłoszeń patentowych. W załączniku 6 umieszczono kopie potwierdzeń przyznania patentów oraz przyjęcia zgłoszeń patentowych. W tabeli 11 przedstawiono zbiorcze zestawienie przyznanych patentów oraz przygotowanych zgłoszeń patentowych.

Zgłaszane do Urzędu Patentowego RP rozwiązania konstrukcyjne dotyczą mojego szerokiego spektrum zainteresowań. Wybrane z nich związane są z opisywanym w niniejszym

autoreferacie osiągnięciem naukowym. Geneza powstania innych związana jest z moją aktualną działalnością naukowo-badawczą.

Tabela 11. Zbiorcze zestawienie przyznanych patentów oraz zgłoszeń patentowych

Patenty			
Numer	Tytuł	Twórcy	Data uzyskania:
231596	Kroczący wielofunkcyjny robot mobilny	**Wojtkowiak D. (50%)** Talaśka K. (25%) Malujda I. (25%)	23.11.2018
231281	Urządzenie do ręcznego formowania i zabezpieczania sprężyn z NiTinolu na potrzeby programowania w strumieniu gorącego powietrza	Wieczorek B. (40%) **Wojtkowiak D. (30%)** Kukla M. (15%) Górecki J. (15%)	16.10.2018
233462	Mechanizm regulacji wysokości położenia leża łóżka szpitalnego	Talaśka K. (20%) Malujda I. (20%) Wilczyński D. (20%) **Wojtkowiak D. (20%)** Szulc M. (20%)	31.10.2019
233463	Mechanizm regulacji wysokości położenia leża łóżka szpitalnego	Talaśka K. (20%) Malujda I. (20%) Wilczyński D. (20%) **Wojtkowiak D. (20%)** Szulc M. (20%)	31.10.2019
Zgłoszenia patentowe			
Numer	Tytuł	Twórcy	Data zgłoszenia:
425024	Urządzenie do badania nacisków bocznych	Talaśka K. (20%) Wilczyński D. (20%) **Wojtkowiak D. (20%)** Górecki J. (20%) Malujda I. (20%)	26.03.2018
431890	System mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego	Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (20%)** Wilczyński D. (20%) Górecki J. (20%) Malujda I. (10%) Domek G. (10%)	22.11.2019
431889	Urządzenie do perforacji pasów transportujących	Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (30%)** Wilczyński D. (15%) Górecki J. (15%) Malujda I. (10%) Domek G. (10%)	22.11.2019

431888	Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą	Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (30%)** Wilczyński D. (15%) Górecki J. (15%) Malujda I. (10%) Domek G. (10%)	22.11.2019
431885	Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem do urządzenia do perforacji pasów transportujących	Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (30%)** Wilczyński D. (15%) Górecki J. (15%) Malujda I. (10%) Domek G. (10%)	22.11.2019
431884	Głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących	Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (30%)** Wilczyński D. (15%) Górecki J. (15%) Malujda I. (10%) Domek G. (10%)	22.11.2019
431881	Urządzenie do pomiaru przemieszczenia liniowego pasa transportującego	Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (20%)** Wilczyński D. (20%) Górecki J. (20%) Malujda I. (10%) Domek G. (10%)	22.11.2019
431886	Urządzenie dozująco-ustalające pas transportujący w procesie jego produkcji	Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (15%)** Wilczyński D. (15%) Górecki J. (30%) Malujda I. (10%) Domek G. (10%)	22.11.2019
431887	Urządzenie buforująco-napinające pas transportujący w procesie jego produkcji	Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (15%)** Wilczyński D. (15%) Górecki J. (30%) Malujda I. (10%) Domek G. (10%)	22.11.2019
432839	Urządzenie do cięcia poprzecznego pasów transportujących z jednym nożem	Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (15%)** Wilczyński D. (30%) Górecki J. (15%) Malujda I. (10%) Domek G. (10%)	10.02.2020

432838	Urządzenie do cięcia poprzecznego pasów transportujących z dwoma nożami	Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (15%)** Wilczyński D. (30%) Górecki J. (15%) Malujda I. (10%) Domek G. (10%)	10.02.2020
430827	Przyrząd i metoda do usuwania wypływki po zgrzewaniu doczołowym polimerowych pasów cięgnowych	Wałęsa K. (45%) Wilczyński D. (25%) Talaśka K. (20%) **Wojtkowiak D. (10%)**	09.08.2019

12.3. Projekty i prace zewnętrzne na rzecz przemysłu, ekspertyzy i opinie

Zdobyte doświadczenie naukowo-badawcze oraz praktyka inżynierska pozwoliły mi na wykorzystanie wiedzy teoretycznej oraz wyników badań w szeregu prac wdrożeniowych na rzecz przemysłu. Do czasu przygotowywania niniejszego autoreferatu byłem wykonawcą 5 projektów oraz prac zewnętrznych na rzecz przemysłu poza kierowaniem (DSMK 2018) bądź realizacją (DS 2015-2020 oraz DSMK 2016, 2017 i 2019) projektów związanych z działalnością statutową Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn oraz Młodej Kadry w latach 2015-2019. Do prac wdrożonych na rzecz przemysłu można zaliczyć między innymi:

- Projekt automatycznych drzwi komory grzewczej linii do malowania proszkowego wraz z nadzorem autorskim w trakcie montażu i uruchomienia przedmiotu projektu. Celem projektu było zaprojektowanie, a także nadzór nad montażem i uruchomieniem specjalizowanej konstrukcji drzwi minimalizujących straty ciepła w komorze grzewczej linii do malowania proszkowego. Zarówno konstrukcja, jak i układ sterowania zespołami napędowymi drzwi wymagał ich integracji z linią działającą na terenie firmy. Prace były wykonane na potrzeby firmy KIEL POLSKA Sp. z o.o. – Nowy Tomyśl (wykonawca).
- Projekt automatycznych drzwi suszarni i prowadzenie nadzoru autorskiego podczas montażu i uruchomienia przedmiotu projektu. Celem projektu było zaprojektowanie, a także nadzór nad montażem i uruchomieniem specjalizowanej konstrukcji drzwi minimalizujących straty ciepła w komorze suszarni linii do malowania proszkowego. Zarówno konstrukcja, jak i układ sterowania zespołami napędowymi drzwi wymagał ich integracji z linią działającą na terenie firmy. Prace były wykonane na potrzeby firmy KIEL POLSKA Sp. z o.o. – Nowy Tomyśl (wykonawca).
- Opracowanie innowacyjnej technologii systemu precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego – systemu automatyzującego proces produkcyjnych pasów transportowych. Prace polegały na opracowaniu technologii precyzyjnej perforacji pasów transportujących, a także nowej konstrukcji modułowego urządzenia realizującego te funkcje. Efektem pracy jest wdrożenie opracowanych rozwiązań na terenie firmy. Prace były wykonane na potrzeby firmy Wilhelm Herm. Muller Polska Sp. z o.o. z Bydgoszczy i były ściśle związane z głównym osiągnięciem naukowym (główny wykonawca).

– Sprzedaż, dostawa, montaż, instalacja, uruchomienie oraz szkolenie operatorów z zakresu obsługi i programowania fabrycznie nowych maszyn: systemu aktywowania, systemu natryskiwania oraz zgrzewarki tarciowej do tworzyw sztucznych. Celem projektu było wykonanie konstrukcji wraz z pełną dokumentacją i certyfikacją CE trzech fabrycznie nowych maszyn: systemu do elektro-aktywacji i mechanicznej zmiany struktury wierzchniej powierzchni pasów transportujących i napędowych, systemu do natrysku tworzyw sztucznych na powierzchni pasa oraz systemu do zgrzewania tarciowego zabieraków z powierzchnią pasów transportujących. Efektem pracy jest wdrożenie opracowanych rozwiązań na terenie firmy. Prace realizowane były na zlecenie firmy Wilhelm Herm. Muller Polska Sp. z o.o. w ramach projektu: „Kredyt na innowacje technologiczne" z podzadania 3.3.3. Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój na lata 2014-2020 o nazwie „Wdrożenie innowacyjnej technologii produkcji pasów zębatych w przedsiębiorstwie Wilhelm Herm. Muller Polska Sp. z o.o.".

Pisemne potwierdzenia wdrożeń wybranych rozwiązań konstrukcyjnych zostały zawarte załączniku 6.

Byłem również wykonawcą jednego z zadań badawczych w projekcie LIDER pt. „Badanie biomechaniki napędzania ręcznych wózków inwalidzkich dla innowacyjnych napędów ręcznych i hybrydowych" finansowanym przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.

12.4. Otrzymane nagrody oraz pełnione funkcje

Otrzymałem Nagrodę dla najlepszego prezentującego na międzynarodowej konferencji *4th International Conference on Advanced Materials Research and Manufacturing Technologies (AMRMT 2019),* 8-12 Sierpień 2019 Oxford, Wielka Brytania za wystąpienie o tytule: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Modelling the Belt Perforation Process with the Piercing Punch and the Die in Context of the Construction of the Punching Dies.*

Otrzymałem także Nagrodę za wyróżniający się referat na VI Międzyuczelnianej Konferencji Studenckich Kół Naukowych i Studiów Doktoranckich w Kaliszu, 2016r.

Otrzymałem również 1 nagrodę Rektora Politechniki Poznańskiej:

- Nagroda Rektora za osiągnięcia organizacyjne uzyskane w roku akademickim 2017/2018.

Kopie wszystkich nagród znajdują się w Załączniku 6.

Byłem recenzentem w:

- *Measurement* – lista A wykazu czasopism publikowanych przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego,
- *Journal of Intelligent & Robotic Systems* – lista A wykazu czasopism publikowanych przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

12.5. Osiągnięcia dydaktyczne i organizacyjne

Od początku objęcia stanowiska nauczyciela akademickiego w strukturach Politechniki Poznańskiej intensywnie angażowałem się w organizację procesu dydaktycznego organizowanego i realizowanego w ramach dawnej Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn, obecnego Instytutu Konstrukcji Maszyn. W ramach prowadzonego procesu dydaktycznego (od 2015 roku) można wyróżnić następujące przedmioty:

- Podstawy Konstrukcji Maszyn (projekty, ćwiczenia) – Wydział Maszyn Roboczych i Transportu / Wydział Inżynierii Transportu, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania,
- Podstawy Konstrukcji Układów Napędowych (projekty, ćwiczenia) – Wydział Maszyn Roboczych i Transportu / Wydział Inżynierii Transportu,
- Modelowanie Układów Mechanicznych (wykład, ćwiczenia) – Wydział Maszyn Roboczych i Transportu / Wydział Inżynierii Transportu,
- Podstawy Konstrukcji Maszyn i CAD (wykład, ćwiczenia, projekty) – Wydział Inżynierii Zarządzania, w języku polskim i angielskim,
- Projektowanie Mechatroniczne (wykład, projekty) – Wydział Inżynierii Lądowej i Transportu,
- Podstawy Projektowania Mechatronicznego (wykład) – Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania
- Grafika inżynierska z geometrią wykreślną (projekty) – Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania,
- Mechanical Constructions (wykład, projekty) – Wydział Elektryczny / Wydział, Automatyki, Robotyki i Elektrotechniki, w języku angielskim,
- Analytical Mechanics (wykład, ćwiczenia) – Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, w języku angielskim.
- Hydrostatyczne Napędy Jezdne (wykład, laboratoria) – Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania,
- Układy Napędowe Maszyn Roboczych (wykład) – Wydział Maszyn Roboczych i Transportu.

Byłem współorganizatorem szeregu edycji organizowanego przez Katedrę Podstaw Konstrukcji Maszyn „Seminarium Mechatroniki". Brałem czynny udział w organizowaniu stanowisk pokazowych w ramach „Nocy Naukowców".

W 2018 roku byłem członkiem komitetu organizacyjnego przygotowującego międzynarodową XXIII Polsko-Słowacką Konferencję „Machine Modeling and Simulations", MMS 2018.

13. Zbiorcze zestawienie osiągnięć naukowo-badawczych

W tabeli 12 zestawiono ilościowo dorobek naukowo-badawczy. Do oceny dorobku naukowo-badawczego posłużono się modelem wykorzystywanym przy ewaluacji za lata 2017-2020. Oznacza to, że punkty za artykuły wydane w latach 2019-2020 zostały obliczone na podstawie obowiązującej listy MNiSW z dnia 31.07.2019r., natomiast liczba punktów dla publikacji wydanych w latach 2016-2018 została obliczona na podstawie obowiązującej w tym czasie ujednoliconej listy czasopism MNiSW 2013-2016. W przypadku rozdziałów w monografii za lata 2014-2016 przyjęto wytyczne obowiązujące przy ewaluacji za lata 2013-2016, natomiast punktacje za lata 2017-2020 określono na podstawie nowych zasad opartych o listę wydawnictw MNiSW z dnia 31.07.2019r. W przypadku recenzowanych materiałów konferencyjnych zaindeksowanych w Thomson Reuters® Web of Science® oraz Scopus® z lat 2017-2018 przyjęto punktację 15 pkt. Natomiast dla materiałów konferencyjnych z lat 2019-2020 przyjęto punktacje zgodną z rozdziałami w monografii i dziedziczenie punktów z listy wydawnictw MNiSW z dnia 31.07.2019r. Punktacja za patenty w latach 2017-2020 została przyjęta zgodnie z obowiązującymi regulacjami prawnymi dotyczącej zbliżającej się ewaluacji. Do oceny dorobku wykorzystano wskaźniki bibliograficzne w postaci liczby cytowań oraz indeksu Hirscha z trzech najpopularniejszych baz: Thomson Reuters® Web of Science®, Scopus® oraz Google Scholar, jak również współczynnik Impact Factor. W przypadku projektów oraz zgłoszeń patentowych zastosowano wskaźnik ilościowy.

Całość dorobku została podzielona w tabeli na dwie części, z których pierwsza dotyczy Głównego Osiągnięcia Naukowego, a druga dotyczy dodatkowej działalności naukowej. W ostatniej kolumnie przedstawiono również sumaryczną wartość punktów bądź wskaźników bibliograficznych i ilościowych. W tabeli dokonano podziału punktów na tzw. „stare" (2017-2018) do których zaliczane są publikacje z lat 2016-2018, rozdziały w monografii z lat 2015-2016 i recenzowane materiały konferencyjne zaindeksowane w Thomson Reuters® Web of Science® i Scopus® oraz „nowe" (2019-2020) do których zaliczane są publikacje z lat 2019-2020, rozdziały w monografiach z lat 2017-2020, materiały konferencyjne z lat 2019-2020 oraz patenty z lat 2017-2020.

Tabela 12. Zestawienie ilościowe dorobku naukowo-badawczego

	Główne osiągnięcie naukowe	Punkty	Dodatkowa działalność naukowa	Punkty	Sumaryczna wartość punktów/ wskaźników
Liczba artykułów w czasopismach naukowych wyróżnionych w Journal Citation Reports®	3	30 (2017-18) 200 (2019-20)	2	0 (2017-18) 240 (2019-20)	30 (2017-18) 440 (2019-20)
Liczba artykułów w recenzowanych materiałach konferencyjnych indeksowanych w Thomson Reuters® Web of Science® lub Scopus®	6	30 (2017-18) 20 (2019-20)	15	75 (2017-18) 50 (2019-20)	105 (2017-18) 70 (2019-20)
Liczba pozostałych artykułów	1	11 (2017-18) 0 (2019-20)	6	53 (2017-18) 5 (2019-20)	64 (2017-18) 5 (2019-20)
Liczba rozdziałów w monografii	1	5 (2017-20)	4	15 (2015-16) 20 (2017-20)	15 (2014-16) 25 (2017-20)
Liczba przyznanych patentów	0	0 (2017-20)	4	300 (2017-20)	300 (2017-20)
Liczba zgłoszeń patentowych	5	---	7	---	12
Liczba projektów i prac zewnętrznych	1	---	4	---	5
Liczba cytowań – baza Web of Science®	40	---	16	---	56
Index Hirscha – baza Web of Science®	3	---	+1	---	4
Liczba cytowań – baza Scopus	68	---	29	---	97
Index Hirscha – baza Scopus	4	---	+2	---	6
Liczba cytowań – baza Google Scholar	112	---	87	---	192
Index Hirscha – baza Google Scholar	5	---	+3	---	8
Sumaryczny Impact Factor	7,762	---	6,223	---	13,985
Liczba punktów	---	71 (2017-18) 225 (2019-20)	---	143 (2017-18) 615 (2019-20)	214 (2017-18) 840 (2019-20)
Liczba punktów (udział własny)	---	32,35 (2017-18) 140,75 (2019-20)	---	29,3 (2017-18) 134,25 (2019-20)	61,65 (2017-18) 275 (2019-20)

Dissertation summary

MSc Eng. Dominik Wojtkowiak

Dissertation title:

The analysis of the perforation process of composite conveyor and drive belts in terms of the design process of punching tools

Thesis supervisor:

DSc Eng. Krzysztof Talaśka

Poznań, 2020

Table of Contents:

1. Dissertation data 3
1.1. Dissertation title 3
1.2. List of scientific works constituting a doctoral dissertation 4
1.3. Abstract 5
2. Justification of the selected topic 6
3. Preliminary tests 6
4. Defining the research problem, thesis and research tasks 7
5. The research and modeling methodology used to achieve the objectives of the doctoral dissertation 8
6. The results of research and modeling included in the doctoral dissertation 12
7. Summary and Conclusions 18
8. Synthetic approach to the contribution to the development of a scientific discipline: Machine Design and Exploitation - Mechanical Engineering 19
9. Summary of scientific and research achievements 21

1. Dissertation data
1.1.Dissertation title

The title of a doctoral dissertation under Art. 13 sec. 2 of the Act of March 14, 2003 on academic degrees, academic title and on degrees and title in the field of art (Journal of Laws of 2017, item 1789) is:

The analysis of the perforation process of composite conveyor and drive belts in terms of the design process of punching tools

The doctoral dissertation consists of 11 selected publications, including: 3 publications in peer-reviewed scientific journals distinguished in Journal Citation Reports® indexed in Thomson Reuters® Web of Science®, 6 publications in peer-reviewed conference materials indexed or pending indexation in Thomson Reuters® Web of Science®, 1 publication in a peer-reviewed scientific journal listed on the B list of journals published by the Polish Ministry of Science and Higher Education, and 1 peer-reviewed chapter in a monograph, as well as 5 patent applications to the Polish Patent Office and 1 implementation completed as part of R&D development works.

1.2. List of scientific works constituting a doctoral dissertation

Research papers:

1. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Perforacja pasów do transportu podciśnieniowego – metody, materiały oraz problemy*, Mechanik no 12/2017, p. 1138-1142 (2017) [11 points (list 2013-2016) – personal contribution 35%],
2. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts*. MATEC Web of Conferences 157: 01022 (2018) [indexed in Scopus® and Web of Science®, 15 points – personal contribution 40%],
3. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**: *Modelling a mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core*, MATEC Web of Conferences 157: 02052 (2018) [indexed in Scopus® and Web of Science®, 15 points – personal contribution 50%],
4. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 98, Issue 9-12, p. 2539-2561 (2018) [journal indexed in JCR, IF = 2.496, 30 points – personal contribution 50%],
5. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K.: *The influence of the piercing punch profile on the stress distribution on its cutting edge*. MATEC Web of Conferences 254: 02001 (2019) [indexed in Web of Science®, 5 points – personal contribution 50%],

6. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K.: *Determination of the effective geometrical features of the piercing punch for polymer composite belts,* International Journal of Advanced Manufacturing Technology Vol. 104, Issue 1-4, p. 315-332 (2019) [journal indexed in JCR, IF = 2.633, 100 points – personal contribution 60%],
7. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K.: *Problematyka procesu perforacji pasów transportowych za pomocą stempla i matrycy,* Inżynieria wytwarzania, Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej w Kaliszu, ISBN: 978-83-65872-11-1, p. 251-264 (2018) [Chapter in monograph, 5 points – personal contribution 65%],
8. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Fierek A.: *The application of the Finite Element Method analysis in the process of designing the punching die for belt perforation,* IOP Conferences: Materials Science and Engineering 776: 012057 (2020) – [indexed in Scopus®, pending indexation in Web of Science®, 5 points – personal contribution 70%],
9. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Berdychowski M.: *Analysis of the guiding column and sleeve cooperation in the linear slide bearing of the punching die head-punch block,* IOP Conferences: Materials Science and Engineering 776: 012055 (2020) [indexed in Scopus®, pending indexation in Web of Science®, 5 points – personal contribution 70%],
10. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K.: *Modelling the Belt Perforation Process with the Piercing Punch and the Die in Context of the Construction of the Punching Dies,* IOP Conferences: Materials Science and Engineering 647: 012013 (2019) [indexed in Scopus®, pending indexation in Web of Science®, 5 points – personal contribution 60%].
11. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Wilczyński D.: *Evaluation of the belt punching process efficiency based on the resistance force of the compressed material,* International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2020) Vol. 110, p. 717-727 [journal indexed in JCR, IF = 2.633, 100 points – personal contribution 65%],

Patent applications:

12. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *System mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego* – patent application to the Polish Patent Office P.431890 from 22.11.2019r. [0 pts – personal contribution 20%],
13. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Urządzenie do perforacji pasów transportujących* – patent application to the Polish Patent Office P.431889 from 22.11.2019r. [0 pts – personal contribution 30%],
14. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą* – patent application to the Polish Patent Office P.431888 from 22.11.2019r. [0 pts – personal contribution 30%],
15. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem do urządzenia do perforacji pasów transportujących* – patent application to the Polish Patent Office P.431885 from 22.11.2019r. [0 pts – personal contribution 30%],

16. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących* – patent application to the Polish Patent Office RP P.431884 from 22.11.2019r. [0 pts – personal contribution 30%].

R&D development works:

Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Górecki J., Wilczyński D., Malujda I.: *Opracowanie innowacyjnej technologii systemu precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego – systemu automatyzującego proces produkcyjny pasów transportowych*, Program Operacyjny Inteligentny Rozwój 2014-2020, Wilhelm Herm. Muller Polska Sp. z o.o. Duration of the project: 01.01.2016-30.04.2018, Project value: 480.000,00 PLN (VAT included). [Personal contribution 30%].

1.3. Abstract

The topic of the dissertation is connected with the analysis of the influence of the constructional features of the piercing punch and technological parameters of the perforation process of multilayer polymer composite conveyor and drive belts on the peak value of the cutting force and its characteristics during perforation, the quality of the holes and the tool life. The performed research has been conducted in the form of theoretical analyses, analytical and numerical model derivations with the application of the Finite Element Method (FEM), experimental tests and designing of the innovative constructions. The research is focused on improving the efficiency of the machines for precise mechanical belt perforation. In order to solve the research problem, the material model of the belt along with the perforation force estimation model were developed and the spherical bowl piercing punch was proved as an effective shape of the perforation tool for conveyor and drive belts with polyamide core. Subsequently, the influence of the geometrical features of the spherical bowl piercing punch (bowl depth H, bowl radius R, punch nominal diameter D and punch-die clearance L) on the peak perforation force value, the holes quality and the tool life was determined, the optimization model was developed and based on it the effective piercing punches with diameter D = 5, 6, 8 and 10 mm were designed. Additionally, the analysis of the influence of the technological and constructional parameters on the exploitation features of the designed tool was performed. The methodology of evaluating the belt punching process efficiency based on the resistance force of the compressed material was also developed. To verify the applicability of the dissertation results, the automatic device for belt perforation was designed and built, as well as the algorithm of the belt perforation process modelling in terms of designing such constructions was developed.

2. Justification of the selected topic [1]

The quality of the holes of the perforated belt is important for its properties, which is why it is so important to choose the appropriate perforation method and its parameters. The paper [1] presents the analysis of the methods of perforation of polymer composite belts, taking into account the current trends in the development of materials used in the production of conveyor belts for vacuum transport. On the basis of the conducted analysis, the need to develop composites punching as a method of precise mechanical perforation of vacuum conveyor belts was noticed. Additionally, the paper [1] deals with the problems that occurs during belt perforation and outlines the research area, the implementation of which will contribute to the development of production processes for perforated belts. On the basis of the literature review presented in the paper, it was shown that the current, generally available state of knowledge does not contain detailed information enabling the design process of working units of such machines.

3. Preliminary tests [2]

In order to identify the problem of punching holes in polymer composite belts, work began with the performance of preliminary tests to enable the selection of appropriate research methods and to establish a research plan enabling the solution of the research problem and the implementation of individual research tasks. Two basic types of punching were considered: with the use of two cutting edges, where the punch cooperates with the die and with the use of one cutting edge cooperating with the backing plate.

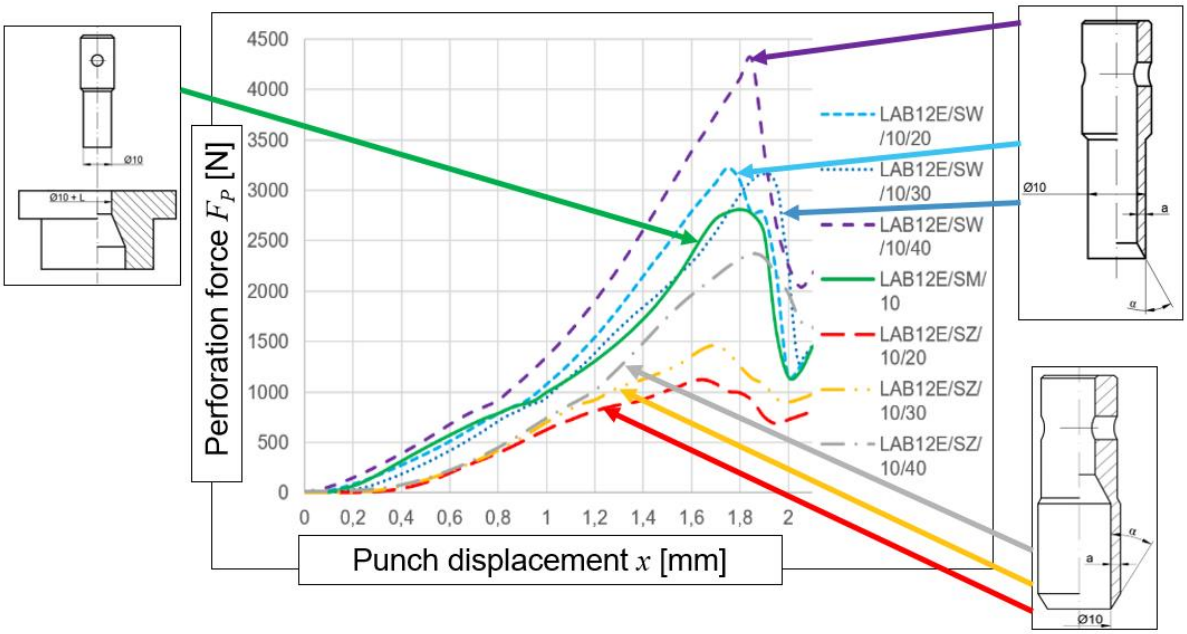


Fig. 1. Perforation force measurement results for various punching tools

The results of the preliminary research are presented in detail in [2]. On the basis of the obtained results of the preliminary tests (Fig. 1), it was found that for representatives of both groups of composite belts, the lowest value of the force necessary to cut a hole in the belt (perforation force), and at the same time the highest quality, was obtained for hollow punches with the outward-pointing blade. The disadvantages of this solution, however, are: the need to precisely control the depth of penetration of the base plate by the punch (the value of which differs significantly for different types of belts), low tool life and deteriorating quality of holes with the wear of the cutting edge, as well as a higher production cost due to the complexity of the shape and thin-walled structure, low punch stiffness and problematic waste removal. The method of perforation using a punch cooperating with the die is free from these drawbacks, but is characterized by a higher value of force and a worse quality of the hole. Accordingly, it was decided that it is advantageous to combine both methods by modifying the shape of the punch face so as to obtain a sharp cutting edge cooperating with the straight edge of the die.

Due to the variety of mechanical properties of polymer multilayer composite belts, it is difficult to obtain an effective universal solution. It has been noticed that by choosing the perforation force, tool life and the quality of the holes as the optimization criteria, these values reach their extreme values for rigid belts with a polyamide core. Additionally, if they have protective gaskets made of polyamide fabric, they are very sensitive to the quality of the cutting edge and the occurrence of almost all defects characteristic of belt perforation can be observed. For this reason, it was decided to focus the research on this group of belts, while other types of belts were used for control tests aimed at confirming the universality of the designated design solution.

4. Defining the research problem, thesis and research tasks

The results of literature analysis [1] and preliminary research [2] were used to specify the main research problem.

The main research problem is **to determine the influence of the design features of the punching tool and the parameters of the perforation process of composite conveyor and drive belts on the value of the perforation force necessary for the punching process and on the quality of the holes.**

Referring to the research problem to be solved, the following thesis was made:

Applying the results of the analysis of the perforation process of composite conveyor and drive belts, it is possible to develop a model that allows to design an effective geometry of the punching tool for belts with a polyamide core.

In order to prove the above thesis and at the same time to solve the main research problem, the following research tasks were set:

1. **Development of models of mechanical properties of the structure of composite belts with a polyamide core for FEM numerical analysis [3].**

2. **Development of a perforation model for polymer composite conveyor belts [4, 6].**
3. **Determination of the influence of the geometrical features of the tool on the value of the perforation force, the quality of holes and the durability of the cutting edge [4-6].**
4. **Testing the influence of the punching process parameters for selected types of composite belts [7, 10].**
5. **Designing an effective perforating tool [6] and verification of its functional features [8, 9, 11-17].**

5. The research and modeling methodology used to achieve the objectives of the doctoral dissertation

Due to the complexity of the main research problem of the presented doctoral dissertation, a combination of analytical methods and numerical simulations, computer simulations using the Finite Element Method (FEM) in the ABAQUS program and experimental tests using both proprietary equipment as well as the MTS Insight 50 kN strength machine was used to solve it. All work was completed with the implementation of the developed punching tool in the construction of an automated belt perforation device (of which I am the main constructor) as part of the R&D project with Wilhelm Herm Muller Sp. z o.o. in Bydgoszcz. This allowed for the final verification of the functional features of the punching tool for the perforation of belts with effective geometry. Design solutions applied in the belt perforation automatic device were innovative enough to be claimed in 5 patent applications constituting an integral part of the presented doctoral dissertation. Such an approach to solving a research problem makes the doctoral dissertation comprehensive, and its applicability significantly increases its value in the field of technical sciences in the discipline of mechanical engineering.

However, each of the research tasks specified in Section 4 requires an individual approach to research methodology. Below is a brief description of the research methods used for each of the research tasks.

Task No. 1 – Development of models of mechanical properties of the structure of composite belts with a polyamide core for FEM numerical analysis [3].

As part of the research task No. 1, the following activities were performed:

- design and construction of the test stand for shearing the belts,
- tensile, compression and shear tests of 6 different composite belts with a polyamide core,
- determination of the averaged elastic mechanical parameters of the tested belts,
- developing a methodology for determining Johnson-Cook (J-C) parameters,
- determination of the J-C parameters for the tested belts,
- measurement of the thickness of individual layers and determination of the coefficients δ of a given layer in the structure of the tested belts,

- determining the characteristics for estimating the mechanical parameters of the belt based on the determined coefficients δ,
- FEM analysis of tensile and shear tests in order to validate the determined J-C parameters,
- comparison of the results of experimental research and FEM analysis.

Task No. 2 – Development of a perforation model for polymer composite conveyor belts [4, 6].

As part of the research task No. 2, the following activities were performed:

- analysis of the state of stress in the belt during perforation and derivation of the stress model and the inversed model for the estimation of the perforation force based on the mechanical parameters of the belt,
- experimental tests of belt perforation for various types of belts on a strength testing machine with the use of a designed die in order to obtain force characteristics as a function of punch displacement *F(x)* for a flat punch,
- transforming the recorded characteristics for a flat punch, using the developed model, into stress-strain curves, and then determining the mechanical parameters and the Johnson-Cook failure model on their basis,
- developing a FEM model in ABAQUS and performing the analysis in order to obtain the value of the reaction force on the punch as a function of its displacement,
- comparison of the results of FEM simulations and empirical tests in order to validate the developed model and estimate its accuracy and precision,
- compilation of the developed models and verification of their correctness on the next group of belts with extreme mechanical properties.

Task No. 3 – Determination of the influence of the geometrical features of the tool on the value of the perforation force, the quality of holes and the durability of the cutting edge [4-6].

As part of the research task No. 3, the following activities were performed:

- experimental tests of belt perforation for various types of belt on a strength testing machine with the use of a designed die in order to obtain force characteristics as a function of punch displacement *F(x)* for punches with modified geometry,
- comparison of the experimental results for punches with modified geometry for representatives of each of the three groups of polymer composite belts and determination of the shape factors for punches that have a positive impact on the course of the perforation process (they reduce force, improve the quality of holes or reduce the force drop when separating the scrap from the belt),
- comparative analysis of the two most advantageous shapes of the piercing punches – a punch with a spherical or conical bowl,
- FEM analysis of the stress distribution on the cutting edge of the two most advantageous punch shapes,
- selection of effective punch shape – the one with a spherical bowl,

- analysis of the influence of selected geometric parameters on the quality of the holes,
- determining the characteristics for estimating the deviation of the shape and the dimension depending on the punch geometry,
- development of a FEM model to simulate the process of punching a hole with a punch with a spherical bowl in a TFL10S polymer composite belt,
- experimental tests for punches with a diameter of 10 mm with a radius of the bowl R = 5.5; 6.5; 7.25; 8.5 and 10 mm and punches with diameters D = 5, 6 and 8 mm and radius R = 7.25 mm cooperating with dies with clearance L = 0.05; 0.1; 0.15 and 0.2 mm,
- analysis of the influence of the quality of machining the punching tools on the dispersion of the results of experimental tests measurements,
- FEM analysis for punches and dies with different geometry (with variable diameter, radius of the bowl and clearance between the punch and the die),
- FEM model validation and determining its error on the basis of comparing the results of computer simulations and experimental tests,
- analysis of the influence of the clearance between the punch and the die on the value of the perforation force necessary to punch a hole in the belt,
- analysis of the influence of the punch geometric parameters (spherical bowl depth H and punch diameter D) on the value of the perforation force,
- determining the characteristics for estimating the perforation force for punch diameters D = 5, 6, 8 and 10 mm depending on the depth of the spherical bowl H,
- determination of the universal characteristics of the perforation force F_P depending on the ratio of the spherical bowl depth to the square of the punch diameter H/D^2,
- development of an analytical model for the evaluation of cutting edge wear based on the ratio of the perforation force to the transverse force F_P/F_T,
- numerical calculations of the transverse force F_T on the basis of the developed analytical model and the results of FEM analysis for various punch geometries and comparing them with the perforation force in order to obtain characteristics for estimating the cutting edge durability determinant for diameters D = 5, 6, 8 and 10 mm,
- determining the general characteristics to evaluate the durability of the punch cutting edge depending on the ratio of the height of the spherical bowl to the diameter of the H/D punch,
- development of a punch geometry optimization model based on the criteria of hole quality, perforation force and tool life,
- determination of the effective geometry of a punch with a spherical bowl for perforation of polymer composite belts for diameters D = 5, 6, 8 and 10 mm,
- development of correlations for the estimation of the optimal depth of a spherical bowl H for punches with diameters D in the range of 3-10 mm,
- performing a sensitivity analysis for neighboring solutions to the optimal one and developing an extended optimization model based on it, allowing for the introduction of weighting factors to the criteria used in the model.

Task No. 4 – Testing the influence of the punching process parameters for selected types of composite belts [7, 10].

As part of the research task No. 4, the following activities were performed:

- experimental tests were carried out with the use of the designed punch with a spherical bowl for different punch velocities,
- tests were performed with the use of a designed punch with a spherical bowl for different punch temperatures,
- the influence of the perforation pattern on aspects related to the design of automatic perforation machines was analyzed.

Task No. 5 – Designing an effective perforating tool [6] and verification of its functional features [8, 9, 11-17].

As part of the research task No. 5, the following activities were performed:

- analysis of the technology of manufacturing a punch with a spherical bowl with specific design features,
- designing the effective tools for the perforation of multilayer polymer composite belts with a polyamide core for nominal hole diameters 5, 6, 8 and 10 mm,
- verification of the value of the force necessary to punch a hole in the belt with the use of effective tools for the perforation of polymer multilayer composite belts with a polyamide core,
- developing a methodology for punch effectiveness evaluation based on the measurement of the material compressive resistance force,
- designing and building a machine for perforation of conveyor and drive belts,
- pilot production to assess the functional features of the designed tool,
- computer analysis of the punching structure and its influence on the functional properties of the designed tool.

6. The results of research and modeling included in the doctoral dissertation

Task No. 1 – Development of models of mechanical properties of the structure of composite belts with a polyamide core for FEM numerical analysis [3].

The most important results obtained in the implementation of Task No. 1 are:

- the variety of mechanical properties (strength, stiffness) between belts with identical structure but with different thickness of individual layers was observed,
- the bilinear mechanical behavior of the belts was proven,
- a model to estimate the elastic properties of the belts based on the thickness of the individual layers was determined,
- a methodology of determining the average J-C parameters based on the simple strength tests (tension, compression and shearing) was developed and validated,
- the application of the J-C model (isotropic) to model the behavior of orthotropic polymer multilayer composite belts was proven with the FEM analysis and the obtained divergence did not exceed 15% (Fig. 2).

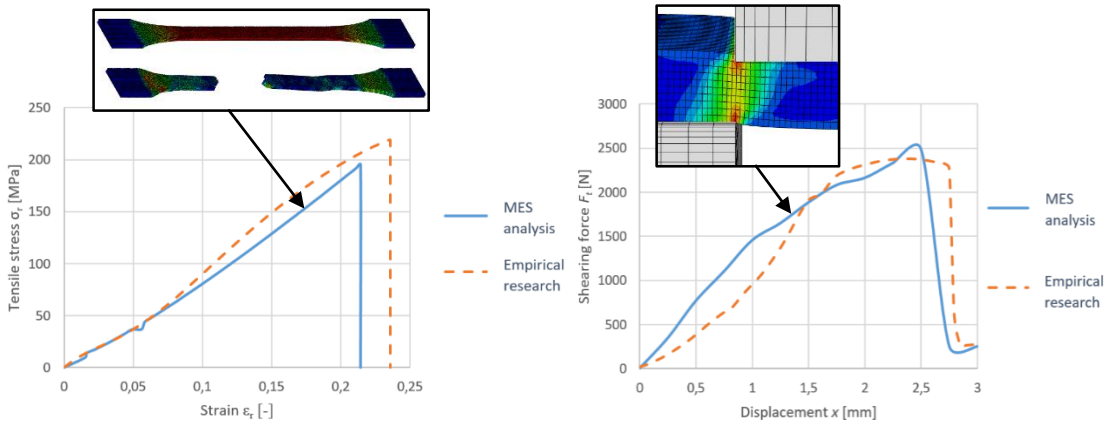


Fig. 2. Comparison of the results of experimental tests and FEM analysis for the tensile and shear tests [3]

Task No. 2 – Development of a perforation model for polymer composite conveyor belts [4, 6].

The most important results obtained in the implementation of Task No. 2 are:

- the model of stress in the shear section of the belt was developed based on the Huber-Mises-Hencki hypothesis, and then the inverse model was derived:

$$F(\sigma_{red}, x) = \frac{\sigma_{red}}{(1-\mu^2)\sqrt{\frac{9R^2(g-x)^2(\nu^2-\nu+1)}{16A(x)^2g^6} + \frac{1}{A'(x)^2} - \frac{3R^2(g-x)\sqrt{\nu^2-\nu+1}}{4A(x)A'(x)g^3} + \frac{3}{4\pi^2R^2g^2}}}$$

which allows the estimation of the perforation force based on the mechanical parameters of the belt determined from a simple tensile test,

- the characteristics allowing estimation of parameters to describe the friction phenomena or to take into account the variable contact surface of the punch with the belt during bending were derived,
- a correlation between the maximum perforation force and the belt tensile strength was noticed, which can be confirmed by an unconventional method of testing mechanical properties called the Small Punch Test,
- it was proved that, knowing the tensile strength of the belt, which is the parameter provided by the manufacturer in the catalog card, it is possible to estimate the value of the force necessary to punch a hole with a flat punch and a die,
- the developed simulation model, due to the simplifying assumptions used, does not map the entire characteristic very accurately (Fig. 3), but allows for a precise determination of the maximum values of the perforation force (the error does not exceed 15%, and for most belts even 5%).

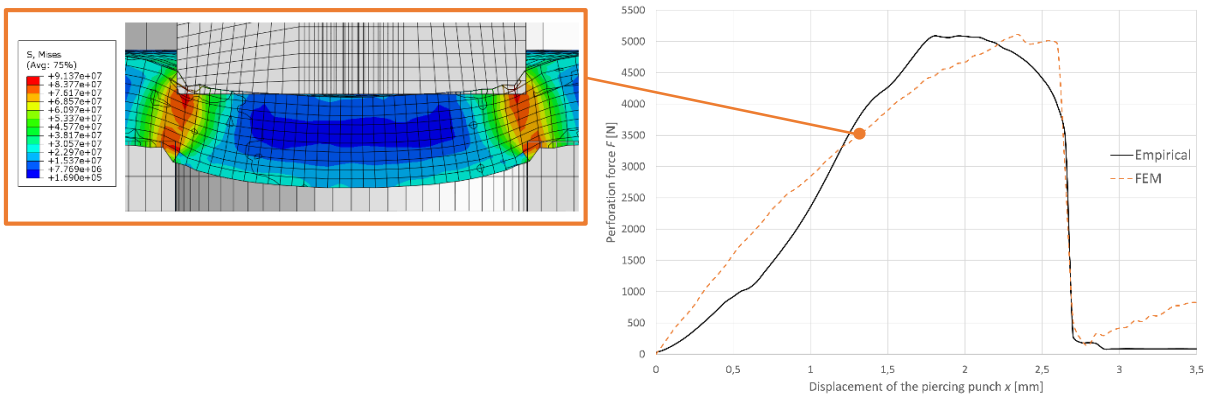


Fig. 3. Comparison of the characteristics of the perforation force obtained from experimental tests and from the FEM analysis [4]

<u>Task No. 3</u> – Determination of the influence of the geometrical features of the tool on the value of the perforation force, the quality of holes and the durability of the cutting edge [4-6].

The most important results obtained in the implementation of Task No. 3 are:

- on the basis of a comparative analysis of the perforation force value (Fig. 4), concave punches turned out to be the most advantageous,
- the lowest value of the force was obtained for a single-shear punch, but its use significantly extends the working stroke and creates an unfavorable transverse force bending the punch,
- the axisymmetric punch with a spherical bowl turned out to be the most effective, as it reduced the perforation force by approx. 60%, at the same time not extending the working stroke and reducing the force drop at the time of cutting the belt and significantly improving the quality of holes,
- the double sheared punch and the one with the cylindrical bowl also provided satisfying results, but they slightly extended the stroke and made the holes oval,

- the observed conclusions were also confirmed for the representatives of the other two groups of polymer composite belts, which additionally proves the universality of the designed shape of the punch,
- comparing the punches with a conical and a spherical bowl, the similar functional properties of both punches in terms of quality, with a slight advantage of the conical punch in terms of strength were observed, but the life of the blade, which can be judged from the value and distribution of stress on the punch cutting edge during perforation is much more favorable for a punch with a spherical bowl, especially in the initial range,
- while conducting research on determining the effective geometry of a punch with a spherical bowl, it was noticed that geometrical parameters such as the depth of the spherical bowl, the nominal diameter of the punch and the clearance between the punch and the die have an impact on: the quality of the perforated belts, the force necessary to make a hole, as well as tool life and cutting edge wear,
- a linear correlation was found between the increase in the depth of the spherical bowl and the reduction of the diameter deviation and the ovality coefficient, while in turn, the punch-die clearance non-linearly affects the value of the deviation, but the scale of its importance is much smaller than the depth of the bowl,
- comparing the holes for different perforating tools, it can be concluded that in terms of the quality of the holes, it is necessary to minimize the clearance and at the same time maximize the depth of the spherical bowl,
- it was found that the punch-die clearance is of negligible importance for the perforation force value and combining the obtained results with the quality of holes tests, the 0.1 mm clearance was considered an effective value due to the design limitations for smaller clearances,
- the relationship between the perforation force and the depth of the spherical bowl is logarithmic, but it cannot be precisely described with a single function in the entire range of variability (it has been noticed that a significant reduction of the force appears only after exceeding a certain depth of the bowl H = 1.25 mm) hence the function was divided into two intervals, where the effective solution is in the second one,
- when testing the 5, 6, 8 and 10 mm diameter punches, a decreasing perforation force reduction was noticed for the same bowl depth but with a larger punch diameter (less sharp edge); additionally, taking into account the linear relationship between the punch diameter and the force caused by the change in the shear cross-sectional area, a universal correlation was observed between the perforation force and the ratio of depth of the spherical bowl to the square of the punch diameter,
- the analysis of the force distribution shows that the increase of the ratio of perforation and transverse forces results in an increase in the friction force responsible for the abrasive wear of the cutting edge; although this model is not suitable for tool life estimation, it is suitable for comparative analysis of different punch geometries,
- the correlation between the tool life indicator and the depth of the spherical bowl is 3-degree curve, where for a very sharp cutting edge there is a sharp decrease in its life; in this case the universal characteristic which covers various punch diameters exists, where the variable is the ratio of the punch depth to the punch diameter,

- the characteristics developed on the basis of the research were used to develop a model of the punch geometry optimization; due to the use of various simplifying assumptions and limiting the scope of the studied variables, this model is compatible only for diameters ranging from 3-10 mm,
- in order to describe the unequivocal optimization function, indicators were used for each of the 3 criteria, and the function itself is the product of these 3 indicators – finding the minimum value of this function makes it possible to define the effective punch geometry for which the lowest possible value of the perforation force has been achieved, while maintaining the highest possible precision of hole execution and sufficient tool life,
- optimization results (Fig. 5) enabled designing effective punching punches with a spherical bowl for polyamide core belts for 5, 6, 8 and 10 mm diameters; using the universal characteristics and specific test results the final effect was consistent,
- a linear correlation was noticed between the effective depth of the spherical bowl and the diameter of the punch *D*. This relationship allows for quick design of effective punching tools for diameters ranging from 3-10 mm,
- the sensitivity analysis of the presented model was also performed, and on its basis, a model extended with the possibility of grading the significance of indicators depending on the drive of the perforation machine, the allowable deviation of the hole diameter or the defined tool life was proposed.

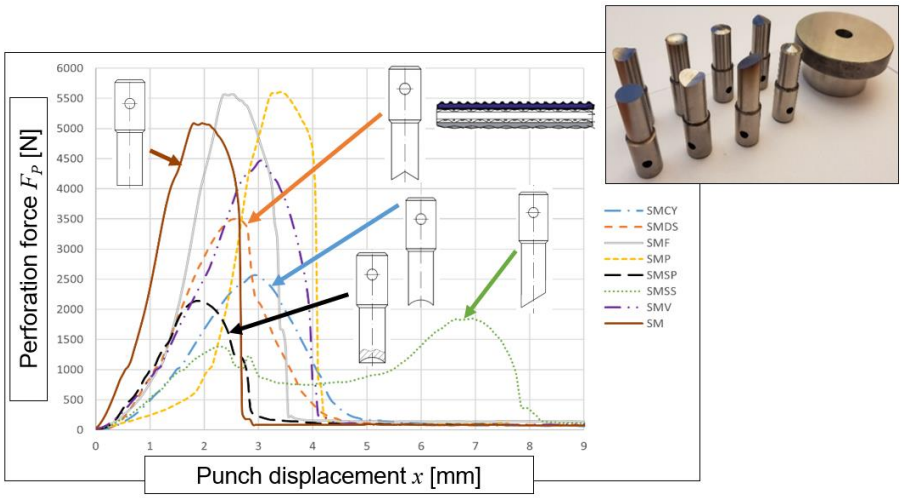


Fig. 4. Comparison of perforation force characteristics for the TFL10S belt and different punch shapes [4]

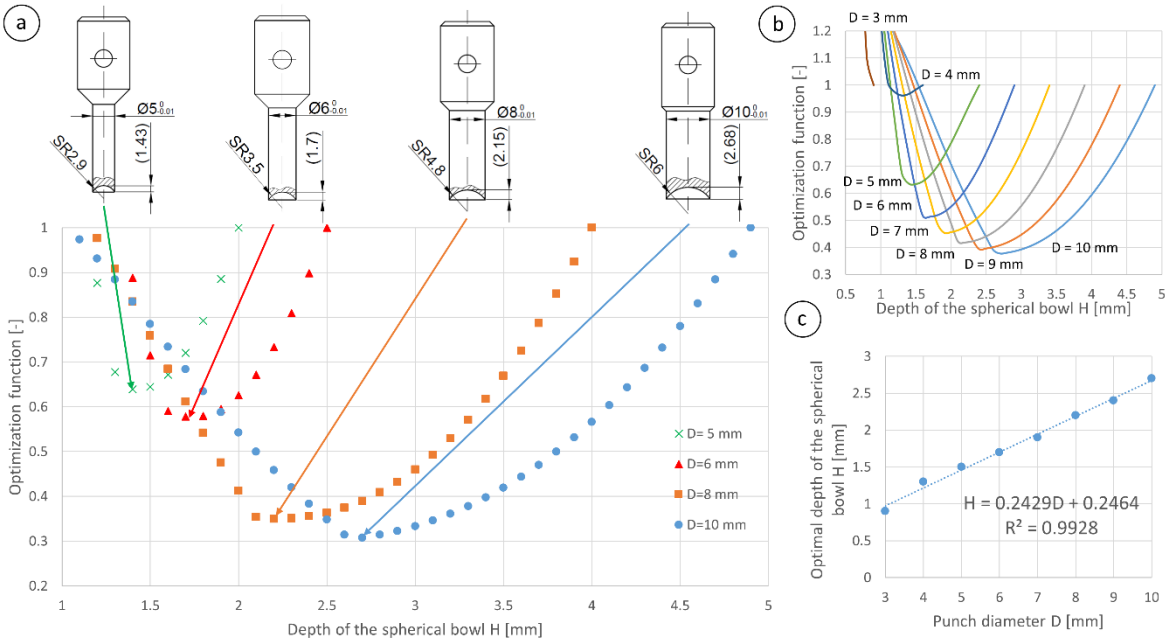


Fig. 5. Optimization results and the effective geometry of a spherical bowl piercing punches for belt perforation of TFL10S belt [6]

<u>Task No. 4</u> – Testing the influence of the punching process parameters for selected types of composite belts [7, 10].

The most important results obtained in the implementation of Task No. 4 are:

- the influence of the perforation process parameters were verified, including the punch speed (Fig. 6a) and temperature (Fig. 6b),
- as the punch speed increases, the perforation force increases due to the dynamic response of the material of the perforated belt; however, the effect of velocity is relatively small compared to the effect of the punch geometry,
- heating the punch in a limited temperature range (up to 150°C, at 200°C the belt is thermally deformed) allows for the reduction of the perforation force value due to the local plasticization of the belt; however, this causes design issues and complicates the control, which brings no commensurate benefits in reducing the value of the perforation force; this is especially advantageous for fiber-reinforced polymer belts as it causes the slit fibers to be embedded in the matrix, but it requires a significant extension of the time needed to make a single hole.

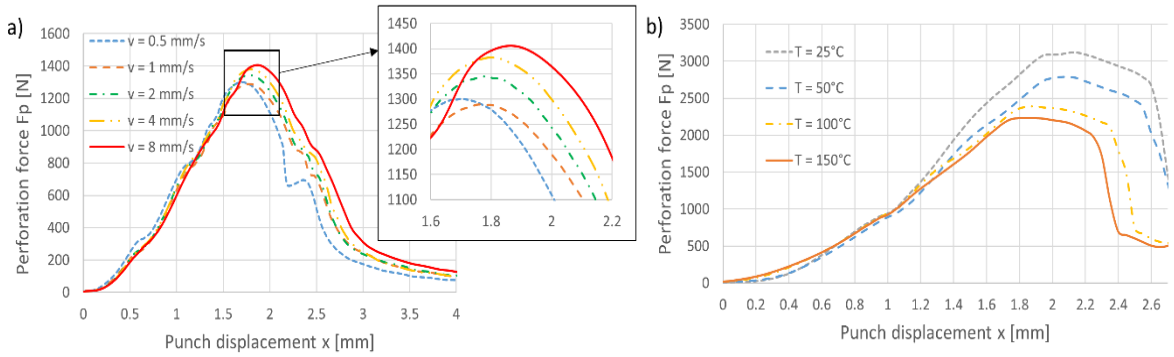


Fig. 6. Correlation between the perforation force and process parameters: a) punch velocity, b) punch temperature – experimental results [10]

<u>Task No. 5</u> – Designing an effective perforating tool [6] and verification of its functional features [8, 9, 11-17].

The most important results obtained in the implementation of Task No. 5 are:

- results obtained from the experimental tests with using effective piercing punches confirmed the estimated values in the optimization process,
- both for rigid belts with a polyamide core and for elastic belts, a linear correlation was observed between the compressive force corresponding to the penetration depth of 1.5 mm (which corresponds to the material flow phase and the certainty of the blade sinking into the core) and the radius of the spherical ball,
- by comparing the value of the compressive force with the known reduction in force for a given geometry, a linear relationship was obtained (Fig. 7), both from experimental and simulation tests, which confirms the verified correlation between the force of compression resistance and the perforation force,
- examining stamps with effective geometry for various diameters, a large degree of convergence of the obtained characteristics was observed, with a slight difference in the final range; comparing this with the degree of force reduction *PFR*, we obtain a linear characteristic that can be applied to the evaluation process of punches machined in the production process,
- in order to verify the functional properties of the designed punching tools, an automatic machine for perforating belts and tapes was used, designed under the R&D project; innovative solutions used in the project, which include the construction of 3 types of punching dies, as well as the perforation module itself, other modules and the entire system, have been submitted to the patent office of Poland,
- the machine with designed tools was implemented for the production of perforated belts,
- in order to ensure the best possible operational properties, a computer analysis of the structure was used in the design process,
- the influence of the plate thickness on the punch deflection was examined – with the assumed structure, the minimum thickness was 30 mm; then the topological optimization was performed, which made it possible to even the usage of the material

and reduced the weight by about 47% with a slight increase in the punch deflection within the allowable limit,

– 6 configurations of the arrangement of guide poles were tested; the mass of the plate, punch deflection, bending stress of the columns, contact stresses between the column and the sleeve were analyzed and all were combined with one evaluation parameter *e*, the value of which should be kept to a minimum; among the obtained results, 3 columns in a triangular array and 4 in a rectangular array turned out to be the most favorable and for economic reasons, the first option was chosen.

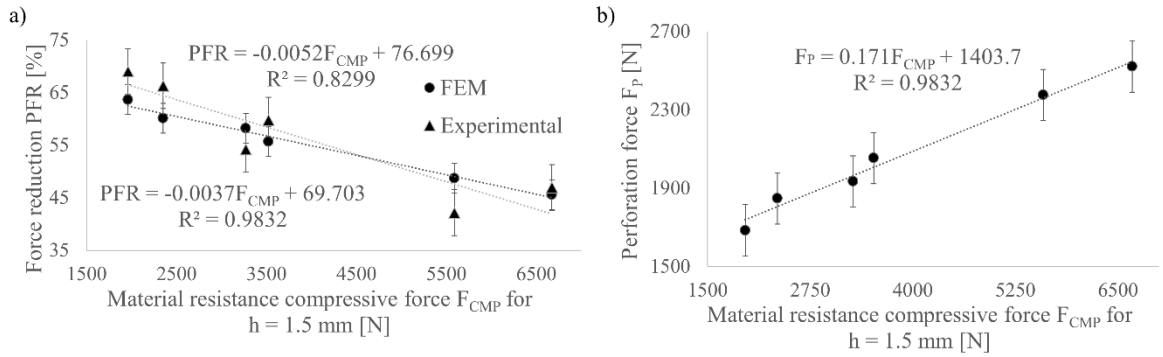


Fig. 7. Correlation between the material resistance compressive force for $h = 1.5$ mm and force reduction *PFR* (a) or perforation force F_P (b) for TFL10S belt [11]

7. Summary and Conclusions [10]

On the basis of the presented research and modelling results, an algorithm for modelling the belt perforation process in the aspect of die and automatic punching machines design was developed. The algorithm is presented in Figure 8.

The results of the analysis of the perforation process of composite transport and drive belts presented during the doctoral dissertation enabled the development of a model that allows designing an effective geometry of the punching tool for belts with a polyamide core, which proves the scientific thesis.

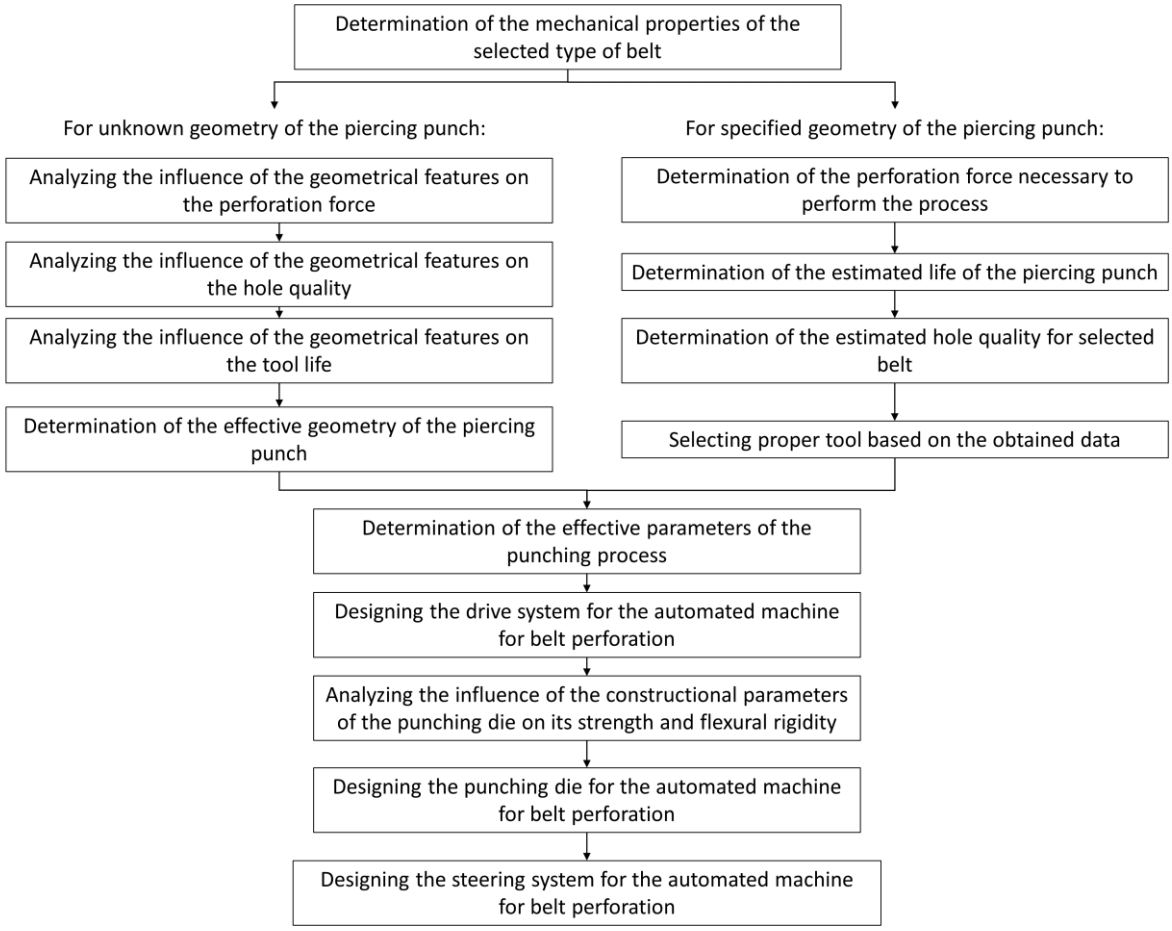


Fig. 8. Algorithm of modelling the belt perforation process in the context of the construction of punching dies

8. Synthetic approach to the contribution to the development of a scientific discipline: Machine Design and Exploitation - Mechanical Engineering

The work carried out as part of the doctoral dissertation entitled „**The analysis of the perforation process of composite conveyor and drive belts in terms of the design process of punching tools**" are theoretical analysis, development of analytical and numerical models using FEM analysis, experimental research and design of innovative constructions. The completed research tasks are focused on improving the efficiency of machine for precise mechanical belt perforation

Synthesizing, the implementation of the doctoral dissertation resulted in:

- **development of an averaged isotropic material model for polymer multilayer composite belts showing orthotropic properties,**
- **analysis of the state of stress in the belt during perforation, derivation of the stress state model and the inverse model used to estimate the value of the perforation force based on the mechanical properties of the belt,**
- **performing experimental tests of perforation of various types of belts with the use of a designed die for a flat punch and punches with modified geometry,**

- **building a FEM simulation model and recreating the experimental test (perforation force) with its use for verification of the FEM model and estimating its accuracy,**
- **determining the influence of the punch shape on the perforation process (reducing the perforation force, improving the quality of the holes or softening the force drop when the scrap is separated from the belt),**
- **recognition of the punch with a spherical bowl as an effective shape of a perforating tool for conveyor and drive belts with a polyamide core,**
- **determination of the influence of geometrical parameters of a punch with a spherical bowl (bowl depth H, bowl radius R, nominal diameter D and clearance between the punch and die L) on the value of the perforation force, hole quality and tool life,**
- **development of an optimization model for determining the effective geometry for a punch with a spherical bowl,**
- **designing effective punching tools for nominal diameters of 5, 6, 8 and 10 mm,**
- **developing a methodology for evaluating the effectiveness of the punch and assessing the quality of the cutting edge of the manufactured tool,**
- **analysis of the influence of technological parameters (speed and temperature of the punch) on the value of the perforation force and the quality of the holes,**
- **designing an innovative machine for precise mechanical perforation of belts and tapes for vacuum transport and optical control,**
- **determination of the influence of selected design parameters of the punching die on the performance of the punch,**
- **development of an algorithm for modeling the belt perforation process in terms of designing dies and automatic punching machines.**

9. Summary of scientific and research achievements

Table 1 presents the quantitative scientific and research achievements. To assess the scientific and research achievements, the model used in the evaluation for the years 2017-2020 was used. This means that the points for the research papers published in 2019-2020 were calculated on the basis of the current list of the Polish Ministry of Science and Higher Education published on July 31, 2019, while the number of points for publications published in 2016-2018 was calculated on the basis of the unified list of journals of the Polish Ministry of Science and Higher Education, which was in force in years 2013-2016. In the case of the chapters of the monograph published in years 2014-2016 the guidelines for evaluation in the years 2013-2016 were adopted, while the scores for 2017-2020 were determined on the basis of new rules based on the list of publishing houses of the Polish Ministry of Science and Higher Education published on July 31, 2019. For the peer-reviewed conference materials indexed in Thomson Reuters® Web of Science® and Scopus® from 2017-2018, a score of 15 points was adopted. However, for the conference materials from 2019-2020, scores were adopted in accordance with the chapters in the monograph and points inheritance from the list of publications of the Polish Ministry of Science and Higher Education published on July 31, 2019. Scoring for patents in 2017-2020 was adopted in accordance with the applicable legal regulations regarding the upcoming evaluation. To evaluate the achievements, bibliographic indicators in the form of the number of citations and the Hirsch index from the three most popular databases were used: Thomson Reuters® Web of Science®, Scopus® and Google Scholar, as well as the Impact Factor. In the case of projects and patent applications, a quantitative indicator was used.

The academic achievements were divided in the table into two parts, the first of which concerns the Main Scientific Achievement, and the second relates to additional scientific activities. The last column also presents the total value of points or bibliographic and quantitative indicators.

The table divides points into the so-called "old" (2017-2018), which include publications from 2016-2018, chapters in monographs from 2015-2016 and reviewed conference materials indexed in Thomson Reuters® Web of Science® and Scopus® and "new" (2019-2020) which include publications from the years 2019-2020, chapters in monographs from 2017-2020, conference materials from 2019-2020 and patents from 2017-2020.

Table 1. Quantitative summary of scientific and research achievements

	Main Scientific Achievement	Points	Additional scientific activities	Points	Sum of points/ quantitative indicators
Number of research papers in scientific journals distinguished in Journal Citation Reports®	3	30 (2017-18) 200 (2019-20)	2	0 (2017-18) 240 (2019-20)	30 (2017-18) 440 (2019-20)
Number of research papers in peer-reviewed conference materials indexed in Thomson Reuters® Web of Science® or Scopus®	6	30 (2017-18) 20 (2019-20)	15	75 (2017-18) 50 (2019-20)	105 (2017-18) 70 (2019-20)
Number of other research papers	1	11 (2017-18) 0 (2019-20)	6	53 (2017-18) 5 (2019-20)	64 (2017-18) 160 (2019-20)
Number of chapters in monographs	1	5 (2017-20)	4	15 (2015-16) 20 (2017-20)	15 (2014-16) 25 (2017-20)
Number of patents	0	0 (2017-20)	4	300 (2017-20)	300 (2017-20)
Number of patent applications	5	---	7	---	12
Number of R+D projects	1	---	4	---	5
Number of citations – Web of Science®	40	---	16	---	56
Hirsch Index – Web of Science®	3	---	+1	---	4
Number of citations – Scopus	68	---	29	---	97
Hirsch Index – Scopus	4	---	+2	---	6
Number of citations – Google Scholar	112	---	87	---	192
Hirsch Index – Google Scholar	5	---	+3	---	8
Total Impact Factor	7.762	---	6.223	---	13.985
Total points	---	71 (2017-18) 225 (2019-20)	---	143 (2017-18) 615 (2019-20)	214 (2017-18) 840 (2019-20)
Total points (personal contribution)	---	32.35 (2017-18) 140.75 (2019-20)	---	29.3 (2017-18) 134.25 (2019-20)	61.65 (2017-18) 275 (2019-20)

Załącznik 1

1. Kopia dyplomu uzyskania tytułu zawodowego magistra inżyniera

POLITECHNIKA POZNAŃSKA

Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania

DYPLOM

nr 66778

Ukończenia studiów drugiego stopnia (poziom studiów) w formie stacjonarnej



Dominik Paweł WOJTKOWIAK
imię i nazwisko

urodzony/a dnia 06 czerwca 1991 r., w Poznaniu

uzyskał/a w dniu 04 września 2015 r. tytuł zawodowy magistra inżyniera

z wynikiem bardzo dobrym z wyróżnieniem

na kierunku mechatronika

w specjalności mechatronika w środkach transportu

w obszarze kształcenia nauk technicznych

o profilu kształcenia ogólnoakademickim

pieczęć urzędowa

podpis posiadacza dyplomu

Poznań, dnia 18 września 2015 r.
miejscowość i data wydania dyplomu

Dziekan
dr hab. inż. Olaf CISZAK
pieczęć imienna i podpis

pieczęć urzędowa uczelni

Rektor
z up. Rektora
dr hab. Jacek GOC
profesor nadzwyczajny
pieczęć imienna i podpis

WYDANY W RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

Załącznik 2

1. Kopia artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Perforacja pasów do transportu podciśnieniowego – metody, materiały oraz problemy*, Mechanik nr 12/2017, s. 1138-1142 (2017), wraz z oświadczeniami autorów.
2. Kopia artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts*. MATEC Web of Conferences 157: 01022 (2018), wraz z oświadczeniami autorów.
3. Kopia artykułu: Talaśka K., Wojtkowiak D.: *Modelling a mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core*, MATEC Web of Conferences 157: 02052 (2018), wraz z oświadczeniami autorów.
4. Kopia artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 98, Issue 9-12, s. 2539-2561 (2018), wraz z oświadczeniami autorów.
5. Kopia artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *The influence of the piercing punch profile on the stress distribution on its cutting edge*. MATEC Web of Conferences 254: 02001 (2019), wraz z oświadczeniami autorów.
6. Kopia artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Determination of the effective geometrical features of the piercing punch for polymer composite belts*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology Vol. 104, Issue 1-4, s. 315-332 (2019), wraz z oświadczeniami autorów.
7. Kopia rozdziału: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Problematyka procesu perforacji pasów transportowych za pomocą stempla i matrycy*, Inżynieria wytwarzania, Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej w Kaliszu, ISBN: 978-83-65872-11-1, s. 251-264 (2018), wraz z oświadczeniami autorów.
8. Kopia artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Fierek A.: *The application of the Finite Element Method analysis in the process of designing the punching die for belt perforation*, IOP Conferences: Materials Science and Engineering (2020), wraz z oświadczeniami autorów.
9. Kopia artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Berdychowski M.: *Analysis of the guiding column and sleeve cooperation in the linear slide bearing of the punching die head-punch block*, IOP Conferences: Materials Science and Engineering (2020), wraz z oświadczeniami autorów.

10. Kopia artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Modelling the Belt Perforation Process with the Piercing Punch and the Die in Context of the Construction of the Punching Dies*, IOP Conferences: Materials Science and Engineering 647: 012013 (2019), wraz z oświadczeniami autorów.
11. Kopia artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Wilczyński D.: *Evaluation of the belt punching process efficiency based on the resistance force of the compressed material*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2020), wraz z oświadczeniami autorów.
12. Kopia zgłoszenia patentowego: Talaśka K., Wojtkowiak D., Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *System mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego* – zgłoszenie patentowe do Urzędu Patentowego RP P.431890 z dnia 22.11.2019r., wraz z potwierdzeniem udziału autorów.
13. Kopia zgłoszenia patentowego: Talaśka K., Wojtkowiak D., Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Urządzenie do perforacji pasów transportujących* – zgłoszenie patentowe do Urzędu Patentowego RP P.431889 z dnia 22.11.2019r., wraz z potwierdzeniem udziału autorów.
14. Kopia zgłoszenia patentowego: Talaśka K., Wojtkowiak D., Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą* – zgłoszenie patentowe do Urzędu Patentowego RP P.431888 z dnia 22.11.2019r., wraz z potwierdzeniem udziału autorów.
15. Kopia zgłoszenia patentowego: Talaśka K., Wojtkowiak D., Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą* – zgłoszenie patentowe do Urzędu Patentowego RP P.431888 z dnia 22.11.2019r., wraz z potwierdzeniem udziału autorów.
16. Kopia zgłoszenia patentowego: Talaśka K., Wojtkowiak D., Wilczyński D., Górecki J., Malujda I., Domek G.: *Głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących* – zgłoszenie patentowe do Urzędu Patentowego RP P.431884 z dnia 22.11.2019r., wraz z potwierdzeniem udziału autorów.
17. Potwierdzenie wdrożenia: Talaśka K., Wojtkowiak D., Górecki J., Wilczyński D., Malujda I.: *Opracowanie innowacyjnej technologii systemu precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego – systemu automatyzującego proces produkcyjny pasów transportowych*, Program Operacyjny Inteligentny Rozwój 2014-2020, Wilhelm Herm. Muller Polska Sp. z o.o.

Perforacja pasów do transportu podciśnieniowego – metody, materiały oraz problemy

Vacuum conveyor belts perforation – methods, materials and problems

DOMINIK WOJTKOWIAK
KRZYSZTOF TALAŚKA
IRENEUSZ MALUJDA
GRZEGORZ DOMEK*

DOI: https://doi.org/10.17814/mechanik.2017.12.192
English version available on: www.mechanik.media.pl

Przedstawiono analizę metod perforacji polimerowych pasów kompozytowych z uwzględnieniem współczesnych tendencji rozwoju materiałów stosowanych do produkcji pasów i taśm przenośnikowych do transportu podciśnieniowego. Dodatkowo poruszono problemy pojawiające się przy otworowaniu pasów oraz nakreślono obszar badawczy, którego realizacja przyczyni się do rozwoju procesów produkcyjnych pasów perforowanych.
SŁOWA KLUCZOWE: pasy podciśnieniowe, metody perforacji, przenośniki pasowe, taśmy przenośnikowe, pasy kompozytowe

The analysis of suitable perforation methods for polymer composites belts with regard to modern material trends in manufacturing the conveyor and timing belts for the vacuum transport was presented. Authors also discussed problems, that arise during belt perforation and specified the research area, which will help to develop the production process of perforated belts.
KEYWORDS: vacuum belts, perforation, methods, belt conveyors, conveyor, timing belts, polymer composites belts

Przenośniki pasowe podciśnieniowe są często stosowane do transportu lekkich elementów, których ze względu na niską masę nie można przenosić z wykorzystaniem tarcia (np. papieru, folii czy kartonu), oraz do transportu płacht [1]. Znajdują więc one szerokie zastosowanie m.in. w przemyśle papierniczym, spożywczym, chemicznym, jak również w maszynach drukarskich i ogólnych urządzeniach transportu bliskiego. Pasy podciśnieniowe (*vacuum belts*) mogą mieć postać zarówno pasów płaskich, jak i zębatych. Najważniejszym procesem w produkcji takich pasów jest perforacja – czyli wykonanie otworów, przez które odsysane jest powietrze w celu wytworzenia podciśnienia pomiędzy pasem a elementem transportowanym.

Autorzy przeanalizowali dostępne metody perforacji z uwzględnieniem współczesnych tendencji w rozwoju materiałów stosowanych do produkcji pasów kompozytowych oraz wskazali na problemy związane z otworowaniem pasów i taśm przenośnikowych.

Taśmy i pasy przenośnikowe

Taśma przenośnikowa służy do podtrzymywania transportowanego materiału i przenoszenia go wzdłuż przenośnika. Do jej zadań należy również przenoszenie sił wzdłużnych, które są niezbędne do pokonania oporów ruchu, w przypadku gdy przenośnik nie ma odrębnego cięgna pędnego. Przenośnik taśmowy może transportować materiały sypkie, drobne albo duże pojedyncze elementy na powierzchni jednej taśmy. Aby działał prawidłowo, taśmy przenośnikowe powinny być wytrzymałe na rozciąganie oraz elastyczne w kierunku wzdłużnym i poprzecznym, a także trwałe, odporne na ścieranie, przebicia, uszkodzenia mechaniczne i działanie czynników zewnętrznych oraz wysokiego współczynnika tarcia okładki nośnej [2, 3].

Pasy przenośnikowe – w odróżnieniu od taśm przenośnikowych – pełnią funkcję transportową oraz napędową. Wykorzystywane są do wielokierunkowego, liniowego bądź kątowego, przemieszczania ładunku. Przenośnikami pasowymi można transportować pojedyncze produkty o znacznych wymiarach i stosunkowo niewielkiej masie. Transport odbywa się za pomocą kilku lub kilkunastu pasów napędzanych przez wspólny wał napędowy – aby zapewnić równą prędkość elementów przenośnika. Ich niewątpliwą zaletą jest możliwość dostępu do transportowanego towaru od dołu. Budowa pasów może być płaska, klinowa lub zębata. Pasy przenośnikowe powinny być przede wszystkim wytrzymałe na rozciąganie, a zarazem na tyle sztywne, by zapewnić stabilność podczas transportu przy jednoczesnej możliwości opasania pasa wokół wału napędowego o niedużej średnicy. W przypadku konieczności dokładnego pozycjonowania (synchronizacji ruchu) stosuje się pasy zębate [4–6].

Rosnące wymagania, co do właściwości pasów i taśm wykorzystywanych jako elementy konstrukcyjne we współczesnych maszynach i urządzeniach, stanowią o potrzebie ich ciągłego doskonalenia w zakresie konstrukcyjnym, materiałowym oraz związanym z technologią wytwarzania [7].

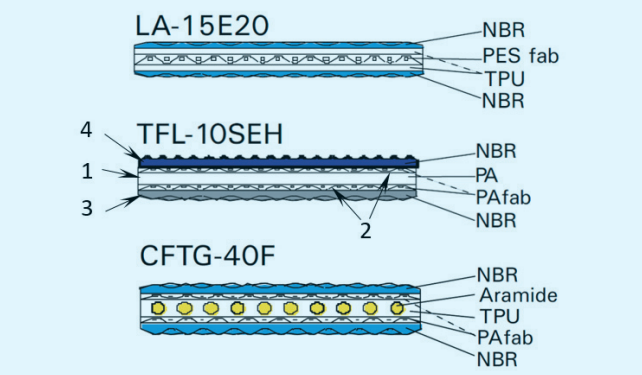
Do transportu podciśnieniowego można wykorzystać zarówno taśmy, jak i pasy przenośnikowe płaskie oraz zębate. Pasy płaskie mają najczęściej budowę wielowarstwowego kompozytu polimerowego (rys. 1) i składają się z rdzenia *1*, przekładek ochronnych *2* i okładek: bieżnej *3* i nośnej *4* [2, 3].

Wśród dostępnych na rynku pasów płaskich można wyróżnić:
- elastyczne lekkie pasy, których rdzeń wykonuje się z poliuretanu, czasem wzmocnionego tkaniną poliestrową, polichlorku winylu (PVC), tkaniny lub gumy – LA-15E20,
- sztywne pasy o podwyższonej wytrzymałości, których rdzeń stanowi warstwa poliamidu – TFL10SEH,
- wytrzymałe, elastyczne pasy, których poliuretanowy rdzeń jest wzmocniony kordem z włókien aramidowych (kevlaru) – CFTG-40F.

W większości pasów – ze względu na korzystne właściwości cierne – okładkę bieżną i nośną wykonuje się z kauczuku butadieno-akrylo-nitrylowego (NBR), który może mieć różną strukturę powierzchni. W celu uzyskania niepalnej i gładkiej struktury na okładkach stosuje się

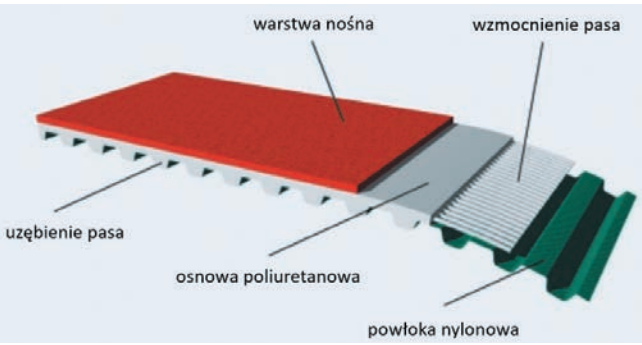
* Mgr inż. Dominik Wojtkowiak (dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl), dr inż. Krzysztof Talaśka (krzysztof.talaska@put.poznan.pl), dr hab. inż. Ireneusz Malujda prof. PP (ireneusz.malujda@put.poznan.pl) – Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Poznańskiej; dr hab. inż. Grzegorz Domek prof. nadzw. (gdomek@ukw.edu.pl) – Uniwersytet Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy

również często PVC. Przekładki ochronne występują głównie w pasach mocnych i mają chronić rdzeń oraz dodatkowo wzmacniać pas. Najczęściej rolę przekładki pełni warstwa odpowiednio utkanej tkaniny poliamidowej, często wtopionej w strukturę rdzenia. Na rys. 1 przedstawiono pasy firmy Nitta z trzech opisanych grup, które charakteryzują się najczęściej spotykaną strukturą.



Rys. 1. Struktura i materiały kompozytowych pasów przenośnikowych: LA-15E20 – elastyczny pas warstwowy z poliuretanu wzmacnianego tkaniną poliestrową, TFL-10SEH – mocny, sztywny pas warstwowy z rdzeniem poliamidowym, CFTG-40F – mocny elastyczny pas z poliuretanu wzmacnianego kordem z włókien aramidowych; NBR – kauczuk butadienowo-akrylo-nitrylowy, TPU – poliuretan, PA – poliamid, PES – poliester, fab – tkanina, Aramide – kevlar (opis w tekście) [20]

Pasy zębate (rys. 2) wykonuje się najczęściej z gumy lub poliuretanu, które stanowią osnowę, oraz kordu stalowego lub z włókien aramidowych czy szklanych stanowiących wzmocnienie. W celu uzyskania specjalnych właściwości pasa, np. zmniejszenia tarcia lub zapewnienia cichszej pracy, obie strony pasa mogą zostać pokryte odpowiednią powłoką (z pianki poliuretanowej, tkaniny nylonowej itp.).

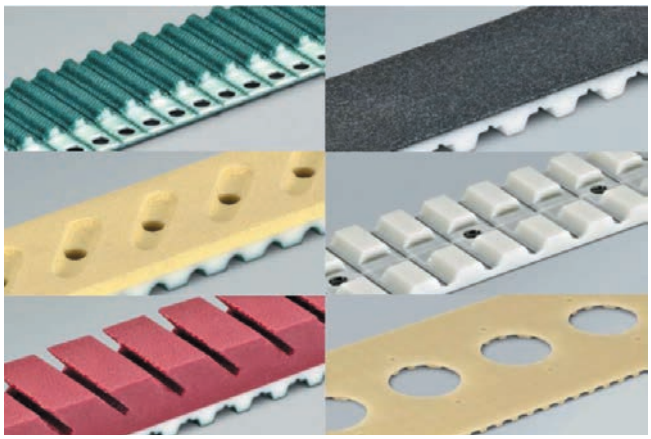


Rys. 2. Budowa pasa zębatego poliuretanowego wzmocnionego kordem i pokrytego powłokami od strony nośnej i bieżnej [21]

Aby spełnić rosnące wymagania dotyczące pasów przenośnikowych, wprowadza się liczne modyfikacje. Na rys. 3 przedstawiono przykładowe pasy zębate firmy Habasit.

Pasy zębate mają często sfrezowaną część zębów, co pozwala na ich odpowiednie prowadzenie, umożliwia zamontowanie dodatkowych elementów mechanicznych czy zapewnia płaską bieżnię, aby stworzyć odpowiednie podciśnienie. Za pomocą frezowania wykonuje się również rowki, które mają zwiększyć powierzchnie kontaktu przy transporcie podciśnieniowym między pasem a przenoszonym elementem. Z kolei aby uzyskać odpowiednie właściwości okładek pasa, nakłada się nowe warstwy lub kształtuje istniejące, np. przez nacinanie. Ostatnią, a zarazem najważniejszą w aspekcie transportu podciśnieniowego modyfikacją jest perforacja.

Oprócz transportu podciśnieniowego pasy perforowane można wykorzystywać do sterowania optycznego z zastosowaniem fotokomórek, mocowania elementów mechanicznych na pasie, odsączania i suszenia transportowanych elementów, ich segregacji lub pozycjonowania.



Rys. 3. Przykłady modyfikacji pasów zębatych przez firmę Habasit [22]

Metody perforacji pasów kompozytowych

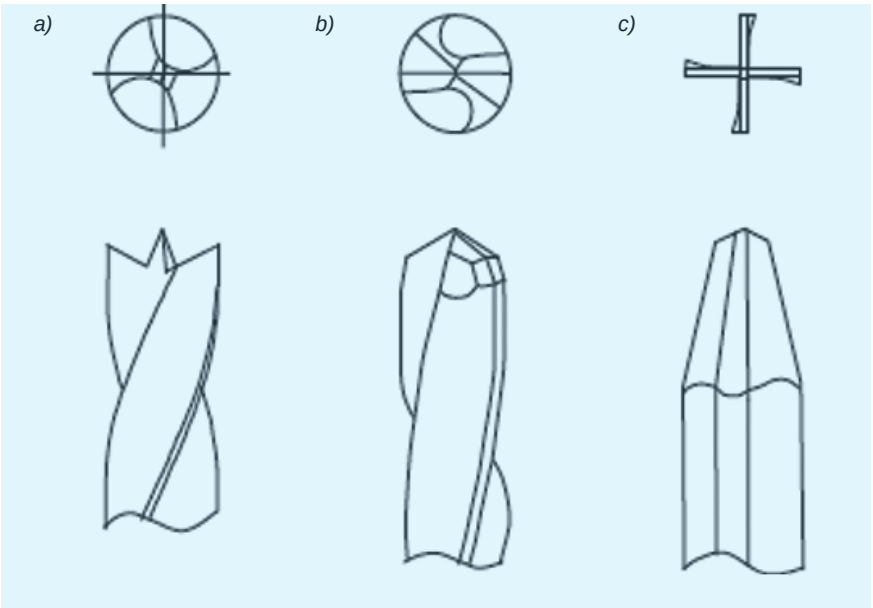
Jakość otworów pasa perforowanego ma istotne znaczenie dla jego właściwości, dlatego tak ważny jest wybór odpowiedniej metody perforacji i jej parametrów. Można wyróżnić mechaniczne metody perforacji pasów, do których należą wykrawanie oraz wiercenie, a także metody niemechaniczne, jak: cięcie laserowe, cięcie strumieniem wodno-ściernym (*abrasive waterjet* – AWJ), cięcie plazmą oraz elektrodrążenie (EDM).

Perforacja niemechaniczna ma tę przewagę nad perforacją mechaniczną, że nie towarzyszą jej siły kontaktowe pomiędzy narzędziem a przedmiotem obrabianym. Nie występuje więc deformacja elementu na skutek obciążenia mechanicznego albo zużycia ciernego narzędzia. Ta metoda jest jednak znacznie droższa ze względu na koszty inwestycyjne i eksploatacyjne. Ponieważ polimery są izolatorami elektrycznymi, niemożliwe jest zastosowanie cięcia plazmą bądź EDM [8]. W celu określenia, która z metod perforacji najlepiej nadaje się w przypadku pasów kompozytowych, krótko scharakteryzowano pozostałe metody.

Obróbka laserowa polimerów może być realizowana dwoma sposobami: przez rozbijanie wiązań cząsteczkowych promieniowaniem laserowym lub przez topienie materiału i odparowywanie w mieszaninie gazów osłonowych. Ze względu na właściwości polimerów zaleca się stosowanie gazowego generatora laserowego z CO_2, którego wiązka wysoko koherentnego promienia laserowego może być ciągła (*continous wave*) lub sterowana pulsacyjnie.

Ponieważ proces cięcia ma charakter termiczny, twardość oraz wytrzymałość obrabianego elementu nie mają wpływu na jego przebieg. Wydajność procesu spada natomiast znacząco wraz ze wzrostem grubości pasa. Wysoka temperatura podczas obróbki laserowej prowadzi do zmiany właściwości materiału w strefie wpływów cieplnych (HAZ) oraz termicznej deformacji elementu (zwęglania, spiętrzania materiału osnowy wokół krawędzi otworu czy delaminacji). Zapewnienie odpowiedniego stosunku mocy lasera i prędkości cięcia pozwala na zmniejszenie HAZ i redukcję wad otworów. Zaleca się stosowanie większej prędkości, gdyż skraca to czas, w którym kompozyt jest nagrzewany, jednak jednocześnie prowadzi do mniejszej penetracji lasera w głąb materiału. W kompozytach wzmacnianych włóknami dochodzi często do puchnięcia włókien, skurczu termicznego osnowy oraz przypalania niedociętych włókien.

Im większa różnica między właściwościami osnowy i wzmocnienia, tym proces cięcia jest mniej efektywny. Dla włókien aramidowych i poliuretanu różnice te są niewielkie, ale podczas obróbki laserowej kevlaru dochodzi do jego zwęglenia i wydzielają się duże ilości toksycznego cyjanowodoru. Ze względu na anizotropię właściwości takich pasów cięcie prostopadle do włókien powoduje zwiększanie się HAZ w porównaniu z cięciem wzdłuż włókien. Przy wykrawaniu otworów cylindrycznych o mniejszych średnicach można stosować wiercenie laserowe, w którym kierunek ułożenia włókien nie ma większego znaczenia, jednakże przy większych otworach i konieczności cięcia laserowego będzie to wprowadzać różnorodność w rozkładzie temperatury w strefie HAZ. Pod kątem geometrii wycinanego otworu stosowanie cięcia laserowego pozwala uzyskać wysoką dokładność kształtu, dzięki wąskiej szczelinie cięcia, i dość dobrą jakość powierzchni bocznej otworu. Na skutek stożkowości wiązki laserowej średnice po obu stronach pasa mogą się nieznacznie różnić [8–11].



Rys. 4. Konstrukcje efektywnych narzędzi skrawających do wiercenia w kompozytach warstwowych i wzmacnianych włóknami (opis w tekście) [8]

Cięcie strumieniem wodno-ściernym polega na erozji materiału pod wpływem działania wąskiego strumienia pod bardzo wysokim ciśnieniem, formowanego w specjalnej dyszy, tak by osiągnął moc wystarczającą do obróbki nawet najtwardszych materiałów. Metoda AWJ jest uniwersalna – można nią obrabiać większość materiałów, od bardzo cienkich do grubych. Najważniejszą jej zaletą jest brak oddziaływań cieplnych na obrabiany materiał, dlatego idealnie się nadaje do obróbki tworzyw sztucznych.

Ze względu na większą szerokość szczeliny cięcia niż przy obróbce laserowej precyzja cięcia jest mniejsza, lecz nadal wystarczająca, nawet gdy kształty są skomplikowane. Jakość obrabianych powierzchni jest przy tym znacznie lepsza i zależy głównie od wielkości ziaren ścierniwa i jego wydatku masowego. W materiałach o znacznych grubościach pojawiają się charakterystyczne zakrzywione ślady obróbkowe zależne od prędkości posuwu.

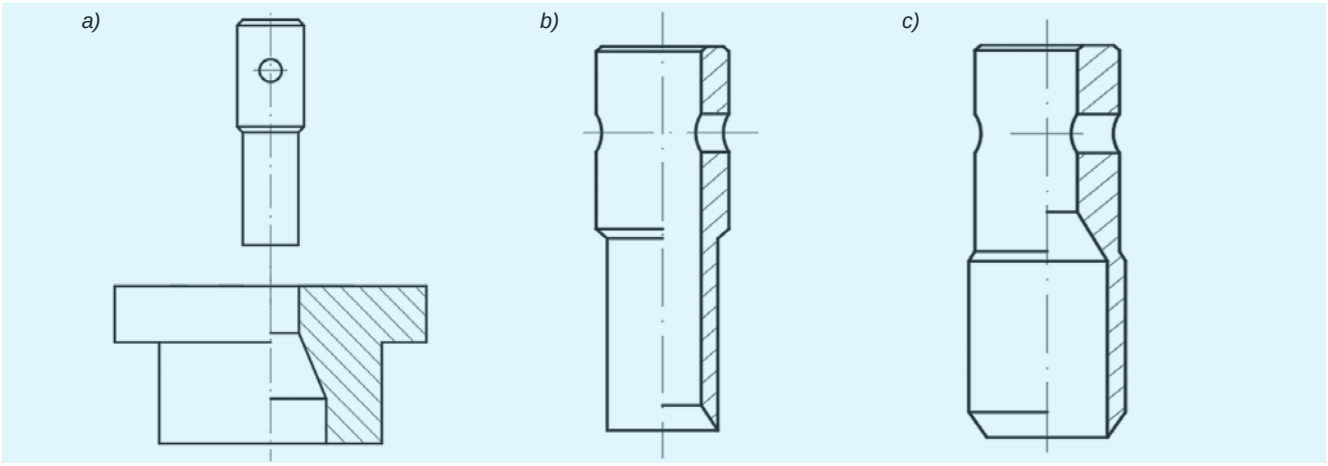
Cięcie metodą AWJ jest znacznie wolniejsze niż cięcie laserowe, za to jest przyjazne dla środowiska ze względu na brak wydzielania szkodliwych substancji i możliwość recyklingu medium. Erozyjny charakter procesu pozwala na stosowanie tej metody do kompozytów wielowarstwowych – delaminacja występuje tylko przy bardzo dużych prędkościach albo gdy materiał jest wrażliwy na wilgoć. W przypadku perforacji metodą AWJ największy wpływ na odchyłkę okrągłości ma prędkość głowicy tnącej – wzrost prędkości powoduje niemal liniowe zwiększanie się odchyłki. Pozostałe parametry procesu – takie jak odległość głowicy od obrabianego materiału oraz wydatek masowy ścierniwa – mają znacznie mniejszy wpływ na odchyłkę okrągłości otworów. W przypadku kompozytów wzmacnianych włóknami aramidowymi niedocięte włókna mogą zostać postrzępione [8, 11, 12]. Dodatkową wadą może być konieczność suszenia pasów po perforacji.

Wiercenie polega na wykonywaniu cylindrycznych otworów za pomocą skrawania materiału wiertłem obracającym się z dużą prędkością. Jest jedną z najczęściej stosowanych metod wykonywania otworów montażowych w materiałach kompozytowych. Niewłaściwy dobór parametrów operacji bądź narzędzia skrawającego prowadzi do powstawania licznych uszkodzeń. Klasyczne wiertło kręte, dwurowkowe, nie jest przystosowane do obróbki kompozytów, dlatego konieczne jest stosowanie specjalnych efektywnych narzędzi (rys. 4). Konstrukcje (*a*) oraz (*c*) powodują najmniejszą delaminację, na skutek zmniejszenia długości ścinu wiertła, podczas gdy wiertło (*b*) minimalizuje niedocięcie wystających włókien. Do wiercenia w cienkich laminatach zaleca się narzędzia typu (*a*).

Podczas wiercenia wydziela się znaczna ilość ciepła związana z tarciem, które rośnie wraz z prędkością skrawania oraz posuwu. Dlatego wiercenie kompozytów odbywa się jedynie w wąskim zakresie parametrów technologicznych, by zapobiec nadmiernemu nagrzewaniu się elementu obrabianego i zniwelować deformację termiczną kompozytu. Dodatkowo słaba przewodność cieplna kompozytów polimerowych powoduje koncentrację ciepła w miejscu wiercenia i konieczność odprowadzania go przez wiertło, co znacznie skraca żywotność narzędzia. Zróżnicowanie właściwości składników kompozytu utrudnia uzyskanie dokładności wymiarowej – występuje bowiem skurcz materiału po jego ochłodzeniu. Włókna wzmacniające znacznie przyspieszają zużywanie się krawędzi skrawających, co prowadzi do wzrostu siły osiowej, a więc zwiększa ryzyko delaminacji.

Delaminacja kompozytu podczas wiercenia może następować od strony wejścia i wyjścia wiertła. W pierwszym przypadku jest skutkiem zdzierania wierzchnich warstw skrawanych i zawijania się włókien wokół wiertła. Natomiast w drugim przypadku jest spowodowana wypychaniem dolnych warstw na skutek przekroczenia granicy spójności, przez dodatkowe naprężenia gnące i ściskające. Strategią zapobiegania delaminacji jest zwiększenie sztywności dolnej warstwy dzięki zastosowaniu płyty podporowej lub zmiennego posuwu roboczego. Innym defektem wiercenia w kompozytach może być owalność otworów związana z orientacją włókien w strukturze materiału [8, 13–15].

Wykrawanie polega na mechanicznym wycinaniu otworu na skutek wywołania na powierzchniach ścinania naprężenia niezbędnego do pokonania spójności materiału. Pracę cięcia wykonuje sztywne narzędzie, które, przemieszczając się, naciska na kształtowany materiał. Proces wykrawania można realizować za pomocą jednej lub dwóch



Rys. 5. Konstrukcje popularnych narzędzi wykrawających do perforacji pasów: *a*) stempel walcowy pełny z matrycą, *b*) stempel walcowy drążony z ostrzem skierowanym do wewnątrz, *c*) stempel walcowy drążony z ostrzem skierowanym na zewnątrz

krawędzi tnących, stanowiących zamknięty obrys. W pierwszym przypadku krawędź tnącą stanowi odpowiednio naostrzony stempel współpracujący z płytą podkładową, podczas gdy w przypadku dwóch krawędzi tnących najczęściej stosuje się walcowy stempel współpracujący z matrycą [16, 17]. Podstawowe narzędzia wykorzystywane do mechanicznego dziurowania pasów przedstawiono na rys. 5.

W porównaniu z wierceniem otworów proces wykrawania jest znacznie szybszy, a przy odpowiedniej konstrukcji wykrojnika można wykonywać wiele otworów jednocześnie (np. całych wzorów). Kolejną zaletą jest możliwość uzyskania otworów w dowolnym kształcie. Najważniejszą cechą, która sprawia, że proces wykrawania idealnie się nadaje do perforacji pasów kompozytowych, jest brak nagrzewania się materiału obrabianego lub narzędzia w trakcie obróbki, dlatego zużycie narzędzia jest znacznie wolniejsze niż podczas wiercenia i nie występuje deformacja termiczna ani zmiana właściwości mechanicznych pasa. Prosta kinematyka procesu ułatwia jego automatyzację, a koszt obróbki jest uzależniony jedynie od kosztu wykrojnika. Oczywiście otwory wykonywane metodą wykrawania nie są wolne od wad i kluczowe znaczenie ma tutaj odpowiedni dobór narzędzi oraz parametrów procesu [15–19].

Problemy z perforowaniem pasów i taśm przenośnikowych metodą wykrawania

Niewiele jest publikacji i badań naukowych na temat wykrawania materiałów kompozytowych [18, 19], podczas gdy proces wykrawania metali i ich stopów jest szeroko i dokładnie opisany. Można znaleźć wytyczne dotyczące zarówno konstruowania wykrojników, jak i doboru parametrów procesu, dzięki czemu ten rodzaj obróbki plastycznej jest popularny w produkcji elementów metalowych [16, 17]. Brak usystematyzowanych wytycznych dla innych grup materiałowych znacznie wydłuża czas projektowania procesu i konstrukcji efektywnych narzędzi. Stanowi to główną przyczynę rzadkiego wykorzystywania wykrawania w przypadku kompozytów. Wbrew pozorom, proces ten jest bardzo złożony, a na jakość wykonywanych otworów i wartość siły perforacji ma wpływ wiele parametrów: geometria narzędzia, wartość luzu między stemplem i matrycą, prędkość i temperatura stempla, grubość i rodzaj materiału obrabianego, zużycie narzędzia, tarcie oraz docisk wykrawanego materiału [15–19].

W literaturze daje się zauważyć brak badań dotyczących perforacji kompozytowych pasów i taśm przenośnikowych, co jest źródłem problemów techniczno-konstrukcyjnych polskich i światowych producentów pasów.

Na podstawie analizy literatury, kontaktów z firmami zajmującymi się produkcją pasów oraz własnych doświadczeń badawczych zdefiniowano podstawowe problemy dotyczące perforacji pasów metodą wykrawania. W przypadku elastycznych pasów i taśm podczas wykrawania dochodzi do dużych odkształceń sprężystych, które mogą powodować zniekształcenie konturu otworu lub – przy zbyt dużym naprężeniu – trwałe odkształcenie plastyczne pasa. Dodatkowo właściwości ortotropowe pasów kompozytowych, zapewniające większą podatność w kierunku wzdłużnym niż poprzecznym pasa, często powodują owalność otworów. Dla transportu podciśnieniowego nie ma to większego znaczenia, jednak przy otworach montażowych może powodować trudności.

Tkaniny – często stosowane w pasach o konstrukcji warstwowej jako przekładki ochronne lub okładki – mogą być niedocięte lub postrzępione. Podobnie dzieje się w przypadku pasów wzmacnianych włóknami (kordem), które bywają niedocięte i wystają poza obrys otworu. Takie włókna mogą uszkodzić delikatne towary na przenośniku lub mieć niepożądany kontakt np. z transportowaną żywnością. Aby temu zapobiec, wielu producentów zaleca perforację pasów w miejscach, w których nie ma wzmocnienia [6, 15–19]. Problemem są włókna aramidowe, które zwiększają zużycie narzędzia tnącego i wymagają jego bardzo wysokiej twardości. Problematyczna jest również perforacja pasów przenośnikowych z rdzeniem poliamidowym ze względu na konieczność zastosowania dużej siły perforującej oraz z powodu różnic pomiędzy średnicami otworów po obu stronach pasa (stożkowości otworów). Te wszystkie wady można zniwelować lub wyeliminować poprzez odpowiedni dobór parametrów procesu oraz dzięki zastosowaniu efektywnej geometrii narzędzia.

Podsumowanie

Analiza procesu perforacji, z uwzględnieniem współczesnych tendencji w rozwoju materiałów stosowanych do produkcji pasów i taśm przenośnikowych, wyraźnie wskazuje na potrzebę rozwoju wykrawania kompozytów jako metody precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego. Z myślą o tym zaplanowano serię badań, których zasadniczym celem jest opracowanie modelu perforacji kompozytowych pasów i taśm przenośnikowych. Wyniki tych badań umożliwią zaprojektowanie efektywnej geometrii narzędzia perforującego

oraz określenie efektywnych parametrów procesu wykrawania dla pasów z rdzeniem poliamidowym oraz pasów wzmacnianych włóknami aramidowymi.

Główne badania będą obejmować wieloparametryczną analizę wpływu parametrów procesu – takich jak: geometria narzędzia (np. kąt i kierunek pochylenia ostrza, średnica, grubość ścianek), charakter współpracy stempla z matrycą (luz) bądź z płytą podkładową (jej właściwości mechaniczne), rodzaj i sposób mocowania materiału obrabianego (grubość, struktura i materiały składowe kompozytu oraz docisk pasa), prędkość stempla, jakość narzędzia (stopień zużycia, materiał i twardość), a nawet temperatura stempla – na siłę perforacji, jakość otworów oraz trwałość narzędzia.

Wstępne badania wykazały, że odpowiednio przeprowadzane celowe podwyższanie temperatury stempla ma pozytywny wpływ na jakość otworu i może być kluczowe np. w przypadku perforacji pasów z rdzeniem poliamidowym. Stąd badanie wpływu temperatury na proces perforacji traktuje się jako ważne. Na dopełnienie badań składają się również badania właściwości mechanicznych omawianych grup pasów w celu opracowania modeli materiałowych niezbędnych w analizach MES, które będą stanowić istotę pracy naukowej. Na dalszych etapach planuje się rozszerzenie badań o pozostałe grupy pasów i taśm przenośnikowych.

LITERATURA

1. Perneder R., Osborne I. “*Handbook Timing Belts – Principles, Calculations, Applications*”. Berlin: Springer, 2012.
2. Hardygóra M. „*Taśmy przenośnikowe*”, rozdz. 1 i 2. Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 1999.
3. Gładyszewicz L. „*Przenośniki taśmowe – teoria i obliczenia*”. Wrocław: Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, 2003
4. Dudziak M. „*Przekładnie cięgnowe*”. Warszawa: PWN, 1997.
5. Domek G. „Tendencje projektowania pasów zębatych”. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Transport*. 82, nr kol. 1903 (2014): s. 59–66.
6. Optibelt. “*Technical manual polyurethane timing belts – katalog*”. www.optibelt-usa.com (data dostępu: 06.07.2017).
7. Krawiec P., Domek G. „Nowe perspektywy stosowania przekładni z pasem zębatym w technice sterowania i napędu”. *Technologia i Automatyzacja Montażu*. 4 (2007): s. 15–19.
8. Sheikh-Ahmad J. “*Machining of polymer composites*”. Springer, 2009.
9. Chryssolouris G., Salonitis K. “Fundamentals of laser machining of composites”. *Machining Technology for Composite Materials*. R. 10 (2011): s. 266–287.
10. Negarestani R., Li L. “Laser machining of fibre-reinforced polymeric composite materials”. *Machining Technology for Composite Materials*. 11 (2011): s. 288–308.
11. Krajcarz D. “Comparison Metal Water Jet Cutting with Laser and Plasma Cutting”. *Procedia Engineering*. 69 (2014): s. 838–843.
12. Krajcarz D., Spadło S. “Wpływ wybranych parametrów procesu cięcia strugą wodno-ścierną na odchyłkę okrągłości otworów cylindrycznych”. *Mechanik*. 1 (2017): s. 64–65.
13. Lachaud F., Piquet R., Collombet F., Surcin L. “Drilling of composite structures”. *Composite Structures.* 52 (2001): s. 511–516.
14. Leppert T., Paczkowski T., Polasik R., Serwacki D. „Delaminacja materiału kompozytowego włóknistego podczas wykonywania otworów”. *Mechanik*. 10 (2016): s. 1422–1423.
15. Lambiase F., Durante M. „Mechanical behavior of punched holes produced on thin glass fiber reinforced plastic laminates”. *Composite Structures.* 173 (2017): s. 25–34.
16. Suchy I. „*Handbook of Die Design*”. McGraw-Hill Companies, 2006.
17. Marciniak Z. „*Konstrukcja tłoczników*”. Ośrodek Techniczny Marciniak, 2002.
18. Chan H.Y., Abdullah A.B., Samad Z. “Precision punching of hole on composite panels”. *Indian Journal of Engineering & Material Sciences.* 22 (2015): s. 641–651.
19. Zain M.S.M., Abdullah A.B., Samad Z. „Effect of puncher profile on the precision of punched holes on composite panels”. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 89 (2017): s. 3331––3336.
20. Katalog produktów Nitta PolyBelt® i PolySprint® firmy Wilhelm Herm. Müller.
21. Katalog pasów zębatych Brecoflex® firmy Breco.
22. Katalog produktów HabaSYNC® firmy Habasit.

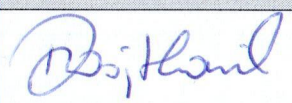
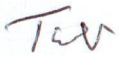
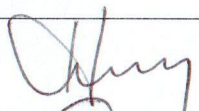
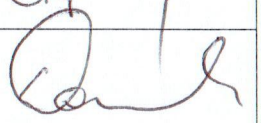
Poznań, 05.04.2018

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G. *Perforacja pasów do transportu podciśnieniowego - metody, materiały oraz problemy*, Mechanik (2017), Nr 12/2017, p. 1138 – 1142, opublikowanego w 2017 roku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	**Wkład procentowy**	**Podpis**
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	35%	
dr inż. Krzysztof Talaśka	35%	
dr hab. inż. Ireneusz Malujda, prof. nadzw.	20%	
dr hab. inż. Grzegorz Domek, prof. nadzw.	10%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

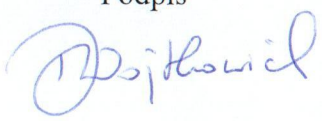
Poznań; 9. Styczeń 2019

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Perforacja pasów do transportu podciśnieniowego - metody, materiały oraz problemy, Mechanik,* 2017, nr. 12, s. 1138-1142, mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonej analizy, wykonaniu przeglądu literaturowego dotyczącego budowy i materiałów stosowanych w pasach przenośnikowych, wykonaniu przeglądu literaturowego dotyczącego metod perforacji pasów kompozytowych, analizie problemów związanych z perforowaniem pasów i taśm przenośnikowych metodą wykrawania, zredagowaniu i formatowaniu artykułu.

Podpis



Poznań; 9. Styczeń 2019

dr inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Perforacja pasów do transportu podciśnieniowego - metody, materiały oraz problemy, Mechanik,* 2017, nr. 12, s. 1138-1142, mój udział polegał na udziale w ustalaniu zawartości oraz formy treści zaprezentowanych w artykule, konsultacji zakresu oraz zawartości publikacji oraz weryfikacji merytorycznej zawartych treści.

Podpis

Krzysztof Talaśka

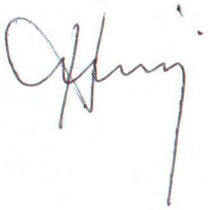
Poznań; 9. Styczeń 2019

dr hab. inż. Ireneusz Malujda, prof. PP
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Perforacja pasów do transportu podciśnieniowego - metody, materiały oraz problemy, Mechanik,* 2017, nr. 12, s. 1138-1142, mój udział polegał na konsultacji merytorycznej przeprowadzonych przeglądów literaturowych i analiz problematyki perforacji pasów kompozytowych metodą wykrawania.

Podpis



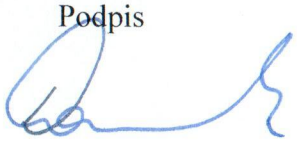
Poznań; 9. Styczeń 2019

dr hab. inż. Grzegorz Domek, prof. nadzw.
Uniwersytet Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy
Wydziału Matematyki, Fizyki i Techniki
ul. Ogińskiego 16, 85-092 Bydgoszcz

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Perforacja pasów do transportu podciśnieniowego - metody, materiały oraz problemy, Mechanik,* 2017, nr. 12, s. 1138-1142, mój udział polegał na konsultacji analizy przebiegu procesu perforacji pasów pod względem aplikacyjności przemysłowej.

Podpis



Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts

Dominik Wojtkowiak[1,*], *Krzysztof* Talaśka[1], *Ireneusz* Malujda[1], *Grzegorz* Domek[2]

[1]Chair of Basics of Machine Design, Poznan University of Technology, Piotrowo 3, 60-965 Poznań, Poland
[2]Faculty of Mathematics, Physics & Technical Sciences, Kazimierz Wielki University in Bydgoszcz, 85-092 Bydgoszcz, Poland

Abstract. Perforated belts, which are used in vacuum conveyor belts, can have significantly different mechanical properties like strength and elasticity due to a variety of used materials and can have different thickness from very thin (0,7 mm) to thick belts (6 mm). In order to design a complex machine for mechanical perforation, which can perforate whole range of belts, it is necessary to research the influence of the cutting edge geometry on the parameters of the perforation process. Three most important parameters, which describe the perforation process are the cutting force, the velocity and the temperature of the piercing punch. The results presented in this paper consider two different types of punching (a piercing punch with the punching die or with the reducer plate) and different cutting edge directions, angles, diameters and material properties. Test were made for different groups of composites belts – with polyurethane and polyester fabric, polyamide core or aramid-fibre reinforced polymers. The main goal of this research is to specify effective tools and parameters of the perforation process for each group of composites belts.

Keywords: conveyor belts, timing belts, punching, polymer composites, perforation.

1 Introduction

Conveyor belts are used to transport goods from one point to another and most commonly are made as multilayer composite flat belts. Basically there are two main types of conveyor belts: strong rigid belts with polyamide or aramid cord traction layer (Fig. 1a) and light elastic belts, which are made of polyurethane, polyester fabric or PVC (Fig. 1b) [1-3].

Timing belts (Fig. 1c) are toothed belts, which are used to synchronize a rotation of two toothed wheels or to convert a rotary motion of the shaft into a reciprocating motion of the carriage. Timing belts are made of polyurethane or rubber as a base material with tension member, which can be made of either aramid or glass fibers or even steel cord for applications with higher loads. In order to gain specific properties (e.g. lower friction, silent

* Corresponding author: dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl

Reviewers: *Milan* Vaško, *Ján* Vavro

© The Authors, published by EDP Sciences. This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

operation) both sides of the timing belt can be coated with various materials and structures [4-6].

Vacuum belts (Fig. 1d) are a highly elegant solution to transport light products, such as paper, foil, carton etc., as individual items due to the fact that their low mass makes them unsuitable for conveying by friction. That is why vacuum belt conveyors are commonly used in paper manufacturing and converting, printing machines, food industry, pharmaceutical industry and as conveyors for material handling. This type of belts can be made from both flat and toothed belts by using proper modifications, which are the perforation and the milling. During the perforation process cylindrical holes, which are used to suck the air through the belt, are machined. Milling can be used to create slots in order to increase suction surface area or to create flat suction track by machining part of teeth [4-6].

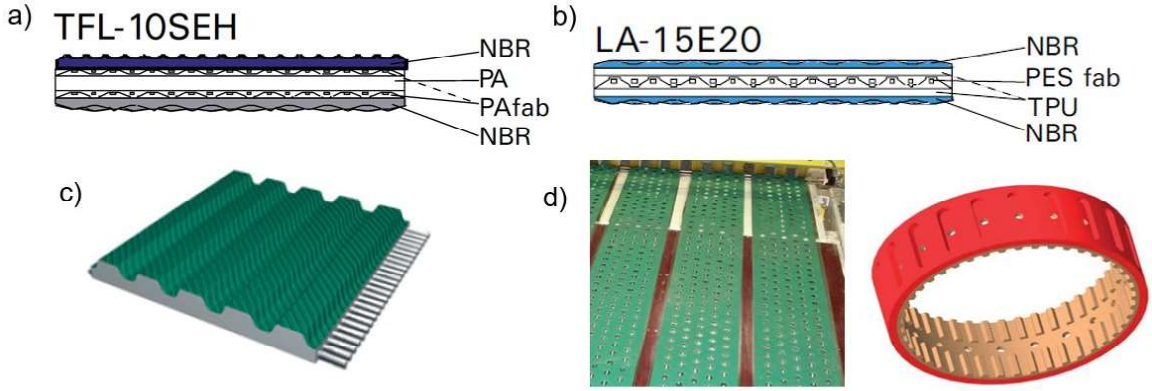


Fig. 1. Conveyor, timing and vacuum belts: a) Nitta PolyBelt with polyamide traction layer b) Nitta PolySprint with polyester fabric and polyurethane, c) BRECO polyurethane timing belt with steel tension member and polyamide fabric coating, d) vacuum belts (Norditec and NK Technics)

The most important stage of a vacuum belt manufacturing process is perforation. This paper shows the analysis of the influence of the cutting edge geometry, the temperature and the velocity of a piercing punch on the cutting force necessary to perforate a composite belt and on the quality of holes.

2 Methods of belt perforations

Basically we can distinguish four different perforation methods, which are suitable for polymer composites: laser or abrasive waterjet cutting (nonmechanical methods) and drilling or punching holes (mechanical methods). Nonmechanical methods have an advantage over the mechanical ones that there is no contact forces and abrasive wear of the tool, however its initial and exploitation cost are much higher [7].

Laser cutting allows to cut precisely very small holes with smooth edges and high speed, but due to the high temperature it may change the properties and lower the strength of a material in heat affected zone (HAZ). Moreover laser cutting may cause thermal deformation such as folding of the coating and delamination, changing belt colour or emitting dangerous substances – during the machining of aramid-fibre reinforced materials large amount of hydrogen cyanide are produced [7-11].

With abrasive waterjet (AWJ) technology it is possible to cut almost all materials, and it gives similar quality of the hole to laser cutting without any thermal deformation, but the velocity of cutting is low and it is necessary to drain water after cutting and dry a belt [7, 10-12].

Drilling has an ease of positioning, but increasing temperature during the process may cause thermal deformation and the characteristic load distribution during entering and exiting the material leads to delamination of the composite belt and creating uneven edges of a hole. Most of the disadvantages can be reduced or even eliminated by properly choosing the drilling tool and parameters of the drilling (feed rate, cutting speed), but it must be made for each case individually [7, 13, 14].

The most suitable method for mass production of perforated belt will be mechanical working using a punching die with a piercing punch, which can cooperate with the piercing die or the reducer plate. Punching is a cheap and simple mechanical machining process, which can be performed with high velocity and low thermal influence on a perforated belt. Holes created by punching can have different contours depending on the shape of a piercing punch. When considering multilayer and fibre-reinforced composites in a punching process, there is a chance that delamination or fibre pull-out may occur, but by choosing proper parameters and tool it can be prevented. There are three basic types of piercing punches: cylindrical with the punching die (Fig. 2a), hollow with the cutting edge towards inside (Fig. 2b) and hollow with the cutting edge towards outside (Fig. 2c) [15-18].

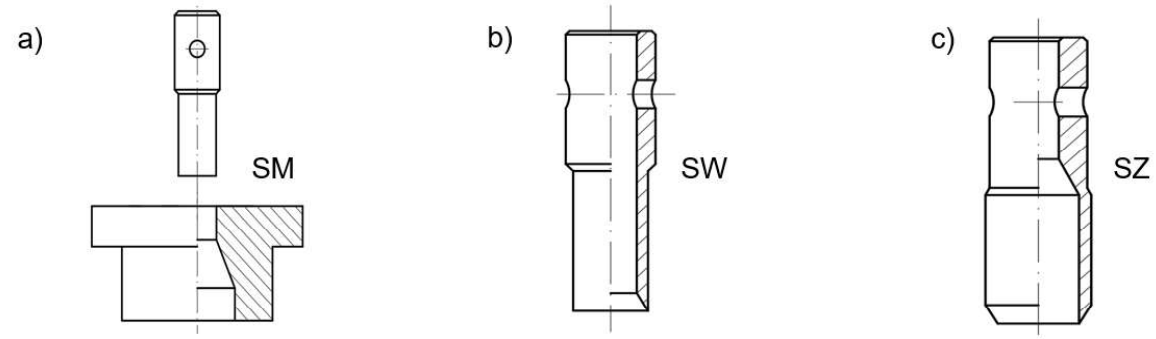


Fig. 2. Basic types of piercing punches: a) piercing punch with the piercing die, b, c) hollow piercing punch which cooperate with the reducer plate with the cutting edge towards inside (b) or outside (c)

3 Methodology of research

Perforation research was made by using the designed punching die (Fig. 3) and strength testing machine MTS. The presented construction allows to use different types of piercing punches and heat them up to 200°C. However preliminary research indicated, that the temperature of the piercing punch higher than 150°C causes permanent thermal deformations of the perforated belt. That is why all tests were performed for 4 different temperatures of the working tool: 25°C (room temperature), 50°C, 100°C and 150°C. Default value of the velocity of the piercing punch in all tests, except the one where the influence of velocity on the cutting force was checked, was 0,5 mm/s. During the research, by changing the setting of testing machine, it was possible to measure the cutting force for different (Nitta) belts, cutting edge geometry (outer diameter, angle of the cutting edge and type of a piercing punch), temperature and velocity. The results are presented following the key presented in Fig. 4.

a) b)

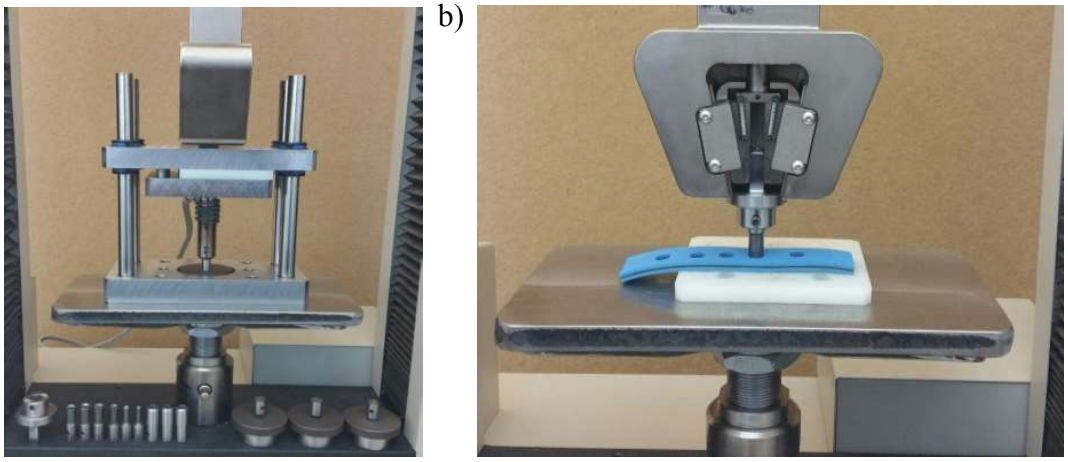


Fig. 3. Punching diees with all used tools during performed tests: a) piercing punch with the piercing die, b) hollow piercing punch which cooperates with the reducer plate

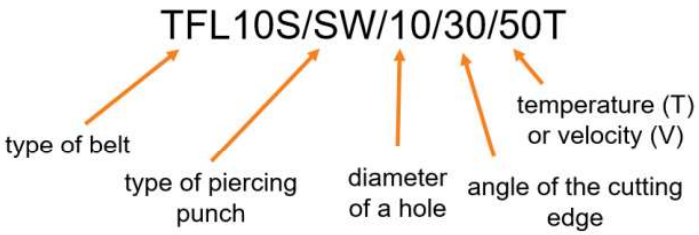


Fig. 4. Key used in signification of performed tests results

4 Results and discussion

First series of tests were made in order to determine the influence of the tool geometry on the value and characteristic of the cutting force. Tests were performed with default velocity and room temperature for 7 different piercing punches with diameters of 10 mm and for two belts, which represent both groups of conveyor belts – strong rigid belt with polyamide core TFL10S and light elastic belt with polyester fabric, as a traction layer LAB12E. Obtained results are presented as a cutting force in a function of a displacement on the charts in Fig. 5 and Fig. 6.

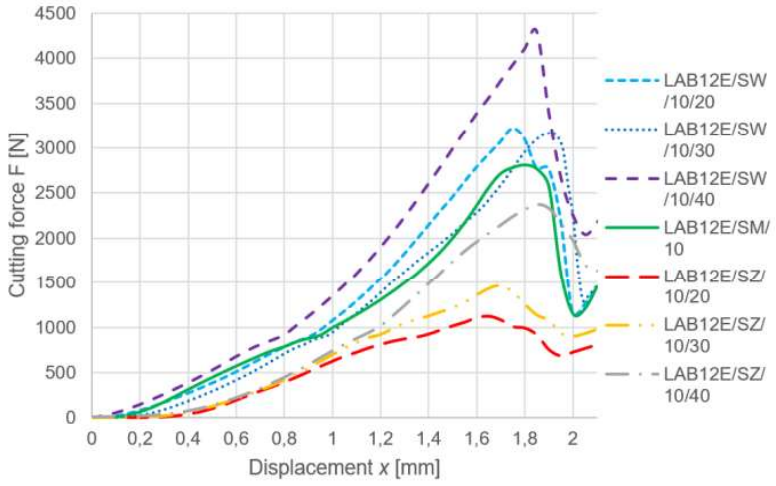


Fig. 5. Cutting force during perforation for different types of tools with diameter of 10 mm and various tool angles for PolySprint Nitta LAB12E

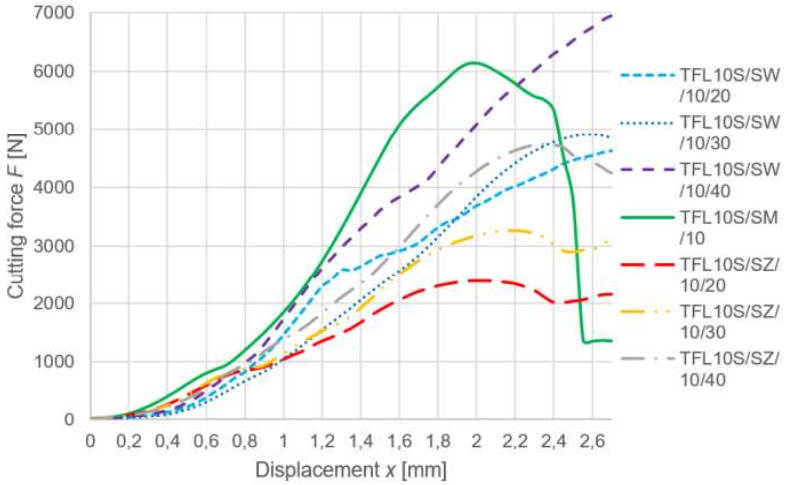


Fig. 6. Cutting force during perforation for different types of tools with diameter of 10 mm and various tool angles for PolyBelt Nitta TFL10S

By analysing shown characteristics, it is visible that in both cases the lowest amount of the cutting force was used, while perforating with the hollow piercing punch with the cutting edge towards outside (SZ). This phenomenon can be explained by describing the changes of the cutting force during the punching process for each type of the piercing punch. In case of the LAB12E belt (Fig. 5) the main strength depends on the polyester fabric, and this is the reason why there is a sudden drop in the force value at approximately 1,8 mm of thickness. By comparing SZ and SW types of the piercing punch it is clear that cutting through the fabric is much smoother and needs about 2 times lower force when the cutting edge is towards outside. This is the consequence of the type of stress, which occurs for different types of tools. If we use the SZ piercing punch, scrap must be compressed with the decrease of the inner diameter in a tool, while in the SW piercing punch belt it must be extended with the increase the outer diameter of a tool – inner diameter remains constant. Polyester fabric has an orthogonal properties, which depends on the configuration of the woven in the structures. It is much more elastic in the direction along belt axis, because in normal work conditions the conveyor belt is meant to carry tensile stress.

The piercing punch, which cooperates with the piercing die (SM) is placed in the middle, because in that case the main stress taking place in the perforation process, is the shearing stress. In that case the stage of the perforation process occurring just before the sudden drop of the cutting force, is connected with friction resistance during pushing the material through the channel in the piercing die. In all types of punching additional compression occurs due to the thrust force, which is the effect of the feed of the piercing punch. That is why there is a bending point, characteristically at 0,8 – 1 mm of displacement, which corresponds to the elastic-plastic compression model with reinforcement of the material, which was verified during compression tests made on this belt in preliminary tests.

On the other hand, if we observe the results for the strong rigid belt with polyamide film core TFL10S (Fig. 6), we can see a clear fall of the cutting force at the end of the process only for the piercing punch with the piercing die. The main reason for this may be the fact, that the cut through the belt occurs after the rupture of the hard polyamide film structure, which is not as sudden as in polyester fabric. Due to higher resistance and greater compression stress than for the elastic belt, the piercing punch must be plunged deeper into the reducer plate. Due to the similar properties of the core of TFL10S and the reducer plate made of PA6 or PP, the cutting force is reduced slightly or is not reduced at all after finishing the perforation process. The main difference between the belt LAB12E and TFL10S is that the highest value of force is necessary for the piercing punch with the

piercing die due to higher Young modulus for compression in strong rigid belts. Other relations described for elastic belts correspond with the results for the belt TFL10S.

Another conclusion which can be observed on both charts is that decreasing the tool angle causes the fall of the cutting force, but it is not proportional. That is why the tool angle 30° can be taken as an effective one, because it is a compromise between the cutting force and the durability of the cutting edge. The obtained results also provide information that proper stress of the belt during the perforation process and the wear of the piercing punch have an effect on the belt perforation, especially when machining elastic conveyor belts. We can see, that regardless of the type of the piercing punch or type of the belt, the perforation process is a really complex issue and many factors have an influence on the cutting force.

The second part of the research was made to determine, if velocity has influence on the cutting force or not. The obtained results are presented in Fig. 7 and Fig. 8. For elastic belts the influence of velocity is insignificant, while for polyamide belts higher speed may reduce the cutting force, but not in a linear way. It is necessary to extend the tests in future research in order to draw more specific conclusions.

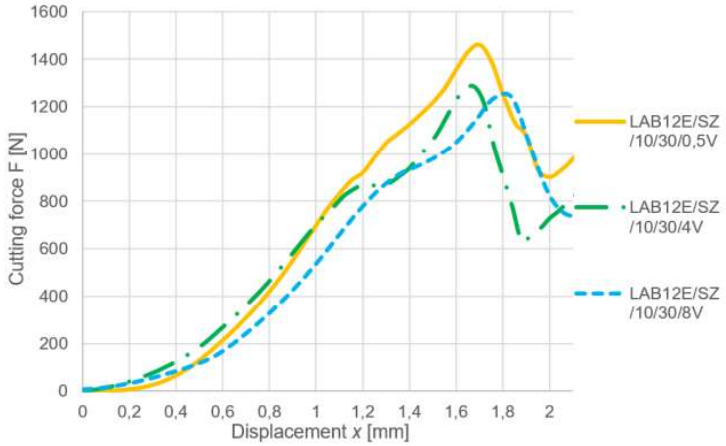


Fig. 7. Comparison of the cutting force during perforation by using the piercing punch with diameter of 10 mm, the tool angle 30° and the cutting edge towards outside with various perforation velocity for PolySprint Nitta LAB12E

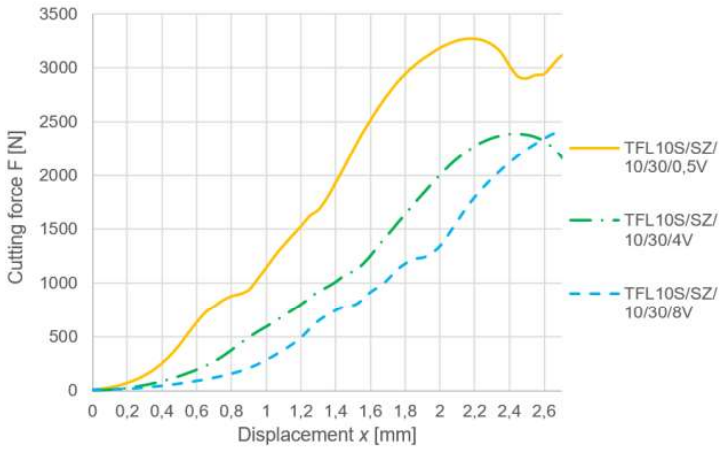


Fig. 8. Comparison of the cutting force during perforation by using the piercing punch with diameter of 10 mm, the tool angle 30° and the cutting edge towards outside with various perforation velocity for PolyBelt Nitta TFL10S

During the machining of the polymer composites increased temperature is almost always treated as a disadvantage of the method due some thermal deformation and mechanical properties changes. On the other hand properly controlled heat can be very helpful, as it softens the material, which makes it easier to machine. That is why, it is crucial to determine the influence of the increased temperature on the cutting force in punching of conveyor belts. The obtained results are presented in Fig. 9, 10, 11 and 12.

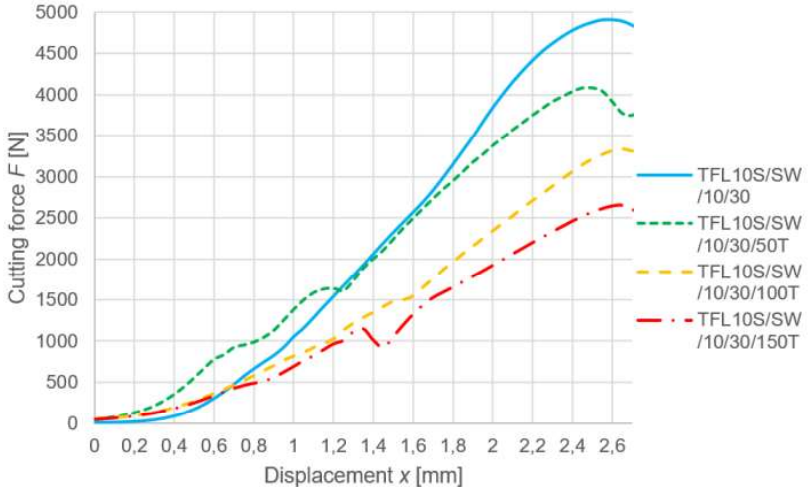


Fig. 9. Comparison of the cutting force during the perforation by using piercing punch with diameter of 10 mm, the tool angle 30° and the cutting edge towards inside, with various perforation temperature for PolyBelt Nitta TFL10S

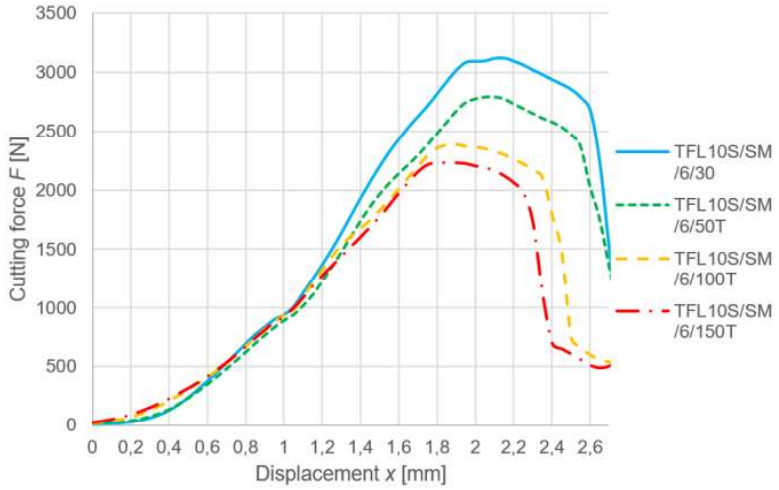


Fig. 10. Comparison of the cutting force during perforation by using the piercing punch with diameter 6 mm with the punching die, with various perforation temperature for PolyBelt Nitta TFL10S

If we take into account the strong rigid belt TFL10S (Fig 9, 10 and 11), it is visible that increased temperature of the piercing punch can decrease the amount of force necessary to perform perforation of the composite belt. To properly analyse the results punching must be divided into two stages: pure cutting with thrust compression of the belt, and cutting with additional resistance due to axial and transverse compression of the scrap, extension of the belt or friction in the channel of the piercing die. It is visible, that by using the piercing punch with the reducer plate, cutting force is lower already in the first stage, which is connected with penetration into the softened material – it is easier to compress the scrap or extend the belt. On the contrary to that, while using the piercing die differences are visible only in the final stage – it is easier to push softened scrap through the die channel. To overall maximum cutting force is reduced in all three cases and the decrease is

approximately linear. A further temperature increase causes thermal deformation of the belt, which is why it is established that temperature 100°C - 150°C can be taken as an effective value for belt perforation.

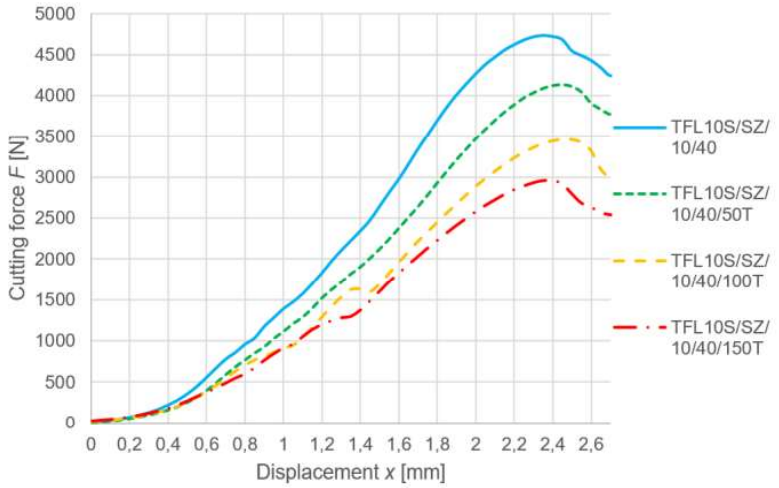


Fig. 11. Comparison of the cutting force during perforation by using the piercing punch with diameter of 10 mm, the tool angle 40° and the cutting edge towards outside, with various perforation temperature for PolyBelt Nitta TFL10S

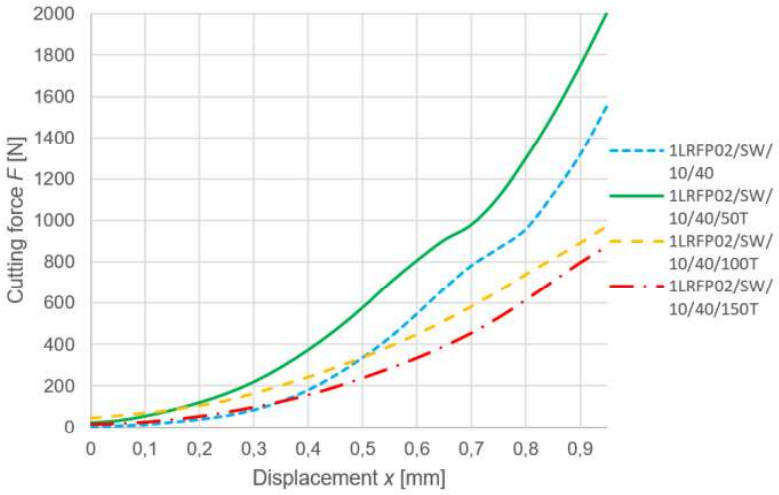


Fig. 12. Comparison of the cutting force during perforation by using the piercing punch with diameter of 10 mm, the tool angle 40° and the cutting edge towards inside, with various perforation temperature PolySprint Nitta 1LRFP02/W2 IM LSQ

On the other hand not all the material will behave the same way and in some cases increasing the temperature may even cause the increase of the force value. The example is the very thin and elastic conveyor belt made of thermosetting polyurethane 1LRFP02/W2 IM LSQ (Fig. 12). In that case temperature 50°C caused the hardening of the belt and as a result an increase of the cutting force. Using higher temperatures gave positive results, but the differences were very small due to high elasticity and almost pure shearing of the belt with compression resistance close to zero. It can be stated, that heating up the working tool has a positive effect in strong rigid polyamide belt perforation, while for light elastic conveyor belts the effect is close to neutral.

While analysing the perforation process it is very important to consider the quality of the holes along with the cutting force measurement. In Fig. 13. typical defects, which occurred during the perforation process of the conveyor belts are presented.

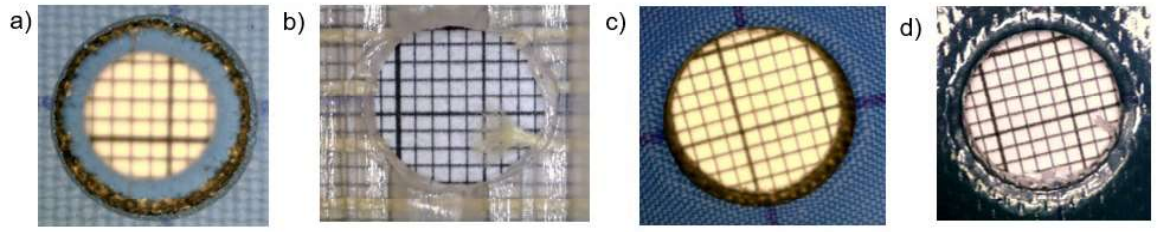


Fig. 13. Defects of perforated belts: a) conicity of the hole, which occurs in thick polyamide belts, b) ovality of the hole for belts with different axial and lateral elasticity and fibre pull-out for belts with fabrics and cords, c) folding of the coating for higher temperatures when cutting edge tilt towards outside, d) deformation of the belt for elastic PVC belts

While perforating thick belts with a polyamide core, the visible difference between entry and exit diameter occurs due the conicity of the hole along with fuzzy edges and uneven side surface of a hole (Fig. 13a and 13c). If the belt was reinforced with a fabric or a cord the pull-out of the fibres occurred (Fig. 13b and 13d). Too high temperature of the piercing punch caused permanent thermal deformation for elastic PCV belt (Fig. 13d) or folding of the coating along the edge of a hole (Fig 13c). Significant differences in the elasticity in longitudinal and traverse direction for light belts caused high roundness deviation whose result was an oval hole (Fig. 13b and 13d). The above-mentioned defects can be minimalized or eliminated by properly chosen perforation process parameters. For example, heating up the piercing punch, as well as using the hollow piercing punch with the cutting edge towards outside, almost eliminated the conicity of the hole. That is why extended research of these phenomena is necessary in order to develop the punching of the vacuum conveyor belts and specify effective process parameters (velocity, temperature, tool geometry) for different types of belts.

Conclusions

Based on the results, regardless of the belt type, the lowest value of the cutting force is necessary, when we use the piercing punch with the reducer plate and the cutting edge towards outside. By decreasing the tool angle, the fall of the cutting force is visible, but it is not proportional. The tool angle 30° is the effective one, because it is the compromise between the cutting force and the durability of the cutting edge. It was very visible that elastic belts are much more sensitive to the wear of the blade than strong polyamide belts, which is caused by the different cutting – compressing ratio of the perforation process. We can also conclude that for elastic belts the influence of velocity is insignificant, while for polyamide belts higher speed may reduce the cutting force. By increasing the temperature of the piercing punch it is possible to lower the cutting force and improve the quality of the holes (cylindrical holes) for polyamide belts, but for elastic thermosetting polyurethane belts 50°C may even harden the material and increase the cutting force or may cause the coating deformation. Increasing the temperature will affect mainly the compression phase, which is why the differences are visible mainly in the second stage of perforation (compressing scrap material inside the hollow piercing punch or pushing it through the piercing die channel). The defects discussed in this paper can be removed by properly choosing the tools and parameters of the perforation process, and this is why the research is so significant for the industry.

The presented results have been obtained in the course of realising the project "*Opracowanie innowacyjnej technologii systemu precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego – systemu automatyzującego proces produkcyjny pasów transportowych*", which is funded by Wilhelm Herm. Müller Polska Sp. z.o.o and Polska Agencja Rozwoju Przedsiębiorczości (PARP).

References

1. M. Hardygóra. *Taśmy przenośnikowe*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Chapter **1** and **2**, Warszawa (1999)
2. L. Gładyszewicz. *Przenośniki Taśmowe – teoria i obliczenia.* Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej (2003)
3. Wilhelm Herm. Müller, *Nitta Industries* – polish catalog. In: www.whm.pl (Access date: 06.07.2017)
4. R. Perneder, I. Osborne. *Handbook Timing Belts – Principles, Calculations, Applications.* Springer (2012)
5. Optibelt. *Technical manual polyurethane timing belts* – catalog. In: www.optibelt-usa.com (Access date: 06.07.2017)
6. Habasit. *HabaSYNC Timing Belts* – product media No. 4107. In: www.habasit.com (Access date: 06.07.2017)
7. J. Sheikh-Ahmad. *Machining of polymer composites. Springer (2009)*
8. G. Chryssolouris. K. Salonitis. *Fundamentals of laser machining of composites*, In: *Machining Technology for Composite Materials*, Chapter **10**, 266-287 (2011)
9. R. Negarestani, L. Li. *Laser machining of fibre-reinforced polymeric composite materials*. In: *Machining Technology for Composite Material*s, Elsevier, Chapter **11**, 288-308 (2011)
10. D. Krajcarz. *Comparison Metal Water Jet Cutting with Laser and Plasma Cutting*. Procedia Engineering **69**, 838-843 (2014)
11. A. Skoczylas, *Analiza porównawcza procesu cięcia wiązką laserową i strumieniem wodno- ściernym*. Postępy Nauki i Techniki **8**, 121-128 (2011)
12. D. Krajcarz, S. Spadło. *Wpływ wybranych parametrów procesu cięcia strugą wodno-ścierną na odchyłkę okrągłości otworów cylindrycznych*. Mechanik **01/2017**, 64-65 (2017)
13. F. Lachaud, R. Piquet, F. Collombet, L. Surcin. *Drilling of composite structures*. Composite Structures **52**, 511-516 (2001)
14. T. Leppert, T. Paczkowski, R. Polasik, D. Serwacki. *Delaminacja materiału kompozytowego włóknistego podczas wykonywania otworów*. Mechanik **10/2016**, 1422-1423 (2016)
15. I. Suchy. *Handbook of Die Design.* McGraw-Hill Companies (2006)
16. H.Y. Chan, A.B. Abdullah, Z. Samad. *Precision punching of hole on composite panels*. Indian Journal of Engineering & Material Sciences **22**, 641-651 (2015)
17. F. Lambiase, M. Durante. *Mechanical behavior of punched holes produced on thin glass fiber reinforced plastic laminates*. Composite Structures **173**, 25-34 (2017)
18. M.S.M. Zain, A.B. Abdullah, Z. Samad. *Effect of puncher profile on the precision of punched holes on composite panels*. International Journal Of Advanced Manufacturing Technology **89**, 3331-3336 (2017)

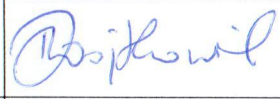
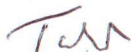
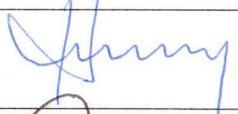
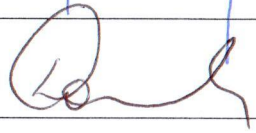
Poznań, 05.04.2018

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G. *Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts*, MATEC Web of Conferences (2018), Vol. 157, Machine Modelling and Simulations 2017 (MMS 2017), 01022, opublikowanego w 2018 roku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	Wkład procentowy	Podpis
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	40%	
dr inż. Krzysztof Talaśka	40%	
dr hab. inż. Ireneusz Malujda, prof. nadzw.	10%	
dr hab. inż. Grzegorz Domek, prof. nadzw.	10%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

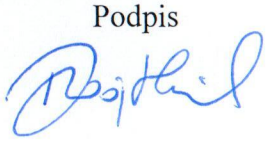
Poznań; 9. Styczeń 2019

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K. Malujda I., Domek G.: *Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts, MATEC Web of Conferences,* 2018, Vol. 157, 01022, mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonych badań, wykonaniu przeglądu literaturowego, opracowaniu metodyki badawczej, zaprojektowaniu stanowiska badawczego, wykonaniu badań eksperymentalnych, opracowaniu wyników i sformułowaniu wniosków, zredagowaniu i formatowaniu artykułu.

Podpis



Poznań; 9. Styczeń 2019

dr inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts, MATEC Web of Conferences,* 2018, Vol. 157, 01022, mój udział polegał na konsultacji zakresu oraz zawartości treści, jak i na jej weryfikacji merytorycznej, weryfikacji metodologicznej poprawności podejścia do rozwiązywanego problemu, udziale w badaniach eksperymentalnych, interpretacji wyników badań oraz weryfikacji ostatecznej postaci redakcyjnej artykułu, zarówno przed jak i po procedurze recenzyjnej.

Podpis



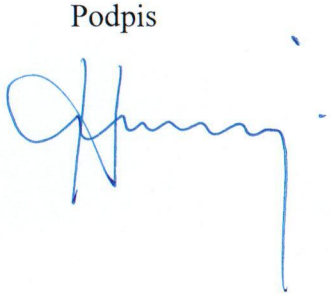
Poznań; 9. Styczeń 2019

dr hab. inż. Ireneusz Malujda, prof. PP
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts, MATEC Web of Conferences,* 2018, Vol. 157, 01022, mój udział polegał na weryfikacji metodologicznej poprawności podejścia do rozwiązywanego problemu oraz weryfikacji merytorycznej treści zawartej w artykule.

Podpis



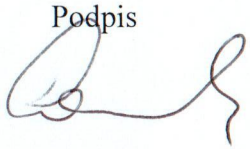
Poznań; 9. Styczeń 2019

dr hab. inż. Grzegorz Domek, prof. nadzw.
Uniwersytet Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy
Wydziału Matematyki, Fizyki i Techniki
ul. Ogińskiego 16, 85-092 Bydgoszcz

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K. Malujda I., Domek G.: *Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts, MATEC Web of Conferences,* 2018, Vol. 157, 01022, mój udział polegał na weryfikacji metodologicznej poprawności podejścia do rozwiązywanego problemu oraz weryfikacji merytorycznej treści zawartej w artykule.

Podpis



Modelling mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core

Krzysztof Talaśka[1,*], *Dominik* Wojtkowiak[1]

[1]Chair of Basics of Machine Design, Poznan University of Technology, Piotrowo 3, 60-965 Poznań, Poland

Abstract. Due to the wide range of application for belt conveyors, engineers look for many different combinations of mechanical properties of conveyor and transmission belts. It can be made by creating multilayer or fibre reinforced composite materials from base thermoplastic or thermosetting polymers. In order to gain high strength with proper elasticity and friction coefficient, the core of the composite conveyor belt is made of polyamide film core, which can be combined with various types of polymer fabrics, films or even rubbers. In this paper authors show the complex model of multilayer composite belt with the polyamide core, which can be used in simulation analyses. The following model was derived based on the experimental research, which consisted of tensile, compression and shearing tests. In order to achieve the most accurate model, proper simulations in ABAQUS were made and then the results were compared with empirical mechanical characteristics of a conveyor belt. The main goal of this research is to fully describe the perforation process of conveyor and transmission belts for vacuum belt conveyors. The following model will help to develop design briefs for machines used for mechanical perforation.

Keywords: multilayer polymer composites, polyamide core, conveyor belts, material modelling, Abaqus.

1 Introduction

Due to the increasing requirements for the properties of the conveyor and transmission belts, it is necessary to continuously improve them in terms of design, materials and manufacturing technology. Conveyor belts are required to have, above all, appropriate tensile strength, while maintaining adequate stiffness to ensure stability during transport and, at the same time, adequate flexibility that makes it possible to put the belt around small-diameter drive wheels. Flat belts usually have the structure of the multi-layer polymer composite (Fig. 1) and they consist of the core 1, protective gaskets 2 and two covers: bottom (return) 3 and top (load-carrying) 4 [1, 2]. Based on the analysis of flat belts available on the market three basic belt types can be distinguished [1-3]:

* Corresponding author: krzysztof.talaska@put.poznan.pl

Reviewers: *Grzegorz* Domek, *Bogdan* Posiadala

© The Authors, published by EDP Sciences. This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

- flexible, light belts whose core is made of polyurethane (sometimes reinforced with polyester fabric), polyvinyl chloride (PVC), fabric or rubber,
- rigid, strong belts whose core is the polyamide layer,
- strong, flexible belts whose polyurethane core is reinforced with aramid fabric (Kevlar) cord.

In most belts, due to beneficial frictional properties, return and load-carrying covers are made of nitrile butadiene rubber (NBR) whose surface structure can be both smooth and rough. In order to obtain a non-flammable layer with a very smooth texture, PVC is also used as material for covers. Protective gaskets are used primarily in rigid belts, and their role is to protect the core from damage and also to improve strength properties. Most often, the role of a gasket is played by a layer of properly woven polyamide fabric, which - in the process of merging belts - is melted into the structure of adjacent layers, ensuring integration of the belt structure [1-3].

In this work, the authors focused on modelling the mechanical properties of rigid, heavy-duty belts whose core is made of a polyamide layer, the role of the gasket is played by polyamide fabric, and the return and load-carrying covers are made of nitrile rubber (NBR). Nitta conveyor belts were used in this research (Fig. 1). For an extensive analysis of belt properties, six belt types were examined, three of which have a polyamide core of the same thickness (0.5 mm), but differ in stiffness, which is affected by the thickness of the covers along with the gaskets (L – light, M – medium, XH – extra hard), whereas the remaining belts have increased strength and stiffness (TFL series) with core thickness 0.7 mm, 1 mm and 1.5 mm. The objective of these tests is to model the presented type of material, which will make it possible in further stages of the work to develop the perforation model of this kind of conveyor belt and to determine the effective geometry of the perforating tool using FEM analysis in ABAQUS environment.

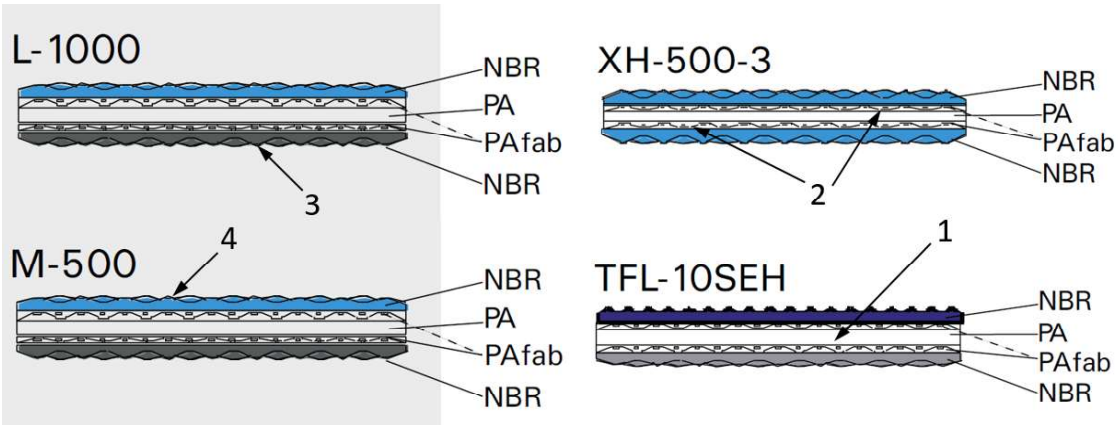


Fig. 1. Nitta PolyBelt® composite conveyor belts with the polyamide core: 1 – core, 2 – gasket, 3 – return cover, 4 – load-carrying cover, NBR – nitrile butadiene rubber, PA – polyamide, fab – fabric [3]

2 Methodology of the research

In order to determine the mechanical parameters necessary to develop the material model of composite materials with polyamide core for each of the six belts (L500, M500, XH500-4, TFL7S, TFL10S and TFL15S), quasi-static tensile testing in a longitudinal direction, compression testing and pure shear testing were performed. For all described testing, MTS Insight testing system with load capacity up to 50kN and properly adapted equipment was used. Based on the obtained results, it is possible to determine basic material constants (Young's modulus, shear modulus, Poisson's ratio, etc.), necessary to model the material in

Abaqus. In addition, the results make it possible to analyse the behaviour of the test materials, and the appropriate selection of specimens makes it possible to specify the influence of the thickness of the individual layers on the strength properties of the belt. This approach makes it possible to also apply the model to other belts with a similar structure, but with a different distribution of specific layers.

For tensile testing, a two-shouldered type B specimen compliant with ISO 527-4:1997 was used. The shape of the specimen ensures that it is not destroyed in grips or adjacent sections and it is recommended for testing fibre- or mat-reinforced plastic composites [4]. The specimen was mounted by its shoulders between the grip plates (Fig. 2a), and subsequently the bolt was strongly tightened. The surfaces of these plates are knurled to prevent the specimen from slipping during the test. Specimens were stretched at a speed of 50 mm/min, because belt producers use such test conditions in their product data sheets. For each belt type, 5 specimens were stretched and the average characteristics were determined from the obtained results.

Compression testing consisted in compressing the specimen in the form of a disc with a diameter of 10 mm using a cylindrical pin of the measuring head mounted in the grip of the MTS machine (Fig. 2b). The specimen was placed on a flat steel plate with high stiffness, which eliminated the effect of base plate deformation on the value of compressive stresses. Quasi-static compression testing was performed at a speed of 0.01 mm/sec to the value of the compression force 5000 N. Due to the very high repeatability of the results, it was limited to three attempts, which were used to determine the average characteristics of the force relative to displacement.

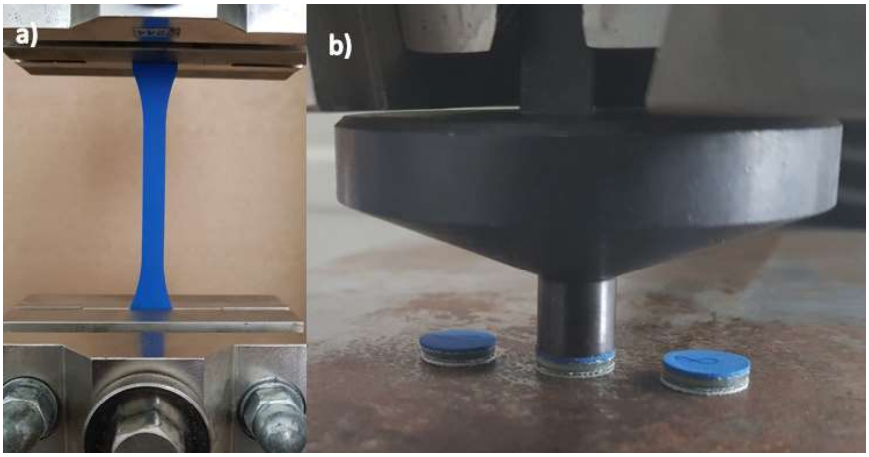


Fig. 2. How the specimen was mounted during testing: a) tensile, b) compression

For shear testing, the station for pure shear of belts presented in Figure 3 and designed by the authors was used. A rectangular specimen 1 with the dimensions 20 x 100 mm is sheared by two cutting edges of the moving blade 2 and stationary blade 3 that are made of fast-cutting 64 HRC steel. The moving blade is tightly fitted in the guide plate 4 whose linear motion is provided with two sets of zero backlash linear guides 5, consisting of a guide pole embedded in the base 6, a guide sleeve embedded in a guide plate and a ball bearing case. This type of guidance ensures the maintenance of appropriate, even very small clearance between the blades. Connecting the guide plate with the grip of the MTS machine 8 is done through the head plate 7 fitted with the bolts to the guide plate. The stationary blade is bolted to the movable support 9, which provides the ability to adjust the distance between the cutting edges in the range 0÷1 mm thanks to the groove guide system in the base. The second support is the fixed support 10 and both supports are bolted to the base. During the test, the belt specimen is placed on two supports and pressed to them using pressing plates (11) and bolts to ensure proper belt tension while shearing. Because of the

quasi-static nature of the test, the speed of traverse for the testing machine is 0.5 mm/s. In the course of the test, the characteristics of the cutting force in the function of displacement are recorded until the specimen is cut through. In addition, the clearance value is measured using a feeler gauge. The tests presented in the were performed for the clearance value 0.05 mm. For each belt type, 5 attempts were made, from which the average characteristics were determined.

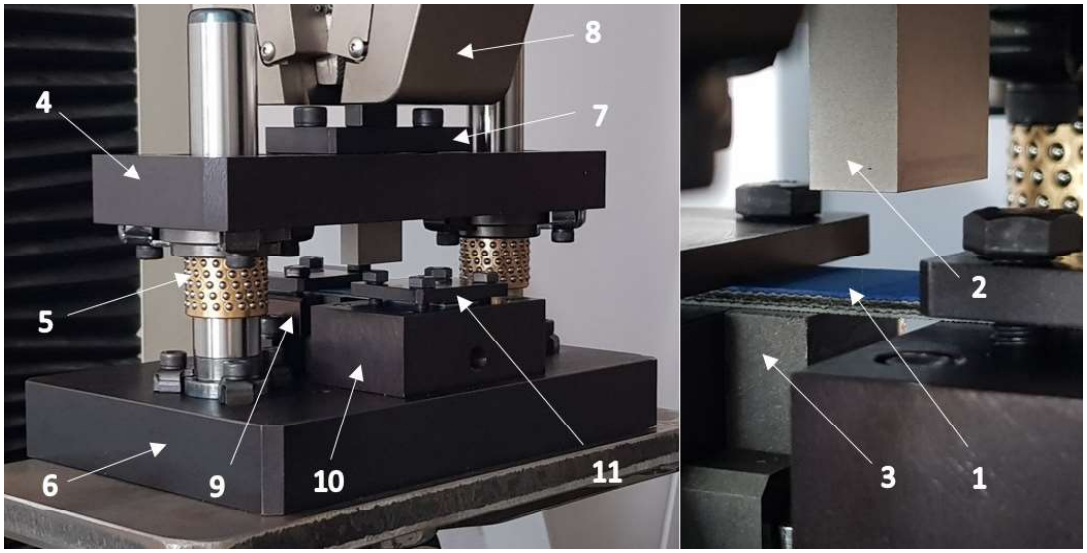


Fig. 3. The station for pure shear of belts and tapes: 1 – specimen, 2 – movable blade, 3 – stationary blade, 4 – guide plate, 5 – linear guides, 6 – base, 7 – head plate, 8 – MTS machine grip, 9 – movable support, 10 – fixed support, 11 – pressing plate

3 Results of the empirical research

In order to compare the properties of individual belt types with each other, it is necessary to know the percentage share of a given material in the composite structure. For this purpose, thickness of individual layers was measured using a microscope (Fig. 4) and share ratios δ were determined for each layer in line with the equations 1÷3. The measurement results are shown in Table 1.

$$t = t_{PA} + 2t_{PA-fab} + 2t_{NBR} \tag{1}$$

$$\delta_i = \frac{t_i}{t} \tag{2}$$

$$1 = \delta_{PA} + 2\delta_{PA-fab} + 2\delta_{NBR} \tag{3}$$

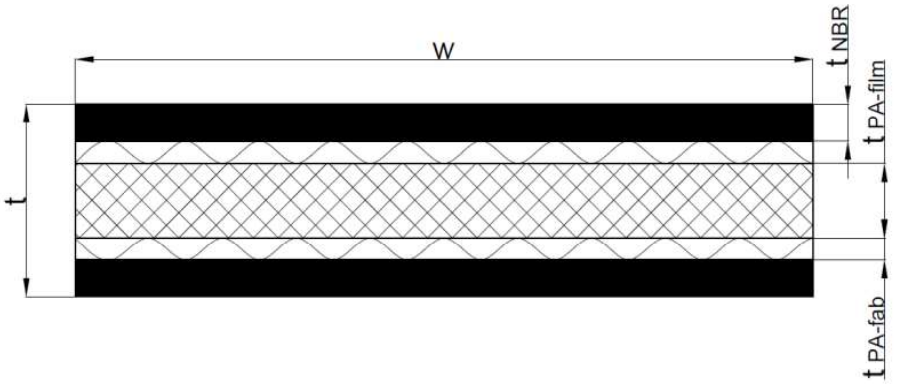


Fig. 4. Cross section of the belt with a polyamide core, together with characteristics measurements - schematic

Table 1. Geometrical parameters of the studied conveyor belts

Belt title	t [mm]	$t_{PA\text{-}film}$ [mm]	$t_{PA\text{-}fab}$ [mm]	t_{NBR} [mm]	δ_{PA} [-]	$\delta_{PA\text{-}fab}$ [-]	δ_{NBR} [-]
L500	1.55	0.5	0.3	0.225	0.3225	0.1935	0.145
M500	2.5	0.5	0.4	0.6	0.2	0.16	0.24
XH500-4	4	0.5	0.4	1.35	0.125	0.1	0.3375
TFL7S	2.4	0.7	0.4	0.45	0.292	0.167	0.1875
TFL10S	2.6	1	0.4	0.4	0.385	0.154	0.154
TFL15S	3.1	1.5	0.4	0.4	0.484	0.129	0.129

Figure 5 shows the comparison of the average characteristics of tensile force relative to displacement. A correlation can be observed that the belts whose polyamide core has the same thickness (L500, M500 and XH500-4) have very similar characteristics, whereas a further increase in core thickness causes an increase in the characteristics slope (Young's modulus) and the maximum tensile force, but the breaking point occurs much faster here than for the belts from outside the TFL series. Therefore, it can be seen that increasing core thickness has a beneficial effect on the strength of the belt while significantly increasing its stiffness.

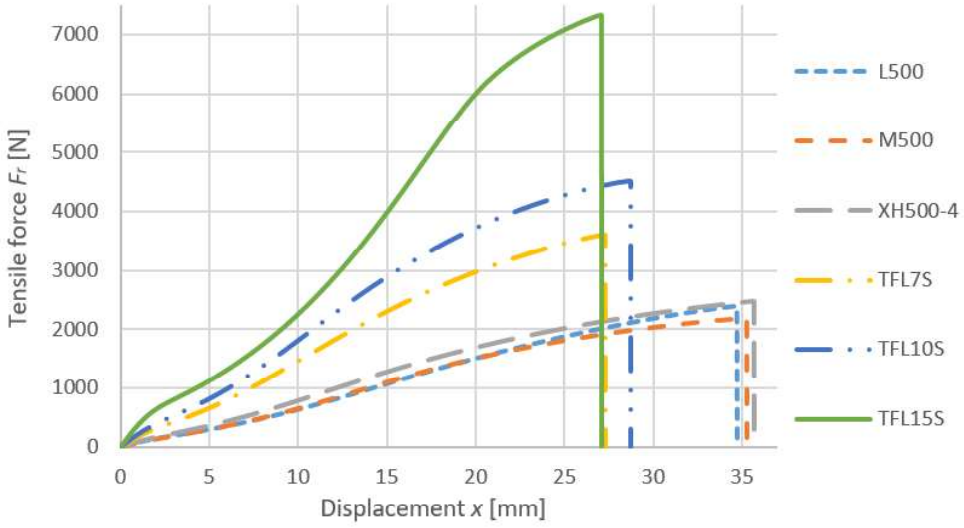


Fig. 5. Correlation of the tensile force relative to displacement $F_r(x)$ for 6 tested belt types

Figure 6 shows the comparison of the average characteristics of compression force relative to displacement. Here, the key role is played by the thickness of the nitrile rubber covers. Young's modulus for the TFL series belts and the L500 belt is very similar due to

a similar share ratio of the rubber layer. The other two belts are characterized by lower Young's modulus, proportionate to their share ratio of the rubber layer.

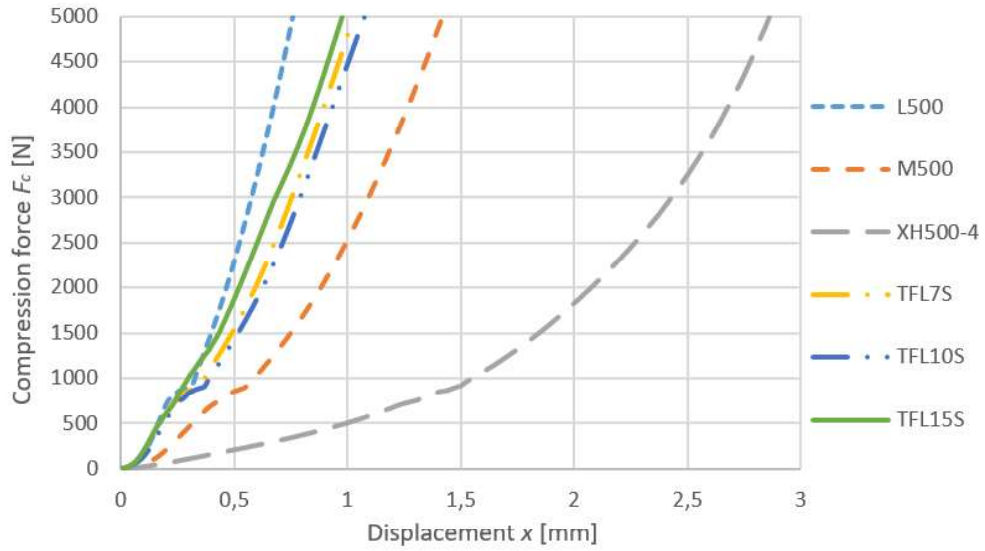


Fig. 6. Correlation of the compression force relative to displacement $F_c(x)$ for 6 tested belt types

Figure 7 shows the comparison of the average characteristics of shear force relative to displacement. Here, one can also see the effect of the correlations described for tensile and compression testing, that is the smaller the share of rubber in the belt structure, the faster the force increases, whereas the increase in polyamide code thickness leads to the increase of the shear force.

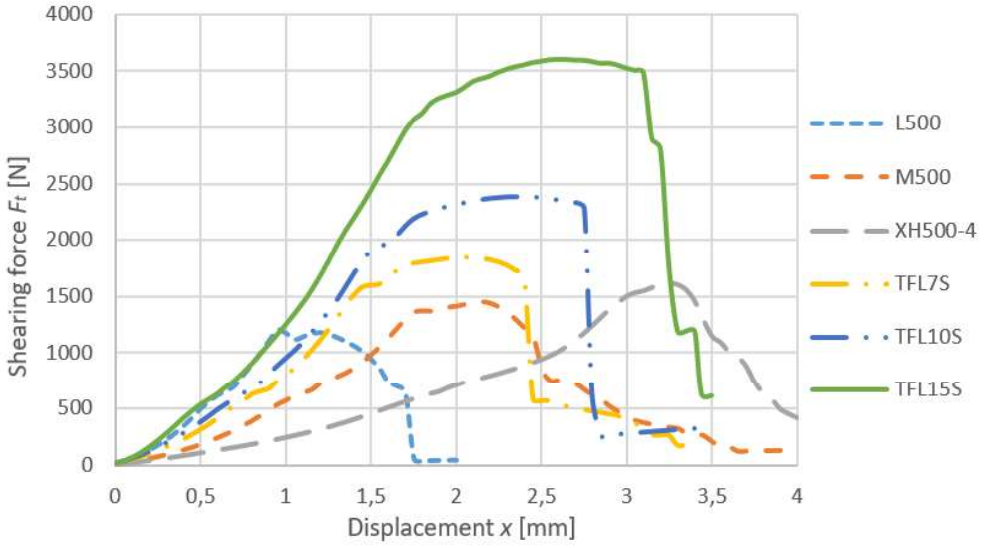


Fig. 7. Correlation of the shear force relative to displacement $F_t(x)$ for 6 tested belt types

4 Modelling mechanical properties of the multilayer material with polyamide core

In order to determine the elastic mechanical parameters of the belt, it is necessary to chart the stress characteristics in the function of deformation. In the case of the tensile test, deformation is obtained by dividing the displacement of the traverse of the testing machine

by the length of the measuring section equal to 108 mm. Tensile stresses are determined from the quotient of the tensile force and the cross section of the belt, which is a rectangle with a length of 10 mm and a width equal to the thickness of the belt t. A sample chart for the tensile test for the TFL10S belt, along with the methodology for determining Young's modulus, is presented in Figure 8. Young's modulus for the compression test was determined in a similar manner (Fig. 9), with the difference being that deformation here is the ratio of displacement to the total thickness of the belt, whereas for determining stresses the circular section with a diameter of 10 mm is used. In both cases, the base model of reinforced elastic-plastic material was used, in which after achieving certain displacement there is hardening of the material – Young's modulus increases [5].

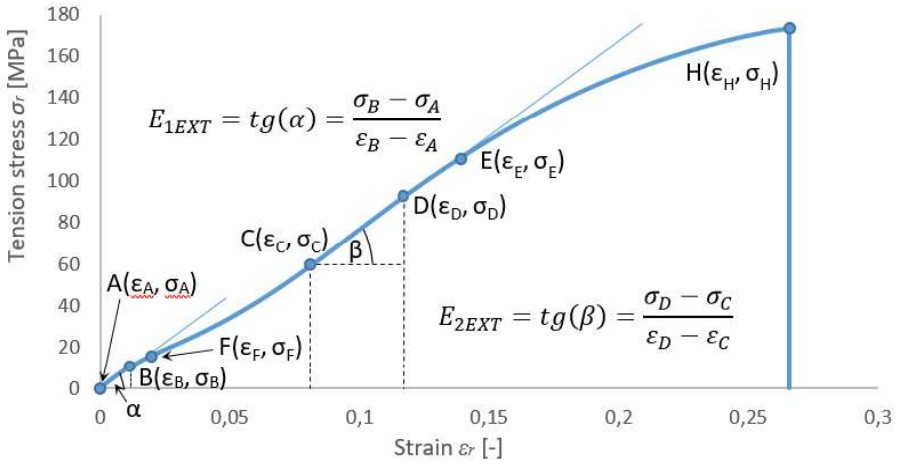


Fig. 8. Correlation $\sigma_r(\varepsilon_r)$ for the TFL10S belt, along with the methodology for determining the mechanical parameters

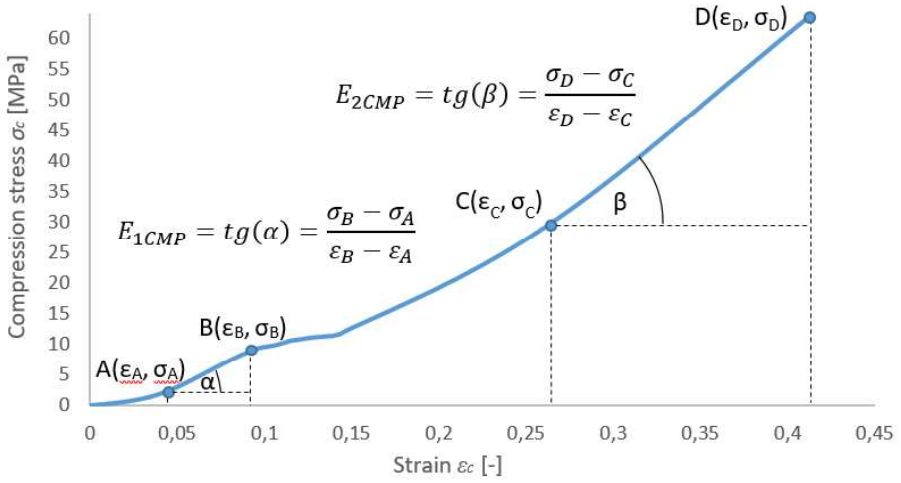


Fig. 9. Correlation $\sigma_c(\varepsilon_c)$ for the TFL10S belt, along with the methodology for determining the mechanical parameters

In the case of shear tests, it is necessary to determine the pure shear deformation angle using the correlation 4. After charting the characteristics (γ) (fig. 10), shear modulus is determined in an analogous way to Young's modulus in the case of tensile and compression testing. Knowing both moduli, it is possible to determine Poisson's ratio using the correlation 5. It should be noted, however, that this way of modelling materials is subject to significant measuring error, and is used to estimate the parameters of the belt that will be used to perform FEM analysis. The values obtained for the tested belts are presented in Table 2.

$$\gamma = arctg\left(\frac{x}{t}\right) \tag{4}$$

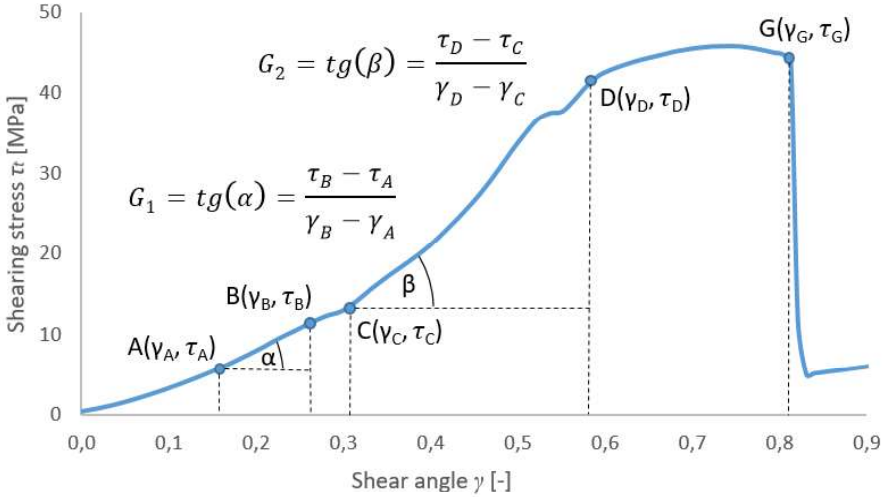


Fig. 10. Correlation $\tau_i(\gamma)$ for the TFL10S belt, along with the methodology for determining the mechanical parameters

$$\nu = \frac{E}{2G} - 1 \tag{5}$$

Table 2. Elastic mechanical parameters of the tested conveyor belts

Belt title	E_{1EXT} [MPa]	E_{2EXT} [MPa]	E_{1CMP} [MPa]	E_{2CMP} [MPa]	G_1 [MPa]	G_2 [MPa]	ν_1 [-]	ν_2 [-]
L500	537.1	618.7	116.8	223.9	41.3	92.8	0.41	0.21
M500	320.9	390.6	82	201.2	29.2	77.2	0.4	0.3
XH500-4	245.9	263.4	44.1	151.8	15.4	56.2	0.43	0.35
TFL7S	768.2	765.3	141.3	222.3	50.7	90.5	0.39	0.23
TFL10S	878.8	921.6	144.9	233.9	53.6	97.7	0.35	0.2
TFL15S	1252.6	1365.8	177.8	289	61.8	110.4	0.44	0.31

To model the plastic flow of material and damage mechanics, the Johnson-Cook (J-C) models shown in the formulas 6 and 7 [6, 7] were used. To use this model for FEM analysis, parameters *A, B, C, n, m* oraz $d_1 \div d_5$ should be determined. Because the tests were performed at room temperature and the nature of the specimen load is quasi-static, the coefficients *C* and d_5 related to speed of deformation and *m* and d_5 related to material temperature are 0. Models are therefore simplified to the form presented in the formula 8.

$$\bar{\sigma} = \left[A + B\left(\bar{\varepsilon}^{pl}\right)^n\right] \cdot \left[1 + C\ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_{0}}\right)\right]\left[1 - \hat{\theta}^m\right] \tag{6}$$

$$\bar{\varepsilon}_f^{pl} = \left[d_1 + d_2 \cdot \exp(d_3 \frac{p}{q})\right] \cdot \left[1 + d_4 \cdot \ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_{0}}\right) + d_5\hat{\theta}\right] \tag{7}$$

$$\bar{\sigma} = A + B\left(\bar{\varepsilon}^{pl}\right)^n, \quad \bar{\varepsilon}_f^{pl} = d_1 + d_2 \cdot \exp(d_3 \frac{p}{q}) \tag{8}$$

In order to determine the remaining Johnson-Cook parameters, 3 characteristic points on the chart of the tensile test should be designated – ultimate tensile strength (E), yield point (F) and specimen break point (H) and the point G on the chart of the shear test, where material damage takes place [7]. Subsequently, the value of engineering stresses and deformations should be converted to the actual values that take into account the change in the specimen section in the plastic range, in line with the formula 9 [8]. In the presented tests, the point F was assumed to be the point for which the difference between the actual value and the value approximated with the equation of the line CD was 1MPa. To determine the J-C parameters, the formula 10 was used, with the parameter n determined for each point after the point E and then averaged. To determine the parameters of the damage model, it is necessary to know the dimensionless pressure-deviatoric stress ratio, which - for shear - is 0, for compression -1/3, and for tensile 1/3 [9]. On this basis, the parameters of the plastic damage model were determined using the correlation 11. The determined parameters for the tested belts are presented in Table 3.

$$\varepsilon_{tr} = \ln\left(1+\varepsilon_{eng}\right), \quad \sigma_{tr} = \sigma_{eng}\left(1+\varepsilon_{tr}\right) \tag{9}$$

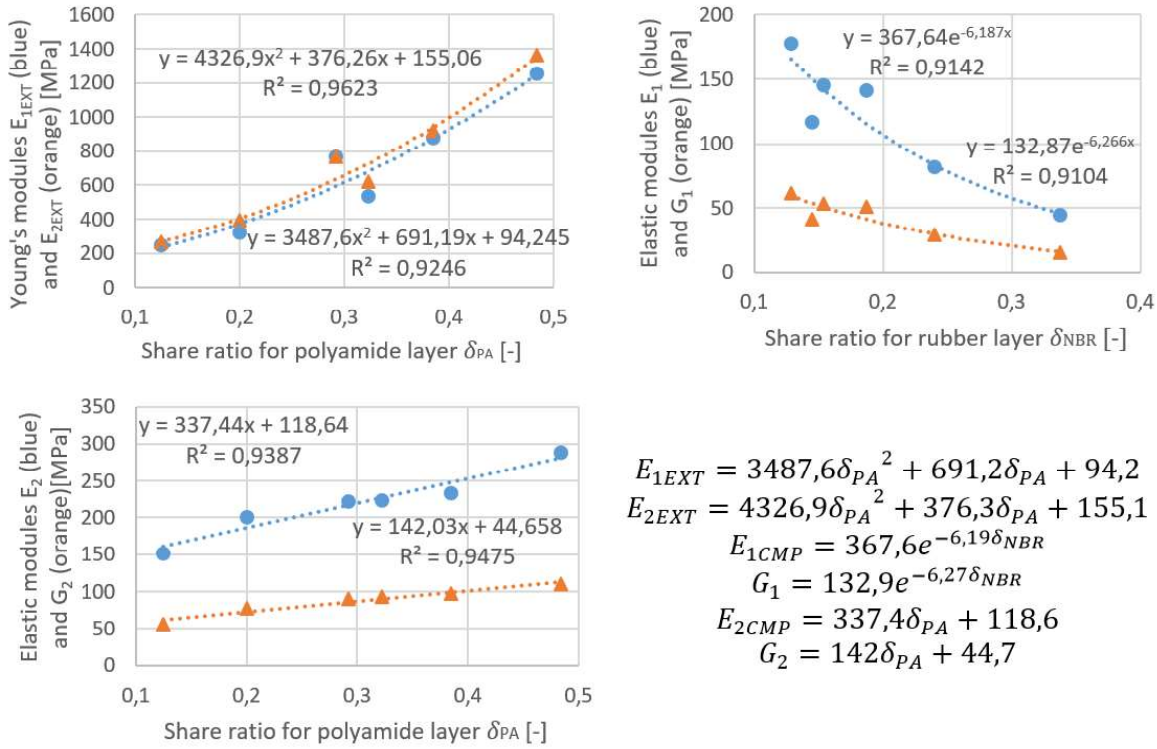
$$A = \sigma_F \quad n_i = \frac{\ln\left[\left(\sigma_E - A\right)/\left(\sigma_i - A\right)\right]}{\ln(\varepsilon_E/\varepsilon_i)} \quad B = \frac{\sigma_E - A}{\left(\varepsilon_E\right)^n} \tag{10}$$

$$d_1 = \varepsilon_E \quad d_2 = \gamma_G - d_1 \quad d_3 = 3\ln\left(\frac{\varepsilon_H - \varepsilon_F - d_1}{d_2}\right) \tag{11}$$

Table 3. Parameters of the Johnson-Cook models for the tested belts

Belt title	*A* [MPa]	*B* [MPa]	*n* [-]	d_1 [-]	d_2 [-]	d_3 [-]
L500	8.4	1213.2	1.37	0.117	0.541	3.91
M500	4.8	518	1.16	0.160	0.55	4.9
XH500-4	3.8	347.7	1.14	0.107	0.575	3.78
TFL7S	11.9	1066.4	1.18	0.133	0.652	6.41
TFL10S	13.6	1200.1	1.17	0.127	0.686	5.98
TFL15S	18.9	2941	1.51	0.15	0.635	7.15

On the basis of the obtained results, the model for the approximation of the elastic properties of the belts based on the thickness of their individual layers was determined, shown in Fig. 11. It was observed that in the case of tensile testing Young's modulus depends significantly on the thickness of the polyamide core – quadratic function. Modules E_1 and G_1 of the elastic range of the belt depend exponentially on the thickness of the rubber, and modules E_2 and G_2 after hardening of the material increase linearly with the increase of the polyamide layer thickness. The following model does not include the effect of the thickness of the gaskets, because the selected belts contain polyamide fabric with identical thickness (except L500) and similar ratios $\delta_{\text{PA-fab}}$. It is possible to approximate the plastic properties of the belt in a similar way or - due to insignificant differences - select the parameters of a comparable belt from Table 3.



$$E_{1EXT} = 3487{,}6\delta_{PA}{}^2 + 691{,}2\delta_{PA} + 94{,}2$$
$$E_{2EXT} = 4326{,}9\delta_{PA}{}^2 + 376{,}3\delta_{PA} + 155{,}1$$
$$E_{1CMP} = 367{,}6e^{-6{,}19\delta_{NBR}}$$
$$G_1 = 132{,}9e^{-6{,}27\delta_{NBR}}$$
$$E_{2CMP} = 337{,}4\delta_{PA} + 118{,}6$$
$$G_2 = 142\delta_{PA} + 44{,}7$$

Fig. 11. Model for the approximation of the elastic mechanical properties of composite belts with polyamide core

5 FEM analyses

In order to verify the accuracy of the derived model of the mechanical belt with a polyamide core, FEM analyses were performed, aimed at recreating the tensile and compression tests using the obtained parameters for the TFL10S belt. Both analyses were performed with the Abaqus/Explicit module. The change of Young's modulus was obtained using the VUSDFLD subroutine, which caused the hardening of the material beyond a given stress value. Because of the quasi-static nature of the study, in order to reduce calculation time, the Mass Scaling feature was used during the simulation. It is justified in the case of a negligibly small impact of inertia forces on the results of the calculated values [6].

In the model of the tensile test, a two-shouldered specimen was divided into two gripping sections and a measuring section using the partition. The lower gripping section was stripped of all degrees of freedom with the boundary condition (BC) ENCASTRE. A reference point was created on the top gripping section and attached to all its surfaces, and kinematic excitation with speed 50 mm/min in the direction of the specimen axis was obtained using BC Velocity applied to this point. The results of the analysis are shown in Figure 12.

In the case of the shear test model, all the elements except the belt were modelled as rigid by attaching Rigid Body to reference points located on each of them. The support, pressing plates and the stationary blade were stripped of all degrees of freedom, whereas kinematic excitation of the moving blade at the speed of 0.5 mm/s was achieved through BC Velocity applied to the reference point to which it is rigidly attached. From this point, the reaction force present in the cutting process was also recorded. Because of the complexity of the model, the local control of the grid was used in order to thicken it in the

shear plane, which made it possible to obtain more accurate results with a minimal extension of the calculatation time. Sample results of the analysis are shown in Figure 13.

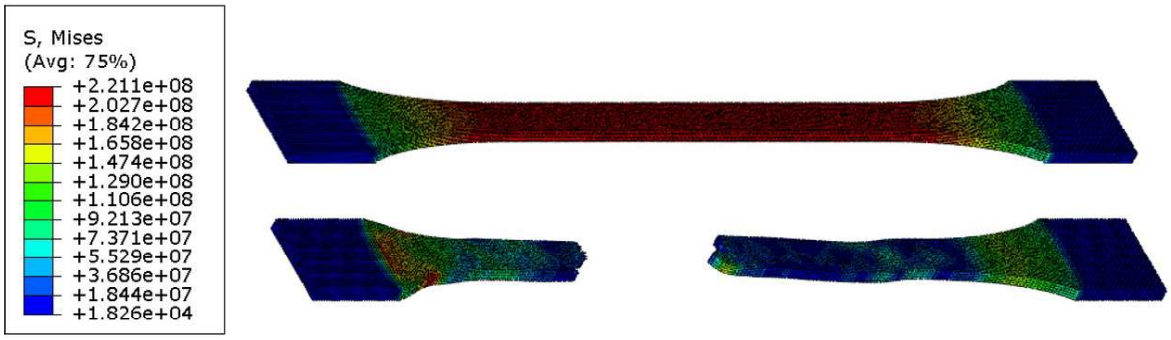


Fig. 12. Results of the FEM analysis of the tensile test for the belt TFL10S

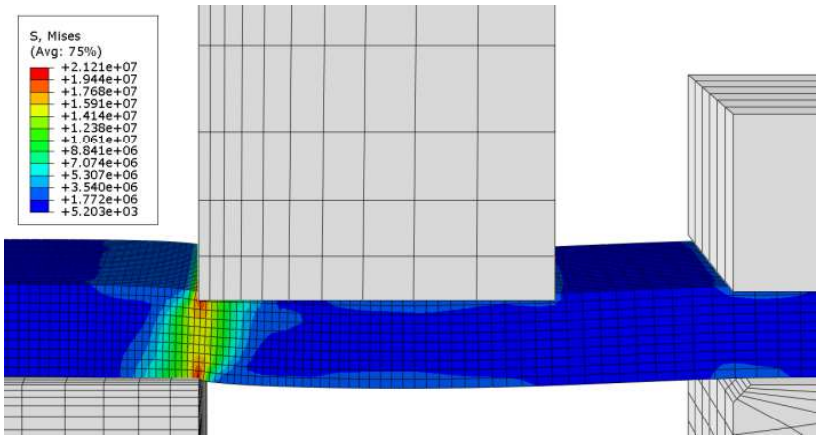


Fig. 13. Results of the FEM analysis of the shear test for the belt TFL10S

For comparison of the results of FEM analyses and experimental research, the characteristics presented in Figures 14 and 15 were charted. It can be observed that the difference between the values of the most important parameters, that is the values where damage occurs, does not exceed 15%. However, there are visible differences in the course of the characteristics, which may introduce errors when modelling the perforation process.

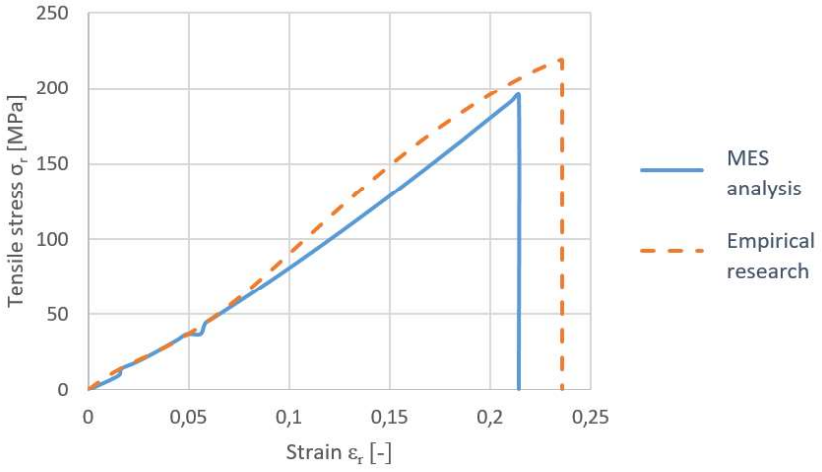


Fig. 14. Comparison of the results of empirical research and FEM analysis for the tensile test

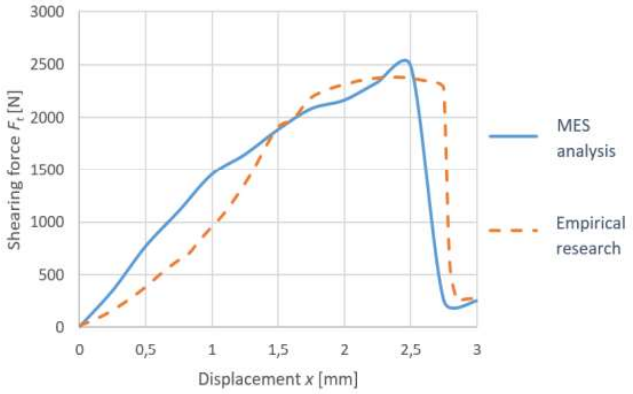


Fig. 15. Comparison of the results of empirical research and FEM analysis for the tensile test

Conclusions

Based on the results of research and FEM analysis presented in this work, it can be said that the developed model makes it possible to approximate the mechanical parameters of belts with polyamide core with 15% accuracy. Thanks to this, the model becomes useful for comparative analyses of different geometries of perforating tools, which - together with relevant empirical verification studies - will make it possible to develop effective blade geometry. This model, however, is insufficient to fully model the complex process of perforation because it does not take into account many factors, such as temperature or deformation speed. In further research, it is planned to extend the research to refine the model.

References

1. M. Hardygóra, *Taśmy przenośnikowe*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Chapter **1** and **2**, Warszawa (1999)
2. L. Gładyszewicz, *Przenośniki Taśmowe – teoria i obliczenia*. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej (2003)
3. Wilhelm Herm. Müller, *Nitta Industries* – polish catalog. www.whm.pl (Access date: 06.07.2017)
4. S. Ochelski, *Metody doświadczalne mechaniki kompozytów konstrukcyjnych*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa (2004)
5. C. Yu, R. Yang et al., *Relationships between the work recovery ratio of indentation and plastic parameters for instrumented spherical indentation.* MRS Comunications **5** (1), 89-94 (2015)
6. Abaqus User's Manual, Version 6.13-2, Dassault Systémes Simulia Corp., Providence, Rhode Island, USA (2013)
7. Y. Zhang, J.C.Outerio, T. Mabrouki, *On the Selection of Johnson-cook Constitutive Model Parameters for Ti-6Al-4 V Using Three Types of Numerical Models of Orthogonal Cutting.* Procedia CIRP **3**, 112-117 (2015).
8. I. Faridmehr, M.H.Osman et al., *Correlation between Engineering Stress-Strain and True Stress-Strain Curve*. American Journal of Civil Engineering and Architecture **2** (1), 53-59 (2014)
9. S. Kut, *A simple method to determine ductile fracture strain in a tensile test of plane specimen's*. Metallurgy **49** (4), 295-299 (2010)

Errata do artykułu

Talaśka K., **Wojtkowiak D.**: *Modelling a mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core*, MATEC Web of Conferences 157: 02052 (2018)

W opublikowanym artykule równania 6-8 na stronie 8 są niewidoczne na skutek błędu redakcyjnego. W związku z powyższym poniżej zamieszczono pełne równania 6-8.

$$\bar{\sigma} = \left[A + B\left(\bar{\varepsilon}^{pl}\right)^{n}\right] \cdot \left[1 + C \ln\left(\frac{\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}}{\dot{\varepsilon}_0}\right)\right] \cdot \left[1 - \hat{\theta}^{m}\right] \tag{6}$$

$$\bar{\varepsilon}_f^{pl} = \left[d_1 + d_2 \cdot \exp(d_3 \frac{p}{q})\right] \cdot \left[1 + d_4 \cdot \ln\left(\frac{\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}}{\dot{\varepsilon}_0}\right)\right] \cdot \left(1 + d_5 \hat{\theta}\right) \tag{7}$$

$$\bar{\sigma} = A + B\left(\bar{\varepsilon}^{pl}\right)^{n}, \qquad \bar{\varepsilon}_f^{pl} = d_1 + d_2 \cdot \exp(d_3 \frac{p}{q}) \tag{8}$$

Poznań, 11.02.2019

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu: K. Talaśka, D. Wojtkowiak: Modelling mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core, MATEC Web of Conferences 157, 02052, https://doi.org/10.1051/matecconf/201815702052, opublikowanego w 2018 roku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	Wkład procentowy	Podpis
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	50%	
dr inż. Krzysztof Talaśka	50%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

Poznań; 9. Styczeń 2019

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Modelling mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core, MATEC Web of Conferences,* 2018, Vol. 157, 02052, mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonych badań, wykonaniu przeglądu literaturowego, opracowaniu metodyki badawczej, zaprojektowaniu stanowiska badawczego, wykonaniu badań eksperymentalnych, opracowaniu metodyki wyznaczania parametrów materiałowych i modelu Johnsona-Cooka, wyznaczenie charakterystyk do estymacji parametrów mechanicznych pasa, wykonaniu analiz MES odwzorowujących rzeczywiste badania, zredagowaniu i formatowaniu artykułu.

Podpis



Poznań; 9. Styczeń 2019

dr inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Modelling mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core, MATEC Web of Conferences,* 2018, Vol. 157, 02052, mój udział polegał na konsultacji zakresu oraz zawartości treści, jak i na jej weryfikacji merytorycznej, weryfikacji metodologicznej poprawności podejścia do rozwiązywanego problemu, udzielaniu merytorycznych rad w zakresie modelowania MES, wyznaczania parametrów stosowanych modeli materiałów, interpretacji wyników analiz numerycznych oraz weryfikacji ostatecznej postaci redakcyjnej artykułu, zarówno przed jak i po procedurze recenzyjnej.

Podpis

Krzysztof Tal

The International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2018) 98:2539–2561
https://doi.org/10.1007/s00170-018-2381-3

ORIGINAL ARTICLE

Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch

Dominik Wojtkowiak[1] · Krzysztof Talaśka[1] · Ireneusz Malujda[1] · Grzegorz Domek[2]

Received: 16 February 2018 / Accepted: 27 June 2018 / Published online: 13 July 2018
© The Author(s) 2018

Abstract

Due to the improvement of the mechanical properties of polymer composite belts used in vacuum belt conveyors, its perforation process causes a lot of technical issues for manufacturers worldwide. The objective of this paper is to analyze the belt punching process with two cutting edges and present the influence of the piercing punch shape on the perforation force. Based on the analysis, the analytical stress model was derived and validated by using both empirical and FEM tests. The application of the proposed model was proved by presenting the methodology used to estimate the perforation force for the flat piercing punch based on the mechanical properties of the belt obtained from simple strength tests (uniaxial tension, compression, and shear), with an error between 4 and 15%. In this report, the analysis of the piercing punch profiles was made and eight different piercing punch profiles were tested. Presented results confirmed that the spherical bowl punch may be considered as a most effective tool for belt punching, because it reduced the perforation force by 60% and the precision of the created holes was the best among the tested punch profiles for all three groups of polymer composite belts. By combining the obtained results, in the form of shape factors β, with the perforation force approximation model, it is possible to calculate peak force value for the specified tool profile and belt type and use this data in the design process of the punching dies.

Keywords Spherical bowl piercing punch · Punching · Belt perforation · Vacuum conveyor belts · FEM analysis · Polymer composites

Nomenclature

β	Shape factor	–
ϵ_{dm}	Strain at damage	–
ϵ_{pl}	Strain at plastic deformation	–
ν	Poisson's ratio	–
ϕ	Deflection angle of the belt	rad
ρ	Density	kg/m^3
σ_θ	Circumrefential bending stress	MPa
σ_b	Bending stress	MPa
σ_c	Compression stress	MPa
σ_{eqv}	Equivalent stress	MPa
σ_r	Radial bending stress	MPa
τ_s	Shearing stress	MPa
ξ	Compression area factor	–
ξ	Critical compression area factor	–
ξ_{est}	Estimated compression area factor	–
A	Punch-belt contact area	mm^2
a	Compression distance of the scrap	mm
A'	Scrap compression area	mm^2
b	Damping constant	$N \cdot s/mm$
D	Rigidity of the material	$N \cdot mm$
$d_1 - d_5$	J-C model parameters	–
E	Young's modulus	MPa
F	Perforation force	N
F_{Amax}	Analytical peak perforation force	N
F_{Emax}	Empirical peak perforation force	N
F_{PDi}	Estimated peak perforation force	N
F_{pl}	Perforation force at plastic deformation	N
F_{Rmax}	Rheological peak perforation force	N
g	Thickness of the belt	mm
g_{PA}	Thickness of a polyamide core	mm
k	Elastic constant	N/mm
m_θ	Circumferential bending torque	$N \cdot mm$

✉ Dominik Wojtkowiak
dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl

[1] Faculty of Machines and Transport, Basics of Machine Design, Poznan University of Technology, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, Poland

[2] Faculty of Mathematics, Physics, Technical Sciences, Kazimierz Wielki University in Bydgoszcz, 85-092 Bydgoszcz, Poland

m_r	Radial bending torque	$N \cdot mm$
μ	Friction coefficient	–
p	Pressure applied by moving punch	MPa
R	Radius of the piercing punch	mm
r	Radius of the lost contact area	mm
R_e	Yield point	MPa
R_m	Ultimate tensile strength	MPa
T	Shearing force	N
v_0	Velocity of the punch	mm/s
w	Deflection of the belt	mm
x	Displacement of the piercing punch	mm
x_{dm}	Displacement at damage	mm
x_{pl}	Displacement at plastic deformation	mm

1 Introduction

Vacuum conveyor belts (Fig. 1) are commonly used to transport lightweight products, such as paper, foil, or cardboard as well as for transporting sheets [1]. Depending on the construction of the conveyor, either flat or toothed belts can fulfill the function of the conveyor belt. One of the most important stage of the manufacturing process for such belts is the perforation. Its goal is to make cylindrical holes, through which the air is sucked out to generate the vacuum between transported goods and the belt surface. Choosing a proper perforation method and its parameters is crucial for achieving the necessary properties of the product by ensuring good quality of the holes [2]. Perforation can be made by using either mechanical (punching and drilling) or non-mechanical methods including laser cutting and abrasive waterjet (AWJ). Although a non-mechanical method has an advantage that no contact forces between tool and material are present, which means no mechanical deformation of the belt and lack of friction wear of the tool, they are much more expensive than the mechanical ones. In addition, laser cutting is connected with high-temperatures, which may damage (melt) the structure and change its properties or cause thermal deformation, while AWJ is rather slow and the moist may cause delamination of the belt. Drilling also generates a lot of heat associated with friction and may cause delamination or pull the fibers out. Based on the theoretical analysis shown in [3], punching is the most suitable method for vacuum conveyor belts.

Due to the increasing requirements for the properties of the transmission and conveyor belts, composite structures were introduced into the belt structures and improved their strength and functional abilities. Basically we can distinguish three group of polymer composite belts [3]:

– elastic light belts with the core made of polyurethane, sometimes reinforced with polyester fabric, polyvinyl chloride (PVC), fabric, or rubber,

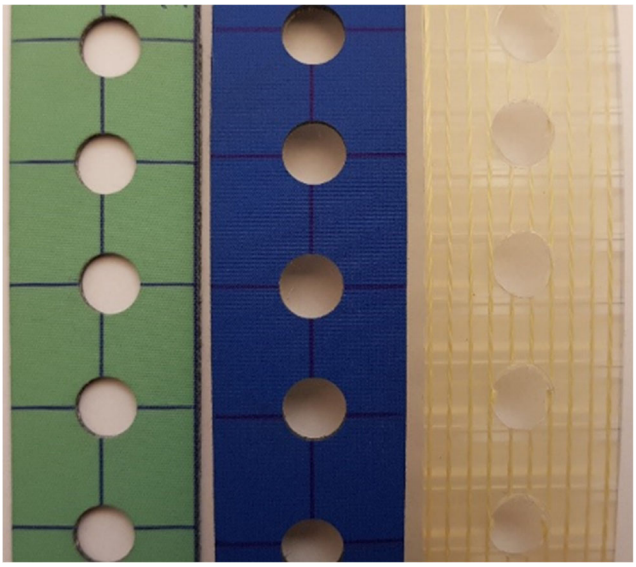


Fig. 1 Vacuum conveyor belts representing all three groups of polymer composite belts

– rigid belts with increased strength, the core of which is a layer of polyamide,
– durable, flexible polyurethane belts which are reinforced with aramid fiber (kevlar) cord.

Flat belts usually have the structure of a multilayer polymer composite (Fig. 2) and consist of core 1, protective gaskets 2, and two covers: load-carrying 3 and return 4. Otherwise, most common structures of toothed belts are fiber reinforced composites (Fig. 3), which consist of tension member 1 made of aramid, glass, carbon, or steel cord, which is placed between polyurethane or rubber teeth 2 and belt backing. In order to improve friction properties and reduce noise of operation, both sides of the timing belt can be coated with specially treated fabric. The application of composite structures in belt manufacturing greatly improved belt properties, which led to broadening the range of application for belt conveyors and transmissions. However, it also caused a lot of technical issues for manufacturers around the world by obstructing the machining process for this type of structures, among which the vacuum belt perforation occurs. That causes a lot of limitation in the production process like: perforating only the belts with a small profile and thin reinforced fibers, choosing the parts of the belt without the tension member present or limiting the hole diameter up to 6 mm [4]. It is hard to find one proper tool for all groups of polymer composite belts. In the case of elastic light belts, the main problem are uncut fibers, which indicates that sharpened cutting edges and lowest possible clearance value is recommended [2]. The same problem occurs when we perforate the belts reinforced with aramid cord. In that case using sharpened tools drastically lowers its durability, so

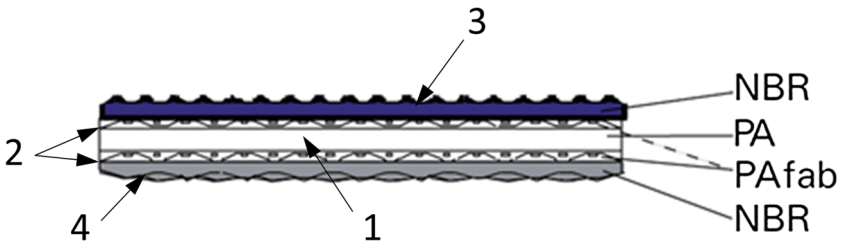


Fig. 2 Multilayer composite flat belt construction based on Nitta PolyBelt TFL10S : 1—polyamide (PA) core, 2—polyamide fabric (PA fab) gasket, 3—nitrile butadiene rubber (NBR) load-carrying cover, 4—nitrile butadiene rubber (NBR) return cover

all tools must be made of hard and durable materials. The most problems are noticeable for rigid belts with increased strength, which causes a necessity of using very high force. Besides, multiple defects can be observed in the products like ovality and conicity of the holes, uneven side surfaces and deformed contours of the holes [2]. For that reason the authors focus on that group of belts in their research.

Based on that the authors decided to improve the belt punching method by developing a series of research including analytical and numerical modelling of the perforation process as well as empirical tests made on the designed piercing die. The obtained results will be used in the design process of the automatic machine for precise mechanical belt perforation.

In this paper, the authors focused on modelling the punching process with regards to the influence of the punch profile on the force needed to perform belt perforation. In Section 2, the authors discussed the basics of the belt punching process and analyzed known punch shapes. In Section 3, complex analysis of punching mechanics was made and analytical stress model for belt perforation was introduced. Section 4 presents the methodology and the punching die construction used in empirical tests. Based on the proposed model, the analysis of estimate peak value of perforation force in the belt punching for the flat piercing punch was made and shown in Section 5. Section 6 contains the validation of the model using FEM tests. In Section 7 the authors presented results of belt perforation with the designed punching die and selected punch profiles, which were used to calculate shape factors. Described methodology of estimating the perforation force taking into consideration the shape of the piercing punch, which consists of analytical, empirical, and numerical analyses, was later validated using types of belts different than the ones used for modelling. Following results were presented in Section 8. The last section contains a brief summary, conclusions, and future research plans.

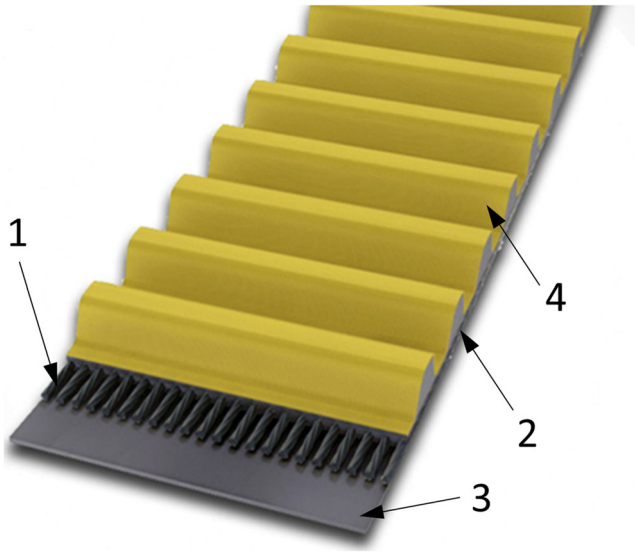


Fig. 3 Fiber reinforced composite timing belt construction based on CONTI SYNCHROCHAIN: 1—tension member made of aramid, 2—polyurethane (PU) teeth, 3—polyurethane belt backing, 4—fabric coating

2 Perforation of vacuum conveyor belts with punching

In punching, holes are made by mechanical cutting, which is a result of high stress on the shear surfaces necessary to overcome the cohesion of the material. The cutting work is performed by a rigid tool which, by moving, generates the pressure on the shaped material. The punching process can be carried out with either one or two cutting edges, constituting a closed contour. In the first case, the cutting tool is a sharpened hollow punch, which cooperates with the reducer plate. More often punching is made with two cutting edges, where a cylindrical punch cooperates with the punching die [3, 5, 6]. The basic types of tools used for mechanical belt punching are shown in Fig. 4. The mechanics of punching with two cutting edges enables a lot of possibilities to impact on the force characteristic by modifying the punch or die geometry. This is the main reason why the authors concentrated on this method of punching in the following research.

Having analyzed the available literature, it is clearly visible that metal sheet punching has been widely researched [7–18] and there is a lot of information about the influence of the geometrical features of the piercing punch and die [7, 12, 18] as well as process parameters [15, 16] on perforation force and quality of the holes. However, it is very hard to find research papers about punching the polymer composite

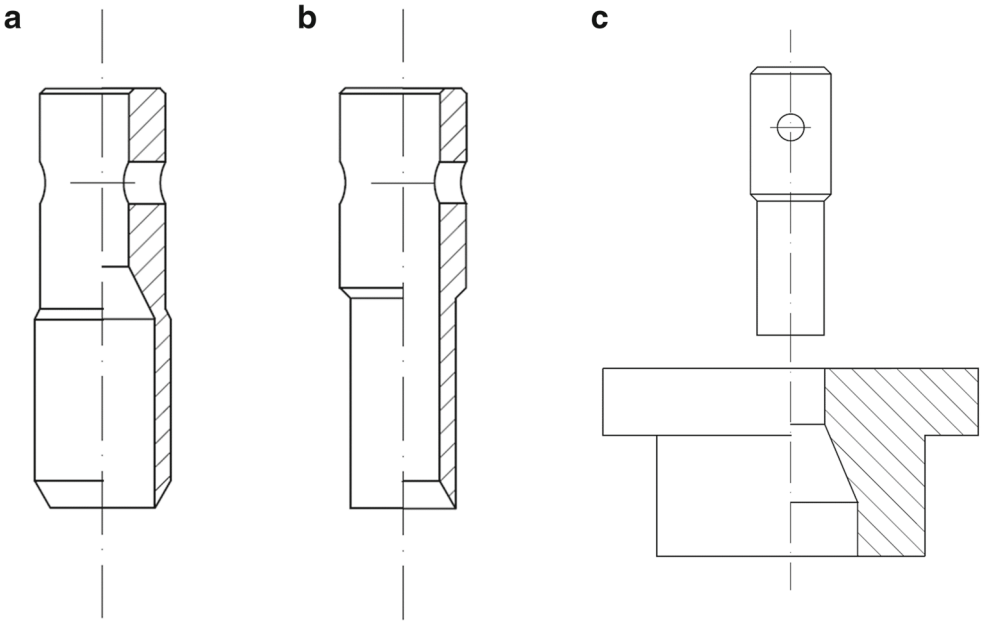


Fig. 4 Basic types of piercing punches. **a**, **b** Hollow piercing punches which cooperate with the reducer plate with the cutting edge towards outside (**a**) or inside. **c** Flat piercing punch with the piercing die

structures. Zain et al. [19] tested the effect of the puncher profile on the precision of punched holes. Chan et al. [20] tested the influence of die clearance on the perforation load and hole quality. Lambiase and Durante [21] characterized the mechanical behavior of the punching holes in laminates and made a comparative research between drilling and punching. Pramono et al. [22] performed punch shear tests on the bamboo fibers reinforced polymer composites. All of the previously mentioned papers were concentrated strictly on the rigid composite panels and none of the above analyzed the perforation of the elastic products such as conveyor and timing belts. Even in the literature connected with machining of polymer composites the main focus is on the laser cutting, AWJ, and drilling. For that reason modelling vacuum belts perforation process can be very useful in improving the design process of the dedicated machines.

Despite the lack of information for punching the composite belts, some data acquired from researching metal punching can be adjusted and applied to describe the belt perforation process. It is proved by many different test results presented in research papers that the clearance between the piercing punch and die has a crucial influence on perforation force and quality of the punched holes [7, 12, 18, 20]. This phenomenon can be observed in belt perforation as well, however the obtained characteristics may slightly differ. A lot of research shows that the

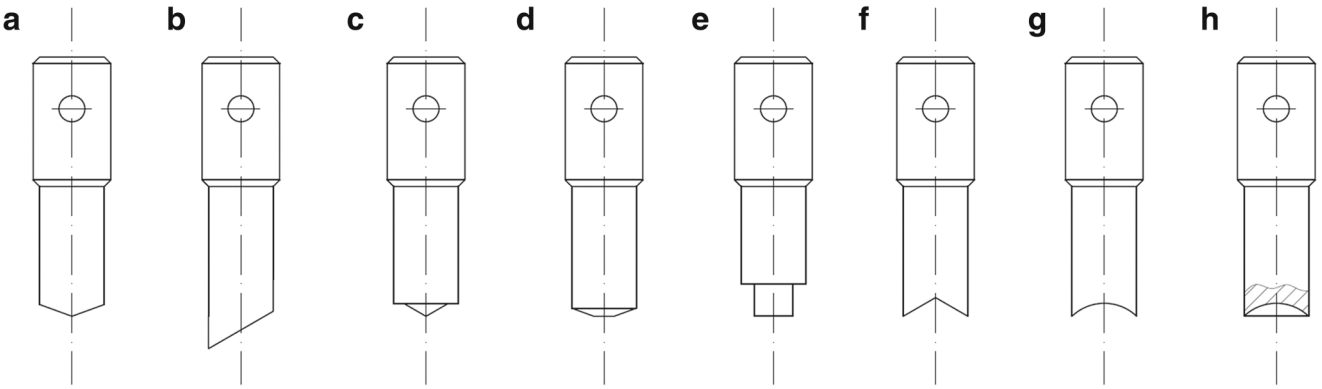


Fig. 5 Modified types of piercing punches [8–10, 13, 16, 19, 22, 24–29]. **a**, **b**, **c** Convex punch profiles: V-shaped chamfered punch (**a**), single sheared punch (**b**), and punch with a conical pilot (**c**). **d**, **e** Convex punch profiles: chamfered flat punch (**d**), dual stage punch. **f**, **g**, **h** Concave punch profiles: double sheared (inverted chamfered) punch (**f**), punch with cylindrical bowl (**g**), punch with spherical bowl (**h**)

geometrical features of the piercing punch may also have an important effect on the change of analyzed parameters. A flat-end tool is the basic type of the piercing punch because of its simple geometry and ease of sharping, which has a positive effect on manufacturing and maintenance. On the other hand, their cutting force is relatively high and a sudden force drop generates a lot of noise [23]. It may also lower the precision of the punched holes. In order to reduce the force, geometrical features of the piercing punch face may be modified [24]. Over the years of research multiple different shape modifications of the piercing punch were proposed. Based on the literature analysis 8 shapes that have the most potential in being an effective geometry for multilayer polymer composite belts have been chosen and presented in Fig. 5.

Singh et al. [24] proposed in their work various punch shapes and analyzed their stiffness by using FEM methods, which is a very important factor in the punch-die cooperation. Basically, we can distinguish three types of modified tools: concave, convex, and flat. In convex tools face surfaces are tilted at a desired angle to its axis. There are three main convex punch profiles: V-shaped chamfered punch [8, 13, 24], single sheared punch [19, 22, 24, 25], and punch with a conical pilot [19]. The main principle of operation for convex tools is to fracture the structure of the material in order to soften it before the closed contour cutting appears or even divide the cutting on the circumference of the hole in order to minimize the length of the cutting edge, which does the cutting work at one time. Flat modified tools are characterized by leaving the face surface and changing the shape of the cutting edge. It can be obtained by chamfering or rounding the cutting edge [10, 19, 26] and grading the diameter along the punch axis – tapered punch [9, 27] or multistage punch [16, 28]. A separate group of flat modified tools are the punches which have a coating on their work surface. There is also a hybrid type of modified punches proposed by Uddeholm company, which is a V-shape section [13]. The last group of modified piercing tools are concave tools, which are made by removing the material from the inside of the punch in order to create sharp cutting edges. It has a positive effect on changing the compression-shearing ratio in the perforation process, but due to the complex geometry they are harder to manufacture and sharpen. This group of tools will also have the lowest durability among all the punches, which is why it is necessary to use materials with high strength and increase the hardness by heat treatment. We can distinguish a double sheared (inverted chamfered) punch [13, 24], inverted cup punch [19, 24], wave curved cutting edge punch [23], punch with cylindrical bowl [24] and the punch with spherical bowl [29]. Although the punch with a spherical bowl was introduced in the patent [29], no traces of analysis of this type of tool have been found. The goal of this research is to make a comparative analysis of the effect of the piercing punch shape on perforation force and to choose the most adequate type of tool modification for the composite belt perforation.

3 Modelling the punching process using a piercing punch and a die

The perforation process of punching with two cutting edges (a piercing punch and a die) can be divided into the following stages [10–12, 18, 21, 24, 30]:

I. elastic material deformation,
II. elastic-plastic material deformation,
III. plastic flow,
IV. cracking,
V. failure,
VI. separation of the scrap from the material and pushing it through the die.

A theoretical characteristic of the force during the belt perforation process divided for all the above mentioned stages was shown in Fig. 6 and the schematic visualization was presented in Fig. 7.

The first stage of the perforation process occurs when the contact between the piercing punch and the belt is detectable. Pressure generated by the punch, which moves along the vertical axis, causes elastic bending of the material. The deflection curve depends on the rigidity of the material and its fixing. Because of the closed contour of the cutting edge, part of the material, which is spent to the scrap, works as a circular plate loaded with pressure. Regardless on the fixing type (with or without the blank holder, which block the rising of the material), compression of the belt occurs in the areas closest to the cutting edges of punch and die. Sizes of these areas depend strictly on the thickness of

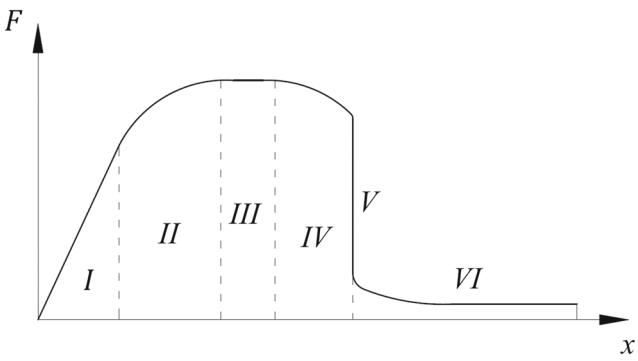


Fig. 6 Theoretical force characteristic in function of the punch displacement in the belt perforation process

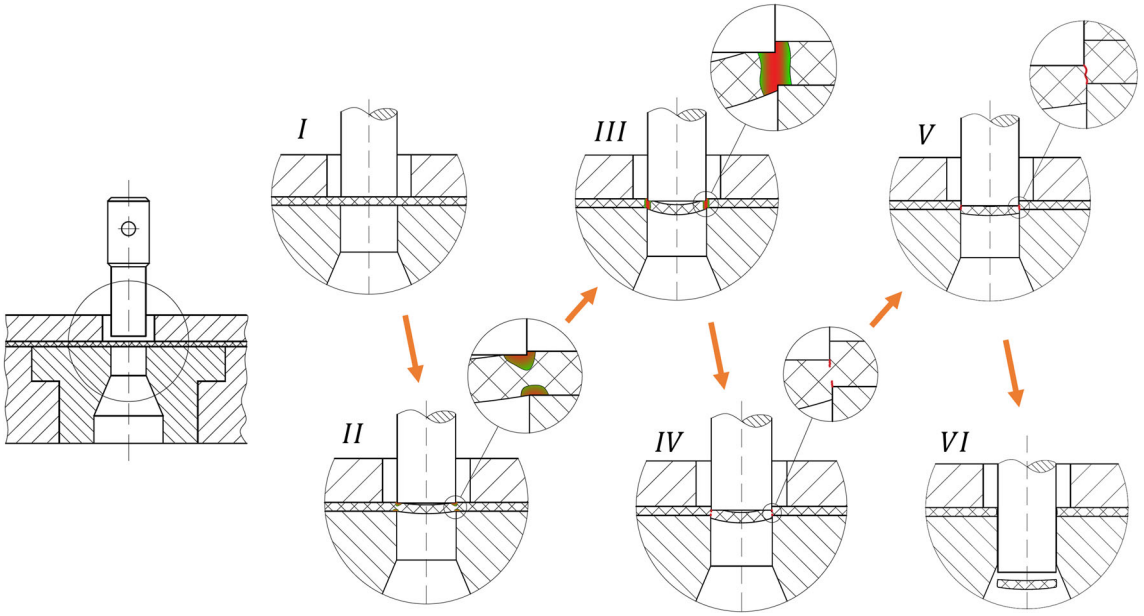


Fig. 7 Schematic of the stages of belt perforation process

the belt and geometrical features of the punching tools – the diameter of the punch and the clearance between the cutting edges. Further displacement of the punch causes the growth of the belt deformation, which has a linear influence on the perforation force increase – elastic range of the process (I). As a consequence of higher force, the deflection increases and its curve changes. This leads to a decrease in the contact area between the punch and belt and the contact stress rises sharply. It shows that the state of stress in the punching process is complex and along the cutting edge it consists of normal stress (bending and compression), tangential stress (shearing), and contact stress (Fig. 8). It indicates that a strength hypothesis is necessary to properly calculate stress in the sheared cross section.

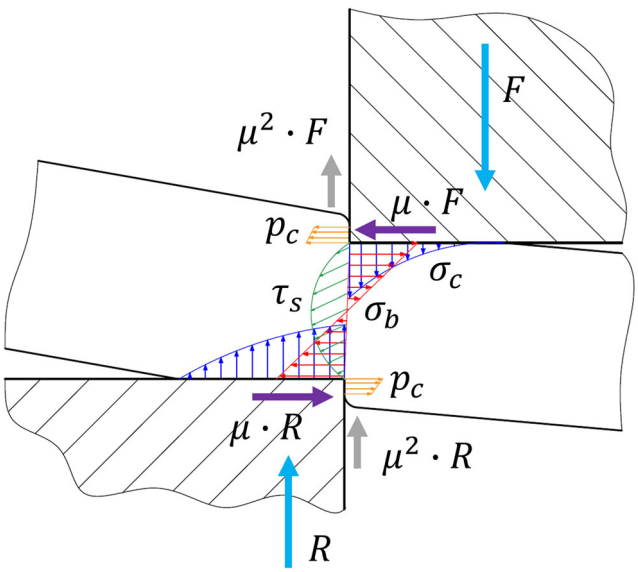


Fig. 8 Load and stress distribution in the sheared cross section of a punched material: F—perforation force, R—reaction force, μ—coefficient of friction, σ_b—bending stress (red), σ_c—compression stress (blue), τ_s—shearing stress (green), p_c—contact pressure (orange)

Because multilayer polymer composite belts have orthotropic mechanical properties, they are much more rigid in the transverse direction than in the longitudinal direction. That is why the surface which loses the contact with the punch due to the deflection is elliptical instead of circular (Fig. 9). It is obvious that arrangement and thickness of all the layers will affect the characteristic of the perforation process. However, for comparative analysis, it is possible to simplify the proposed model to the isotropic one by using averaging mechanical properties of the belt [31–34].

When the stress level reaches the yield point, the material starts to deform plastically. Stress distribution in the sheared cross section is non-uniform and its critical value occurs the fastest in the contact area between the cutting edge (especially of the punch) and the belt. After plastic deformation of the material occurs, the work hardening is still present, but its rate decreases with the further displacement of the punch – nonlinear range of perforation force characteristic (II). After the stress level in the whole cross section overcomes the yield point, two previously separated plastic areas connect into one and allow for the plastic flow (III). During this stage, force does not change its value with the increase of the plastic strain. If the plastic strain reaches the limit value, the cracking near the place

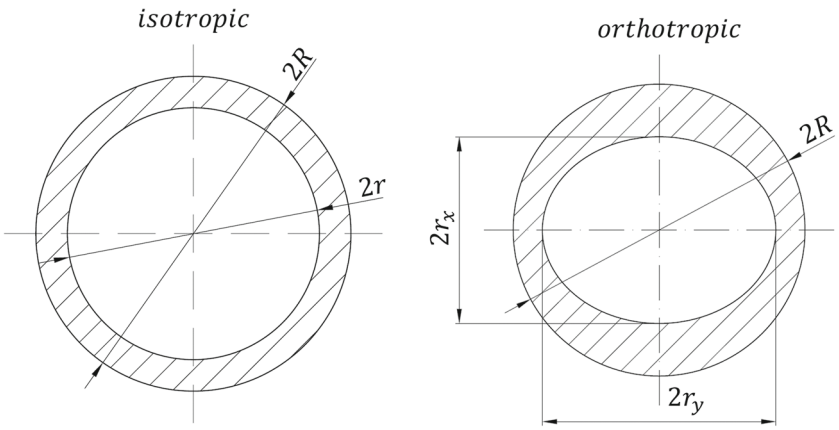


Fig. 9 Schematic of the difference between isotropic and orthotropic materials behavior during punching

where the cutting edge cooperates with the material occurs (IV). This phenomenon is mostly observed in the core of the belt, which is the most rigid part of the composite and has a tendency to brittle fracture. Continuous movement of the punch leads to crack propagation, which causes failure of the material when two fracture lines meet. Before it happens, we can observe a fall of the perforation force due to the lowering of belt rigidity caused by decreasing thickness of the undisturbed structure of the material. When the failure occurs, there is a sudden drop of perforation force value (V), which is an effect of releasing accumulated energy in the compressed material and tensed construction elements of the punching die. After that, force still has some non-zero value, which is the result of the resistance connected with separating the scrap from the base material and friction between the scrap or the material and the side surface of the punch or the inner surface of the die hole (VI).

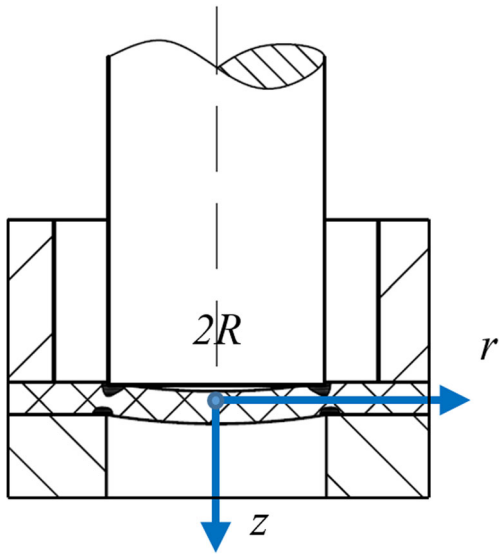


Fig. 10 Polar coordinate system used in proposed model of belt perforation

Based on the presented analysis, it is clearly visible that the clearance between the piercing punch and the die has a crucial influence on the characteristic of the perforation process. By changing its value, we change the deflection curve, size of the plastic areas, and cracking propagation direction, which has an effect on the quality of the side surface of the hole. However, when we discuss polymer composite materials which have rather small rigidity, it is possible to assume using the smallest value of the clearance – close to 0, which makes it possible to perform the perforation. Thanks to that it is possible to focus strictly on the stress level in the sheared cross section of the belt.

Based on the abovementioned analysis of the punching process, the following model was derived. Two cases were analyzed: with and without the pressure plate. During the model development both isotropic and orthotropic mechanical properties were taken into consideration.

Basic differential equation for bending the circular plate in the polar coordinate system (r, θ, z)—Fig. 10—which was the base for the model derivation was shown in Eq. 1 [35, 36]:

$$\frac{d}{dr}\left[\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(r\frac{dw}{dt}\right)\right] = \frac{T}{D} \tag{1}$$

where: $w(r)$—deflection of the material [mm], T—shearing force [N], D—rigidity of the material [Nmm].

Equations used to calculate shearing force and rigidity of the material was presented in Eqs. 2 and 3 [35]:

$$T = \frac{pr}{2} \tag{2}$$

$$D = \frac{Eg^3}{12(1-\nu^2)} \tag{3}$$

where: p—pressure applied by moving punch [MPa], E—Young's modulus [MPa], g—thickness of the belt [mm], ν—Poisson's ratio [-].

General solution for the Eq. 1, which contains equations for deflection angle ϕ, deflection w and both bending

torques (radial m_r and circumferential m_θ) was presented consecutively in Eqs. 4–7 [35]:

$$\phi = \frac{dw}{dt} = \frac{C_2}{r} + C_1\frac{r}{2} + \frac{pr^3}{16D} \tag{4}$$

$$w(r) = C_3 + C_2 \ln r + C_1\frac{r^2}{4} + \frac{pr^4}{64D} \tag{5}$$

$$m_r = -D\left[(1+\nu)\frac{C_1}{2} + (1-\nu)\frac{C_2}{r^2}\right] - \frac{3+\nu}{16}pr^2 \tag{6}$$

$$m_\theta = -D\left[(1+\nu)\frac{C_1}{2} + (1-\nu)\frac{C_2}{r^2}\right] - \frac{1+3\nu}{16}pr^2 \tag{7}$$

where C_1, C_2, and C_3 are the integration constants.

In order to find a particular solution of the differential equation, it is necessary to know the boundary conditions. The method used to model holding the belt with a blank holder or leaving the belt unfixed along with proper boundary conditions for both cases was shown in Fig. 11.

If we take into account boundary conditions for belt perforation with a blank holder, we obtain the following integration constant:

$$C_1 = -\frac{pR^2}{8D},\ C_2 = 0,\ C_3 = \frac{pR^4}{64D} \tag{8}$$

Based on that we receive particular solutions for this case shown in Eqs. 9–12:

$$\phi = \frac{dw}{dt} = -\frac{p}{16D}\left(R^2 r + r^3\right) \tag{9}$$

$$w(r) = \frac{p}{64D}\left(R^2 - r^2\right)^2 \tag{10}$$

$$m_r = -\frac{p}{16}\left(R^2\nu - r^2\nu + R^2 - 3r^2\right) \tag{11}$$

$$m_\theta = -\frac{p}{16}\left(R^2\nu - 3r^2\nu + R^2 - r^2\right) \tag{12}$$

Bending torques on the contour of the punched hole ($r = R$) equal:

$$m_r = \frac{pR^2}{8},\ m_\theta = \frac{pR^2\nu}{8} \tag{13}$$

This implicates that bending stress can be calculated from the Eqs. 14–16:

$$\sigma_r = \frac{12}{g^3}m_r z = \frac{3pR^2}{2g^3}z \tag{14}$$

$$\sigma_\theta = \frac{12}{g^3}m_\theta z = \frac{3\nu pR^2}{2g^3}z \tag{15}$$

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r\sigma_\theta} = \frac{3pR^2}{2g^3}z\sqrt{\nu^2 - \nu + 1} \tag{16}$$

By analyzing the final equation for bending stress, we can observe that its highest value occurs on the surface of the belt, where the contact between the punch and the material is present. However, the maximal distance from the neutral axis changes during the perforation due to the penetration of the material by the piercing punch and can be described with the following equation:

$$z = \frac{g - x}{2} \tag{17}$$

where x is a displacement of the piercing punch [mm].

If we consider the perforation without fixing the belt with a blank holder, the bending stress equation will be looking as follows:

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r\sigma_\theta} = \sigma_b = \frac{3(1-\nu)pR^2}{2g^3}z \tag{18}$$

In order to determine the contact pressure between the punch and the belt we can use Eq. 19:

$$p = \frac{F(x)(1-\mu^2)}{A(x)} \tag{19}$$

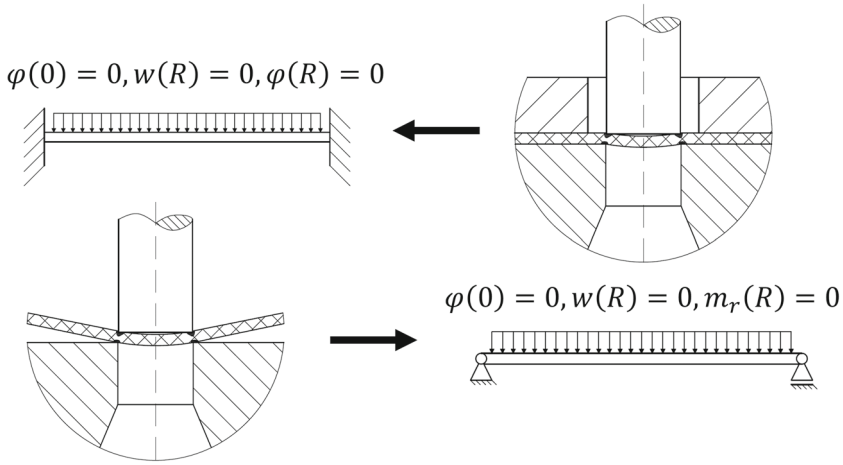


Fig. 11 Methodology of determining the boundary conditions for belt punching

where $F(x)$—force applied by moving punch [N], μ—friction coefficient [-], $A(x)$—contact area between the punch and the belt [mm].

Lowering the force taken into calculation of the pressure is caused by the frictional resistance between the belt and both cutting tools. Contact area is the function of a displacement of the piercing punch, however, if total displacement is higher than deflection of the material, the whole face of the punch presses the belt. If not, this value can be calculated by using two different approaches connected with isotropy or orthotropy of belt mechanical properties (Fig. 9). In both cases, the radius of the disengaged area is calculated by comparing the displacement x and the radius r. The difference in the case of materials with orthotropic mechanical properties is that it is necessary to analyze the deflection curve in both longitudinal and transverse direction, which indicates the elliptical shape of the face surface that loses contact with the belt during perforation. Based on that, the calculations for isotropic materials should be made according to Eqs. 20–22, and for orthotropic materials we should use formulas (23)–(25):

$$A(x) = \pi R^2 - \pi r^2(x) \tag{20}$$

$$x = w(r) = \frac{p}{64D}\left(R^2 - r^2\right)^2 \tag{21}$$

$$r(x) = \sqrt{R^2 - 8\sqrt{\frac{Dx}{p}}} \tag{22}$$

$$A(x) = \pi R^2 - \pi r_x(x) r_y(x) \tag{23}$$

$$r_i(x) = \sqrt{R^2 - 8\sqrt{\frac{D_i x}{p}}} \tag{24}$$

$$D_i = \frac{E_i g^3}{12(1-\nu^2)} \tag{25}$$

In order to calculate the compression stress, it is necessary to determine the area of compression. The percentage value of the scrap area, which will be compressed in the punching process, differs and the Young modulus to thickness ratio has a strong dependence on its value. In the proposed model, this value was determined with ξ factor and its characteristic is derived in Section 5. If the area of compression is bigger than the contact area, we should use the smaller value instead.

$$\sigma_c = \frac{F(x)(1-\mu^2)}{A'(x)} \tag{26}$$

$$A'(x) = \pi R^2(1-\xi^2) \tag{27}$$

Shearing stresses can be calculated using the following equation:

$$\tau_s = \frac{F(x)(1-\mu^2)}{g l_c} = \frac{F(x)(1-\mu^2)}{2\pi R g} \tag{28}$$

where l_c is the length of the cutting edge [mm].

If all the stresses are calculated, the equivalent stress in the sheared cross section for a fixing wih a blank holder can be calculated based on the Huber-Mises-Hencky yield criterion [37] (Eqs. 29–32):

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_c^2 - \sigma_b\sigma_c + 3\tau_s^2} \tag{29}$$

$$\sigma_{eqv} = F(x)(1-\mu^2)\sqrt{\lambda_b + \frac{1}{A'(x)^2} - \lambda_{bc} + \frac{3}{4\pi^2 R^2 g^2}} \tag{30}$$

$$\lambda_b = \frac{9R^2(g-x)^2(\nu^2-\nu+1)}{16A(x)^2 g^6} \tag{31}$$

$$\lambda_{bc} = \frac{3R^2(g-x)\sqrt{\nu^2-\nu+1}}{4A(x)A'(x)g^3} \tag{32}$$

Thanks to the proposed model, we are able to determine the stress level in the sheared cross section of the perforated belts based on the force characteristic in function of displacement and material data obtained from basic strength tests (tensile, compression and shearing). However, the model can be inverted and used to determine the peak force value, based on the Eq. 33, which is necessary in the design process for punching dies.

$$F(\sigma_{eqv}, x) = \frac{\sigma_{red}}{(1-\mu^2)\sqrt{\lambda_b + \frac{1}{A'(x)^2} - \lambda_{bc} + \frac{3}{4\pi^2 R^2 g^2}}} \tag{33}$$

Based on the theoretical analysis of the process, the maximum value of the force is when the plastic flow occurs and the cracking is not present yet. This means that to determine peak value we need only the force characteristic model in the elastic-plastic range. For that cause, we can use the rheological model (Bingham model) [38] shown in Fig. 12.

In this model, if the force is lower than F_{pl} value, it will work as an elastic body with linear constant k. However, when the limit force is exceeded, the behavior of the material can be described with the following equation (Maxwell model) [39]:

$$k \cdot b \cdot \frac{dx(t)}{dt} = b \cdot \frac{dF(t)}{dt} + k \cdot F(t) \tag{34}$$

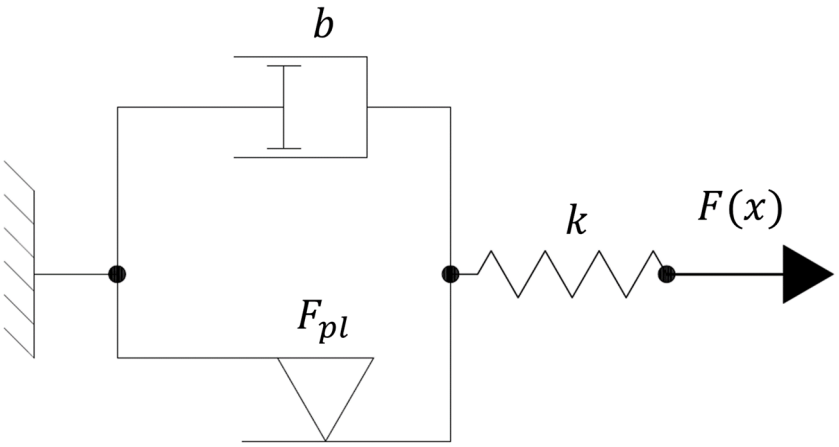


Fig. 12 Rheological model of perforation force in elastic-plastic range

If the kinematic extortion will be a linear function (35), the result force can be determined with Eq. 36.

$$x(t) = v_0 t, \quad \frac{dx(t)}{dt} = v_0 \tag{35}$$

$$F(t) = -b \cdot v_0 e^{\frac{bt}{k}} + bv_0 \tag{36}$$

In conclusion, the model for estimation of the force characteristic in the elastic-plastic range of the punching process can be described as follows:

$$F(x) = \begin{cases} kx & \text{if } F(x) < F_{pl} \\ b \cdot v_0 \left(1 - e^{\frac{b(x - x_{pl})}{k \cdot v_0}}\right) & \text{if } F(x) \geq F_{pl} \end{cases} \tag{37}$$

4 Methodology of research

In order to validate the proposed model, it is necessary to perform a series of punch shear tests for different types of belts and selected piercing punches with various punch profiles. For that application, a proper test stand was designed and built (Fig. 13). The punching die consists of two thick and rigid rectangular parts: 40-mm thick base 1 and 30-mm thick head block 2, which can move along the vertical axis. In order to maintain the fit between the piercing punch 8 and the die 9, the head block is guided by a set of four zero backlash linear guides. Each guide consists of the guiding column 3, the sleeve 4 and the ball bushing 5. Thanks to that, even for very small values of clearance (0.05 mm), the solution can be ensured to be stable during a series of tests. The mounting of the piercing punch is made using a special chuck 7 with a cylindrical hole in its face with a precise fitting with a grip segment of the piercing punch. Force is transferred by a contact between the flat bottom surface of the hole and the top flat surface of the grip segment and the axial displacement is disabled using a pin. The chunk in mounted in a precise socket in the punch plate 6, which is connected with the head block by screws. The die is embedded in the base by fitting it with a precise socket. All the sockets were made in one gripping in order to

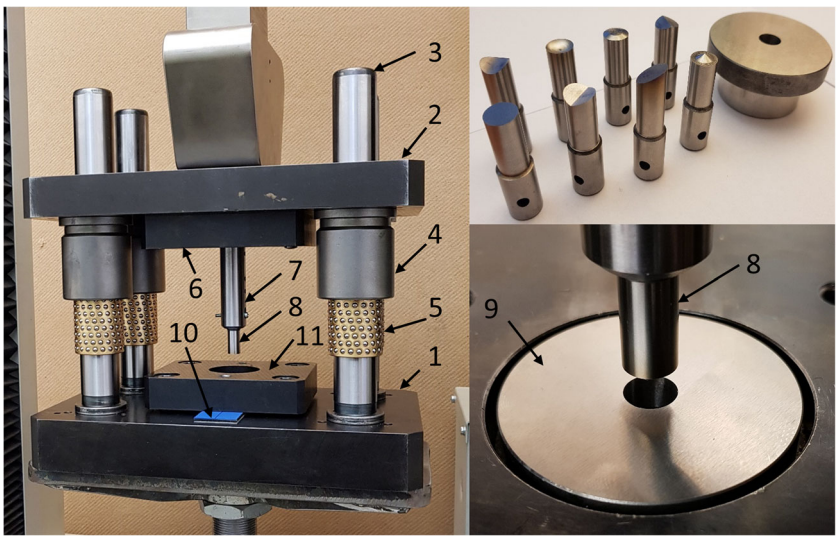


Fig. 13 Punching die and all the tools used in presented tests: 1—base, 2—head block, 3—guiding column, 4—sleeve, 5—ball bushing, 6—punch plate, 7—punch chuck, 8—piercing punch, 9—die, 10—belt specimen, 11—pressure plate

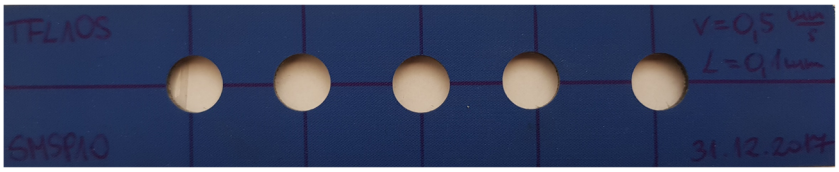


Fig. 14 Specimen of TFL10S belt used in a belt perforation research

ensure the concentricity. Rectangular specimen 10 is placed on the top surface of the base and fixed with the pressure plate 11, which is bolted to the base. Due to the usage of the screw connection we are able to regulate the pressure applied to the belt specimen.

For the empirical testing, MTS insight testing system with load capacity 50 kN was used. All the tests were performed with the speed of traverse 0.5 mm/s, in order to maintain quasi-static nature of the research. For the tests, eight different geometries of the piercing punch with diameter 10 mm were used. All shapes were chosen by the literature analyses presented in Section 2 as presented in Fig. 5. During preliminary research, the dual stage piercing punch was eliminated as it was not fulfilling the hole precision criteria. According to the previous analysis of the belt perforation process, the value of the clearance was established at 0.1 mm, which is 1% of the punch diameter. In order to have a wide spectrum of data, tests were performed for 10 different types of belt produced by Nitta. Eight of them represent the group of belts with polyamide core (SG500, TTA500N, TTA1000N, M500, TFL7S, TFL10S, TFL15S, XH500-6). Other two represent the remaining groups (flat belt with polyurethane reinforced with polyester fabric core LAB12E and toothed belt with aramid fibers T10K). For each belt, the rectangular specimen 30 × 150 mm was cut and five holes spaced 20 mm were made (Fig. 14). During the tests, force and displacement of the punch were recorded as $F(x)$ characteristics.

5 Estimation of the peak value of the perforating force for belt punching with a flat piercing punch

The main application for the proposed model is to estimate the peak value of perforating force based on the selected mechanical properties of polymer composite belts. Necessary values which will be needed for the calculations are presented in Table 1. In order to acquire all the values, the proper strength test must be performed—the uniaxial tensile, compression test, and the shear test. The methodology of performing and analyzing the results of such tests for polymer composite belts along with the description of necessary equipment is presented in [31]. The first two parameters from the table (thickness g and core thickness g_{PA}) are the simple geometrical features and can be easily measured with contact or non-contact methods. Young's modulus E can be obtained from the compression test. In the case of multilayer composite belts, we can distinguish two different Young's modulus. The first one is connected with the hyper elastic rubber cover and the second one (after hardening occurs) strictly depends on the core parameters. If we consider homogenization of the composite mechanical properties for the cutting analysis, we should take into account the more dominant value, which defines the cutting resistance of a material. In the case of the belt it will always be the core or a tension member [31, 32]. This approach can be explained by analyzing the structure of the multilayer composite as springs connected in a series to each other. In that case, during compression, the stress level in all layers is the same, but because the stiffness of the core is much greater than other layers, its strain will be the lowest. This is why in the first stage basically only the rubber covers of the belts deform, and the core is engaged in the material strength in the second stage of compression. This is the simplest model for composite mechanical properties homogenization [31, 32].

Table 1 Mechanical properties of the selected types of belts

Type of belt	g [mm]	g_{PA} [mm]	E [MPa]	ν [–]	μ [–]	R_e [MPa]	R_m [MPa]
M500	2.5	0.5	201	0.3	0.5–0.6	57	88
TFL7S	2.4	0.7	*220*	0.23	0.5–0.6	98	150
TFL10S	2.6	1	235	0.2	0.5–0.6	110	*173*
TFL15S	3.1	1.5	289	0.31	0.5–0.6	108	232

The explanation presented above is also applicable for Poisson ratio ν and it can be calculated from mixing Young's and Kirchoff's moduli G, which can be gained by performing both compression and shear tests. These values can be also estimated by using the model proposed by authors in [31]. In order to determine yield point R_e and tensile strength R_m, it is necessary to do a uniaxial tensile test. Because the visible yield point is not present in the belt tensing characteristic, the value can be obtained by finding the point where the theoretical linear function starts to differ from the empirical characteristic by more than 1 MPa. Tensile strength can be defined as the value of stress for which the belt brakes.

The last needed parameter, which is a friction coefficient μ can be taken from the datasheet of the belt. However, it

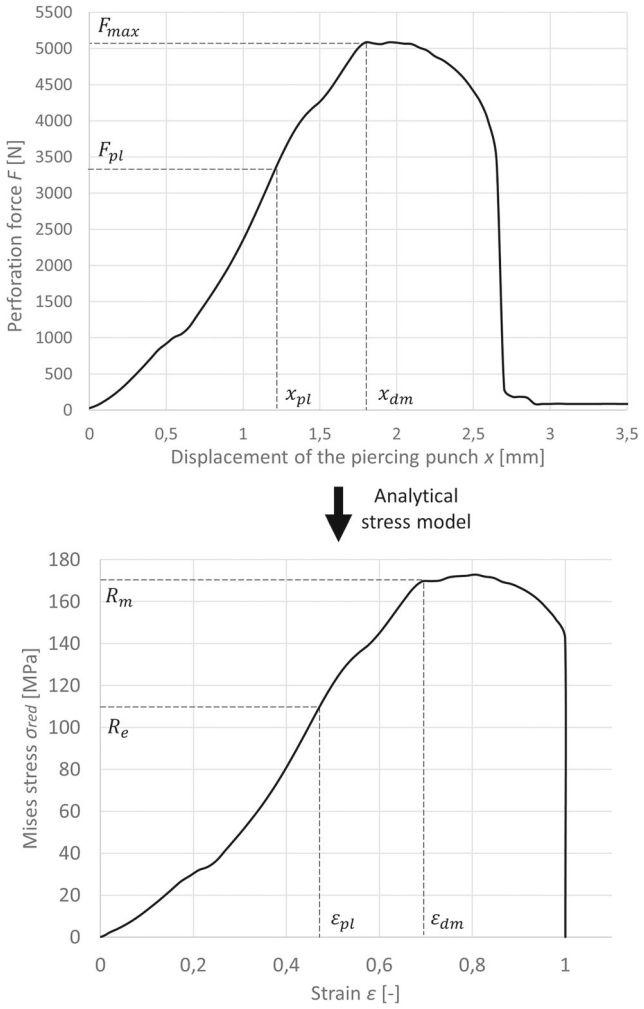


Fig. 15 Force characteristic in TFL10S belt perforation process along with stress-strain curve obtained with proposed model

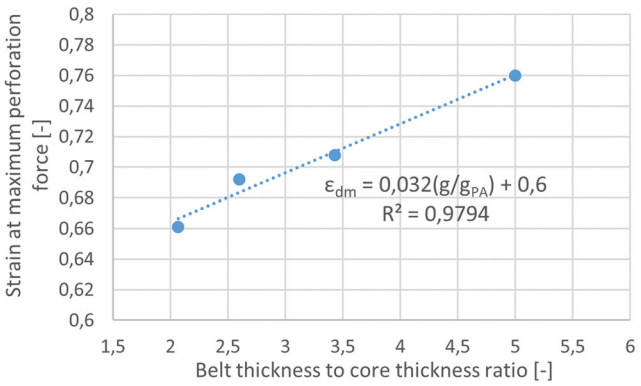


Fig. 16 Strain at maximum perforation force in function of belt thickness to polyamide core thickness ratio

is worth mentioning that the manufacturers do not give the specific value but only the range in which the value lays. Additionally, along the cross section of the belt the friction coefficient will change, so it is safe to assume the coefficient for rubber covers, which is the highest value among the parameters for all the materials which the belt consists of and which has a contact with tools during entire perforation process.

Table 2 Parameters needed for force estimation

Type of belt	ξ_{cr} [–]	E/g [MPa/mm]	ϵ_{dm} [–]	g/g_{PA} [–]
M500	0.75	80.4	0.76	5
TFL7S	0.76	92.5	0.708	3.43
TFL10S	0.74	90	0.692	2.6
TFL15S	0.69	93	0.661	2.07

In Fig. 15, the characteristic of perforation force in function of displacement of the piercing punch for the belt TFL10S was presented along with the stress-strain curve obtained by using the acquired empirical data in the proposed analytical model. Points which correspond with the values obtained from the uniaxial tensile test (yield point and tensile strength) were marked on the stress-strain curve. For these stress values, corresponding strains can be read from the characteristics and interpreted as strains at which the plastic deformation or damage occurs. In order to calculate the estimated value of the peak force, we need to calculate the displacements: x_{pl}—where the plastic softening starts—and x_{dm}—where the cracking occurs—by using equations:

$$x_{pl} = \frac{R_e}{E} g,\ x_{dm} = \epsilon_{dm} \cdot g \tag{38}$$

In the applied methodology, the authors assumed that peak stress value should equal the ultimate tensile strength of the belt. The fundamentals of this assumption is the

Table 3 Compression area factors in function of friction coefficient

	ξ factor			
μ[−]	M500	TFL7S	TFL10S	TFL15S
0.5	0.715	0.8501	0.8394	0.8665
0.51	0.722	0.8528	0.8422	0.8686
0.52	0.73	0.8554	0.8451	0.8707
0.53	0.738	0.8581	0.848	0.8728
0.54	0.745	0.8608	0.8509	0.875
0.55	0.752	0.8635	0.8538	0.8772
0.56	0.759	0.8663	0.8567	0.8794
0.57	0.766	0.869	0.8596	0.8816
0.58	0.773	0.8718	0.8626	0.8839
0.59	0.779	0.8745	0.8656	0.8862
0.60	0.7859	0.8773	0.8685	0.8885

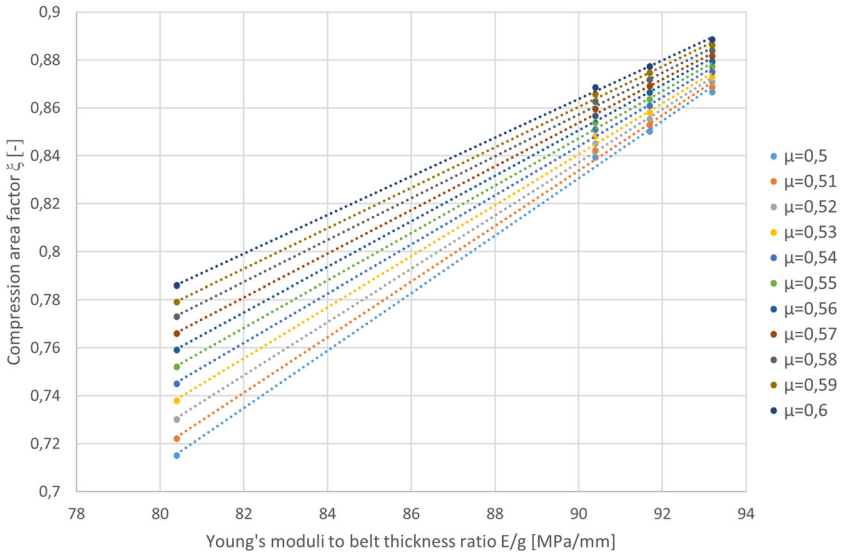


Fig. 17 Compression area factor in function of Young's modulus to belt thickness ratio

fact that the performed tests have very similar mechanics to the small punching test [40, 41]. It was proved that due the complex stress in the process, its results have a high correlation with the results obtained from the uniaxial tensile strength test for different elastic-plastic materials [41, 42]. By using this correlation in the proposed model for estimatation of the peak force value, it becomes more useful, because of the possibility to use data acquired from the datasheet of the belt. However, obtaining the strain ϵ_{dm}, at which the stress reaches its peak value without the stress-strain characteristic requires a mathematical model to estimate its value. For deriving that model, the empirical values obtained during real object tests, which are presented in Table 2 were used. Authors noticed that this parameter may be described as a linear function of total to core belt thickness ratio g/g_{PA} and the following function is presented in Fig. 16.

Table 4 Compression area factors approximation

μ factor	ξ factor approximation	R^2
0.5	$\xi = 0.012\frac{E}{g} - 0.2459$	0.9984
0.51	$\xi = 0.0116\frac{E}{g} - 0.2078$	0.9985
0.52	$\xi = 0.0111\frac{E}{g} - 0.1618$	0.9986
0.53	$\xi = 0.0106\frac{E}{g} - 0.116$	0.9988
0.54	$\xi = 0.0102\frac{E}{g} - 0.0784$	0.9989
0.55	$\xi = 0.0099\frac{E}{g} - 0.0407$	0.999
0.56	$\xi = 0.0095\frac{E}{g} - 0.0033$	0.9991
0.57	$\xi = 0.0091\frac{E}{g} + 0.0344$	0.9992
0.58	$\xi = 0.0087\frac{E}{g} + 0.0713$	0.9993
0.59	$\xi = 0.0084\frac{E}{g} + 0.1008$	0.9993
0.6	$\xi = 0.0081\frac{E}{g} + 0.1371$	0.9994

In order to fulfill the assumption that the peak stress in the perforation process equals the tensile strength of the belt, for all 4 tested belts (M500, TFL7S, TFL10S, and TFL15S), proper compression area factor ξ was calculated. Due to the strong dependence of the friction coefficient on the perforation force and its undefined value, it was necessary to test the whole range of variable. Results of this analysis are presented in Table 3. As proposed in Section 3, a linear dependence between the coefficient ξ and Young's modulus to belt thickness ratio E/g was found. Derived correlations are presented as a set of curves in Fig. 17 and their equations are presented in Table 4.

As can be seen in the Fig. 17, the convergence of model is increased with increasing the stifness of the belt. The reason for losing the accuracy of the model for a more elastic belt with lower Young's moduli to belt thickness ratio is not considering the geometrical limits of the belt in the model. Assuming that the angle of deformation cannot be higher than 45° and knowing that there are two almost symmetrical cutting edges on both sides of the belt, which are compressed into the belt, the distance of the belt in which the compression of the scrap occurs can be limited with the following inequality:

$$a \leq \frac{g}{2} \tag{39}$$

Table 5 Parameters needed for force approximation

Type of belt	x_{pl} [mm]	F_{pl} [N]	x_{dm} [mm]	F_{Amax} [N]	k $\left[\frac{N}{mm}\right]$	b $\left[\frac{Ns}{mm}\right]$	F_{Rmax} [N]
M500	0.71	2438	1.9	3685	3439	2494	3563
TFL7S	1.07	2869	1.7	4234	2684	2730	4154
TFL10S	1.22	3458	1.78	5274	2841	3623	5223
TFL15S	1.16	2908	2.06	5924	2510	6032	5924

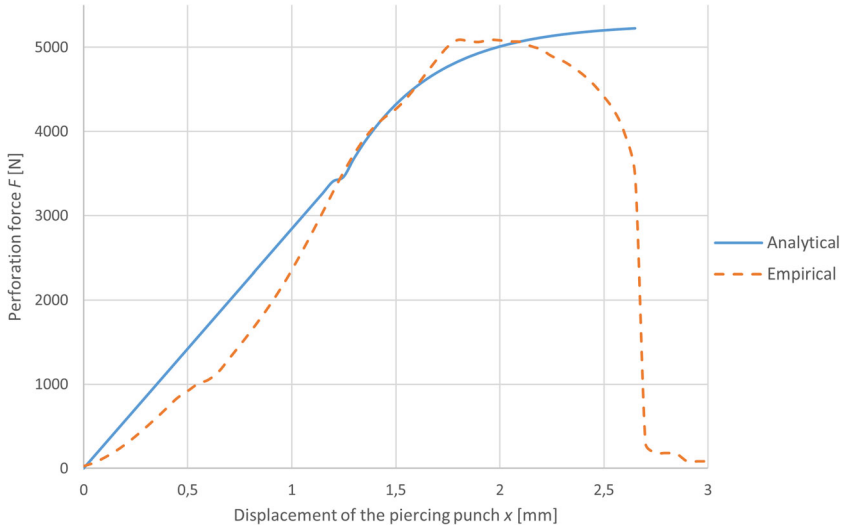


Fig. 18 Comparison analytical and empirical characteristic of perforation force in function of the piercing punch displacement – TFL10S

If we determine the distance a using compression area factor ξ, we can derive its critical value—for analyzed belts these values are presesnted in Table 2.

$$(1-\xi) \leq \frac{g}{2} \rightarrow \xi_{cr} = 1 - \frac{g}{2R} \tag{40}$$

The upper limit can be considered for rigid belts. Belt TFL15S can be treated as a ideal rigid belt due to the deflection of the belt during perforation is smaller than the displacement of the punch, so the whole front surface of the punch has contact with belt during the entire process. For that reason the value $\xi = 0.888$, obtained for the highest possible friction coefficient $\mu = 0.6$, can be considered as an upper limit for a compression area factor. Increasing the ξ factor with increasing the frictional drag between belt and the die can be explained with more difficult compression of the scrap inside the die channel, which will reduce the angle of deformation and as a result the distance at which the scrap is compressed.

Based on that analysis, for a belts which are not in the range of presented model, one of the limit values should be taken into consideration during the estimation of the perforation force and the corresponding friction coefficient (lowest or highest) should be used.

Taking into consideration derived parameters, we can use the inverted model (33) to calculate F_{pl} and F_{Amax} by substituting the R_e and R_m as a equivalent stress σ_{eqv}. Results are presented in Table 5.

Presented methodology makes it possible to check only the peak force value, which makes it very useful in the punching die design process. However, if we need to estimate the whole characteristic of the force in the elastic-plastic range, we can use the rheological model proposed in Section 3. Based on the previous calculations, we can derive the parameters of this model (5) with the following equations:

$$k = \frac{F_{pl}}{x_{pl}}, \; b = \frac{F_{Amax} - F_{pl}}{v_0} \tag{41}$$

In order to validate the proposed methodology the comparison of the analytical (rheological) F_R and empirical force F_E characteristics for belt TFL10S is presented in Fig. 18. The error analysis of the peak values for both methods is shown in Table 6 and it do not exceed 4%, however, in order to confirm the compatibility of the model in the whole range of polyamide core composite belts, it is necessary to widen the spectrum of specimen used in the test.

6 Validation of the analytical model with using FEM analyses

In order to verify the proposed model following methodology was used:

– empirical test of punching the TFL10S belt was performed and its result was recorded as a force characteristic in function of the piercing punch displacement,

Table 6 Parameters needed for force approximation

Type of belt	F_{Emax} [N]	F_{Amax} [N]	F_{Rmax} [N]	e_A [%]	e_R [%]
M500	3538	3685	3563	4.15	0.71
TFL7S	4143	4234	4154	2.20	0.27
TFL10S	5085	5274	5223	3.72	2.71
TFL15S	6168	5924	5924	3.96	3.96

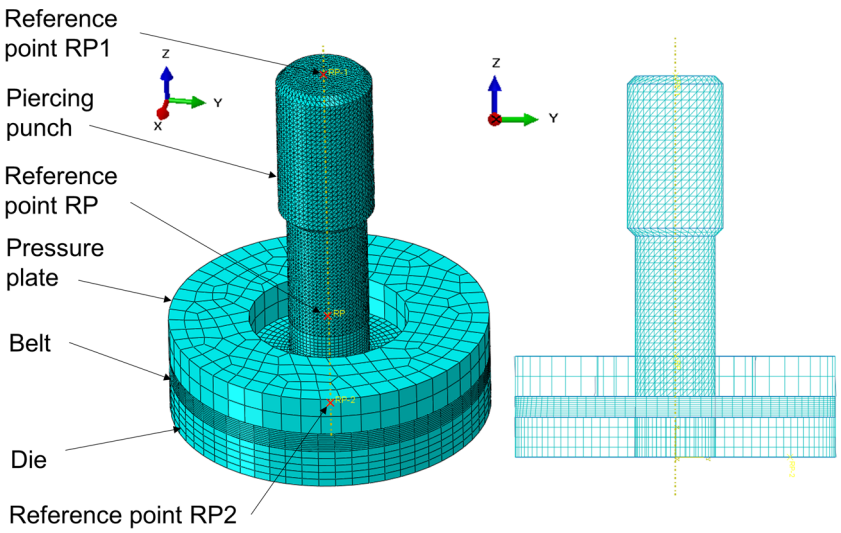


Fig. 19 FEM ABAQUS model used in the analysis

- obtained characteristic was substituted into the analytical stress model in order to get stress-strain curve,
- from the stress-strain curve, necessary mechanical properties and parameters of Johnson-Cook damage model was calculated,
- FEM model in ABAQUS was created with previously calculated values and the reaction force in function of displacement was measured,
- both FEM and empirical tests results were compared and the error was determined.

The construction of FEM model in ABAQUS/Explicit was presented in Fig. 19. The assembly consists of four instances: the piercing punch, die, belt, and blank holder. Beside the belt, all the instances were made of steel and modelled as rigid bodies using a proper constrain between an instance and one of the reference points. The pressure plate was tied with the reference point RP and the die was constrained with RP2. Both points were fixed with ENCASTRE boundary condition, which blocked all the degrees of freedom. The piercing punch was connected with RP1 point and in order to extort its movement of the velocity, the boundary condition was applied to the reference point. This BC sets V3 value as −0.0005 m/s and resets other linear or angular velocities as 0, leaving only one active degree of freedom. The belt was modelled as a deformable part and its general and elastic parameters were defined according to the Table 7. Plastic properties of the material were assumed as isotropic and were obtained as tabular values from the stress-strain curve, where plastic strain 0 occurs at 112 MPa. The damage of the material was modelled with the simplified Johnson-Cook model [31, 43, 44], where the deformation rate and temperature are insignificant (d_4 and d_5 equal 0). The remaining J-C parameters are shown in Table 7. Damage evolution was specified by the displacement at failure parameter and equals 0. The interaction in the model was made as a general contact and its properties were defined with tangential behavior friction coefficient 0.6 and normal behavior of "Hard" contact. Beside the piercing punch, all the instances were meshed with hexahedral, 3D stress, linear C3D8R explicit elements. The belt was divided for partition that both cutting edges has a contact with the same element. The cutting edges along were divided for 30 elements on its circumference. Due to the complex geometry, the grip part of the punch was meshed with tetrahedral C3D10M elements. Mesh control used in the model makes it possible to obtain 10 elements on the thickness belt of size 0.00026 m each and dense the mesh in region near the shear cross section. In the case of the belt instance, the element deletion was enabled and the field output with STATUS variable was added. The results were taken from the history output for RP1 point, which saved the RF3 reaction force. The time period of the analysis was 10 s. In order to reduce the computational time, a mass scaling was used with target time increment 0.001. It was possible due to the quasi-static character of the test and low velocity.

Table 7 Parameters used in the FEM analysis

ρ $[kg/m^3]$	E [MPa]	ν [–]	d_1 [–]	d_2 [–]	d_3 [–]
1140	310	0.2	−0.24	0.32	2.6

The results of the performed FEM analysis are presented as a stress distribution in two different stages of punching: plastic flow (Fig. 20) and failure and scrap separation (Fig. 21). Comparison of the obtained perforation force characteristic for FEM and empirical tests is shown in Fig. 22.

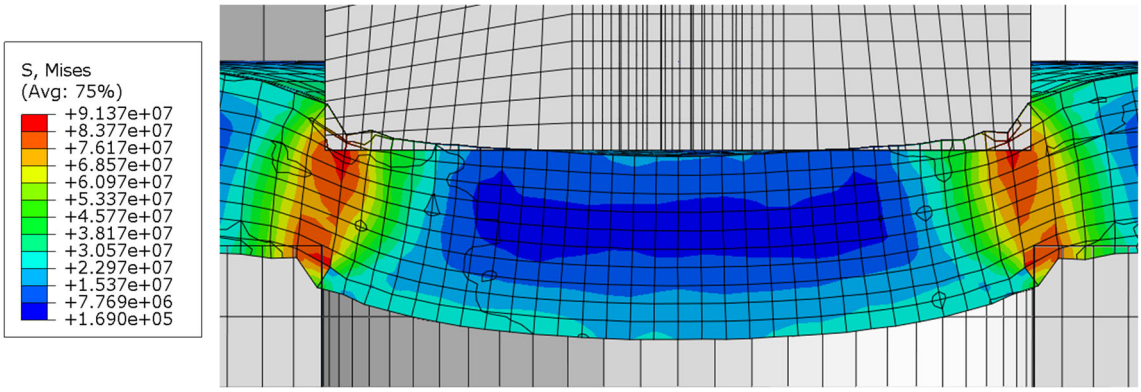


Fig. 20 Stress distribution in belt punching—FEM analysis results

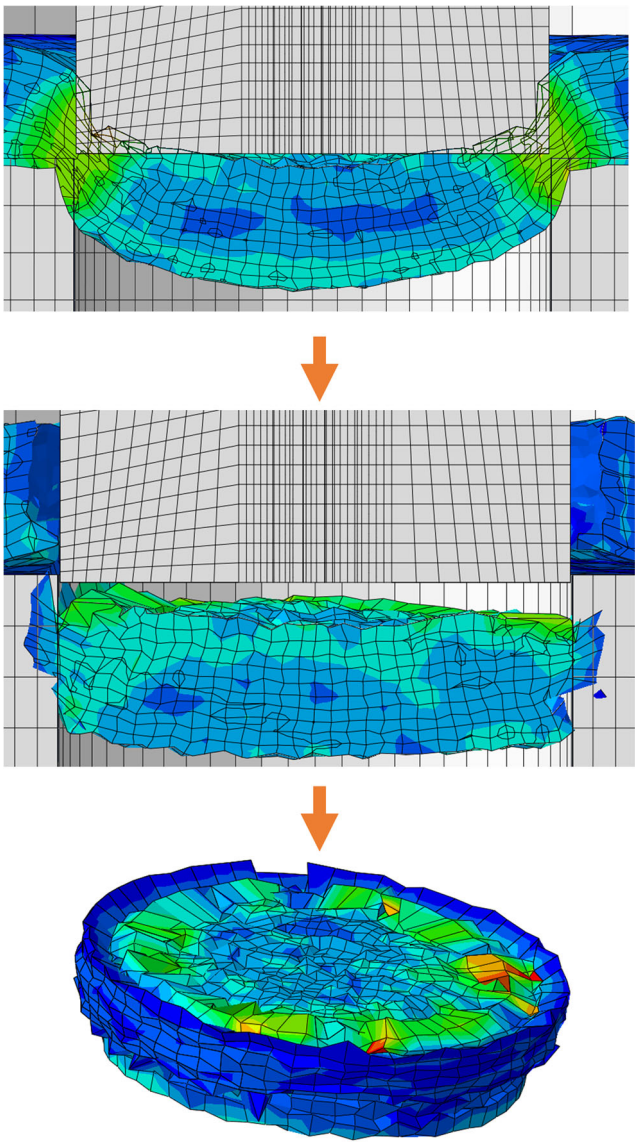


Fig. 21 Final stage of the belt punching process – failure and the scrap separation – FEM analysis results

The error obtained from the model validation in some point exceeds 20%, however the peak value of the force is almost the same as the empirical one. This means that using that approach may not be effective to estimate the force characteristic, but can be easily used to estimate its peak value. The reason of the inaccuracy is the accumulation of errors due to using the analytical model in order to determine the parameters for FEM analysis. The meshing of the model has the main influence on the obtained error, which also has an effect on the damage initiation and evolution parameters.

Another reason of the inaccuracy is considering the composite material to be equivalent homogenous one [45]. However, it was proven that machining simulations for composites can be made based on an equivalent homogenized modeling [46]. There are multiple examples of simplifying the anisotropic materials, like natural composites (wood, bamboo) or engineering composites (fiber reinforced polymer composites or metal matrix composites), with using either orthotropic or transversly isotropic model can be found [33, 34, 45–51]. Successful modelling of the plasticity for the composite material with J-C model, which is an isotropic approach, can also be found [50, 51]. Additionally, the brittle reinforcement materials are usually modelled as lineary elastic material with damage initiation being instaneous hence, the lack of damage evolution law. It is assumed that the material fracture occurs at a stress level, which corresponds with an ultimate tensile strength [46]. Since the core of the belt made of polyurethene has a tendency for a brittle fracture and provides the main strength of the multilayer structure, using an isotropic approach for that type of structure should provide adequate results.

All of that caused a relatively high error. However, for a comparative analysis this is acceptable and will enable the model to be useful in searching the effective geometry of the piercing punch for polymer composite belts.

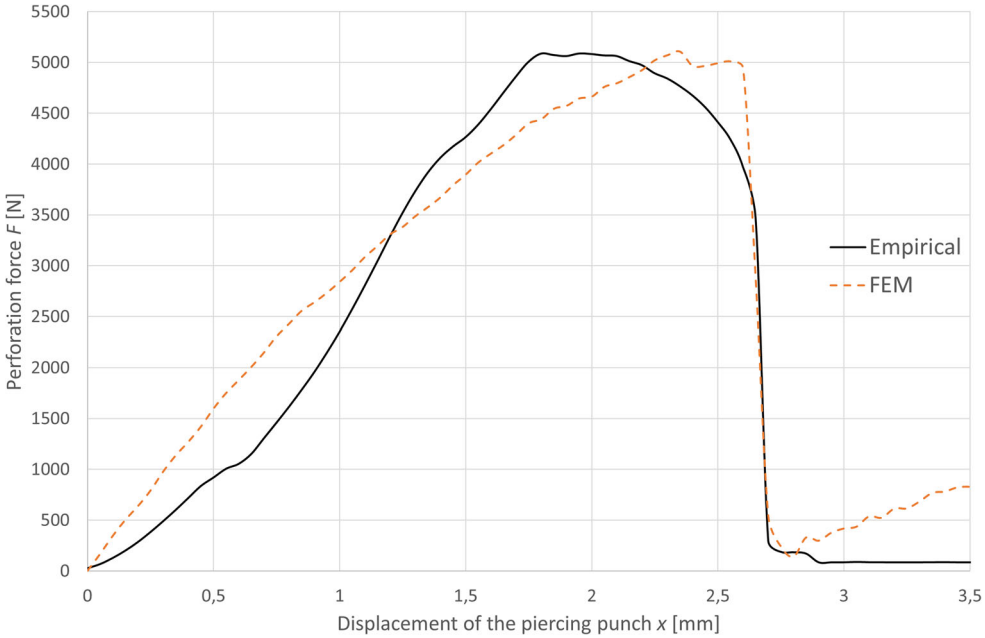


Fig. 22 Comparison of the perforation force characteristics obtained by empirical and FEM tests

7 Determining the shape factors for selected piercing punches profiles

In order to determine the influence of the punch shape on the perforation force maximum value and its characteristics, a series of tests were performed for 8 selected geometries of the piercing punches and 10 different types of belts. To maintain order in the presented results, the following legend (Table 8) was used to mark the specimen. All the data acquired from the tests was gathered and presented in Table 9, where the force reduction was highlighted with italic. Aside of the peak value of the perforation force, its characteristic also has an influence on the efficiency of the process. In order to fulfil the complex comparative analysis of a various piercing punch shape effect, the characteristics for the belt TFL10S and all the punches used in the tests are presented in Fig. 23. As can be observed, only two punch profiles (flat chamfered and the one with conical pilot) had increased the force necessary to perform the punching process. Based on that, flat chamfered and conical punches were defined as non-effective ones and excluded from the further research. The lowest force was used with the single sheared punch, however, the displacement needed to separate the belt from the base material was almost three times higher than the thickness of the belt. This implicates that using this type of tool requires having a larger stroke of the punching cylinder or press than for a standard tool. Additionally, an important disadvantage was shown in the test for the TFL15S belt. During the test there was a collision between the punch and the die, which causes the damage of both cutting edges. The reason for that is the presence of a large lateral force in the perforation process due to the asymmetry of the piercing punch. It is a huge problem especially in the belt perforation, where the clearance is really small. For thin and elastic belts the value of this force is rather small, which makes it insignificant for the deflection of the punch. But for the rigid belt it makes the punch useless. Based on that, this type of punch was also excluded from further research.

Table 8 Symbol definition used in results presentation

Symbol	Type of punch
PD	Flat piercing punch
PDCB	Punch with cylindrical bowl
PDDS	Double sheared (inverted chamfered) punch
PDC	Chamfered flat punch
PDCP	Punch with conical pilot
PDSB	Punch with spherical bowl
PDSS	Single sheared punch
PDV	V-shaped chamfered punch

Besides, force value also hole precision should be considered in finding the effective geometry of the piercing punch. For all the belts, the best hole precision was achieved for the piercing punch with a spherical bowl. Both PDCB and PDDS punches had an acceptable precision, however, to the axial asymmetry slight ovality of the holes can be observed. On the other hand, the V-shape punch did not cut

Table 9 Peak perforation force for selected punch profiles and different types of belts—results of empirical research

Peak perforation force F_{Emax} [N]	PD	PDCB	PDDS	PDC	PDCP	PDSB	PDSS	PDV
SG500	2713	*820*	*1207*	3444	3280	*1136*	*805*	*1991*
TTA500N	3191	*980*	*1370*	3640	3526	*1181*	*876*	*2191*
TTA1000N	4401	*1648*	*2493*	4883	4667	*1780*	*1390*	*3608*
M500	3538	*1344*	*1998*	4627	4270	*1413*	*1453*	*3259*
TFL7S	4143	*1652*	*2539*	4796	4644	*1682*	*1408*	*3514*
TFL10S	5086	*2568*	*3507*	5570	5606	*2138*	*1847*	*4471*
TFL15S	6168	*3695*	*4427*	6960	6800	*2810*	–	*5882*
XH500-6	3471	*3068*	3530	3992	3836	3677	*1680*	3704
LAB12E	2100	*739*	*1161*	2894	2562	*840*	*757*	*1768*
T10K	2006	*1043*	*1398*	2638	2314	*1003*	*811*	*1747*

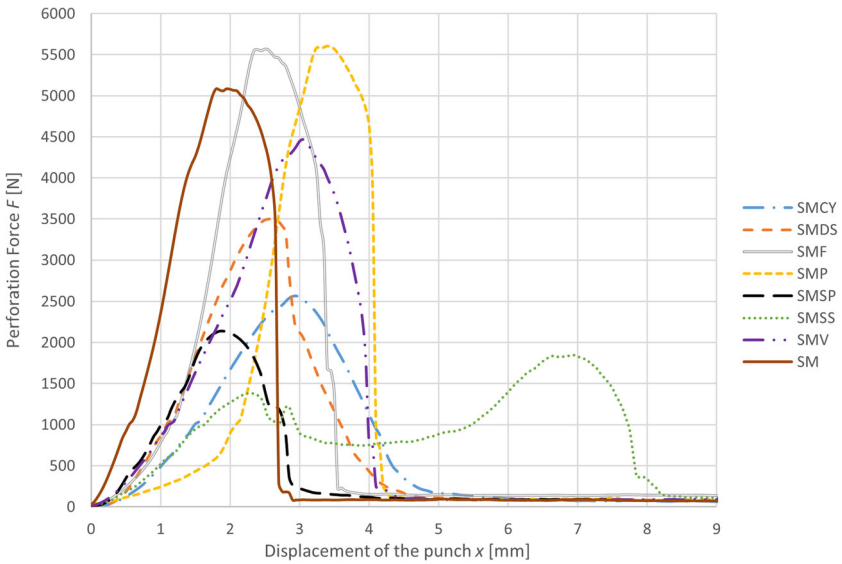


Fig. 23 Comparison analytical and empirical characteristic of perforation force in function of the piercing punch displacement for various punch shapes

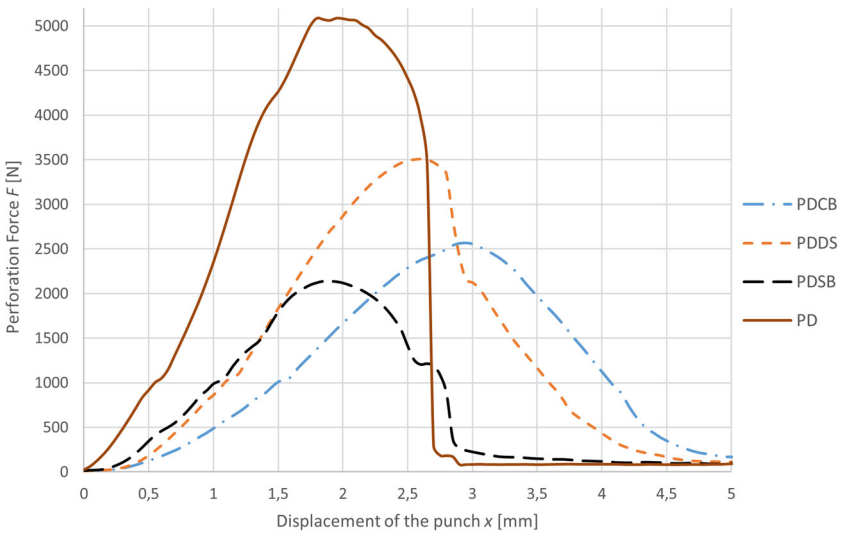


Fig. 24 Comparison analytical and empirical characteristic of perforation force in function of the piercing punch displacement – TFL10S

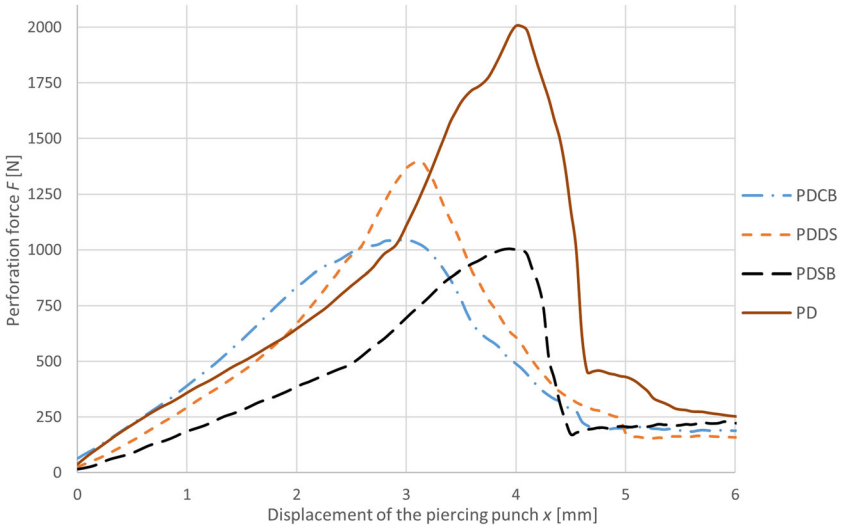


Fig. 25 Comparison of the perforation force characteristics for different punch profiles—T10K belt

all the fibers and fabrics entirely, and based on that, this punch was also excluded from further research.

If we analyze the results for the thickest belt XH500-6, we can observe that almost all the punch modifications caused an increase of the perforation force. This may be caused by the fact that all the bowls and inverted chamfering made in the punches has a depth lower than the thickness of the belt (6 mm). Because of that, sharp edges penetrate only part of the material and after that material is tried to be pressed with only one active cutting edge of the die. This indicates that in order to develop this type of piercing punches it is necessary to perform full analysis of the geometrical features like angles and radiuses on the perforation force for a wide spectrum of belts.

For the analysis of the force characteristic for various groups of polymer composite belts, three characteristics (one per the representative of each group) are presented in Figs. 24, 25, and 26. For a rigid belt with polyamide core (Fig. 24) slight offset from the flat punch characteristic can be observed in all types of punches beside the piercing punch with a spherical bowl. Although increasing the stroke may cause a longer cycle time for one hole, it may also have a positive effect in a limited range by eliminating the sudden force drop as observed in the characteristics for the punch with a cylindrical bowl and double sheared one. The most beneficial punch profile for this type of belts is the punch with a spherical bowl. The force is reduced by approximately 60%, the displacement does not exceed the thickness of the belt and the force drop is much more gentle than for a flat punch.

The main difference between rigid belts and other groups of belts is that the failure of the material occurs almost immediately after the force reaches its peak value. This means that the plastic flow phase is not so visible due to the fact that the main strength of these belts are fibers or fabrics. In the case of the aramid fiber reinforced polyurethane

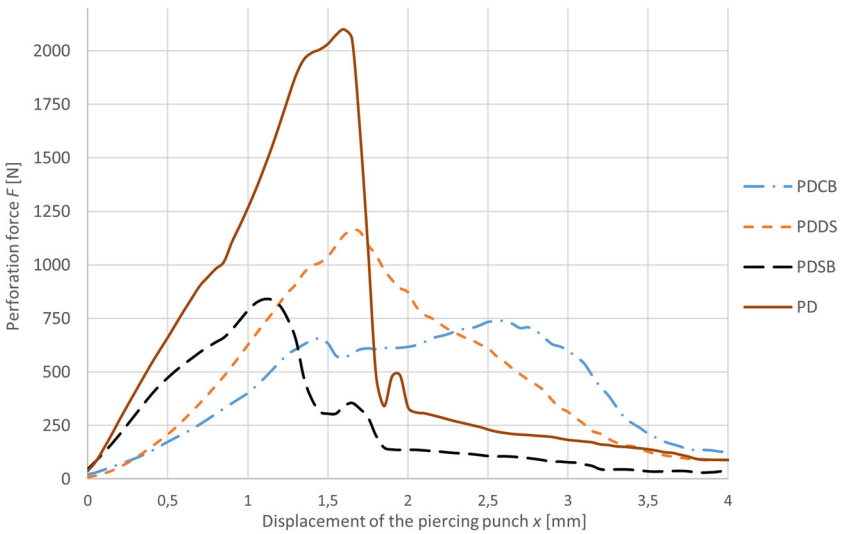


Fig. 26 Comparison of the perforation force characteristics for different punch profiles – LAB12E belt

Table 10 Shape factor for selected punch profiles and different types of belts—results of empirical research

Shape factor β [–]	PDCB	PDDS	PDSB
SG500	0.3	0.44	0.42
TTA500N	0.31	0.43	0.37
TTA1000N	0.37	0.57	0.4
M500	0.38	0.56	0.4
TFL7S	0.4	0.61	0.41
TFL10S	0.5	0.69	0.42
TFL15S	0.6	0.72	0.46
XH500-6	0.88	1.02	1.11
LAB12E	0.35	0.55	0.4
T10K	0.52	0.7	0.5

toothed belt (Fig. 25) the force reduction is similar as in the polyamide core belt. Positive effects can be observed for the punch with a cylindrical bowl (PDCB) and a double sheared punch (PDDS) because despite softening the force drop there is no offset from the PD characteristic. For the spherical bowl punch, the force drop is more sudden, however, due to the low value of perforation force (about 1 kN), it is not significant from the point of loading the punching die. For the elastic belt with polyurethane core reinforced with polyester fabric (Fig. 26), lower force is achieved by using a cylindrical instead of spherical bowl punch, but it causes the increase of its displacement in the perforation process. This observation can be explained by analyzing the mechanical behaviour of the LAB12E belt. In this case after cutting through the polyester fabric, the belt loses almost entire strength. Because the depth of the bowl is higher in PDCB tool than in PDSB, before the contact between the belt surface and inner surface of the cylindrcal bowl occurs, the fabric is already cut. This indicates that the resistance of the belt is decreased and as a result the perforation force is lower than the one obtained for a punch with a spherical bowl.

For the remaining three punch profiles (PDCB, PDDS, and PDSB), the authors decided to calculate the shape factors β (according to the Eq. 42), which were shown in Table 10. In order to use obtained values for a perforation force estimation, a model for approximating its value was also derived.

$$\beta = \frac{F_{SMi}}{F_{SM}} \tag{42}$$

where F_{SMi}—peak perforation force for selected piercing punch profile [N], F_{SM}—peak perforation force for basic flat punch [N].

In the case of the spherical bowl punch, the value of the shape factor fluctuates around 0.4. Only for thicker belts (TFL15S, XH500-6, and T10K) the value is higher, because their thickness is higher than bowl depth. It is safe to assume that for belts with thickness lower than the depth of the bowl the shape factor β equals 0.4. For other two punch profiles, the proper characteristics are derived and presented in Fig. 27. The authors noticed that the shape factor depends on the product of peak force value for the flat punch and belt thickness, which can be described as a mechanical cutting work.

The abovementioned analysis of the shape factors can be combined with the model for estimating the force for the flat punch and as a result gives us an estimated value of the

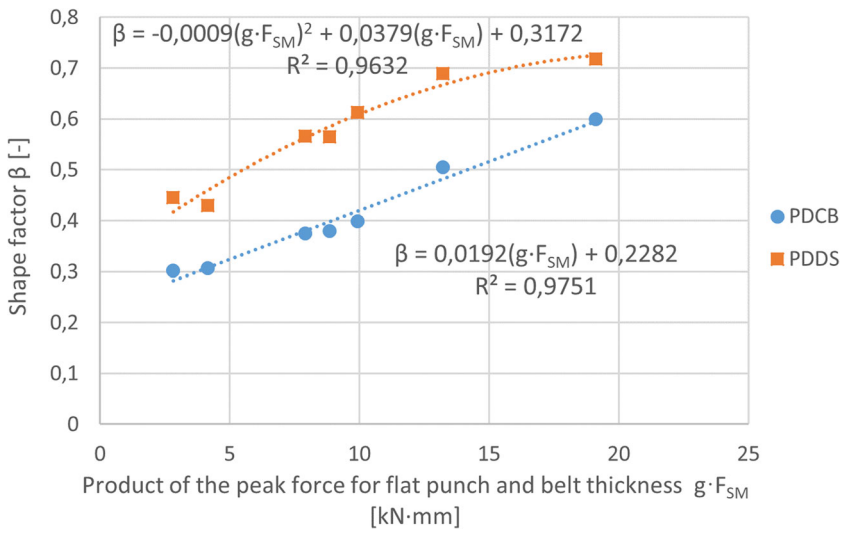


Fig. 27 Shape factor in function of peak force for flat punch F_{SM} and belt thickness g

Table 11 Mechanical properties of the belts used for veryfication of the model

Type of belt	g [mm]	g_{PA} [mm]	E [MPa]	ν [–]	μ [–]	R_m [MPa]	E/g [$\frac{MPa}{mm}$]
XH500-4	4	0.5	151	0.35	0.5–0.6	62	88
H500	3.5	0.5	179	0.3	0.5–0.6	70	150
L750	2.2	0.75	250	0.26	0.5–0.6	144	173
M250	2.2	0.25	158	0.29	0.5–0.6	57	232

perforation force for modified piercing punches by using Eq. 43:

$$F_{PDi} = \beta \cdot F_{Amax} \tag{43}$$

However, this model will be certain only for selected geometrical parameters of the piercing punches (like bowl depth and radius, shearing angle, and diameter). That is why this model will be developed in further research.

8 Verification of the perforation force estimation model

In order to verify the correctness of the proposed model, another group of belts which were not used for a model derivation was tested. Selected belts (XH500-4, H500, L750, and M250) have the same structure as the previously used ones, but its geometrical features and mechanical properties are different. Because authors wanted to check the belts that lie outside the range of model, which may give the highest possible errors, both very elastic and rigid belts were taken into consideration. For each type of the belt, the mechanical properties were determined using the methodology described in the paper and the results are presented in Table 11. Then the parameters necessary for a force estimation (compression area factor ξ and strain at damage ϵ_{dm}) were calculated based on the proposed models.

Table 12 Parameters needed for force estimation for the belts used for veryfication of the model

Type of belt	ξ_{est} [–]	ξ_{cr} [–]	ξ [–]	ϵ_{dm} [–]	F_{Emax} [N]	F_{Amax} [N]	e_A [%]
XH500–4	0.2071	0.6	0.6	0.856	3541	3682	3.98
H500	0.3678	0.65	0.65	0.824	3769	3715	1.43
L750	1.0576	0.78	0.888	0.749	3944	3944	3.12
M250	0.6159	0.78	0.78	0.92	2286	1964	14.09

Table 13 Perforation forces and shape factors obtained from empirical tests

Type of belt	F_{PDCB} [N]	F_{PDDS} [N]	F_{PDSB} [N]	β_{PDCB} [–]	β_{PDDS} [–]	β_{PDSB} [–]
XH500–4	1994	2226	1768	0.563	0.629	0.499
H500	2257	2398	1532	0.599	0.636	0.406
L750	2091	2127	1412	0.530	0.539	0.358
M250	864	904	773	0.378	0.395	0.338

As can be seen in Table 12, the selected belts, due to their extreme behaviour, have estimated ξ factors whose values lie outside the range of model. That is why the critical values (either upper or lower) were used instead. The estimated perforation force along with the value obtained from the empirical tests and the percentage error of estimation are also presented in Table 12. The error does not exceed 15% and for the majority of the specimen it was lower than 4%. This implicates that the model proposed by the authors can be used to estimate the perforation force with high accuracy.

The second part of the model verification is connected with estimating the perforation force for modified piercing punches. In order to fulfill this assignment, empirical tests were performed, according to the methodology described in Section 4, and the peak values of the force along with the calculated shape factors are shown in Table 13. By using the estimated values of the force for a flat piercing punch and the model presented in Section 7, estimated peak forces and the shape factors β were derived for three types of punches (PDCB, PDDS, PDCB) and shown in Table 14. By comparing the obtained results, we can deduce that the errors of force estimation for each shape of piercing punch equals respectively 29.3, 12.5, and 16%. The higher inaccuracy is connected with the error cumulation at each stage of the estimation (using few different models). However, it is still possible to reduce the error by extending the analysis with the influence of the geometrical parameters of the piercing punch. Although the errors are rather high, the model can be still used to estimate the value of the force on the design stage of the punching

Table 14 Estimated values of the perforation force and shape factors

Type of belt	F_{PDCB} [N]	F_{PDDS} [N]	F_{PDSB} [N]	β_{PDCB} [–]	β_{PDDS} [–]	β_{PDSB} [–]
XH500–4	1881	2504	1473	0.511	0.680	0.4
H500	1775	2444	1486	0.478	0.658	0.4
L750	1489	2186	1528	0.390	0.572	0.4
M250	611	912	786	0.311	0.464	0.4

dies for a specyfic type of belt, but proper safety factor should be considered.

9 Conclusions

Based on the presented research, the belt punching process is very complex and not a fully described issue. That is what makes the research important with regards to science and industry. The results shown in this paper prove that the perforation force can be reduced with the use of a proper punch profile. Based on the analysis, only three shapes of piercing punches (PDCB, PDDS, and PDSB) should be considered as a possible effective tool for composite belt punching, however in the current stage of research the spherical bowl punch gives the best combination of force reduction and hole precision. The derived shape factors along with the proposed analytical model make it possible to estimate the peak value of the perforation force with an inaccuracy between 4 and 15%. The main advantage of this model is that to calculate the force, we need only basic mechanical properties of the belt, which can be obtained from a simple strength test or datasheets. This can be very helpful in a design process for the punching dies used for certain types of composites belts. Although combining this model with the FEM analysis has rather high inaccuracy especially at the beginning of the process, it still makes it useful for comparative analysis used in searching the effective geometry of the piercing punch due to the compatibility of the peak value of the perforation force. In further research the authors want to expand the model by reducing the assumptions and then analyzing the influence of the geometrical parameters (shear angles, bowl depth, and radius, punch diameter, etc.) of the punching tools on the perforation force.

Open Access This article is distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International License (http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/), which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided you give appropriate credit to the original author(s) and the source, provide a link to the Creative Commons license, and indicate if changes were made.

Publisher's Note Springer Nature remains neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.

References

1. Perneder R, Osborne I (2012) Handbook Timing belts—principles, calculations, applications. Springer, Berlin
2. Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I, Domek G (2018) Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts. In: MATEC Web of Conferences, vol 157, p 01022
3. Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I, Domek G (2017) Vacuum conveyor belts perforation—methods, materials and problems. Mechanik. https://doi.org/10.17814/mechanik.2017.12.192
4. Optbelt (2017) Technical manual polyurethane timing belts. http://www.optibelt-usa.com. Accesed 31 January 2018
5. Marciniak Z (2002) Konstrukcja tocznikw. Ośrodek techniczny A.Marciniak, Warsaw
6. Suchy I (2006) Handbook of Die Design. McGraw-Hill Companies, New York
7. Quazi TZ, Shaikh RS (2012) An overview of clearance optimization in sheet metal blanking process. Int J Mod Eng Res (IJMER) 6(2):4547–4558
8. Kutuniva K, Karjalainen J, Mäntyjärvi K (2012) Effect of convex sheared punch geometry on cutting force of ultra-high-strength steel. Key Eng Mater 504–506:1359–1364
9. Bratus V, Kosel F, Kovac M (2010) Determination of optimal cutting edge geometry on the stamped orthotropic circular electrical steel sheet. J Mater Process Technol 210:396–407
10. Yamada T, Wang Z, Sasa T (2014) Effect of tool shape on galling behavior in plate shearing. Proceedia Eng 81:1817–1822
11. Groover MP (2010) Fundamentals of modern manufacturing – materials, processes and systems Sheet metalworking, 4th. Wiley, New York, pp 443–482
12. Soares JA, Gipela ML, Lararin SF, Marcondes PVP (2013) Study of the punch-die clearance influence on the sheared edge quality of thick sheets. Int J Adv Manuf Technol 65:451–457
13. Uddeholm tooling, SSAB Swedish Steels (2016) Tooling solutions for advanced high strength steels—selection guidelines. www.uddeholm.com Accesed 31 January 2018
14. Uţuleanu S, Vlase A, Sindilă G, Căpăţână N (2017) Study of the influence of punched contour geometry over the punch force using finite element analysis. MATEC Web of Conferences 112:1–6
15. Maiti SK, Ambekar AA, Singh UP, Date PP, Narasimhan K (2000) Assessment of influence of some process parameters on sheet metal blanking. J Mater Process Technol 1–3(102):249–256
16. Jadhav VJ, Shah BR (2017) Assessment & Optimization of influence of some process parameters on sheet metal blanking. Int Res J Eng Technol 10(04):266–272
17. Nishad R, Totre A, Bodke S, Chauhan A (2013) An overview of the methodologies used in the optimization processes in sheet metal blanking. Int J Mech Eng Rob Res 2(2):307–314
18. Kulkarni D, AdhikraoShinde R, Prakash Badgujar J (2015) Clearance Optimization of Blanking Process. Int J Sci Eng Res 12(6):178–191
19. Zain MSM, Abdullah AB, Samad Z (2017) Effect of puncher profile on the precision of punched holes on composite panels. Int J Adv Manuf Technol 89:3331–3336
20. Chan HY, Abdullah AB, Samad Z (2015) Precision punching of hole on composite panels. Indian J Eng Mater Sci 22:641–651
21. Lambiase F, Durante M (2017) Mechanical behavior of punched holes produced on thin glass fiber reinforced plastic laminates. Compos Struct 173:25–34
22. Pramono AE, Indriyani R, Zulfia A, Subyakto (2015) Tensile and shear punch properties of bamboo fibers reinforced polymer composites. Int J Composite Mat 5:9–17
23. Karjalainen JA, Mäntyjärvi K, Juuso M (2007) Punching Force Reduction with Wave-Formed Tools. Key Eng Mater 344:209–216
24. Singh UP, Strepel AH, Kals HJJ (1992) Design study of the geometry of a punching/blanking tool. J Mater Process Technol 33:331–345
25. Yang T, Hao J, Liu G, Su HB, Chen XP, Qi YB (2014) Influence of punch shape on the fracture surface quality of hydropiercing holes. J Harbin Inst Technol 3(21):85–90
26. Yiemchaiyaphum S, Masahiko J, Thipprakmas S (2010) Die design in fine-piercing process by chamfering cutting edge. Key Eng Mater 413:219–224

27. Thipprakmas S, Rojananan S, Paramaputi P (2008) An investigation of step taper-shaped punch in piercing process using finite element method. J Mater Process Technol 197:132–139
28. Liu W, Hao J, Liu G, Gao G, Yuan S (2016) Influence of punch shape on geometrical profile and quality of hole piercing–flanging under high pressure. Int J Adv Manuf Technol 86:1253–1262
29. Hanas WE (1972) Apparatus and method for fine blanking of parts. US3635067 Patent document. Jan. 18, 1972
30. Subramonian S, Altan T, Campbell C, Ciocirlan B (2013) Determination of forces in high speed blanking using FEM and experiments. J Mater Process Technol 213:2184–2190
31. Talaśka K, Wojtkowiak D (2018) Modelling a mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core. MATEC Web of Conferences 157:02052
32. Younes R, Hallal A, Fardoum F, Chehade FH (2012) Properties modeling for unidirectional composite materials. In: Hu N (ed) Composite materials and their properties Intech, Rijeka, pp 391–408
33. Holmberg S, Persson K, Petersson H (1999) Nonlinear mechanical behaviour and analysis of wood and fibre materials. Comput Struct 72:459–480
34. Pal B, Haseebuddin MR (2012) Analytical estimation of elastic properties of polypropylene fiber matrix composite by finite element analysis. Adv Mat Phys and Chem 2:23–30
35. Case J, Chilver L, Ross C (1999) Lateral deflections of circular plates. In: Strength of Materials and Structures. Wiley, London, pp 458–491
36. Gujar PS, Ladhane KB (2015) Bending analysis of simply supported and clamped circular plate. SSRG Int J Civ Eng (SSRG-IJCE) 5(2):69–75
37. Zyczkowski M (1981) Combined loadings in theory of plasticity. PWN, Warsaw, pp 35–39
38. Lubarda VA, Benson DJ, Meyers MA (2003) Strain-rate effects in rheological models inelastic response. Int J Plast 19:1097–1118
39. Marques SPC, Creus GJ (2012) Computational viscoelasticity, Springer, pp 13–15
40. Fleury E, Ha JS (1998) Small punch tests to estimate the mechanical properties of steels for steam power plant: I. Mechanical strength. Int J Press Vessel Pip 75:699–706
41. Bruchhausen M, Holmström S, Simonovski I, Austin T, Lapetite JM, Ripplinger S, de Hann F (2016) Recent developments in small punch testing: tensile properties and DBTT. Theor Appl Fract Mech 86:2–10
42. Singh J, Sharma NK, Sehgal SS (2017) Small punch testing: an alternative testing technique to evaluate tensile behavior of cortical bone. J Mech in Med and Biol 17:06
43. Amaral R, Teixeira P, Azinpour E, Santos AD, Cesar de Sa J (2016) Evaluation of ductile failure models in sheet metal forming. MATEC Web of Conferences 80:1–6
44. Dassault Systmes Simulia Corp (2013) Abaqus User's Manual: Version 6.13-2. http://abaqus.software.polimi.it/ Accesed 31 January 2018
45. Shetty N, Shahabaz SM, Sharma SS, Shetty SD (2017) A review on finite element method for machining of composite materials. Compos Struct 176:790–802
46. Dandekar CR, Shin YC (2012) Modeling of machining of composite materials: A review. Int J Mach Tools Manuf 57:102–121
47. Garcia JJ, Rangel C, Ghavami K (2012) Experiments with rings to determine the anisotropic elastic constants of bamboo. Constr Build Mater 31:52–57
48. Vasic S, Smith I, Landis E (2005) Finite element techniques and models for wood fracture mechanics. Wood Sci Technol 39: 3–17
49. Torres LA, Ghavami K, Garcia JJ (2007) A transversely isotropic law for the determination of the circumferential young's modulus of bamboo with diametric compression tests. Lat Am Appl Res 37:255–260
50. Dandekar CR, Shin YC (2009) Multi-step 3D finite element modeling of subsurface damage in machining particulate reinforced metal matrix composites. Composites Part A 40(8):1231–1239
51. Zhou L, Huang ST, Wang D, Yu XL (2011) Finite element and experimental studies of the cutting process of SiCp/Al composites with PCD tools. Int J Adv Manuf Technol 52:619–626

Poznań, 13.08.2018

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G. *Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, DOI: 10.1007/s00170-018-2381-3, opublikowanego w 2018 roku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	Wkład procentowy	Podpis
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	50%	
dr inż. Krzysztof Talaśka	40%	
dr hab. inż. Ireneusz Malujda, prof. nadzw.	5%	
dr hab. inż. Grzegorz Domek, prof. nadzw.	5%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

Poznań; 9. Styczeń 2019

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2018, Vol. 98, Issue 9-12, s. 2539-2561, mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonych badań, wykonaniu przeglądu literaturowego, analizie teoretycznej procesu perforacji za pomocą stempla i matrycy, wyprowadzeniu modelu analitycznego naprężeń w przekroju ścinanym pasa, wykonaniu badań eksperymentalnych perforacji pasów za pomocą stempli o różnych kształtach, opracowaniu modelu estymacji siły perforacji na podstawie parametrów wytrzymałościowych i geometrycznych pasów i wykonaniu niezbędnych obliczeń numerycznych, wykonaniu analiz MES perforacji pasa stemplem płaskim, przeprowadzeniu weryfikacyjnych badań eksperymentalnych i obliczeń, zredagowaniu i formatowaniu artykułu.

Podpis

Poznań; 9. Styczeń 2019

dr inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2018, Vol. 98, Issue 9-12, s. 2539-2561, mój udział polegał na nadzorze merytorycznym podczas ustalania zawartości oraz formy treści zaprezentowanych w artykule, weryfikacji teorii na podstawie, której możliwe jest oszacowanie wartości siły perforacji, udziale w badaniach eksperymentalnych, udziale w opracowywaniu modelu MES procesu perforacji pasów kompozytowych, udziale w opracowywaniu ostatecznej postaci artykułu, weryfikacji merytorycznej treści zawartych w artykule przed jego wysłaniem do recenzji, udziale podczas nanoszenia poprawek zgodnie z wytycznymi recenzentów oraz weryfikacji treści zawartych w pracy po naniesieniu uwag recenzentów.

Podpis

Krzysztof Talaśka

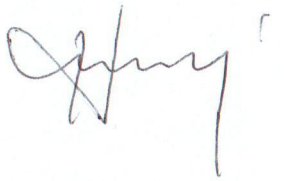
Poznań; 9. Styczeń 2019

dr hab. inż. Ireneusz Malujda, prof. PP
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2018, Vol. 98, Issue 9-12, s. 2539-2561, mój udział polegał na konsultacji przeprowadzonych rozważań analitycznych dotyczących modelu naprężeń w przekroju ścinanym pasa.

Podpis



Poznań; 9. Styczeń 2019

dr hab. inż. Grzegorz Domek, prof. nadzw.
Uniwersytet Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy
Wydziału Matematyki, Fizyki i Techniki
ul. Ogińskiego 16, 85-092 Bydgoszcz

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G.: *Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2018, Vol. 98, Issue 9-12, s. 2539-2561, mój udział polegał na konsultacji analizy teoretycznej przebiegu procesu perforacji oraz aplikacyjności przemysłowej przeprowadzonych badań.

Podpis

The influence of the piercing punch profile on the stress distribution on its cutting edge

Dominik Wojtkowiak[1,*] and *Krzysztof* Talaśka[1]

[1] Chair of Basics of Machine Design, Poznan University of Technology, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, Poland;

Abstract. Modifying the piercing punch profile may have a positive effect on the belt perforation process. Using the proper shape of the tool may reduce the perforation force and improve the quality of the holes. However, complex geometry of the punch can also cause an adverse stress distribution, which leads to a faster tool wear. In the presented paper, several different piercing punch profiles were tested using FEM analyses in ABAQUS and the obtained stress distributions along its cutting edges were analyzed. For the selected group of the piercing punches, the influence of variable geometrical features (a radius of rounding, an angle of chamfering or a depth of the bowl) on the stress distribution were also shown. Based on the results, it is possible to predict how modifying the punch profile will affect the shortening of the tool life, compared to the basic flat-end cylindrical piercing punch. The following research can be useful in the design process of the punching tools used for vacuum conveyor belts perforation.

Keywords: belt, perforation, punching, tool optimization, polymer composite

1 Introduction

Due to the variety of the construction, and as a result the mechanical properties of the polymer composite belts, which are subject to the perforation process (Fig. 1), it is very difficult to design the universal tool for each type of belt [1-3]. Basically, we can distinguish three groups of belts: the elastic light belts with polyurethane, PVC or rubber core, which can be reinforced by fabrics, the rigid belts with increased strength, whose core is made of a polyamide film protected by polyamide fabric gaskets and the durable and rather flexible polyurethane belts reinforced with aramid fiber cord [2-4] (most common as toothed belts [5], but also as v-belt or round belt [6]). Each group of belts provides different technical issues connected with the perforation process, which have an influence on the perforation parameters and the tool design. Since perforated belts (Fig. 2) appear in various widths, lengths, shapes or structures and multiple perforation patterns and hole diameters are used, the design of the automated perforating machines is much more difficult. However, designing the proper tool which will be able to minimize or eliminate all hole defects for most types of belts and will provide the

* Corresponding author: dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl
Reviewers: *Grzegorz* Domek, *Marian* Dudziak

© The Authors, published by EDP Sciences. This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

lowest possible perforation force and still maintain long enough tool life may facilitate the design phase. Additionally, by combining it with proper process parameters, it should greatly improve the manufacturing process and yield both economic and technical benefits. This is why the presented research is important for both the industrial and scientific approach to the subject.

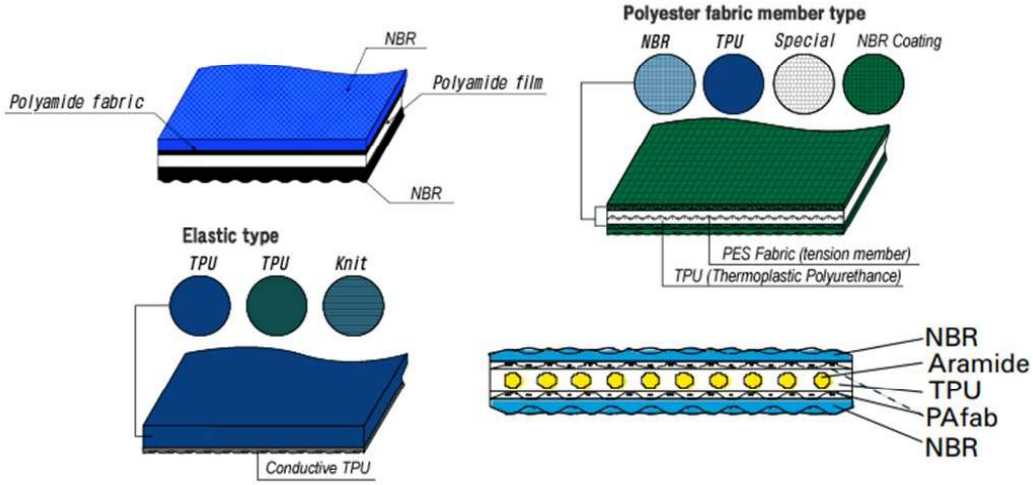


Fig. 1. Variety of the construction of the multilayer polymer composite belts [7, 8]

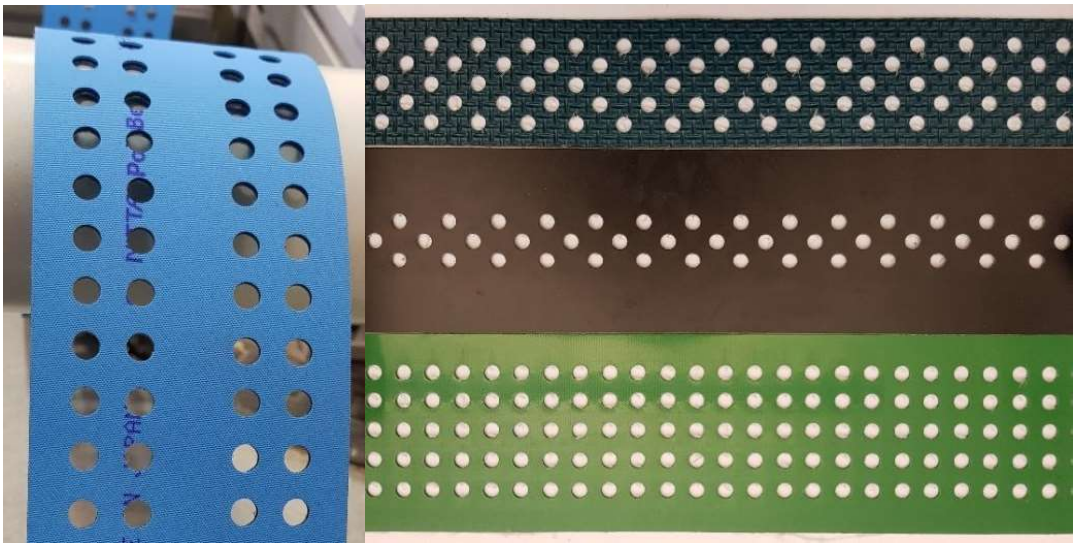


Fig. 2. Examples of the perforated belts with various perforation patterns

One can find in the scientific literature examples of the influence of the geometrical features of the tools on the process parameters, especially the maximum force necessary to perform the process. Technically, the punching process with a closed contour tool is a combination of the compression of the scrap and shearing of the material. Because of that it is possible to find some similar correlations between the geometrical parameters of the tools and the necessary force or torque in cutting [9] and agglomeration [10-14]. Since polymer composite belts may have various structures, the main resemblance can be found in natural polymers [9-11, 15] and unclassical materials [12-14].

Based on the previous research [2], it was proved that proper modification of the piercing punch profile may greatly reduce the perforation force and the concave group of modified punches provide the best combination of force reduction and quality of the hole, especially the spherical bowl piercing punch. Since the convergent shape of the die channels in the agglomeration process may reduce the force [14], the authors decided to compare the above mentioned shape of the piercing punch with the one with conical bowl.

In the presented research, the authors have compared both punches based on the force, quality and tool wear criteria. Due to the technical difficulties to evaluate the tool life in belt perforation, since the number of cycles may exceeds 1,000,000 cycles, the authors decided to use the FEM analyses and the fact that the fatigue strength of the tool depends on the stress distribution [16]. In section 2, the authors have presented the methodology of research for both empirical tests used to determine the peak perforation force value as well as to evaluate the quality of the holes and above-mentioned FEM analyses. The results of all the punching tests are presented respectively in section 3 and 4 along with the short discussion. The paper ends with a short summary in which the main conclusions are stated.

2 Methodology of research

In order to perform all the necessary punching tests, the authors have used a designed test stand [2] in the form of a punching die (Fig. 3) and a properly manufactured set of tools – the die with cylindrical channel (Fig. 3 – 9) and two piercing punches: with conical (Fig. 3 – 10a) and spherical (Fig. 3 – 10b) bowls. To make it possible to compare the results, both punches have the same depth of the bowl, which equals H = 2 mm and outer diameter D = 10 mm. The punching die is mounted on the strength testing machine MTS Insight 50, with the load capacity of 50 kN. During the tests the force-displacement characteristics were recorded and the test was repeated 5 times for each tool and type of belt. In the empirical research, 8 different types of belt were used, among which there were one representative of elastic light belts (LAB12E), one of toothed belts (T10K), and six from rigid belts with increased strength group (M500, SG500, XH500-6, TFL7S, TFL10S, TFL15S). All these belts vary in their thickness and mechanical properties in order to cover a wide spectrum of variables in the obtained results. Each belt was prepared as a rectangular specimen with dimensions 30×150, in which five holes 20 mm spacing were made. The velocity of the punch was established at 0.5 mm/s in order to maintain the quasi-static behaviour of the perforation process.

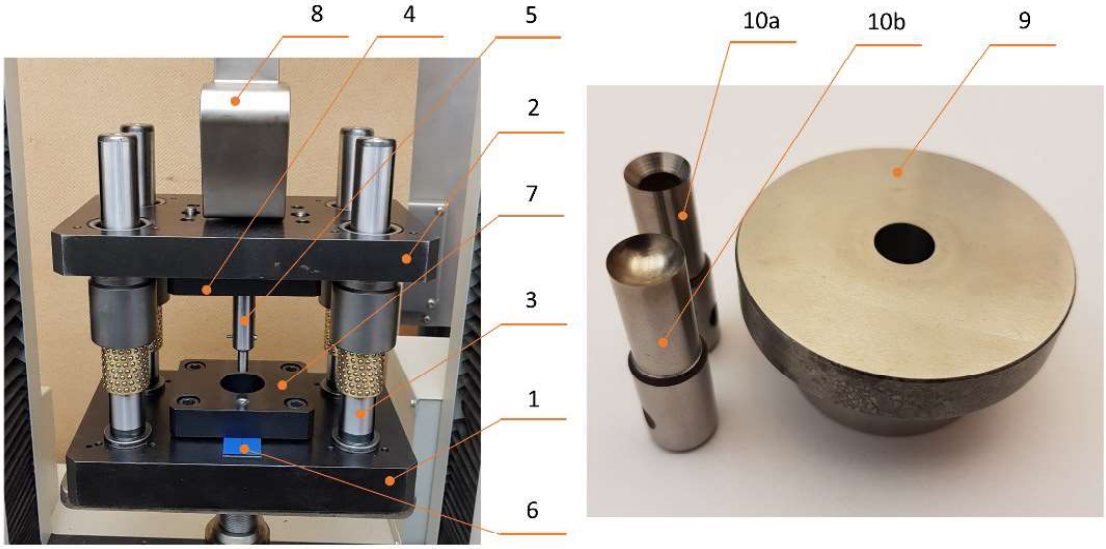


Fig. 3. Construction of the punching die along with the tools used during the empirical tests: 1 – base, 2 – head block, 3 – linear ball guide (column, sleeve and ball bushing), 4 – punch plate, 5 – punch chunk, 6 – belt specimen, 7 – blank holder, 8 – strength testing machine grip, 9 – die, 10a – conical bowl piercing punch, 10b – spherical bowl piercing punch

Modelling and computer simulations are one of the most effective method of studying and optimizing the process or the machine construction [17]. For the FEM analyses presented in the paper the ABAQUS software was used, which is widely used in modelling different

mechanical dynamic problems [18-20]. In Fig. 4 both FEM models for spherical and conical bowl punches created in ABAQUS Explicit are presented. Because the punch and the die are axisymmetric components, the 3D analysis was simplified to 2D axisymmetric analysis, which makes it possible to dense the mesh grid without extending the computational time. The FEM model consists of four parts, where three of them are deformable (punch, die and belt), while one is a rigid body (blank holder). The material of the belt was determined as an elastic-plastic one, with density 1140 kg/m^3, Young Modulus E = 310 MPa and Poisson ratio v = 0.2. The plastic properties were specified with tabular data obtained from the empirical test. All other parts were made of steel (density 7850 kg/m^3, Young modulus E = 2.1e^6 MPa and Poisson ratio v = 0.33). Three interactions were specified between: the inner surface of the bowl and top surface of the belt, the bottom surface of the belt and top surface of the die as well as the top surface of the belt and bottom surface of the blank holder as a penalty contact method with finite sliding. In order to model the movement of the punch, its top edge was subject to a boundary condition BC1 and the velocity in vertical axis was specified as 0.5 mm/s. Boundary condition BC2 was set as XSYMM while boundary conditions BC3 and BC4 were set as ENCASTRE. The analysis time equals 5 s and the mass scaling was set with the target time increment 1e^{-6}, which reduced the computational time, but was not significant for the obtained results.

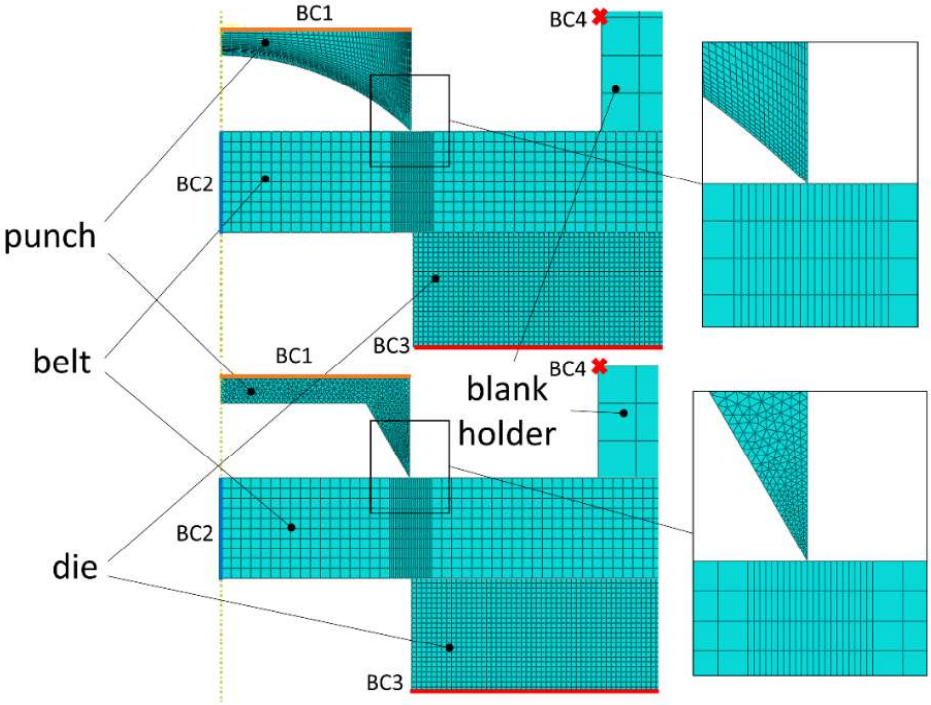


Fig. 4. FEM models in ABAQUS used for in the research

3 Comparison of perforation force for spherical and conical bowl punches – empirical tests

In Fig. 5 specimens of TFL10S belts perforated with both tools along the close up view on the side surface of the holes are presented. As can be observed in both cases no defects common for the punching process (conicity or ovality of the holes, fiber pull-out, uneven edge or side surface, deformation of the covers of the belt, etc. [1]) have occurred. By analysing the quality of the side surface for both piercing punches we have received a very smooth surface with almost no defects. If we analyse the hole diameter deviations Δ, the differences are still hardly noticeable since in both cases it varies in a range of 0.1-0.2 mm.

Based on the above analyses and considering the quality of the holes criteria, both tools give advantageous results, which fulfils all the requirements of the perforated belt manufacturers.

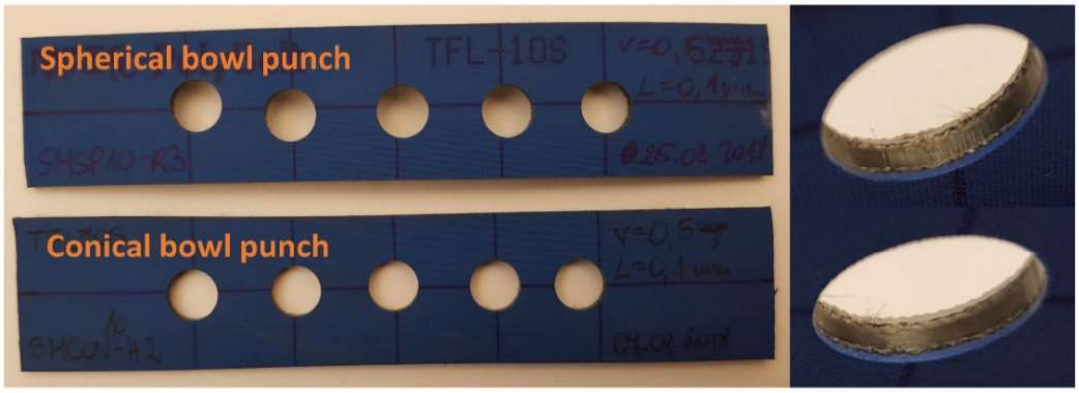


Fig. 5. Belt specimens after perforation for both spherical and cylindrical bowl punches

The comparison of the average peak values of the perforation force for both punches and 8 different types of belts is presented in Tab. 1. It can be observed that for belts with lower strength and thickness (LAB12E, M500, SG500 and T10K) the differences are negligible and may be caused by a shape deviation of a punch (ovality or multi-angularity [21]), however for more rigid belts (TFL7S, TFL10S and TFL15S) the divergence of the peak force value rises and reaches up to 23% for the strongest belt. Additionally, a huge difference may be noticed for very thick belts (6 mm) with lower strength, in which the difference exceeds 50%. Based on the results, we can conclude that in case of the spherical bowl punch there is a strong positive correlation between the thickness of the belt and the perforation force, while for a conical one the force increases with the strength of the belt connected with the thickness of the core of the belt (polyamide film). However, it is still worth mentioning that the obtained values for both punches are rather low and compared to the flat punch, the force is reduced by up to 60% [2].

Table 1. Comparison of the perforation force peak values for spherical and conical bowl punches

	Perforation force [N]							
Belt type	LAB12E	M500	SG500	T10K	TFL7S	TFL10S	TFL15S	XH500-6
Thickness [mm]	2.1	2.5	1.1	2.05-4.5	2.4	2.65	3.1	6
Core thickness [mm]	-	0.5	0.5	-	0.7	1	1.5	0.5
Spherical bowl punch	927	1240	939	977	1498	1862	2502	3024
Conical bowl punch	917	1222	1106	1118	1398	1570	1930	1395

4 Stress distribution on the cutting edge – FEM analyses

The stress distribution analyses were made in four different stages of perforation for a TFL10S belt:
- first stage, in which the piercing punch starts to penetrate the NBR coating of the belt (x = 0.125 mm),
- second stage, in which the piercing punch penetrates the polyamide fabric protective gaskets (x = 0.5 mm),
- third stage, in which the piercing punch reaches the polyamide film core of the belt (x = 1.25 mm),
- fourth stage, which occurs right before the fracture of the belt (x = 2.25 mm).

In Fig. 6 the stress distributions on a cutting edge along with the peak Mises stress values obtained in FEM analyses for a spherical bowl punch are presented, while in Fig. 7 the corresponding data for a conical bowl punch is shown. In Fig. 8 and Fig. 9 the stress distributions on the inner surface of the punch bowls in the final stage of analyses for spherical and conical bowl punches respectively are presented.

Based on the results, we can observe that at the beginning of the perforation in both cases the stress concentration is visible on the tip of the cutting edge profile and the outer surface of the piercing punch. As the penetration propagates, the stress concentration moves to the inner surface of the punch bowl, while the outer surface is unloaded. The main difference between the punch profile is that for the conical bowl punch the tip of the cutting edge is subjected with the highest stress regardless of the penetration value, while for a spherical bowl punch the stress is distributed on the bigger surface as the penetration propagates. Additionally, we can observe that on the inner surface of the conical bowl the stress distribution is more uniform than for a spherical bowl, especially for large penetration values. It may be the reason, while for thicker belts the perforation force is lower if we use a conical bowl punch.

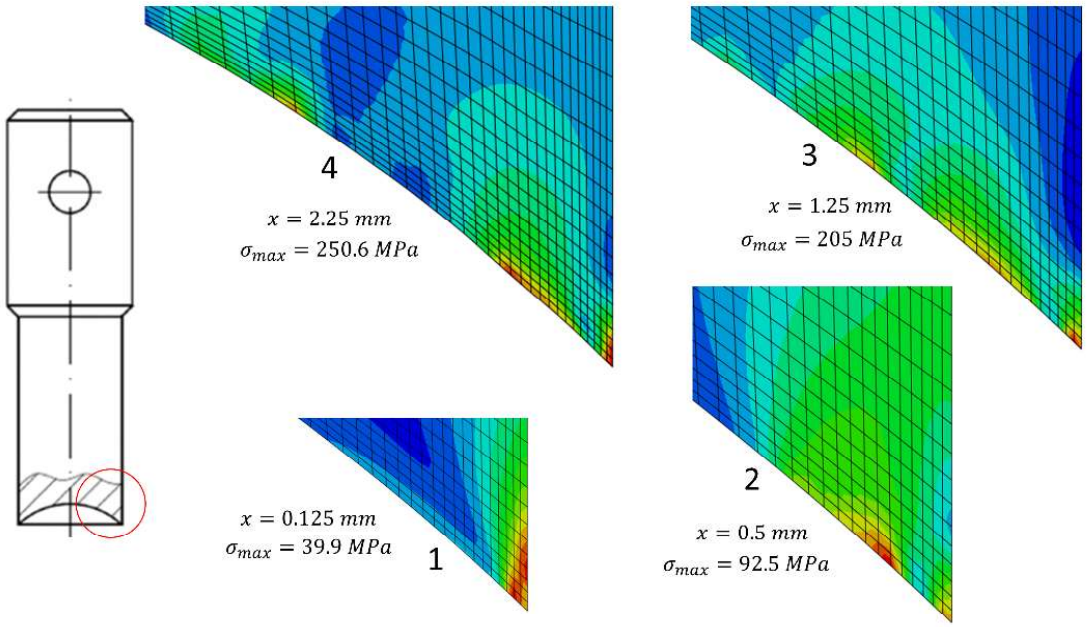


Fig. 6. Four stages of stress distribution in a spherical bowl punch during belt punching – FEM analysis results

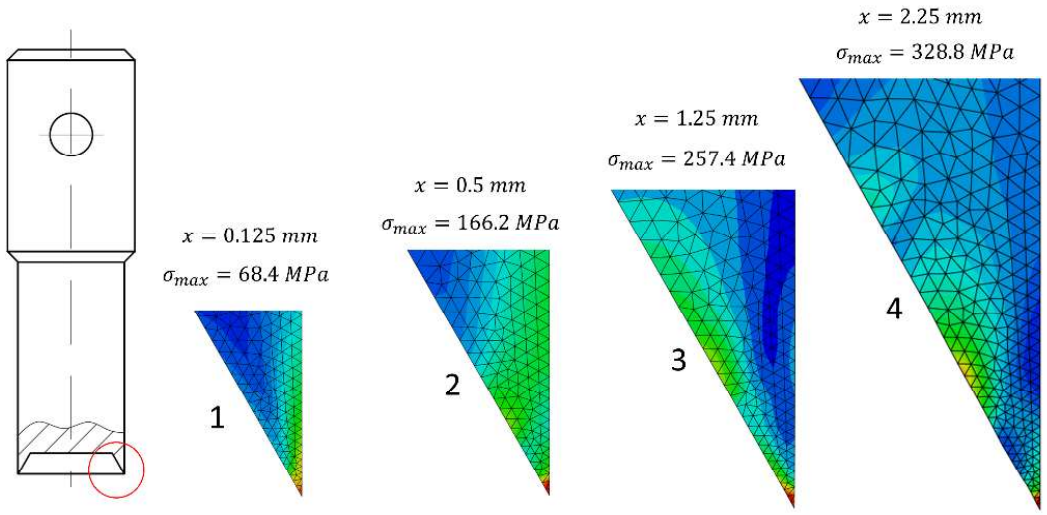


Fig. 7. Four stages of stress distribution in a conical bowl punch during belt punching – FEM analysis results

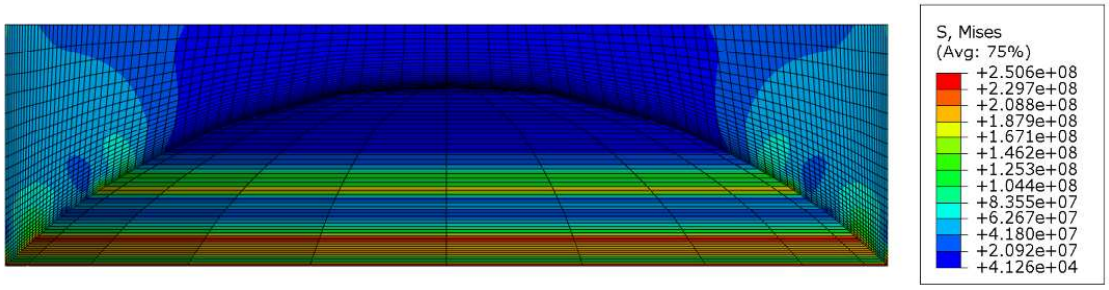


Fig. 8. Stress distribution in a spherical bowl punch during belt punching right before the fracture occurs – FEM analysis results

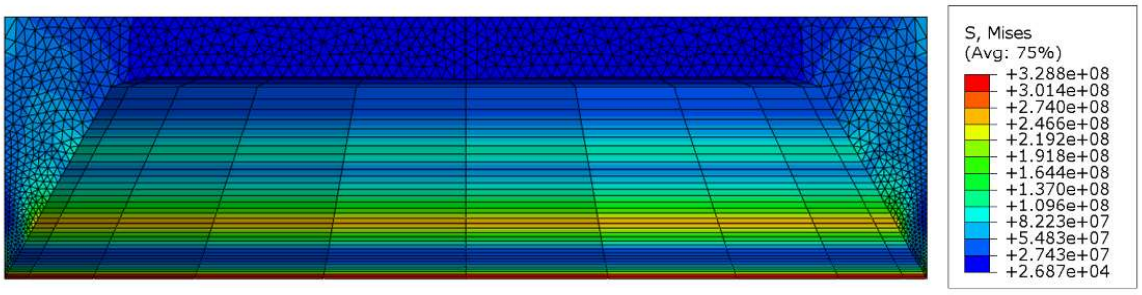


Fig. 9. Stress distribution in a conical bowl punch during belt punching right before the fracture occurs – FEM analysis results

Considering the tool life, the most important factor is the quality of the cutting edge and its sharpness, which may be decreased as a result of the rounding caused by frictional work and fatigue wear. Because of that, the most important is the peak value of the stress on the tip of the punch profile. The characteristics in Fig. 10 present the correlations between the depth of the penetration and the Mises stress on the cutting edge for both of the analysed punches. Based on the results, we can conclude that the tool life of the spherical bowl punches should be longer than the conical one since the peak stress value is about 25% lower. Additionally, at the beginning of the perforation we can see very sharp growth of the stress value, which may be especially dangerous if we consider the dynamics in the real industrial process, in which the punch velocity exceeds 40 mm/s.

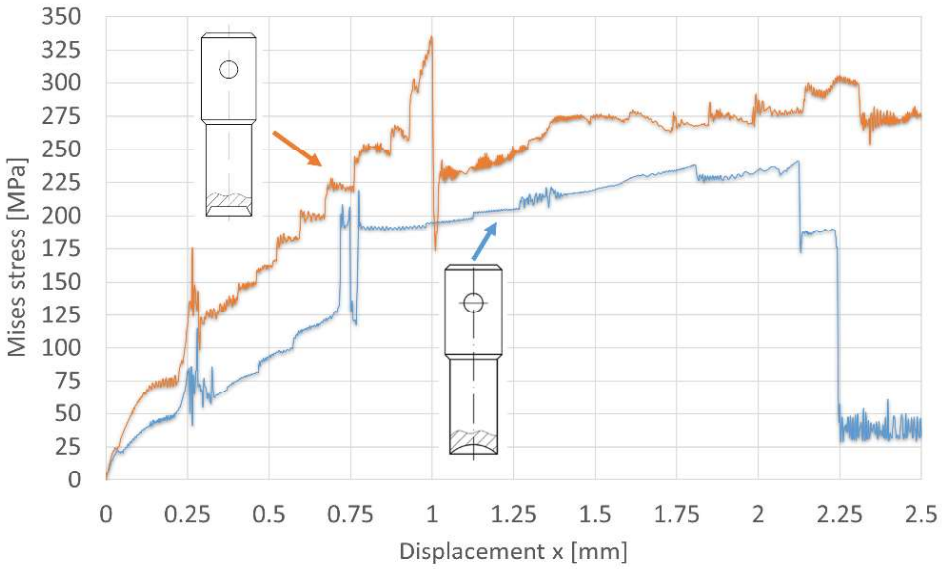


Fig. 10. Comparison of Mises stress on the cutting edge in function of displacement for spherical and conical bowl punches – FEM analysis results

5 Conclusions

The presented research proved that concave profiles of piercing punches should be considered as a possible effective tool for composite belt punching. The perforation force can be reduced up to 60-70% with the use of a proper punch profile. Both spherical and conical bowl punches provide proper quality of the hole and can be certainly used in the belt perforation. The stress distribution analyses showed that the spherical bowl punches may be characterized by a longer tool life since they have a more advantageous stress distribution, which means that despite slightly higher peak perforation force they are still considered as an effective punch profile for polymer composite belts. However, for certain cases like very thick belts it is recommended to use the conical bowl punches in order to minimize the perforation force. These belts very often have thick NBR coating, which will damp the negative effect of the dynamic impact of the punch on the belt, and because of that it should not affect the tool wear, but will greatly reduce the perforation force. The presented results showed that an investigation of the influence of the geometrical features of the tools may greatly improve the technological process and will provide a lot of useful data, which can be used in the design process of the machines used for belt perforation.

References

1. D. Wojtkowiak, K. Talaśka, I. Malujda, G. Domek, *Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts.* MATEC Web of Conferences **157**, 01022 (2018)
2. D. Wojtkowiak, K. Talaśka, I. Malujda, G. Domek, *Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch.* The International Journal of Advanced Manufacturing Technology **98**, 9-12, 2539–2561 (2018) https://doi.org/10.1007/s00170-018-2381-3
3. D. Wojtkowiak, K. Talaśka, I. Malujda, G. Domek, *Vacuum conveyor belts perforation – methods, materials and problems*, Mechanik 12/2017, 1138-1142 (2017) https://doi.org/10.17814/mechanik.2017.12.192

4. K. Talaśka, D. Wojtkowiak, *Modelling a mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core*. MATEC Web of Conferences **157**, 02052 (2018)
5. G. Domek, A. Kołodziej, *Design of the tendon structure in timing belts*, Procedia Engineering 136, 365-369 (2016)
6. K. Wałęsa, I. Malujda, K. Talaśka, *Butt welding of round drive belts.* Acta Mechanica et Automatica **12** (2), 115-126 (2018)
7. Nitta Industries website – www.nitta.co.jp, (Access date: 06.08.2018)
8. Wilhelm Herm. Müller, Nitta Industries – polish catalog, In: www.whm.pl (Access date: 06.08.2018)
9. D. Wilczyński, K. Talaśka, I. Malujda, P. Jankowiak, *Experimental research on biomass cutting process.* MATEC Web of Conferences **157**, 07016 (2018)
10. K. Talaśka, I. Malujda, D. Wilczyński, *Agglomeration of natural fibrous materials in perpetual screw technique – a challenge for designer*. Procedia Engineering, Vol. 136, 63-69 (2016)
11. D. Wilczyński, I. Malujda, K. Talaśka, R. Długi, *The study of mechanical properties of natural polymers in the compacting process.* Procedia Engineering, Vol. 177, 411-418 (2017)
12. J. Górecki, I. Malujda, K. Talaśka, M. Kukla, P. Tarkowski, *Influence of the Value of Limit Densification Stress on the Quality of the Pellets During the Agglomeration Process of CO_2*. Procedia Engineering **136**, 269-274 (2016)
13. J. Górecki, I. Malujda, K. Talaśka, *Investigation of Internal Friction of Agglomerated Dry Ice.* Procedia Engineering **136**, 275-279 (2016)
14. J. Górecki, I. Malujda, K. Talaśka, D. Wojtkowiak, *Dry ice compaction in piston extrusion process.* Acta Mechanica et Automatica **11,** 4, 313-316 (2017)
15. I. Malujda, D. Wilczyński, Mechanical Properties Investigation of Natural Polymers. Procedia Engineering Vol. 136, 263-268 (2016)
16. A. Kocanda, P. Czyżewski, Numerical analysis of abrasive wear of forging dies. In: K. Mori, Simulation of Material Processing: Theory, Methods and Applications, 421-424 (2001)
17. R. Dyja, E. Gawronska, A. Grosser, P. Jeruszka, N. Sczygiol, *Estimate the Impact of Different Heat Capacity Approximation Methods on the Numerical Results During Computer Simulation of Solidification.* Engineering Letters 24, 2, 1-14 (2015)
18. M. Dudziak, G. Domek, A. Kołodziej, K. Talaśka, *Contact Problems Between the Hub and the Shaft with a Three-angular Shape of Cross-section for Different Angular Positions*. Procedia Engineering **96,** 50-58 (2014)
19. M. Žmindák, Z. Pelagića, P. Pastoreka, M. Močilana, M. Vybošťoka, *Finite element modelling of high velocity impact on plate structures.* Procedia Engineering **136,** 162-168 (2016)
20. T. Domański, A. Sapietová, M. Sága, *Application of Abaqus software for the modeling of surface progressive hardening.* Procedia Engineering **177,** 64-69 (2017)
21. M. Dudziak, A. Kołodziej, G. Domek, K. Talaśka, *Multi-angularity - identification of parameters and compatibility conditions of the axisymmetric connection with form deviations.* Procedia Engineering **177,** 431-438 (2017)

Poznań, 11.02.2019

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu: D. Wojtkowiak, K. Talaśka: The influence of the piercing punch profile on the stress distribution on its cutting Edge, MATEC Web of Conferences 254, 02001, https://doi.org/10.1051/matecconf/201925402001, opublikowanego w 2019 roku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	Wkład procentowy	Podpis
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	50%	
dr inż. Krzysztof Talaśka	50%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

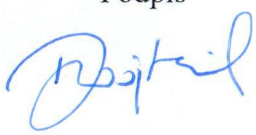
Poznań; 30. Wrzesień 2019

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *The influence of the piercing punch profile on the stress distribution on its cutting edge, MATEC Web of Conferences,* 2019, Vol. 254, 02001, mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonych badań, wykonaniu przeglądu literaturowego, opracowaniu metodyki badawczej, wykonaniu badań eksperymentalnych, opracowaniu wyników i sformułowaniu wniosków, budowie modelu MES i wykonaniu analiz naprężenia na krawędzi tnącej stempla, zredagowaniu i formatowaniu artykułu.

Podpis



Poznań; 30. Wrzesień 2019

dr inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *The influence of the piercing punch profile on the stress distribution on its cutting edge, MATEC Web of Conferences,* 2019, Vol. 254, 02001, mój udział polegał na konsultacji zakresu oraz zawartości treści, jak i na jej weryfikacji merytorycznej, weryfikacji metodologicznej poprawności podejścia do rozwiązywanego problemu, udzielaniu merytorycznych rad w zakresie modelowania MES, wyznaczania parametrów stosowanych modeli materiałów, interpretacji wyników analiz numerycznych oraz weryfikacji ostatecznej postaci redakcyjnej artykułu, zarówno przed jak i po procedurze recenzyjnej.

Podpis

Krzysztof Tal

The International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2019) 104:315–332
https://doi.org/10.1007/s00170-019-03746-7

ORIGINAL ARTICLE

Determination of the effective geometrical features of the piercing punch for polymer composite belts

Dominik Wojtkowiak[1] · **Krzysztof Talaśka**[1]

Received: 21 December 2018 / Accepted: 14 April 2019 / Published online: 31 May 2019
© The Author(s) 2019

Abstract

Punch optimization is important in improving the technological process of belt perforation. Research about this process can rarely be found in the scientific literature. The objective of this paper is to determine the effective geometry of the piercing punches with a spherical bowl used for polymer composite belts. In order to fulfill this goal, the complex research of the influence of the geometrical features of the piercing punch on the perforation force, the hole quality, and the tool life has been conducted. For derivation of the proposed model, the authors have used the combination of analytical and FEM analyses, along with the experimental tests validation. Based on the results, there are clear correlations between the depth of the spherical bowl punch and the perforation force or the hole diameter deviation. By analyzing the ratio of the perforation and transverse force, we are able to evaluate how the tool life will change for different sets of geometrical parameters. All these correlations have been used to derive the indicators of the perforation force, tool life, and hole quality. Based on those, the optimization function has been specified. Finding the minimum value of this function makes it possible to define the optimal tool geometry. The design of effective tools for belt perforation with diameters D = 5, 6, 8, and 10 mm has been presented, but the obtained characteristic makes it possible to find an optimal solution for any diameter which lays in the range from 3 to 10 mm. Since the model has been built based on the indicators, it is easy to adjust it to match any specific requirements of the belt manufacturers, which makes it useful for tool designers.

Keywords Belt perforation · Punching · Tool optimization · Polymer composites

Nomenclature

Δ	Hole diameter deviation	mm
δ	Ovality factor	$-$
μ	Friction coefficient	$-$
A	Area of transverse compression	mm^2
D	Diameter of a piercing punch	mm
D_L	Hole diameter in longitudinal direction	mm
D_N	Nominal diameter of the hole	mm
D_T	Hole diameter in transverse direction	mm
E	Young's modulus	MPa
F_F	Inside surface of the spherical bowl friction	N
F_{FO}	Side surface of the piercing punch fricition	N
F_i	Force of the spring in the point i	N
F_M	Resistance force of the material	N
F_R	Radial force	N
F_P	Perforation force	N
F_T	Transverse force	N
H	Depth of a spherical bowl	mm
h	Depth of the penetration	mm
k_i	Constant of the spring in the point i	N/mm
L	Clearance between a punch and a die	mm
l_0	Length of the undeformed material	mm
n	Number of points on the penetration length	$-$
p_T	Transverse punch-belt pressure	MPa
p_V	Vertical punch-belt pressure	MPa
R	Radius of a spherical bowl	mm
r	Radius of the cutting edge	mm
x	Width of the ring of the punch penetration	mm
x_F	Perforation force indicator	$-$
x_L	Tool life indicator	$-$
x_Q	Hole quality indicator	$-$

✉ Dominik Wojtkowiak
dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl

[1] Chair of Basics of Machine Design, Poznan University of Technology, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, Poland

1 Introduction

Perforation of the conveyor belts, due to the variety of materials used for manufacturing multilayer composite belts and

the range of their mechanical properties, became a serious issue for manufacturers worldwide. Conventional tools are no longer suitable for the punching process, considering its efficiency, durability, and quality of the holes. Wojtkowiak et al. [1] stated that using the non-mechanical modern methods, like laser cutting or abrasive water jet (AWJ), is limited due to the heat influence or generates very high costs. This indicates that the simplest mechanical method of belt perforation—punching with two cutting edges (a piercing punch which cooperates with a die)—may be considered as an optimal one, if the effective geometry of the piercing punch will be determined. Based on the previous research presented in [2], the concave piercing punches, especially the one with spherical bowl, may greatly reduce the perforation force.

According to Talaśka and Wojtkowiak [3], polymer composite belts may be divided into three groups: elastic light belts reinforced with fabrics, rigid belts with increased strength with thick films as their cores, and durable flexible belts reinforced with cords. The structure of the belts may be either multilayer or fibre-reinforced. Among the materials of which separate layers are made of most common are polyamide, polyester, polyurethane, rubber, PVC, and aramid or carbon fibers. The main focus in the presented research is put on the rigid belts with increased strength whose core is made of polyamide film covered by polyamide fabric protective gaskets and nitrile rubber (NBR) covers. According to the previous research presented in [4], this type of belts needs the highest perforation force and the quality of the hole strictly depends on the geometry and wear of the cutting edge, due to the combination of fabrics and rigid film in their structure.

As far as tool optimization performed for such tools as twist drills, mills, turning tools, or punches is concerned, research can be widely found in the scientific literature; however, there is no research connected with belt perforation tools. Abele and Fujara [5] presented a new holistic method of using computing power for twist drill design and optimization. Li et al. [6] showed a three-dimensional finite element method of milling process for solid carbide end mill design and optimization, where such geometrical parameters as helix angle, rake angle, and number of flutes were optimized based on the target of low cutting forces and temperature. Zong et al. [7] used the FE model to simulate diamond turning process in order to consider the influence of cutting edge radius, rake angle, and clearance on the residual stresses and established an optimal value of rake angle at 15° and clearance angle at 10°. Jensen et al. [8] presented an optimization of the shape of the draw-die profile with regard to the tool wear using conventional optimization method and explicit FE method, which led to improving the tool life almost twice. Performing the tool optimization based only on the experimental research requires to manufacture a series of tool sets with variable geometries, which is very expensive. This is why computer-aided design (CAD) along with the FEM analyses is widely used for the tool optimization. Based on the analyses, we can choose a few sets of geometrical features, which will be later manufactured and tested to validate the model used and the results obtained. This approach will greatly reduce the costs and will expand the range of tested parameters.

During the tool optimization, various objective functions, designs, and state variables may be used. Venkata Rao and Savsani [9] presented in their work multiple advanced optimization techniques, which was explained on few examples of the optimization of different mechanical designs (gear train, robot gripper, etc.). In general, we can distinguish three main groups of objective functions for tools: exploitation parameters (tool life or wear, process efficiency, tool stiffness, etc.), dynamic parameters (generated forces or stress), and quality parameters (roughness of the surface, deviations, etc.). If we consider the belt punching process, the most important objectives are the lowest perforation force, the longest tool life, and the best quality of the holes. As design variables, the geometrical features like bowl radius, punch-die clearance, punch diameter, or tool angle will be used. Based on the chosen tool geometry, the state variables (equivalent stress, strain, or frictional work) can be obtained and used to determine the objective functions.

Among the searched parameters, the hardest to determine is the tool life. Experimental tests, which will make it possible to specify the tool life, could take a few years and millions of cycles before any usable results are obtained. Because of that, it is necessary to use models for tool life prediction, based on the above-mentioned state variables. In the scientific literature, we can find the correlations between the tool life and the following parameters: cutting edge stress, lateral to normal force ratio, cutting force, temperature, tool wear after low-cycle tests, or some stochastic or genetic algorithms based on previous population of results for specific types of tool. Ko and Kim [10] described an analytical scheme for the prediction of the tool wear by using reformulated Archard's wear model in an incremental form, which is using the normal pressure over the contact area. Oraby and Hayhurst [11] used the ratio of force components acting at the tool tip (radial and feed component of the force) in order to develop the models for tool wear and life estimation. Zhang and Guo [12] proposed a tool wear model, which uses the prediction of the cutting force and the energy consumption in the turning process and validated this model with the experimental results available in scientific literature. Yen et al. [13] stated that in metal cutting, tool wear is strongly influenced by the cutting temperature, contact stresses, and relative sliding velocities at the interface. They claimed that using the FEM simulations to determine the

above-mentioned variables, it is possible to predict the tool wear evolution and tool life with acceptable accuracy. Hu et al. [14] proposed a novel friction/wear model, which characterizes the evolutions of friction coefficient and the remaining thickness of the coating layer, which can be used to predict the life of coated tools for sheet metal forming process and can be applied to the FE simulation. Salonitis and Kolios [15] presented a methodology for the efficient reliability assessment of cutting tool wear based on the combination of stochastic response surface and surrogate modeling methods combined with Monte Carlo simulations and first-order reliability methods for the estimation of reliability indices taking into an account cutting speed and feed rate. They claimed that the proposed techniques have potential for determining optimal tool life with reduced experimental testing in comparison with pure experimental methods. Kovac et al. [16] also proposed a method, which the main profit is minimizing the number of experiments necessary for acquiring enough input data and they gained it by using genetic algorithms. All above-mentioned tool life estimation models cannot be directly used for an estimation of the punch wear. The important difference between the belt punching process and machining is the magnitude of the tool life. In belt punching, the tool life may exceed 1,000,000 holes, which takes hours and a lot of wasted material, while in machining, the tool life is measured in minutes. Because of that, for the punch optimization, we should use methods based strictly on FEM analyses, which will provide as results to the perforation force to transverse force ratio or the contact pressure on the cutting edge.

The main goal of the presented research is to determine the effective geometry of the piercing punches with a spherical bowl used in the belt perforation process. Any additionally derived characteristics should enable to simply adjust the optimization model to match specific requirements of the manufacturers worldwide. In Section 2, the authors present a brief description of the methodology used in experimental research. In the three following sections, the authors have widely discussed the influence of the punch geometry on the quality of the holes (Section 3), perforation force necessary to perform the process (Section 4), and tool life (Section 5). All these results were combined and used in the punch optimization presented in Section 6 and closed with main conclusions presented in summary (Section 7).

2 Methodology of research

In the presented research, the combination of analytical derivations, FEM simulations, and experimental research was used in order to determine the effective geometry of the piercing punch. All presented results were obtained using the test stand designed by authors (Fig. 1), which consists of the punching die with replaceable tools. Its construction was described in details in [2]. The main advantage of the test stand is the zero backlash linear guide, which makes it possible to use a very small clearance between the punch and the die (down to 0.05 mm). All the experimental tests were performed on the MTS Insight testing system with load capacity 50 kN, where traverse speed 0.5 mm/s provided the quasi-static nature of the analyzed process. In order to check a wide spectrum of belt properties, ten different types of belts were tested, in which we can distinguish eight representatives of strong rigid belts with polyamide core (SG500, TTA500N, TTA1000N, M500, TFL7S, TFL10S, TFL15S, XH500-6) and one representative from the two remaining groups of more flexible belts (polyester fabric–reinforced polyurethane belt LAB12E and aramid fiber cord–reinforced polyurethane toothed belt T10K). For each belt, the rectangular specimens 30×150 mm were cut, in which five holes were punched with 20-mm spacing, and the force in function of displacement during punching was measured for various sets of tools (punches and dies).

In order to derive the optimization model, only one type of belt (TFL10S) will be used. This type of belt was chosen because it has a combination of the most difficult properties for a perforated belt manufacturers—it is very rigid and has increased strength, which indicates it needs one of the highest perforation forces and the tool wear during its processing should be the worst. Additionally, it has protective gaskets made of the polyamide fabrics which implies that it should be subjected to the tool sharpness and almost all defects common for the belt perforation will occur for this type of belt.

3 Influence of the geometrical features of the punch on the quality of the hole

The quality of the punched holes may be evaluated using both quantity and quality criteria. The first parameter used for the quantity analysis of the effect of the punching process is the diameter deviation Δ, which defines the difference between the nominal diameter D_N of the punch and the diameter of the hole. Since the diameters measured in perpendicular dimensions differ due to the orthotropic properties of the polymer composite belts and much more elasticity is visible in the longitudinal direction of the belt than the transverse one, the diameter D_L measured in the longitudinal direction will be taken into account during further analysis. Based on the obtained results, the deviations in the longitudinal directions are 10 times higher than those in the transverse direction, which means that

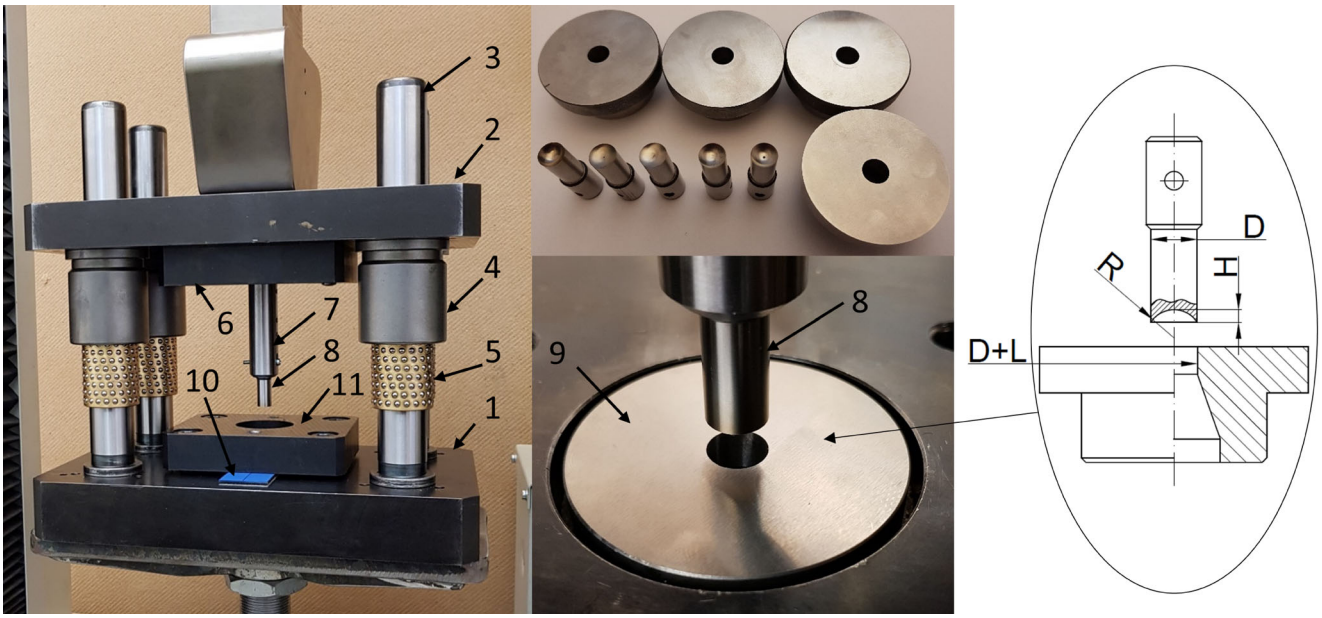


Fig. 1 Punching die and the set of tools used in presented tests with their geometrical parameters: 1—base, 2—head block, 3—guiding column, 4—sleeve, 5—ball bushing, 6—punch plate, 7—punch chuck, 8—piercing punch, 9—piercing die, 10—belt specimen, 11—pressure plate, D—diameter of the piercing punch, H—depth of the spherical bowl, L—punch-die clearance, R—radius of the piercing punch

slight ovality of the holes is present. In order to grade it, the ovality factor δ was introduced as a ratio of both diameters.

To determine the correlation between the depth of the piercing punch bowl H and the punch-die clearance L with the above-mentioned quantity criteria, the measurement of the hole diameters was taken with a slide caliper with accuracy of 0.01 mm. For each geometry, five holes were measured in both directions and then the average was derived. The obtained results are presented in Table 1 and the characteristics are shown in Fig. 2a–c. The methodology of the measurement is presented in Fig. 2d.

Based on the results, there is a negative linear correlation between both analyzed parameters and the depth of the punch bowl H. This indicates that the sharper the cutting

Table 1 Measurement results of the hole diameter for TFL10S belt using tool with nominal diameter D = 10 mm: *PD* - flat punch and die, *PDSB* - punch with spherical bowl and die, R - radius of the bowl [mm], L - punch-die clearance [mm]

Diameters of the holes measured in perpendicular directions [mm]												
Tool set	D_{L1}	D_{T1}	D_{L2}	D_{T2}	D_{L3}	D_{T3}	D_{L4}	D_{T4}	D_{L5}	D_{T5}	$D_{L_{avg}}$	$D_{T_{avg}}$
PD10-L0.05	9.62	9.3	9.6	9.35	9.6	9.33	9.6	9.39	9.51	9.33	9.586	9.34
PD10-L0.1	9.88	9.44	9.88	9.46	9.89	9.6	9.77	9.51	9.8	9.49	9.844	9.5
PD10-L0.15	9.82	9.46	9.81	9.34	9.84	9.37	9.81	9.42	9.86	9.35	9.828	9.388
PD10-L0.2	9.67	9.31	9.62	9.41	9.62	9.37	9.57	9.29	9.61	9.46	9.618	9.368
PDSB10-R10-L0.1	10.33	10.01	10.33	10.01	10.23	9.98	10.17	10	10.25	10.1	10.262	10.02
PDSB10-R8.5-L0.1	10.27	10	10.25	9.95	10.19	9.99	10.2	9.98	10.2	10.03	10.222	10.03
PDSB10-R7.25-L0.05	10.08	10.02	10.17	9.99	10.12	10.03	10.17	9.99	10.18	10.03	10.144	10.012
PDSB10-R7.25-L0.1	10.18	10.03	10.17	10.04	10.23	10.01	10.12	10	10.23	10.03	10.186	10.022
PDSB10-R7.25-L0.15	10.18	9.99	10.2	10.03	10.22	10.03	10.22	10.06	10.16	10.04	10.196	10.03
PDSB10-R7.25-L0.20	10.23	10.03	10.18	10.02	10.14	10.03	10.23	10.01	10.23	10	10.202	10.018
PDSB10-R6.5-L0.1	10.13	10	10.19	10.01	10.14	10.02	10.07	10.01	10.11	9.98	10.128	10.004
PDSB10-R5.5-L0.05	10	10.02	10.01	10.02	9.99	9.99	10	10.03	10.02	10.02	10.004	10.016
PDSB10-R5.5-L0.1	10.02	10.01	10.05	10	10.02	10	10.03	10	10.03	10.02	10.03	10.006
PDSB10-R5.5-L0.15	10.08	10.02	10.07	10.01	10.06	10.01	10.07	10.02	10.04	10.02	10.064	10.016
PDSB10-R5.5-L0.20	10.07	10.02	10.04	10.03	10.05	10	10.05	10.02	10.07	10	10.056	10.014

edge, the better the quality of the hole we can obtain. Analyzing the influence of the punch-die clearance, we can observe that by increasing the gap between two cutting edges, diameter deviations rise nonlinearly. On the other hand, changing the punch-die clearance has no effect on the ovality of the hole.

As can be observed, the hole diameter for the flat punches is always lower than the nominal value, since the belt is extended during the process and shrinks after the punch goes back to its initial position. On the other hand, for the spherical bowl punches, the holes have slightly greater diameters than the tool. Because some correlations between the hole deviation and the geometry of the tool are present, it could be possible to determine the nominal diameter of the piercing punch, which would compensate the hole deviation. Thanks to that, we would be able to obtain perfect diameter of the holes in the belt, even with less sharp tools. The problem with this approach is the fact that presented correlations are specific for a single type of the belt and may slightly differ for another one. In order to adjust the equipment of the perforating machine for various belts, it will be necessary to use not only different piercing punches but also the dies. It would generate very high cost of exploitation. Using the effective geometry of the tool, which should be properly designed for a universal application, can greatly reduce that cost. Even if the tool life of the sharper piercing punch will be shorter, the wear of the die is much lower than the punch. Applying the constant nominal diameter of the piercing punch will make it possible to use one die for the multiple types of punches.

For the quality analysis, the most important factor taken into account is the presence or absence of the typical defects that occur in the perforated belts. Based on the previous research [2] as the common defects of belt perforation, we can distinguish: conicity or ovality of the holes, fiber pull-out, uneven edge or side surface, and deformation of the covers of the belt. In Fig. 3, selected holes for different geometries of the piercing punch are presented. Comparing the flat punch with all spherical bowl punches, it can be clearly observed that the roughness of the side surface and the shape of the hole contour are greatly improved regardless of the depth of the bowl and clearance. Analyzing the correlation between these parameters and the overall quality of the holes, we can observe that increasing the clearance has a negative effect since the pulled-out fibers occur much more often. Increasing the depth of the bowl should theoretically reduce the fiber pull-out as it makes the punches sharper, but the surface finish and tool condition may affect the quality as well. This means that the theoretically sharper tool may give worse results due to the machining errors (as can be seen for holes made with tools with $H = 2$ mm and $H = 2.35$ mm) and it should be considered in the results analysis.

Based on the above-mentioned analysis and the overall experience of the authors obtained by the contact with the industry, the map of hole quality was made (Fig. 4). On this map, the quality of the hole was evaluated in the range of 0–1, where 1 means 100% fulfilling the requirements of the belt manufacturers and customers. It should be mentioned that the presented data should be used more for understanding the tendency of how the hole quality varies when using different tool sets rather than for a quantity analysis of the perforation process.

4 Influence of the geometrical features of the punch and die on the perforation force

One can find a lot of research that presents an influence of the punch-die clearance on the punching process parameters in metal stamping, such as maximum force, tool wear, and hole quality. Soares et al. [17] reported that the ideal clearance range for thick ductile materials is between 2 and 10% and that for the values below 5% the smaller peak of maximum punch force and lower fracture angle is obtained. However, they also mentioned that for very small clearances (0.2%), the maximum force increases. On the other hand, they stated that larger punch-die clearance (15%) acceptable fracture angle profile is gained, but a large burr height occurs. Subramonian et al. [18] reported that the correlation between the punch-die clearance and the contact stress is the "V" or "U" shaped curve since increasing the clearance changes the shearing-bending ratio in the punching process, which means that there is a range in which the contact stress reaches its minimum. They also stated that this stress level may be used as an indicator of a punch wear and together with the geometry curve can be used to improve the tool life. Lo et al. [19] investigated the effects of punch-die clearance on the burr width of shearing corner and established an analytical model of the dimensional tolerance between punch and punch base, which can be used to predict the burr width and the tool life. However, the above-mentioned correlation for more elastic materials, like polymer composite belts, was not specified.

In Fig. 5, the results for two punches with radius of the bowl 5.5 and 7.25 mm are presented. Based on the experimental results, a slight difference in the force magnitude is visible, but no explicit nature of the correlation may be determined. The reason for varying perforation force is the tool condition, as was mentioned in Section 3, and since the tests were performed for the two with the best surface finish, the influence of this parameter should be minimized. In order to check the possible dispersion of the results, measurement was made before and after the die sharpening (because the surface milling does not change the geometry of the tool) for eight different types of belts

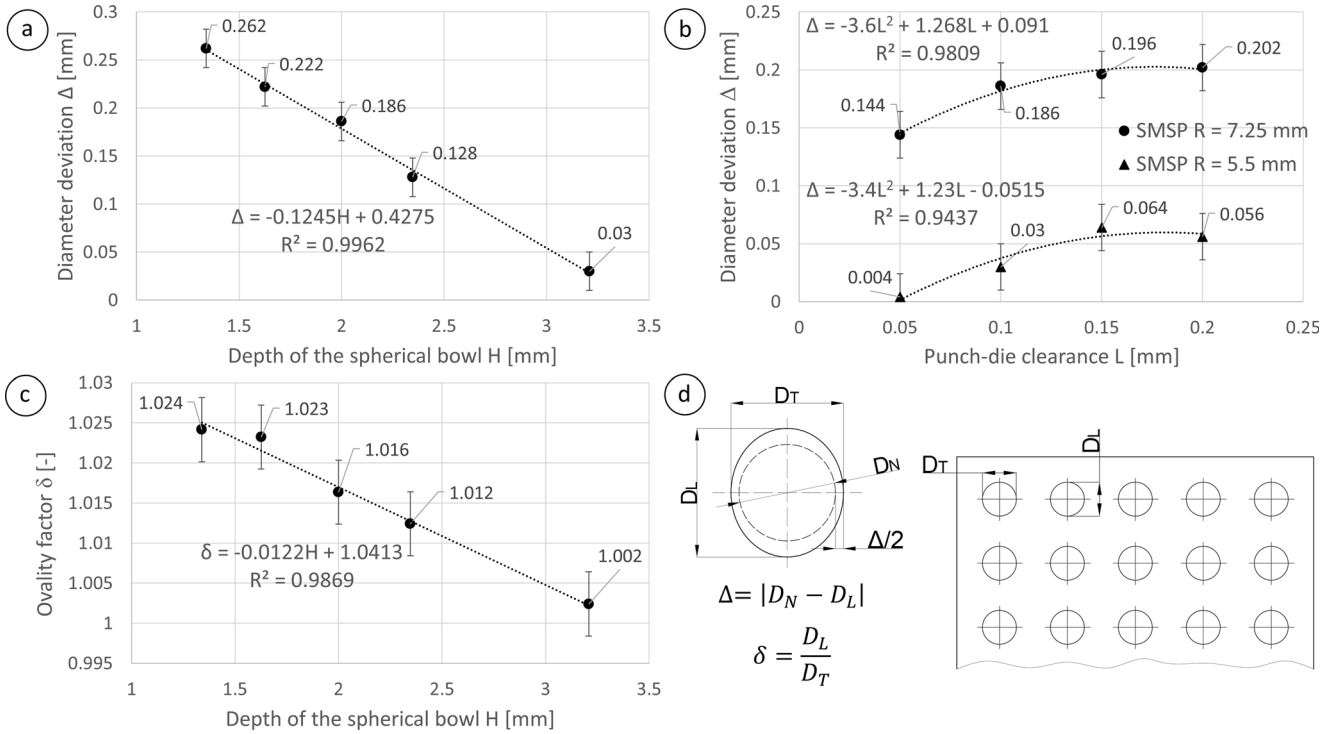


Fig. 2 Correlations between the tool geometry and the quality criteria of the holes for TFL10S belt **a**–**c** along with the methodology of their determination **d** for $D = 10$ mm

and the obtained results are presented in Table 2. Based on that, the dispersion of the perforation force was established as the average value of 5% for the flat punch and 15% for the spherical bowl punch. Since the differences between extreme values for the experimental tests are 6.5% and 10.2%, we can conclude that for the elastic materials, the

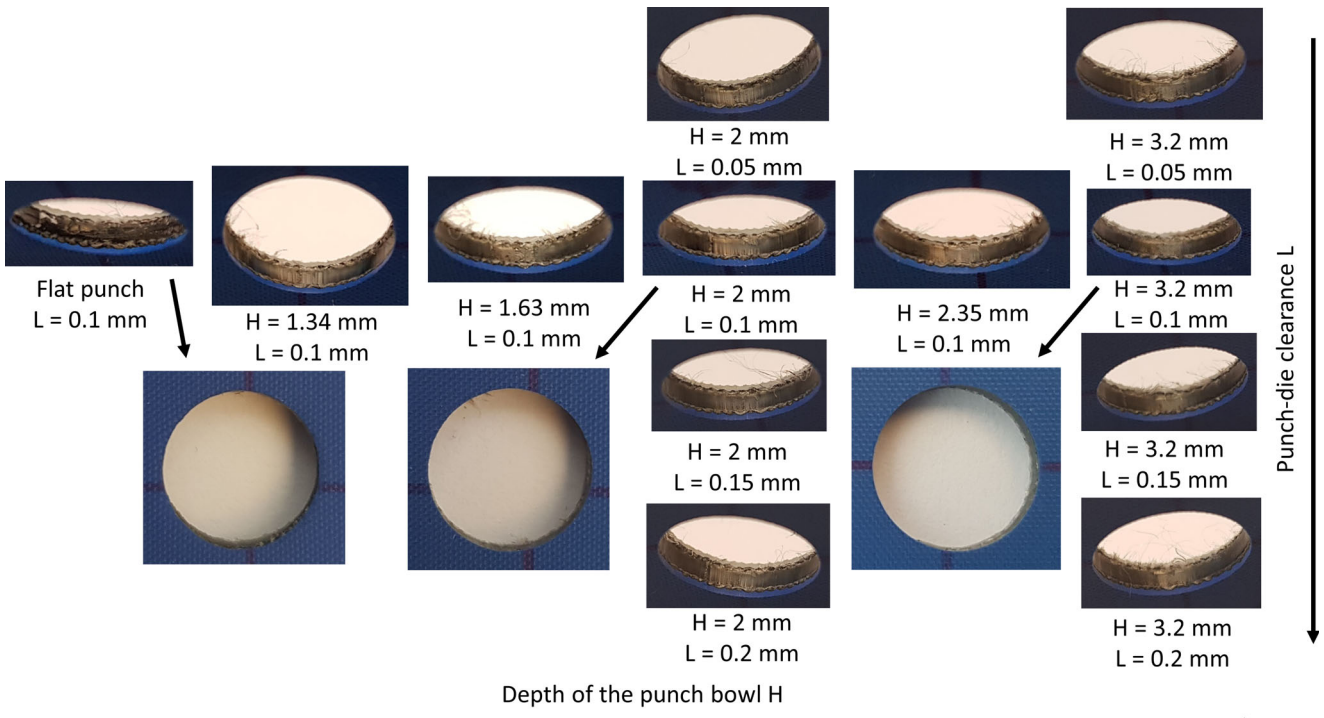


Fig. 3 Quality of the holes for different geometries of the piercing punch and belt TFL10S and diameter $D = 10$ mm

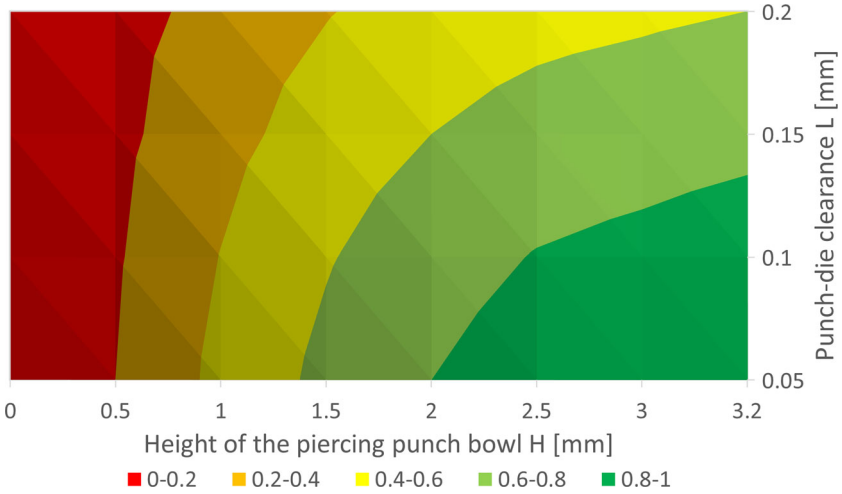


Fig. 4 Map of the quality of the holes for different geometries of the piercing punch and belt TFL10S and diameter $D = 10$ mm

punch-die clearance has an insignificant influence on the perforation force.

This thesis is also proved by FEM analyses results. Although the differences between the perforation force values were visible, no trend was observed. The values fluctuate around the avarage values of 2163 N for tool with radius 7.25 mm and 1681.5 N for the punch with radius 5.5 mm. All results, either empirical or simulational, lie within 15% from the average values. Only for the sharpest tool and the biggest punch-die clearance the value of the force exceeds this limit. The differences are mainly caused by the various mesh in the belt, because the element size on the partition between the edge of the punch and die changes along with the clearance. Since the error of the results corresponds with the later established model accuracy, we can conclude that for modelling the perforation force for tool optimization, the punch-die clearance is negligible.

In order to determine the influence of the punch geometry on the perforation force, a series of tests which consist of both experimental and simulation research were performed. The obtained results for flat and spherical bowl punches are presented in Table 3. Since the clearance influence was neglected, only three geometrical parameters of the spherical bowl punch are considered in the analyses: punch diameter D, bowl radius R, and depth of the bowl H (Fig. 1). Because determining two of the parameters fully defines the geometry of the punch and due to the technological aspect of choosing the proper tool for the grinding process of the punches, the radius of the bowl will be specified and the depth will be calculated. The diameter of the punch has to be specified because it strictly corresponds with the hole size and cannot be treated as a result value.

Taking into consideration the effect of the tool condition on the perforation force value, it is almost impossible to determine the force characteristics strictly on the experimental results. It would require a set of precisely manufactured tools with various geometrical features, which covers a whole range of possible bowl depth (maximum depth of the punch has to be lower than $0.5D$).

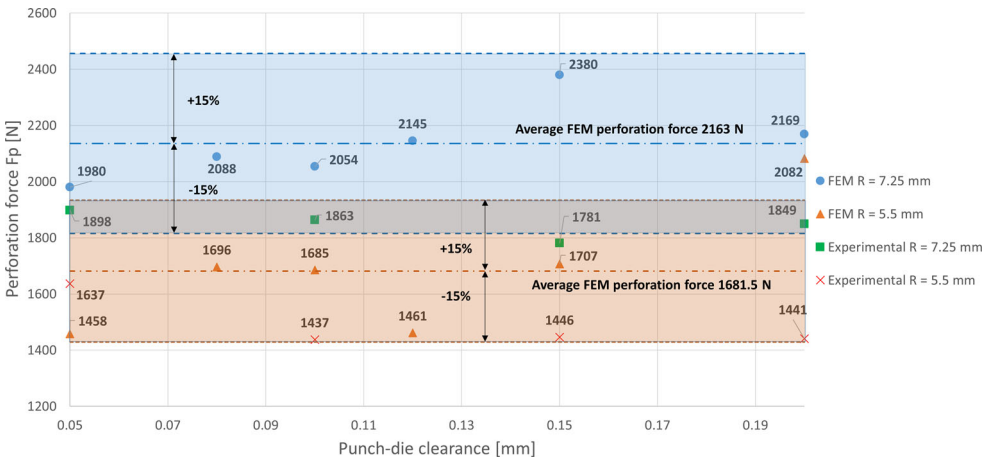


Fig. 5 Correlation between the punch-die clearance and the perforation force obtained from both FEM and experimental tests for TFL10S belt and diameter $D = 10$ mm

Table 2 Comparison of the experimental tests results before and after the die sharpening for various types of belts, diameter D = 10 mm and bowl radius R = 7.25 mm

Punch type	M500	SG500	TFL7S	TFL10S	TFL15S	TTA500N	TTA1000N	XH500-6
Perforation force before the die was sharpened [N]								
Flat	3558	2713	4143	5086	6168	3191	4401	3471
Spherical bowl	1413	1136	1682	2138	2810	1181	1780	3677
Perforation force after the die was sharpened [N]								
Flat	3497	2759	3987	4633	5821	3177	4392	3592
Spherical bowl	1240	939	1498	1863	2502	1013	1598	3024
Percentage difference of the force value [%]								
Flat	1.16	1.7	3.77	8.91	5.63	0.44	0.2	3.49
Spherical bowl	13.95	20.98	12.28	14.76	12.31	16.58	11.39	21.59

Although the punches with spherical bowl make it possible to achieve better performance of the perforation process, their manufacturing is much more complicated compared with the simple flat punches. The main technical issues are the grinding process of the punch bowl (sharpening) and maintaining proper tolerances on the geometrical parameters of the punch. One of the reason for above-mentioned issues is the necessity of using HSS steel with hardness 64 HRC. Because of this, the machining has to be performed after a heat treatment (hardening), which indicates that special tools have to be used. Additionally, the complex shape of the punch requires specific kinematics of the tool drive. All these issues may be solved by proposing the construction of the machine for piercing punch spherical bowl precision grinding, which may be considered by authors as a future design and research objective. But for now, the cost of machining a set of these tools is too high to perform the whole research based on the experimental tests.

For that reason, the authors have built the FEM model in ABAQUS/Explicit, which makes it possible to analyze different combinations of the geometrical parameters and obtain necessary characteristics for the tool optimization process. The construction of the FEM model is presented in Fig. 6. The assembly consists of four instances: TFL10S belt, the piercing punch, die, and blank holder. Beside the belt, all the instances were modelled as steel elements and

Table 3 Comparison of the experimental tests and FEM analyses results for belt TFL10S

Punch type	D [mm]	R [mm]	L [mm]	H [mm]	$F_{P_{exp}}$ [N]	$F_{P_{FEM}}$ [N]	δ_{FP} [%]
Flat	10	–	0.1	–	4633	4723	1.9
	8				3485	4244	21.8
	6				2643	3511	32.8
	5				2155	2926	35.8
Spherical bowl	10	7.25	0.05	2	1898	1980	4.3
	10	7.25	0.15	2	1781	2380	33.6
	10	7.25	0.2	2	1849	2169	17.3
	10	5.5	0.05	3.2	1637	1458	10.9
	10	5.5	0.15	3.2	1446	1707	18
	10	5.5	0.2	3.2	1461	2082	44.5
	10	10	0.1	1.34	2458	2412	1.9
	10	8.5	0.1	1.63	2680	2376	11.3
	10	7.25	0.1	2	1863	2054	10.3
	10	6.5	0.1	2.35	2122	1935	8.8
	10	5.5	0.1	3.2	1437	1685	17.3
	8	7.25	0.1	1.2	2109	1986	5.8
	6	7.25	0.1	0.65	2429	2073	14.7
	6	7.25	0.1	0.45	2140	1837	14.2

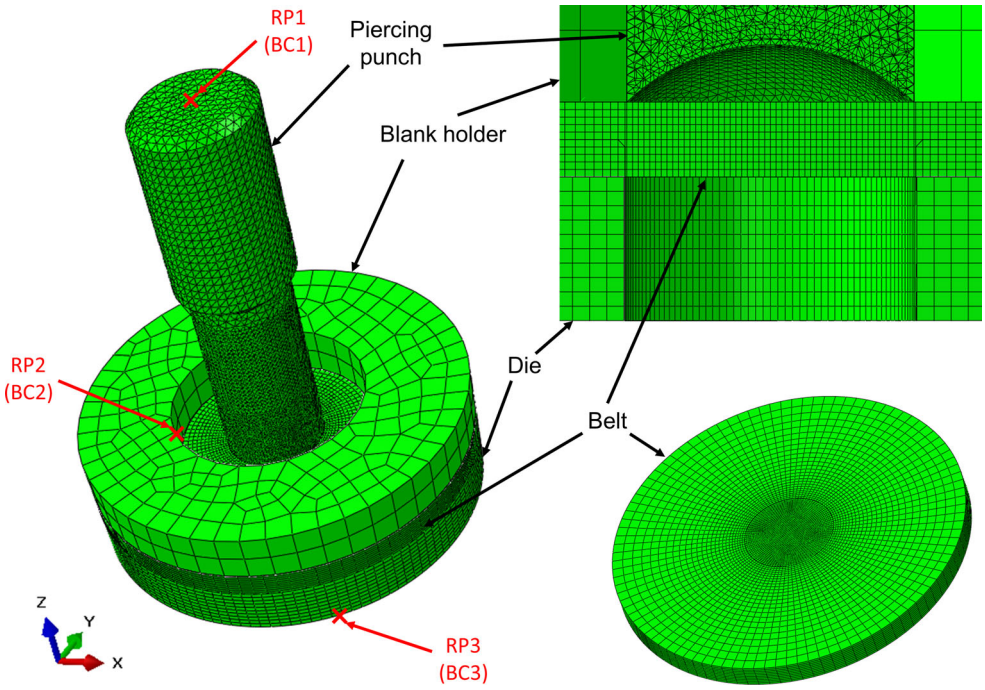


Fig. 6 Construction of the FEM model

treated as rigid bodies using a proper constrain between an instance and selected reference points RP1, RP2, or RP3. The kinematic extortion of the piercing punch was created by applying the boundary condition BC1 to RP1 point. This BC sets V3 value as −0.0005 m/s and resets other angular or linear velocities as 0, leaving only one active degree of freedom. The remaining points RP2 and RP3 were fixed with ENCASTRE boundary condition, which blocked all the degrees of freedom. The belt was modelled as a deformable part and its properties were defined according to Table 4. Plastic properties of the material were assumed as isotropic and were obtained as tabular values from the experimental stress-strain curve, where plastic strain 0 occurs at 112 MPa. The damage of the material was modelled with the simplified Johnson-Cook model [3], where the deformation rate and temperature are insignificant (d_4 and d_5 equal 0). The remaining J-C parameters are shown in Table 4. Damage evolution was specified by the displacement at failure parameter and varies depending on the geometry of the piercing punch. The interaction in the model was made as a general contact and its properties were defined with tangential behavior friction coefficient 0.6 and normal behavior of "hard" contact. The die, belt, and blank holder were meshed with hexahedral, 3D stress, linear C3D8R explicit elements. The belt was divided for partition that both cutting edges have a contact with the same element. The cutting edges along were divided into 100 elements on its circumference. Due to the complex geometry, the grip part of the punch was meshed with tetrahedral C3D10M elements. Mesh control used in the model was set to obtain 10 elements on the thickness belt of size 0.00026 m each and the diameter of the hole was divided into 50 elements. Although it may be considered as a coarse mesh, the authors realized that increasing the number of elements on the thickness of the belt does not change the obtained results more than a few percent, but greatly increases the computational time and the problems with element distortion occur more often. In order to model the fracture of the belt instance, element deletion was enabled. The results of the reaction force RF3 were taken from the history output for RP1 point. The time period of the analysis was 10 s. In order to reduce the computational time, a mass scaling was used with target time increment 0.001. It was possible due to the low velocity and quasi-static character of the test.

The validation of the presented FEM model was made based on the comparison of the experimental and simulational results. The example comparison for a TFL10S belt and punch with diameter 10 mm and radius 7.25 mm is presented in Fig. 7. All the experimental results used for a model validation are presented in Table 3 along with its simulational equivalent and the obtained error. Based on the results obtained for a spherical bowl punches, the

Table 4 Parameters used in the FEM analysis

ρ [kg/m^3]	E [MPa]	ν [-]	d_1 [-]	d_2 [-]	d_3 [-]
1140	235	0.2	-0.24	0.32	2.6

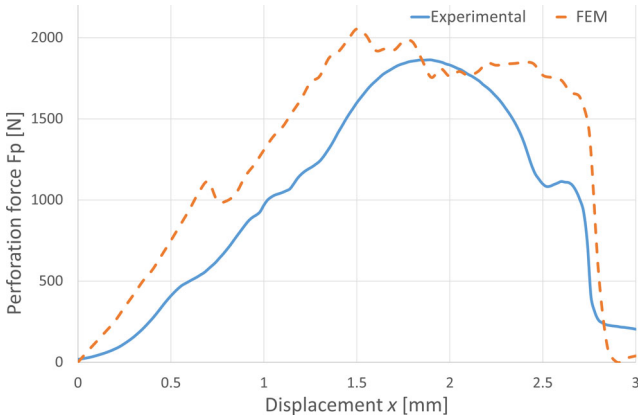


Fig. 7 Example of the comparison of the experimental and FEM analysis results for TFL10S belt, punch diameter D = 10 mm, bowl radius R = 7.25 mm, and punch-die clearance L = 0.1 mm

FEM model inaccuracy was established at the average level of 15%. If we analyze the results for a flat punch, we can conclude that the convergence of the model decreases, especially for smaller diameters. It means that the presented model is adequate for spherical bowl punches, but not for the flat ones.

Based on the proposed model, the simulations for the punches with a spherical bowl and diameters of 5, 6, 8, and 10 mm were performed. For each diameter, at least six different bowl radii were analyzed. The example of the obtained stress distribution for a TFL10S belt and punch with diameter 10 mm and radius 7.25 mm is presented in Fig. 8. Since changing the geometry of the punch had an effect on the element size in the mesh, it was necessary to adjust each model in order to obtain proper results. The modified parameter was the displacement at failure, which was used for steering the element deletion process. The adjustment was made until the moment of failure corresponded with reaching the punch displacement similar to the thickness of the belt (Fig. 8). Since the wide range of the geometrical parameters occurs in the presented research, the displacement at failure varies from 0 to 0.01, with an average order of magnitude 10^{-5}. The example results of

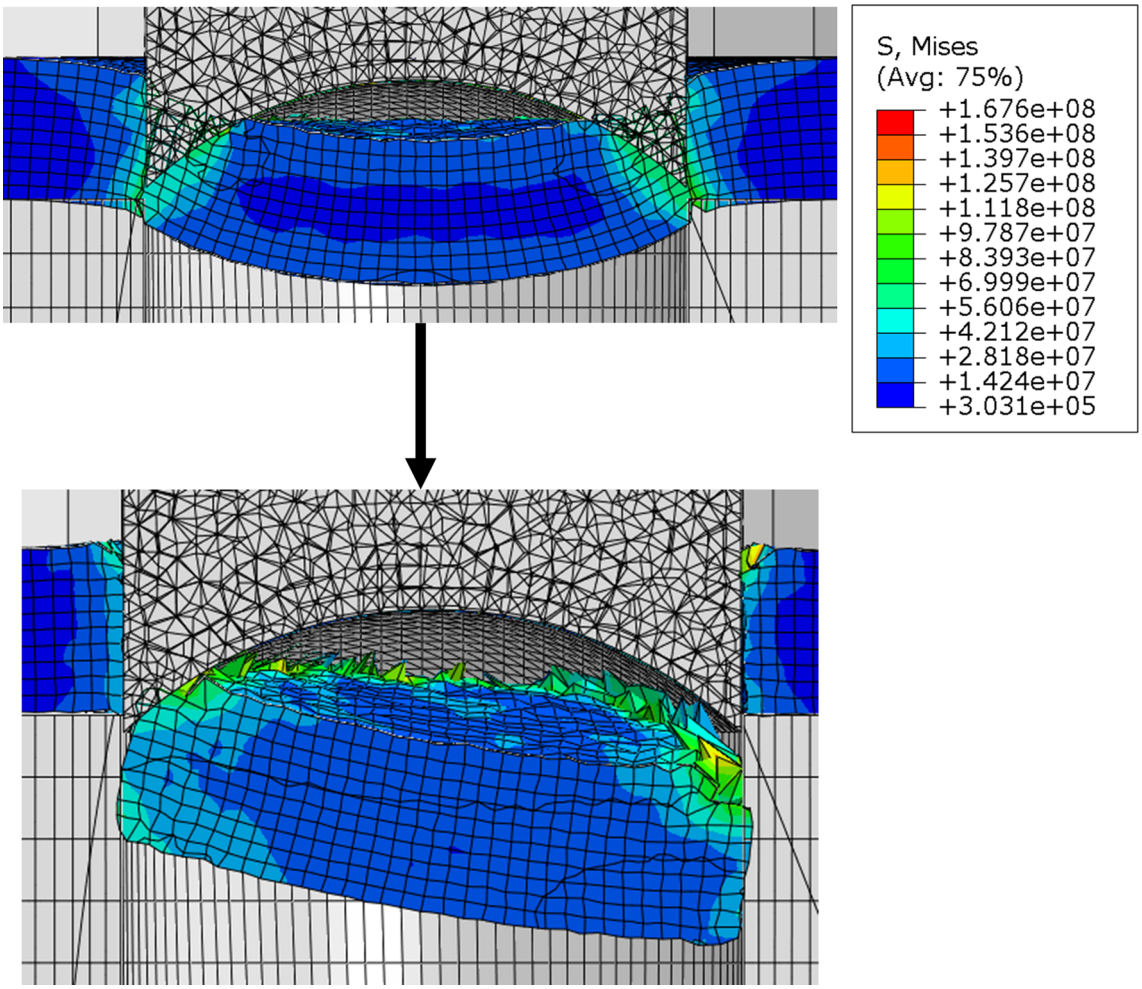


Fig. 8 Example of the simulational results FEM analysis results for TFL10S belt, punch diameter D = 10 mm, bowl radius R = 7.25 mm, and punch-die clearance L = 0.1 mm

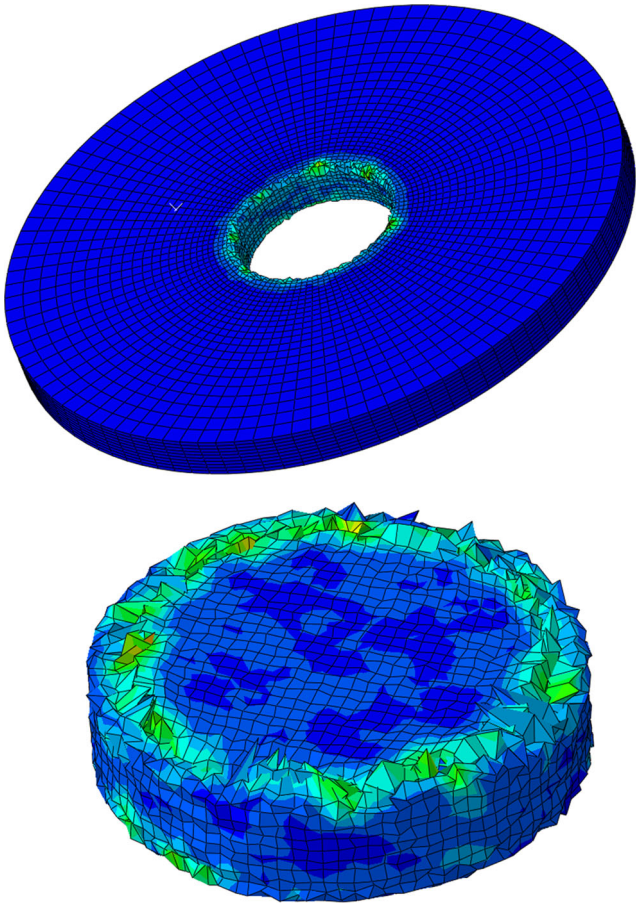


Fig. 9 Example of the comparison of the experimental and FEM analysis results for TFL10S belt, punch diameter D = 10 mm, bowl radius R = 7.25 mm, and punch-die clearance L = 0.1 mm

the analysis in a form of perforated belt TFL10S and the scrap are presented in Fig. 9.

The standard result of the FEM analysis is the determined state of stress and strain in the considered material [20]. Depending on the specificity of the analyzed process, the stress state may be key information and for another ones, the strain state may be more important. The example may be the detailed analysis of the strain distribution in the process of deep drawing [21, 22]. For the authors, the key information obtained from the FEM analyses is the peak perforation force. The divergence between the force characteristics obtained from simulations and experiments is caused by the simplification of using an isotropic approach to belt material modelling, which is in reality the composite with orthotropic mechanical properties. Additionally, the multilayer composite is modelled as a homogenous material and the damage model does not take into account the fracture between the layers. Nevertheless, if we consider that the peak value of the perforation force is crucial information in the punch optimization, we can consider the presented model as useful enough. This approach was previously presented in [2, 3] and the obtained results have proved that considering the composite as an equivalent homogenous material in FEM analyses may be used in this application and it was supported with multiple examples found in scientific literature [23–31]. However, using only FEM analyses may give some false results connected with the mesh or poorly chosen failure parameters, which is why authors used a combination of both methods of research in which the experimental tests results are used for model verification.

In Fig. 10, the obtained results for the punch with diameter 10 mm are presented along with determined force-bowl depth characteristic. On the chart, the upper limit of the perforation force (which corresponds with the values obtained for a flat punch) was marked for $H = 0$ as well as other experimental results. As can be observed, using the exponential estimation gives proper results only in the limited range of bowl depth (lower than 2 mm) and the error increases for sharper tools. Although the characteristic is going to infinity but for a very small bowl depth, it corresponds with the marked limit, which proves the correctness of the approximation in that range. On the other hand, using the exponential estimation in the limited range, in which the effective depth of the bowl should lie ($1.33 < H < 3.65$ for $D = 10$ mm), will not provide proper results for very flat tools. That is why the authors decided to use the complex estimation function, which is the combination of both exponential estimations and may be defined as follows:

$$F_{\mathrm{P}} = \begin{cases} -551.1ln(H) + 2461.2 & \text{if } H \leq 1.25 \text{ mm}, \\ -961.7ln(H) + 2790.4 & \text{if } H > 1.25 \text{ mm}. \end{cases} \quad (1)$$

As can be observed, the trends derived from the experimental and FEM results may slightly differ. The curve fitting is much better for the FEM results, since the influence of the tool machining precision is here neglected. However, it can be seen that all the results lie within the area established from the experimental points, which proves the appropriate quality of the model. It also shows that depending strictly on the experimental research may lead to more inadequate results than using the combination of both experimental and simulational methods.

The same analyses were performed for the punch with diameters 5, 6, and 8 mm and the results for all the FEM simulations are presented in Fig. 11a. The obtained characteristics may be useful for the optimization of the punches with the exact same diameter, but for a different one, it is necessary to find the correlation between both geometrical features of the tools. As can be analyzed from the Fig. 11a, punches with the same bowl depth H, but smaller diameter D provide more force reduction, because they are much sharper than their equivalent with a higher diameter. Additionally, a positive linear correlation between

the diameter D and perforation force for the flat punch is visible (Table 3), because increasing the diameter extends the cutting edge, which leads to increasing the shearing area and as a result decreasing the shearing stress for the same force value. Based on that, the correlation of the bowl depth to the punch area indicator (H/D^2) was found and presented in Fig. 11b. Thanks to that equation, it is possible to estimate the perforation force value not only for a discrete sets of geometrical features of the piercing punch, but also for a continuous range of parameters, which is crucial in the tool optimization process.

5 Influence of the geometrical features of the punch and die on the tool life

The last and the hardest part of the punch optimization is to estimate the tool life and to find its correlation with its geometry. As was stated in Section 1, the most adequate method is using analysis of the forces. In the literature, one can find multiple examples which present the correlation between the tool wear and the cutting forces [32–36]. For that reason, the load distribution for a spherical bowl punch was analyzed and the obtained model is presented in Fig. 12. Since the life of the tool depends on the frictional wear, which can be evaluated by measuring the radius of the cutting edge r, it was assumed that higher friction force will cause faster wear and will shorten the tool life. This assumption was made based on [37], who reported that increased flank wear results in the increased area of contact and increased coefficient of friction and presented the flank wear modelling method based on the friction.

In order to analyze the forces in the perforation process, the axial cross-section of the punch has to be considered. The force F_P is the force necessary to perform the cutting and is applied axially to the punch. Its value depends on the sum of all resistances which occur in the process. If we analyze the whole 360° model of the punch, the transverse forces F_T will equilibrate each other. To analyze the ratio of both of these forces, the infinitesimal radial slice should be considered. Since the cross-section is symmetrical, the force which will be generating the vertical pressure of the piercing punch on the perforated belt p_V on each side of the axis equals $0.5F_P$. Because the bowl is spherical, the result force of both these forces can be considered as radial force F_R. Based on that assumption, the following correlation between above-mentioned forces can be derived.

$$F_R = \sqrt{{F_T}^2 + \left(\frac{1}{2}F_P\right)^2} \tag{2}$$

If we introduce the α angle as shown in the Fig. 12, the radial force can be also derived with the following equation:

$$F_R = \frac{1}{2}F_P \cos\alpha. \tag{3}$$

Based on Eqs. 2 and 3, the α angle can be derived as the function of the ratio of perforation force F_P and transverse force F_T.

$$\alpha = \arctan\left(2\left(\frac{F_P}{F_T}\right)^{-1}\right) \tag{4}$$

In the presented model, the authors have found the positive correlation between the tool life and the ratio of perforation force F_P (which can be obtained from FEM analyses) and transverse force F_T (which can be calculated analytically). The friction force F_F, which is responsible for a tool wear, can be derived in a single discretized point that is the tangential force to the spherical bowl of the punch. Because of that, the radial force F_R is treated as its normal force. Using the Coulomb friction law, the force can be derived as shown in Eq. 5:

$$F_F = F_R \cdot \mu, \tag{5}$$

where μ is the friction coefficient.

Because the friction and radial forces are perpendicular to each other, the angle between the transverse force F_T and the friction one equals α. This indicates that the vertical component of the friction force F_{FV} can be derived based on the following equation:

$$F_{FV} = F_F \sin\alpha. \tag{6}$$

Based on the above-mentioned correlations, three resistant forces can be distinguished: resistance of the axially compressed material F_M, vertical component of the friction force F_{FV}, and friction on the inside surface of the spherical bowl F_{FO}. It can be induced that following force sum will be present:

$$\frac{1}{2}F_P = F_M + F_{FO} + F_F\sin\alpha \tag{7}$$

Because of the high stiffness of the punch and axially symmetrical load, the friction on the outer surface F_{FO} of the model is negligible and in the real conditions, this resistance will be a result of uneven surface of the cross-section separated from the scrap.

$$F_{FO} \ll F_{FV} \tag{8}$$

This means that if we subtract the vertical projection of the friction force inside the bowl F_{FV}, we will obtain the value of the material resistance F_M in the punching process. However, the value will not be constant, because the pressure area changes in a nonlinear way during further penetration. It was observed that the peak value of the

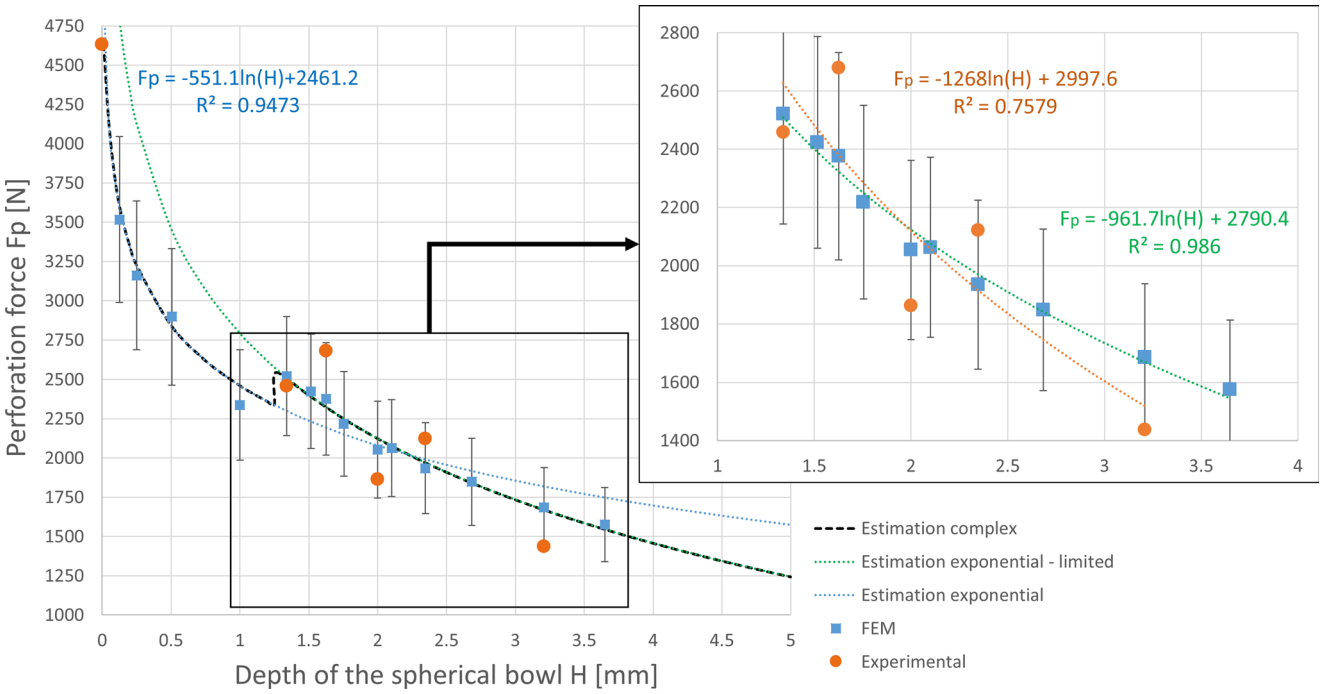


Fig. 10 Correlation between the depth of the spherical bowl and the perforation force obtained from FEM analyses and experimental research for the punch with diameter D = 10 mm and TFL10S belt

material resistance was lower for the punches with the same diameter and deeper spherical bowl (especially the one whose depth was higher than the material thickness), as well as for the punches with similar sharpness of the punch but a lower outer diameter. This may be one of the important reasons why sharpening the cutting edge leads to force reduction.

$$F_{\mathrm{M}} = \frac{1}{2}F_{\mathrm{P}} - F_{\mathrm{F}}\sin\alpha \tag{9}$$

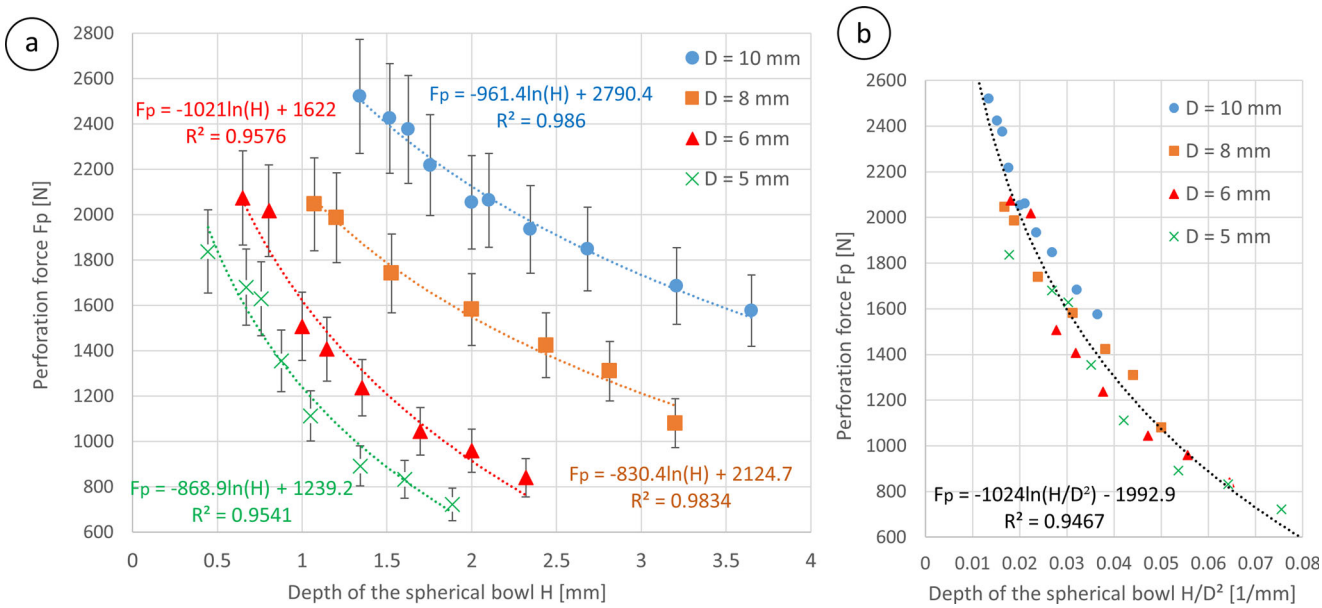
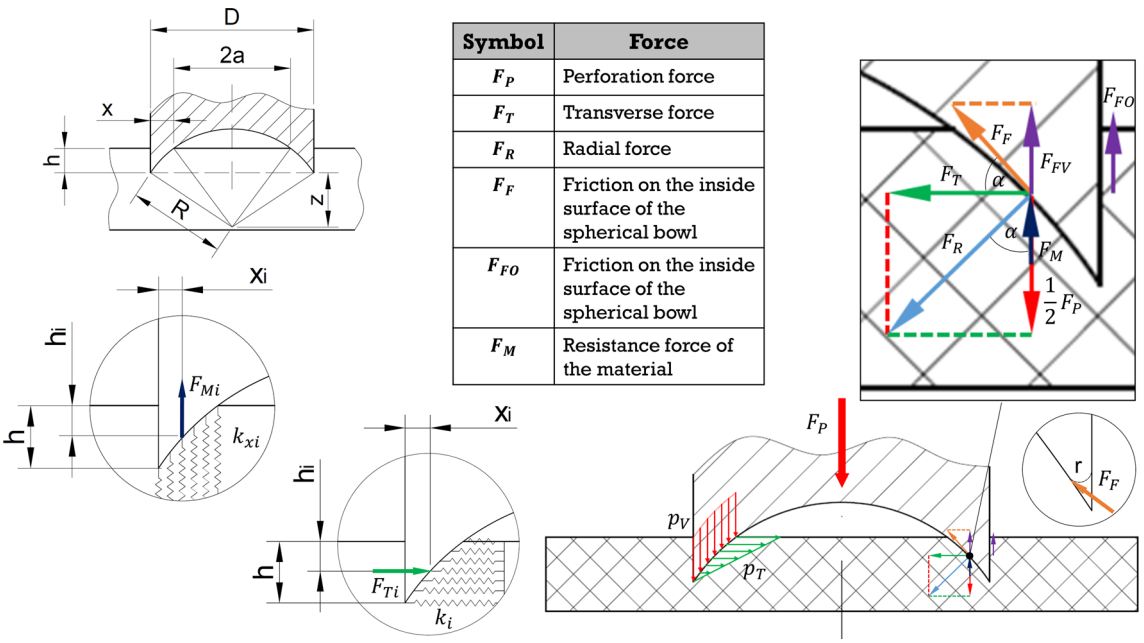


Fig. 11 Comparison between the depth of the spherical bowl and the perforation force correlation by FEM analyses for belt TFL10S and different diameters of the punch (**a**) and the function of the perforation force estimation (**b**)



Symbol	Force
F_P	Perforation force
F_T	Transverse force
F_R	Radial force
F_F	Friction on the inside surface of the spherical bowl
F_{FO}	Friction on the inside surface of the spherical bowl
F_M	Resistance force of the material

Fig. 12 Load distribution for the spherical bowl punch during perforation: p_V—vertical pressure of the piercing punch on the perforated belt, p_T—transverse pressure of the piercing punch on the perforated belt, F_{Ti}, F_{Mi}—force of the spring used for material modelling in the point i, k_i, k_{xi}—constant of the spring used for material modelling in the point i, x—distance between the outer surface of the punch and the contact point of the inner surface of the spherical bowl with perforated belt, h—depth of the penetration, D—diameter of the punch, R—radius of the spherical bowl, r—radius of the cutting edge

In the applied methodology, deriving F_T was performed by assuming that the belt consists of a set of parallel springs (Fig. 12) and the total transverse force for a penetration of the cutting edge h can be calculated as an average of the forces in each spring.

$$F_T = \frac{\sum_{i=1}^{n} F_{Ti}}{n}, \tag{10}$$

$$F_{Ti} = k_i \cdot x_i, \tag{11}$$

$$k_i = \frac{EA}{l_0} = \frac{E \cdot D \cdot h}{\frac{1}{2}D} = 2E \cdot h, \tag{12}$$

where n—number of discretized points on the penetration length [–] E—Young's modulus [MPa], A—area of transverse compression [mm^2], l_0—length of the undeformed

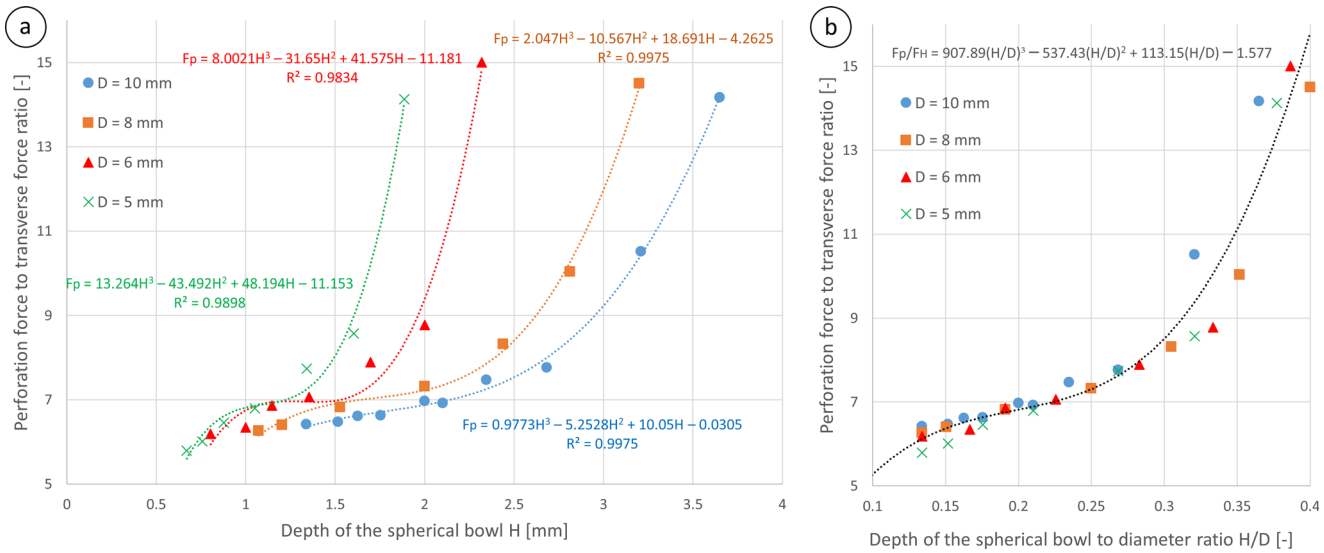


Fig. 13 Comparison between the depth of the spherical bowl and the tool life correlation for TFL10S belt and different diameters of the punch (**a**) and the function of the tool life estimation (**b**)

material [mm]. Since deeper penetration increases the number of parallel springs in the material model, the spring constant increases as a linear function of the depth of penetration. The displacement of each elemental spring changes according to the function $x(h)$.

$$x(h) = \frac{1}{2}D - \sqrt{\frac{1}{4}D^2 - 2h\sqrt{R^2 - \frac{1}{4}D^2 - h^2}} \tag{13}$$

The same methodology can be used to derive the resistance of the compressed material F_M, as shown in Fig. 12 and Eqs. 14–16:

$$F_M = \frac{\sum_{i=1}^{n} F_{Mi}}{n}, \tag{14}$$

$$F_{Mi} = k_{xi} \cdot h_i, \tag{15}$$

$$k_{xi} = \frac{EA}{l_{x0}} = \frac{E \cdot \pi D \cdot x}{t} \tag{16}$$

where l_{x0}—length of the undeformed material [mm], t—thickness of the belt [mm].

Taking into consideration the performed force analysis, if the perforation force to transverse force ratio F_P/F_T rises, the α angle decreases, as can be seen in Eq. 4. This leads to increasing the radial force F_R according to the Eq. 3. The following changes result in increasing the frictional force F_F. As was stated previously, this force is responsible for the tool cutting edge wear, which implicates that based on the value of the perforation force to transverse force ratio, we can estimate the tool life of the piercing punch.

Based on the presented methodology, the characteristics of the perforation to transverse force ratio were determined for punches with diameters 5, 6, 8, and 10 mm and are presented in Fig. 13a. In order to perform the optimization in a continuous range and considering that the sharpness of the punch (which depends on the bowl depth to punch diameter ratio H/D, as was stated in Section 4) has an influence on the tool life, universal correlation was derived and presented in Fig. 13b. It is worth mentioning that the obtained value of the force ratio does not define the exact tool life, and it is used only as an indicator, which makes it possible to compare the tool life for punches with different geometries.

6 Optimization of the punch geometry

The results presented in Sections 3, 4, and 5 made it possible to specify the objective functions for the punch optimization connected with:

– perforation force

$$F_P\left(\frac{H}{D^2}\right) = -1024ln\left(\frac{H}{D^2}\right) - 1992.9 \tag{17}$$

– perforation to transverse force ratio

$$\frac{F_P}{F_T}\left(\frac{H}{D}\right) = 907.89\left(\frac{H}{D}\right)^3 - 537.43\left(\frac{H}{D}\right)^2 + 113.15\left(\frac{H}{D}\right) - 1.577 \tag{18}$$

– hole diameter deviation

$$\Delta(H, D) = -12.445H + 4.2748D \tag{19}$$

Since the sharpness of the punch has a linear correlation with the punch diameter and a huge influence on the hole diameter deviations (as was proved in Sections 3 and 4), the authors were able to estimate the objective function connected with the quality of the hole (Eq. 19) by using the equation from Fig. 2a and treat it as a relative deviation. The goal of the tool optimization is to find the set of geometrical features for which all the objective functions reach their minimum. Based on the geometrical and technological restrictions, the depth of the spherical bowl has to be lower than $0.5D$, which determines the range of the optimization as:

$$H \in (0; 0.5D) \wedge D \in (3; 10) \tag{20}$$

In order to create the optimization function, three indicators of force—x_F, tool life —x_L, and hole quality x_Q—have to be calculated based on the objective functions (Eqs. 21–23).

$$x_F = \frac{F_P\left(\frac{H}{D^2}\right)}{\min\left(F_P\left(\frac{H}{D^2}\right)\right)} \quad \text{for} \quad 0 < \frac{H}{D^2} < 0.1\ \text{mm}^{-1} \tag{21}$$

$$x_L = \frac{\frac{F_P}{F_T}\left(\frac{H}{D}\right)}{\max\left(\frac{F_P}{F_T}\left(\frac{H}{D}\right)\right)} \quad \text{for} \quad 0 < \frac{H}{D} < 0.5 \tag{22}$$

$$x_Q = \begin{cases} 1 & \text{if } \Delta \le 0.01D \\ 1 + \Delta - 0.01D & \text{if } \Delta > 0.01D \end{cases} \tag{23}$$

Based on these indicators, the optimization has the final form:

$$f\left(F_P, \frac{F_P}{F_T}, \Delta\right) = x_F \cdot x_L \cdot x_Q \tag{24}$$

If the optimization function f reaches its minimum, it indicates that the obtained solution gives the best combination of low perforation force with maintaining a long enough tool life and the small hole diameter deviation. Also, the set of geometrical features which it represents can be considered as optimal ones. In Fig. 14a, the results for the punch geometry optimization for the punch diameters 5, 6, 8, and 10 mm are presented. In this case, the authors used the correlations derived for a specific punch diameter from Figs. 11a and 13a. For each point which represents the minimum value of the optimization function, the proper tool was designed and presented in Fig. 14a. Since the radius of the bowl is a technological parameter, it was

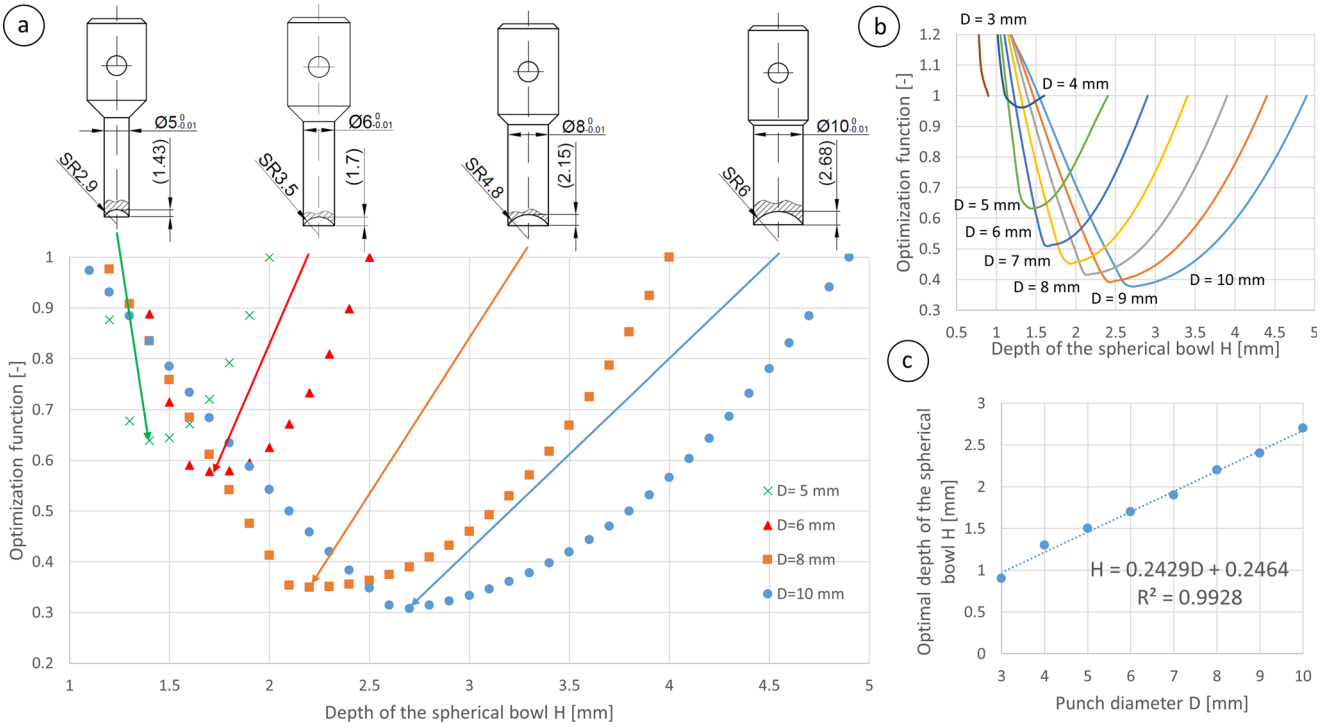


Fig. 14 **a–c** Optimization results and the effective geometry of a spherical bowl piercing punches for belt perforation of TFL10S belt

necessary to choose the values that provide the closest approximation to the optimal depth of the spherical bowl. In Fig. 14b, the same analysis was performed using the universal correlations from Figs. 11b and 13b, which also makes it possible to determine the optimal geometry for different punch diameters. Comparing both methods, the obtained results were identical. However, for very small punch diameters, the range of the derived model may not cover the optimal set of parameters, because the character of the process changes from punching to piercing. The correlation between the optimal depth of the spherical bowl for punching is presented in Fig. 14c.

By analyzing the solutions in the neighborhood of the optimal one, we can see that slightly increasing the perforation force and hole diameter deviations may extend the tool life and the other way around. The results of this analysis are presented in Table 5.

Based on the results, it is visible that adding some extra restrictions to one of the indicators may lead to slightly different solutions. For some applications, the hole diameter

Table 5 Sensitivity analysis results for the neighbouring solutions to the optimal ones: δ—relative error

D	H	x_F	x_L	x_Q	f	δ_F	δ_L	δ_Q	δ_f
10 mm	2.6 mm	1.482	0.204	1.038	0.314	1.98%	−3.48%	3.8%	2.17%
	2.7 mm	1.453	0.211	1	0.307	0%	0%	0%	0%
	2.8 mm	1.426	0.220	1	0.314	−1.90%	4.14%	0%	2.16%
8 mm	2.1 mm	1.55	0.226	1.01	0.354	2.63%	−2.19%	0.8%	1.8%
	2.2 mm	1.51	0.232	1	0.350	0%	0%	0%	0%
	2.3 mm	1.472	0.238	1	0.351	−2.51%	2.97%	0%	0.39%
6 mm	1.6 mm	1.66	0.355	1	0.591	5.73%	−3.41%	0%	2.12%
	1.7 mm	1.574	0.368	1	0.578	0%	0%	0%	0%
	1.8 mm	1.489	0.389	1	0.579	−5.4%	5.91%	0%	0.18%
5 mm	1.3 mm	1.59	0.411	1.039	0.678	6.8%	−4.44%	3.91%	6.05%
	1.4 mm	1.489	0.43	1	0.639	0%	0%	0%	0%
	1.5 mm	1.392	0.463	1	0.645	−6.33%	7.71%	0%	0.89%

deviation or the estimated tool life may be different from the extreme values. Moreover, if we are designing tools for a machine with specific drive force F_D, we are able to consider not the minimal value of the force, but one which can be provided by the used drive. Because of that, the advantageous property of the optimization model is the possibility of adjustment to the specific requirements. It can be achieved by using the critical values of tool life $\left(\frac{F_P}{F_T}\right)_{cr}$, hole diameter deviation Δ_{cr} or the maximum drive force F_D and the expanded model is presented as Eqs. 25–27.

$$x_F = \begin{cases} 1 & \text{if } F_P\left(\frac{H}{D^2}\right) \le F_D \\ 1 + \frac{F_P\left(\frac{H}{D^2}\right)}{F_D} & \text{if } F_P\left(\frac{H}{D^2}\right) > F_D \end{cases} \quad (25)$$

$$x_L = \begin{cases} 1 & \text{if } \frac{F_P}{F_T}\left(\frac{H}{D}\right) \le \left(\frac{F_P}{F_T}\right)_{cr} \\ 1 + \frac{\frac{F_P}{F_T}\left(\frac{H}{D}\right)}{\left(\frac{F_P}{F_T}\right)_{cr}} & \text{if } \frac{F_P}{F_T}\left(\frac{H}{D}\right) > \left(\frac{F_P}{F_T}\right)_{cr} \end{cases} \quad (26)$$

$$x_Q = \begin{cases} 1 & \text{if } \Delta(H, D) \le \Delta_{cr} \\ 1 + \Delta - \Delta_{cr} & \text{if } \Delta(H, D) > \Delta_{cr} \end{cases} \quad (27)$$

Additionally, by performing the sensitivity analysis, we are able to determine in which way the tolerance of machining should be directed. It may also be very useful to choose the solution from the neighboring solutions based on the technological restrictions, which are not considered in the optimization model.

7 Summary

The results presented in the paper show that the geometrical features of the piercing punch have a strong influence on the maximum perforation force, the tool life, and the quality of the holes. Increasing the depth of the spherical bowl punch and as a result its sharpness reduces the perforation force and provides better quality of the holes, but also shortens the tool life. In order to find the optimal geometry of the piercing punch, it is necessary to find a compromise between all these parameters. The model proposed by the authors, which was derived based on the combination of analytical calculations, FEM analyses, and a series of experimental tests, makes it possible to determine the effective geometry for the punches with different diameters. Additionally, its construction makes it possible to easily adjust it to any specific requirements, which makes it very useful for manufacturers of the perforated belts around the world. In further research, the authors plan to machine a few sets of effective tools and test them for various process parameters (punch velocity and the tool temperature) in order to improve the belt perforation process.

One of the main assets of the optimization model proposed by authors is the possibility to adjust it to the specific requirements by using some critical values of the analyzed parameters. By analyzing the solutions in the neighborhood of the optimal one, we can see that slightly increasing the perforation force and hole diameter deviations may extend the tool life and the other way around. Additionally, based on that kind of analyses, we are able to take into consideration aspects which were neglected during the modelling process, like technological issues or machining precision, which should be an important factor for industrial application of the presented research.

Open Access This article is distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International License (http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/), which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided you give appropriate credit to the original author(s) and the source, provide a link to the Creative Commons license, and indicate if changes were made.

References

1. Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I, Domek G (2017) Vacuum conveyor belts perforation – methods, materials and problems. Mechanik, https://doi.org/10.17814/mechanik.2017.12.192
2. Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I, Domek G (2018) Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch. Int J Adv Manuf Technol 98:9-12:2539–2561. https://doi.org/10.1007/s00170-018-2381-3
3. Talaśka K, Wojtkowiak D (2018) Modelling a mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core. MATEC Web of Conferences 157:02052
4. Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I, Domek G (2018) Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts. MATEC Web of Conferences 157:01022
5. Abele E, Fujara M (2010) Simulation-based twist drill design and geometry optimization. CIRP Annals 59:1:145–150. https://doi.org/10.1016/j.cirp.2010.03.063
6. Li A, Zhao J, Pei Z, Zhu N (2014) Simulation-based solid carbide end mill design and geometry optimization. Int J Adv Manuf Technol 71:1889–1900. https://doi.org/10.1007/s00170-014-5638-5
7. Zong WJ, Sun T, Li D, Cheng K, Liang YC (2006) FEM Optimization of tool geometry based on the machined near surface's residual stresses generated in diamond turning. J Mater Process Technol 180:271–278. https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2006.07.004
8. Jensen MR, Damborg FF, Nielsen KB, Danckert J (1998) Optimization of the draw-die design in conventional deep-drawing in order to minimise tool wear. J Mater Process Technol 83:106–114
9. Venkata Rao R, Savsani VJ (2012) Mechanical design optimization using advanced optimization techniques. Springer, London
10. Ko D-C, Kim B-M (2000) Development of an analytical scheme to predict the need for tool regrinding in shearing processes. Int J Machine Tools & Manuf 40:1329–1349. https://doi.org/10.1016/S0890-6955(99)00125-X
11. Oraby SE, Hayhurst DR (2004) Tool life determination based on the measurement of wear and tool force ratio variation. Int J Machine Tools & Manuf 44:1261–1269. https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2004.04.018

12. Zhang G, Guo C (2016) Modeling flank wear progression based on cutting force and energy prediction in turning process. Procedia Manufacturing 5:536–545. https://doi.org/10.1016/j.promfg.2016.08.044
13. Yen Y-C, Söhner J, Lilly B, Altan T (2004) Estimation of tool wear in orthogonal cutting using the finite element analysis. J Mater Process Technol 146:82–91
14. Hu Y, Yuan X, Ma G, Masen MA, Wang L (2015) Tool-life prediction under multi-cycle loading during metal forming: a feasibility study. Manuf Rev 2:28:1–7. https://doi.org/10.1051/mfreview/201503111
15. Salonitis K, Kolios A (2014) Reliability assessment of cutting tool life based on surrogate approximation methods. Int J Adv Manuf Technol 71:5-8:1197–1208. https://doi.org/10.1007/s00170-013-5560-2
16. Kovac P, Pucovsky V, Gostimirovic M, Savkovic B, Rodic D (2014) Influence of data quantity on accuracy of predictions in modelling tool life by the use of genetic algorithms. Int J Industrial Eng 21:2:14–21
17. Soares JA, Gipela ML, Lararin SF, Marcondes PVP (2013) Study of the punch-die clearance influence on the sheared edge quality of thick sheets. Int J Adv Manuf Technol 65:451–457. https://doi.org/10.1007/s00170-012-4184-2
18. Subramonian S, Altan T, Ciocirlan B, Campbell C (2013) Optimum selection of variable punch-die clearance to improve tool life in blanking non-symmetric shapes. Int J Machine Tools Manuf 75:63–71
19. Lo S-P, Chang D-Y, Lin Y-Y (2010) Relationship between the Punch–Die clearance and shearing quality of progressive shearing die. Mat Manuf Process 25:786–792. https://doi.org/10.1080/10426910903447295
20. Ueda T, Iizuka T, Enoki S (2016) FEM analysis of punching-process in consideration of micro die wear. MATEC Web of Conferences 80:15006
21. Esmaeilpour R, Kim H, Park T, Pourboghrat F, Xu Z, Mohammed B, Abu-Farha F (2018) Calibration of barlat Yld2004-18P yield function using CPFEM and 3D RVE for the simulation of single point incremental forming (SPIF) of 7075-O aluminum sheet. Int J Mech Sci 145:24–41. https://doi.org/10.1016/J.IJMECSCI.2018.05.015
22. Esmaeilpour R, Kim H, Park T, Pourboghrat F, Mohammed B (2017) Comparison of 3D yield functions for finite element simulation of single point incremental forming (SPIF) of aluminum 7075. Int J Mech Sci 133:544–554. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2017.09.019
23. Holmberg S, Persson K, Petersson H (1999) Nonlinear mechanical behaviour and analysis of wood and fibre materials. Comput and Struct 72:459–480
24. Pal B, Haseebuddin MR (2012) Analytical estimation of elastic properties of polypropylene fiber matrix composite by finite element analysis. Adv in Mat Phys and Chem 2:23–30
25. Shetty N, Shahabaz SM, Sharma SS, Shetty SD (2017) A review on finite element method for machining of composite materials. Composite Struct 176:790–802
26. Dandekar CR, Shin YC (2012) Modeling of machining of composite materials: a review. Int J Mach Tools & Manuf 57:102–121
27. Garcia JJ, Rangel C, Ghavami K (2012) Experiments with rings to determine the anisotropic elastic constants of bamboo. Constr and Build Mat 31:52–57
28. Vasic S, Smith I, Landis E (2005) Finite element techniques and models for wood fracture mechanics. Wood Sci Technol 39:3–17
29. Torres LA, Ghavami K, Garcia JJ (2007) A transversely isotropic law for the determination of the circumferential young's modulus of bamboo with diametric compression tests. Latin Americ App Res 37:255–260
30. Dandekar CR, Shin YC (2009) Multi-step 3D finite element modeling of subsurface damage in machining particulate reinforced metal matrix composites. Compos Part A 40(8):1231–1239
31. Zhou L, Huang ST, Wang D, Yu XL (2011) Finite element and experimental studies of the cutting process of SiCp/Al composites with PCD tools. Int J of Adv Manuf Technol 52:619–626
32. Ventura CEH, Hassui A (2013) Evaluation of static cutting forces and tool wear in HSM process applied to pocket milling. Int J Adv Manuf Technol 65:1681–1689
33. Voss BM, Pereira MP, Rolfe BF, Doolan MC (2017) Using stamping punch force variation for the identification of changes in lubrication and wear mechanism. IOP Conf Series: Journal of Physics: Conf Series 896:012028
34. Choudhury SK, Kishore KK (2000) Tool wear measurement in turning using force ratio. Int J Mach Tools Manuf 40:899–909
35. Akyürek F, Yaman K, Tekiner Z (2017) An ExperimentalWork on ToolWear affected by die clearance and punch hardness. Arab J Sci Eng 42:4683–4692
36. Gouarir A, Martínez-Arellano G, Terrazas G, Benardos P, Ratchev S (2018) In-process tool wear prediction system based on machine learning techniques and force analysis. Procedia CIRP 77:501–504
37. Siddhpura A, Paurobally R (2012) A study of the effects of friction on flank wear and the role of friction in tool wear monitoring. Australian J Mech Eng 10:141–156. https://doi.org/10.7158/M12-027.2012.10.2

Publisher's note Springer Nature remains neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.

Poznań, 30.09.2019

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu:, Wojtkowiak D., Talaśka K. *Determination of the effective geometrical features of the piercing punch for polymer composite belts,* International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2019), Vol. 104, Issue 1-4, p. 315-332, opublikowanego w 2019 roku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	Wkład procentowy	Podpis
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	60%	
dr inż. Krzysztof Talaśka	40%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

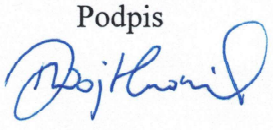
Poznań; 30. Wrzesień 2019

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Determination of the effective geometrical features of the piercing punch for polymer composite belts, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2019, Vol. 104, Issue 1-4, s. 315-332, mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonych badań, wykonaniu przeglądu literaturowego, analizie wpływu parametrów geometrycznych na jakość wykonywanych otworów, siłę perforacji i trwałość ostrza i wyznaczeniu charakterystyk estymacyjnych tych parametrów, wykonaniu badań eksperymentalnych perforacji pasów za pomocą stempli o różnej geometrii, wykonaniu analiz MES perforacji pasa stemplem z czaszą kulistą, opracowaniu modelu analitycznego do oceny zużycia ostrza, opracowaniu modelu optymalizacji geometrii stempla w oparciu o kryteria jakości otworu, siły perforacji oraz trwałości ostrza i wykonaniu niezbędnych obliczeń numerycznych, przeprowadzeniu weryfikacyjnych badań eksperymentalnych, wyznaczeniu efektywnej geometrii stempla z czaszą kulistą do perforacji polimerowych pasów kompozytowych, zredagowaniu i formatowaniu artykułu.

Podpis



Poznań; 30. Wrzesień 2019

dr inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Determination of the effective geometrical features of the piercing punch for polymer composite belts, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2019, Vol. 104, Issue 1-4, s. 315-332, mój udział polegał na nadzorze merytorycznym podczas ustalania zawartości oraz formy treści zaprezentowanych w artykule, weryfikacji teorii umożliwiającej wyprowadzenie zależności do oceny efektywności ostrza stempla w oparciu o kryteria jakości otworu, siły perforacji oraz trwałości ostrza, udziale w zaprezentowanych badaniach eksperymentalnych, udziale w opracowywaniu modelu MES procesu perforacji pasów kompozytowych, udziale w opracowywaniu ostatecznej postaci artykułu, weryfikacji merytorycznej treści zawartych w artykule przed jego wysłaniem do recenzji, udziale podczas nanoszenia poprawek zgodnie z wytycznymi recenzentów oraz udziale w weryfikacji treści zawartych w pracy po naniesieniu uwag recenzentów.

Podpis

słowa kluczowe: perforacja, pasy transportowe, stempel, matryca

Dominik WOJTKOWIAK[1]
Krzysztof TALAŚKA[1]

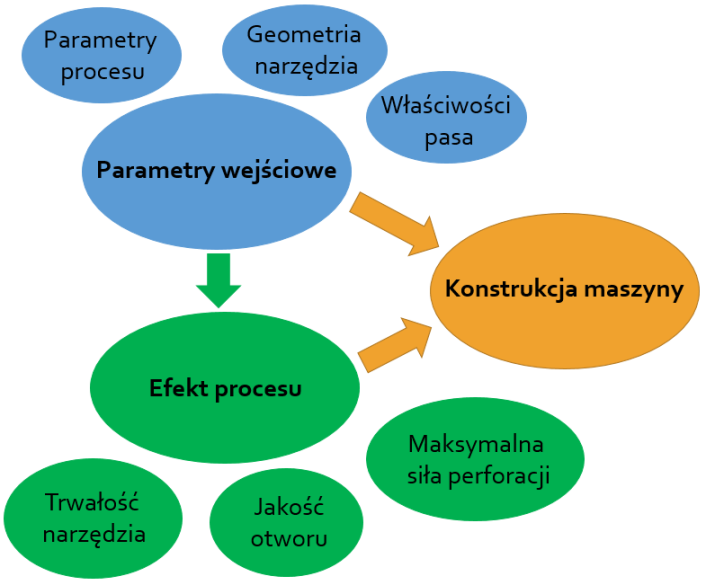
PROBLEMATYKA PROCESU PERFORACJI PASÓW TRANSPORTOWYCH ZA POMOCĄ STEMPLA I MATRYCY

Perforacja pasów przysparza obecnie wiele problemów producentom na całym świecie. W artykule tym przedstawiono problematykę związaną z procesem perforacji pasów transportujących za pomocą stempla i matrycy. Przeanalizowano zależności pomiędzy parametrami wejściowymi procesu, takimi jak prędkość czy temperatura stempla, geometria narzędzia oraz właściwości pasa a efektami procesu do których można zaliczyć siłę perforacji, jakość otworów i trwałość krawędzi tnącej. Dodatkowo analizie poddano wpływ obu czynników na aspekty konstrukcyjne przy projektowaniu maszyn do perforacji kompozytowych polimerowych pasów i taśm.

1. WPROWADZENIE

Proces perforacji polimerowych kompozytowych pasów transportowych jest wbrew pozorom bardzo złożonym zagadnieniem. Aby zwiększyć efektywność procesu należy przeanalizować wiele czynników, które oddziałują zarówno na efekty procesu, jak i na samą konstrukcję głowicy perforującej. Na rysunku 1 przedstawiono schematycznie problematykę perforacji pasów oraz współzależności pomiędzy danymi aspektami rozważanymi podczas analizy procesu. W rozdziale 2 opisano parametry wejściowe, takie jak prędkość czy temperatura stempla, geometria narzędzia czy właściwości pasów. W rozdziale 3 przedstawiono podstawowe efekty procesu: siłę perforacji, jakość otworu oraz trwałość ostrza i wykazano ich zależność od parametrów wejściowych. W rodziale 4 omówiono problemy konstrukcyjne występujące przy projektowaniu maszyn dedykowanych do perforacji. Całość została krótko podsumowana w rozdziale 5.

[1] *mgr inż. Dominik Wojtkowiak, dr inż. Krzysztof Talaśka, Politechnika Poznańska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn*
email: dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl



Rys.1. Schemat przedstawiający problematykę procesu perforacji za pomocą stempla i matrycy

2. PARAMETRY WEJŚCIOWE PROCESU PERFORACJI

Jako parametry wejściowe procesu perforacji można zakwalifikować: parametry technologiczne, geometrię narzędzi perforujących oraz właściwości perforowanego pasa. Każda z tych grup parametrów cechuje się unikalnym wpływem na efekty procesu perforacji oraz bezpośrednio uwarunkowuje rozwiązania konstrukcyjne stosowane w maszynach do perforacji pasów i taśm.

2.1. PARAMETRY TECHNOLOGICZNE PROCESU PERFORACJI

Ze względu na prostą kinematykę precyzyjnego wykrawania otworów w pasach transportowych liczba parametrów technologicznych procesu perforacji jest ograniczona. Zalicza się do nich przede wszystkim prędkość stempla, temperaturę pracy oraz wzór perforacji.

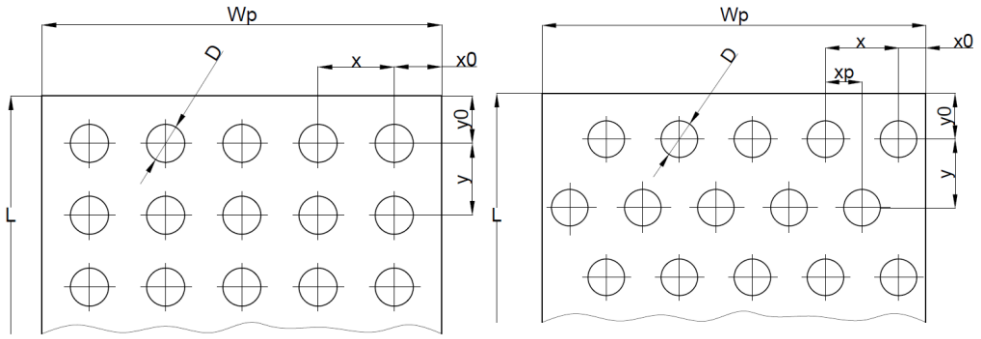
Prędkość stempla jest zależna od dobranego napędu liniowego wywołującego liniowe przemieszczenie płyty stemplowej, w której osadzony jest stempel względem płyty matrycowej, w której zabudowana jest matryca. Płyty te muszą być odpowiednio prowadzone aby zapewnić osiowanie krawędzi tnących obu narzędzi [3, 5]. W zależności od zakresu uzyskiwanych prędkości można zastosować napęd

elektromechaniczny lub płynowy (pneumatyczny lub hydrauliczny). Zaletą napędów śrubowych elektromechanicznych jest możliwość łatwej regulacji skoku stempla w zależności od grubości pasa, co przy odpowiednim sterowaniu może pozwolić na poprawę wydajności maszyny. W celu uzyskania wyższych prędkości częściej stosuje się siłowniki o stałym skoku. Ze względu na niewielkie siły niezbędne do perforacji wielowarstwowego pasa kompozytowego (poniżej 10 kN) stosuje się głównie siłowniki pneumatyczne. Prędkości stosowane do precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów nie przekraczają zazwyczaj 50 mm/s. Zmiana prędkości stempla wpływa przede wszystkim na siłę perforacji i zmianę jakości wykonywanych otworów, która w znacznej mierze zależy od właściwości materiałów użytych w konstrukcji pasów transportowych. Odpowiednie dopasowanie prędkości perforacji może mieć również duże znaczenie przy opracowywaniu technologii specjalnych np. do perforacji pasów wzmacnianych kordem z włókna aramidowego.

Wzrost temperatury w przypadku procesów obróbki mechanicznej jest zazwyczaj traktowany jako zjawisko negatywne. W przypadku wykrawania narzędzie nie ulega nagrzaniu. Wykazano jednak, że celowe zwiększenie temperatury narzędzia może usprawnić proces perforacji i przynieść pozytywne efekty [9]. Należy jednak pamiętać, aby zakres regulacji temperatury nie przekraczał 200°C ponieważ doprowadza to do termicznej deformacji pasa i zmiany jego właściwości ze względu na przetopienie materiału. Jest to ważny aspekt w przypadku pasów wzmacnianych kordem, gdyż uplastycznienie materiału może prowadzić do przyklejania się wystających włókien do ścianek bocznych otworów. Ma to szczególne znaczenie przy transporcie podciśnieniowym, gdzie wystające włókna zmniejszają przepustowość otworu, a w przypadku transportu np. waty prowadzi to do znacznego skrócenia żywotności pasa. Oczywiście w przypadku wykorzystania temperatury stempla do uplastycznienia pasa niezbędny jest dłuższy czas kontaktu powierzchni bocznej stempla z pasem. Oznacza to, że należy przy tym odpowiednio zredukować prędkość lub zapewnić odpowiedni przestój pomiędzy ruchem roboczym a powrotem stempla. Może to mieć jednak negatywny wpływ na wydajność procesu. Nagrzewać można jedno lub oba narzędzia, lecz najprościej jest nagrzewać sam stempel stosując zwojowe elementy grzejne umieszczone na jego uchwycie.

Ostatnim parametrem technologicznym jest wzór perforacji. Najczęściej stosowanymi wzorami perforacji są wzór prostokątny lub wzór przesunięty (rys. 2). W praktyce stosuje się jednak różne kombinacje tych wzorów dodając niestandardowe odstępy pomiędzy sekcjami otworów czy perforując jeden pas kilkoma różnymi średnicami. Zdefiniowany wzór perforacji nie ma wpływu na wartość siły czy jakość wykonywanych otworów. Ma on jednak kolosalne znaczenie w kwestiach związanych ze sterowaniem maszyny i osiąganą dokładnością rozstawu

otworów. Określenie dopuszczanych wzorów perforacji będzie miało również bezpośredni wpływ na konstrukcję poszczególnych podzespołów maszyny.

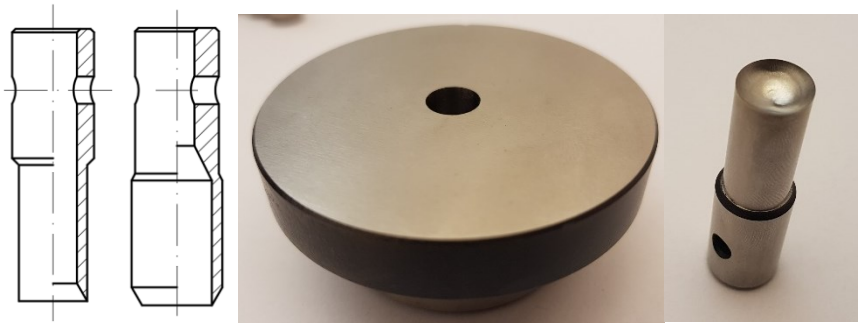


Rys. 2. Prostokątny i przesunięty wzór perforacji: *Wp* – szerokość pasa, *L* – długość pasa, *D* – średnica otworu, *x* – odległość pomiędzy sąsiadującymi kolumnami otworów, *x0* – odległość pierwszej kolumny od krawędzi bocznej pasa, *xp* – wartość przesunięcia pomiędzy kolumnami w sąsiadujących wierszach *y* – odległość pomiędzy sąsiadującymi rzędami otworów, *y0* – odległość pierwszej rzędu od krawędzi poprzecznej pasa

2.2. GEOMETRIA NARZĘDZI PERFORUJĄCYCH

W przypadku procesu wykrawania możemy wyróżnić wykrawanie za pomocą jednej lub dwóch krawędzi tnących. W przypadku jednej krawędzi tnącej stempel jest drążony, a jego krawędź tnąca może być zaostrzona na zewnątrz lub do wewnątrz (rys. 3). W celu przecięcia pasa stempel ten współpracuje z płytą podkładową wykonanej z miękkiego materiału (np. poliamid albo polipropylen) tak aby nie uszkodziła ona krawędzi tnącej zagłębiającego się w nią stempla. Proces ten jest trudny do zautomatyzowania ze względu na różne wartości zagłębiania się ostrza w płytę dla każdego z pasów niezbędne do całkowitego przecięcia pasa. Dodatkowo należy wypychać odpad ze stempla co również komplikuje konstrukcje głowicy perforującej. Wpływ na wartość siły perforacji i jakości otworu ma w tym przypadku przede wszystkim kąt nachylenia ostrza, ale również grubość ścianki stempla drążonego [8, 10].

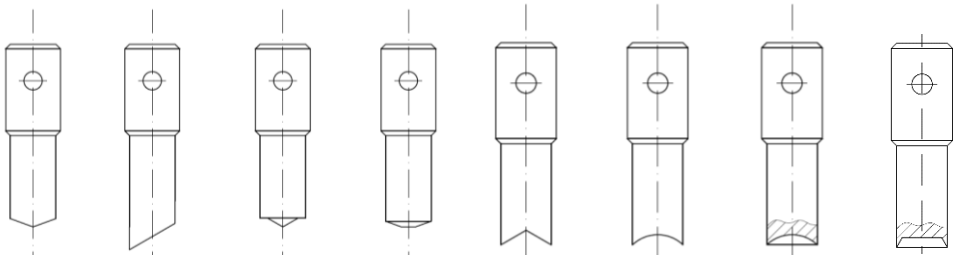
Znacznie korzystniejszą kinematykę procesu ma wykrawanie za pomocą dwóch krawędzi tnących. Zestaw narzędzi do wykrawania składa się ze stempla i matrycy (rys. 3). W tym przypadku odpad wypychany jest przez stempel poprzez kanał matrycy. Dodatkowo można zastosować stały skok siłownika niezależnie od grubości materiału [10]. Z tych przyczyn autorzy skupiają się na tej metodzie wykrawania w swoich pracach badawczych.



Rys. 3. Narzędzia do perforacji pasów za pomocą jednej (z lewej) i dwóch krawędzi tnących: matryca i stempel (z prawej)

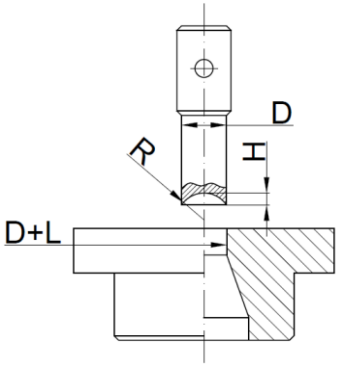
Modyfikacja cech geometrycznych narzędzi wykrawających może mieć korzystny wpływ na wartość siły, jakość otworów czy trwałość ostrza. Można wyróżnić dwie metody modyfikacji właściwości stempla: poprzez zmianę jego kształtu (profilu) lub poprzez zmianę jego wymiarów charakterystycznych [7].

Ze względu na profil stempla można wyróżnić stemple wklęsłe, wypukłe i płaskie. Do stempli wypukłych zalicza się stemple V-kształtne, asymetrycznie ścięte i z pilotem stożkowym (rys. 4). Stemple płaskie mogą być fazowane. Wśród stempli wklęsłych wyróżniamy stemple symetrycznie ścięte, z czaszą cylindryczną, kulistą i stożkową. W przypadku polimerowych pasów kompozytowych najlepsze efekty przynoszą stemple wklęsłe, a w szczególności stemple z czaszą kulistą i stożkową, które zapewniają redukcje siły na poziomie 60-70% [7].



Rys. 4. Stemple do perforacji pasów o modyfikowanych profilach [7]

Poprawę przebiegu procesu perforacji można również uzyskać modyfikując parametry geometryczne stempla. W przypadku stempli z czaszą kulistą parametrami, które mają wpływ na efekty perforacji są średnica stempla D, wysokość czaszy H, promień czaszy R oraz luz między stemplem i matrycą L. Parametry te przedstawiono na rysunku 5. Poprzez odpowiednie ich modyfikacje można znacząco zredukować siłę perforacji, poprawić jakość wykonywanych otworów, a także wydłużyć trwałość narzędzia.



Rys. 5. Kluczowe parametry geommetryczne stempla z czaszą kulistą i matrycy

2.3. WŁAŚCIWOŚCI PASA

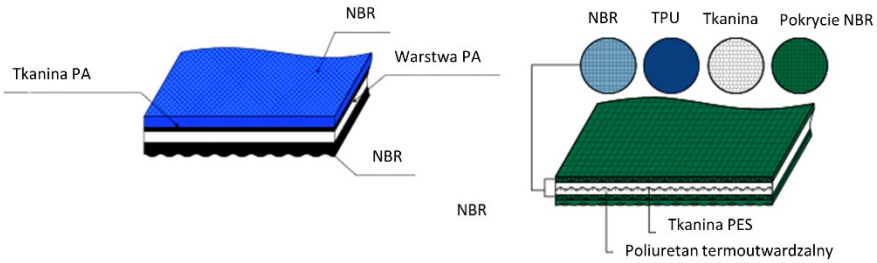
W celu spełnienia rosnących wymagań co do właściwości pasów transportujących i napędowych związanych z dynamicznym rozwojem techniki obecnie stosuje się bardzo szerokie spektrum materiałów na polimerowe kompozytowe pasy. Efektem tego jest uzyskanie pasów o skrajnych właściwościach [6]. Urządzenia projektowane do perforacji pasów powinny cechować się uniwersalnością. Oznacza to, że przy analizie procesu perforacji prowadzącej do ulepszenia konstrukcji wykrojników należy również rozważyć ten aspekt.

Pośród obecnie stosowanych pasów transportujących i napędowych można wyróżnić 3 grupy pasów [2, 6, 10]:

- pasy elastyczne o niskiej wytrzymałości – najczęściej wykonane z gumy, poliuretanu lub PVC, wzmacniane czasem tkaninami z poliestru czy poliamidu,
- pasy sztywne o dużej wytrzymałości – ich rdzeń stanowi warstwa poliamidu o grubości od 0,25 mm do 1,5 mm, pokryta dodatkowo przekładkami wzmacniającymi z tkaniny poliamidowej oraz w celu zapewnienia odpowiednich właściwości trakcyjnych warstwami kauczuku NBR,
- pasy elastyczne o podwyższonej wytrzymałości – pasy poliuretanowe wzmacniane kordem z włókna aramidowego, węglowego lub szklanego, najczęściej jako pasy zębate [4].

Grubość pasów waha się od 0,6 do 6 mm. Pod kątem analizy efektów procesu perforacji najkorzystniej jest badać pasy sztywne o dużej wytrzymałości, gdyż wymagają one największej siły perforacji i powodują najszybsze zużycie się stempla. Dodatkowo ze względu na dużą sztywność można dość dokładnie zmierzyć średnice otworu w celu ilościowej oceny jakości otworów, a występowanie tkaninowych przekładem umożliwia zaobserwowanie niemal wszystkich wad

otworów w przypadku niepoprawnie dobranego narzędzia lub parametrów. Przykładową budowę polimerowych pasów kompozytowych przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Budowa polimerowych pasów kompozytowych: PA – poliamid, NBR – nitryl, PES – poliester, TPU – poliuretan termoutwardzalny [8]

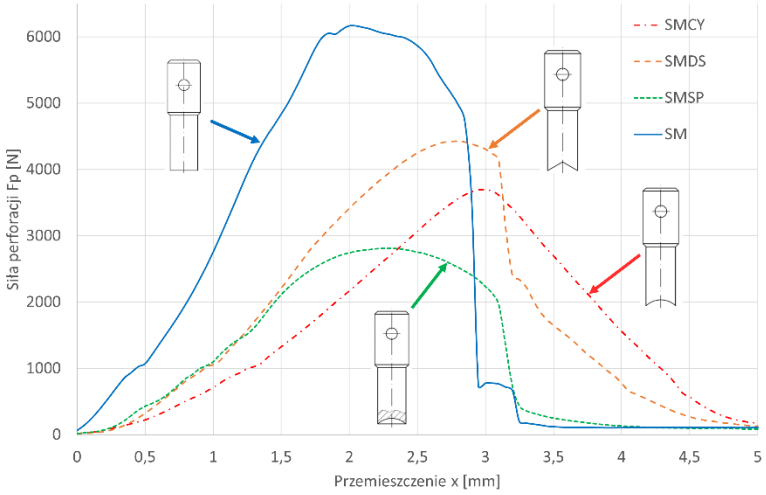
3. EFEKTY PROCESU PERFORACJI

Do najważniejszych efektów procesu perforacji zaliczamy: siłę perforacji, jakość wykonywanych otworów i trwałość narzędzi perforujących.

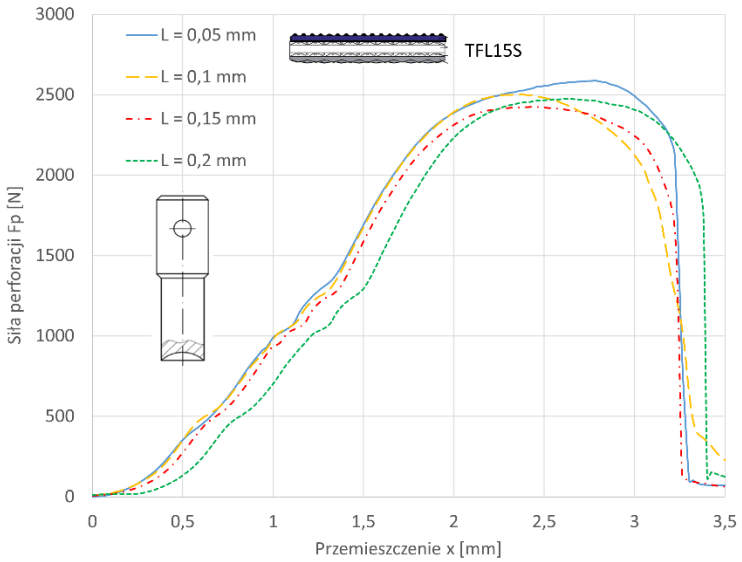
3.1. SIŁA PERFORACJI

Siła niezbędna do zrealizowania procesu perforacji (siła perforacji) jest podstawowym parametrem służącym do określenia efektywności procesu. Im mniejsza siła jest niezbędna tym mniejsza moc napędu realizującego ruch roboczy jest niezbędna – zmniejsza się energochłonność maszyny. Na wartość tej siły bardzo duży wpływ ma geometria stempla [7]. Na rysunku 7 przedstawiono zależności siły w funkcji przemieszczenia stempla dla różnych profili stempla omawianych w rozdziale 2.2. Na podstawie przedstawionych wyników stwierdzono, że stempel z czaszą kulistą pozwala na uzyskanie najniższej siły przy jednocześnie łagodniejszym spadku siły niż dla klasycznego stempla płaskiego. Również bardzo korzystnie wypadają stemple z czaszą cylindryczną oraz symetrycznie ścięte. Należy jednak zwrócić uwagę na konieczność zwiększenia skoku siłownika przy zastosowaniu takich stempli.

Na rysunku 8 przedstawiono analogiczne zależności dla stempla z czaszą kulistą o promieniu R = 7,25 mm otrzymane dla różnych luzów L. Na podstawie zaprezentowanych wyników można wywnioskować, że wartość luzu nie ma większego wpływu na wartość siły (dla luzów poniżej 2%).



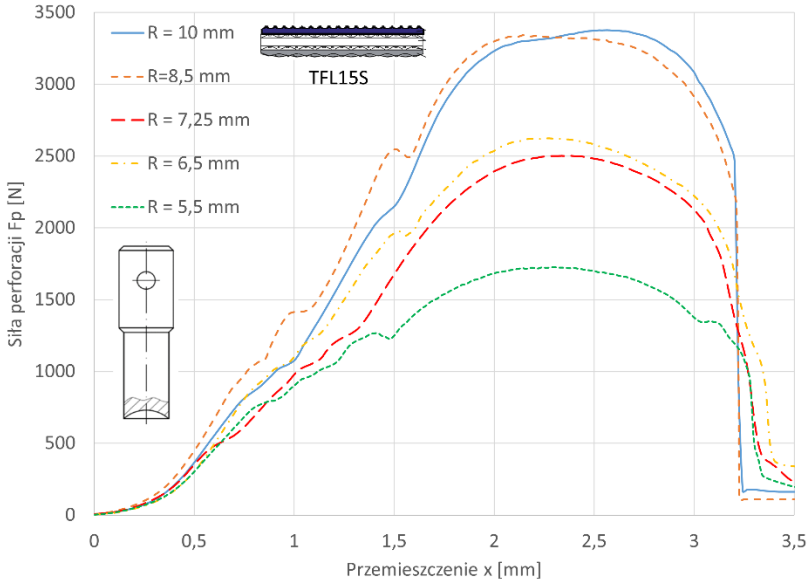
Rys. 7. Wykres zależności siły perforacji F_P w funkcji przemieszczenia stempla x dla pasa TFL15S i różnych profili stempli



Rys. 8. Wykres zależności siły perforacji F_P w funkcji przemieszczenia stempla x dla pasa TFL15S, stempla z czaszą kulistą i różnych luzów L

Na rysunku 9 przedstawiono analogiczne zależności dla stempla z czaszą kulistą o zmiennym promieniu R. Zaprezentowane wyniki pokazują, że zmniejszając promień, a co za tym idzie uzyskując ostrzejszą krawędź tnącą stempla

doprowadzamy do redukcji siły. Należy jednak zauważyć, że na podstawie zaprezentowanych wyników nie można wskazać jednoznacznie żadnej zależności. Wynika to z wpływu jakości wykonania stempla (mimośrodowość, jakość powierzchni i krawędzi), jednakże uwzględniając pewny rozrzut wyników tym spowodowany możliwe jest wyprowadzenie funkcji optymalizacyjnej geometrię czaszy na podstawie otrzymanych wyników i dodatkowych analiz MES zagęszczających rozrzut punktów pomiarowych.

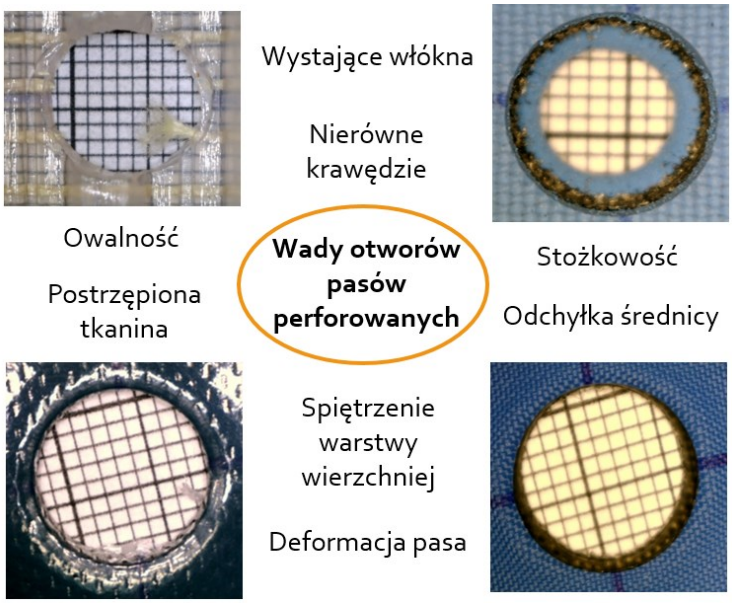


Rys. 9. Wykres zależności siły perforacji F_P w funkcji przemieszczenia stempla x dla pasa TFL15S, stempla z czaszą kulistą i różnych promieni R

3.2. JAKOŚĆ OTWORÓW

Do oceny jakości wykonywanych otworów można wykorzystać zarówno kryterium jakościowe, jak i ilościowe. Jako kryterium jakościowe przyjmuje się występowanie lub brak wad typowych dla procesu perforacji pasów. Wady takie przedstawiono na rysunku 10. Można wśród nich wyróżnić wady kształtu (owalność, stożkowość czy odchyłkę średnicy) a także wady uszkodzenia materiału (wystające włókna, nierówne krawędzie, spiętrzenie warstwy wierzchniej czy deformacja pasa) [9]. Pierwsza grupa wad wynika przede wszystkim z nieodpowiedniego doboru narzędzia do danego rodzaju pasa i jest prosta do zniwelowania. Wystąpienie wad z drugiej grupy może wynikać z nieodpowiedniego doboru parametrów procesu (np. zbyt wysoka temperatura stempla), słabej kondycji stempla bądź matrycy

(np. nieostra krawędź tnąca) lub nieodpowiednich luzów pomiędzy stemplem i matrycą (zbyt dużych lub zbyt małych) [1, 11].



Rys. 10. Typowe wady występujące przy perforacji polimerowych kompozytowych pasów

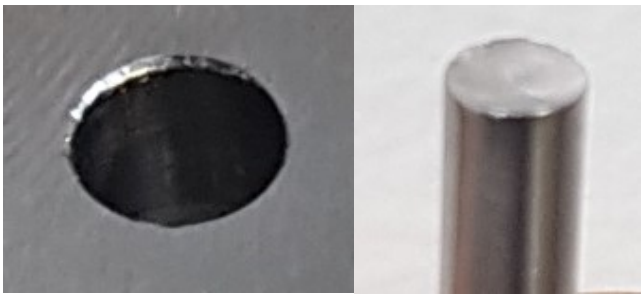
Do oceny ilościowej stosuje się najczęściej dwa parametry: odchyłkę średnicy Δ lub współczynnik owalności δ. Odchyłka średnicy wystąpi zawsze i wynika ona z wartości luzu oraz stosunkowo dużej podatności pasa w porównaniu do materiału narzędzia. Przyjmuje się, że odchyłka na poziomie 1% (co odpowiada efektywnej wartości luzu L) jest wartością poprawną. Każdą wartość większą traktuje się jako wadę pasa perforowanego. Przyczyną występowania owalności otworu jest znacząco różna podatność pasa w kierunku wzdłużnym i poprzecznym. Przy odpowiednio ukształtowanym stemplu współczynnik ten jest bliski 1 – co oznacza otwór idealnie okrągły.

3.3. TRWAŁOŚĆ OSTRZA

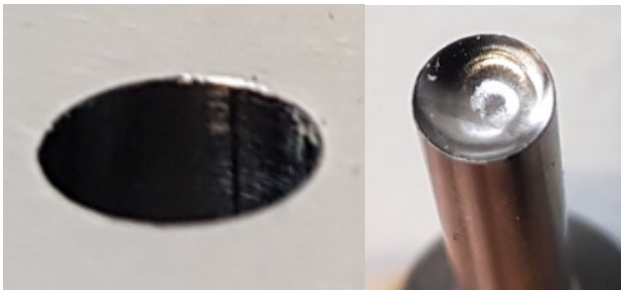
Trwałość ostrza jest elementem najtrudniejszym do ewaluacji podczas analizy procesu perforacji. Ze względu na znacznie mniejszą twardość pasa kompozytowego niż twardość narzędzia, zużycie to propaguje bardzo wolno, a żywotność narzędzia może przekraczać nawet 1 milion otworów. Z tego powodu badania trwałości ostrza są czasochłonne i wymagałyby zbyt dużych nakładów finansowych (bardzo duże zużycie materiału) aby wykonywać je w warunkach laboratoryjnych. Na potrzeby

oszacowanie różnic trwałości ostrza można wykorzystać analizy MES [8], gdzie możliwa jest ocena stanu naprężenia na krawędzi tnącej i na tej podstawie prognozowania, która z analizowanych geometrii szybciej ulegnie zużyciu. Nie możliwe jest jednak oszacowanie trwałości narzędzia mierzalnej w jednostce czasu.

Ważnym aspektem wiążącym trwałość ostrza z konstrukcją wykrojnika jest sposób montażu stempla i matrycy oraz ich wzajemne osiowanie. Na rys. 11 przedstawiono przykład uszkodzenia krawędzi tnącej przy niepoprawnym zamocowaniu stempla już po wykonaniu kilkuset otworów. Dla porównania na rysunku 12 pokazano analogiczny stempel po wykonaniu kilkunastu tysięcy otworów przy poprawnej współpracy stempla i matrycy. Aspekt ten jest kluczowy dla konstrukcji wykrojników, gdyż jakikolwiek kontakt krawędzi stempla i matrycy będzie prowadził do uszkodzenia jednego lub obu narzędzi, a to z kolei prowadzi do pogorszenia jakości otworów i wzrostu siły perforacji.



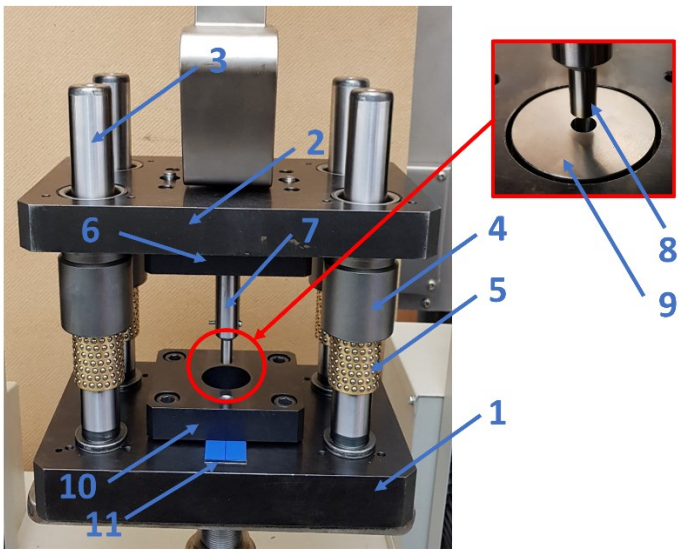
Rys. 11. Przykład uszkodzenia krawędzi tnącej przy niepoprawnym zamocowaniu stempla po wykonaniu kilkaset otworów



Rys. 12. Przykład stanu krawędzi tnącej przy poprawnym zamocowaniu stempla po wykonaniu kilkunastu tysięcy otworów

4. KONSTRUKCJA WYKROJNIKÓW DO PASÓW

W celu wykonania serii badań umożliwiających na pełną analizę procesu perforacji zaprojektowano stanowisko badawcze do perforacji pasów i taśm, którego budowę przedstawiono na rysunku 15. Podstawowym problemem do rozwiązania w przypadku zastosowania stempla i matrycy jest osiowanie obu elementów [3, 5]. Problem ten rozwiązano poprzez zastosowanie pomiędzy płytą dolną i górną bezluzowych prowadnic kulkowych, składających się ze słupów prowadzących, koszyków kulkowych i tulei prowadzących wykonanych w 3. klasie dokładności . Matrycę osadzono bezpośrednio w płycie dolnej niwelując tym samym połączenie pomiędzy płytą matrycową a podstawową, które może wprowadzać niedokładności pozycjonowania stempla względem matrycy. Stemple wymienne o różnych średnicach montowane są w uchwycie osadzonym w płycie stemplowej przykręcanej do płyty głowicowej. Ponieważ zastosowano połączenie gwintowe istnieje możliwość doregulowania płyty, aby zniwelować ewentualne niedokładności wykonania. Dodatkowo wszystkie 3 płyty zostały wykonane w jednym zamocowaniu aby zapewnić współosiowości otworów, a pasowania pomiędzy wymiennymi elementami a płytami to H6/h5. W celu zachowania dużej sztywności urządzenia płyty mają grubości 30 i 40 mm.



Rys. 13. Stanowisko badawcze do perforacji pasów i taśm: 1 – płyta podstawowo-matrycowa, 2 – płyta głowicowa, 3 – słup prowadzący, 4 – tuleja prowadząca, 5 – koszyk kulkowy, 6 – płyta stemplowa, 7 – uchwyt stempla, 8 – stempel, 9 – matryca, 10 – płyta dociskowa, 11 – próbka pasa

Doświadczenia uzyskane podczas konstruowania i eksploatacji stanowiska badawczego do perforacji pasów pozwoliły na określenie podstawowych problemów konstrukcyjncyh występujących przy projektowaniu maszyn do perforacji pasów:

- odpowiednie prowadzenie stempla względem matrycy – konieczność zastosowania prowadnic bezluzowych,
- poprawne osadzenie stempla i matrycy w płytach – redukcja zbędnych połączeń, zapewnienie odpowiednich pasowań w co najmniej 5. klasie dokładności oraz wykonywanie elementów w jednym zamocowaniu,
- zapewnienie odpowiedniej sztwyności układu – w przypadku maszyny do perforacji całych pasów niemożliwym jest zastosowanie 4 prowadnic, ponieważ głowica musi tworzyć kształt litery C, aby móc się przemieszczać nad pasem, stąd należy przeanalizować ugięcie płyty aby poprawnie rozmieścić słupy prowadzące i dobrać odpowiednią grubość (pamiętając przy tym, że głowice trzeba przemieszczać względem pasa więc należy ograniczny jej masę),
- zapewnienie odpowiedniego docisku pasa – najlepiej samoczynnie poprzez sprężyny.

5. WNIOSKI

Problematyka procesu perforacji pasów transportowych za pomocą stempla i matrycy jest bardzo złożonym zagadnieniem. Parametry wejściowe takie jak geometria narzędzia, jego temperatura, prędkość, wzór perforacji czy właściwości i wymiary pasa perforowanego mają znaczący wpływ zarówno na efekt procesu perforacji w postaci jakości otworów, trwałości ostrza oraz maksymalnej siły perforacji, jak również na konstrukcje maszyn do perforacji pasów. Odpowiednia analiza przedstawionych problemów umożliwia optymalizację konstrukcji maszyn do perforacji pasów, co prowadzi do poprawy efektywności tego procesu.

LITERATURA

[1] Chan H.Y., Abdullah A.B., Samad Z. Precision punching of hole on composite panels, Indian Journal of Engineering & Material Sciences. 22, s. 641–651, 2015.

[2] Hardygóra M. Taśmy przenośnikowe, rozdz. 1 i 2, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.

[3] Marciniak Z. Konstrukcja tłoczników, Ośrodek Techniczny Marciniak, 2002.

[4] Perneder R., Osborne I. Handbook Timing Belts – Principles, Calculations, Applications, Springer, Berlin 2012.

[5] Suchy I. Handbook of Die Design, McGraw-Hill Companies, 2006.

[6] Talaśka K., Wojtkowiak D. Modelling a mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core. MATEC Web of Conferences 157:02052, 2018.
[7] Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G. Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 98, 9-12, s. 2539–2561, 2018.
[8] Wojtkowiak D., Talaśka K. The influence of the piercing punch profile on the stress distribution on its cutting edge, MATEC Web of Conferences 254:02001, 2018.
[9] Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G. Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts, MATEC Web of Conferences 157:01022, 2018.
[10] Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G. Perforacja pasów do transportu podciśnieniowego – metody, materiały oraz problemy, Mechanik 12/2017, s. 1138-1142, 2017.
[11] Zain M.S.M., Abdullah A.B., Samad Z. Effect of puncher profile on the precision of punched holes on composite panels, International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 89, s. 3331–3336, 2017.

PROBLEMATIC ASPECTS OF THE VACUUM CONVEYOR BELTS PERFORATION PROCESS WITH THE PIERCING PUNCH AND THE DIE

Summary

Problematic aspects of the vacuum conveyor belts perforation process with the piercing punch and the die is a complex issue. Input parameters such as the geometry of the piercing punch, its temperature and velocity, perforation pattern and properties of the belts have great influence on the effects of the process, which are the perforation force, the hole quality or the tool life, as well as on the construction of the machines for the belt perforation. Proper analysis of the presented issues may lead to optimize the construction of the machines for belt perforation, which will lead to the improvement of the process effectiveness.

Poznań, 30.09.2019

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K. *Problematyka procesu perforacji pasów transportowych za pomocą stempla i matrycy*, Inżynieria wytwarzania (2018) Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej w Kaliszu, ISBN: 978-83-65872-11-1, s. 251-264, opublikowanego w 2019 roku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	Wkład procentowy	Podpis
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	65%	
dr inż. Krzysztof Talaśka	35%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

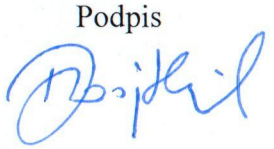
Poznań; 30. Wrzesień 2019

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Problematyka procesu perforacji pasów transportowych za pomocą stempla i matrycy, Inżynieria wytwarzania,* 2018, Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej w Kaliszu, ISBN: 978-83-65872-11-1, s. 251-264 mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonych badań, wykonaniu przeglądu literaturowego, wykonaniu kompleksowej analizy procesu perforacji pasów, analizie wpływu parametrów geometrycznych, technologicznych i konstrukcyjnych na jakość wykonywanych otworów, siłę perforacji i trwałość ostrza, wykonaniu badań eksperymentalnych perforacji pasów, wykonaniu analiz MES perforacji pasa, zredagowaniu i formatowaniu artykułu.

Podpis



Poznań; 30. Wrzesień 2019

dr inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Problematyka procesu perforacji pasów transportowych za pomocą stempla i matrycy, Inżynieria wytwarzania,* 2018, Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej w Kaliszu, ISBN: 978-83-65872-11-1, s. 251-264 mój udział polegał na udziale w ustalaniu zawartości oraz formy treści zaprezentowanych w artykule, konsultacji zakresu oraz zawartości publikacji oraz weryfikacji merytorycznej zawartych treści.

Podpis

Krzysztof Tal

The application of the Finite Element Method analyses in the process of designing the punching die for belt perforation

D Wojtkowiak, K Talaśka and A Fierek

Chair of Basics of Machine Design, Poznan University of Technology, Piotrowo 3 street, 61-138 Poznań, Poland

dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl, +48 61 665 2053

Abstract. Finite Element Method (FEM) analyses have improved the process of designing modern machines, especially when the effective construction solution has to be found. In the paper authors have presented the application of these analyses based on the example of the construction of the punching die for belt perforation. For these machines the cooperation of the piercing punch and the die is crucial. Because of this, the analysis of the flexural rigidity of the head block and the punch plate provides useful information, which can be used to maintain proper alignment between the punch and the die during the perforation process. It may have positive effect on the tool wear and the performance of the punching. Additionally, by using the topology optimization the mass of the punching die can be greatly reduced while maintaining enough rigidity. This effect is desired in automated machines for belt perforation, in which the punching die has to move with high velocities in order to create a designed pattern on the perforated belt with satisfying efficiency. In the presented research authors focused on determining the influence of the constructional parameters of the punching die on the deflection of the head-punch block. Obtained results and the presented methodology of performing the FEM analyses of such machines will help to improve their design process and find the effective construction solution.

Keywords. Punching die, Head-punch block, FEM, Topology optimization, Belt perforation

1. Introduction

Metal punching process is widely discussed in the scientific literature [1-3] and it seems that for softer materials like polymer composite belts, the punching dies can be designed based on the same constructional briefs. However due to the extremely different mechanical properties of the processed materials the construction of the punching die should be designed with various approaches and different aspects may have an influence on the perforation performance. In the literature multiple examples of the influence of the mechanical properties of the processed material on the constructional features of the machines can be found [4-15], especially for a natural polymers [4-6] and unclassical materials [7-15]. This induces that testing the mechanical properties of the processed materials will provide useful information for a machine design process [12-21].

The main difference between the metal punching and polymer composite belt perforation is the recommended value of the punch-die clearance, which is 10% for metals and 0.5-1% for polymer composite belts [1,13]. Maintaining that small value of clearance requires to take into consideration multiple technological and constructional restrictions. One of these is the minimization of the head-

punch block deflection in which the punch is embedded directly or by using the punch chunk. In this paper the authors present the application of the Finite Element Method (FEM) which has a wide application in scientific research [12-14, 19, 22-26], to analyse the influence of the geometry of the head-punch block on the strength and stiffness of the construction. Additionally the methodology of using the obtained data to decrease the mass of the punching die is discussed.

The research was conducted on the basis of the punching die construction presented in Figure 1. The punching die consists of two plates: the head-punch block and the base-die one. The relative movement of these two plates is provides by sets of guiding columns with guiding sleeves and ball bushings. Since the guides support the plate on the one side only, the head-punch block is subjected to bending and its deflection is relatively big. The return motion of the plate is generated by a set of return springs, which are put between the plates. The force of the blank holder, which is used to hold the material during perforation is generated by two springs on both sides of the piercing punch. The punch is mounted in the punch chunk, which is embedded in the socket in the head-punch block and it is held with a circular plate bolted to the head-punch block. In this research the main focus was put on the analysis of the construction of the head-punch block with FEM.

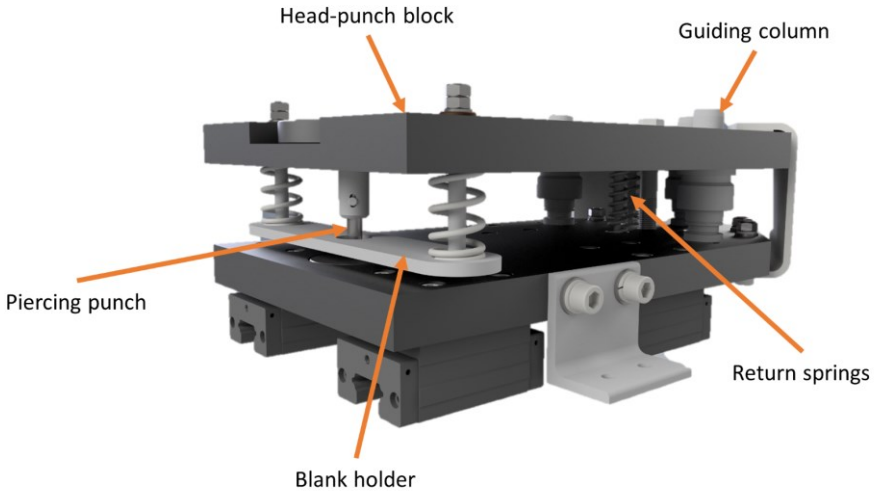


Figure 1. Construction of the punching die for polymer composite belts

2. Methodology of the research

The analysis of the strength and rigidity of the head-punch blocks with various thickness was performed based on the computer simulation results obtained from ABAQUS. Presented methodology is based on the application of Finite Element Method (FEM). The construction of the FEM model is presented in Figure 2.

For the conducted research only static analyses were performed and the most adverse loading was assumed, in order to gain the peak values of the plate deflection and its stress. To simplify the model and decrease the computational time necessary to perform the simulation the head-punch block was separated from the construction as a single instance. To map the real conditions to which the plate is subjected the boundary condition BC1, which takes away all degrees of freedom was applied to the inner cylindrical surfaces of the mounting holes of all three guiding sleeves. The loading consists of four forces which were applied as a pressure on the partitioned surfaces of the plate and their magnitudes were defined as a total force in Newtons. To establish its values results from previous research [13-14] and the constructional features of the prototype of the punching die were used.

The perforation force F_P is the force which is necessary to pierce the belt and create the hole. Its value depends on the mechanical properties of the belt [14, 19] and the geometry of the tool [12-14]. The properties of the elastomer materials and plastics of which the belts are made of may vary significantly [14, 19]. This indicates that in order to analyse the most adverse loading the value for the

strongest and most rigid of the commonly perforated type of belts should be used. In the presented research the peak perforation force for the TFL15S belt with polyamide core and the spherical bowl punch [14], which equals 2810 N was used. It was additionally increased up 20% to cover the excess caused by tool condition or process parameters, and the final value 3372 N of perforation force was used. This load is transferred to the plate from the punch and its chunk, which collar is embedded in the socket on the top surface of the head-punch block and blocked by the circular plate screwed with head-punch block with two bolts washers and nuts. Since the chunk presses the circular plate and extends the screws the force in the model was applied to the surface partition on the bottom surface of the instance, which covers the size of two washers M8 from the screw connections tightening the joint.

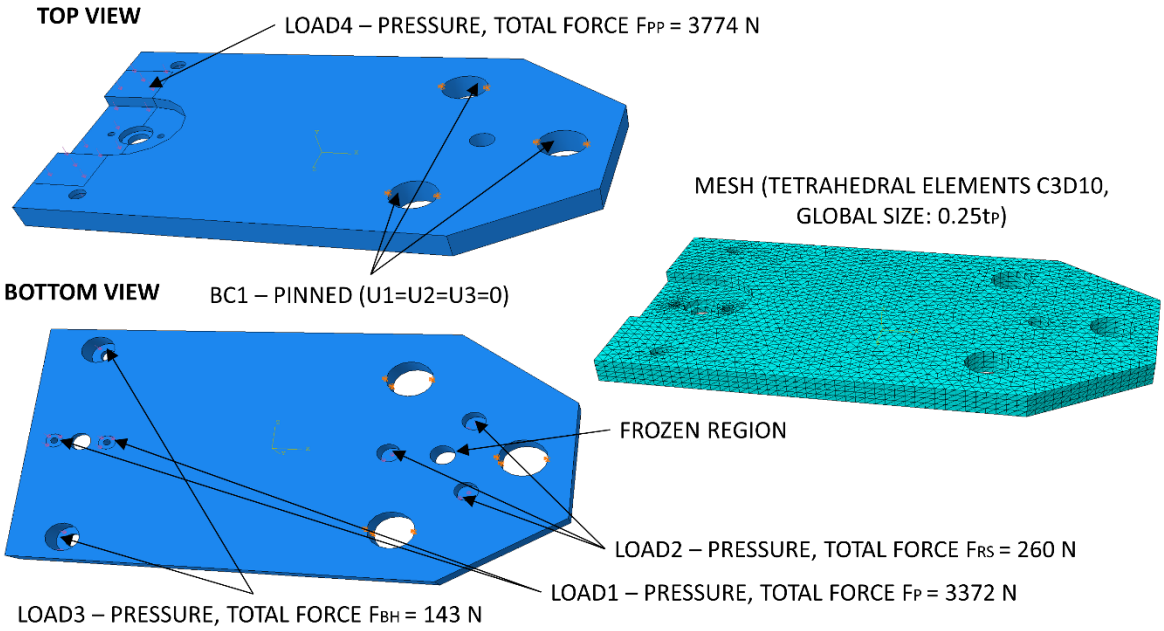


Figure 2. Construction of FEM model of the head-punch block of the punching die in ABAQUS: F_P – perforation force, F_{RS} – return springs force, F_{BH} – blank holder force, F_{PP} – pressure plate force

The next two forces which loads the plate are forces from blank holder springs F_{BH} and from return springs F_{RS}. Both of these forces are applied to the bottom surface of the sockets on the bottom of the plate on which the springs are supported. To determine their values it was assumed that the peak force will occur when the punch penetrates whole belt. This indicates that return springs were compressed with displacement c_0 = 5 mm (thickness of the belt t = 3,1 mm and clearance between the punch and belt surface 1,9 mm displacement) from the initial deformation x_0 = 5 mm caused by the gravity load of the plate. Since springs are connected in parallel, the equivalent spring stiffness k is the sum of each spring stiffness k_i. Based on the above-mentioned correlations the stiffness of the return springs k_{RS} can be calculated for various mass of the head-punch block from equation 1, where g is the gravity acceleration 9.81 m/s^2. Applying it to the equation 2, the magnitude of the force generated by the return springs can be determined. The force of the blank holder (equation 3) depends of the thickness of the belt and the stiffness of its spring system, which is constant for all analysed cases and equals 143 N.

$$k_{RS}x_0 = mg \rightarrow k_{RS} = \frac{mg}{x_0} \tag{1}$$

$$F_{RS} = k_{RS}c_0 = \frac{mg}{x_0}c_0 \tag{2}$$

$$F_{BH} = k_{BH}t = 46.1\frac{N}{mm} \cdot 3.1\ mm \approx 143\ N \quad (3)$$

The last force is connected with the pneumatic drive system of the punching die and is represented as a pressure generated by a pressure plate fixed with pneumatic cylinders pistons on the top surface of the head-punch block. Since the force will increase until the material will be pierced, its peak value will be the sum of all above-mentioned forces.

$$F_{PP} = F_P + F_{RS} + F_{BH} \quad (4)$$

Due to the complex geometry of the plate, the tetrahedral elements C3D10 were used to discretize the instance on the finite elements. The global size of each element was set as ¼ of the plate thickness in order to maintain 4 elements on the thickness of the plate.

Tests were conducted for a thickness in a range of 15-40 mm, with a increment of 5 mm. It was assumed that the depth of the socket for a circular plate equals half of the plate thickness and the minimal thickness of the springs support sockets bottom is 5 mm.

3. Results of the FEM analyses of the head-punch block with various thickness

For each case two parameters were analysed: stress distribution in the head-punch block and the deflection of the plate in the direction of the punch axis (A). The examples of the simulation results for the block with thickness t_P = 30 mm are presented in Figs. 3 (stress distribution) and 4 (displacement).

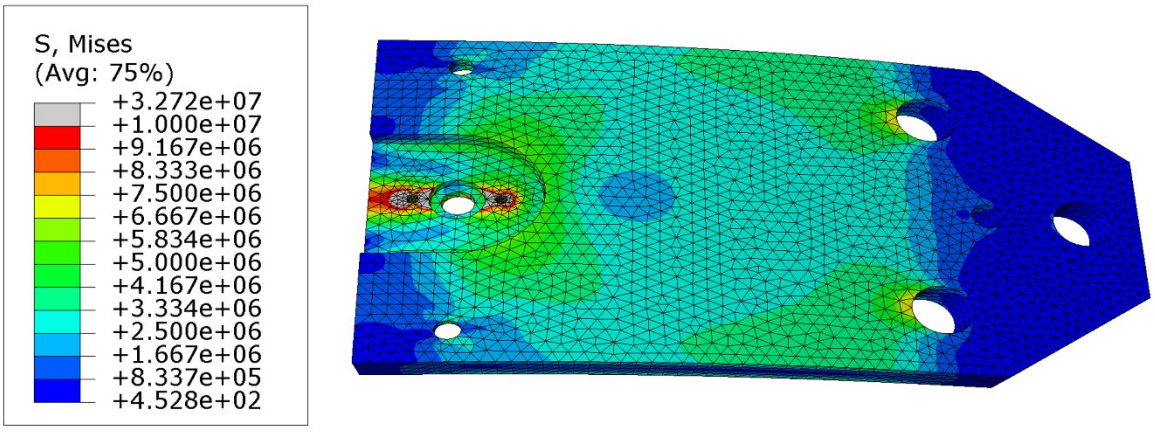


Figure 3. Mises stress distribution σ_{mises} [Pa] on the head-punch block with thickness t_P = 30 mm

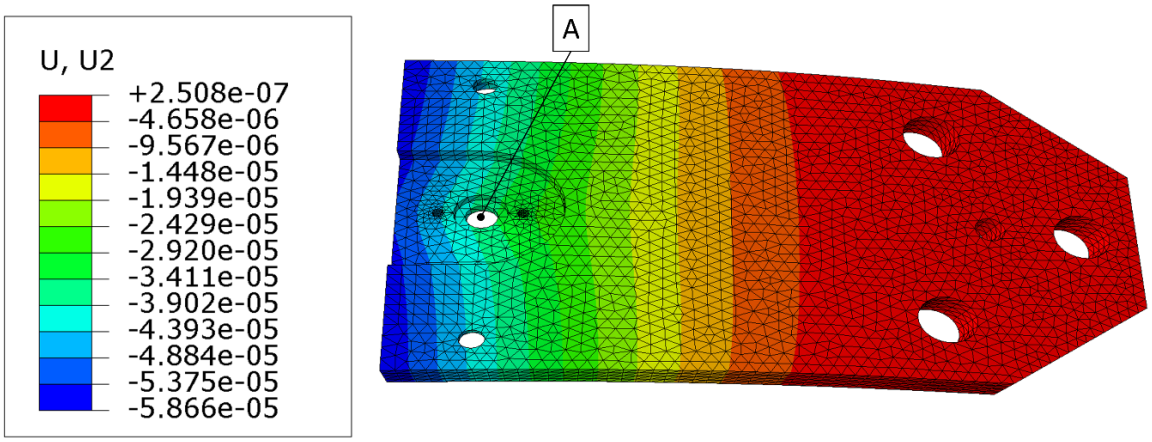


Figure 4. Displacement f [m] in the direction of the punch axis (A) of the head-punch block with thickness t_P = 30 mm

As can be observed, due to the symmetry of plate geometry and its loading, stress and displacement are evenly distributed on both sides of the plane consistent with the punch axis. Stress concentration occurs nearby the socket for punch chunk and the threaded connections between the head-punch block and the circular plate. In the remaining part of the plate the stress level is much lower, however its distribution is non-uniform. Slight concentration is visible nearby the guiding column mounting holes and the socket for circular plate, but the center of the plate seems to be idle. This indicates that the geometry of the head-punch block may be modified and part of the material can be cut out without aggravation of the exploitation parameters of the punching die. For that cause the topology optimization was also performed and its results are presented in the following part of this paper.

Although information about the stress level in the analysed component of the machine and its deformation is useful in the design process, it does not provide the most crucial details about the cooperation between punch and die. As was proved in Author's previous researches [13], the punch-die clearance c for the belt perforation should characterize with smaller values than in metal punching. Since the punch is fixed in the chunk, which is embedded rigidly in the head-punch block's socket the deflection of the plate will also effect on the deflection of the punch. If the deformation exceeds $0.5c$, the contact between the cutting edge of the punch and the die will occur, which leads to tool wear or even its damage. It is worth mentioning that due to the few joints in the kinematic chain of the punching die, the deflection of the punch is just one of the component which will cause punch deflection. Much more influence on the punch will have the guiding column deformation. For that reason we can assume that tool deflection caused individually by the head-punch deflection should not exceeds $0.1c$.

To evaluate the punch deflection it is necessary to find the correlation between it and the plate deflection f_A. To facilitate understanding of its derivation the schematic is presented in Fig. 5. This schematic is valid only for small angles of deflection $\alpha < 5°$ for which the equation 5 is valid. Based on this assumption the correlation between both deflections can be presented as in equation 6.

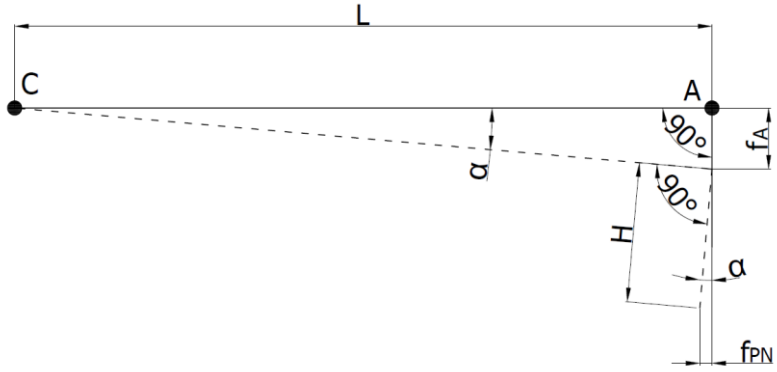


Figure 5. Schematic of correlation between the punch deflection f_{PN} and the plate deflection f_A

$$tg\alpha = \frac{f_A}{L} = sin\alpha = \frac{f_{PN}}{H} \tag{5}$$

$$f_{PN} = \frac{H}{L} \cdot f_A \tag{6}$$

Based on the previous discussion and the FEM analyses performed for 6 different plate thicknesses the results were obtained and they are presented in Table 1. It is obvious that by increasing the plate thickness its mass rise with approximately linear increment. The most advantageous for a punching die is using as light as possible plate, in order to decrease the inertia of the dynamically moving part of the machine. Additionally it would greatly reduce the power consumption of the drive system responsible

for the linear movement of the punching die relatively to the belt. For that reason we should be looking for the thinnest plate which stress and deflection do not exceed the limit values.

Table 1. Results of the FEM analyses of the head-punch block stress and deflection

Plate thickness t_P [mm]	Mass of the plate m_P [kg]	Max Mises stress σ_{max} [MPa]	Plate deflection in the punch axis f_A [mm]	Punch deflection f_{PN}[mm]
15	13.259	119.3	0.226	0.0391
20	17.628	65.9	0.107	0.0185
25	22.016	42.2	0.06	0.0104
30	26.432	32.7	0.038	0.0065
35	30.906	25.9	0.026	0.0045
40	35.381	21.5	0.019	0.0033

The correlation between the plate thickness and the peak stress is presented in Fig. 5a, while the influence of this parameter on the punch and plate deflection is shown in Fig. 5b. As can be observed all correlations are negative and nonlinear ones. This indicates that at some point there is no necessity for further increase of the plate thickness because the influence tends to be negligible. If we analyse the peak stress which occurs in the machine part, it should be compared with the allowable value. In that case the plate is often made for low carbon steel S275 which has Yield point at σ_{pl} = 275 MPa. If we assume static load and use the safety factor x_e = 2, the stress should not exceeds 137.5 MPa. So technically even thickness 15 should be enough using only strength criteria. However the punching dies works with multiple cycles per minute, which indicates that dynamic allowable stress should be considered instead. Since the loading in unilateral, the allowable value should be restricted to 60% of the static value, which means it equals 82.5 MPa. For that reason the thickness 15 mm is too small and the plate should have at least 20 mm.

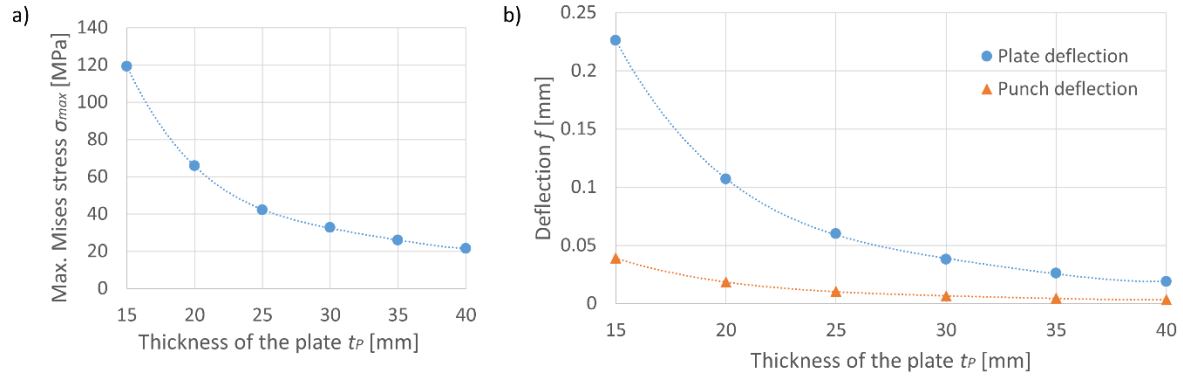


Figure 5. The correlation between the thickness of the head-punch block t_P and the peak Mises stress σ_{max} (a) and deflection of the punch f_{PN} and plate f_A (b)

In machine design very often the strength criteria is fulfilled, but the rigidity criteria is not. If we analyse the punch deflection, it should not exceeds $0.1c$ as was previously stated. For a belt perforation the clearance should be as small as possible. It was established in previous research [13], that for holes up to 10 mm diameter the clearance c = 0.1 mm meets both hole quality and technological requirements for part machining, however for some belts (e.g. polyurethane toothed belts reinforced with aramide fibers) lower values are desired. If we use the limit value of 0.01 mm the minimal thickness of the plate rise up to 30 mm. This value was used in the further analysis and the prototype of the automated belt punching die.

4. Topology optimization of the head-punch block

Topology optimization is a design tool which uses FEM to distribute a prescribed amount of the material over a given design domain in order to minimize a scalar objective function for a determined set of constraints. As was stated previously the non-uniform stress distribution observed in the computer simulation results suggest that part of the material is idle and may be cut out to decrease the mass of the component. For that cause the optimization process in ABAQUS was performed to determine how should the geometry be modified. The construction of the FEM model is almost identical as the one presented in Fig. 2 and described in section 2. Only few more parameters like design responses, objective functions, optimization constraints, geometrical restrictions and maximum number of cycles have to be defined.

Design responses are the inputs to the optimization and they can be read from the output database file. They are associated with the region of the model, but consists only single scalar value, such as maximum stress in the region or the total volume of the instance. It may be also connected with particular load case or step of the analysis [27-29]. In the presented research two design responses were specified as a single term associated with the whole model, which are strain energy and volume.

Objective functions defines the goal of the optimization and are extracted from the design response, such as minimum stress or deflection. They can be formulated from multiple design responses. In that case the objective function is calculated by adding the values which need to be minimized and maximized, taking into consideration the weighting factors to highlight the most important correlations [27-29]. In the topology optimization of the head-punch block the minimization of the strain energy was chosen.

Optimization constraints restricts the value of the design response as either percentage value (50% of the initial volume) or specified value (deflection under 0.5 mm). Additionally the manufacturing constraints or a geometric ones can be applied. This induces that for a complex topology optimization we can restrict that the machine part will be casted, which will require to maintain certain proportions of the dimensions or we can specify that certain dimensions cannot be modified, like diameter of a bearing surface. Fulfilling these constraints has a priority over achieving the minimization or maximization of the objective function [27-29]. For the presented analysis the volume constraint was used and it was specified as a fraction value of the initial value less or equal 0.3. Additionally the geometric restrictions were set as a frozen area on all surfaces to which the BC or load are applied and for the hole used to mount the screw, which tighten the return springs.

The model described above was implemented to ABAQUS and the results are presented in Fig. 6. Although the maximum cycles was set on 100, only 33 cycles were necessary to reach the goal of the objective function. As can be observed some of the material necessary to maintain the integrity of part was also erased. This is why the presented results should be treated as a guidelines, which can be used in the design process of the head-punch block with reduced mass by combining them with conventional machine design and technological guidelines. The results of the design process based on the topology optimization is presented in Fig. 7. The mass of the plate was reduced to 12.86 kg, which is the 48.7% of the initial mass.

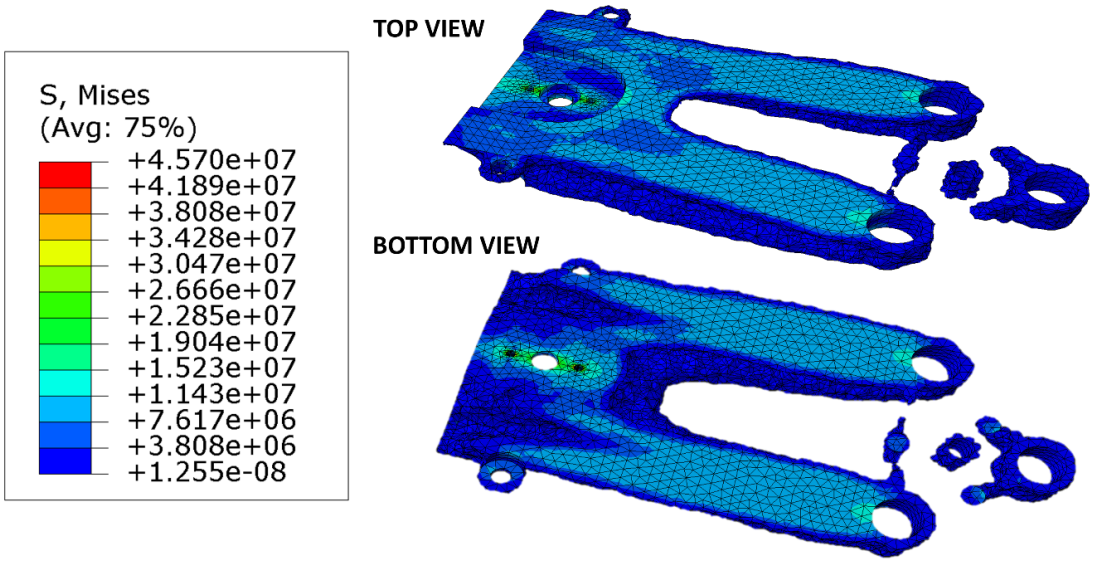


Figure 6. Results of the topology optimization – Mises stress distribution σ_{mises} [Pa]

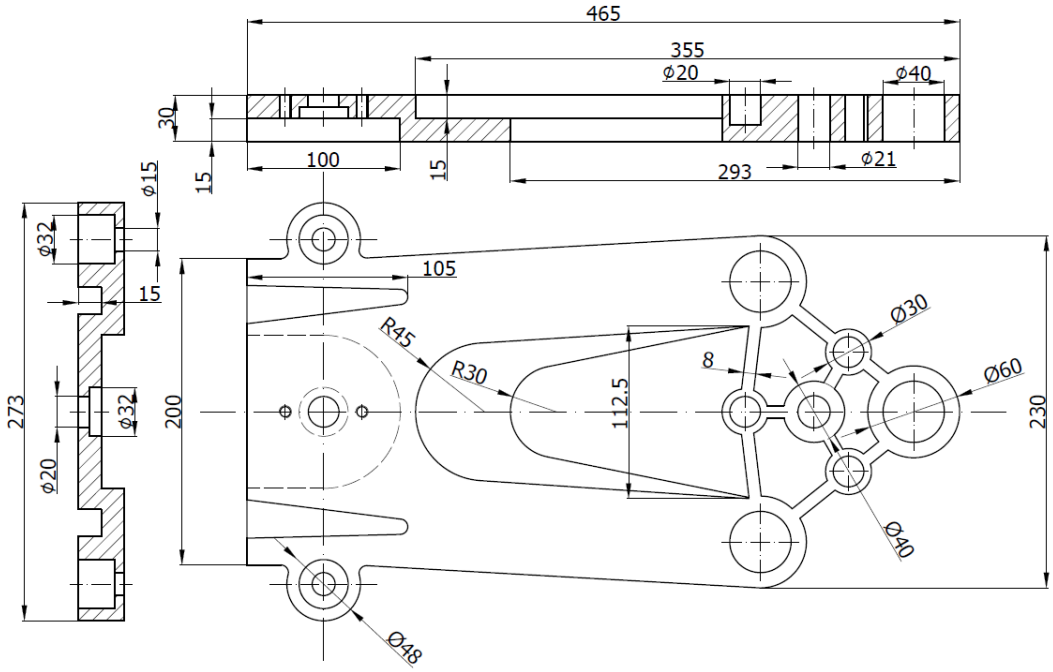


Figure 7. Drawing of the head-punch block with reduced mass

After finishing the design process the final effect was once more tested to verify the correctness of the proposed construction. The results are presented in Figs. 8 and 9. The maximal Mises stress has increased to 36.4 MPa (11.3% growth) and the plate deflection rose up to 0.062 mm (63.2% growth), which gives 0.011 mm punch deflection. If we compare obtained results with the data from Table 1, we have achieved solution of mass lower than the thinnest plate analysed in the research (t_p = 15 mm), but the deflection and the stress is similar to the plate with only 5 mm less thickness than the base one. Although punch deflection slightly exceeds the limit value 0.01 mm, the obtained deviation could be treated as acceptable one. Of course further analyses concerned with the distribution of the guiding columns and their deflection should be performed in order to gain the full set of data needed for a punching die design process.

If we analyse the stress map presented in Fig. 8b we can observe uniform distribution which proves that the usage of the material was greatly improved by using the topology optimization. In Fig. 8c we can see that the relatively thin wall structure in the neighbourhood of the guiding column is subjected to low stress what decrease the chance of the material failure in that region.

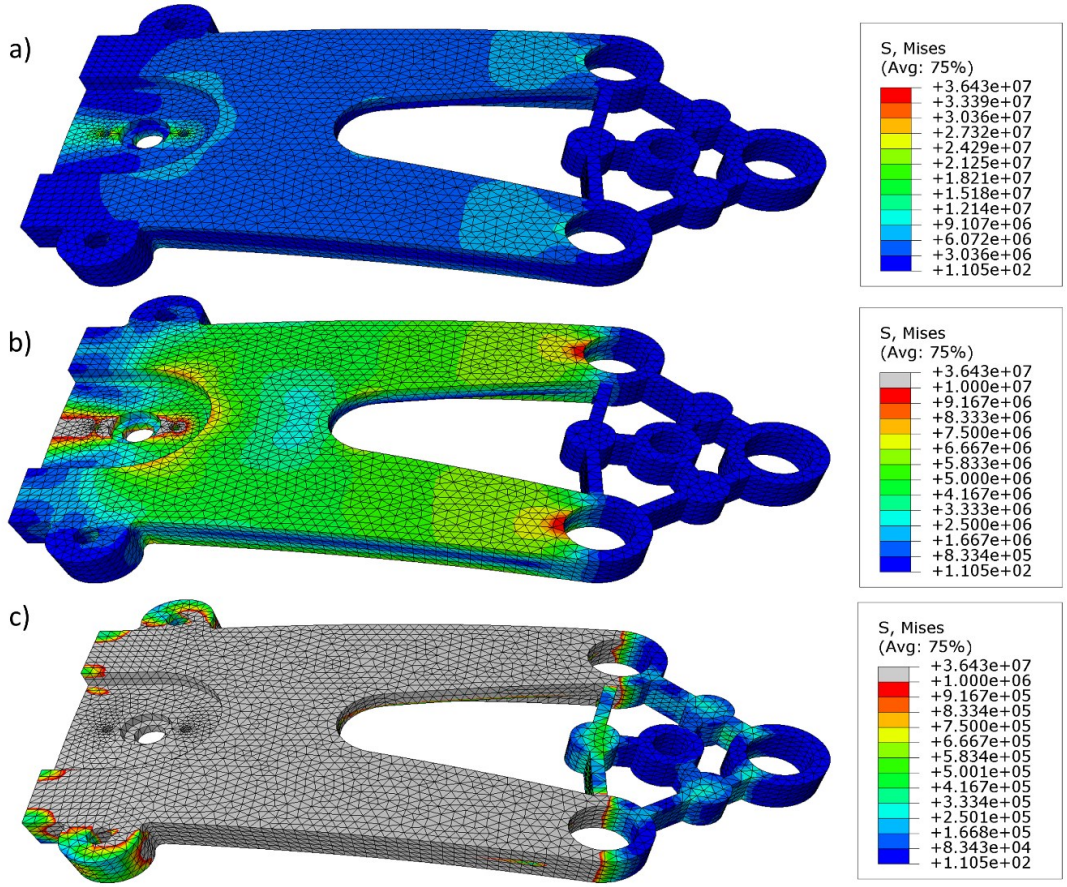


Figure 8. Results of the FEM analyses of the head-punch block with reduced mass – Mises stress distribution σ_{mises} [Pa]

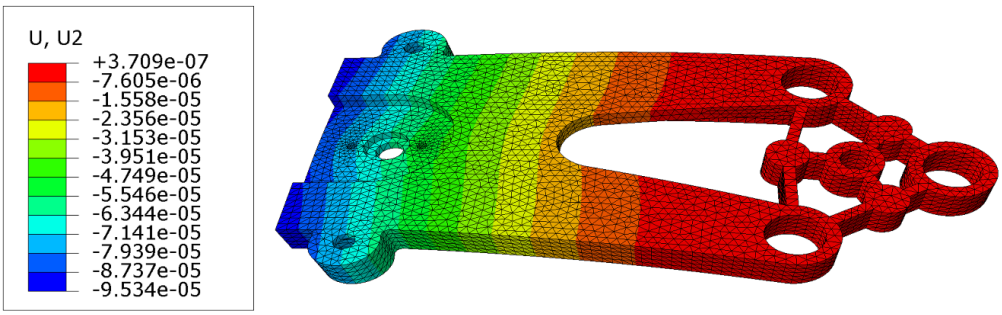


Figure 9. Displacement f [m] in the direction of the punch axis (A) of the head-punch block with reduced mass

5. Summary

Presented research shown that the application of the Finite Element Method in the design process of the punching die may be very helpful and leads to obtain more effective construction. The key to proper analysis is to create a FEM model which will precisely imitate the real conditions and in the same time be as simple as possible to reduce the computational time of the calculations. The topology optimization is a useful tool in a design process, but only if we combine it with the engineering knowledge of classic

machine design and take into consideration the machining process. Otherwise we will obtain solution with reduced weight, but the costs will grow drastically. Presented research also proved that increasing the dimensions of the machine part too much would not grant us proportional benefits and it is important to find the compromise solution. It also shows that designing the punching dies for belts, which are softer materials than metals and seems to be easier to perforate, causes much more trouble and is very interesting from the scientific point of view.

6. References

[1] Soares JA, Gipela ML, Lajarin S and Marcondes PVP 2012 *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* **65**:1-4 451-457
[2] Singh UP, Streppel AH, Kals HJJ 1992 *J Mat Process Technol* **33**:4 331-345
[3] Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I and Domek G 2017 *Mechanik* **12** 1138-1142
[4] Berdychowski M, Talaśka K and Wilczyński D 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 02001
[5] Wilczyński D, Malujda I, Górecki J, Domek G 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 05014
[6] Wilczyński D, Talaśka K, Malujda I, Jankowiak P 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 07016
[7] Górecki J, Malujda I, and Wilczyński D 2019, *MATEC Web of Conferences* **254** 05001
[8] Górecki J, Malujda I, Wilczyński D and Wojtkowiak D 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 06001
[9] Górecki J, Malujda I, Talaśka K, Wilczyński D and Wojtkowiak D 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 05006
[10] Wałęsa K, Malujda I and Talaśka K 2018 *Acta Mech. et Auto.* **12** 115-126
[11] Wałęsa K, Malujda I, Górecki J and Wilczyński D 2019 *MATEC Web of Conf*erences **254** 02033
[12] Wojtkowiak D and Talaśka K 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 02001
[13] Wojtkowiak D and Talaśka K 2019 (in press) *Int. J. Adv. Manuf. Technol*. doi: 10.1007/s00170-019-03746-7
[14] Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I and Domek G 2018 Int. J. Adv. Manuf. Technol. 98:9-12, 2539-2561
[15] Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I and Domek G 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 01022
[16] Kukla M, Talaśka K and Malujda I 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 06002
[17] Kukla M, Górecki J, Maluda I, Talaśka K and Tarkowski P 2017 *Procedia Engineering* **177** 324-330
[18] Ondrusova D, Bozekova S, Bunova L, Pajtasova M, Labaj I, Dubec A and Vrskova J 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 07007
[19] Talaśka K and Wojtkowiak D 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 02052
[20] Wałęsa K, Mysiukiewicz O, Pietrzak M, Górecki J and Wilczyński D 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 06007
[21] Wilczyński D, Malujda I, Talaśka K and Długi R 2017 *Procedia Engineering* **177** 411-418
[22] Domański T, Piekarska W, Kubiak M, Saternus Z and Goszczyńska-Króliszewska D 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 02007
[22] Gawronska E 2019 *Applied Sciences-Basel* **9**:10 1972
[23] Gawronska E 2017 *Procedia Engineering* **177** 86-91
[24] Murcinkova Z, Novak P, Kompis V, Zmindak M 2018 Archive Of Applied Mechanics **88**:5 789-804
[25] Sapietova A, Novak P, Saga M, Sulka P and Sapieta M 2019 Advances In Science And Technology-Research Journal **13**:1 23-28
[26] Saternus Z 2017 *Procedia Engineering* **177** 188-195
[27] Zhao Y, Guo W, Duan S and Xing L 2017 *Int. J. Simul. Multisci. Des. Optim.* **8** A5
[28] Zhu J-H, Zhang W-H, Xia L 2016 Arch Computat Methods Eng **23**:4 595-622
[29] Abaqus User's Manual, Version 6.14, Dassault Systémes Simulia Corp., Providence, Rhode Island, USA 2013

Poznań, 20.02.2019

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Fierek A. *The application of the Finite Element Method analysis in the process of designing the punching die for belt perforation,* IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (2020), 24th Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations (MMS 2019), przyjetego do druku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	Wkład procentowy	Podpis
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	70%	
dr inż. Krzysztof Talaśka	25%	
mgr inż. Aleksandra Fierek	5%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

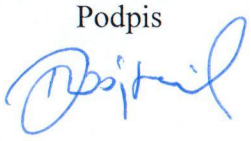
Poznań; 20. Luty 2020

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Instytut Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Fierek A.: *The application of the Finite Element Method analysis in the process of designing the punching die for belt perforation,* IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (2020), 24th Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations (MMS 2019), przyjętego do druku, mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonych badań, wykonaniu przeglądu literaturowego, zaprojektowaniu głowicy perforującej z ruchomą płytą, analizie wpływu parametrów konstrukcyjnych na właściwości eksploatacyjne stempla, budowie modelu MES i wykonaniu szeregu analiz, opracowaniu wyników i sformułowaniu wniosków, wykonaniu optymalizacji topologicznej płyty głowicowo-stemplowej, a następnie jej zaprojektowaniu oraz zredagowaniu i formatowaniu artykułu.

Podpis



Poznań; 20. Luty 2020

dr inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Instytut Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Fierek A.: *The application of the Finite Element Method analysis in the process of designing the punching die for belt perforation,* IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (2020), 24th Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations (MMS 2019), przyjetego do druku, mój udział polegał na konsultacji zakresu oraz zawartości treści, jak i na jej weryfikacji merytorycznej, weryfikacji metodologicznej poprawności podejścia do rozwiązywanego problemu, udzielaniu merytorycznych rad w zakresie modelowania MES, wyznaczania parametrów stosowanych modeli materiałów, interpretacji wyników analiz numerycznych oraz weryfikacji ostatecznej postaci redakcyjnej artykułu, zarówno przed jak i po procedurze recenzyjnej.

Podpis

Krzysztof Talaśka

Poznań; 20. Luty 2020

mgr inż. Aleksandra Fierek
Politechnika Poznańska
Instytut Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Fierek A.: *The application of the Finite Element Method analysis in the process of designing the punching die for belt perforation,* IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (2020), 24th Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations (MMS 2019), przyjetego do druku, mój udział polegał na analizie literaturowej zastosowania metody elementów skończonych w optymalizacji konstrukcji.

Podpis

Fierek

Analysis of the guiding column and sleeve cooperation in the linear slide bearing of the punching die head-punch block

D Wojtkowiak, K Talaśka and M Berdychowski

Chair of Basics of Machine Design, Poznan University of Technology, Piotrowo 3 street, 61-138 Poznań, Poland

dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl, +48 61 665 2053

Abstract. A proper cooperation of the guiding column and sleeve in the linear slide bearings of the punching die head-punch block is very important in context of alignment between the punch and the die. Multiple factors like the shaft and sleeve tolerances, contact surface roughness or the type of loading applied to the bearing may have an effect on the movement of the mechanism. In the paper authors focus on the influence of the linear slide bearings distribution on the punching die plate on the stress distribution on the column and the sleeve as well as on the deflection of the head-punch block. It is especially important for the punching dies with one-sided guiding, which allows to move it toward the center of the material to perform a designed perforation pattern. Considering the machines for a polymer composite belt perforation, the deflection of the head-punch block has to reach its minimum since very small punch-die clearances (below 1% of the hole diameter) are used. It induces that presented FEM analyses provide a lot of useful information and allows to design the effective construction of the punching die. Additionally the effect of the return spring system was also modelled.

Keywords. Punching die, Head-punch block, FEM, Guiding column, Belt perforation

1. Introduction

Due to the variety of the polymer composite belts mechanical properties the influence of the processed material features on the construction of the machines used in the process is clearly visible. This approach can be observed for polymer belts [1-9] as well as for different types of materials, like natural polymers [10-12] and unclassical materials [13-17]. However the constructional features of the designed machines also have a lot of influence on its performance characteristics like strength, stiffness, kinematic and dynamics. In the presented research authors focused on the influence of the guiding column distribution in the punching die on the punch deflection, stress distribution and cooperation between the column and the sleeve.

Linear guides are widely used in the machine design and the analysis of their performance can provide many useful data [18-20]. For example, it was proved that shape deviation of the column or the sleeve like ovality or multiangularity has an impact on the alignment of these components and may affect with generating increased contact pressure in the components [21, 22]. It is especially important for a punching dies for a belt perforation, where the punch-die clearance has to be very small – approx. 0.5-1% of the punch diameter. For that reason the machining process for these components has to be precisely done and proper information should be contained in the technical documentation [21, 22]. Aside of the manufacturing process the distribution of the guiding columns will also affect the properties

of the machine like head-punch stiffness, overall dimensions and the mass of the device as well as the contact pressure distribution, which has an influence on the motion of the plate, generated frictional drag and life of the guiding system. For that reason authors decided to perform the analysis of the guiding column distribution on above mention parameters and specify the constructional briefs which can be used in a design process of such constructions.

To obtain wide spectrum of the correlations the analyses were performed for six types of guiding columns distribution which varies in number of columns, the direction of the positioning and the pattern. For two guiding columns horizontal (2H) and vertical (2V) distribution were chosen. For three guiding columns the triangular pattern was chosen in normal variant (3N) and the inverted one (3IN). For four guiding columns rectangular (4R) and staggered patterns (4S) were analysed. All of the above-mentioned types of distribution are presented in Figure 1. In order to maintain the possibility of comparison between different types of guidance the distance between the punch axis and the axis of the first row of guiding columns *c* is constant and equals 285 mm. This value is restricted by the width of the perforated belt and allows that the punching die can make a hole 250 mm from the belt edge. Additionally, the distance between the guiding columns in both directions *a* and *b* for a 3N type was analysed in order to test the influence of the compactness of the construction.

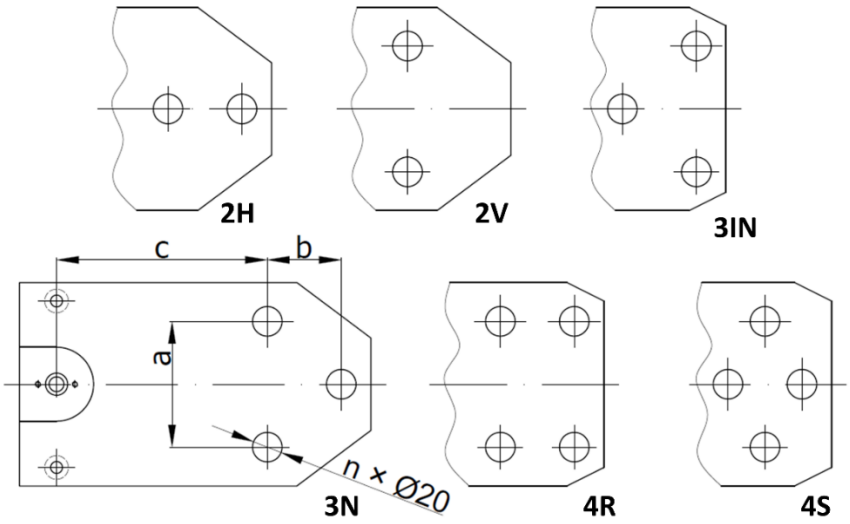


Figure 1. Different types of the guiding column distribution in the punching die construction

2. Methodology of the research

The analysis was performed on the basis of the computer simulation results, which were obtained with using Finite Element Method (FEM) in ABAQUS software [23]. The construction of the FEM model for each of the analysed case is similar and one of the examples is presented in Figure 2. The model complexity was limited to few instances: the main one – head-punch block and proper number of guides where each consists of the guiding column and the sleeve. The sleeve is made of brass with Young moduli E = 120 GPa and Poisson's ratio ν = 0.35. The head-punch block and guiding columns are made of steel with Young's moduli E = 210 GPa and Poisson's ratio ν = 0.33. All the instances were meshed with tetrahedral C3D10 elements and it was densified on the contact surfaces between the head-punch block, columns and sleeves to 25 elements on the circumference of the axially symmetrical connection parts.

To map the real conditions which occurs during the belt perforation process, proper loading, boundary conditions, contacts and constraints have to be specified in the FEM model. The loading was divided into four different total forces specified as pressure applied to the partitions separated from the top or bottom surface of the head-punch block. Perforation force F_P is responsible for the generation of the necessary stress on the sheared cross section of the belt to break the material and separate the scrap from the belt. Since this force is transferred from the piercing punch by the chunk to the circular plate and

then by the threaded joint to the head-punch plate, the pressure was applied to the surface of the washers of the bolt-nut connection. Its value was determined based on the experimental research [4] as a maximum value for a stiffest belt with the highest strength TFL15S with 20% surplus and equals 3372 N. The next two forces come from two different set of spring: force from the return springs F_{RS} which equals 260 N and force from the blank holder springs F_{BH} = 143 N were applied to the surface inside the socket in which the above mentioned springs are embedded. Of course the springs have an effect on the plate deflection, but because the stress and the deformation of the springs is not the subject of this research they were neglected as an instances. Their influence was modelled with the weightless springs which connects proper reference points (coupled with the spring socket inner surface) to the ground and have specified spring constants. Last load F_{PP} is the sum of all previously mentioned forces and represents the force generated by the pneumatic drive and transferred to the pressure plate. Because the bottom plate was removed from the model, the boundary condition which takes away all degrees of freedom was applied to the cylindrical surfaces on the bottom of the columns. In this model, it was assumed that sleeves are rigidly mounted in head-punch plate and the contact between the inner surface of the sleeve and outer surface of the column was specified with friction coefficient 0.1. As the results of the analysis the stress, displacement and contact pressure distribution were obtained.

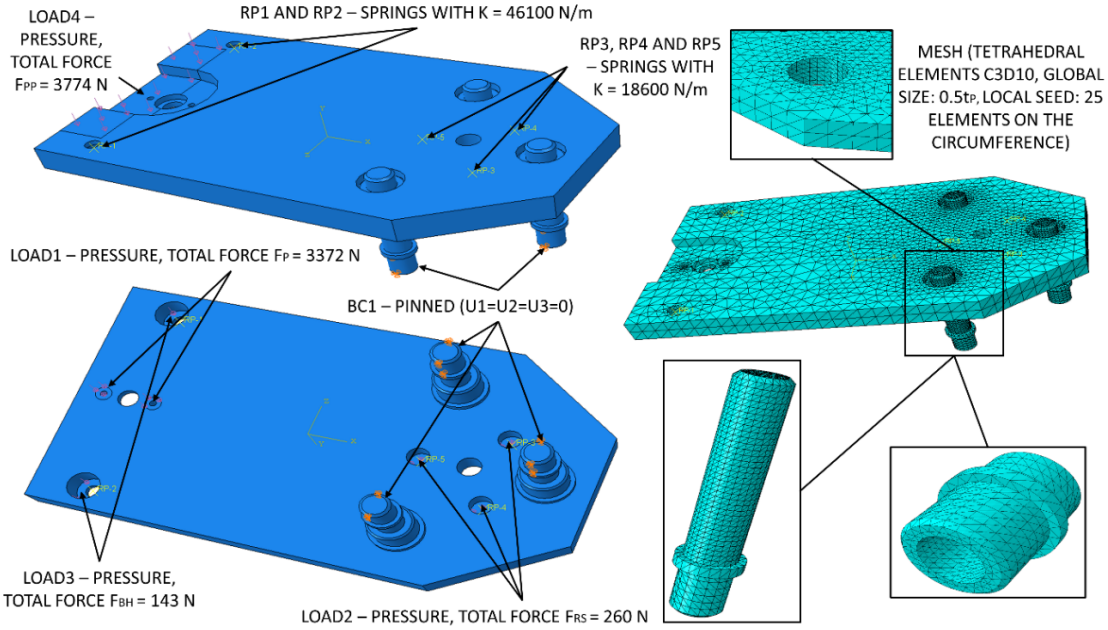


Figure 2. Construction of FEM model of the head-punch plate of the punching die with guiding system in ABAQUS: F_P – perforation force, F_{RS} – return springs force, F_{BH} – blank holder force, F_{PP} – pressure plate force, K – stiffness of the spring

3. Results of the FEM analyses of the head-punch block with various guides distribution

The example results for the 3N guide configuration are presented in Figs. 3-5. By analysing the stress distribution in Fig. 3 we can observe that the peak value of stress occurs at the bottom of the guiding columns and it corresponds with its bending stress. Additionally the stress concentration is visible nearby the threaded connection which holds the piercing punch and its chunk. If we analyse the deflection of the punch in the direction of the axis (A) we can observe value of 0.275 mm, which is much greater than the single deflection of the head-punch block [24]. The reason of that is significant deflection of the guiding columns, which affects and multiply the displacement of the point A. Obtained value exceeds the distance between the cutting edges of punch and die. However the transmission ratio of these displacements equals the ratio of the distance between point C (the center of mass of polygon created from the axis of guiding columns) and A - $\overline{AC}$ and the distance measured from the punch cutting

edge and bottom surface of the head-punch block [24]. Since this ratio is lower than 1 it means that the punch deflection will be lower than the point A displacement obtained from the FEM analyses. Based on the results three parameters were determined: maximum bending stress in the guiding column, total deflection in the punch axis (A) and punch deflection. Theses parameters were further used to evaluate various types of guiding column distribution.

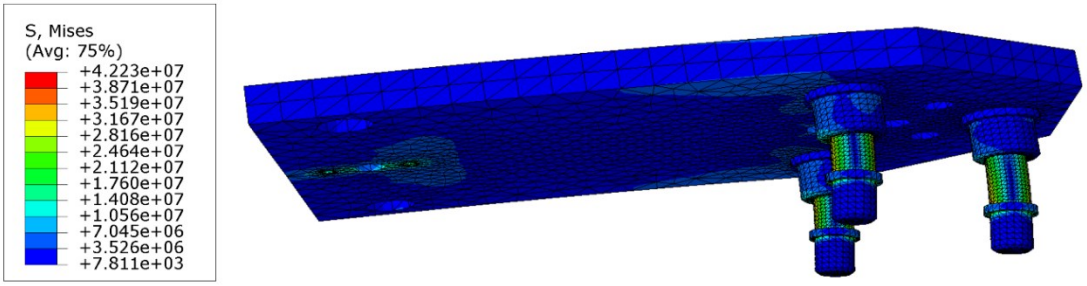


Figure 3. Mises stress distribution σ_{mises} [Pa] on the head-punch plate with 3N guide configuration

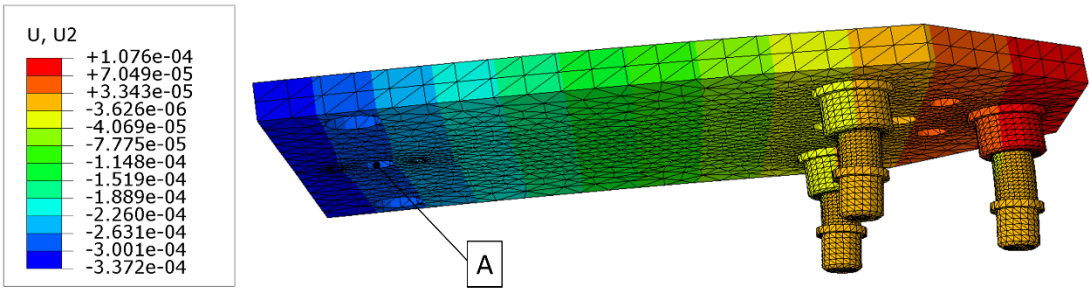


Figure 4. Displacement f [m] in the direction of the punch axis (A) of the head-punch plate with 3N guide configuration

If we separate the guiding columns and sleeves from the model, the contact pressure distribution on both of these components can be analysed. Due to the symmetry of the model the contact pressure distribution on right (1R) and left (1L) columns and sleeves is identical. The only difference occurs between the columns and sleeves positioned in different rows. We can observe that the value of the contact pressure between the guide parts in the first row (1L or 1R) is greater than the one present for the rear guide (2). For the further analysis only the most loaded guide components are taken into consideration. For each case the maximum contact pressure for both column and sleeve was measured. Additionally, the deflection of the guiding column was tested in order to verify the reasonability of the obtained results.

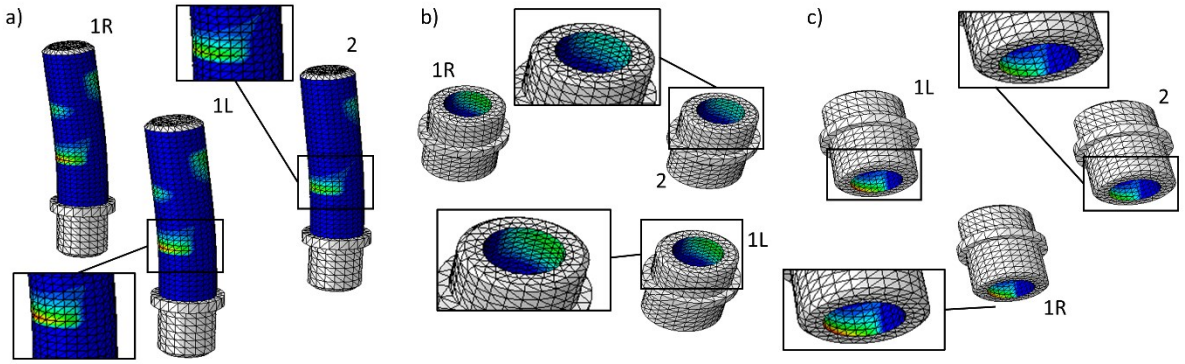


Figure 5. The contact pressure distribution p_{con} on the guiding columns (a) and sleeves (top view – b, bottom view - c) for 3N guide configuration

The values of all above-mentioned parameters for six chosen types of guiding columns distribution is presented in Table 1. As can be observed increasing the number of guides decrease significantly the contact pressure on both guiding columns and sleeves. This may effect in extending the life of the guiding components and in improving the motion smoothness of the punching die during belt perforation. However the peak value of contact pressure does not exceed the allowable stress for a brass, which in case of the similar designs should be between 10-17 MPa. The same correlation is visible in other parameters aside from mass of the plate m. The mass depends on the overall dimensions necessary to be able to properly distribute all the guides as well as the return springs which should be positioned in the closest neighborhood to achieve the best properties of the designed machine. Basically increasing the distance between the columns in the horizontal direction will mostly cause the mass increment, which is why the 2H configuration is the heaviest one. Of course in this configuration the width of the head-punch block could be reduced, but the necessity of connect different components like carriages of the linear guides or the blank holder to it may prevent it. In order to be able to evaluate different configurations and find the effective solution it was assumed that the width is constant. Based on the above the conclusion at first glance is that using more guides will improve the machine performance since we improve strength and stiffness of it. However it is worth mentioning that increasing the number of guiding columns will increase the costs, difficult the manufacturing process and increase the mass of the whole punching die, which is why it is so important to find the compromise solution.

Table 1. Results of the FEM analyses of the head-punch block with various guides configuration

Type of guiding column distribution	Mass of the plate m [kg]	Max. contact pressure – column p_c [MPa]	Max. contact pressure – sleeve p_s [MPa]	Max. bending stress σ_b [MPa]	Total deflection in the punch axis f_A [mm]	Column deflection f_c [mm]	Punch deflection f_{PN}[mm]
2V	26.733	11.94	12.62	67.5	0.387	0.106	0.078
2H	31.591	11.64	12.6	62.7	0.403	0.092	0.059
3N	26.432	7.40	7.84	42.2	0.275	0.062	0.048
3IN	28.056	8.43	8.98	43.3	0.343	0.066	0.057
4R	27.761	5.87	6.28	32.1	0.227	0.047	0.039
4S	30.999	7.17	7.62	34.5	0.281	0.05	0.044

4. Evaluation of different configurations of the guides in the punching die

As was stated in section 3 it is very hard to evaluate different configurations of the guides using only one single criteria. To do so, authors decided to make a comparison of the contact pressure distribution for the cases with the same number of guides and limiting it to the same value of 13 MPa for all cases. The results of these analyses are presented in Figs. 6-11.

If we compare the results for the configurations with 2 guiding columns (2V – Fig. 6 and 2H – Fig. 7), we can observe that in the second case additional contact pressure area inside the occurs. This has an effect on slightly more uniform stress distribution since it is distributed on the greater area. However if we compare the results from the Table 1, it is obvious that the configuration 2H is characterized with greater stiffness in the punch and columns regions (due to the increase of the $\overline{AC}$ distance) and lower bending stress of the column, but the mass of the plate has drastically grown.

The comparison between the configurations with 3 guiding columns (3N – Fig. 8 and 3IN – Fig. 9), shown that inverting the triangular distribution of the column worsen all the analysed parameters. Although comparing it to the 2H configuration proves that adding additional guide may reduce the contact pressure and bending stress, the benefits in the punch deflection does not cover the additional cost of the third set of guiding components. In this case we can also observe additional region of contact pressure in the solution more adequate for the analysed design of the punching die.

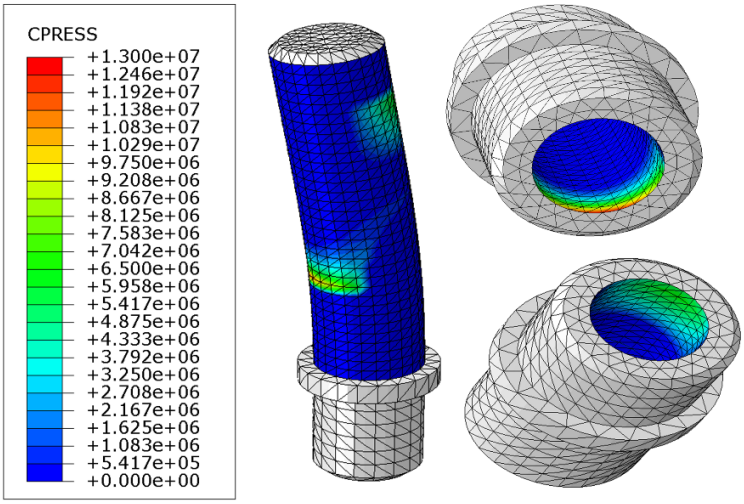


Figure 6. Contact pressure distribution on the guiding column and sleeve for 2V configuration

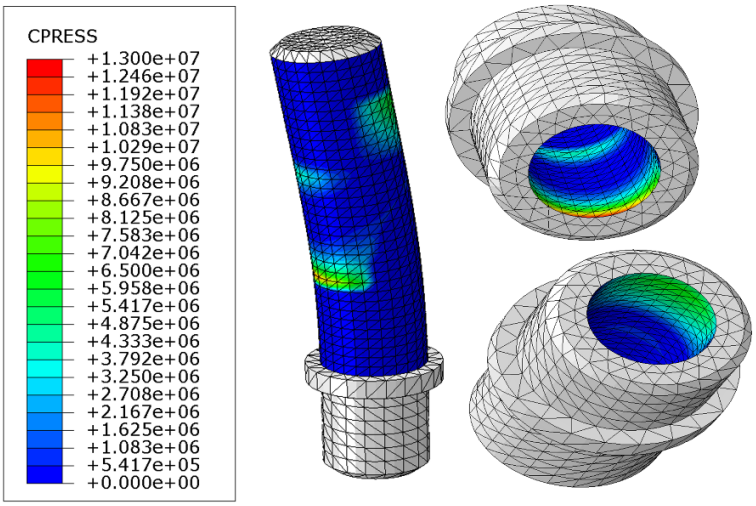


Figure 7. Contact pressure distribution on the guiding column and sleeve for 2H configuration

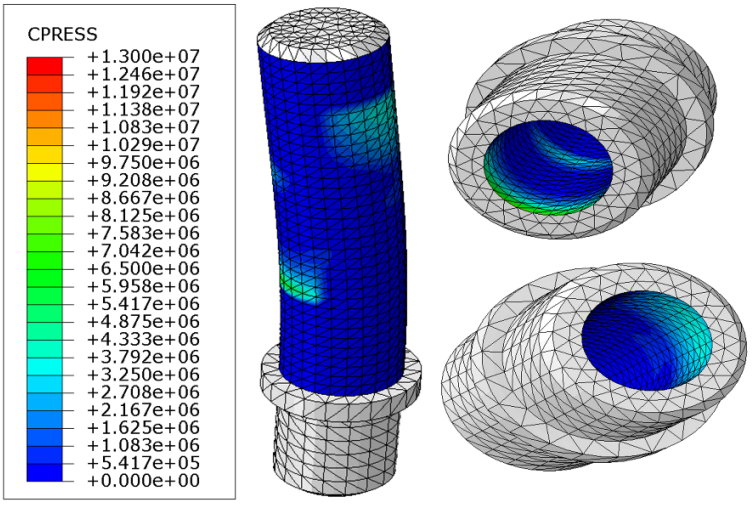


Figure 8. Contact pressure distribution on the guiding column and sleeve for 3N configuration

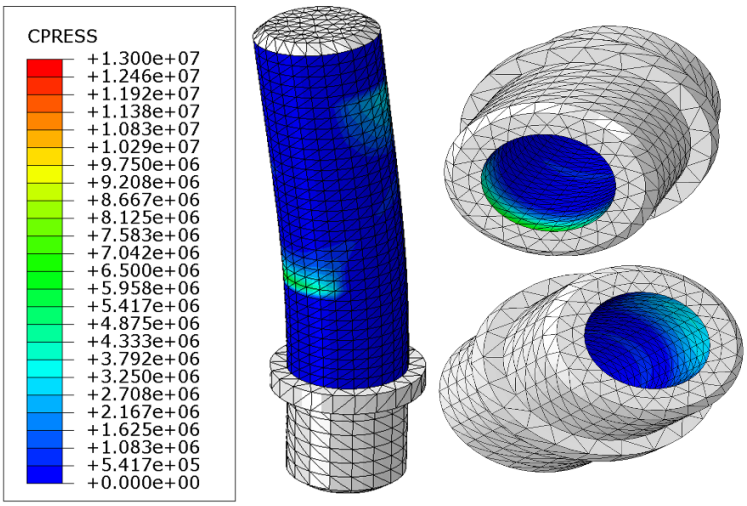


Figure 9. Contact pressure distribution on the guiding column and sleeve for 3IN configuration

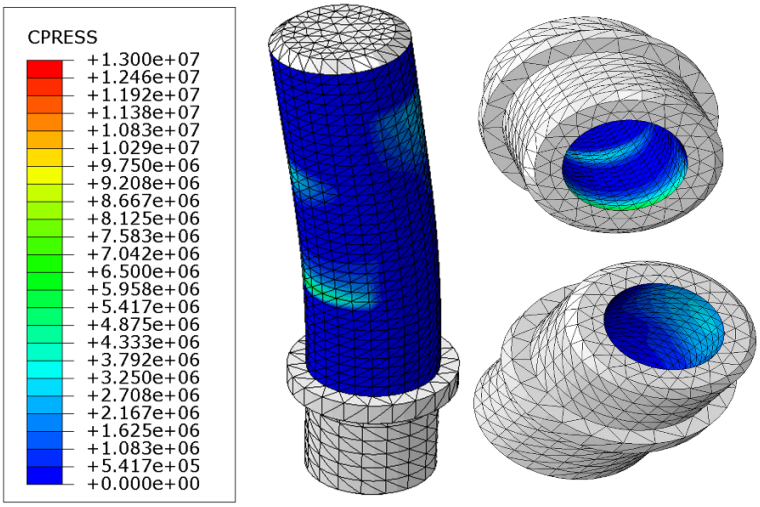


Figure 10. Contact pressure distribution on the guiding column and sleeve for 4R configuration

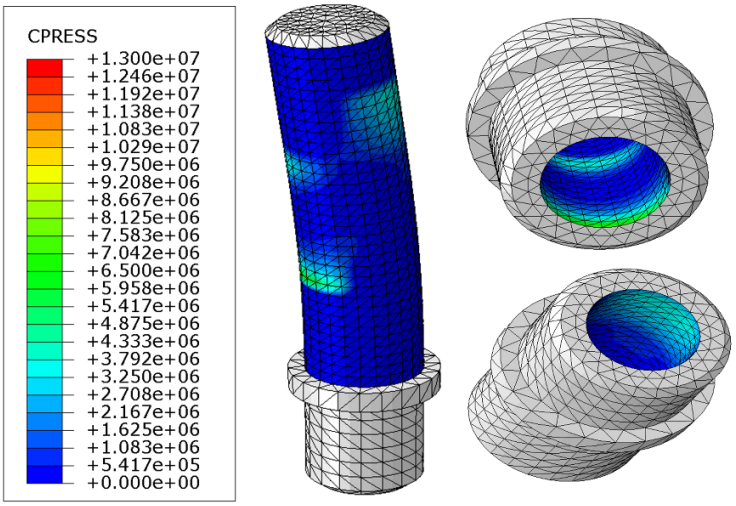


Figure 11. Contact pressure distribution on the guiding column and sleeve for 4S configuration

The additional area of contact pressure is also present in both analysed cases with four guiding columns (4R – Fig. 10 and 4S – Fig. 11). Out of these two examples, the rectangular pattern (4R) characterize with much more advantageous properties than the staggered pattern in all aspects of strength, stiffness and mass. Comparing the 4S configuration with 3N one we can see very small improvement in maximum contact pressure or the punch deflection, but the bending stress of the column is reduced by 18%. But since the head-punch block with 4 guides is heavier and supposedly more expensive this solution should not be considered during design process. On the other hand the benefits of using four guiding columns distributed in rectangular pattern are clearly visible, aside of the increased mass and more complex construction.

In order to evaluate different configurations of the guides in the punching die two methods were applied (Fig. 12). In the first one (Fig. 12a) the parameter which describes the efficiency of the guiding system and has to be minimized is the relative plate deflection in the A point to the mass of the head-punch block. In this case the positive correlation between the number of guiding columns can be observed and the previously mentioned conclusions are justified. However this method does not take into consideration all analysed aspects. For that reason different approach was used in which the evaluation parameter e is introduced as shown in equation 1, in which the results for the simplest 2V guiding configuration is treated as reference values (Fig. 12b). Because all of the parameters has to be minimized, in order to achieve the effective construction of the punching die this value has to be as low as possible. In that way we are able to take into the consideration multiple factors and evaluate it with a single value. As can be observed the difference between the 3N and 4R configuration is very small and can be treated as negligible. Since the mass of the punching die also affects the power consumption of its drive system and according to the principals used in machine design the construction should be as simple as possible it is recommended to use three guides in normal triangular pattern (3N).

$$e = \frac{n}{n_{min}} \cdot \frac{p_{max}}{p_{\max_2V}} \cdot \frac{f_{PN}}{f_{PN_2V}} \cdot \frac{m}{m_{2V}} \tag{1}$$

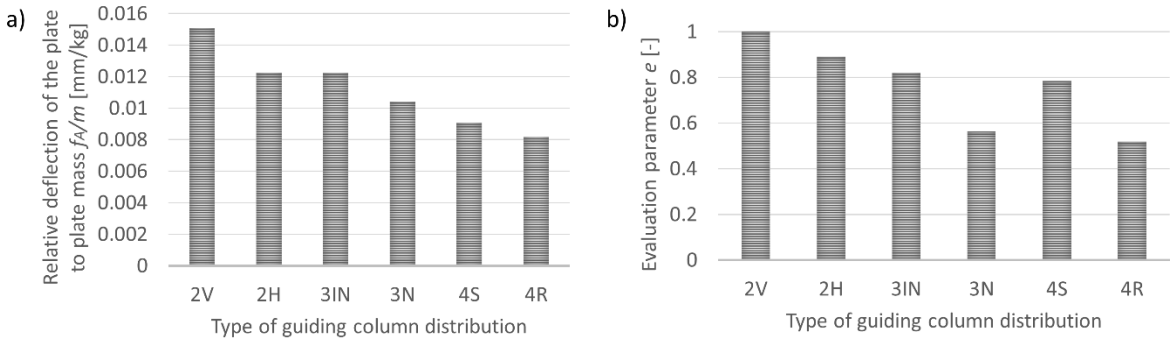


Figure 12. The evaluation of different configurations of the guides in the punching die based on the relative deflection of the plate to plate mass f_A/m (a) and evaluation parameter e (b)

5. The influence of the compactness of the guiding columns distribution

The last aspect which was considered in this research is the influence of the compactness of the guiding columns distribution on the punch deflections, maximum column bending stress, punch deflection and contact pressure on the column and the sleeve. The test was performed for 3N guide configuration and the distances between the guiding columns in vertical (a) and horizontal (b) direction were the variables. The results for the various distance a in a range of 110-190 mm are presented in Table 2 and for a various distance b in the range of 80-160 mm are presented in Table 3. In both cases the increment was set as 20 mm.

Table 2. Results of the FEM analyses of the head-punch block with 3N guide configuration and various distance between columns in vertical direction a

Distance a [mm]	Max. contact pressure – column p_c [MPa]	Max. contact pressure – sleeve p_s [MPa]	Max. bending stress σ_b [MPa]	Total deflection in the punch axis f_A [mm]	Column deflection f_c [mm]	Punch deflection f_{PN}[mm]
110	7.41	7.86	42.3	0.275	0.062	0.0475
130	7.42	7.86	42.3	0.275	0.062	0.0475
150	7.42	7.86	42.3	0.275	0.062	0.0475
170	7.40	7.84	42.2	0.275	0.062	0.0475
190	7.38	7.82	42.1	0.276	0.061	0.0477

Table 3. Results of the FEM analyses of the head-punch block with 3N guide configuration and various distance between columns in vertical direction b

Distance b [mm]	Mass of the plate m [kg]	Max. contact pressure – column p_c [MPa]	Max. contact pressure – sleeve p_s [MPa]	Max. bending stress σ_b [MPa]	Total deflection in the punch axis f_A [mm]	Column deflection f_c [mm]	Punch deflection f_{PN}[mm]
80	25.142	7.36	7.82	42.1	0.275	0.062	0.0485
100	26.733	7.40	7.84	42.2	0.275	0.062	0.0475
120	27.733	7.46	7.9	42.6	0.277	0.062	0.0469
140	29.028	7.53	7.98	42.9	0.279	0.062	0.0463
160	30.323	7.61	8.04	43.3	0.28	0.062	0.0455

Based on the obtained results no correlation is visible between the distance in the vertical direction and any of the analysed parameters. This means that for the purpose of designing the compact and light constructions of the punching dies, the guiding columns should be spaced as close to each other as possible in this direction.

On the other hand, for the spacing between the columns in horizontal direction some correlations can be found. Although the column deflection, maximum bending stress, total deflection and contact pressure of the head-punch block does not change significantly, the important differences may be observed in the punch deflection and the mass of the plate. By increasing the spacing between the column in the horizontal direction, we are able to increase the stiffness of the construction which results in decreasing the punch deflection as the center of mass of the guiding system is pushed away from the punch axis. This correlation was proven to be linear as is presented in Fig. 13. Unfortunately, increasing distance b cause the linear mass growth which is the negative aspect. This proves that by changing the spacing of the columns in the horizontal direction we are able to steer the punch deflection and adjust it to the restrict requirements for a belt perforation with a cost of worsening the lightness of the designed construction.

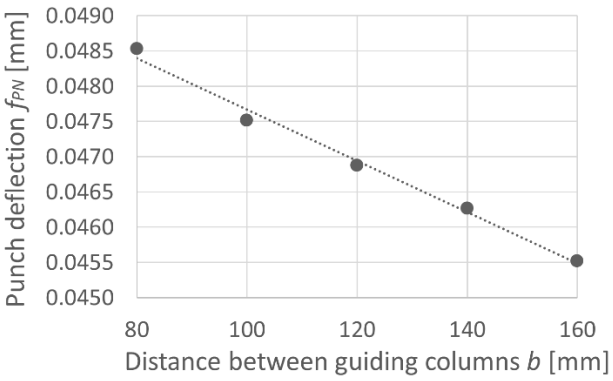


Figure 13. The correlation between the distance between the guiding columns b and the punch deflection f_{PN}

6. Summary

Presented analysis proved that the distribution of the guiding column in the punching die has an effect on multiple aspects of the machine performance as stiffness, contact pressure distribution, strength, mass etc. The most important for a belt perforation is the possibility of designing the construction which maintain very small punch-die clearance. As was shown choosing different configurations of the guiding column distribution as well as changing the spacing between columns in the horizontal direction make it possible to steer the punch deflection and adjust it to meet the specific requirements. However it is not so easy to properly select type of configuration and it is necessary to analyse various aspects connected with economy, exploitation parameters and constructional features.

Based on the presented results we can conclude, that adding additional column or columns to the basic minimal variant of two guides will improve the performance of the punching die. By analysing multiple factors it was proved that either using 3N ora 4R configurations provides the best effects for a punching dies, which are one-sided guided, as the ones used in the belt perforation. Presented research also shown the methodology of modelling similar constructional issues with using FEM and how to evaluate various solutions in order to design the effective machines.

7. References

[1] Talaśka K and Wojtkowiak D 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 02052
[2] Wojtkowiak D and Talaśka K 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 02001
[3] Wojtkowiak D and Talaśka K 2019 (in press) *Int. J. Adv. Manuf. Technol*. doi: 10.1007/s00170-019-03746-7
[4] Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I and Domek G 2018 *Int. J. Adv. Manuf. Technol*. **98**:9-12, 2539-2561
[5] Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I and Domek G 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 01022
[6] Wilczyński D, Malujda I, Górecki J, Domek G 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 05014
[7] Wałęsa K, Malujda I and Talaśka K 2018 *Acta Mech. et Auto*. **12** 115-126
[8] Wałęsa K, Malujda I, Górecki J and Wilczyński D 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 02033
[9] Wałęsa K, Mysiukiewicz O, Pietrzak M, Górecki J and Wilczyński D 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 06007
[10] Wilczyński D, Berdychowski M, Wojtkowiak D, Górecki J and Wałęsa K 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 02042
[11] Wilczyński D, Talaśka K, Malujda I, Jankowiak P 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 07016
[12] Wilczyński D, Malujda I, Talaśka K and Długi R 2017 *Procedia Engineering* **177** 411-418
[13] Górecki J, Malujda I, Talaśka K, Wilczyński D and Wojtkowiak D 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 05006
[14] Górecki J, Malujda I, and Wilczyński D 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 05001

[15] Górecki J, Malujda I, Wilczyński D and Wojtkowiak D 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 06001
[16] Kukla M, Talaśka K and Malujda I 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 06002
[17] Kukla M, Górecki J, Maluda I, Talaśka K and Tarkowski P 2017 *Procedia Engineering* **177** 324-330
[18] Shaukharova A, Liang Y, Feng H and Xu B 2016 *World Journal of Engineering and Technology* **4** 115-128
[19] Yi1 Y-S, Yoon YK, Choi JS, Yoo J, Lee DJ, Lee SW and Lee SJ 2008 *Journal of Mechanical Science and Technology* **22** 50-60
[20] Jeong J, Kang E and Jeong J 2014 *International Journal Of Precision Engineering And Manufacturing* **15**:9 1987-1993
[21] Dudziak M, Domek G, Kołodziej A and Talaśka K 2014 *Procedia Engineering* **96** 50-58
[22] Dudziak M, Kołodziej A, Domek G and Talaśka K 2017 *Procedia Engineering* **177** 431-438
[23] Abaqus User's Manual, Version 6.14, Dassault Systémes Simulia Corp., Providence, Rhode Island, USA 2013
[24] Wojtkowiak D, Talaśka K and Fierek A 2019 (in press) *The application of the Finite Element Method analyses in the process of designing the punching die for belt perforation, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*

Poznań, 20.02.2019

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Berdychowski M. *Analysis of the guiding column and sleeve cooperation in the linear slide bearing of the punching die head-punch block,* IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (2020), 24th Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations (MMS 2019), przyjetego do druku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	Wkład procentowy	Podpis
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	70%	
dr inż. Krzysztof Talaśka	25%	
dr inż. Maciej Berdychowski	5%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

Poznań; 20. Luty 2020

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Instytut Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Berdychowski M.: *Analysis of the guiding column and sleeve cooperation in the linear slide bearing of the punching die head-punch block,* IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (2020), 24th Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations (MMS 2019), przyjętego do druku, mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonych badań, wykonaniu przeglądu literaturowego, zaprojektowaniu głowicy perforującej z ruchomą płytą, analizie wpływu parametrów konstrukcyjnych na właściwości eksploatacyjne stempla, budowie modelu MES i wykonaniu szeregu analiz, opracowaniu wyników i sformułowaniu wniosków, analizie wpływu rozmieszczenia słupów prowadzących na właściwości głowicy perforującej oraz zredagowaniu i formatowaniu artykułu.

Podpis



Poznań; 20. Luty 2020

dr inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Instytut Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Berdychowski M.: *Analysis of the guiding column and sleeve cooperation in the linear slide bearing of the punching die head-punch block,* IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (2020), 24th Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations (MMS 2019), przyjetego do druku, mój udział polegał na konsultacji zakresu oraz zawartości treści, jak i na jej weryfikacji merytorycznej, weryfikacji metodologicznej poprawności podejścia do rozwiązywanego problemu, udzielaniu merytorycznych rad w zakresie modelowania MES, wyznaczania parametrów stosowanych modeli materiałów, interpretacji wyników analiz numerycznych oraz weryfikacji ostatecznej postaci redakcyjnej artykułu, zarówno przed jak i po procedurze recenzyjnej.

Podpis



Poznań; 20. Luty 2020

dr inż. Maciej Berdychowski
Politechnika Poznańska
Instytut Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Berdychowski M.: *Analysis of the guiding column and sleeve cooperation in the linear slide bearing of the punching die head-punch block,* IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (2020), 24th Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations (MMS 2019), przyjetego do druku, mój udział polegał na udzielaniu merytorycznych rad w zakresie modelowania MES.

Podpis



IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering **647** (2019) 012013 doi:10.1088/1757-899X/647/1/012013

Modelling the Belt Perforation Process with the Piercing Punch and the Die in the Context of the Construction of the Punching Dies

D Wojtkowiak and K Talaśka

Chair of Basics of Machine Design, Poznan University of Technology, Piotrowo 3 street, 61-138 Poznań, Poland

dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl

Abstract. Proper usage of modelling in the design process should result in achieving the effective construction of the machine. However, the methodology of modelling should be adjusted to the specific application. This paper presents the algorithm of modelling the belt perforation process. Authors show the main aspects that should be taken into consideration during the design process of punching dies. Important correlations between construction, process and exploitation parameters are described along with the analysis methods. The main focus of the paper is put on the geometry of the piercing punch, which can significantly change perforation force, tool life and hole quality when it is modified. The paper also analyses the impact of punch velocity and temperature on the force necessary to pierce the material. Additionally, the methodology of determining the mechanical properties of the belt used for further modelling is discussed.

1. Introduction

Modelling of mechanical systems and processes performed by them may provide a lot of helpful data, which can be further used for the design process of modern machines. The most complex set of useful information can be obtained by using the combination of all three known approaches for modelling: deriving analytical models, performing numerical analysis or computer simulations and performing experimental tests. All these methods can be combined in any possible way, e.g. the model may be derived based on the computer simulations, where the computational model is validated by the experimental results or the numerical analysis may be performed based on the analytical model. Choosing the right method depends on many factors, like the object of research interests, its application, the analysed aspect, etc. This indicates that it cannot be generalized and the proper methodology of modelling should be determined for the specified type of the machines. Since nowadays machines tend to be automated, modelling should be performed in the context of both the construction of the machine or its systems and the steering process of the device. In the presented research, authors have focused on modelling within the context of the construction of punching dies for belt perforation, however the methodology derived by the authors will also provide useful information for the design process of its steering system.

In the paper, authors have presented the methodology of modelling the belt perforation process with the piercing punch and the die. As was proved in the following studies [1-3], this method is the most suitable one for multilayer composite belts and has a lot of potential to be modified in the context of

Content from this work may be used under the terms of the Creative Commons Attribution 3.0 licence. Any further distribution of this work must maintain attribution to the author(s) and the title of the work, journal citation and DOI.
Published under licence by IOP Publishing Ltd

lowering perforation force, extending tool life and improving hole quality in perforated belts. All these parameters can be modelled in the function of the piercing punch geometry in order to find the effective construction solution. If the combination of these functions is taken into consideration, the optimization of the tool shape may be performed, as presented in [3]. Since the high divergence of the belt's mechanical properties occur, it is difficult to determine one universal tool for all types of the belt. By using the presented methodology it is possible to design a few sets of tools suitable for various groups of belts. By maintaining the facility of the piercing punch replacement, it is possible to design universal automated machines for belt perforation, which will improve the production process of vacuum conveyor belts.

2. Methodology of modelling belt perforation process

The methodology of modelling the belt perforation process in the context of the construction of the punching dies is presented in figure 1.



Figure 1. Algorithm of modelling the belt perforation process in the context of the construction of punching dies

It can be observed that in the presented algorithm modelling is used in all stages of designing the machine. At the preliminary stage, mechanical properties of the selected belt type are determined and the decision about designing the tool or selecting the one with specified geometry has to be made. The data obtained in the preliminary stage are used in the elaboration of the detailed technical design. Since the main focus of the research is put on the tool geometry and its influence on perforation force, tool life and hole quality, the majority of modelling occurs at this stage. Depending on the previous decision, modelling can be used either for analysing the above mentioned correlations or applying them in the optimization process to determine the effective shape of the piercing punch. In the next stages, the impact of process parameters like punch velocity or temperature, is analysed and the results are directly used in the design of the drive system. The same method is used for the design of the punching die, in which the results of strength and rigidity analyses are applied in order to achieve the effective construction. Although in the presented algorithm modelling does not cover the stages of manufacturing,

prototype-testing and technical documentation preparation, it does indirectly facilitate all of these processes. The generated 3D models of the machine components necessary for FEM analysis can be used for computer aided manufacturing (CAM) and will speed up the preparation of the working and assembly drawings. Thanks to the computer simulations the number of physical prototypes which have to be analysed can be reduced to a minimum. These prototypes will be used only to verify the results obtained in the modelling process.

Based on the above description, it is visible that modelling may improve the design process and the proper methodology for a selected type of the machine can be useful for engineers. In the following sections authors have presented the main assumptions and examples of the analyses for each stage of the modelling.

3. Determination of the mechanical properties of selected types of belts

The first stage of modelling is to establish the entry data which will be used in the design process of the punching die. Since the properties of multilayer polymer composite belts or fibre-reinforced ones can be extremely different [4], the construction features of the designed device may also be characterized with rather high divergence. This indicates that modelling should be performed for selected types of belts or a single group have to be used as the main one. Although the first solution will make it possible to design the universal machine for belt perforation, it will consume a lot of time to perform all the necessary analysis. For that reason it is advantageous to analyse the range of used materials and select the one which will cause the most issues. With this approach, it is possible to spare some time while still maintaining satisfactory effects for other types of belts.

The methodology for determining mechanical properties for selected types of belts is presented in figure 2. Considering the peak perforation force and tool wear, the most rigid belts with increased strength should be considered as the main one. On the other hand, for the quality of the holes elastic light belts or fibre-reinforced ones will cause more problems during the perforation [1]. At this stage the designer has to decide which of the factors is more important and specify the least possible number of belts which will be taken into consideration or analyses which have to be performed in order to achieve the effective punching die construction.

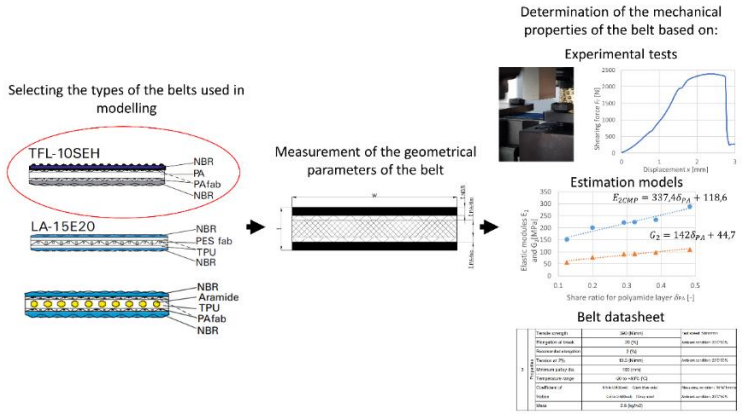


Figure 2. Methodology of determining mechanical properties for selected types of belts [4]

4. Determination of the effective geometry of the piercing punch

The next stage of modelling can be performed in two different ways depending on whether the tool geometry is defined or not. If we want to use the tool which is already designed and manufactured, the main focus will be put on experimental tests. Based on their results, the peak perforation force can be determined for the selected group of belts, which can be later used in the design process of the machine drive system. Additionally, the 3D model of the piercing punch can be made using reverse engineering and then the finite element method (FEM) analysis may be performed to estimate the tool life. The results of the modelling can be further used to create the datasheet for the selected tool. To evaluate its properties and efficiency of the perforation with this tool we can use the shape factor β, which is the

ratio of the peak perforation force for the modified profile tool to the force obtained with a flat punch. If a proper database of datasheets for various tools is generated by the manufacturers of perforated belts, the selection of the right tool will be much easier for engineers. The example of the analysis for different punch profiles is presented in figure 3. The obtained results as well as the research presented in [2, 5] proved that the most suitable and the most universal shape of the piercing punch is the one with a spherical bowl.

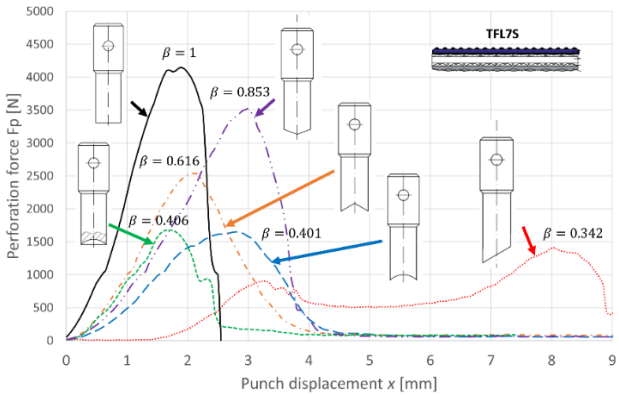


Figure 3. Comparison of experimental characteristics of perforation force in the function of the piercing punch displacement for various punch shapes and the belt TLF7S

In case the geometry of the punch is not specified and should be designed along with the punching die, the methodology of deriving the effective geometrical features of the tools is a combination of all methods of modelling described in the introduction. To derive the correlation between the perforation force and the radius of the spherical bowl R or the diameter of the punch D, FEM analysis should be used and then the experimental results should verify the computational model. In order to estimate the tool life, the best way is to use the analytical model derived in [3], based on which the correlation between the perforation force to transverse force ratio F_P/F_T and the punch frictional wear can be found. The evaluation of the hole quality can be performed based on the measurement of hole diameters in both perpendicular directions: longitudinal and transverse, which are punched during experimental tests used for perforation force modelling. Based on the obtained results, quality indicators like hole deviation Δ or ovality factor δ can be calculated. Quality can also be graded based on the number of hole defects, i.e. pull-out fibres, uneven edges, etc. All these correlations are used to perform the optimization of the punch geometry [3].

The impact of the selected geometrical features of the piercing punch is presented in figure 4. Based on the results, we can conclude that the differences in perforation force for various bowl radiuses can reach 50%, while the punch-die clearance influence does not exceed 10%. This indicates that when deriving the model for force estimation (figure 5a), the clearance may be neglected and a proper radius of the spherical bowl should be selected (figure 5b). The methodology of developing the FEM model along with the example results is presented in figure 6.

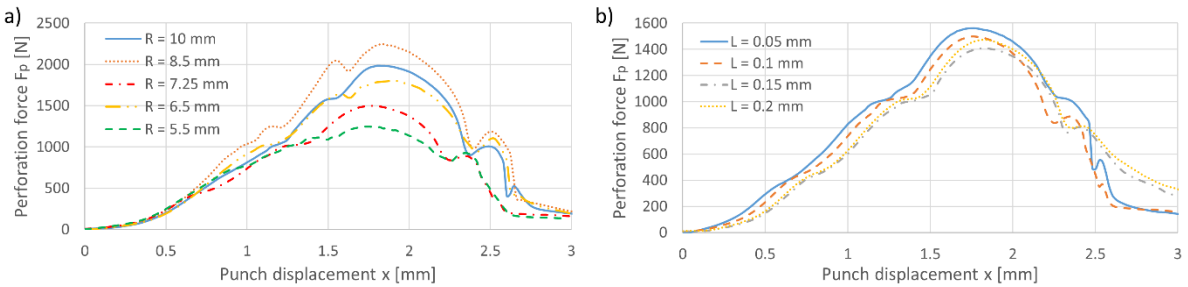


Figure 4. Example of the experimental tests results showing the influence of the tool geometry on the perforation force: a) for various bowl radiuses R, b) for various punch-die clearances

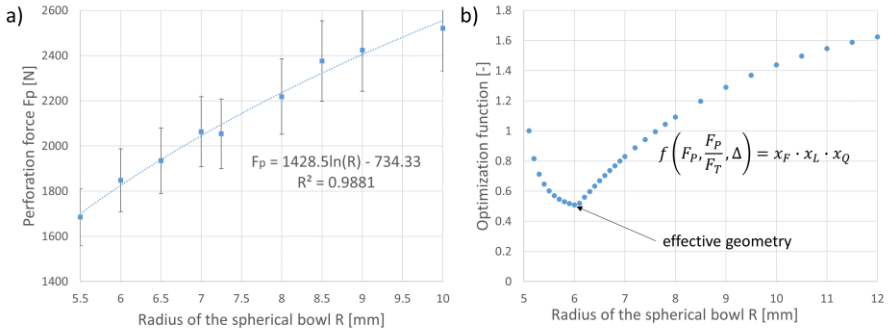


Figure 5. Example of the estimation model for perforation force based on the spherical bowl radius R and the optimization function for TFL10S belt and diameter D = 10 mm

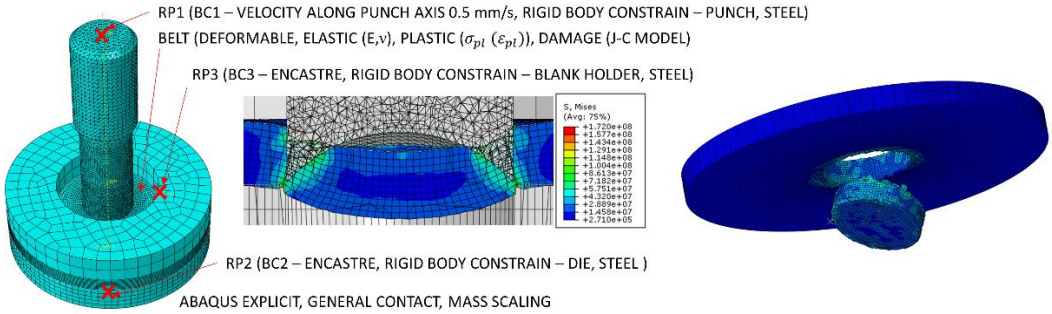


Figure 6. FEM model of belt perforation and the analysis results

5. Determination of the effective parameters of the process

Regardless of whether the punch geometry is specified or has to be designed, the next stage of modelling the belt perforation is to determine the influence of the process parameters on exploitation parameters, i.e. peak perforation force, tool life and hole quality. The most important parameter of the punching process is the velocity of the punch. It has a significant effect on the force necessary to pierce the material, since the dynamics of the process increases with greater velocity. Due to the rheological characteristics of the polymer multilayer composite belts, the dynamic response of the material to the compression generated by the punch varies and affects the peak value of the perforation force. The correlation was proved based on the experimental results and presented in figure 7a.

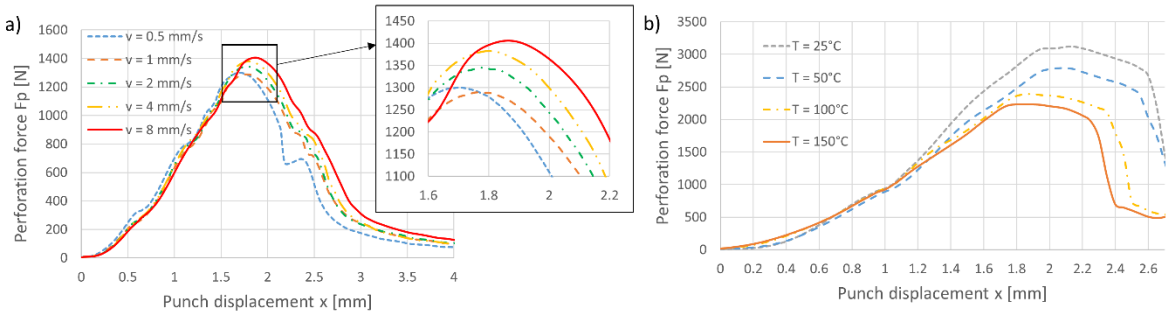


Figure 7. Correlation between the perforation force and process parameters: a) punch velocity, b) punch temperature – experimental results

The tests have shown that although the tendency is kept for different belts, the divergence between the magnitude of the influence may occur. This indicates that a proper analysis of correlation between punch velocity and the above mentioned exploitation parameters should be made. For that purpose, FEM analysis using the J-C material model (as presented in section 5) can also be used. In order to take into consideration the dynamic response of the material, the d_4 in the J-C damage model, which is responsible

for the strain velocity impact, should be set as non-zero value. This approach, along with the determination of the constant value, will be presented in the authors' future research papers.

The second parameter which may have some influence on the performance of the punching die and can be steered in the process is the temperature of the piercing punch. In most technological processes the increased temperature is the negative effect of the dissipation of the used energy and may affect the structure or mechanical properties of the machined parts. It is one of the advantages of using the punching for belt perforation instead of drilling or laser cutting [1]. However, as was proved in [6], an increasing temperature of the tool in a limited range may also have a positive effect, especially on hole quality and perforation force. The reason for this phenomenon is softening the material and increased efficiency of hot cutting. This effect can also be analysed using FEM by detailing the J-C model with the constant of the material d_5 or it can be tested during a series of experiments as presented in figure 7b.

6. Analysing the construction parameters of the punching die

The last stage in which modelling is used during the punching die design is analysing the construction parameters of the punching die. In this group we can distinguish a kinematic and dynamic analysis connected with the drive system of the machine, strength analysis of the main components of the device and rigidity analysis connected with maintaining a proper alignment between the punch and the die. Most of them are performed as FEM analysis, in which the previously performed perforation force plays a role of the loading. Based on the obtained results, a proper drive can be selected or dimensions of the parts can be calculated. Additionally, mass reduction is possible using the topology optimization of the construction (mainly of the head-punch and the base-die plates). Since it is very hard to verify the obtained results, it is advantageous to perform the analysis of the meshing influence, which should eliminate coarse errors.

7. Summary

The methodology presented in the paper can be used to design more effective constructions of punching dies. One of the advantages of the presented algorithm is combining all modelling methods (analytical, simulational and experimental one), which makes it possible to perform an efficient process of design. As can be observed, a seemingly very simple process of belt punching causes a lot of trouble for perforated belts manufacturers. With a detailed analysis it is possible to discover the complex nature of the process and achieve the construction which is even 60-70% more efficient. All these aspects prove that the presented research provides a lot of useful data, which can be applied by the engineers connected with the selected branch of industry and should facilitate their work.

References

[1] Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I and Domek G 2017 *Mechanik* **12** 1138-1142
[2] Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I and Domek G 2018 *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* **98,** 9-12, 2539-2561
[3] Wojtkowiak D and Talaśka K 2019 (in press) *Int. J. Adv. Manuf. Technol*. doi: 10.1007/s00170-019-03746-7
[4] Talaśka K and Wojtkowiak D 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 02052
[5] Wojtkowiak D and Talaśka K 2019 *MATEC Web of Conferences* **254** 02001
[6] Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I and Domek G 2018 *MATEC Web of Conferences* **157** 01022

Poznań, 08.10.2019

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K. *Modelling the Belt Perforation Process with the Piercing Punch and the Die in the Context of the Construction of the Punching Dies,* IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (2019), Vol. 647, 4th International Conference on Advanced Materials Research and Manufacturing Technologies (AMRMT 2019), 012013, opublikowanego w 2019 roku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	Wkład procentowy	Podpis
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	60%	
dr inż. Krzysztof Talaśka	40%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

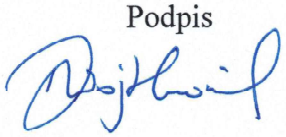
Poznań; 08. Październik 2019

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Modelling the Belt Perforation Process with the Piercing Punch and the Die in the Context of the Construction of the Punching Dies, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2019, Vol. 647, 012013, mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonych badań, wykonaniu przeglądu literaturowego, opracowaniu metodologii modelowania procesu perforacji pasów, analizie wpływu parametrów geometrycznych na jakość wykonywanych otworów, siłę perforacji i trwałość ostrza i wyznaczeniu charakterystyk estymacyjnych tych parametrów, wykonaniu badań eksperymentalnych perforacji pasów, wykonaniu analiz MES perforacji pasa stemplem z czaszą kulistą, wyznaczeniu efektywnej geometrii stempla z czaszą kulistą do perforacji polimerowych pasów kompozytowych, zredagowaniu i formatowaniu artykułu.

Podpis



Poznań; 08. Październik 2019

dr inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K.: *Modelling the Belt Perforation Process with the Piercing Punch and the Die in the Context of the Construction of the Punching Dies, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2019, Vol. 647, 012013, mój udział polegał na nadzorze merytorycznym podczas ustalania zawartości oraz formy treści zaprezentowanych w artykule, udziale w opracowywaniu algorytmu modelowania procesu perforacji pasów w aspekcie konstrukcji wykrojników oraz udziale w badaniach eksperymentalnych i symulacyjnych.

Podpis

Krzysztof Tal

The International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2020) 110:717–727
https://doi.org/10.1007/s00170-020-05819-4

ORIGINAL ARTICLE

Evaluation of the belt punching process efficiency based on the resistance force of the compressed material

Dominik Wojtkowiak[1] · **Krzysztof Talaśka**[1] · **Dominik Wilczyński**[1]

Received: 7 June 2020 / Accepted: 21 July 2020 / Published online: 15 August 2020
© The Author(s) 2020

Abstract

Vacuum conveyor belt punching process by using the piercing punch which cooperates with the die has potential to be modified in aspects of lowering the perforation force, extending the tool life, and improving the hole quality in the perforated belts. All these parameters have an influence on the efficiency of the process and strictly depends on the punch geometry. This indicates that based on these criteria the optimization of the tool constructional features may be performed. In the presented research, authors have shown the linear correlation between the resistance force of the compressed material of the multilayer polymer composite belt in punching and the efficiency of the process. It was also proved that using the effective geometry of the piercing punch with spherical bowl can reduce the perforation force by 69%. Based on the obtained model, the simplified optimization as well as the evaluation of the punches with defined geometry can be performed, since all characteristics of the material compressive force obtained for the effective punches were almost consistent. For proper analysis, it is necessary to use the combination of the analytical and numerical modelling, computer simulations with using the finite element method (FEM) and the experimental tests. However, by performing simple compression tests for various tool geometry on the strength testing machine, it is possible to perform the comparison analysis of different piercing punches based on the derived models. This approach can be used to evaluate the properties of selected tools for the groups of materials with wide divergence of the mechanical properties without performing the complex research.

Keywords Belt perforation · Piercing punch · Tool sharpness · FEM optimization · Manufacturing quality control · Spherical bowl punch

1 Introduction

Sheet metal punching is widely discussed in the scientific literature and seems to be a rather simple manufacturing process compared with different mechanical working operations or the machining operations. For example, Soares et al. [1] studied the influence of the punch-die clearance on the sheared edge quality and force necessary to pierce the metal sheet and stated that the clearance between 2 and 5% causes smaller peak of maximum punch force and lower fracture angle. Mucha and Tutak [2] analyzed the correlation between the clearance and tool wear and proved that decreasing clearance (up to 5%) results in lower initial burr values. Vinod and Shivashankar [3] have presented the recent technological advances in sheet metal forming processes. Based on their analysis, the significant role of the finite element method (FEM)–based simulation in the blanking optimization was highlighted. Such parameters as punch-die clearance, sheet thickness, friction and punch radius, etc. were defined as the ones with influence on the technological process efficiency. Similar conclusions were also presented for the deep drawing process by Djavanroodi et al. [4]. They proved that decreasing the punch radius leads to lowering the initial pressure and that smaller friction causes increase of the safe zone.

Although by using FEM analysis, we can improve the technical aspects of the sheet metal punching process by modifying the constructional features of the punching dies, multiple handbooks like [5], which contain design briefs and useful correlations between the geometrical or material parameters and technical aspects of the final device can be found. However, this data is not always valid for softer and

✉ Dominik Wojtkowiak
dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl

[1] Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Machine Design, Poznan University of Technology, Piotrowo 3 street, 61-138, Poznań, Poland

more elastic materials like multilayer polymer composite belts, as was proved by Wojtkowiak and Talaśka [6].

The belt punching seems to be a much easier technological operation to perform, but due to the variety of the mechanical properties of the multilayer polymer composite belts it causes a lot of technical problems for perforated belts manufacturers worldwide [7]. Spagnoli et al. [8] experimented on cutting both hard and soft polymeric materials and described the mechanics of fracture which occurs in these materials. They also stated that the blade sharpness depends on the blade profile as well as material toughness and deformability. Since multilayer polymer composite belts are often the combination of both types of the abovementioned materials, it proves that punching them is complex process and may be difficult for certain combination of properties. Durante et al. [9] noticed that carbon fiber reinforced plastics are prone to delaminate during drilling and because of the presence of this defect the products can be rejected. They have also presented their influence on the cutting force and delamination factor. Anand and Patra [10] discussed the difficulties of CFRP micro-drilling due to anisotropic, abrasive, and non-homogenous properties and how they have an effect on the hole quality and cutting forces. The analysis of using different mechanical and non-mechanical methods was presented by Wojtkowiak et al. [7] and perforation by punching was chosen as the most suitable method. A series of experimental tests were performed and proved the influence of the geometrical and process parameters on the three main technical aspects: quality of the perforated belt, force necessary to punch the hole in the belt, and tool life or cutting edge wear. Chan et al. [11] studied the effect of die clearance on the punched holes quality of composite panels and established it should have been minimized. Zain et al. [12] verified the effect of the puncher profile on the precision of punched holes on composite panels and have selected the conical shape puncher as effective one. Wojtkowiak et al. [13] have analyzed various modified shapes of the piercing punch for the multilayer polymer composite belts and proved that concave punches provide the best results. Wojtkowiak and Talaśka [14] compared spherical and conical bowl punches and proposed a spherical bowl punch as an effective one for polymer composite belts.

Wojtkowiak et al. [13] also proposed the model for estimation of the perforation force for belts with polyamide core and its application in the FEM modelling of the belt punching process. Based on these data, Wojtkowiak and Talaśka [6] performed optimization of the spherical bowl geometry, with the use of FEM analysis, experimental results, and numerical calculations supported by an analytical model. Multiple correlations which are valid for the belt perforation process, where the punch velocity and temperature are the variables, were also showed by Wojtkowiak et al. [15, 16]. The methodology of modelling such a process and using these data in the punching die design process was presented by Wojtkowiak and Talaśka [16].

Although the available scientific studies allow to improve the belt punching process in a satisfactory way, it still requires rather complex analysis and does not take into consideration the manufacturing quality of the piercing punch. As was proved by Wojtkowiak and Talaśka [6], there is a wide spread of the perforation force measurement for tools with the same geometry but various tool conditions. Due to the complex machining of the spherical bowl punches, multiple sources of the errors can be detected, like geometric and kinematic errors of the machine, thermal errors, or deflection of the cutting tool errors [17]. This is why it is important to be able to evaluate the sharpness of the spherical bowl punch in order to predict the tool performance and facilitate the product quality control in the tool manufacturing process.

If we analyze the available methods of testing the sharpness of the cutting edge, none of them is suitable enough to achieve satisfactory and explicit results. Generally, we can distinguish contact and non-contact methods of testing the sharpness of the tool cutting edge as was presented in the review of the evaluation methods and models of cutting sharpness made by Reilly et al. [18]. Contact methods are mostly based on the measurement of the force which needs to be generated by the drive system in order to perform the technological process. The correlation between the sharpness and the cutting force was proved in multiple pieces of research. The significant impact was made by McCarthy [19, 20], who introduced the sharpness indicator BSI (Blade Sharpness Index) based on the energy criteria, which should not be material relevant, but takes into consideration the blade angle, edge straightness, and blade radius. Schuldt et al. [21] presented the methodology of the sharpness evaluation based on the cutting force for an elastomer. It is very useful in the tool condition monitoring systems, which measure the force value in real time and provide information when the loss of the process efficiency exceeds the limit value. However, this approach is not advantageous for the tool manufacturers in the quality control process since it requires to have the machinery for which the tools are made.

Much more appropriate for this application are the non-contact methods, which are mostly based on the correlation between the cutting edge defects or wear and the sharpness of the tool. Lau et al. [22] have used in their research scanning electron microscope on the surface of the cutting blade in order to check the wear level and in effect evaluate the sharpness. Van Woerden [23] used the diffraction of the laser light which was pointed at the knife tip and vision detection of the light intensity levels measured at various angles to determine the sharpness of the knife. Lu et al.

[24] proposed the hybrid type instrument which is capable of both contact and non-contact measurement by using optical displacement sensor. In this paper, it was proved that the resolution of non-contact method was two times better than the contact one. Sandak et al. [25] have compared various optical methods of measuring the geometry of the cutting tool and stated that shadow triangulation is the most reliable method, while using laser micrometer is the most suitable for in-line application. Patel et al. [26] used the vision systems in which the sharpness is defined based on the image evaluation. However, these systems are very expensive and require the knowledge to define the effect of the observed defects on the sharpness, which is not possible without experimental research. Of course, a few industrial and patented systems for sharpness measurement can be found, which use both contact and non-contact methods, but their application is restricted to specific cutting tools like straight edge knives or disk blades. Flisram et al. [27] proposed the apparatus which makes a test cut in the standard specimen and the peak cutting force is measured. Lebouitz and Migliuolo [28] stated that mounting the semiconductor sensor in the cutting device may be useful to evaluate its sharpness. Lebeau [29] presented a method of an optical sharpness meter for measuring and quantifying the degree of sharpness. Also one industrial cutting test machine for knifes and blades can be found [30].

None of these methods meets the requirement to evaluate the efficiency of the belt perforation process in the explicit way without taking time-consuming and expensive actions. The most adequate method to evaluate the quality of the punch after machining is precise measurement of the punch geometry with using either a non-contact or contact gauge head since the correlation between the punch geometry and its performance has been already proved in [6]. But for the spherical bowl punches, it could be difficult due to a closed contour of the cutting edge and rather small diameters. This is why it is desired to develop a simple method to evaluate the ability of the tool to reach a certain efficiency of the belt perforation process, what is the goal of the paper.

In this paper, the authors presented the correlation between the compressive force of the material and the efficiency of the belt perforation process, which can be evaluated by the peak perforation force value. This correlation was used to develop a novel methodology of evaluation of the cutting edge condition and as a result the efficiency of the belt perforation process for the punches with spherical bowl. The research is focused on vacuum belt perforation, which is still an unknown issue, but the presented data helped to better understand its nature. It was also proved that the correlation between the compressive force of the material and the effective geometry of the piercing punch exists. It may result in greatly improving the tool optimization process. Although the object of research is the polymer composite belt, the obtained results and characteristics may be useful for different materials as well. The research was conducted based on the combination of the FEM analysis and experimental tests whose methodology is described in Section 2. The results and discussion presented in Section 3 lead to the proposal of the application of the derived correlations in the tools cutting edge quality control for punches used for belt perforation, which is clearly stated in the conclusions (Section 4).

2 Materials and methods

Polymer multilayer composite belts can be divided into three groups [7]: light elastic belts, high strength rigid belts, and elastic belts with increased strength. In this research, the representatives of the first two groups were used, since they are characterized with extremely different mechanical properties. The structure of these belts is presented in Fig. 1. Light elastic belt LAB12E is made of the polyurethane TPE, which is reinforced with polyester (PES) fabric. To increase

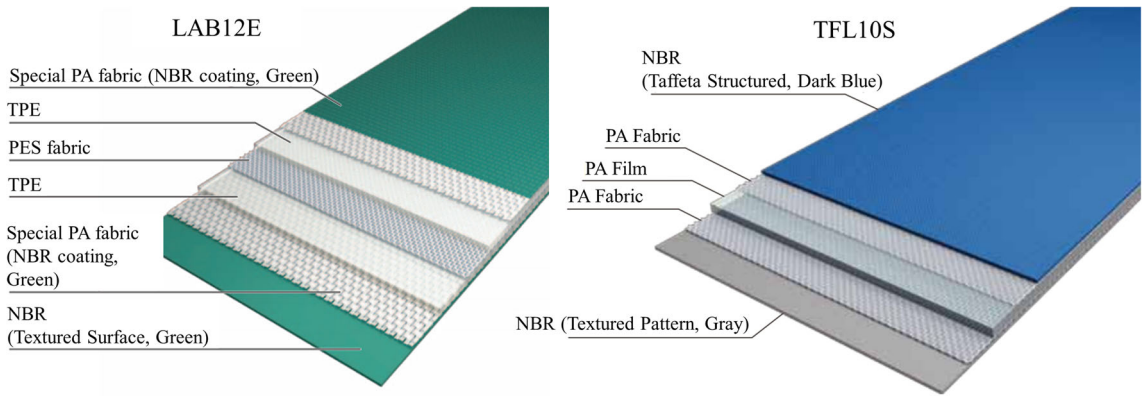


Fig. 1 Example of the structure of the multilayer polymer composite belts on the basis of FZ-5E12 (**a**) and TFL10S (**b**) belts (PolySprint® [39])

its grip, it was coated with the special polyamide fabric on the treading side and with the NBR rubber on the loading side. The rigid belt TFL10S, with very high strength, has a core made of a 1-mm-thick polyamide film which is protected with two protective gaskets made of polyamide fabric. Both sides of the belt are coated with NBR rubber. The main research was conducted for the TFL10S belt, while the LAB12E belt was used to verify the correctness of the presented correlations.

The conducted research was divided into two stages. In the first one, the resistance force of the material F_M was derived based on the FEM analysis results and the analytical model of the load distribution for the spherical bowl punch during perforation [6]. Based on this model, the value of material resistance is not constant, due to the non-linear pressure area change (distance $x(h)$—Eq. 1) as the punch penetrates the belt. It can be determined as presented in Fig. 2 and Eqs. 2–4:

$$x(h) = \frac{1}{2}D - \sqrt{\frac{1}{4}D^2 - 2h\sqrt{R^2 - \frac{1}{4}D^2 - h^2}} \tag{1}$$

$$F_M = \frac{\sum_{i=1}^{n} F_{Mi}}{n}, \tag{2}$$

$$F_{Mi} = k_{xi} \cdot h_i, \tag{3}$$

$$k_{xi} = \frac{E \cdot \pi D \cdot x}{t} \tag{4}$$

where D is the punch diameter, R is the punch bowl radius, h is the depth of the penetration, x is distance of the pressure area between the punch and belt, t is the thickness of the belt, and E is Young's modulus of the belt.

However, if we analyze the load distribution, we can derive the resistance of the material knowing the perforation force F_P and the friction force F_F (Eq. 5). Both of these values can be obtained from the FEM analysis results and a set of numerical calculations performed on the basis of the analytical model [6]. This approach was used in the presented research.

$$F_M = \frac{1}{2}F_P - F_F sin\alpha \tag{5}$$

The FEM model used in the research to analyze various geometries of the punches was constructed in ABAQUS Explicit as presented in Fig. 3. The model consists of four instances, but only the belt is modelled as a deformable part, while others are treated as rigid bodies. The piercing punch was meshed with tetrahedral C3D10M elements due to the complex geometry, while the rest of the parts were meshed with hexahedral, 3D stress, linear C3D8R explicit elements. The size of the finite elements was adjusted in such a way that 10 elements were distributed on the thickness of the belt while the circumference of the punched hole was divided into 100 elements. The material of the belt was modelled using isotropic properties with equivalent parameters and for the damage modelling the Johnson-Cook model was used. Simplifying anisotropic materials like natural composites (wood, bamboo) or engineering composites (fiber reinforced polymer composites or metal composites) using either orthotropic or transversely isotropic model is commonly used [31, 32], especially in machining simulations for composites. Examples of successfully using Johnson-Cook plasticity model for composite materials can be found in the literature as well [33, 34], while this model is applicable for isotropic material only. More detailed justification of using such simplification of the orthotropic structure of the belt is presented in [13] and [35].

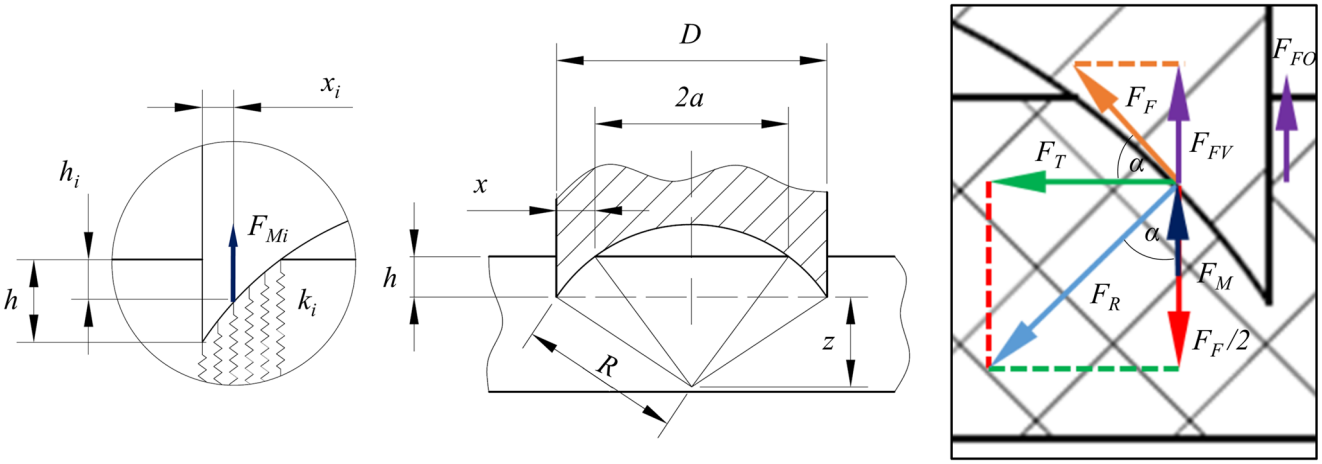


Fig. 2 Methodology of modelling the resistance force of the material during belt perforation with spherical bowl punch [6]: F_P, perforation force; F_T, transverse force; F_R, radial force; F_F, friction on the inside surface of the bowl; F_{FO}, friction on the side surface of the punch; F_M, material resistance force

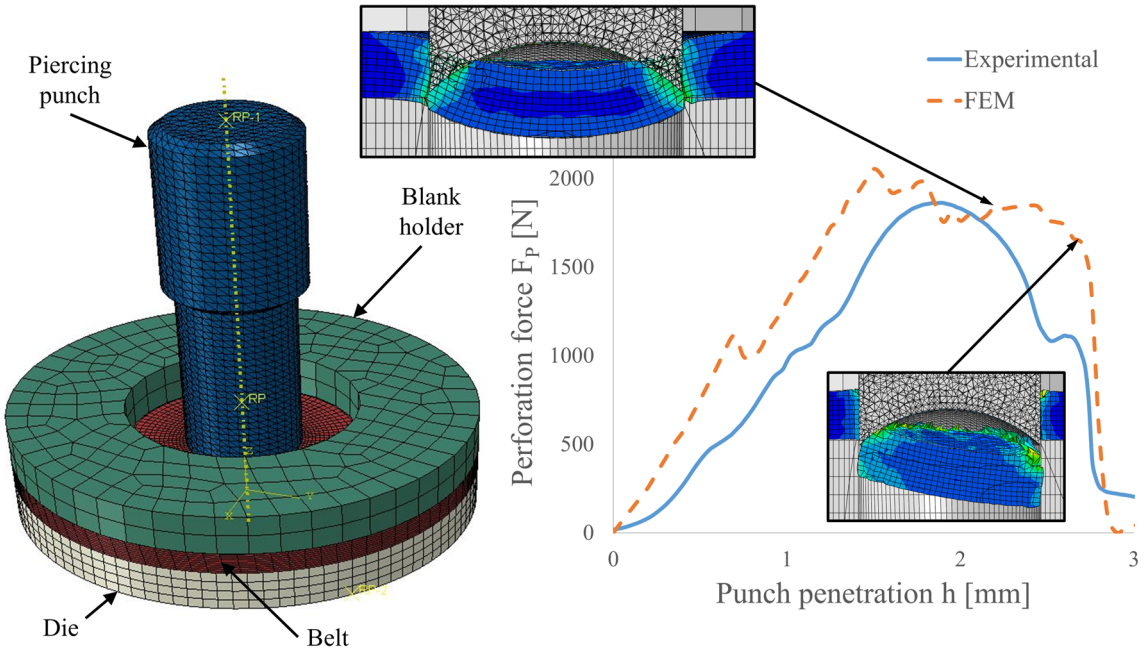


Fig. 3 Construction of the FEM model in ABAQUS and sample results of the analysis [6]

The contact between the belts and the tools was set as tangential behavior friction with the coefficient of 0.6 and hard contact in the normal directions. The frictional behavior in the real conditions is much more complex due to the layer structure of the belt. However, since the homogenization of the material was performed using average mechanical properties, the friction coefficient is also treated as constant value. The kinematic extortion of the piercing punch with velocity 0.5 mm/s was set as a boundary condition in order to maintain the quasi-static nature of the process and neglect the influence of punch velocity. The analysis lasts 10 s and the mass scaling with target time increment was set as 0.001 to reduce the computational time without affecting the results. The main parameters used in the analysis are presented in Table 1. A more detailed description of the model along with its validation can be found in [6].

The second stage of the research was concerned with the experimental tests of both perforation force and resistance force of the compressed belt values for various geometry of the piercing punches with a spherical bowl punch. Both these tests were made for five different punches with diameter D = 10 mm and various punch radius R = 5.5, 6.5, 7.25, 8.5, and 10 mm. Each test was repeated 5 times to obtain reliable data. The results of the measurement of the perforation force along with the construction of the punching die used for it were already presented [6] or [13] and they were used to determine the effective geometry of the spherical bowl punch. In order to expand the research, extra four punches which were defined as effective ones based on research [6] for diameters D = 5, 6, 8, and 10 mm (with radiuses R = 2.9, 3.5, 4.8, and 6 mm respectively) were also tested. The set of tools used in the research is presented in Fig. 4.

Based on the observations during previous research, it was assumed that there has to be a correlation between the resistance force of the compressed material of the multilayer polymer composite belt during punching and the efficiency of the process, which can be evaluated based on the perforation force value. Because of this, it is possible to develop a simple testing methodology of the compressive resistance force, which will enable evaluating the tool condition in the quality control process. The construction of the applied test stand is presented in Fig. 4. It consists of the strength testing machine MTS Insight 50 kN along with its gripper in which the punch chuck is mounted. The tested tool is embedded inside the punch socket in the chuck and blocked with a forelock. The belt lies on

Table 1 Parameters used in the FEM analysis [6]

Density	Young's modulus	Poisson ratio	Johnson-Cook model parameters				
ρ [kg/m^3]	E [MPa]	ν [-]	d_1 [-]	d_2 [-]	d_3 [-]	d_4 [-]	d_5 [-]
1140	235	0.2	−0.24	0.32	2.6	0	0

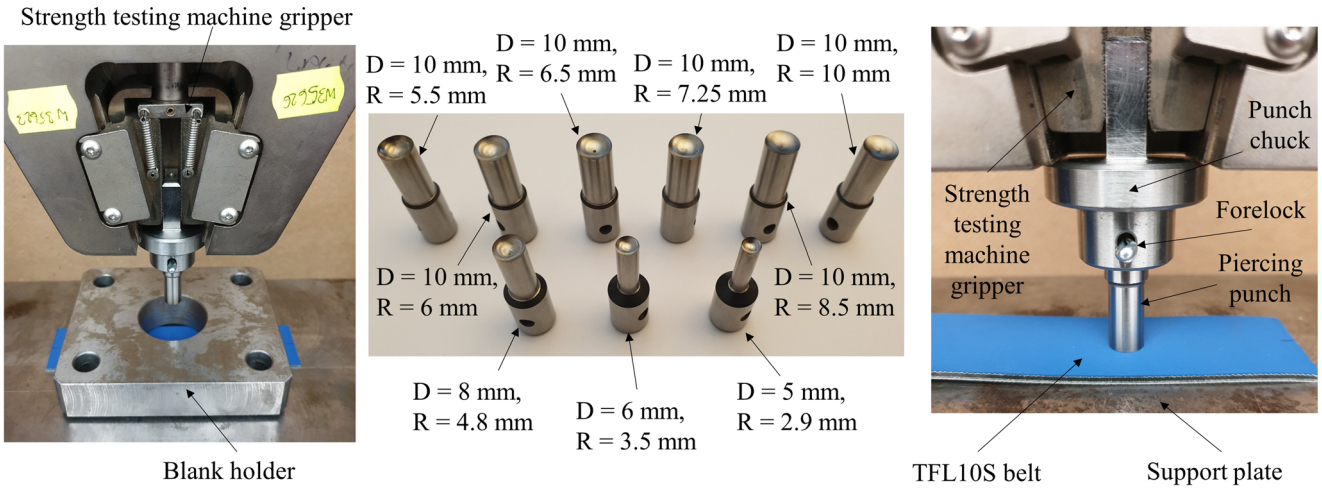


Fig. 4 Test stand used to measure the compressive force and set of tested punches

the flat support plate at the bottom of the strength testing machine and is held by the blank holder to maintain belt flatness. During the test, the compressive force in function of the punch displacement is measured. The test ends at a specific penetration depth inside the belt, which is specified based on the polymer multilayer composite belt structure and its thickness. The main advantage of the presented methodology is that there is no requirement for specific machinery in the manufacturing facility and the results are easy to analyze. Similar examples can be found in literature. For example, Bassoli et al. [36] used this approach in testing the restraining force in deep drawing where the common tensile test was used. Zhou and McMurray [37] applied similar methodology for testing chirurgical cutting tools where they are using the compressive force to predict the required cutting force. Also McGorry et al. [38] proposed simple sharpness tester on similar basis of using a motion that is representative for meat cutting to test kitchen knives.

3 Results and discussion

Based on the presented methodology, the material resistance force characteristics in function of the punch displacement for all the analyzed punches and the belt TFL10S were derived. Sample results for the spherical bowl punch with diameter D = 10 mm and radius R = 6 mm are presented in Fig. 5. As can be observed, the material resistance increases until the punch penetrates approximately half of the belt thickness (t = 2.65 mm) and after that the force value starts to decrease. It is caused by the fracture of the core of the belt, since it was reached by the cutting edge of the piercing

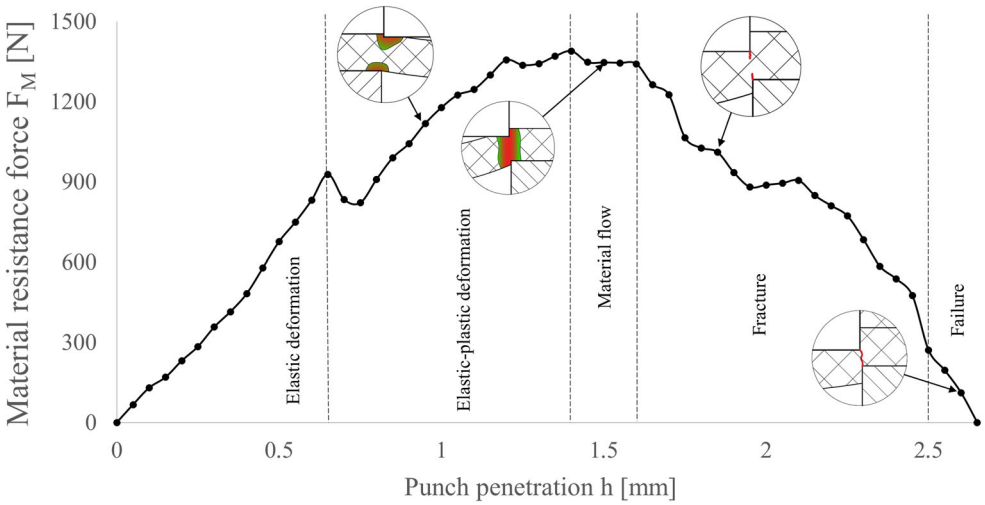


Fig. 5 Material resistance force characteristic in function of punch displacement for the TFL10S belt and a spherical bowl punch with a diameter D = 10 mm and radius R = 6 mm

punch and the limit strain was exceeded. This induces that for analyzing the compressive force the value of at least $0.5t$, which lies nearby, should be considered for evaluation of the process, since it guarantees reaching the core of the belt, which determines the strength of the belt.

In order to find the correlation between the punch geometry and the material resistance force, the peak values of the force were derived based on the FEM analysis for a punch with diameter D = 10 mm and various punch radiuses in range of 5.5 to 10 mm (Fig. 6a). The growing tendency with the increase of the bowl radius is visible and it can be approximated with a linear correlation without errors greater than the FEM model precision. If we consider punches with the same bowl radius R = 7.25 mm and various diameters D = 5, 6, 8, and 10 mm (Fig. 6b), the monotonicity of the function is preserved, but the correlation is non-linear. It can be caused by the dual influence of the diameter D change with constant bowl radius R—it increases the length of the cutting edge, which affects the force necessary to generate stress in the shearing cross-section and improves the sharpness of the tool, which should speed up the failure of the belt core. Nevertheless, both of the characteristics proved the thesis that the correlation between the resistance force of the compressed material of the multilayer polymer composite belt during punching and the efficiency of the process exists.

To specify this correlation, the experimental tests of the compressive resistance of the material for the belt TFL10S and spherical bowl punches with diameter D = 10 mm and various bowl radiuses were performed according to the methodology presented in Section 2. The results of the force measurement are presented in Fig. 7. As can be observed, the characteristics for different tools are consistent at the beginning, when the failure does not occur, but starts to differ after the cutting edge starts to separate the layer of material from the scrap. As was stated at the beginning of this section, the value which precisely reflects the efficiency of the perforation process is the force magnitude for depth of penetration h = 1.5 mm. These values were used in the characteristic presented in Fig. 8a. The obtained results proved that the linear correlation between the material resistance compressive force F_{CMP} and the geometry of the punch (the punch bowl radius R) exists. To verify the correctness of the thesis, the same experimental tests were conducted for the belt LAB12E with extremely different mechanical properties and the results are presented in Fig. 8b.

As can be observed, both characteristics present the same tendency, which broadens the spectrum of application for such a tool quality control method. Since the presented methodology is non-invasive for the piercing punch and requires only a small piece of the tested belt, it can be easily used to evaluate the sharpness of the cutting edge. If the obtained results lie too far from the derived characteristic for the selected belt type, it follows that the tool condition is not proper and should be corrected before it will be allowed to be used. If the measured value lies over the estimation line, it means that the sharpness is lower than it should be, while the results lying below the line may be characterized with a shorter tool life. Based on these results, the factory quality standards can be determined.

Although this approach can be useful in the manufacturing process, it does not provide information about the efficiency of the process. In order to be able to evaluate this parameter, it is necessary to find the correlation between the measured force and the perforation force F_P or the perforation force reduction parameter PFR, which represents the energy saving compared with using a basic flat piercing punch and is defined as follows:

$$PFR = \frac{F_{FLAT} - F_{SB}}{F_{FLAT}} \cdot 100 \tag{6}$$

To achieve this goal, the results from previous research [6] and from the presented experimental tests are sum-

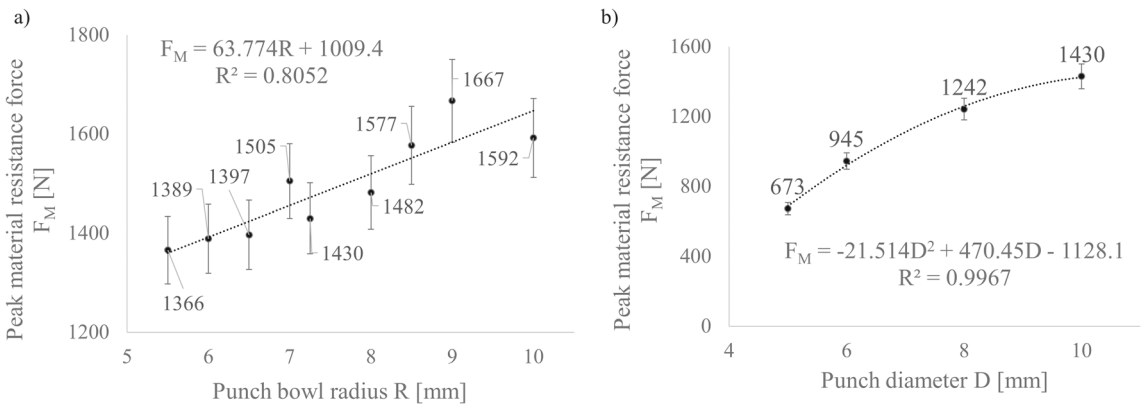


Fig. 6 The correlation between the variable punch bowl radius with punch diameter D = 10 mm (**a**) or the variable punch diameter with bowl radius R = 7.25 mm (**b**) and the peak material resistance force for TFL10S belt

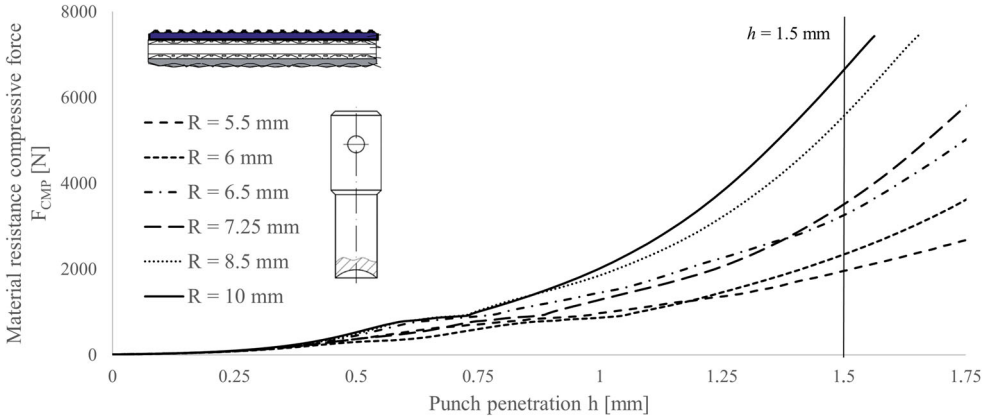


Fig. 7 Test results of the material resistance compressive force in function of punch displacement for various bowl radiuses R, punch diameter D = 10 mm, and TFL10S belt

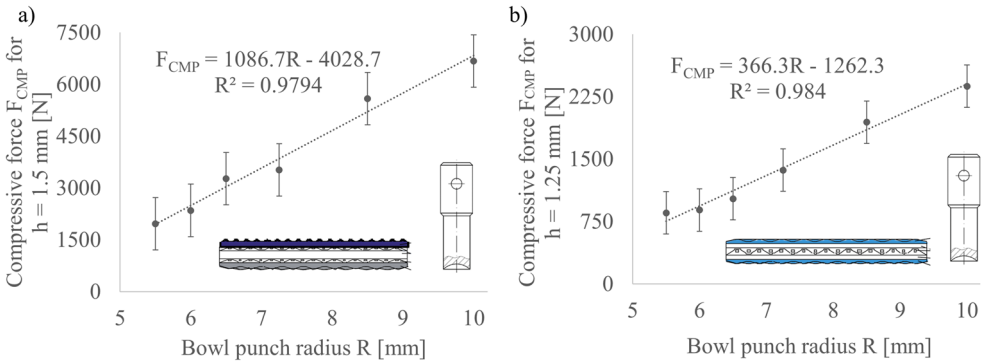


Fig. 8 Correlation between the resistance compressive force for selected h and bowl radiuses R for punch diameter D = 10 mm and TFL10S (**a**) and LAB12E (**b**) belts

Table 2 Results of the compressive force measurement for various piercing punches and comparison with the force values obtained from FEM analyses and experiments

Punch diameter D (mm)	Bowl radius R (mm)	Compressive force F_{CMP} for h = 1.5 mm (N)	Perforation force for spherical bowl punch—simulation F_{SB-FEM} [N]	Perforation force for spherical bowl punch—experiment F_{SB-EXP} [N]	Force reduction—simulation PFR_{FEM} [%]	Force reduction—experiment PFR_{EXP} [%]
10	5.5	1961	1685	1437	63.6	69
	6	2352	1848	1562	60.1	66.3
	6.5	3272	1935	2122	58.2	54.2
	7.25	3523	2054	1863	55.7	59.8
	8.5	5590	2376	2680	48.7	42.2
	10	6674	2521	2458	45.6	46.9

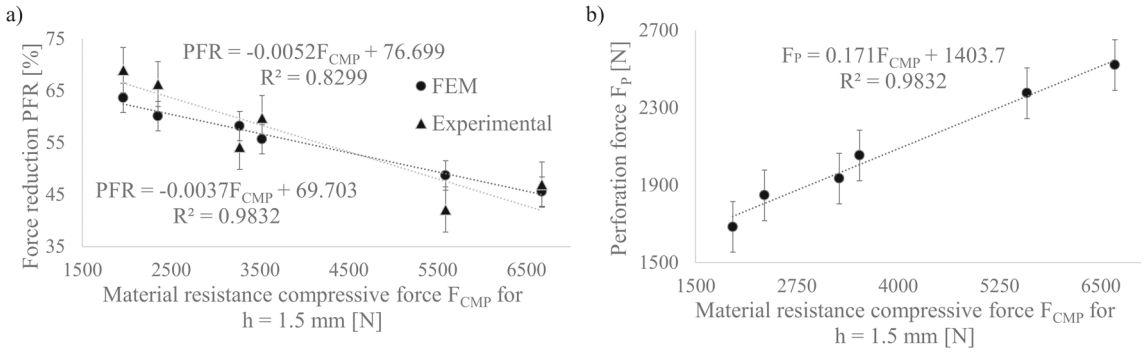


Fig. 9 Correlation between the material resistance compressive force for h = 1.5 mm and force reduction PFR (**a**) or perforation force F_P (**b**) for TFL10S belt

marized in Table 2. For the calculations, the perforation force for the flat punch with diameter D was assumed as 4633 N [6]. The correlation between the PFR and material resistance compressive force F_M for both simulation and experimental tests is presented in Fig. 9a. As can be observed in both cases, the linear correlation between these parameters is visible. The convergence for the simulation results is slightly better than for the experimental values since two of the tested punches had lower cutting edge quality. If we compare it with the analysis [6], we can easily see the resemblance.

Based on the above characteristics, we are able to evaluate the anticipated tool performance during the belt perforation process based strictly on the experimental results from a simple test using the developed methodology. The PFR parameter is a relative one, which makes it a universal indicator which can be used to evaluate the process for any type of belt. However, for the application in the punching design process, it is required to know the peak perforation force for a selected belt type and a flat piercing punch in order to design the drive system of the machine (for example, to select a proper pneumatic actuator). To meet this requirement, the correlation between the material resistance compressive force F_M and the peak perforation force F_P has to be specified, as presented in Fig. 9b. The main disadvantage is the necessity to perform full research for at least the belt with the highest strength in order to properly select the drive for the punching machine.

This methodology of testing can be also used to evaluate the effective geometry of the piercing punch. If we analyze the characteristics (Fig. 10a) for the effective geometries of the punch for diameters D = 5, 6, 8, and 10 mm [6], we can observe the consistency of the characteristics, with only a slight deviation at the end of the measuring range. It follows that by testing the compressive material resistance force and comparing it with the obtained characteristics of the effective piercing punches, we are able to define how far from the optimal solution the manufactured tool is.

To analyze a small deviation in the force value for punch penetration h = 1.5 mm between each of the characteristics, the PFR was calculated for each of the piercing punches (Table 3). The divergence is caused by the decreased ability for the perforation force reduction with a rising diameter of the punch. If we apply these values, the linear correlation between the PFR and compressive resistance force F_{CMP} can be found (Fig. 10b). This characteristic can be used for quality control of the cutting edge of the effective punches for belt perforation. Based on the perforation force estimating characteristics [6], we can predict the value of the force and by combining it with the values for a flat punch derived based on the model [13], we can calculate PFR

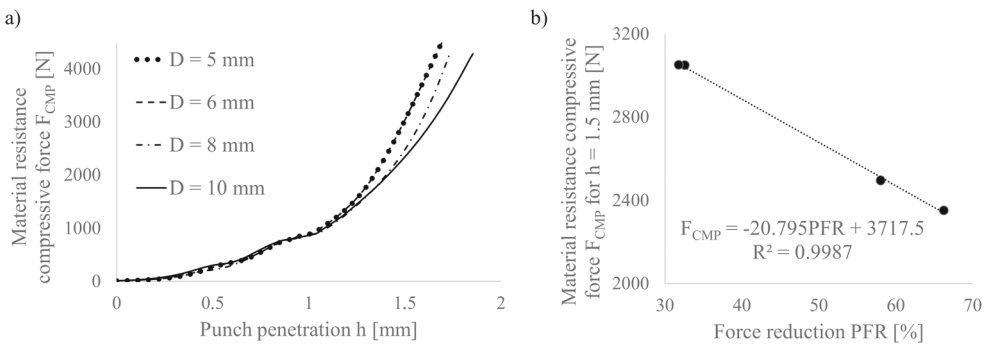


Fig. 10 Test results of the material resistance compressive force in function of punch displacement for effective bowl radius and various punch diameters D and TFL10S belt (**a**) and the correlation between the force reduction PFR and the material resistance compressive force for TFL10S belt (**b**)

Table 3 Results of the compressive resistance force measurement for effective tools

Punch diameter D (mm)	Effective bowl radius R (mm)	Compressive force F_{CMP} for h = 1.5 mm (N)	Perforation force F_{SB-EXP} (N)	Perforation force for a flat punch F_{FLAT} (N)	Force reduction PFR_{EXP} (%)
10	6	2352	1562	4633	66.3
8	4.8	2494	1462	3485	58
6	3.5	3051	1803	2643	31.8
5	2.9	3049	1452	2155	32.6

for a selected tool geometry. After manufacturing this tool, we are able to check if the measured compressive resistance force of the material is consistent with the predicted value of PFR. If the force F_{CMP} is lower than expected, it means that the tool is sharper, which may lead to shortening its life. If the force F_{CMP} is higher, it follows that the cutting edge is too blunt and the efficiency of the perforation process will be reduced (the perforation force will increase). Additionally, if we use the characteristic $F_{CMP}(PFR)$, we are able to calculate the magnitude of the changes in the process efficiency.

4 Conclusions

The presented research proved that the correlation between the resistance force of the compressed material of the multilayer polymer composite belt during punching and the efficiency of the process exists. The linear correlation between the compressive force and the bowl punch radius (for the same punch diameter) was found, which resulted in linear correlation with the perforation force and its reduction (PFR). It was evident in the results that, regardless of the punch diameter, if we have used effective geometry of the punch, the characteristics of compressive material force to the punch displacement were almost identical (especially in the beginning part). The estimated force value and its reduction corresponds with the experimental values obtained during the tests. It was also proved that using the effective geometry of the piercing punch with spherical bowl can reduce the perforation force by 69%.

Based on the obtained model, the simplified optimization as well as the evaluation of the punches with a defined geometry can be performed. It can be very useful in the tool quality control during its manufacturing process to check the sharpness of the cutting edge of the piercing punch. For proper analysis, it is necessary to use the combination of the analytical and numerical modelling, computer simulations using the finite element method (FEM), and the experimental tests. However, by performing simple compression tests for various tool geometry on the strength testing machine, it is possible to perform the comparison analysis of different piercing punches based on the derived models. This approach can be used to evaluate the properties of selected tools for the groups of materials with a wide divergence of the mechanical properties without the need to perform complex research. Based on the abovementioned conclusions, this research provides a lot of useful information for both the scientific approach and industrial approach. Its further development is possible to refine the influence of process parameters like punch velocity or tool temperature.

Open Access This article is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License, which permits use, sharing, adaptation, distribution and reproduction in any medium or format, as long as you give appropriate credit to the original author(s) and the source, provide a link to the Creative Commons licence, and indicate if changes were made. The images or other third party material in this article are included in the article's Creative Commons licence, unless indicated otherwise in a credit line to the material. If material is not included in the article's Creative Commons licence and your intended use is not permitted by statutory regulation or exceeds the permitted use, you will need to obtain permission directly from the copyright holder. To view a copy of this licence, visit http://creativecommonshorg/licenses/by/4.0/.

References

1. Soares JA, Gipela ML, Lararin SF, Marcondes PVP (2013) Study of the punch-die clearance influence on the sheared edge quality of thick sheets. Int J Adv Manuf Technol 65:451–457. https://doi.org/10.1007/s00170-012-4184-2
2. Mucha J, Tutak J (2019) Analysis of the influence of blanking clearance on the wear of the punch, the change of the burr size and the geometry of the hook blanked in the hardened steel sheet. Materials 12:1261:1–16. https://doi.org/10.3390/ma12081261
3. Vinod LH, Shivashankar RS (2018) Sheet metal forming processes – recent technological advances. Materials Today: Proceedings 5, 2564–2574
4. Djavanroodi F, Abbasnejad DS, Nezami EH (2011) Deep drawing of aluminum alloys using a novel hydroforming tooling. Mat Manuf Process 26(5):796–801. https://doi.org/10.1080/10426911003720722
5. Boljanovic V (2012) Sheet metal stamping dies die design and die making practices. Industrial Press Inc., United States

6. Wojtkowiak D, Talaśka K (2019) Determination of the effective geometrical features of the piercing punch for polymer composite belts. Int J Adv Manuf Technol 104(1-4):315–332. https://doi.org/10.1007/s00170-019-03746-7
7. Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I, Domek G (2017) Vacuum conveyor belts perforation – methods, materials and problems. Mechanik. https://doi.org/10.17814/mechanik.2017.12.192
8. Spagnoli A, Terzano M, Brighenti R, Artoni F, Stahle P (2018) The fracture mechanics in cutting: a comparative study on hard and soft polymeric materials. Int J Mech Sci 148:554–564. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.09.013
9. Durante M, Boccarusso L, De Fazio D, Langella A (2019) Circular cutting strategy for drilling of carbon fiber-reinforced plastics (CFRPs). Mat Manuf Process 34(5):554–566. https://doi.org/10.1080/10426914.2019.1566615
10. Anand RS, Patra K (2018) Cutting force and hole quality analysis in micro-drilling of CFRP. Mat Manuf Process 33(12):1369–1377. https://doi.org/10.1080/10426914.2017.1401715
11. Chan HY, Abdullah AB, Samad Z (2015) Precision punching of hole on composite panels. Indian J Eng Mater Sci 22:641–651. https://doi.org/10.1063/1.5010491
12. Zain MSM, Abdullah AB, Samad Z (2017) Effect of puncher profile on the precision of punched holes on composite panels. Int J Adv Manuf Technol 89:3331–336. https://doi.org/10.1007/s00170-016-9339-0
13. Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I, Domek G (2018) Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch. Int J Adv Manuf Technol 98(9-12):2539–2561. https://doi.org/10.1007/s00170-018-2381-3
14. Wojtkowiak D, Talaśka K (2019) The influence of the piercing punch profile on the stress distribution on its cutting edge. MATEC Web Conf 254:02001
15. Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I, Domek G (2018) Analysis of the influence of the cutting edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts. MATEC Web of Conf 157:01022
16. Wojtkowiak D, Talaśka K (2019) Modelling the belt perforation process with the piercing punch and the die in the context of the construction of the punching dies. IOP Conf Series: Mater Sci Eng 647:012013
17. Lamikiz A, Lopez de Lacalle N, Celaya A (2009) Machine tool performance and precision – chapter 6. In: Lopez de Lacalle N., Lamikiz A. (eds) Machine tools for high performance machining. Springer, London, pp 219–260
18. Reilly GA, McCormack BAO, Taylor D (2004) Cutting sharpness measurement: a critical review. J Mat Process Technol 153-154:261–267. https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2004.04.297
19. McCarthy CT, Hussey M, Gilchrist MD (2007) On the sharpness of straight edge blades in cutting soft solids: part I – indentation experiments. Engng Fract Mech 74:2205–2224. https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2006.10.015
20. McCarthy CT, Annaidh AN, Gilchrist MD (2010) On the sharpness of straight edge blades in cutting soft solids: part II – analysis of blade geometry. Engng Fract Mech 77:437–451. https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2009.10.003
21. Schuldt S, Arnold G, Roschy J, Schneider Y, Rohm H (2013) Defined abrasion procedures for cutting blades and comparative mechanical and geometrical wear characterization. Wear 300:38–43
22. Lau KH, Mei D, Yeung CF, Man HC (2000) Wear characteristics and mechanisms of a thin edge cutting blade. J Mat Process Technol 102:203–207. https://doi.org/10.1016/S0924-0136(99)00410-0
23. Van Woerden S (2016) A study of non-contact knife sharpness analysis. Albany, New Zealand, Master thesis. Massey University
24. Lu S, Gao Y, Xie T, Xie F, Jiang XQ, Li Z, Wang F (2001) A novel contact/noncontact hybrid measurement system for surface topography characterization. Int J Mach Tools Manuf 41:2001–2009. https://doi.org/10.1016/S0890-6955(01)00064-5
25. Sandak J, Pałubicki B, Kowaluk G (2011) Measurement Of the cutting tool edge recession with optical methods. In: Proceedings of the 20th International Wood Machines Seminar, Sweden, June 7-10, 2011, Luleå University of Technology: Skellefteå
26. Patel KK, Kar A, Jha SN, Khan MA (2012) Machine vision system: a tool for quality inspection of food and agricultural products. J Food Sci Technol 49(2):123–141. https://doi.org/10.1007/s13197-011-0321-4
27. Flisram DG, Rattmann JA, Skaar GR, Holmes TL (1995) Measurement of cutting edge sharpness. US Pat. 5,379,633, January 10, 1995
28. Lebouitz KS, Migliuolo M (2002) Cutting instrument having integrated sensors. US Pat. 6,494,882, December 17, 2002
29. Lebeau RC (2006) Optical sharpness meter. US Pat. App. 0192939 A1, August 31, 2006
30. CATRA Sharpness tester. http://www.catra.org (accessed 14th October 2019)
31. Shetty N, Shahabaz SM, Sharma SS, Shetty SD (2017) A review on finite element method for machining of composite materials. Composite Struct 176:790–802
32. Dandekar CR, Shin YC (2012) Modeling of machining of composite materials: a review. Int J of Mach Tools & Manuf 57:102–121
33. Zhou L, Huang ST, Wang D, Yu XL (2011) Finite element and experimental studies of the cutting process of SiCp/Al composites with PCD tools. Int J of Adv Manuf Technol 52:619–626
34. Dandekar CR, Shin YC (2009) Multi-step 3D finite element modeling of subsurface damage in machining particulate reinforced metal matrix composites. Compos Part A 40(8):1231–1239
35. Talaśka K, Wojtkowiak D (2018) Modelling a mechanical properties of the multilayer composite materials with the polyamide core. MATEC Web of Conf 157:02052
36. Bassoli E, Sola A, Denti L, Gatto A (2019) Experimental approach to measure the restraining force in deep drawing by means of a versatile draw bead simulator. Mat Manuf Process 34(11):1286–1295. https://doi.org/10.1080/10426914.2019.1628267
37. Zhou D, McMurray GV (2010) Modeling of blade sharpness and compression cut of biomaterials. Robotica 28(2):311–319. https://doi.org/10.1017/S0263574709990385
38. McGorry RW, Dowd PC, Dempsey PG (2005) A technique for field measurement of knife sharpness. Appl Ergon 36(5):635–640. https://doi.org/10.1016/j.apergo.2005.04.001
39. PolySprint^{TM} for printing machine and book binding machine. PolyBeltTM for Textile Industries. www.nitta.de (accessed 14th October 2019)

Publisher's note Springer Nature remains neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.

Poznań, 23.07.2020

OŚWIADCZENIE[1]

Jako współautorzy artykułu: Wojtkowiak D., Talaśka K., Wilczyński D. *Evaluation of the belt punching process efficiency based on the resistance force of the compressed material,* International Journal of Advanced Manufacturing Technology, przyjętego do druku w 2020 roku

oświadczamy,

iż własny wkład merytoryczny w przygotowanie i opracowanie oraz przedstawienie pracy w formie publikacji określamy następująco:

Stopień naukowy[2], imię i nazwisko	Wkład procentowy	Podpis
mgr inż. Dominik Wojtkowiak	65%	
dr hab. inż. Krzysztof Talaśka	25%	
dr inż. Dominik Wilczyński	10%	

[1] Oświadczenie wykonano w ilości kopii zgodnej z ilością autorów publikacji
[2] Tytuły i stopnie naukowe zgodne z datą ukazania się artykułu

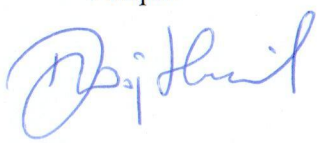
Poznań; 23. Lipiec 2020

mgr inż. Dominik Wojtkowiak
Politechnika Poznańska
Instytut Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Wilczyński D.: *Evaluation of the belt punching process efficiency based on the resistance force of the compressed material, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2020, przyjętej do druku, mój udział polegał na opracowaniu idei przeprowadzonych badań, wykonaniu przeglądu literaturowego, wykonaniu badań eksperymentalnych perforacji pasów za pomocą stempli o efektywnej geometrii, opracowaniu metody badań i wykonaniu pomiarów siły ściskającej oporu materiałów dla stempli o różnej geometrii, opracowaniu wyników badań i przeprowadzeniu ich analizy, wykonaniu analiz MES perforacji pasa stemplem z czaszą kulistą, opracowaniu modelu do oceny efektywności narzędzia perforującego, zredagowaniu i formatowaniu artykułu oraz naniesieniu poprawek zgodnie z wytycznymi recenzentów.

Podpis



Poznań; 23. Lipiec 2020

dr hab. inż. Krzysztof Talaśka
Politechnika Poznańska
Instytut Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Wilczyński D.: *Evaluation of the belt punching process efficiency based on the resistance force of the compressed material, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2020, przyjętej do druku, mój udział polegał na nadzorze merytorycznym podczas ustalania zawartości oraz formy treści zaprezentowanych w artykule, weryfikacji teorii umożliwiającej opracowanie modelu do oceny efektywności narzędzia perforującego, udziale w zaprezentowanych badaniach eksperymentalnych, udziale w opracowywaniu modelu MES procesu perforacji pasów kompozytowych, udziale w opracowywaniu ostatecznej postaci artykułu, weryfikacji merytorycznej treści zawartych w artykule przed jego wysłaniem do recenzji, udziale podczas nanoszenia poprawek zgodnie z wytycznymi recenzentów oraz udziale w weryfikacji treści zawartych w pracy po naniesieniu uwag recenzentów.

Podpis

Krzysztof Talaśka

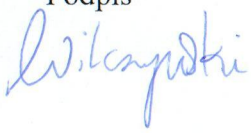
Poznań; 23. Lipiec 2020

dr inż. Dominik Wilczyński
Politechnika Poznańska
Instytut Konstrukcji Maszyn
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

OŚWIADCZENIE

Oświadczam, że w pracy: Wojtkowiak D., Talaśka K., Wilczyński D.: *Evaluation of the belt punching process efficiency based on the resistance force of the compressed material, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2020, przyjętej do druku, mój udział polegał na udziale w zaprezentowanych badaniach eksperymentalnych, udziale w weryfikacji teorii umożliwiającej opracowanie modelu do oceny efektywności narzędzia perforującego, udziale w opracowywaniu ostatecznej postaci artykułu oraz udziale w weryfikacji treści zawartych w pracy po naniesieniu uwag recenzentów.

Podpis



niepodległa | POLSKA STULECIE ODZYSKANIA NIEPODLEGŁOŚCI

URZĄD PATENTOWY RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ 100 lat

Kancelaria Ogólna

Dział Informacji Patentowej

Warszawa, 22.11.2019 r.

wpłynęło dn. 03-12-2019

R2P-152-62/19 PAT 2175

Nasz znak: BA-III.P.431890.2.iskow
Wasz znak: R2P-152-62/19-PAT 2175

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2019-11-22 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

System mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.431890**
[WIPO ST 10/C PL431890]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**
WILHELM HERM MULLER POLSKA SPÓŁKA Z OGRANICZONĄ ODPOWIEDZIALNOŚCIĄ, Bydgoszcz, POLSKA

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.431890.

Nr .....
Data zgł. .....

URZĄD PATENTOWY RP
Departament Zgłoszeń
Al. Niepodległości 188
00-950 WARSZAWA

R2P-152-62/19-PAT 2175

PODANIE
o udzielenie patentu na wynalazek

ZGŁASZAJĄCY:

Politechnika Poznańska
pl. Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań
REGON: 000001608 NIP: 777-00-03-699

Wilhelm Herm Muller Polska Sp z o.o.
ul. Solna 20, 85-862 Bydgoszcz
REGON: 091569752 NIP:9532183891

TYTUŁ WYNALZAKU:

„System mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego"

TWÓRCY WYNALAZKU:

1. **Krzysztof TALAŚKA, zam. 61-064 Poznań, ul. Folwarczna 28/26,**
2. **Dominik WOJTKOWIAK, zam. 62-023 Kamionki, ul. Szafirowa 16,**
3. **Dominik WILCZYŃSKI, zam. 62-095 Murowana Goślina, ul. Tęczowa 3,**
4. **Jan GÓRECKI, zam. 61-723 Poznań, ul. Nowowiejskiego 22/25,**
5. **Ireneusz MALUJDA, zam. 62-030 Luboń, ul. Kalinowa 19,**
6. **Grzegorz DOMEK, zam. 85-432 Bydgoszcz, ul. Borsucza 31.**

PODSTAWA PRAWNA DO UZYSKANIA PATENTU:
Art. 11 ust. 3 (pracownicy zgłaszających) ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. – „Prawo własności przemysłowej" (Dz.U. 2017 r. poz. 776)

ZGŁOSZENIE ZAWIERA:

1/ opis wynalazku w jednym egzemplarzu 7 arkuszy każdy;
2/ zastrzeżenia w jednym egzemplarzu po 2 arkusze każdy;
3/ skrót opisu w jednym egzemplarzu po 1arkuszu każdy;
4/ rysunki w jednym egzemplarzu po 3 arkuszy każdy.

UWAGI: Opłata za zgłoszenie wynalazku zostanie wniesiona po otrzymaniu potwierdzenia zgłoszenia.

Poznań, dnia 2019-11-15 r.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski
z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

System mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego

Przedmiotem wynalazku jest system mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego stanowiący samodzielną automatyczną linię produkcyjną pasów perforowanych.

Znane są rozwiązania konstrukcyjne stanowiące system dozowania oraz obróbki materiałów w formie taśm i wstęg. Niemniej jednak ich dostępność w zakresie perforacji pasów transportujących jest silnie ograniczona. Możliwe jest jednak przytoczenie rozwiązań konstrukcyjnych, które można by zaadoptować do wspomnianej aplikacji. Cechują się one jednak różnym poziomem niedostosowania.

Znane z patentu JPH0363191 (A) rozwiązanie konstrukcyjne dotyczy urządzenia umożliwiającego perforację cienkich taśm oraz wstęg wraz z zespołem dozowania jak i ucinania. Wynalazek prezentuje możliwe rozwiązanie zwiększające prędkość poszczególnych operacji. Prezentowane rozwiązanie konstrukcyjne posiada ograniczenia w postaci maksymalnego zasięgu działania głowicy perforującej. Ponadto opierając się na zaprezentowanym opisie wywnioskować można, że w tym rozwiązaniu przy jednym stemplu możliwe jest wykonywanie jedynie pojedynczego rzędu otworów. Dodatkowo prezentowana konstrukcja ma duże ograniczenia w kierunku maksymalnej szerokości perforowanej taśmy. Poza tym system ten nie posiada modułów buforowych o nawijania i odwijania, które są niezbędne w procesie automatyzacji operacji perforacji długich taśm. Dodatkowo nie zaplanowano modułowej konstrukcji całego urządzenia.

Znane z patentu DE19848814A1 rozwiązanie konstrukcyjne może być wykorzystane do perforacji cienkich taśm oraz wstęg. Perforacja odbywa się z wykorzystaniem bębna, na którego obwodzie rozmieszczono stemple, które współpracując z zespołem matrycy przytrzymującej materiał podczas operacji przebicia materiału. Wadą i ograniczeniem prezentowanego rozwiązania konstrukcyjnego jest jednoznaczne rozmieszczenie stempli co determinuje z góry założony rozstaw wykonywanych otworów. Dodatkowo stemple nie współpracują z matrycami co przekłada się na znacznie gorszej jakości otwory niż w przypadku wykorzystania zespołu stempel-matryca. Ponadto ruch obrotowy bębna ze stemplami w czasie przemieszczającego się materiału może prowadzić do deformacji wykonywanych otworów, oraz nadmiernego zużywania się narzędzi w wyniku działania sił zginających. Urządzenie posiada zespół dozowania, nie jest jednak zaplanowane jako część systemu modułowego zawierającego ponadto moduł cięcie oraz moduły buforowe jak i nawijania i odwijania.

Znane z patentu DE102009017993A1 rozwiązanie konstrukcyjne posiada moduły nawijania oraz odwijania, moduły dozowania. Urządzenie stanowi swego rodzaju linię produkcyjną służąca do pakowania wybranych produktów w opakowania. Do pakowania urządzenie wykorzystuje cienkie wstęgi, które są przewijane z modułu, który można nazwać modułem odwijania poprzez moduł dozowania do przestrzeni dalszej obróbki. System ten jednak jest przystosowany do innego rodzaju obróbki materiału. Brakuje mu modułu dozowania, modułu cięcia oraz modułu perforacji.

Znane z patentu US2017/0312932A1 rozwiązanie konstrukcyjne dotyczy systemu oraz metody perforacji. Prezentowany system składa się z głównego modułu perforacji, który stanowi głowica wielostemplowa. Rozstaw stempli jest z góry założony, a rozmieszczenie wykonywanych otworów realizuje się mechaniczne właśnie przez odpowiednie skonfigurowanie głowicy perforującej. Cały system nie posiada struktury modułowej, a co za tym idzie nie posiada modułu odwijania i nawijania, modułów buforowych oraz modułów cięcia i dozowania.

Znane z patentu TW200827119(A) rozwiązanie konstrukcyjne systemu perforacji opiera się na dwubębnowym głównym zespole perforacyjnym. Na bębnach zabudowane są odpowiednio ukształtowane ostrza, które w trakcie działania zespołu zbliżają się do siebie perforując tym samym materiał znajdujący się pomiędzy nimi. System nie posiada struktury modułowej. Ponadto prezentowane rozwiązanie nie definiuje proponowanych modułów odwijania i nawijania, buforowych oraz dozowania i cięcia. W odniesieniu do modułu perforacji choć ma on funkcjonalność wykonywania jednocześnie wielu otworów posiada on ograniczenia wynikające jednoznacznego i mechanicznego rozmieszczenie narzędzi perforujących. Co za tym idzie brak tutaj elastyczności w definiowaniu dowolnego wzoru perforacji.

Główną ideą przedstawionego rozwiązania jest modułowa konstrukcja omawianego systemu, która pozwala na modyfikacje linii produkcyjnej w celu dostosowania jej do konkretnych wymagań producentów pasów. Główny moduł urządzenia stanowi moduł perforacji (MP), którego głównym zadaniem jest wykrawanie w pasach cylindrycznych otworów o określonych średnicach, według zdefiniowanego wzoru z określoną podziałką. Posuw głowicy perforującej odbywa się jedynie wzdłuż osi poprzecznej pasa, podczas gdy narzędzie wykonuje ruch roboczy wzdłuż osi związanej z grubością pasa. Do wykonania kolejnych rzędów otworów wykorzystuje się posuw wzdłużny pasa realizowany przez moduł dozowania (MD). Moduł ten jest ulokowany w bezpośrednim sąsiedztwie modułu perforacji. Może znajdować się on zarówno przed, jak i za nim, bądź może być zdublowany po obu stronach MP w zależności od założonego rodzaju przesuwu pasa (jego pchanie lub ciągnięcie) oraz rodzaju sterowania maszyną. W przypadku gdy podany półprodukt jest docięty na konkretną długość i szerokość, moduły te mogą samodzielnie

realizować proces perforacji pasa. Gdy pasy mają być wykonywane z taśm nawiniętych na rolkach układ należy dodatkowo wyposażyć w układy nawijania i odwijania, buforowania oraz cięcia. Zadaniem modułu odwijania (MO) jest spozycjonowanie dostarczonej szpuli z półproduktem, a następnie zapewnienie możliwości jej obrotu w celu podania taśmy do modułu buforowania (MB). Moduł buforowania ma za zadanie zmagazynować pas w celu wykluczenia potrzeby synchronizacji prędkości odwijania lub nawijania pasa i wsuwania go przez moduł dozowania do modułu perforowania. Moduł nawijania (MN) służy do nawinięcia gotowego produktu w postaci pasa sperforowanego na pustą szpulę. Moduł wejściowy buforowania wraz z modułem odwijania umieszcza się na początku linii produkcyjnej, podczas gdy moduł wyjściowy buforowania wraz z modułem nawijania umieszcza się na końcu linii. Moduł cięcia (MC) umieszczony jest za modułem perforacji i służy do ucinania pasów perforowanych o odpowiedniej długości z taśmy nawiniętej na szpuli. W przypadku konieczności perforacji pasów bezkończowych lub zamkniętych zamiast stosować moduły odwijania i nawijania wykorzystuje się moduł nawrotu pasa (MNP), którego zadaniem jest zapewnienie ciągłego przesuwu pasa pomiędzy modułami buforowania, dozowania i perforacji. Do perforacji pasów zamkniętych zastosowania nie znajduje również moduł cięcia. Kluczowe dla zapewnienia odpowiedniej dokładności wykonywanych wzorów perforacji jest zapewnienie zachowania krawędzi bazowej na całej długości linii produkcyjnej oraz ciągły pomiar przemieszczenia liniowego pasa. Przemieszczenie liniowe pasa jest monitorowane za pomocą czujników pomiaru kąta obrotu rolki napędowej modułu dozowania, jak również mierzone w kluczowych miejscach linii produkcyjnej (np. przed modułem dozowania lub zaraz za modułem perforacji) w celu weryfikacji poprawnego przemieszczania się pasa i kompensacji poślizgu występującego pomiędzy pasem a rolką napędową MD. Zapewnienie zachowania krawędzi bazowej odbywa się za pomocą stałych punktów podparcia pasa znajdujących się w każdym z modułów, gdzie blokada przemieszczenia poprzecznego pasa jest realizowana poprzez regulowane punkty podparcia pasa w zależności od jego szerokości. Monitorowanie poprawnego prowadzenia krawędzi pasa jest zrealizowane przez bramkę optyczną na wysokości wejścia do modułu perforacji. Aby zapobiec przemieszczaniu się pasa przy przesuwie poprzecznym głowic perforujących, moduł perforacji wyposażono w chwytaki krawędzi pasa przed i za głowicą perforującą.

Istotą wynalazku jest system mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego, charakteryzujący się modułową budową, którego główne i niezbędne moduły stanowią moduł perforacji MP wyposażony w głowicę perforującą wykonującą otwory i przemieszczającą się w kierunku poprzecznym pasa oraz moduł dozowania MD znajdujący się w jego bezpośrednim sąsiedztwie, który jest odpowiedzialny za

przemieszczenie wzdłużne pasa. Dzięki złożeniu tych dwóch ruchów możliwe jest wykonywanie dowolnego wzoru perforacji. Pozycjonowanie wzdłużne i poprzeczne odbywa się za pomocą enkoderów w silnikach napędów obu modułów oraz pomiaru liniowego przemieszczenia pasa służącego do kompensacji błędów spowodowanych poślizgiem pomiędzy pasem a rolką napędową. Stosując jedynie te dwa moduły można perforować pasy docięte na odpowiednią długość, wprowadzone przez pracownika.

Korzystnie system mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego charakteryzuje się tym, że w celu perforacji taśmy nawiniętej na szpule system można rozbudować o moduły odwijania, nawijania, buforowania i cięcia. Moduł odwijania wraz z wejściowym modułem buforowania umieszcza się na początku linii produkcyjnej i mają one za zadanie odwijanie pasa ze szpuli i podawanie go do modułu dozowania bez konieczności synchronizowania prędkości odwijania pasa z prędkością dozowania pasa do modułu perforacji. Moduł nawijania wraz z wyjściowym modułem buforowania umieszcza się na końcu linii produkcyjnej i mają one za zadanie odbieranie gotowego pasa perforowanego i nawijanie go na pustą szpulę. Moduł cięcia umieszcza się za modułem perforacji i służy on do odcięcia odmierzonej długości pasa w celu otrzymania gotowego produktu o zadanych parametrach.

Korzystnie system mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego charakteryzuje się tym, że zapewnienie zachowania krawędzi bazowej odbywa się za pomocą stałych punktów podparcia pasa znajdujących się w każdym z modułów, gdzie blokada przemieszczenia poprzecznego pasa jest realizowana poprzez regulowane punkty podparcia pasa w zależności od jego szerokości. Aby zapobiec przemieszczaniu się pasa przy przesuwie poprzecznym głowic perforujących, moduł perforacji wyposażono w chwytaki krawędzi pasa przed i za głowicą perforującą, sterowanych za pomocą pneumatycznych siłowników kardridżowych, na których tłoczyskach wkręcono talerzyki dociskowe zablokowane nakrętką kontrującą. Siłowniki osadzone są w kątowniku przymocowanym do profilu stanowiącego podstawę chwytaka i płytki dolnej do której przyciskany jest pas. Ścianka kątownika stanowi powierzchnię ograniczającą dla krawędzi bazowej pasa. Do bocznej powierzchni płytki dolnej mocowana jest bramka optyczna, która pozwala na monitorowanie poprawnego prowadzenia krawędzi pasa na wysokości wejścia do modułu perforacji. Wysuw siłownika sterowany jest przez elektrozawór.

Wariantowo system mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego charakteryzuje się tym, że posiada dodatkowo, oprócz podstawowych modułów perforacji i dozowania, dwa moduły buforowania oraz moduł nawrotu pasa,

zapewniający ciągły przepływ pasa przez wszystkie moduły linii produkcyjnej, umożliwiając perforację pasów bezkońcowych i zamkniętych.

Dzięki zastosowaniu rozwiązania według wynalazku uzyskano następujące efekty techniczno-użytkowe:

- modułowa konstrukcja zapewniająca łatwość dostosowania systemu do specyficznych zastosowań,
- możliwość wykonywania dowolnych zaprogramowanych wzorów perforacji z wysoką dokładnością,
- możliwość perforacji zarówno pasów zamkniętych, jak i otwartych,
- zapewnienie poprawnego prowadzenia pasa na całej długości linii produkcyjnej i możliwość jego nadzoru, co wpływa na wysoką powtarzalność wzorów perforacji,
- możliwość przytrzymania pasa zapobiegając przemieszczeniu poprzecznemu pasa przy ruchu głowicy perforującej za pomocą chwytaka krawędzi pasa,
- brak konieczności synchronizacji prędkości odwijania bądź nawijania i dozowania pasa,
- brak konieczności docinania konkretnej długości pasa,
- możliwość wykonywania wielu pasów perforowanych z jednej szpuli pasa,
- kompensacja poślizgu pasa na rolce napędowej modułu dozowania.

Wynalazek w przykładowym wykonaniu został zilustrowany na rysunku, gdzie fig. 1 przedstawia schemat koncepcyjny systemu mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego, fig. 2 schemat koncepcyjny systemu mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego przy perforacji pasów zamkniętych, fig. 3 przedstawia przykładową realizację konstrukcji systemu mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego, fig. 4 przedstawia przykładową realizacje konstrukcji chwytaka krawędzi pasa w rzucie od lewej, fig. 5 przedstawia przykładową realizacje konstrukcji chwytaka krawędzi pasa w rzucie od przodu.

Główną ideą systemu mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego (fig. 1, fig. 2, fig. 3) jest modułowa konstrukcja, w której główne i niezbędne moduły stanowią moduł perforacji z głowicą perforującą MP oraz moduł dozowania z rolkowym układem napędowym pasa MD. Moduł dozowania MD umieszczony jest w bezpośrednim sąsiedztwie modułu perforacji MP, przed (pas będzie pchany) lub za nim (pas będzie ciągnięty), bądź dubluje się go i montuje po obu stronach modułu perforacji. W tej konfiguracji maszyna jest przystosowana do perforacji przygotowanych pasów dociętych na odpowiednią długość i szerokość.

Aby móc perforować pasy otwarte nawinięte na szpule system (fig. 1, fig. 3) rozbudowuje się o moduł odwijania MO, moduł nawijania MN, dwa moduły buforowania MB1 i MB2 oraz moduł cięcia MC. Moduł odwijania umieszcza się na początku linii produkcyjnej. Pas ze szpuli umieszczonej w tym module jest odwijany i przewijany przez wejściowy moduł buforowania MB1 znajdujący się zaraz za modułem odwijania MO, a następnie umieszcza się koniec pasa w module dozowania MD. Stąd pas jest podawany do modułu perforacji MP, a w przypadku gdy moduł ten znajduje się przed modułem dozowania MD należy go wcześniej przełożyć przez moduł perforacji MP. Po wyjściu z modułu perforacji MP pas przechodzi przez moduł cięcia, a następnie przewijany jest przez wyjściowy moduł buforowy MB2 i zaczepiany na szpuli w module nawijania MN. W układzie znajdują się niezbędne do pracy sensory: czujnik (ENK1) jest umieszczony w układzie napędowym głowicy perforującej, czujnik (ENK2) w układzie napędowym dozowania pasa, a pomiar liniowego przemieszczenia pasa (CPL1) może być realizowany zarówno przed, jak i za modułem perforacji (MP).

W celu perforacji pasów zamkniętych (fig. 2) moduły odwijania MO, nawijania MN oraz cięcia mogą zostać zdemontowane bądź nieużywane, a należy zamontować moduł nawrotu pasa obejmujący cały zakres urządzenia pomiędzy modułami buforowymi MB1 i MB2.

Do kontroli poprawnego przemieszczania się wzdłużnego pasa i jego prowadzenia w tym kierunku wykorzystano pomiar przemieszczenia liniowego pasa na enkoderze napędu rolki biernej oraz samego pasa przez modułem perforacji wykorzystując enkoder i rolkę sprzężoną ciernie z pasem. Różnica pomiędzy otrzymanymi wartościami jest używana do kompensacji przemieszczenia pasa, aż do momentu uzyskania wartości poniżej zakładanej dokładności. Dodatkowo w celu zwiększenia kontroli można mierzyć wartość przemieszczenia pasa na wyjściu z modułu, aby monitorować ewentualne podwinięcie się pasa w module perforacji. Aby weryfikować zachowanie krawędzi bazowej na wejściu do modułu perforacji montuje się bramkę optyczną ustawioną w taki sposób aby odejście krawędzi pasa od powierzchni bazowej o więcej niż dopuszczalna odchyłka powodowało ponowne załączenie bramki optycznej, co powoduje zatrzymanie procesu perforacji, aby nie zniszczyć pasa. Powierzchnie bazowe względem których pas jest pozycjonowany wzdłużnie znajdują się w każdym z modułów i przyjmują postać stałych punktów podparcia w postaci płytek tworzywowych z odpowiednio wyfrezowanym rowkiem zapewniających małe opory przesuwu pasa. Z drugiej strony pas przytrzymywany jest przez regulowane zależnie od szerokości pasa płytki blokujące o podobnej budowie.

Najważniejszymi punktami podparcia są chwytaki krawędzi pasa CKP1 i CKP2 (fig. 4, fig. 5) znajdujące się w module perforacji MP bezpośrednio przed i za głowicą perforującą. W przykładowej realizacji podstawę chwytaka stanowi profil 1 o odpowiedniej wysokości na

którego czołowej powierzchni montuje się płytkę dolną 2 stanowiącą powierzchnię po której ślizga się pas. Płytka dolna 2 mocowana jest do kątownika 3 za pomocą śrub 4, który następnie przykręcany jest do profilu 1 za pomocą śruby 5 i nakrętki wpustowej 6 umieszczonej w rowku R profilu 1. Do górnej części kątownika przykręcony jest pneumatyczny siłownik kardridżowy 7, zabezpieczony dwoma nakrętkami 8 po obu stronach kątownika, służących również do jego pozycjonowania pionowego. Do końca tłoczyska 7a siłownika kardriżowego 7 przykręcony jest uchwyt talerzykowy 9, zabezpieczony przez nakrętkę kontrującą 10. Do bocznej powierzchni płytki dolnej 2 można przykręcić bramkę optyczną BO za pomocą płytki mocującej 11 umożliwiającej regulację wysunięcia bramki wpływającą na dokładność wykonywania wzoru perforacji i śrub 13. Profil 1 jest mocowany do ramy modułu perforacji MP za pomocą kątownika mocującego 12 umożliwiającego rgulację chwytaka względem ramy MP. Wysuw siłownika jest realizowany przez elektrozawór.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski

z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Zastrzeżenie patentowe

1. System mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego, znamienny tym, że zawiera moduł perforacji (MP) wyposażony w głowicę perforującą przemieszczającą się w kierunku poprzecznym pasa oraz moduł dozowania (MD) znajdujący się w jego bezpośrednim sąsiedztwie, który jest odpowiedzialny za przemieszczenie wzdłużne pasa, przy czym pozycjonowanie wzdłużne i poprzeczne odbywa się za pomocą czujników (ENK1), (ENK2) oraz pomiaru liniowego przemieszczenia pasa (CPL1) służącego do kompensacji błędów spowodowanych poślizgiem pomiędzy pasem a rolką napędową, z tym że czujnik (ENK1) jest umieszczony w układzie napędowym głowicy perforującej, a czujnik (ENK2) w układzie napędowym dozowania pasa, przy czym pomiar liniowego przemieszczenia pasa (CPL1) może być realizowany zarówno przed, jak i za modułem perforacji (MP).
2. System mechanicznej perforacji pasów według zastrz. 1 znamienny tym, że posiada moduły odwijania (MO), nawijania (MN), buforowania (MB1), (MB2) i cięcia (MC), gdzie moduł odwijania (MO) wraz z wejściowym modułem buforowania (MB1) umieszcza się na początku linii produkcyjnej i mają one za zadanie odwijanie pasa ze szpuli i podawanie go do modułu dozowania (MD) bez konieczności synchronizowania prędkości odwijania pasa z prędkością dozowania pasa do modułu perforacji (MP), przy czym moduł nawijania (MN) wraz wyjściowym modułem buforowania (MB2) umieszcza się na końcu linii produkcyjnej i mają one za zadanie odbieranie gotowego pasa perforowanego (P) i nawijanie go na pustą szpulę, a moduł cięcia (MC) umieszcza się za modułem perforacji (MP).
3. System mechanicznej perforacji pasów według zastrz. 1 lub 2 znamienny tym, że każdy z modułów posiada stałe punkty podparcia pasa, gdzie blokada przemieszczenia poprzecznego pasa jest realizowana poprzez regulowane punkty podparcia pasa w zależności od jego szerokości, a za zapobieganie przemieszczaniu się pasa przy przesuwie poprzecznym głowic perforujących w moduł perforacji (MP) odpowiadają chwytaki krawędzi pasa (CKP1), (CKP2) przed i za głowicą perforującą, gdzie podstawę chwytaka stanowi profil (1) o odpowiedniej wysokości na którego czołowej powierzchni montuje się płytkę dolną (2) stanowiącą powierzchnię po której ślizga się pas, przy tym płytka dolna (2) mocowana jest do kątownika (3) za pomocą śrub (4) przykręcanych do profilu (1) za pomocą śruby (5) i nakrętki wpustowej (6) umieszczonej w rowku (R) profilu (1), z tym że do górnej części kątownika przykręcony jest pneumatyczny siłownik kardridżowy (7), zabezpieczony dwoma nakrętkami (8) po obu stronach kątownika, służących również do jego pozycjonowania pionowego, a do

końca tłoczyska (7a) siłownika kardridżowego (7) przykręcony jest uchwyt talerzykowy (9), zabezpieczony przez nakrętkę kontrującą (10), przy tym do bocznej powierzchni płytki dolnej (2) można przykręcić bramkę optyczną (BO) za pomocą płytki mocującej (11) umożliwiającej regulację wysunięcia bramki i śrub (13), przy czym profil (1) jest mocowany do ramy modułu perforacji (MP) za pomocą mocowania (12), z tym że wysuw siłownika (7) jest realizowany przez elektrozawór.

4. System mechanicznej perforacji pasów według zastrz. 1 znamienny tym, że posiada moduły buforowania (MB1) i (MB2) oraz moduł nawrotu pasa (MNP), zapewniający ciągły przepływ pasa przez wszystkie moduły linii produkcyjnej, umożliwiając perforację pasów bezkończowych i zamkniętych.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski

z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Skrót opisu

System mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego, znamienny tym, że zawiera moduł perforacji (MP) wyposażony w głowicę perforującą przemieszczającą się w kierunku poprzecznym pasa oraz moduł dozowania (MD) znajdujący się w jego bezpośrednim sąsiedztwie, który jest odpowiedzialny za przemieszczenie wzdłużne pasa, przy czym pozycjonowanie wzdłużne i poprzeczne odbywa się za pomocą czujników (ENK1), (ENK2) oraz pomiaru liniowego przemieszczenia pasa (CPL1) służącego do kompensacji błędów spowodowanych poślizgiem pomiędzy pasem a rolką napędową, z tym że czujnik (ENK1) jest umieszczony w układzie napędowym głowicy perforującej, a czujnik (ENK2) w układzie napędowym dozowania pasa, przy czym pomiar liniowego przemieszczenia pasa (CPL1) może być realizowany zarówno przed, jak i za modułem perforacji (MP), a do perforacji pasów nawiniętych na szpulach można rozbudować urządzenie o moduły odwijania (MO), nawijania (MN), buforowania (MB1), (MB2) oraz cięcia (MC), przy czym urządzenie zapewnia odpowiednie prowadzenie pasa na całej długości linii produkcyjnej poprzez punkty podparcia w każdym z modułów, gdzie najważniejsze są chwytaki krawędzi pasa (CKP1) i (CKP2) montowane w module perforacji (MP) przed i za głowicą perforującą, z tym że urządzenie można również dostosować do perforacji pasów zamkniętych poprzez zastosowanie modułu nawrotu pasa (MNP).

Fig.1

4 zastrzeżenia

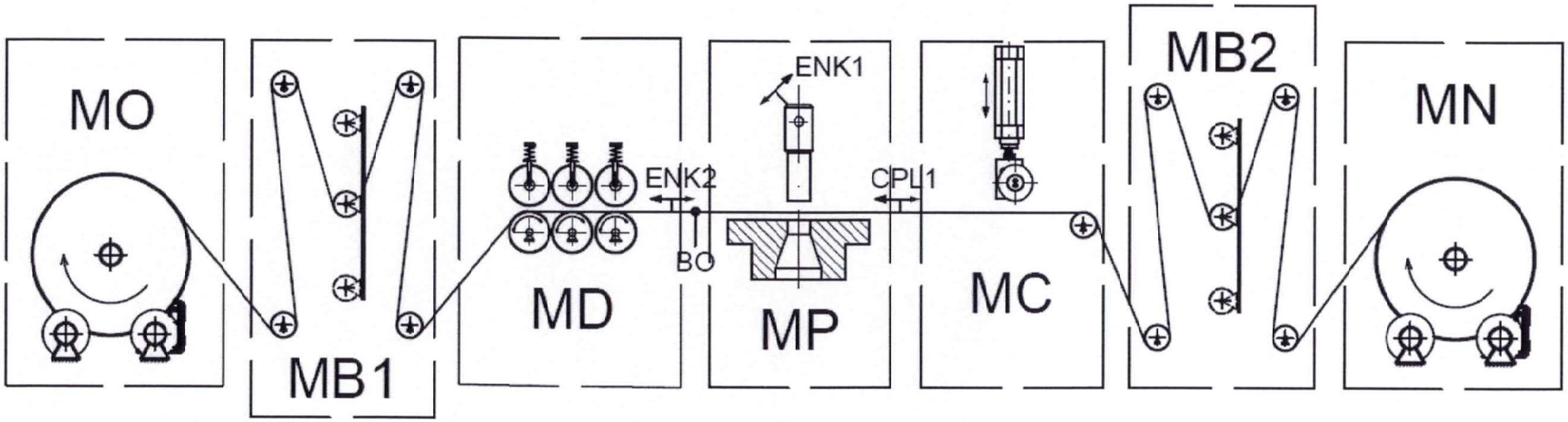

MO
MB1
MD
ENK1
ENK2
BO
MP
CPL1
MC
MB2
MN

Fig. 1.

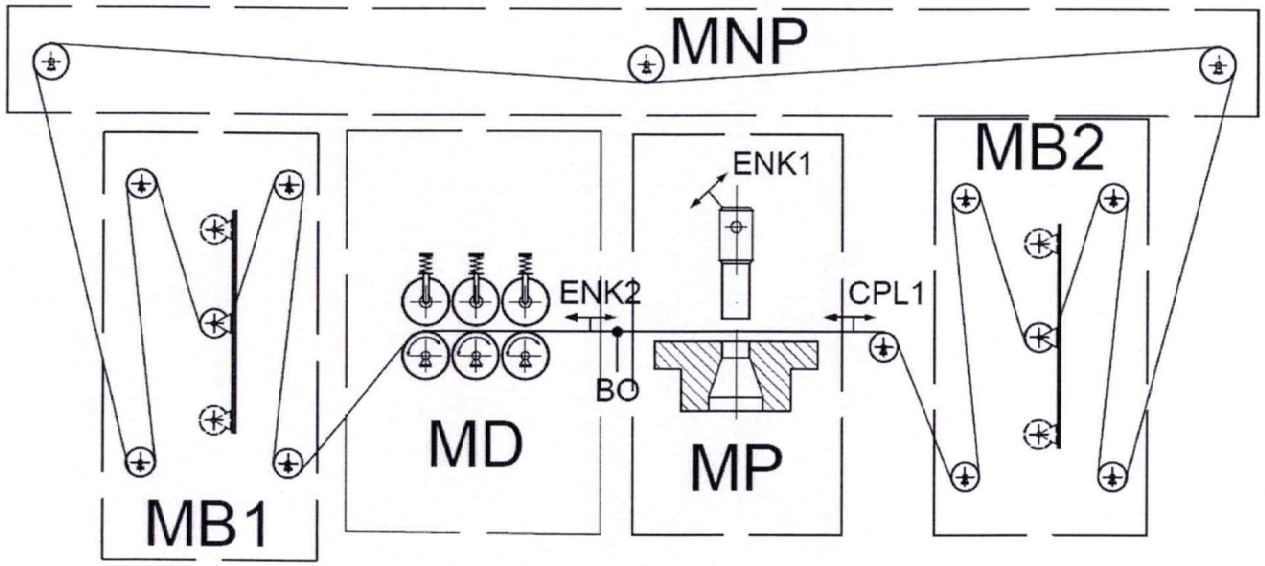

MNP
MB2
ENK1
ENK2
CPL1
BO
MD
MP
MB1

Fig. 2

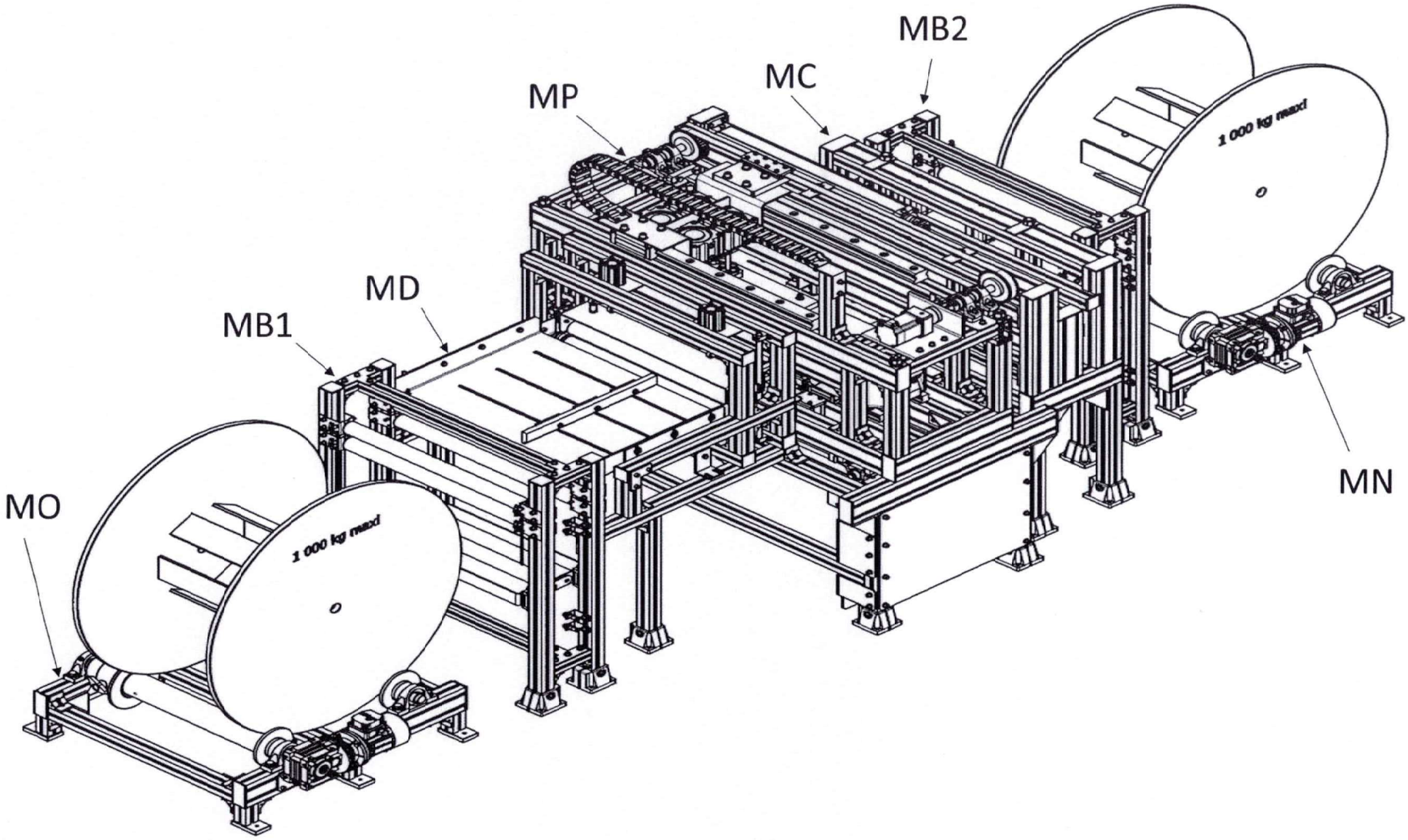


Fig. 3

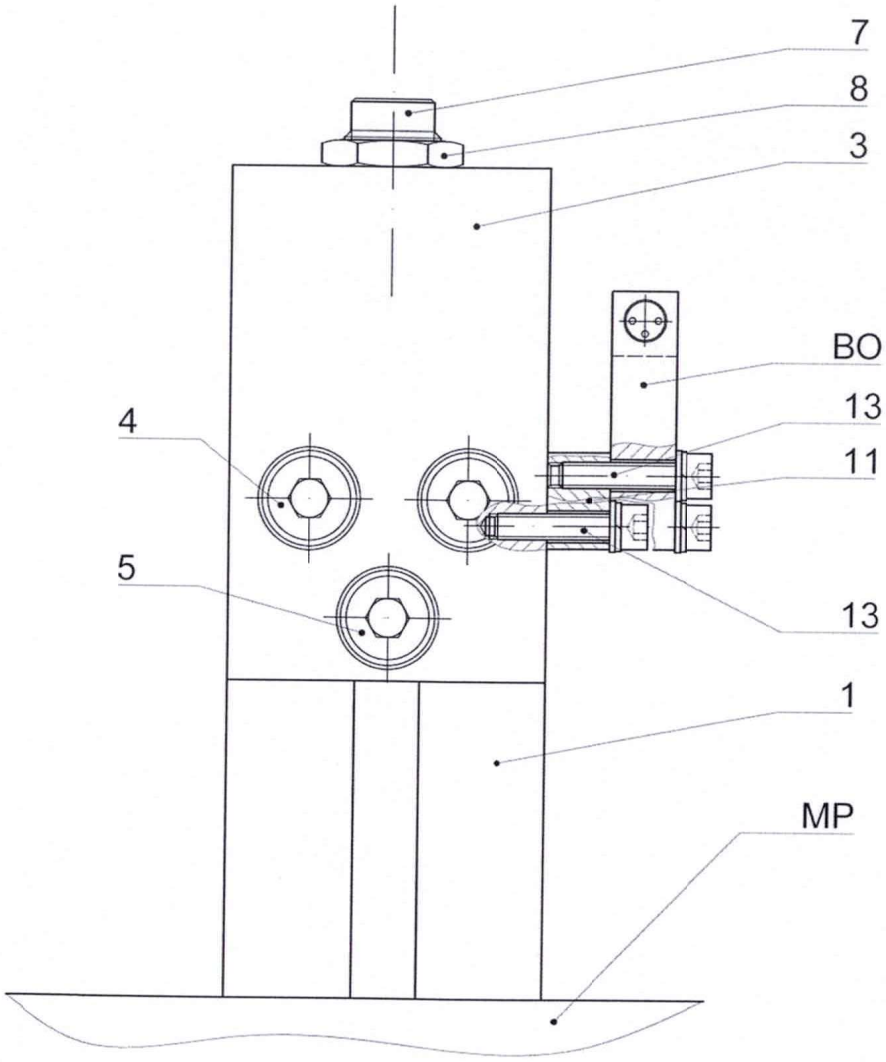


Fig. 4

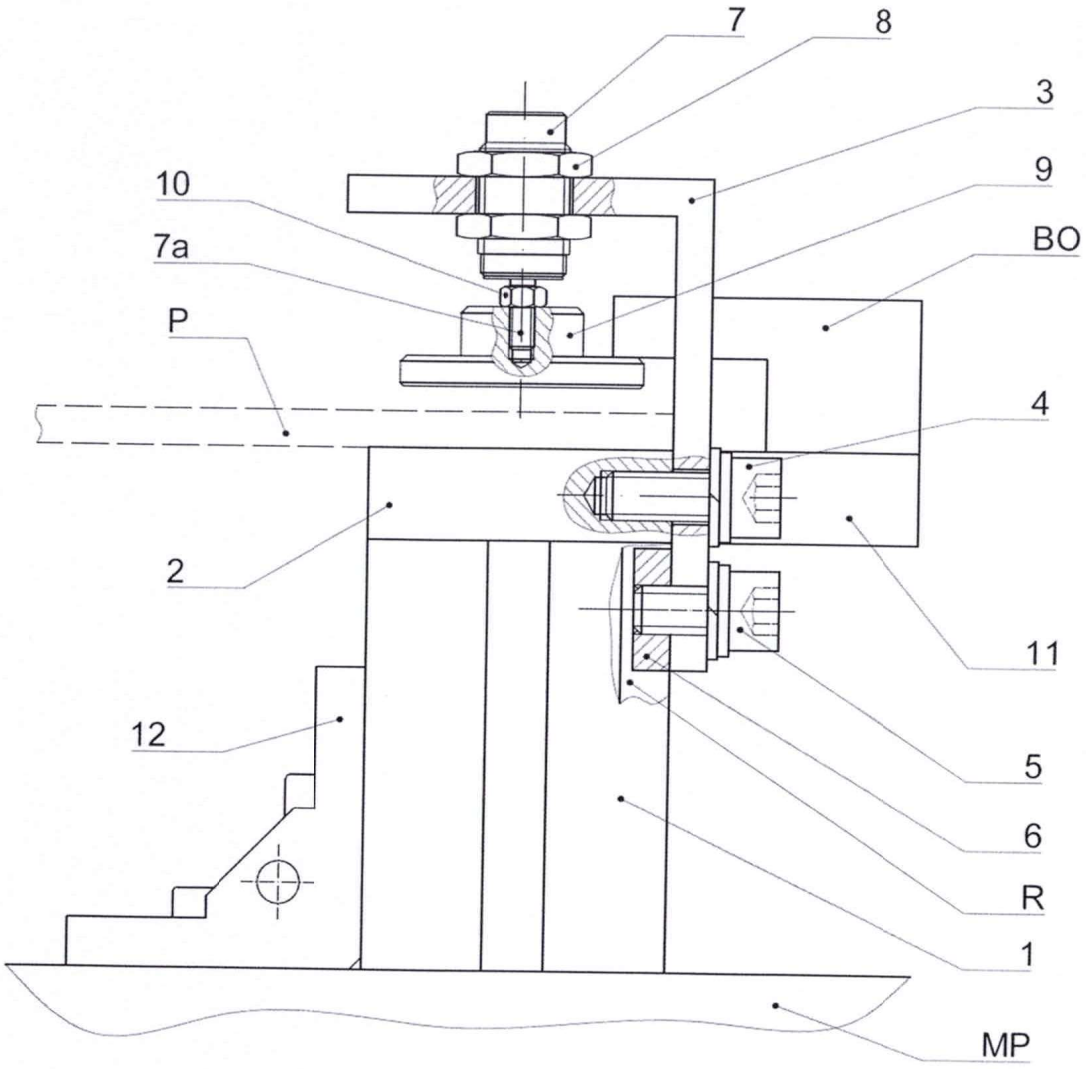


Fig. 5

niepodległa | POLSKA STULECIE ODZYSKANIA NIEPODLEGŁOŚCI

URZĄD PATENTOWY RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ 100 lat

Kancelaria Ogólna

Warszawa, 22.11.2019 r.

Dział Informacji Patentowej
wpłynęło dn. 03 -12- 2019
R2P-I52-61/18 PAT 2174

Nasz znak: BA-III.P.431889.2.iskow
Wasz znak: R2P- I52-61/19-PAT 2174

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2019-11-22 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Urządzenie do perforacji pasów transportujących

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.431889**
[WIPO ST 10/C PL431889]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**
WILHELM HERM MULLER POLSKA SPÓŁKA Z OGRANICZONĄ ODPOWIEDZIALNOŚCIĄ, Bydgoszcz, POLSKA

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.431889.

Klauzula informacyjna

Nr .....
Data zgł. .....

URZĄD PATENTOWY RP
Departament Zgłoszeń
Al. Niepodległości 188
00-950 WARSZAWA

R2P-152-61/19-PAT 2174

PODANIE
o udzielenie patentu na wynalazek

ZGŁASZAJĄCY:

Politechnika Poznańska
pl. Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań
REGON: 000001608 NIP: 777-00-03-699

Wilhelm Herm Muller Polska Sp z o.o.
ul. Solna 20, 85-862 Bydgoszcz
REGON: 091569752 NIP:9532183891

TYTUŁ WYNALZAKU:

„Urządzenie do perforacji pasów transportujących"

TWÓRCY WYNALAZKU:

1. **Krzysztof TALAŚKA, zam. 61-064 Poznań, ul. Folwarczna 28/26,**
2. **Dominik WOJTKOWIAK, zam. 62-023 Kamionki, ul. Szafirowa 16,**
3. **Dominik WILCZYŃSKI, zam. 62-095 Murowana Goślina, ul. Tęczowa 3,**
4. **Jan GÓRECKI, zam. 61-723 Poznań, ul. Nowowiejskiego 22/25,**
5. **Ireneusz MALUJDA, zam. 62-030 Luboń, ul. Kalinowa 19,**
6. **Grzegorz DOMEK, zam. 85-432 Bydgoszcz, ul. Borsucza 31.**

PODSTAWA PRAWNA DO UZYSKANIA PATENTU:
Art. 11 ust. 3 (pracownicy zgłaszających) ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. – „Prawo własności przemysłowej" (Dz.U. 2017 r. poz. 776)

ZGŁOSZENIE ZAWIERA:

1/ opis wynalazku w jednym egzemplarzu 10 arkuszy każdy;
2/ zastrzeżenia w jednym egzemplarzu po 3 arkusze każdy;
3/ skrót opisu w jednym egzemplarzu po 1arkuszu każdy;
4/ rysunki w jednym egzemplarzu po 7 arkuszy każdy.

UWAGI: Opłata za zgłoszenie wynalazku zostanie wniesiona po otrzymaniu potwierdzenia zgłoszenia.

Poznań, dnia 2019-11-15 r.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski
z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Urządzenie do perforacji pasów transportujących

Przedmiotem wynalazku jest urządzenie do perforacji pasów transportujących stanowiące samodzielny moduł systemu mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego.

Znanych jest wiele rozwiązań konstrukcyjnych dotyczących urządzeń do perforacji materiałów. Niemniej jednak ich dostępność w zakresie perforacji pasów transportujących jest silnie ograniczona. Możliwe jest jednak przytoczenie rozwiązań konstrukcyjnych, które można by zaadoptować do wspomnianej aplikacji. Cechują się one jednak różnym poziomem niedostosowania.

Znane z patentu DE2948533A1 rozwiązania konstrukcyjne jest przystosowane do perforacji materiałów w formie cienkich wstęg oraz taśm. Wieloostrzowa głowica z licznymi stemplami współpracuje z matrycą z odpowiednio rozmieszczonymi otworami. Zarówno wieloostrzowa głowica jak i matryca może być konstrukcyjnie rozwiązana w kształcie walcowym jak płaskim. Możliwa jest również kombinacja płaskiej głowicy ze stemplami wraz z walcową głowicą. Najistotniejszą wadą w stosunku do proponowanego rozwiązania konstrukcyjnego jest brak możliwości elastycznego i swobodnego planowania wzoru perforacji. Raz skonstruowana głowica oraz matryca są przystosowane do wykonywania otworów z określonym wzorem. Dodatkowo takie ograniczenie zdecydowanie zwiększa koszty produkcji oraz regeneracji narzędzi. Ponadto proponowane rozwiązanie posiadające układ dwóch głowic zapewnia możliwość przyspieszenia procesu perforacji przy założeniu jednoczesnej pracy obu głowic.

Znane z patentu JPH0363191 (A) rozwiązanie konstrukcyjne dotyczy urządzenia umożliwiającego perforację cienkich taśm oraz wstęg wraz z zespołem dozowania jak i ucinania. Wynalazek prezentuje możliwe rozwiązanie zwiększające prędkość poszczególnych operacji. Prezentowane rozwiązanie konstrukcyjne posiada ograniczenia w postaci maksymalnego zasięgu działania głowicy perforującej. Ponadto opierając się na zaprezentowanym opisie wywnioskować można, że w tym rozwiązaniu przy jednym stemplu możliwe jest wykonywanie jedynie pojedynczego rzędu otworów.

Znane z patentu US2016/0129605A1 rozwiązanie konstrukcyjne umożliwia perforację materiałów taśmowych i wstęgowych. W celu wykonania otworu pojedynczy stempel wraz z układem docisku zbliżany jest do zespołu matrycy z otworem współpracującym ze stemplem. Perforacja następuje w wyniku wprowadzenia stempla w otwór matrycy. Prezentowane rozwiązanie konstrukcyjne nie oferuje precyzyjnego prowadzenia zespołu stempla względem zespołu matrycy, a to jednoznacznie przenosi się na konieczność zapewnienia precyzyjnej

współpracy przez zespołu peryferyjne. Nieodpowiednie skojarzenie tych dwóch elementów prowadzi do ryzyka mechanicznego kontaktu krawędzi tnących, a to bezpośrednio prowadzi do przyspieszonego zużycia narzędzi.

Znane z patentu CN107891473A rozwiązanie konstrukcyjne proponuje możliwość perforacji np. materiałów w formie taśm i pasów przy użyciu głowicy z podwójnym naostrzonym stemplem nie współpracującym z matrycą. Proponowane rozwiązanie zapewnia możliwość jednoczesnego wykonania dwóch otworów jednak ich rozstaw musi być z góry zaplanowany. Dodatkowo konstrukcja nie zapewnia pełnego pokrycia wykonywanymi otworami na perforowanym materiale. Spowodowane jest to jednoznacznym spozycjonowaniem obu stempli w sztywnej ramie. Ponadto zamknięta rama uniemożliwia perforowanie pasów bezkończowych co znacznie ogranicza funkcjonalność proponowanego rozwiązania konstrukcyjnego. Dodatkowo naostrzony stempel nie będzie zapewniał odpowiednio wymaganej jakości otworów, jakie się to otrzymuje podczas perforacji z wykorzystaniem stempla wraz z matrycą.

Znane z patentu DE19520294A1 rozwiązanie konstrukcyjne może być wykorzystywane do perforacji taśm i pasów. Proponowana jest głowica z odpowiednio rozmieszczonymi naostrzonymi stemplami. Przedstawione rozwiązanie w przytoczonym opisie ma swe ograniczenie polegające na z góry zaplanowanym rozmieszczeniu stempli. To powoduje brak elastyczności w planowaniu i wykonywaniu określonych wzorów perforacji. Ponadto same naostrzone stemple nie zapewniają odpowiedniej jakości wykonywanych otworów w pasach transportujących jak ma to miejsce podczas wykorzystania zespołu zawierającego stempel oraz matrycę.

Znane z patentu DE19848814A1 rozwiązanie konstrukcyjne może być wykorzystane do perforacji cienkich taśm oraz wstęg. Perforacja odbywa się z wykorzystaniem bębna, na którego obwodzie rozmieszczono stemple, które współpracując z zespołem matrycy przytrzymującej materiał podczas operacji przebicia materiału. Wadą i ograniczeniem prezentowanego rozwiązania konstrukcyjnego jest jednoznaczne rozmieszczenie stempli co determinuje z góry założony rozstaw wykonywanych otworów. Dodatkowo stemple nie współpracują z matrycami co przekłada się na znacznie gorszej jakości otwory niż w przypadku wykorzystania zespołu stempel-matryca. Ponadto ruch obrotowy bębna ze stemplami w czasie przemieszczającego się materiału może prowadzić do deformacji wykonywanych otworów, oraz nadmiernego zużywania się narzędzi w wyniku działania sił zginających.

Główną ideą przedstawionego rozwiązania jest zastosowanie dwóch lustrzanych głowic perforujących prowadzonych niezależnie wzdłuż osi poprzecznej pasa na wspólnej prowadnicy oraz odseparowanego zespołu napędu roboczego prowadzonego na osobnej prowadnicy, mogącego współpracować z jedną dowolną głowicą lub dwoma głowicami w tym samym czasie.

Podzielenie zespołu perforującego na dwie niezależne głowice zapewnia większą sztywność każdej z głowic, korzystniejszy rozkład obciążeń, mniejszą bezwładność podczas przemieszczania głowic oraz większą swobodę manipulacji w przestrzeni roboczej modułu, dzięki otwartej konstrukcji nośnej. Każda z głowic oraz zespół napędu roboczego posiadają indywidualne napędy, które stanowią przekładnie pasowe z pasem zębatym. Do wygenerowania siły perforacji zastosowano zespół czterech siłowników pneumatycznych, których tłoczyska połączono sztywną płytą w celu ich mechanicznej synchronizacji. Główną zaletą przedstawionego rozwiązania konstrukcyjnego jest możliwość łatwego przezbrojenia maszyny w celu stosowania jednej z dwóch metod perforacji: za pomocą dwóch krawędzi tnących (stempel współpracujący z matrycą) oraz za pomocą jednej krawędzi tnącej (stempel drążony współpracujący z płytą podkładową. Dzięki temu uzyskuje się dużą uniwersalność urządzenia, co jest szczególnie ważne przy znacząco różniących się właściwościach mechanicznych różnych rodzajów polimerowych kompozytowych pasów transportujących.

Istotą wynalazku jest urządzenie do perforacji pasów transportujących, które składa się z dwóch zamiennych zespołów – lustrzanych głowic perforujących lub identycznych zespołów stołu roboczego z płytą podkładową – prowadzonych na wspólnej prowadnicy liniowej oraz zespołu napędu roboczego płytą dociskową zamienną na głowicę perforującą ze stemplem drążonym. Zespół napędu roboczego jest prowadzony na osobnej prowadnicy liniowej. Przezbrojenie odbywa się poprzez demontaż płyty dociskowej zespołu napędu roboczego i zamontowanie w jej miejsce głowicy perforującej ze stemplem drążonym, a także odkręcenie obu głowic perforujących ze stemplem i matrycą od wózków prowadnic liniowych i zamontowanie w to miejsce dwóch zespołów stołu roboczego z płytami podkładowymi. Każda z głowic oraz zespół napędu roboczego posiadają indywidualne napędy realizujące przemieszczenie wzdłuż prowadnicy liniowej i posiada zakres roboczy równy połowie szerokości perforowanego pasa. Całość osadzona jest na prostopadłościennej ramie składającej się z profili aluminiowych połączonych kątownikami. W systemie mechanicznej perforacji pasów urządzenie stanowi moduł, który jest umieszczony zawsze w bezpośrednim sąsiedztwie modułu dozowania, a po drugiej stronie znajduje się moduł buforowania lub cięcia.

Korzystnie urządzenie do perforacji pasów transportujących charakteryzuje się tym, że zespół napędu roboczego składa się z czterech siłowników pneumatycznych osadzonych wewnątrz uchwytu giętego, których tłoczyska połączone są sztywną płytą dociskową w celu ich mechanicznej synchronizacji za pomocą trzpieni talerzowych. Część talerzowa posiada cztery otwory fasolkowe rozmieszczone po okręgu, a przeciwległy koniec jest gwintowany i wkręcany w tłoczysko siłownika. Uchwyt ten jest przymocowany do wózków poruszających się po szynach

prowadnicy przymocowanych do górnej części ramy po obu stronach uchwytu. Siłowniki rozmieszczono w uchwycie w szyku kwadratowym, tak aby wypadkowa siła działała w osi na środku płyty, zapewniając korzystny rozkład naprężeń. Aby zwiększyć sztywność uchwytu w jego środku wspawane jest żebro.

Korzystnie urządzenie do perforacji pasów transportujących charakteryzuje się tym, że napęd liniowy głowic perforujących zrealizowany jest za pomocą przekładni pasowej z pasem zębatym. Zespół koła czynnego napędu głowicy napędzany jest silnikiem przymocowanym do uchwytu kątowego, który przymocowany jest do dolnej części ramy. Koło pasowe zębate osadzono na wale, który jest podparty na dwóch podporach łożyskowych po obu stronach koła, przymocowanych do dolnej części ramy. Moment obrotowy z silnika jest przekazywany na wał za pomocą sprzęgła. Zespół koła biernego napędu głowicy mocowany jest do dolnej części ramy po przeciwległej stronie za pomocą dwóch podpór łożyskowych, podpierających wał z kołem pasowym, znajdującym się pomiędzy nimi. Rozstaw zespołów koła czynnego i biernego jest regulowany, w celu możliwości zmiany zakresu ruchu danej głowicy. Pas zębaty otwarty przekładany jest przez koła czynne oraz bierne i łączony za pomocą uchwytu głowicy perforującej składającego się z dwóch płyt, elementów dystansowych, kątownika mocującego i płytek zębatych. Uchwyt mocowany jest za pomocą kątownika do bocznej powierzchni głowicy. W celu poprawnego działania układu pas zębaty jest napinany za pomocą dwóch napinaczy dolnych, składających się z płytki rozporowej przymocowanej do dolnej części ramy oraz dwóch śrub drobnozwojnych regulacyjnych naciskających na podpory łożyskowe, znajdujących się po przeciwległych stronach.

Korzystnie urządzenie do perforacji pasów transportujących charakteryzuje się tym, że napęd liniowy zespołu napędu roboczego zrealizowany jest również za pomocą przekładni pasowej z pasem zębatym. Zespół koła czynnego napędu zespołu napędu roboczego jest silnikiem przymocowanym do uchwytu kątowego, który przymocowany jest do górnej części ramy. Koło pasowe zębate osadzono na wale, który jest podparty na dwóch podporach łożyskowych po jednej stronie koła, przymocowanych do górnej części ramy. Moment obrotowy z silnika jest przekazywany na wał za pomocą sprzęgła. Zespół koła biernego napędu zespołu napędu roboczego jest do górnej części ramy po przeciwległej stronie za pomocą dwóch podpór łożyskowych, podpierających wał z kołem pasowym, znajdującym się za podporami poza obrysem ramy urządzenia. Pas zębaty otwarty przekładany jest przez koła czynne oraz bierne i łączony za pomocą płytki zębatej z uchwytem zespołu napędu roboczego. W celu poprawnego działania układu pas zębaty jest napinany za pomocą napinacza górnego, składającego się z płytki rozporowej przymocowanej do górnej części ramy i opartego o boczną powierzchnię szyny prowadzącej oraz

dwóch śrub drobnozwojnych regulacyjnych naciskających na podpory łożyskowe, znajdujących się po stronie zespołu koła biernego.

Korzystnie urządzenie do perforacji pasów transportujących, charakteryzuje się tym, że rama składa się z części dolnej oraz górnej odseparowanych od siebie słupkami. W celu zwiększenia sztywności ramy wewnątrz profili aluminiowych pionowych umieszczono szpilki gwintowane zablokowane na obu końcach nakrętkami i podkładkami sprężystymi. Aby zapewnić minimalną strzałkę ugięcia profili, po których porusza się zespół napędu roboczego, umieszczono pod nimi dodatkową belkę i spięto oba profile razem z szyną prowadnicy liniowej za pomocą śrub, podkładek i nakrętek. Do dolnej części ramy można przymocować nogi za pomocą płaskowników i kątowników mocujących, aby urządzenie mogło pełnić samodzielnie założoną funkcję. Można również osadzić ramę na całościowej ramie linii produkcyjnej za pomocą szpilek znajdujących się w słupach na narożnikach ramy, co ułatwia wzajemne pozycjonowanie modułów. Dodatkowo do dolnej w dolnej części ramy znajdują się mocowania na zbiornik na odpady.

Dzięki zastosowaniu rozwiązania według wynalazku uzyskano następujące efekty techniczno-użytkowe:

- możliwość łatwego przezbrojenia urządzenia pomiędzy konfiguracjami wykorzystującymi stempel i matrycę lub stempel drążony i płytę podkładową,
- uniwersalność zastosowania dla różnych typów pasów płaskich i zębatych,
- możliwość uzyskania większego zakresu perforacji pasa bez utraty sztywności głowicy, co zapewnia odpowiednie prowadzenie stempla względem matrycy,
- brak konieczności synchronizacji napędów,
- wysoka dokładność pozycjonowania głowicy,
- możliwość wykonywania dwóch otworów jednocześnie,
- możliwość regulacji zakresu ruchu głowicy za pomocą rozstawu zespołu koła czynnego i biernego napędu pasowego i zmianie długości pasa,
- łatwość usuwania odpadów.

Wynalazek w przykładowym wykonaniu został zilustrowany na rysunkach, gdzie fig. 1 przedstawia uproszczony konstrukcyjnie schemat urządzenia do perforacji pasów w konfiguracji wykorzystującej stempel i matrycę, fig. 2 przedstawia uproszczony konstrukcyjnie schemat urządzenia do perforacji pasów w konfiguracji wykorzystującej stempel drążony i płytę podkładową, fig. 3 przedstawia przykładową realizację konstrukcji ramy urządzenia wraz z zamontowanymi układami napędowymi i prowadnicami – widok z dołu, fig. 4 przedstawia przykładową realizację konstrukcji ramy urządzenia wraz z zamontowanymi układami napędowymi i prowadnicami – widok główny, fig. 5 przedstawia przykładową realizację

konstrukcji ramy urządzenia wraz z zamontowanymi układami napędowymi i prowadnicami – widok od góry, fig. 6 przedstawia przykładową realizację konstrukcji zespołu napędu roboczego (ZNR) – widok główny, fig. 7 przedstawia przykładową realizację konstrukcji zespołu napędu roboczego (ZNR) – widok z góry fig. 8 przedstawia przykładową realizację konstrukcji części talerzowej uchwytu do mocowania płyty dociskowej, fig. 9 przedstawia sposób mocowania zespołu napędu roboczego do pasa zębatego, fig. 10 przedstawia przykładową realizację konstrukcji zespołów koła czynnego napędu ZNR, fig. 11 przedstawia przykładową realizację konstrukcji zespołów koła biernego napędu ZNR, fig. 12 przedstawia sposób mocowania zespołu koła czynnego napędu ZNR, fig. 13 przedstawia przykładową realizację konstrukcji zespołów koła czynnego napędów głowic perforujących, fig. 14 przedstawia przykładową realizację konstrukcji zespołów koła biernego napędów głowic perforujących, fig. 15 przedstawia przykładową realizację konstrukcji uchwytu do mocowania głowicy perforującej do pasa zębatego – widok główny, fig. 16 przedstawia przykładową realizację konstrukcji uchwytu do mocowania głowicy perforującej do pasa zębatego – widok od lewej, fig. 17 przedstawia przykładową realizację konstrukcji napinacza pasa zębatego napędu ZNR, fig. 18 przedstawia przykładową realizację konstrukcji napinacza napędu głowicy perforującej.

Główną ideą urządzenia do perforacji pasów (fig. 1) jest zastosowanie dwóch głowic perforujących 1 oraz jednego zespołu napędu roboczego 2 odpowiedzialnego za generowanie siły perforacji. Obie głowice perforujące osadzone są na wspólnej prowadnicy liniowej 3, w skład której wchodzą dwie szyny 3.1 oraz po cztery wózki 3.2 na każdą z głowic, do których są one przykręcone. Każda z głowic posiada indywidualny napęd, który stanowi przekładnia pasowa NGP1 lub NGP2, w skład której wchodzą: zespół koła czynnego dolny 4, zespół koła biernego dolny 5 oraz pas zębaty otwarty dolny 6. Pas zębaty otwarty dolny 6 przełożony jest przez zespół koła czynnego dolny 4 i zespół koła biernego dolny 5, a jego końce zaciśnięte są w uchwycie 8. Odpowiednie napięcie pasa uzyskuje się stosując napinacz 7. Zespół napędu roboczego osadzony jest na prowadnicy 9 i posiada indywidualny napęd zrealizowany za pomocą przekładni pasowej NZNR, w skład której wchodzi zespół koła czynnego górny 10, zespół koła biernego górny 11 oraz pas zębaty otwarty górny 12. Pas zębaty otwarty górny 12 przełożony jest przez zespół koła czynnego górny 10 i zespół koła biernego górny 11, a jego końce zaciśnięte są pomiędzy zespołem napędu roboczego 2 a płytką dociskową z wyfrezowanym uzębieniem za pomocą śrub. Napięcie pasa zębaty otwartego górnego zrealizowano za pomocą napinacza 13, zapartego o szynę prowadnicy 9. Całość urządzenia została zabudowana w ramie prostopadłościennej 14, do której w dolnej części przymocowano zbiornik na odpady 15. W urządzeniu pas perforowany P

przemieszcza się wzdłuż osi y, podczas gdy głowice 1 i zespół napędu roboczego 2 przemieszczają się wzdłuż osi x, tworząc odpowiedni wzór perforacji.

Urządzenie do perforacji pasów można łatwo przezbroić do konfiguracji wykorzystującej stempel drążony i płytę podkładową (fig. 2). W tym celu płytę dociskową zespołu napędu roboczego 2 (fig. 1) zastępuje się głowicą perforującą ze stemplem drążonym 2a, stosując połączenie śrubowe. Głowice perforujące 1 (fig. 1) są odkręcane od wózków prowadnicy 3, a w ich miejsce montuje się dwa identyczne zespoły stołu roboczego 1a, za pomocą tych samych śrub niepokazanych na rysunku. Reszta elementów konstrukcji pozostaje niezmienna.

Rama urządzenia do perforacji pasów (fig. 3, fig. 4, fig. 5) składa się z ramy dolnej 14.1 i ramy górnej 14.2, pomiędzy którymi dystans ustalają słupy 14.3. W celu zwiększenia sztywności ramy wewnątrz słupów narożnikowych umieszczono szpilkę gwintowaną 14.4 przechodzącą przez ramę dolną 14.1 i górną 14.2, zablokowaną na obu końcach zestawem nakrętka-podkładka sprężysta-podkładka płaska 14.5. Całość zbudowana jest z profili aluminiowych z rowkami montażowymi i połączona jest za pomocą kątowników mocowanych śrubami do nakrętek wpustowych umieszczonych wewnątrz rowków profili. W celu zwiększenia sztywności górnej ramy pomiędzy słupami wewnętrznymi umieszczono dodatkową belkę 14.6. Profil ten został spięty z ramą górną 14.2 oraz prowadnicą 9 za pomocą śrub 14.7. Aby urządzenie mogło stać samodzielnie możliwe jest zamontowanie nóg 14.8 za pomocą mocowań 14.9. Możliwe jest również umieszczenie ramy prostopadłościennej na całościowej ramie linii produkcyjnej w celu zapewnienia odpowiedniego prowadzenia pasa perforowanego P. W dolnej ramie zabudowano układy napędowe głowic perforujących NGP1 i NP2, w postaci zespołów koła czynnego dolnego 4 i biernego dolnego 5, jak również prowadnicę głowic 3.1. Do górnej ramy przykręcony został układ napędowy zespołu napędu roboczego NZNR, w postaci zespołu koła czynnego górnego 10 i zespołu koła biernego górnego 11 oraz prowadnicy 9. W dolnej ramie pomiędzy wewnętrznymi belkami umieszczono mocowanie zbiornika na odpady 14.10.

Zespół napędu roboczego (fig. 6, fig. 7) ma za zadanie wygenerowanie i ukierunkowanie siły niezbędnej do perforacji pasa. Aby uzyskać odpowiednią wartość siły zastosowano cztery siłowniki pneumatyczne 2.4 pracujące równolegle. Siłowniki pneumatyczne 2.4 są umieszczone wewnątrz uchwytu giętego 2.1, który przemieszcza się wzdłuż osi poprzecznej po szynie za pomocą dwóch wózków 2.5 przykręconych do dolnych powierzchni górnej części uchwytu giętego 2.1 po obu stronach siłowników pneumatycznych 2.4. W celu zapewnienia odpowiedniego rozmieszczenia siłowników pneumatycznych 2.4 w uchwycie, ich kołnierze są pasowane w otworach dolnej części uchwytu 2.1, a następnie przykręcane za pomocą śrub i nakrętek. Mechaniczną synchronizację tłoczysk 2.4.1 siłowników pneumatycznych 2.4 zrealizowano łącząc

je sztywną płytą dociskową 2.2. Aby zwiększyć sztywność uchwytu w jego środku wspawane jest żebro 2.7. Połączenie tłoczysk 2.4.1 siłowników pneumatycznych 2.4 zrealizowano poprzez specjalne uchwyty talerzowe 2.3. Ich trzpienie 2.3.2 są wkręcane w tłoczyska 2.4.1 siłowników pneumatycznych 2.4, podczas gdy ich część talerzowa 2.3.1 jest przykręcana do płyty dociskowej 2.2. Aby otwory w uchwycie giętym 2.1 pasowały do otworów w płycie dociskowej 2.2, w części talerzowej uchwytu 2.3.1 wykonano otwory fasolkowe w ilości oraz rozmieszczeniu zapewniającym pełną regulację kąta wkręcenia (fig. 8), natomiast w płycie dociskowej wykonano otwory gwintowane rozmieszczone w niezbędnej ilości w każdym z narożników. Dzięki temu niezależnie od tego w jakiej pozycji zatrzyma się talerz po pełnym wkręceniu uchwytu talerzowego 2.3 w tłoczysko 2.4.1 siłownika pneumatycznego 2.4 zawsze otwory będą umożliwiały pewne skręcenie elementów.

Od góry uchwyt siłowników jest połączony z pasem zębatym go napędzającym za pomocą zestawu mocującego 2.6, a z drugiej strony z prowadnikiem kablowym nieprzedstawionym na rysunku, w którym prowadzone się przewody pneumatyczne i elektryczne. Zestaw mocujący 2.6 (fig. 9) składa się z płaskiej płyty podstawowej 2.6.2, zapewniającej odpowiednią wysokość oraz odpowiednie odsunięcie od uchwytu, zgodnie z położeniem kół pasowych 10.2 i 11.2 (fig. 10 i 11), dwóch płytek zębatych 2.6.3 o odpowiednim profilu zapewniających połączenie kształtowe pasa z uchwytem oraz płaskiej płyty dociskowej 2.6.1, która zapewnia odpowiedni nacisk na pas. Końce pasa zębatego otwartego górnego 12 umieszcza się w obu płytkach zębatych 2.6.3, po uprzednim przewinięciu go przez koła pasowe 10.2 i 11.2 (fig. 10 i 11), a następnie skręca się płytki zębate 2.6.3 z uchwytem giętym 2.1.

Konstrukcja zespołów koła czynnego górnego 10 i koła biernego górnego 11 dla napędów głowicy perforujących NGP1 i NGP2 oraz zespołu napędu roboczego NZNR jest bardzo zbliżona. W przypadku napędu zespołu napędu roboczego NZNR (fig. 10, fig 11, fig. 12) koło pasowe czynne 10.2 lub koło pasowe bierne 11.2 umieszczone są na końcu wału 10.1 lub osi 11.1 i znajdują się poza obrysem ramy 14 modułu perforacji. W zespole koła czynnego 10 silnik 10.5 zamocowany do uchwytu 10.6, napędza wał 10.1 ułożyskowany na dwóch podporach łożyskowych 10.3 poprzez sprzęgło kłowe 10.4 z wkładką poliuretanową. Silnik 10.5 jest pozycjonowany w uchwycie silnika górny 10.6 w kształcie kątownika na kołnierzu o pasowanej średnicy i przykręcony do niego czterema śrubami. Sam uchwyt silnika górny 10.6 przymocowany jest do ramy 14 modułu za pomocą połączenia gwintowego. Obie podpory łożyskowe 10.3 są przykręcone do ramy, z tym że podpora bliżej koła pasowego jest zamocowana bezpośrednio do profilu, podczas gdy do montażu drugiej podpory niezbędna jest dodatkowa płytka montażowa 10.7. Aby zapewnić odpowiednią wysokość podpór wykorzystano klocki dystansowe (10.8 i 10.9)

wykonane z pręta prostokątnego. W celu ułatwienia montażu zespołu koła czynnego górny 10 i zespołu koła biernego górny 11 zastosowano podpory samonastawne z łożyskami kulkowymi. Koło pasowe 10.2 osadzone jest na czopie końcowym za pomocą połączenia wpustowego 10.10, a jego przesunięcie osiowe jest zablokowane przy użyciu pierścienia osadczego 10.11. Zespół koła biernego górny 11 składa się jedynie z osi 11.1 ułożyskowanej na dwóch podporach łożyskowych 11.3 oraz koła pasowego 11.2 montowanego na czopie końcowym za pomocą połączenia wpustowego 11.. Konstrukcja osi jest tak naprawdę częścią wału skróconą o czop, na którym osadzane jest sprzęgło.

W przypadku napędu głowic perforujących NGP1 lub NGP2 (fig. 13, fig. 14) budowa poszczególnych zespołów jest analogiczna do tej przedstawionej dla napędu zespołu napędu roboczego NZNR. Istotną różnicą pomiędzy nimi jest to, że koła pasowe 4.2 i 5.2, montowane odpowiednio na wale 4.1 lub osi 5.1, znajdują się tu pomiędzy dwoma podporami 4.3 i 5.3, które są montowane bezpośrednio na profilach dolnej części ramy 14.1 modułu perforacji. Dzięki takiemu rozwiązaniu pas wraz z uchwytem głowicy przemieszcza się w kanale utworzonym z profili ramy 14, co zabezpiecza przed ryzykiem umieszczenia np. ręki przez pracownika i zwiększa zwartość konstrukcji. Układ przeniesienia napędu składa się z silnika 4.5, osadzonego w uchwycie 4.6 przymocowanym do ramy dolnej 14.1 oraz sprzęgła kłowego z wkładką poliuretanową 4.4.

Uchwyt głowicy perforującej (fig. 15, fig. 16) składa się z dwóch płaskich płytek 8.1 odseparowanych od siebie za pomocą czterech dystansów 8.2 w postaci prętów prostokątnych z dwoma otworami gwintowanymi z każdej strony. Od spodu montowane są dwie płytki zębate 8.4, pomiędzy którymi umieszcza się końce pasa zębatego otwartego dolnego 6 zapewniając połączenie kształtowe. Całość jest skręcana za pomocą 16 śrub 8.5 – po 8 od dołu i od góry. Do górnej powierzchni płytki uchwytu przykręcony jest kątownik 8.3, który następnie jest połączony z boczną powierzchnią dolnej płyty głowicy za pomocą dwóch śrub niewidocznych na rysunku.

W urządzeniu do perforacji pasów napinanie pasa zrealizowano za pomocą przesuwania osi koła biernego. Napinacz górnego pasa (fig. 17) ma kształt płytki 13.1 z przyspawanym płaskownikiem 13.2 z dwoma otworami gwintowanymi z gwintem drobnozwojnym. Położenie otworów dobrano tak, aby po wkręceniu śrub napinacza górnego 13.3 z łbem sześciokątnym generowały one nacisk na powierzchnie boczną podpór łożyskowych 11.3. Napinacz górnego pasa jest przykręcony do profilu 14.2 ramy 14 i oparty z lewej strony o szynę prowadzącą 9. W ten sposób po poluzowaniu śrub montażowych podpory można regulować jej położenie, a tym samym napięcie pasa zębatego otwartego górnego 12 poprzez dokręcanie śrub napinacza 13.3, a po uzyskaniu odpowiedniego naciągu pasa zębatego otwartego górnego 12 dokręcić śruby 10.12

i 10.13. Dolny napinacz (fig. 18) został podzielony na osobne elementy. Każdy z napinaczy wewnętrzny 7.1 i zewnętrzny 7.2 składa się z płytki do której po obu stronach przyspawany jest płaskownik z otworem z gwintem drobnozwojnym 7.3 w który wkręcona jest śruba napinacza dolnego 7.4 z łbem sześciokątnym, umieszczonym tak aby napierała ona na boczną ściankę podpory łożyskowej 4.3 lub 5.3. Napinacz wewnętrzny 7.1 i napinacz zewnętrzny 7.2 jest przykręcony do profilu ramy 14. W ten sposób napinacz 7.1 lub 7.2 pełni rolę rozpórki pomiędzy podporami 4.3 i 5.3, a za pomocą śrub 7.4 można regulować położenie osi koła biernego 5.2, a tym samym napinać pas 6 (fig. 16). Napinacz wewnętrzny 7.1 i zewnętrzny 7.2 różnią się nieznacznie rozstawem otworów montażowych ze względu na obecność innych elementów montowanych do tych samych profili. Konstrukcja napinaczy dolnych 7 i górnych 13 (fig. 1, fig. 2) zapewnia pewność utrzymania stałego napięcia pasa i znacznie upraszcza montaż liniowych napędów pasowych.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski

z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Zastrzeżenie patentowe

1. Urządzenie do perforacji pasów transportujących stanowiące samodzielny moduł systemu mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego, znamienne tym, że składa się z dwóch zamiennych zespołów – lustrzanych głowic perforujących (1) lub identycznych zespołów stołu roboczego (1a) z płytą podkładową – prowadzonych na wspólnej prowadnicy liniowej (3) oraz zespołu napędu roboczego (2) płytą dociskową (2.2) zamienną na głowicę perforującą (2a) ze stemplem drążonym, z tym że zespół napędu roboczego (2) jest prowadzony na osobnej prowadnicy liniowej (9), przy czym każda z głowic (1) oraz zespół napędu roboczego (2) posiadają indywidualne napędy (NGP1), (NGP2), (NZNR) realizujące przemieszczenie wzdłuż prowadnic liniowch (3), (9), z tą różnicą, że głowice (1) posiadają zakres roboczy równy połowie szerokości perforowanego pasa (P), przy czym całość osadzona jest na prostopadłościennej ramie (14) składającej się z profili aluminiowych połączonych kątownikami.
2. Urządzenie do perforacji pasów transportujących według zastrz. 1 znamienne tym, że zespół napędu roboczego (2) składa się z czterech siłowników pneumatycznych (2.4) osadzonych wewnątrz uchwytu giętego (2.1), których tłoczyska (2.4.1) połączone są sztywną płytą dociskową (2.2) w celu ich mechanicznej synchronizacji za pomocą trzpieni talerzowych (2.3), w których część talerzowa (2.3.1) posiada otwory fasolkowe w ilości i rozmieszczeniu zapewniającym pełną regulację kąta wkręcenia, a przeciwległy koniec (2.3.2) jest gwintowany i wkręcany w tłoczysko (2.4.1) siłownika pneumatycznego (2.4), przy czym uchwyt gięty (2.1) jest przymocowany do wózków (2.5) poruszających się po szynach prowadnicy (9) przymocowanych do górnej części ramy (14.2) po obu stronach uchwytu giętego (2.1), z tym że siłowniki pneumatyczne (2.4) rozmieszczono w uchwycie w szyku kwadratowym, tak aby wypadkowa siła działała w osi na środku płyty (2.2), zapewniając korzystny rozkład naprężeń, przy czym aby zwiększyć sztywność uchwytu giętego (2.1) w jego środku wspawane jest żebro (2.7).
3. Urządzenie do perforacji pasów transportujących według zastrz. 1 lub 2 znamienny tym, że napęd głowic perforujących (1) zrealizowany jest za pomocą przekładni pasowej (NGP1) lub (NGP2) z pasem zębatym otwartym dolnym (6). Zespół koła czynnego napędu głowicy (4) napędzany jest silnikiem (4.5) przymocowanym do uchwytu kątowego (4.6), który przymocowany jest do dolnej części ramy (14.1), przy czym koło pasowe zębate czynne (4.2) osadzono na wale (4.1), który jest podparty na dwóch podporach łożyskowych (4.3) po obu stronach koła pasowego zębatego (4.2), przymocowanych do dolnej części ramy (14.1), z tym

że moment obrotowy z silnika (4.5) jest przekazywany na wał (4.1) za pomocą sprzęgła (4.4), przy czym zespół koła biernego napędu głowicy (5) mocowany jest do dolnej części ramy (14.1) po przeciwległej stronie za pomocą dwóch podpór łożyskowych (5.3), podpierających wał (5.1) z kołem pasowym zębatym biernym (5.2), znajdującym się pomiędzy nimi, z tym że rozstaw zespołów koła czynnego (4) i biernego (5) napędu głowicy jest regulowany, w celu możliwości zmiany zakresu ruchu danej głowicy (1), przy czym pas zębaty otwarty dolny (6) przekładany jest przez koła pasowe zębate czynne (4.2) oraz bierne (5.2) i łączony za pomocą uchwytu głowicy perforującej (8) składającego się z dwóch płyt (8.1), elementów dystansowych (8.2), kątownika mocującego (8.3) i płytek zębatych (8.4), gdzie uchwyt (8) mocowany jest za pomocą kątownika (8.3) do bocznej powierzchni głowicy (1), przy czym pas zębaty jest napinany za pomocą dwóch napinaczy dolnych (7), składających się z płytki rozporowej (7.1) przymocowanej do dolnej części ramy (14.1) oraz dwóch śrub drobnozwojnych regulacyjnych (7.2) naciskających na podpory łożyskowe (4.3) i (5.3), znajdujące się po przeciwległych stronach.

4. Urządzenie do perforacji pasów transportujących według zastrz. 1, 2 lub 3 znamienne tym, że napęd liniowy zespołu napędu roboczego (2) zrealizowany jest również za pomocą przekładni pasowej z pasem zębatym (12), przy czym zespół koła czynnego (10) napędu zespołu napędu roboczego (2) jest silnikiem (10.5) przymocowanym do uchwytu kątowego (10.6), który przymocowany jest do górnej części ramy (14.2), gdzie koło pasowe zębate czynne (10.2) osadzono na wale (10.1), który jest podparty na dwóch podporach łożyskowych (10.3) po jednej stronie koła, przymocowanych do górnej części ramy (14.2), z tym że moment obrotowy z silnika (10.5) jest przekazywany na wał za pomocą sprzęgła (10.4), przy czym zespół koła biernego (11) napędu zespołu napędu roboczego (2) jest do górnej części ramy (14.2) po przeciwległej stronie za pomocą dwóch podpór łożyskowych (11.3), podpierających wał z kołem pasowym zębatym biernym (11.2), znajdującym się za podporami (11.3) poza obrysem ramy urządzenia (14), z tym że pas zębaty otwarty górny (12) przekładany jest przez koło pasowe zębate czynne (10.2) oraz koło pasowe zębate bierne (11.2) i łączony za pomocą płytki zębatej (2.6) z uchwytem giętym (2.1) zespołu napędu roboczego (2), gdzie pas zębaty górny (12) jest napinany za pomocą napinacza górnego (13), składającego się z płytki rozporowej (13.1) przymocowanej do górnej części ramy (14.2) i opartego o boczną powierzchnię szyny prowadzącej (9) do której przyspawano płaskownik (13.2) oraz dwóch śrub drobnozwojnych regulacyjnych naciskających (13.3) na podpory łożyskowe (11.3), znajdujące się po stronie zespołu koła biernego (11).

5. Urządzenie do perforacji pasów transportujących według zastrz. 1, 2, 3 lub 4 znamienne tym, że rama (14) składa się z części dolnej (14.1) oraz górnej (14.2) odseparowanych od siebie słupami (14.3), z tym że w celu zwiększenia sztywności ramy (14) wewnątrz słupów umieszczono szpilki gwintowane (14.4) zablokowane na obu końcach nakrętkami i podkładkami sprężystymi (14.5), przy czym pod belką górnej części ramy (14.2), umieszczono pod nimi dodatkową belkę (14.6) i spięto oba profile razem z szyną prowadnicy liniowej (9) za pomocą śrub (14.7), podkładek i nakrętek, przy czym do dolnej części ramy można przymocować nogi (14.8) za pomocą płaskowników i kątowników mocujących (14.9), aby urządzenie mogło pełnić samodzielnie założoną funkcję, z tą różnicą że można również osadzić ramę (14) na całościowej ramie linii produkcyjnej za pomocą szpilek (14.4) znajdujących się w słupach (14.3) na narożnikach ramy, co ułatwia wzajemne pozycjonowanie modułów, przy czym w dolnej części ramy (14.1) znajdują się mocowania (14.10) do zbiornika na odpady (15).

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski
z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Skrót opisu

Urządzenie do perforacji pasów transportujących stanowiące samodzielny moduł systemu mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego, znamienne tym, że składa się z dwóch zamiennych zespołów – lustrzanych głowic perforujących (1) lub identycznych zespołów stołu roboczego (1a) z płytą podkładową – prowadzonych na wspólnej prowadnicy liniowej (3) oraz zespołu napędu roboczego (2) płytą dociskową (2.2) zamienną na głowicę perforującą (2a) ze stemplem drążonym, z tym że zespół napędu roboczego (2) jest prowadzony na osobnej prowadnicy liniowej (9), przy czym każda z głowic (1) oraz zespół napędu roboczego (2) posiadają indywidualne napędy realizujące przemieszczenie wzdłuż prowadnic liniowch (3), (9) w postaci przekładni pasowych z zespołami koła czynnego (4), (10) oraz biernego (5), (11) oraz pasami zębatymi (6), (12) napinanymi napinaczami (7), (13) z tą różnicą, że głowice (1) są połączone z pasami zębatymi (6) za pomocą uchwytów (8) i posiadają zakres roboczy równy połowie szerokości perforowanego pasa, przy czym całość osadzona jest na prostopadłościennej ramie (14) składającej się z profili aluminiowych połączonych kątownikami, do której przymocowano pojemnik na odpady (15).

Fig.1

5 zastrzeżeń

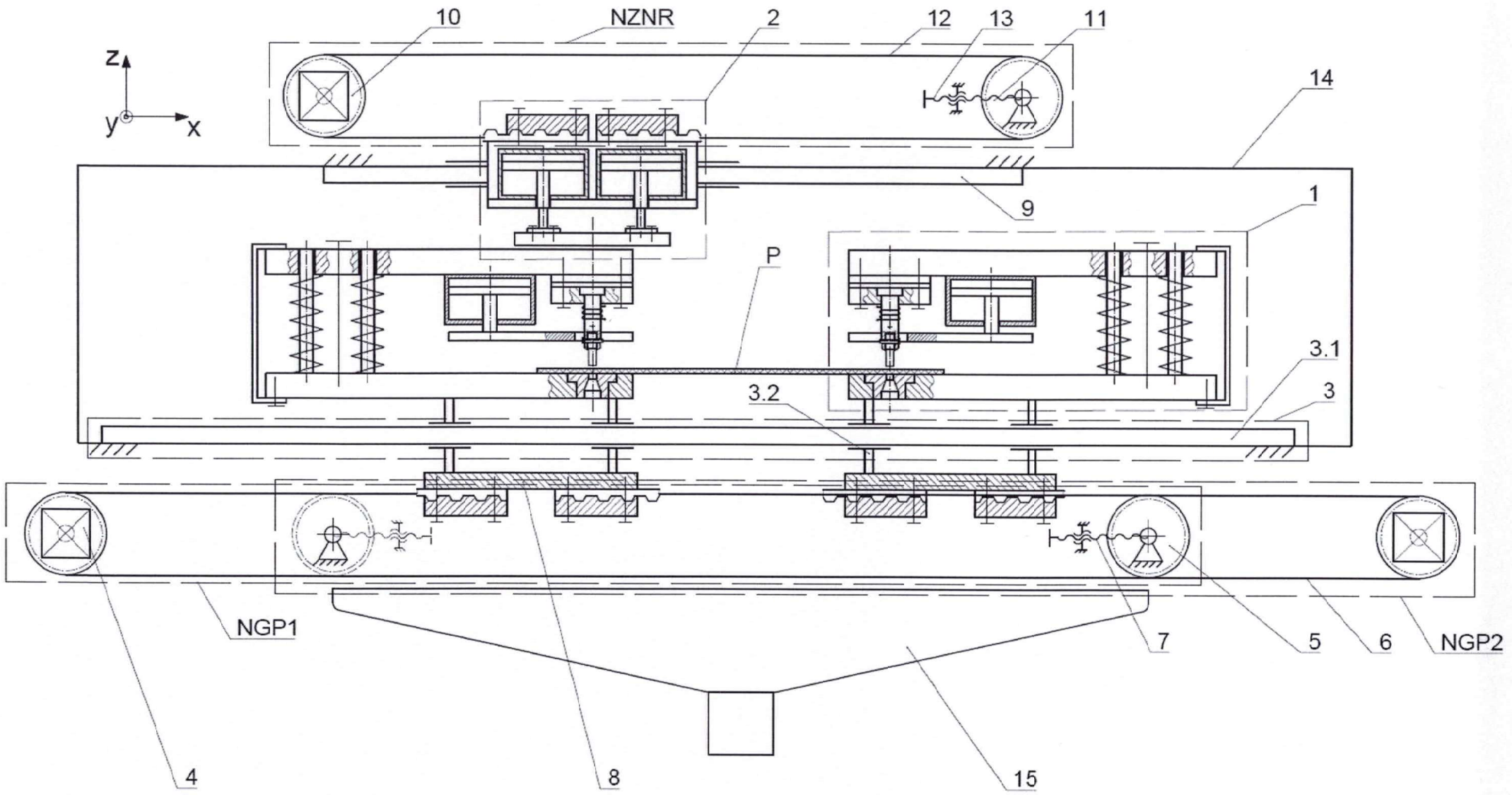


Fig. 1.

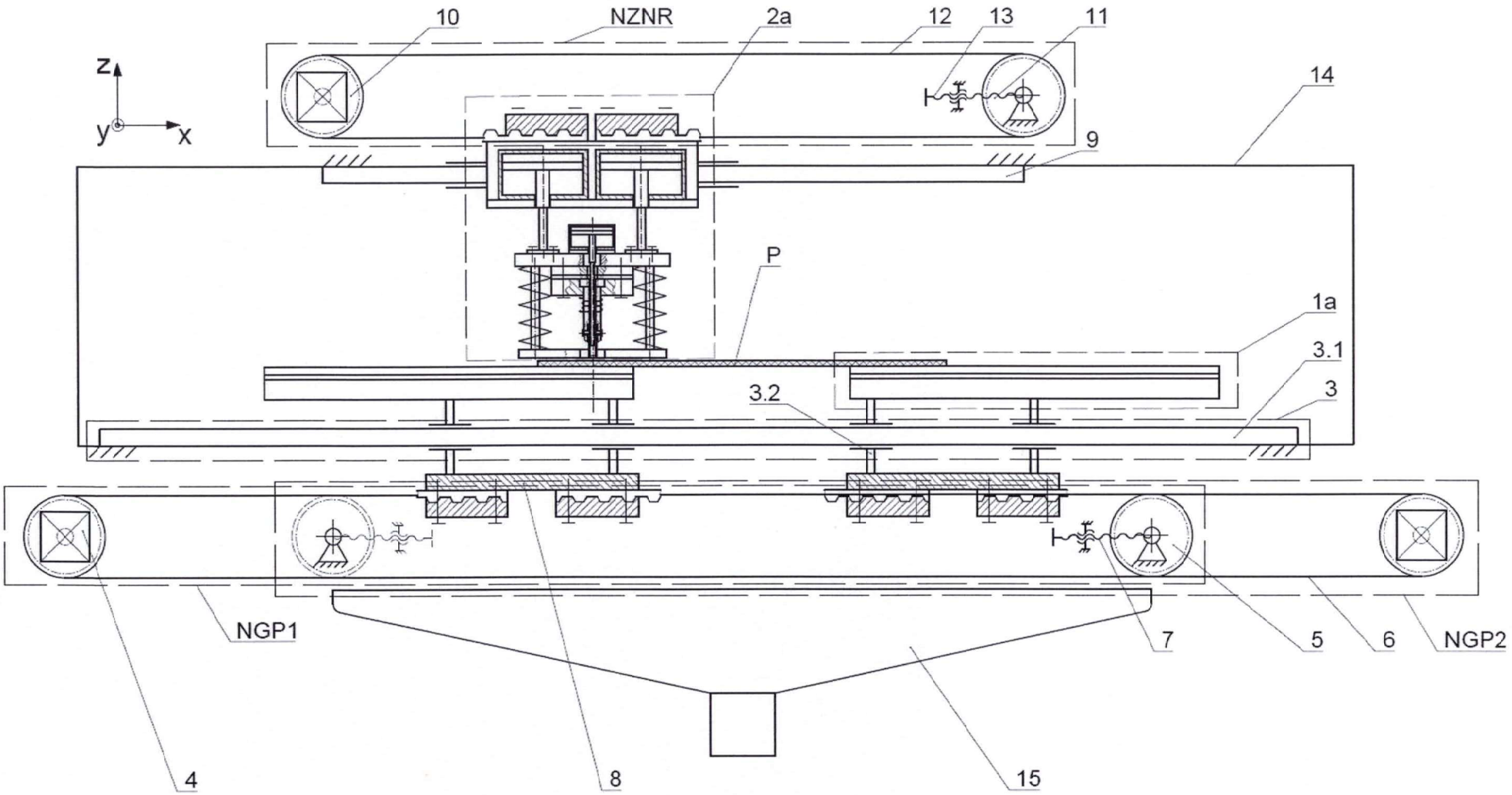


Fig. 2

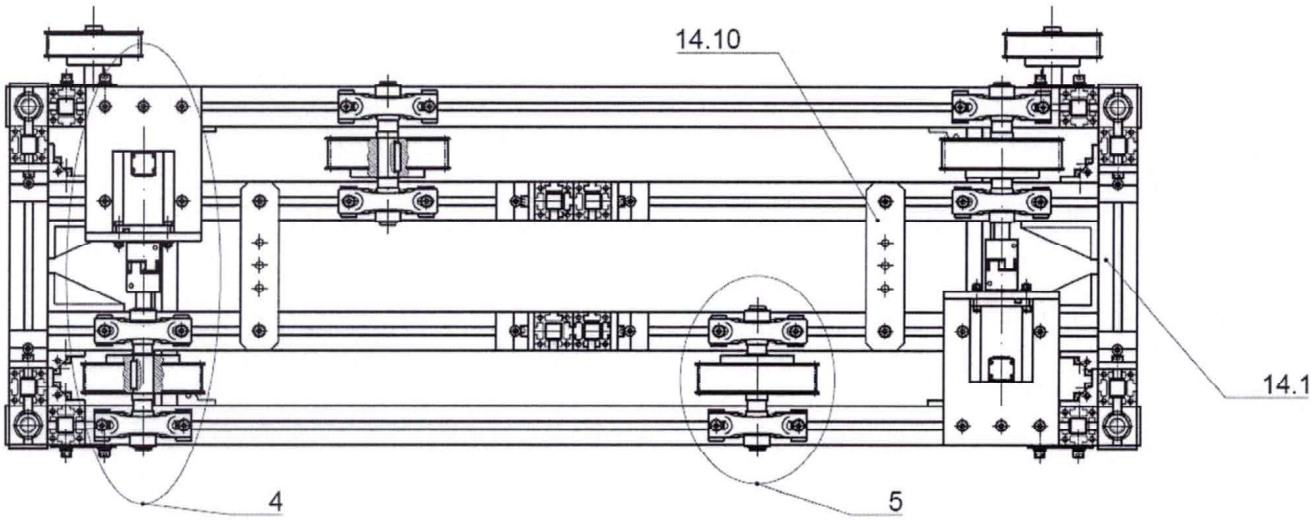


Fig. 3

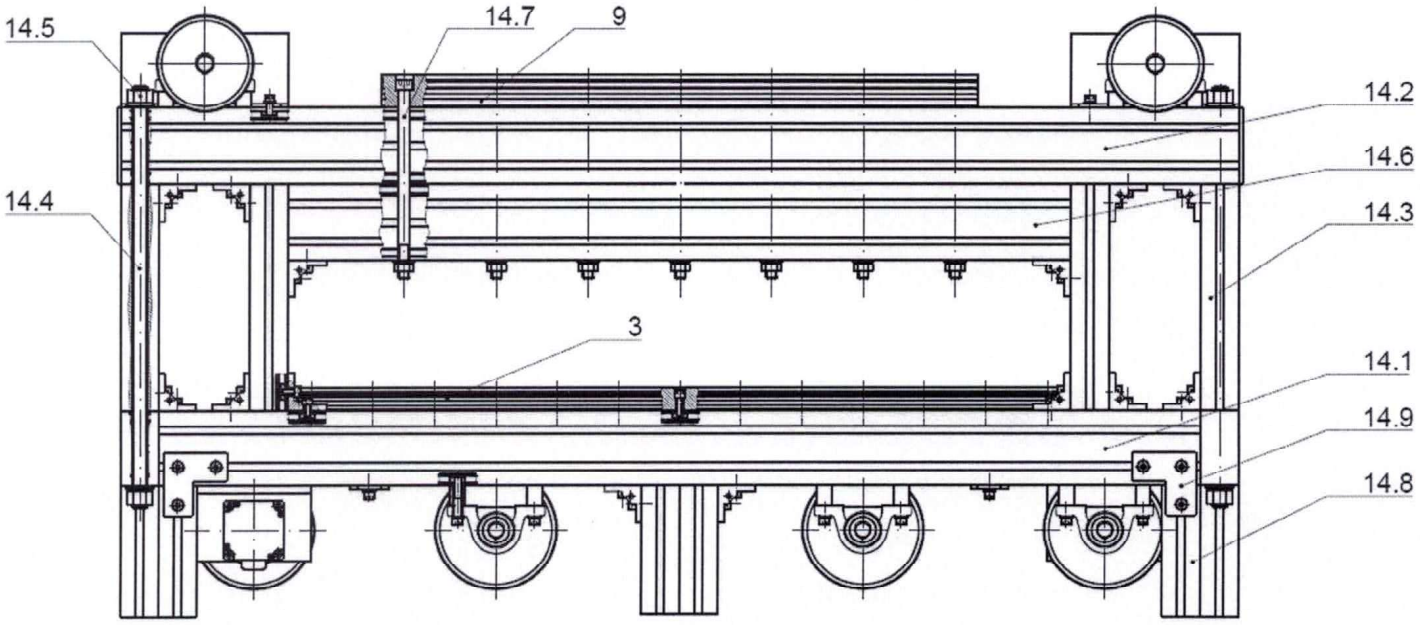


Fig. 4

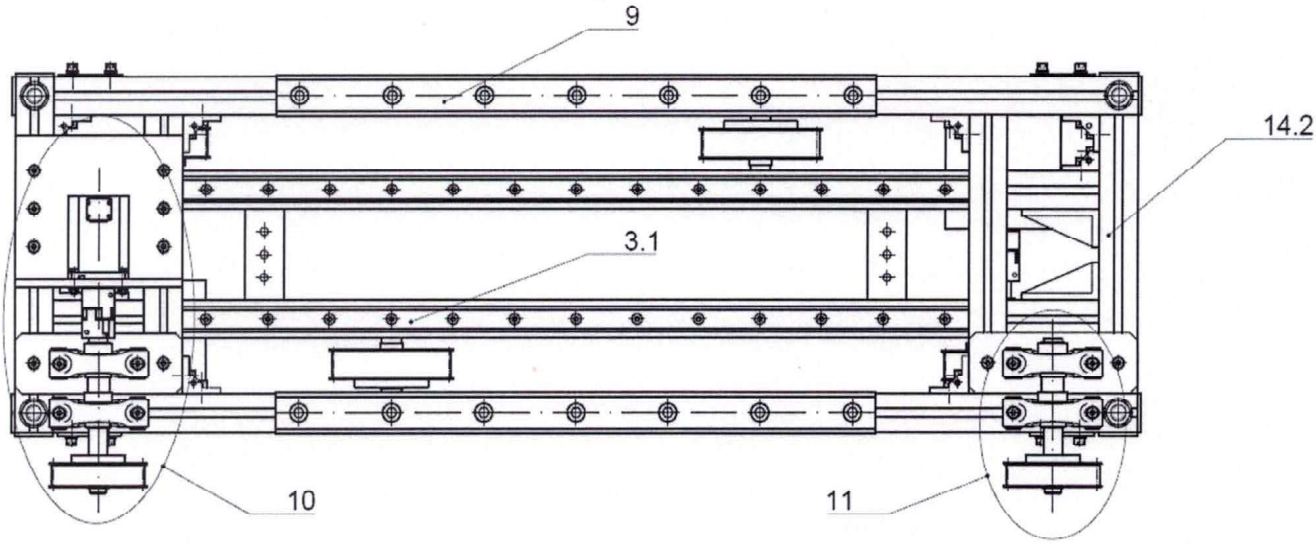


Fig. 5

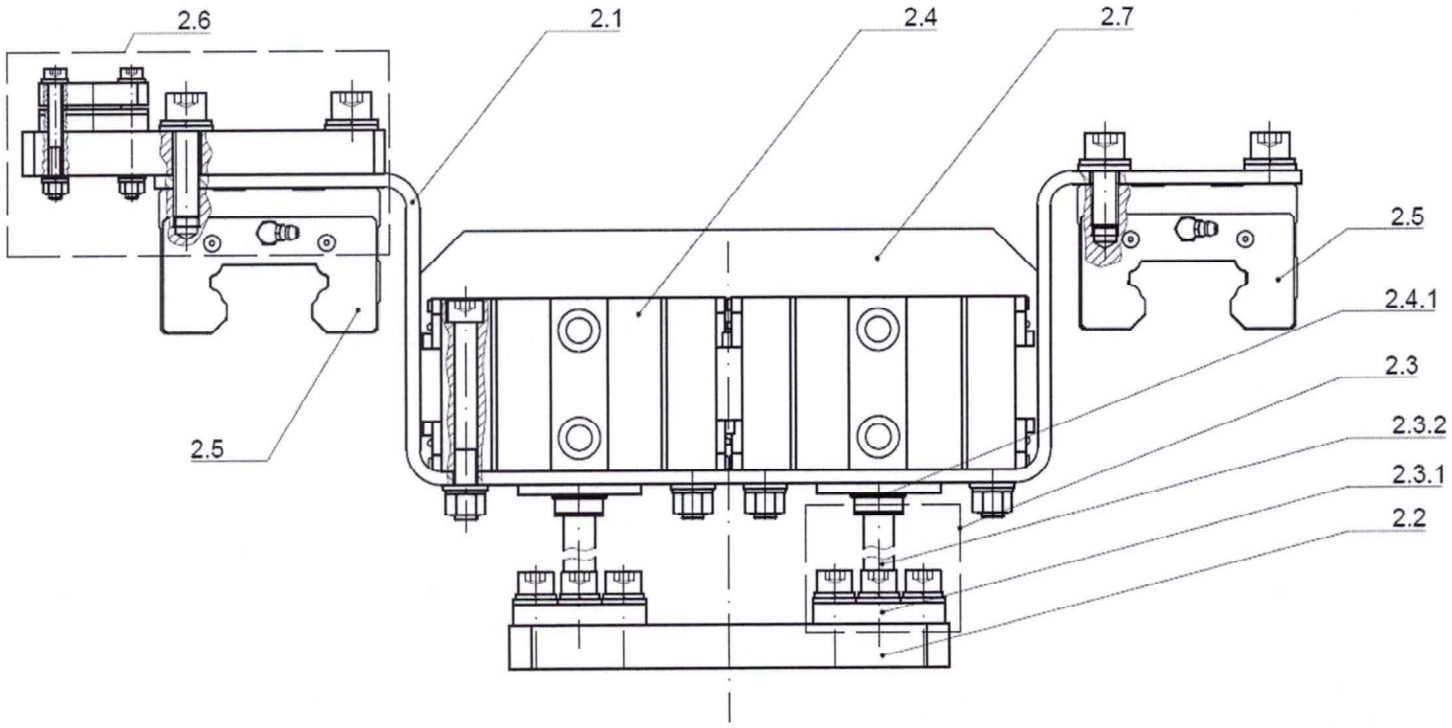


Fig. 6

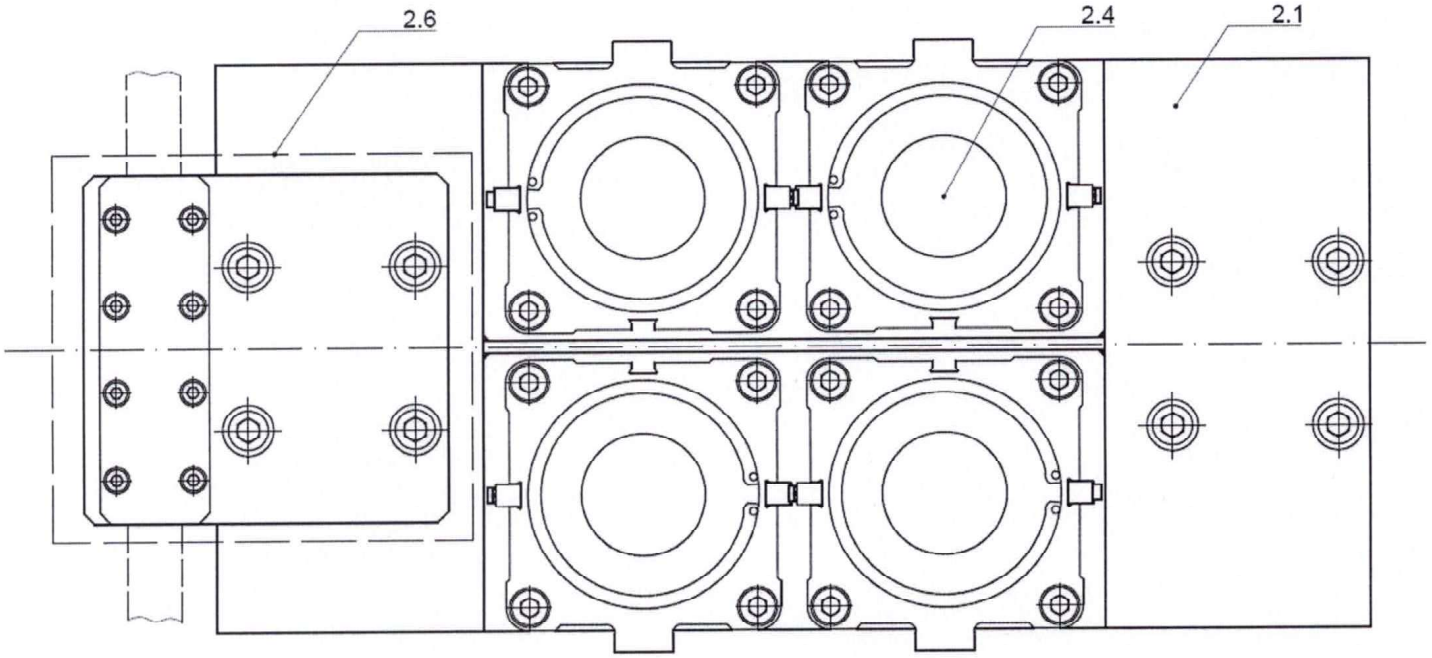


Fig. 7

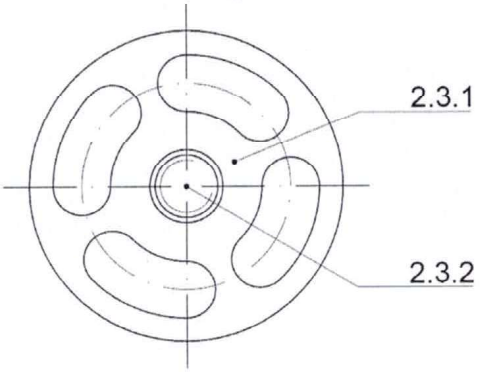


Fig. 8

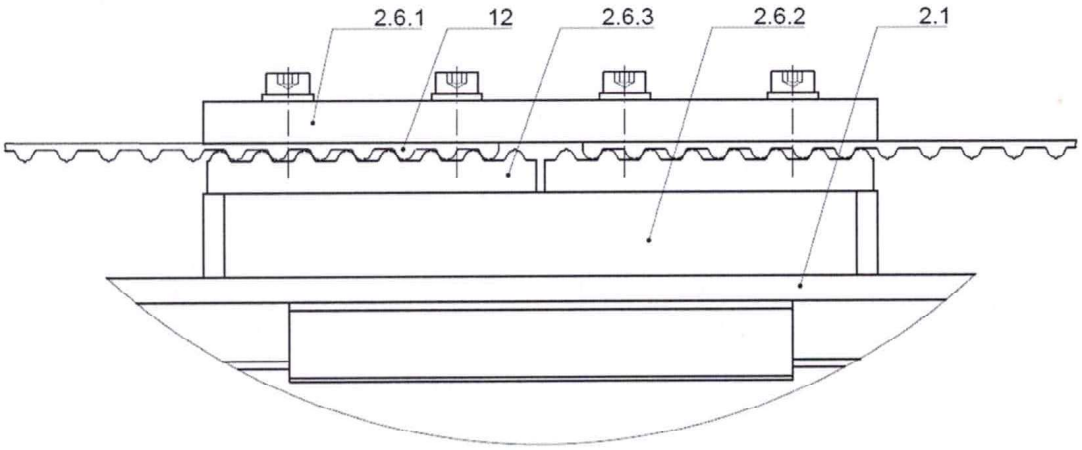


Fig. 9

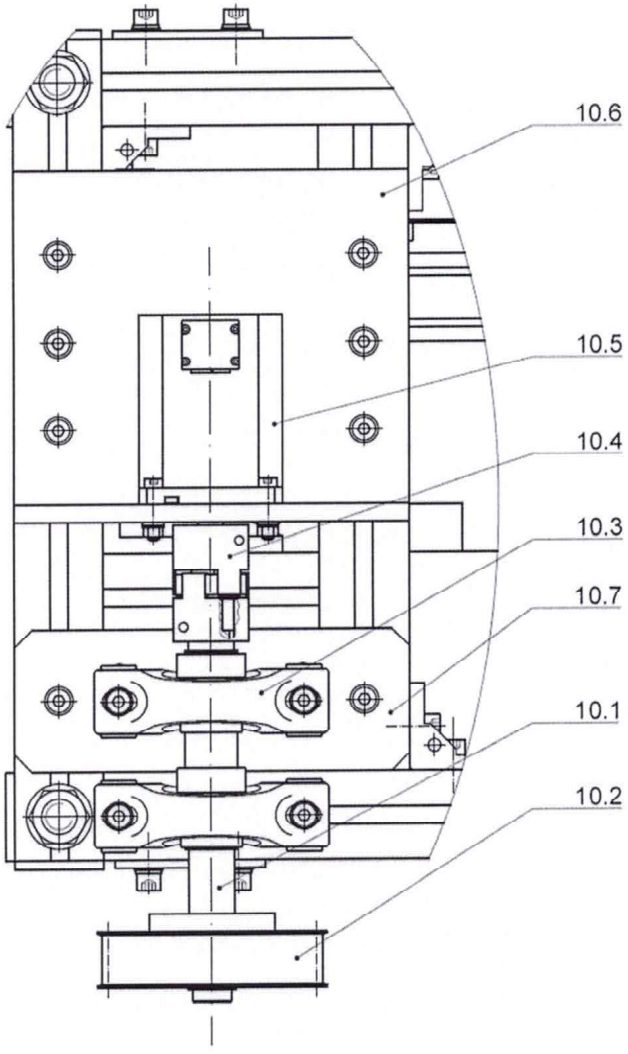


Fig. 10

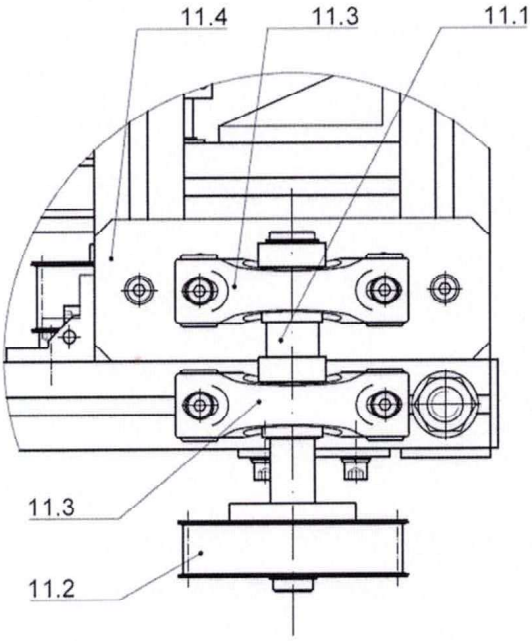


Fig. 11

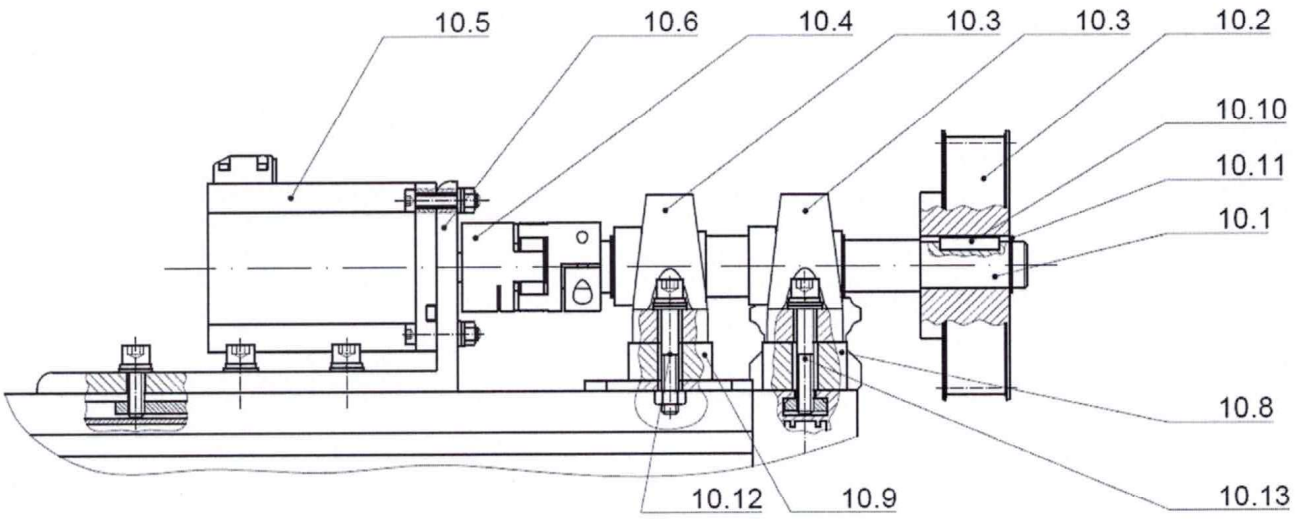


Fig. 12

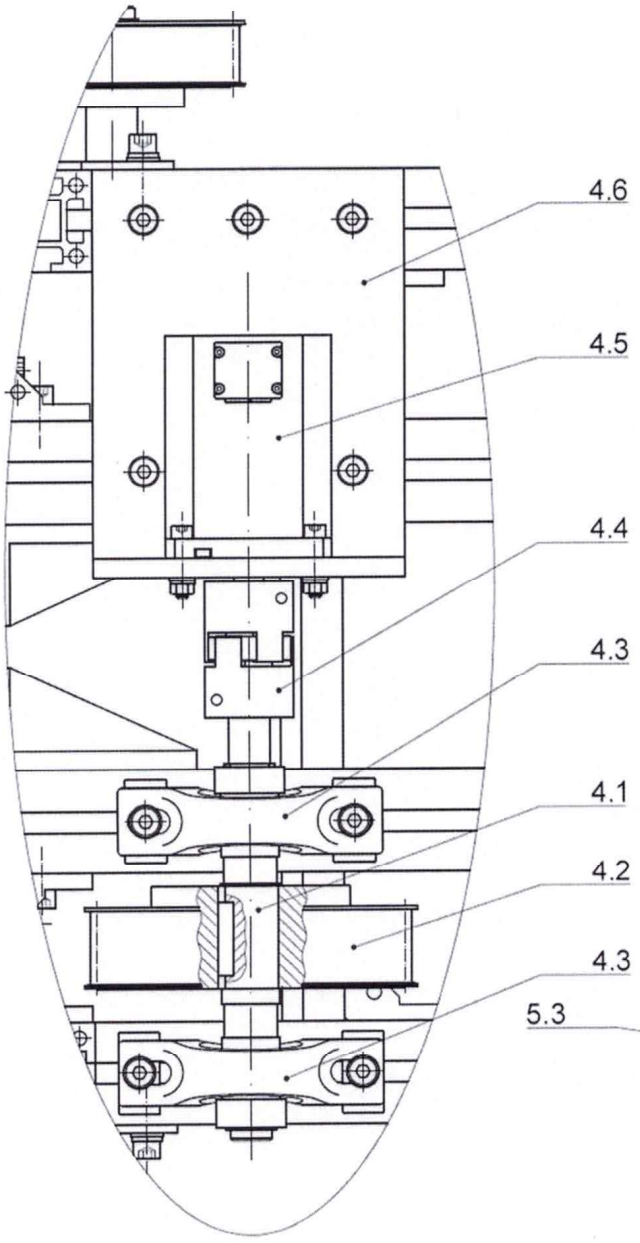


Fig. 13

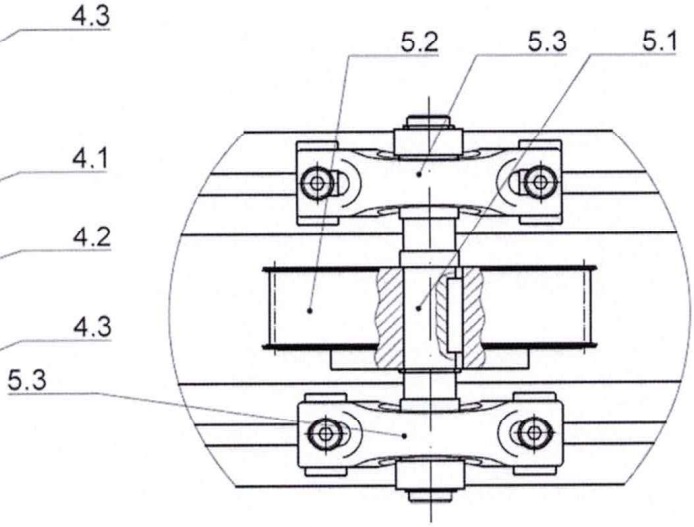


Fig. 14

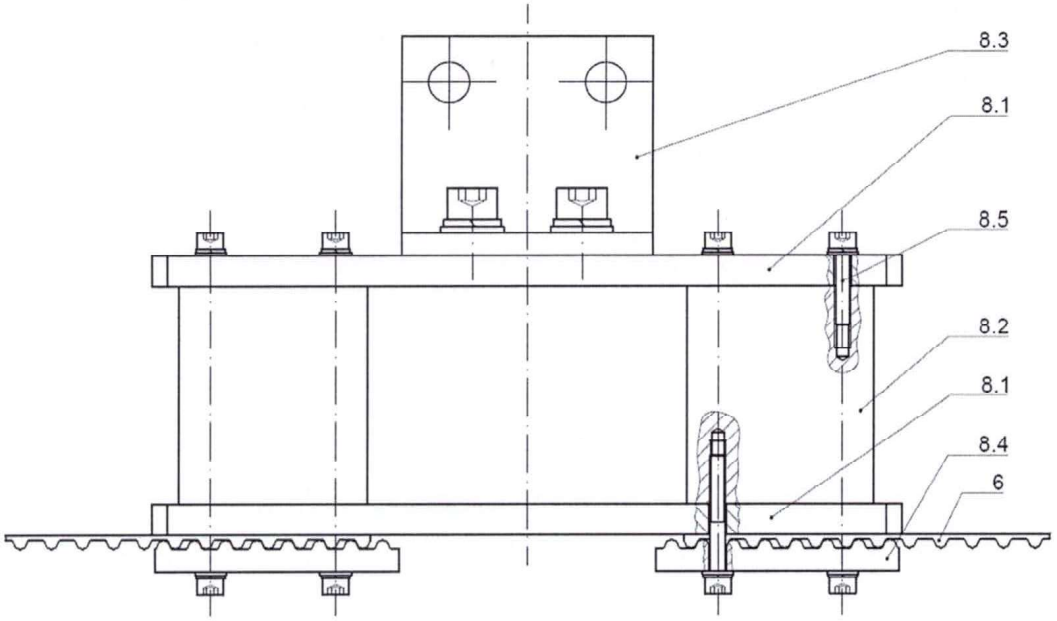


Fig. 15

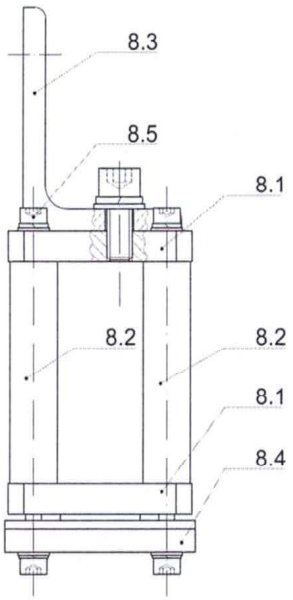


Fig. 16

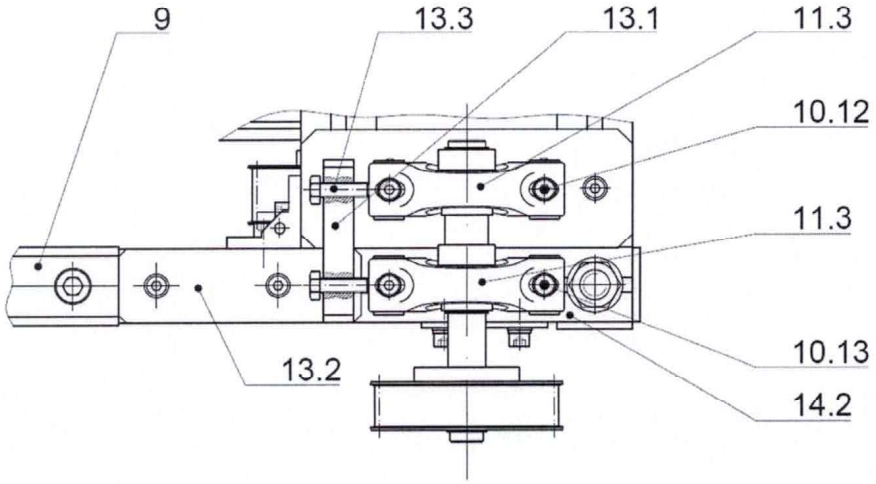


Fig. 17

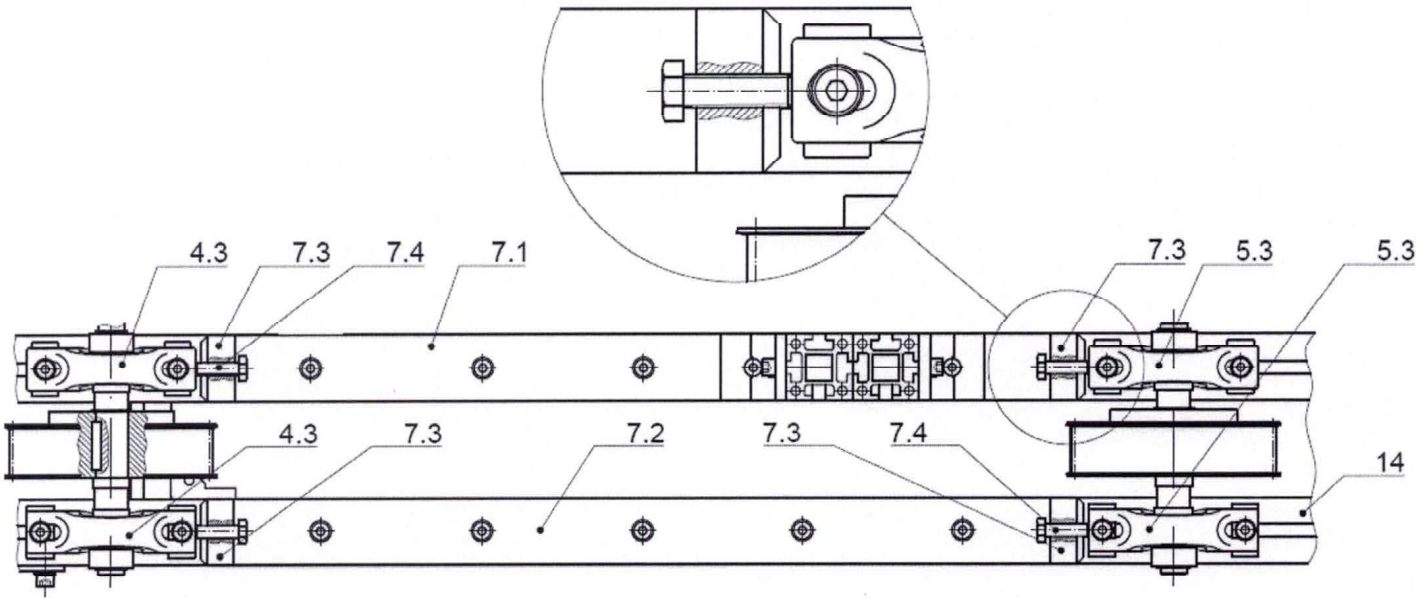


Fig. 18

niepodległa | POLSKA STULECIE ODZYSKANIA NIEPODLEGŁOŚCI

URZĄD PATENTOWY RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ 100 lat

Kancelaria Ogólna

Dział Informacji Patentowej

wpłynęło dn. 03-12-2019

R2P-152-60/19 PAT 2173

Warszawa, 22.11.2019 r.

Nasz znak: BA-III.P.431888.2.iskow

Wasz znak: R2P-152-60/19-PAT 2173

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2019-11-22 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.431888**

[WIPO ST 10/C PL431888]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**
WILHELM HERM MULLER POLSKA SPÓŁKA Z OGRANICZONĄ ODPOWIEDZIALNOŚCIĄ, Bydgoszcz, POLSKA

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.431888.

Klauzula informacyjna

Nr .....
Data zgł. .....

URZĄD PATENTOWY RP
Departament Zgłoszeń
Al. Niepodległości 188
00-950 WARSZAWA

R_2P-152-60/19-PAT 2173

PODANIE
o udzielenie patentu na wynalazek

ZGŁASZAJĄCY:

Politechnika Poznańska
pl. Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań
REGON: 000001608 NIP: 777-00-03-699

Wilhelm Herm Muller Polska Sp z o.o.
ul. Solna 20, 85-862 Bydgoszcz
REGON: 091569752 NIP:9532183891

TYTUŁ WYNALZAKU:

„Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą"

TWÓRCY WYNALAZKU:

1. **Krzysztof TALAŚKA, zam. 61-064 Poznań, ul. Folwarczna 28/26,**
2. **Dominik WOJTKOWIAK, zam. 62-023 Kamionki, ul. Szafirowa 16,**
3. **Dominik WILCZYŃSKI, zam. 62-095 Murowana Goślina, ul. Tęczowa 3,**
4. **Jan GÓRECKI, zam. 61-723 Poznań, ul. Nowowiejskiego 22/25,**
5. **Ireneusz MALUJDA, zam. 62-030 Luboń, ul. Kalinowa 19,**
6. **Grzegorz DOMEK, zam. 85-432 Bydgoszcz, ul. Borsucza 31.**

PODSTAWA PRAWNA DO UZYSKANIA PATENTU:
Art. 11 ust. 3 (pracownicy zgłaszających) ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. – „Prawo własności przemysłowej" (Dz.U. 2017 r. poz. 776)

ZGŁOSZENIE ZAWIERA:

1/ opis wynalazku w jednym egzemplarzu 7 arkuszy każdy;
2/ zastrzeżenia w jednym egzemplarzu po 2 arkusze każdy;
3/ skrót opisu w jednym egzemplarzu po 1arkuszu każdy;
4/ rysunki w jednym egzemplarzu po 4 arkuszu każdy.

UWAGI: Opłata za zgłoszenie wynalazku zostanie wniesiona po otrzymaniu potwierdzenia zgłoszenia.

Poznań, dnia 2019-11-15 r.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski

z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą

Przedmiotem wynalazku jest głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą urządzenia do perforacji pasów transportowych stanowiącego samodzielny moduł systemu mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego.

Znanych jest wiele rozwiązań konstrukcyjnych dotyczących urządzeń do perforacji materiałów. Niemniej jednak ich dostępność w zakresie perforacji pasów transportujących jest silnie ograniczona. Możliwe jest jednak przytoczenie rozwiązań konstrukcyjnych, które można by zaadoptować do wspomnianej aplikacji. Cechują się one jednak różnym poziomem niedostosowania.

Znane z patentu DE2948533A1 rozwiązania konstrukcyjne jest przystosowane do perforacji materiałów w formie cienkich wstęg oraz taśm. Wieloostrzowa głowica z licznymi stemplami współpracuje z matrycą z odpowiednio rozmieszczonymi otworami. Zarówno wieloostrzowa głowica jak i matryca może być konstrukcyjnie rozwiązana w kształcie walcowym jak płaskim. Możliwa jest również kombinacja płaskiej głowicy ze stemplami wraz z walcową głowicą. Najistotniejszą wadą w stosunku do proponowanego rozwiązania konstrukcyjnego jest brak mechanicznego sprzęgnięcia zespołu matrycy z zespołem stempla. To może prowadzić do mechanicznego kontaktu krawędzi tnących stempla i matrycy, a to przekłada się na przyspieszone zużycie narzędzi. Dodatkowo w rozwiązaniu konstrukcyjnym przedstawionym we wspomnianym opisie brak płyt dociskowych, które mogą stabilizować materiał podczas wykonywania perforacji oraz mogą wspomagać proces wyjmowania stempla z wykonanego w materiale otworu.

Znane z patentu US2016/0129605A1 rozwiązanie konstrukcyjne umożliwia perforację materiałów taśmowych i wstęgowych. W celu wykonania otworu pojedynczy stempel wraz z układem docisku zbliżany jest do zespołu matrycy z otworem współpracującym ze stemplem. Perforacja następuje w wyniku wprowadzenia stempla w otwór matrycy. Prezentowane rozwiązanie konstrukcyjne nie oferuje precyzyjnego prowadzenia zespołu stempla względem zespołu matrycy, a to jednoznacznie przenosi się na konieczność zapewnienia precyzyjnej współpracy przez zespołu peryferyjne. Nieodpowiednie skojarzenie tych dwóch elementów prowadzi do ryzyka mechanicznego kontaktu krawędzi tnących, a to bezpośrednio prowadzi do przyspieszonego zużycia narzędzi.

Znane z patentu JPH0363191 (A) rozwiązanie konstrukcyjne dotyczy urządzenia umożliwiającego perforację cienkich taśm oraz wstęg wraz z zespołem dozowania jak i ucinania. Wynalazek prezentuje możliwe rozwiązanie zwiększające prędkość poszczególnych operacji.

Prezentowane rozwiązanie konstrukcyjne posiada ograniczenia w postaci maksymalnego zasięgu działania głowicy perforującej. Ponadto opierając się na zaprezentowanym opisie wywnioskować można, że w tym rozwiązaniu przy jednym stemplu możliwe jest wykonywanie jedynie pojedynczego rzędu otworów. Ponieważ brak jest przewidzianego przemieszczania się głowicy po zaplanowanych do tego celu prowadnicach.

Znane z patentu CN107891473A rozwiązanie konstrukcyjne proponuje możliwość perforacji np. materiałów w formie taśm i pasów przy użyciu głowicy z podwójnym naostrzonym stemplem nie współpracującym z matrycą. Proponowane rozwiązanie zapewnia możliwość jednoczesnego wykonania dwóch otworów jednak ich rozstaw musi być z góry zaplanowany. Zamknięta rama uniemożliwia perforowanie pasów bezkońcowych co znacznie ogranicza funkcjonalność proponowanego rozwiązania konstrukcyjnego. Dodatkowo naostrzony stempel nie będzie zapewniał odpowiednio wymaganej jakości otworów, jakie się to otrzymuje podczas perforacji z wykorzystaniem stempla wraz z matrycą. Brak tutaj również płyt dociskowych, które mogą stabilizować materiał podczas wykonywania perforacji oraz mogą wspomagać proces wyjmowania stempla z wykonanego w materiale otworu.

Znane z patentu DE19520294A1 rozwiązanie konstrukcyjne może być wykorzystywane do perforacji taśm i pasów. Proponowana jest głowica z odpowiednio rozmieszczonymi naostrzonymi stemplami. Przedstawione rozwiązanie w przytoczonym opisie ma swe ograniczenie polegające na z góry zaplanowanym rozmieszczeniu stempli. To powoduje brak elastyczności w planowaniu i wykonywaniu określonych wzorów perforacji. Ponadto same naostrzone stemple nie zapewniają odpowiedniej jakości wykonywanych otworów w pasach transportujących jak ma to miejsce podczas wykorzystania zespołu zawierającego stempel oraz matrycę. Brak tutaj również płyt dociskowych, które mogą stabilizować materiał podczas wykonywania perforacji oraz mogą wspomagać proces wyjmowania stempla z wykonanego w materiale otworu.

Znane z patentu DE19848814A1 rozwiązanie konstrukcyjne może być wykorzystane do perforacji cienkich taśm oraz wstęg. Perforacja odbywa się z wykorzystaniem bębna, na którego obwodzie rozmieszczono stemple, które współpracując z zespołem matrycy przytrzymującej materiał podczas operacji przebicia materiału. Wadą i ograniczeniem prezentowanego rozwiązania konstrukcyjnego jest jednoznaczne rozmieszczenie stempli co determinuje z góry założony rozstaw wykonywanych otworów. Dodatkowo stemple nie współpracują z matrycami co przekłada się na znacznie gorszej jakości otwory niż w przypadku wykorzystania zespołu stempel-matryca. Ponadto ruch obrotowy bębna ze stemplami w czasie przemieszczającego się materiału może prowadzić do deformacji wykonywanych otworów, oraz nadmiernego zużywania się narzędzi w wyniku działania sił zginających.

Główną ideą przedstawionego rozwiązania jest zastosowanie dwóch płyt – dolnej (podstawowo-matrycowej) i górnej (głowicowo-stemplowej) prowadzonych względem siebie na trzech prowadnicach liniowych kulkowych bezluzowych, tak aby płyta górna mogła się przemieszczać na skutek nacisku wygenerowanego przez płytę dociskową zespołu napędu roboczego. Prowadzenie płyty rozmieszczone jest po jednej stronie (kształt litery C), w taki sposób, aby uzyskać możliwość przesuwania głowicy w głąb szerokości pasa. Cała głowica osadzona jest na czterech wózkach prowadzonych wzdłuż dwóch szyn prowadnicy. Stempel jest na sztywno osadzony w uchwycie, który montuje się w gnieździe w górnej ruchomej płycie głowicowo-stemplowej lub bezpośrednio w samej płycie, podczas gdy matryca osadzona jest w dolnej nieruchomej płycie podstawowo-matrycowej. Podczas ruchu płyty stempel wykrawa otwór w pasie a następnie przepycha odpad przez kanał w matrycy. W celu przytrzymania pasa podczas perforacji głowica wyposażona jest w samoczynny układ docisku pasa. Ruch powrotny płyty zapewniony jest poprzez układ sprężyn. Zaletą przedstawionego rozwiązania konstrukcyjnego jest możliwość łatwej wymiany narzędzia perforującego np. przy zmianie średnicy otworów lub kształtu stempla dla różnych typów pasów. Dodatkowo głowica ma możliwość grzania narzędzia za pomocą elementu zwojowego grzewczego osadzonego na uchwycie stempla. Regulacje temperatury dokonuje się w oparciu o pomiar za pomocą czujnika rezystancyjnego Pt100 oraz regulator prądu doprowadzanego do grzałki. Podgrzanie stempla w ograniczonym zakresie temperatury ma korzystny wpływ na wartość siły perforacji, ale przede wszystkim jakość wykonywanych otworów.

Istotą wynalazku jest głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą, która składa się z dwóch płyt – dolnej (matrycowo-podstawowej) i górnej (głowicowo-stemplowej) prowadzonych względem siebie na trzech prowadnicach liniowych kulkowych bezluzowych składających się ze słupa prowadzącego, tulei oraz koszyka kulkowego. Słupy wprasowane są w dolną płytę, podczas gdy tuleje wciskane są w górną płytę. Koszyk kulkowy znajduje się pomiędzy słupem i tuleją, gdzie elementy toczne ustawiają się w taki sposób, aby uzyskać zerowy luz na prowadnicy. Prowadnice rozmieszczone są po jednej stronie w szyku kołowym z określoną podziałką kątową, tak aby utworzyć głowicę w kształcie litery „C", dzięki czemu możliwe jest przesuwanie głowicy w głąb szerokości pasa, zgodnie z zadanym wzorem perforacji. Dolna płyta głowicy przykręcona jest do czterech wózków prowadzonych wzdłuż dwóch szyn prowadnicy. Stempel połączony jest na sztywno z górną ruchomą płytą głowicowo-stemplową, podczas gdy matryca osadzona jest w dolnej nieruchomej płycie podstawowo-matrycowej. Podczas ruchu górnej płyty na skutek nacisku płyty dociskowej zespołu napędu roboczego stempel wykrawa otwór w pasie, a następnie przepycha odpad przez kanał w matrycy.

Ruch powrotny realizowany jest przez układ sprężyn wraz ze trzpieniami sprężynowymi zapobiegającymi wybaczaniu się sprężyn, które rozmieszczono w szyku kołowym z określoną podziałką kątową wewnątrz szyku utworzonego przez prowadnice słupowe. Sprężyny te są osadzone w gniazdach w dolnej i górnej płycie.

Korzystnie głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą charakteryzuje się tym, że osadzenie stempla może być zrealizowane w różny sposób, w zależności od wymaganej konfiguracji. Stempel może być osadzony w uchwycie i zablokowany śrubą przełożoną przez otwór w części chwytowej narzędzia i nakrętką na jej końcu lub sworzniem z zawleczką. Uchwyt ten jest pasowany w gnieździe płyty głowicowo-stemplowej, a następnie blokowany od góry płytką kołową i śrubami. Takie rozwiązanie zapewnia możliwość umieszczenia elementu grzejnego na uchwycie bez znacznego zwięszania wysokości głowicy. W przypadku konieczności regulacji dopasowania stempla do matrycy możliwe jest zastosowanie dodatkowej płyty stemplowej, w której osadzamy uchwyt, i która jest przykręcana do płyty górnej od jej dolnej strony za pomocą śrub. Dodatkowo pomiędzy płytą stemplową a górną można umieścić tworzywową płytę izolacyjną, aby zwiększyć wydajność grzania stempla. Aby płyta ta nie uległa zniszczeniu należy dodać stalową przekładkę pomiędzy nią a płytą stemplową. Takie rozwiązanie znacząco zwiększa wysokość całkowitą głowicy. W celu redukcji wysokości głowicy do minimum możliwe jest stosowanie jednolitych narzędzi, w których część chwytowa pasowana jest bezpośrednio w gnieździe górnej płyty. W takim wypadku nie ma jednak możliwości regulacji temperatury stempla.

Korzystnie głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą charakteryzuje się tym, że docisk pasa w pobliżu miejsca perforacji jest równomierny i zapewniony samoczynnie za pomocą układu docisku pasa, na który składa się płytka dociskowa, trzpienie prowadzące, sprężyny, tuleja ślizgowa oraz zestaw nakrętek kontrujących. Dwa trzpienie prowadzące, gwintowane na obu końcach są wkręcane po obu stronach płytki dociskowej w otwory gwintowane a następnie przekładane przez tuleje ślizgowe wprasowane w górną płytę. Na trzpieniach znajdują się sprężyny naciskowe, osadzone w gniazdach w płycie głowicowo-stemplowej. Trzpień jest od góry zablokowany zestawem nakrętek kontrujących, z których pierwsza ma za zadanie wstępne napięcie sprężyny i regulacje wysokości płytki dociskowej, podczas gdy druga zabezpiecza przed samoczynnym odkręcaniem się pierwszej. Podczas ruchu płyty górnej płytka dociskowa ma kontakt z materiałem przed stemplem, po którym następuje ściskanie sprężyn i wysuwanie się trzpienia, co z kolei generuje docisk pasa, dzięki czemu w trakcie penetracji materiału przez stempel jest on nieruchomy. Przy ruchu powrotnym górnej płyty trzpień wraca do pierwotnej pozycji ustalonej przez nakrętki umożliwiając na swobodny

przesuw głowicy nad pasem. Ponieważ krawędź stempla jest nieznacznie wyżej niż dolna powierzchnia płytki dociskowej w przypadku zaklinowania się pasa na stemplu i uniesienia go do góry wraz z nim, zostanie on zepchnięty przez płytę dociskową i wróci do pierwotnej pozycji.

Korzystnie głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą charakteryzuje się tym, że jest ono wyposażone w zwojowy element grzewczy osadzony na uchwycie stempla na wysokości śruby blokującej stempel w uchwycie, który to może zwiększać temperaturę stempla w ograniczonym zakresie w celu poprawy jakości otworów. Nastawianie temperatury odbywa się za pomocą regulatora przepływającego przez grzałkę prądu na podstawie sygnału z rezystancyjnego czujnika temperatury Pt100, montowanego w gnieździe w bocznej ściance uchwytu stempla.

Dzięki zastosowaniu rozwiązania według wynalazku uzyskano następujące efekty techniczno-użytkowe:

- pewność prowadzenia stempla względem matrycy nawet dla niewielkich luzów poniżej 0,05 mm,
- możliwość łatwej wymiany narzędzia w celu perforacji różnych średnic otworów oraz pasów o różnych właściwościach,
- możliwość grzania stempla i regulacji temperatury w celu poprawy jakości wykonywanych otworów,
- równomierny samoczynny docisk pasa w pobliżu miejsca perforacji zapewniający poprawny przebieg procesu,
- możliwość testowania współpracy stempla i matrycy bez ryzyka uszkodzenia któregokolwiek z narzędzi,
- możliwość uzyskania bardzo małej wysokości głowicy,
- prostota kształtu stosowanych narzędzi,
- łatwość usuwania odpadu przepychanego przez kanał matrycy.

Wynalazek w przykładowym wykonaniu został zilustrowany na rysunkach, gdzie fig. 1 przedstawia uproszczony konstrukcyjnie schemat głowicy perforującej z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą, fig. 2 przedstawia przekrój konstrukcji głowicy perforującej z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą, fig. 3 przedstawia widok główny konstrukcji głowicy perforującej z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą, fig. 4 przedstawia widok z góry konstrukcji głowicy perforującej z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą, fig. 5 przedstawia przykładowy sposób osadzenia stempla i matrycy w płytach głowicowo-stemplowej i podstawowo-matrycowej, fig. 6 przedstawia alternatywny sposób osadzania stempla za pomocą płyty stemplowej, fig. 7 przedstawia alternatywny sposób osadzania

stempla w płycie głowicowo-stemplowej bez stosowania uchwytu fig. 8 przedstawia konstrukcje układu docisku pasa w głowicy perforującej z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą, fig. 9 przedstawia konstrukcję trzpieni sprężynowych zapobiegających wyboczeniu sprężyn w układzie powrotnym.

Główną ideą głowicy perforującej z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą (fig. 1, fig. 2, fig. 3, fig. 4, fig. 5) jest zastosowanie dwóch płyt – dolnej (podstawowo-matrycowej) 1 i górnej 2, składającej się z płyty głowicowo-stemplowej 2.1 oraz płytki kołowej 2.2. Płyta dolna 1 i płyta górna 2 prowadzone są względem siebie na trzech prowadnicach liniowych tocznych bezluzowych 3 składających się ze słupa prowadzącego 3.1, tulei 3.2 oraz koszyka kulkowego 3.3. Słupy prowadzące 3.1 wprasowane są w płytę podstawowo-matrycową 1, podczas gdy tuleje 3.2 wciskane są w płytę głowicowo-stemplową 2.1. Koszyk kulkowy 3.3 znajduje się pomiędzy słupem prowadzącym 3.1 a tuleją 3.2, gdzie elementy toczne ustawiają się w taki sposób, aby uzyskać zerowy luz na prowadnicy. Prowadnice liniowe toczne bezluzowych 3 rozmieszczone są po jednej stronie w szyku kołowym z określoną podziałką kątową, tak aby utworzyć głowicę perforującą w kształcie litery „C". Stempel 8 połączony jest na sztywno z ruchomą płytą głowicowo-stemplową 2.1, podczas gdy matryca 7 osadzona jest w dolnej nieruchomej płycie podstawowo-matrycowej 1. Stempel 8 osadzony w uchwycie 9 i zablokowany trzpieniem 10 przełożonym przez otwór w części chwytowej 8.1 stempla 8 w postaci śruby z nakrętką na jej końcu lub sworznia z zawleczką. Uchwyt 9 jest pasowany w gnieździe GUS płyty głowicowo-stemplowej 2.1, a następnie blokowany od góry płytką kołową 2.2 i śrubami 23. Część chwytowa 7.1 matrycy 7 jest pasowana w gnieździe GM w płycie podstawowo-matrycowej 1 i blokuje się na kołnierzu 7.2, który chowa się w pogłębieniu PGM gniazda matrycy GM, tak aby górna powierzchnia matrycy PM była na równi z górną powierzchnią PP płyty dolnej 1. Ruch górnej płyty 2 wywoływany jest za pomocą płyty dociskowej zespołu napędu roboczego 19. Ruch powrotny realizowany jest przez układ sprężyn powrotnych 4, składający się z trzech sprężyn 4.1 osadzonych w gniazdach GSP1 oraz GSP2 w płycie podstawowo-matrycowej 1 i głowicowo-stemplowej 2.1. oraz trzpieni sprężynowych 4.2 umieszczonych wewnątrz nich. Sprężyny 4.1 rozmieszczono w szyku kołowym z określoną podziałką kątową wewnątrz szyku utworzonego przez prowadnice słupowe 3. Zakres ruchu powrotnego jest ograniczony przez ceownik blokujący 6, przykręcany od spodu do płyty podstawowo-matrycowej 1 za pomocą śrub 24 i nakrętek 25. Jest to możliwe dopiero po wstępnym napięciu układu sprężyn powrotnych 4 za pomocą śruby 5 przełożonej przez otwór w płycie głowicowo-stemplowej 2.1 i wkręconej w otwór gwintowany OG w płycie podstawowo-matrycowej 1. Dolna płyta 1 głowicy przykręcona jest do czterech wózków 18 prowadzonych wzdłuż dwóch szyn prowadnicy 17. Połączenie z uchwytem do napędu

głowicy nie zaznaczonym na rysunku zrealizowano za pomocą kątownika mocującego 20 i śrub niewidocznych na rysunku.

W prezentowanej konstrukcji zamocowanie stempla można zrealizować w alternatywny sposób (fig. 6) za pomocą dodatkowej płyty stemplowej 11, w której osadzamy uchwyt 9, i która jest przykręcana do płyty głowicowo-stemplowej 2.1 od jej dolnej strony za pomocą śrub niewidocznych na rysunku. Dodatkowo pomiędzy płytą stemplową 11 a płytą głowicowo-stemplową 2.1 można umieścić tworzywową płytę izolacyjną 14, aby zwiększyć wydajność grzania stempla 8. Pomiędzy płytą izolacyjną 14 a płytą stemplową 11 montuje się przekładkę 13. Przy zastosowaniu jednolitych stempli (fig. 7) (stempli) 8a, część chwytowa 8a.1 pasowana jest bezpośrednio w gnieździe GUS płyty głowicowo-stemplowej 2.1.

W prezentowanej konstrukcji docisk pasa P w pobliżu miejsca perforacji jest równomierny i zapewniony samoczynnie za pomocą układu docisku 12 (fig. 8), na który składa się płytka dociskowa 12.1, trzpienie prowadzące 12.2, sprężyny 12.3, tuleja ślizgowa 12.4 oraz zestaw nakrętek kontrujących 12.5. Dwa trzpienie prowadzące 12.2, gwintowane na obu końcach są wkręcane po obu stronach płytki dociskowej 12.1 w otwory gwintowane a następnie przekładane przez tuleje ślizgowe 12.4 wprasowane w płytę głowicowo-stemplową 2.1. Na trzpieniach prowadzących 12.2 znajdują się sprężyny naciskowe 12.3, osadzone w gniazdach GSD w płycie głowicowo-stemplowej 2.1. Trzpień prowadzący 12.2 jest od góry zablokowany zestawem nakrętek kontrujących 12.5. Kontakt płytki dociskowej 12.1 z pasem powoduje ruch trzpieni prowadzących 12.2 oraz ściskanie sprężyn 12.3 generujące docisk pasa P.

Trzpienie sprężynowe 4.2 (fig. 9) zastosowane w układzie sprężyn powrotnych 4 w celu zapobiegania przed wyboczeniem sprężyn 4.1 składa się z tulei 4.2.2 zamkniętej od spodu korkiem 4.2.3 pasowanym ciasno wewnątrz tulei 4.2.2, sprężyny 4.2.4 umieszczonej wewnątrz tulei 4.2.2 oraz trzpienia 4.2.1 pasowanej luźno w tulei i naciskającej na sprężynę 4.2.4. Średnica zewnętrzna korka 4.2.3 oraz kołnierza KT trzpienia 4.2.1 są pasowane mieszanie na wewnętrznej średnicy sprężyny, aby zminimalizować luz.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski
z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Zastrzeżenie patentowe

1. Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą do urządzenia do perforacji pasów transportowych znamienna tym, że składa się z dwóch płyt dolnej (1) (matrycowo-podstawowej) i górnej (2) składającej się z płyty głowicowo-stemplowej (2.1) oraz płytki kołowej (2.2), gdzie płyta matrycowo-podstawowo (1) i górna (2) prowadzone są względem siebie na prowadnicach liniowych tocznych bezluzowych (3) składających się ze słupa prowadzącego (3.1), tulei (3.2) oraz koszyka kulkowego (3.3), przy czym słupy prowadzące (3.1) wprasowane są w płytę podstawowo-matrycową (1), podczas gdy tuleje (3.2) wciskane są w płytę głowicowo-stemplową (2.1), a koszyk kulkowy (3.3) znajduje się pomiędzy słupem prowadzącym (3.1) i tuleją (3.2), gdzie elementy toczne ustawiają się w taki sposób, aby uzyskać zerowy luz na prowadnicy liniowej tocznej bezluzowej (3), przy czym prowadnice liniowe toczne bezluzowe (3) rozmieszczone są po jednej stronie w szyku kołowym z określoną podziałką kątową, tak aby utworzyć głowicę w kształcie litery „C", a stempel (8) połączony jest na sztywno z ruchomą płytą głowicowo-stemplową (2.1), podczas gdy matryca (7) osadzona jest w dolnej nieruchomej płycie podstawowo-matrycowej (1), gdzie ruch górnej płyty (2) wywoływany jest za pomocą płyty dociskowej zespołu napędu roboczego (19), a ruch powrotny realizowany jest przez układ sprężyn powrotnych (4), składający się z trzech sprężyn (4.1), osadzonych w gniazdach (GSP1) (GSP2) w płycie podstawowo-matrycowej (1) i głowicowo-stemplowej (2.1), oraz trzpieni sprężynowych (4.2) umieszczonych wewnątrz nich, z tym że sprężyny (4.1) rozmieszczono w szyku kołowym z określoną podziałką kątową wewnątrz szyku utworzonego przez prowadnice liniowe toczne bezluzowe (3), a zakres ruchu powrotnego jest ograniczony przez ceownik blokujący (6), przykręcany od spodu do płyty podstawowo-matrycowej (1) za pomocą śrub (24) i nakrętek (25), przy czym wstępne napięcie układu sprężyn powrotnych (4) realizowane jest za pomocą śruby (5) przełożonej przez otwór w płycie głowicowo-stemplowej (2.1) i wkręconej w otwór gwintowany (OG) w płycie podstawowo-matrycowej (1), z tym że płyta podstawowo-matrycowa (1) głowicy przykręcona jest do czterech wózków (18) prowadzonych wzdłuż dwóch szyn prowadnicy (17), a połączenie z uchwytem do napędu głowicy zrealizowano za pomocą kątownika mocującego (20).
2. Głowica perforująca według zastrz. 1 znamienna tym, że osadzenie stempla w ruchomej płycie głowicowo-stemplowej (2.1) może być zrealizowane w różny sposób, w zależności od wymaganej konfiguracji, gdzie stempel (8) może być osadzony w uchwycie (9) i zablokowany trzpieniem blokującym (10), w postaci śruby z nakrętką na jej końcu lub sworznia z zawleczką), przełożonym przez otwór w części chwytowej (8.1) stempla (8), przy

czym uchwyt (9) jest pasowany w gnieździe (GUS) płyty głowicowo-stemplowej (2.1), a następnie blokowany od góry płytką kołową (2.2) i śrubami (23), z tym że możliwe jest zastosowanie dodatkowej płyty stemplowej (11), w której osadzamy uchwyt (9), i która jest przykręcana do płyty głowicowo-stemplowej (2) od jej dolnej strony, a dodatkowo pomiędzy płytą stemplową (11) a górną (2) można umieścić tworzywową płytę izolacyjną (14), aby zwiększyć wydajność grzania stempla, przy czym aby płyta ta nie uległa zniszczeniu należy dodać stalową przekładkę (13) pomiędzy płytę izolacyjną (14) a płytą stemplową (11), z tym że możliwe jest stosowanie jednolitych stempli (8a), w których część chwytowa (8a.1) pasowana jest bezpośrednio w gnieździe (GUS) płyty głowicowo-stemplowej (2.1).

3. Głowica perforująca według zastrz. 1 lub 2 znamienna tym, że zawiera układ docisku (12) pasa (P) w pobliżu miejsca perforacji, na który składa się płytka dociskowa (12.1), trzpienie prowadzące (12.2), sprężyny (12.3), tuleja ślizgowa (12.4) oraz zestaw nakrętek kontrujących (12.5), gdzie dwa trzpienie prowadzące (12.2), gwintowane na obu końcach są wkręcane po obu stronach płytki dociskowej (12.1) w otwory gwintowane a następnie przekładane przez tuleje ślizgowe (12.4) wprasowane w płytę głowicowo-stemplową (2.1), przy czym na trzpieniach prowadzących (12.1) znajdują się sprężyny naciskowe (12.3), osadzone w gniazdach (GSD) w płycie głowicowo-stemplowej (2.1), z tym że trzpień prowadzący (12.2) jest od góry zablokowany zestawem nakrętek kontrujących (12.5), przy czym kontakt płytki dociskowej (12.1) z pasem (P) powoduje ruch trzpieni prowadzących (12.2) oraz ściskanie sprężyn (12.3) generujących docisk pasa (P).
4. Głowica perforująca według zastrz. 1, 2 lub 3 znamienna tym, że jest ona wyposażona w zwojowy element grzewczy (15) osadzony na uchwycie (9) na wysokości trzpienia blokującego (10) stempel (8) w uchwycie (9), który to może zwiększać temperaturę stempla (8) w ograniczonym zakresie w celu poprawy jakości otworów, a nastawianie temperatury odbywa się za pomocą regulatora przepływającego przez zwojowy element grzewczy (15) prądu na podstawie sygnału z rezystancyjnego czujnika temperatury Pt100 (16), montowanego w gnieździe w bocznej ściance uchwytu (9).

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski

z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Skrót opisu

Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomą płytą do urządzenia do perforacji pasów transportowych, charakteryzująca się tym, że składa się z dwóch płyt dolnej (1) (matrycowo-podstawowej) i górnej (2) składającej się z płyty głowicowo-stemplowej (2.1) oraz płytki kołowej (2.2), gdzie płyta matrycowo-podstawowo (1) i górna (2) prowadzone są względem siebie na trzech prowadnicach liniowych tocznych bezluzowych (3) składających się ze słupa prowadzącego (3.1), tulei (3.2) oraz koszyka kulkowego (3.3), przy czym słupy (3.1) wprasowane są w dolną płytę (1), podczas gdy tuleje (3.2) wciskane są w górną płytę (2.1), a koszyk kulkowy (3.3) znajduje się pomiędzy słupem prowadzącym (3.1) i tuleją (3.2), gdzie elementy toczne ustawiają się w taki sposób, aby uzyskać zerowy luz na prowadnicy liniowej tocznej bezluzowej (3), przy czym prowadnice liniowe toczne bezluzowe (3) rozmieszczone są po jednej stronie w szyku kołowym z określoną podziałką kątową, tak aby utworzyć głowicę w kształcie litery „C", a stempel (8) połączony jest na sztywno z ruchomą płytą głowicowo-stemplową (2.1), podczas gdy matryca (8) osadzona jest w nieruchomej płycie podstawowo-matrycowej (1), gdzie ruch płyty górnej (2) wywoływany jest za pomocą płyty dociskowej zespołu napędu roboczego (19), a ruch powrotny realizowany jest przez układ sprężyn powrotnych (4), a zakres ruchu powrotnego jest ograniczony przez ceownik blokujący (6), przy czym wstępne napięcie układu sprężyn powrotnych (4) realizowane jest za pomocą śruby (5) przełożonej przez otwór w górnej płycie (2.1) i wkręconej w otwór gwintowany (OG) w płycie podstawowo-matrycowej (1), z tym że płyta podstawowo-matrycowa (1) głowicy przykręcona jest do czterech wózków (18) prowadzonych wzdłuż dwóch szyn prowadnicy (17), a połączenie z uchwytem do napędu głowicy zrealizowano za pomocą kątownika mocującego (20), przy czym głowica wyposażona jest w układ docisku (12) pasa (P), a wariantowo może być wyposażona w zwojowy element grzewczy (15).

Fig.1

4 zastrzeżenia

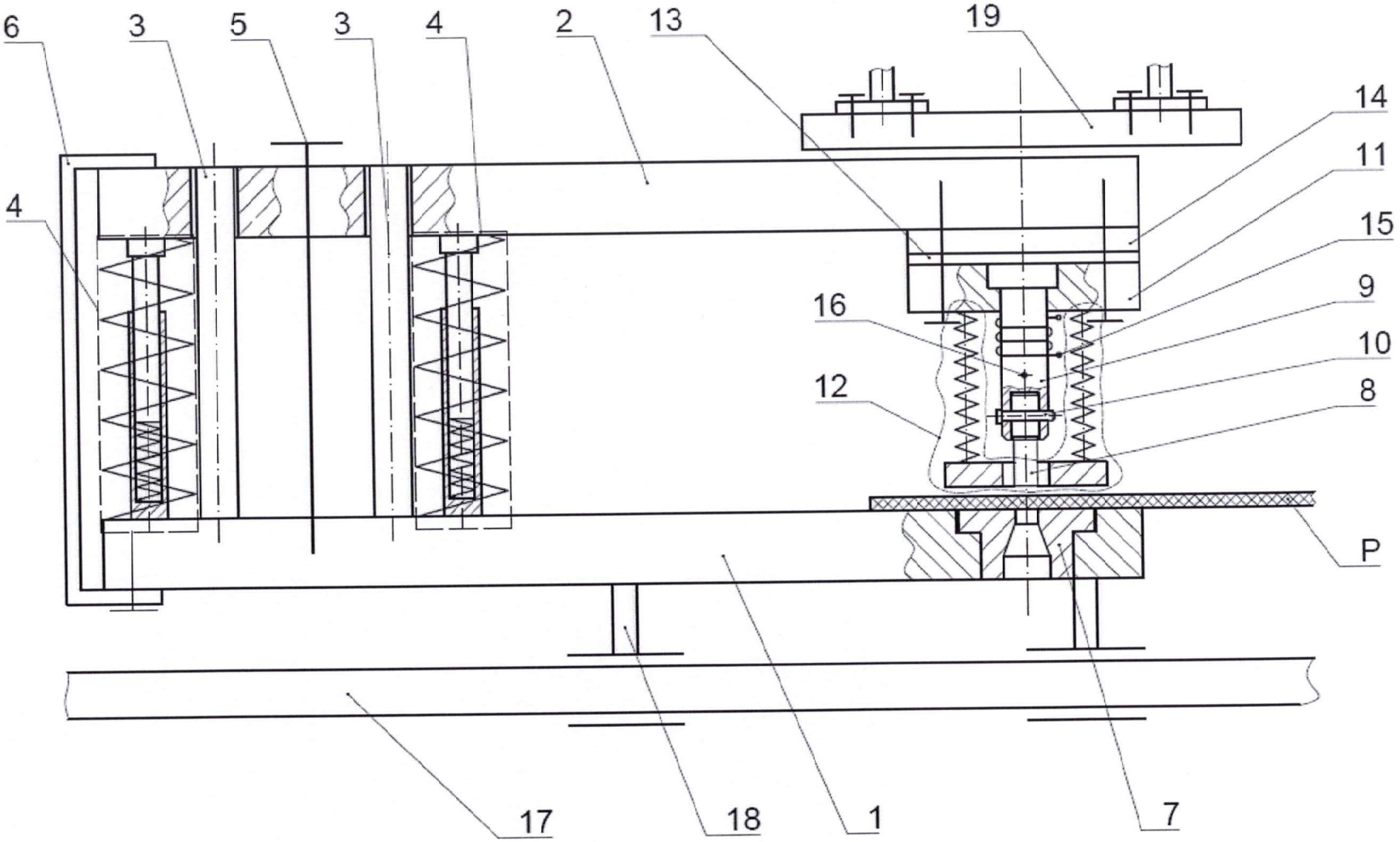


Fig. 1.

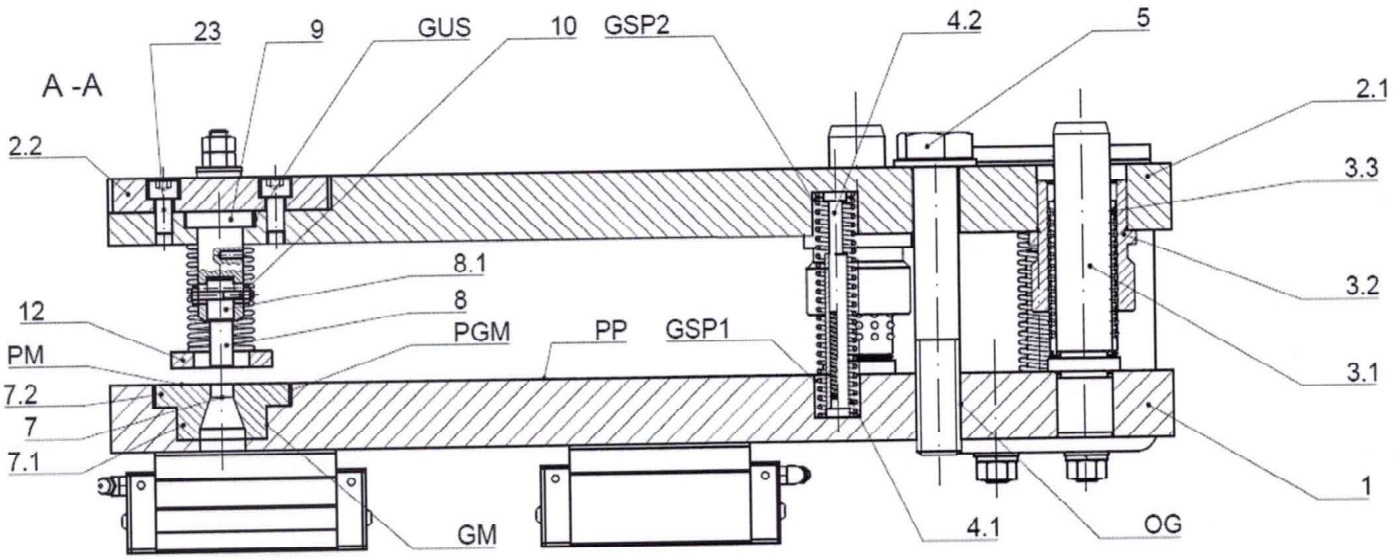


Fig. 2

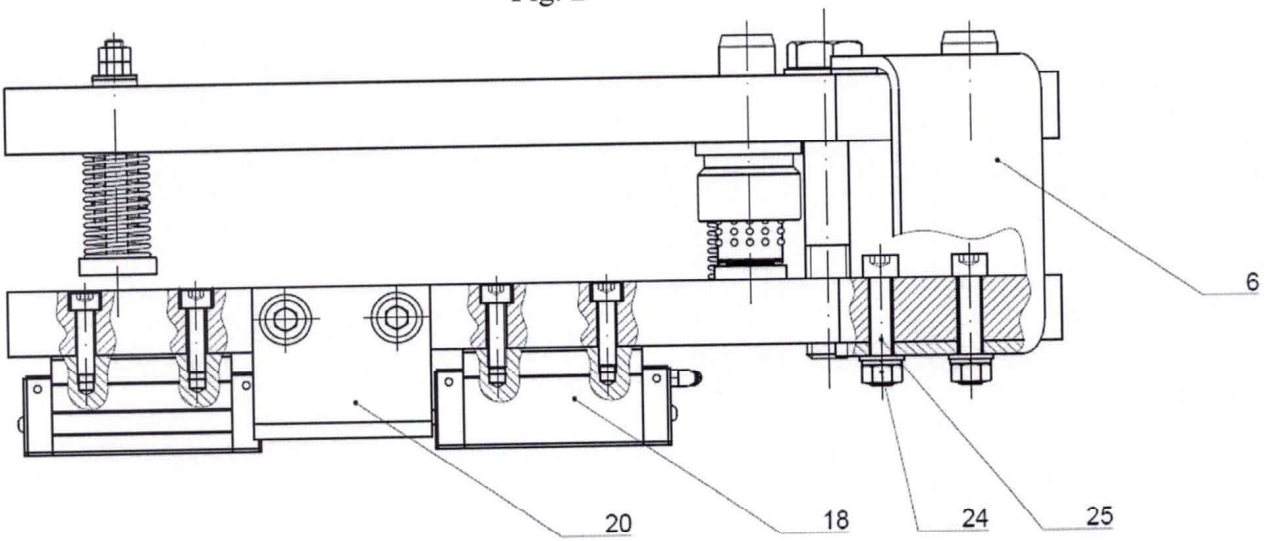


Fig. 3

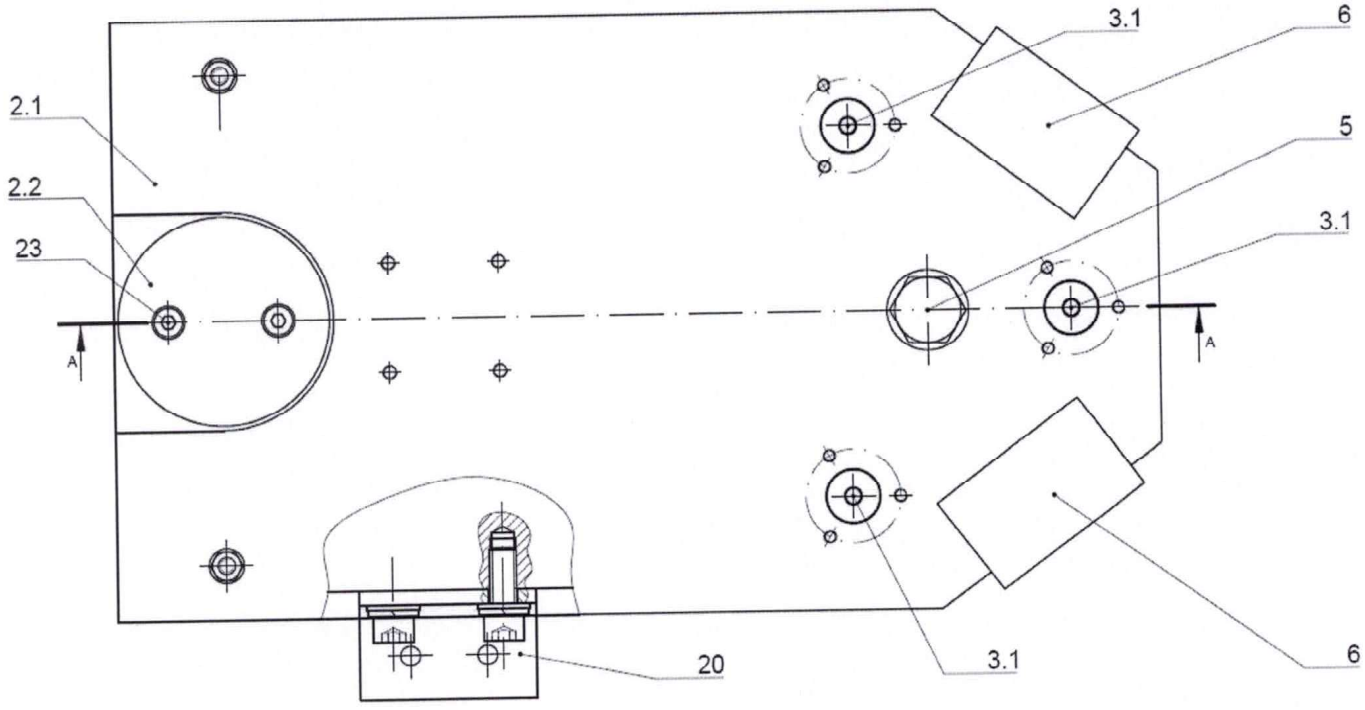


Fig. 4

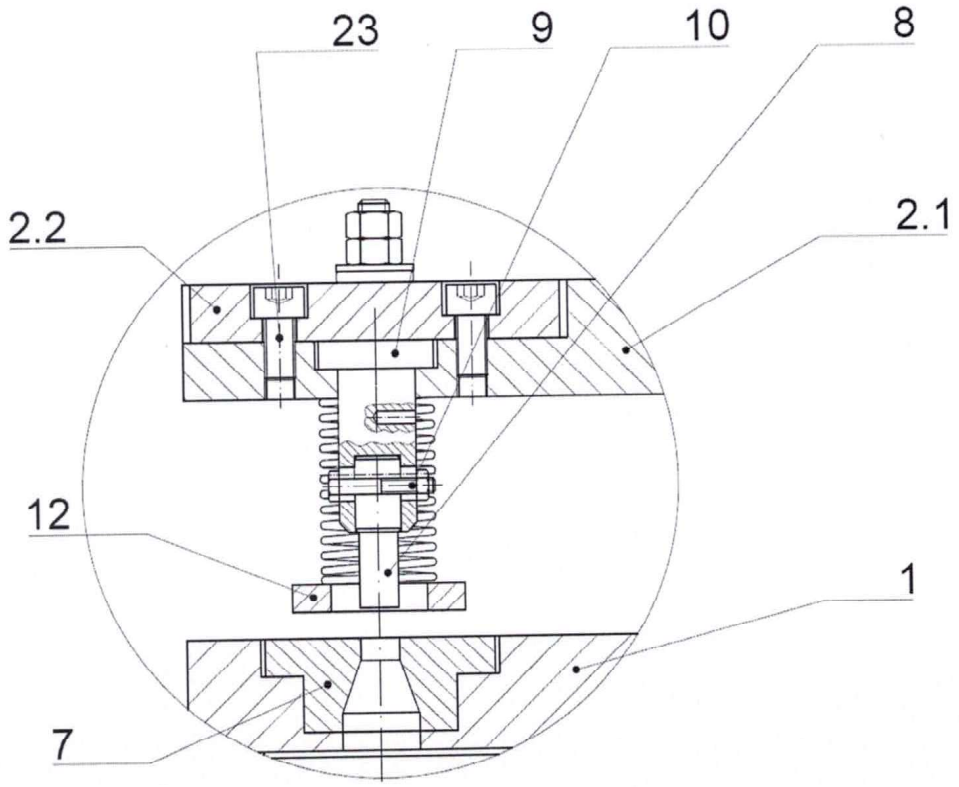


Fig. 5

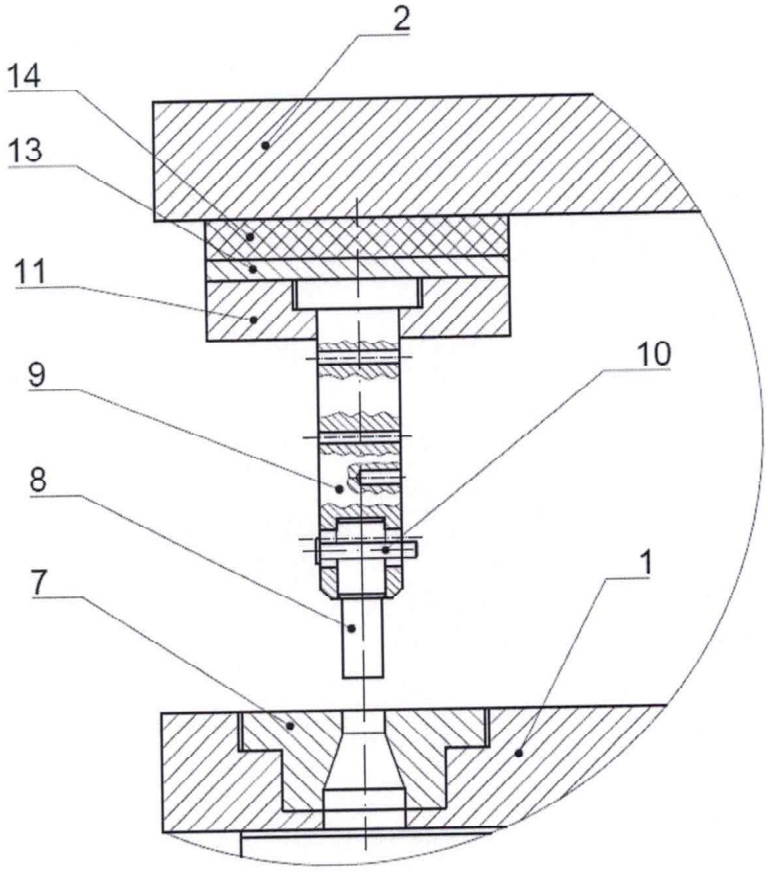


Fig. 6

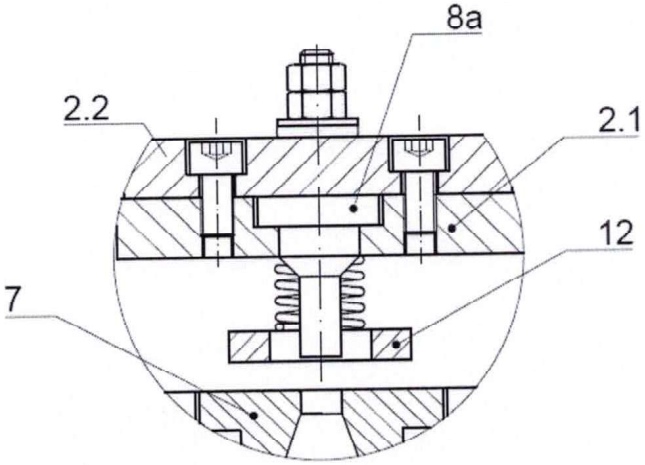


Fig. 7

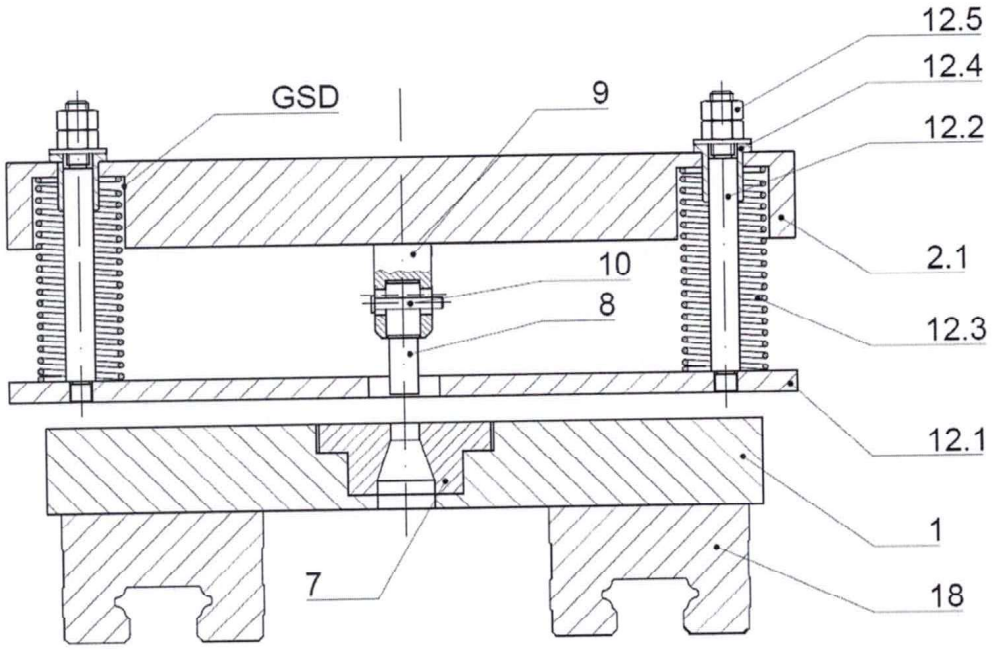

12.5
12.4
12.2
GSD
9
2.1
10
8
12.3
12.1
1
7
18

Fig. 8

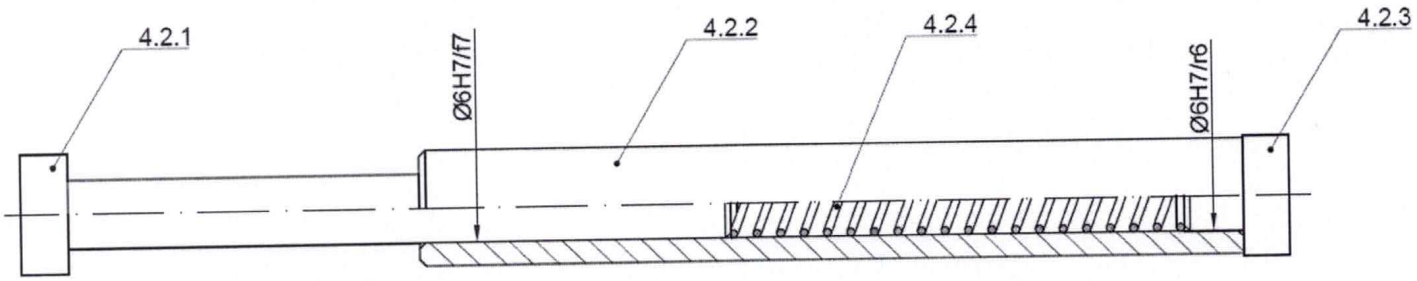

4.2.1
Ø6H7/f7
4.2.2
4.2.4
Ø6H7/r6
4.2.3

Fig. 9

niepodległa | POLSKA STULECIE ODZYSKANIA NIEPODLEGŁOŚCI

URZĄD PATENTOWY RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ 100 lat

Kancelaria Ogólna

Dział Informacji Patentowej
wpłynęło dn. 03 -12- 2019
R2P-152-57/19 PAT 2156

Warszawa, 22.11.2019 r.

Nasz znak: BA-III.P.431885.2.iskow
Wasz znak: R2P-152-57/19-PAT2156

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2019-11-22 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem do urządzenia do perforacji pasów transportujących

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.431885**

[WIPO ST 10/C PL431885]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**
WILHELM HERM MULLER POLSKA SPÓŁKA Z OGRANICZONĄ ODPOWIEDZIALNOŚCIĄ, Bydgoszcz, POLSKA

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.431885.

Nr .....
Data zgł. .....

URZĄD PATENTOWY RP
Departament Zgłoszeń
Al. Niepodległości 188
00-950 WARSZAWA

R_2P-152-57/19-PAT 2156

PODANIE
o udzielenie patentu na wynalazek

ZGŁASZAJĄCY:

Politechnika Poznańska
pl. Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań
REGON: 000001608 NIP: 777-00-03-699

Wilhelm Herm Muller Polska Sp z o.o.
ul. Solna 20, 85-862 Bydgoszcz
REGON: 091569752 NIP:9532183891

TYTUŁ WYNALZAKU:

„Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem do urządzenia do perforacji pasów transportujących"

TWÓRCY WYNALAZKU:

1. **Krzysztof TALAŚKA, zam. 61-064 Poznań, ul. Folwarczna 28/26,**
2. **Dominik WOJTKOWIAK, zam. 62-023 Kamionki, ul. Szafirowa 16,**
3. **Dominik WILCZYŃSKI, zam. 62-095 Murowana Goślina, ul. Tęczowa 3,**
4. **Jan GÓRECKI, zam. 61-723 Poznań, ul. Nowowiejskiego 22/25,**
5. **Ireneusz MALUJDA, zam. 62-030 Luboń, ul. Kalinowa 19,**
6. **Grzegorz DOMEK, zam. 85-432 Bydgoszcz, ul. Borsucza 31.**

PODSTAWA PRAWNA DO UZYSKANIA PATENTU:
Art. 11 ust. 3 (pracownicy zgłaszających) ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. – „Prawo własności przemysłowej" (Dz.U. 2017 r. poz. 776)

ZGŁOSZENIE ZAWIERA:

1/ opis wynalazku w jednym egzemplarzu 5 arkusze każdy;
2/ zastrzeżenia w jednym egzemplarzu po 1 arkuszu każdy;
3/ skrót opisu w jednym egzemplarzu po 1arkuszu każdy;
4/ rysunek w jednym egzemplarzu po 1 arkuszu każdy.

UWAGI: Opłata za zgłoszenie wynalazku zostanie wniesiona po otrzymaniu potwierdzenia zgłoszenia.

Poznań, dnia 2019-11-15 r.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski

z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem do urządzenia do perforacji pasów transportujących

Przedmiotem wynalazku jest głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem do urządzenia do perforacji pasów transportujących stanowiącego samodzielny moduł systemu mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego.

Znanych jest wiele rozwiązań konstrukcyjnych dotyczących urządzeń do perforacji materiałów. Niemniej jednak ich dostępność w zakresie perforacji pasów transportujących jest silnie ograniczona. Możliwe jest jednak przytoczenie rozwiązań konstrukcyjnych, które można by zaadoptować do wspomnianej aplikacji. Cechują się one jednak różnym poziomem niedostosowania.

Znane z patentu DE2948533A1 rozwiązania konstrukcyjne jest przystosowane do perforacji materiałów w formie cienkich wstęg oraz taśm. Wieloostrzowa głowica z licznymi stemplami współpracuje z matrycą z odpowiednio rozmieszczonymi otworami. Zarówno wieloostrzowa głowica jak i matryca może być konstrukcyjnie rozwiązana w kształcie walcowym jak płaskim. Możliwa jest również kombinacja płaskiej głowicy ze stemplami wraz z walcową głowicą. Najistotniejszą wadą w stosunku do proponowanego rozwiązania konstrukcyjnego jest brak mechanicznego sprzęgnięcia zespołu matrycy z zespołem stempla. To może prowadzić do mechanicznego kontaktu krawędzi tnących stempla i matrycy, a to przekłada się na przyspieszone zużycie narzędzi. Dodatkowo w rozwiązaniu konstrukcyjnym przedstawionym we wspomnianym opisie brak płyt dociskowych, które mogą stabilizować materiał podczas wykonywania perforacji oraz mogą wspomagać proces wyjmowania stempla z wykonanego w materiale otworu.

Znane z patentu US2016/0129605A1 rozwiązanie konstrukcyjne umożliwia perforację materiałów taśmowych i wstęgowych. W celu wykonania otworu pojedynczy stempel wraz z układem docisku zbliżany jest do zespołu matrycy z otworem współpracującym ze stemplem. Perforacja następuje w wyniku wprowadzenia stempla w otwór matrycy. Prezentowane rozwiązanie konstrukcyjne nie oferuje precyzyjnego prowadzenia zespołu stempla względem zespołu matrycy, a to jednoznacznie przenosi się na konieczność zapewnienia precyzyjnej współpracy przez zespołu peryferyjne. Nieodpowiednie skojarzenie tych dwóch elementów prowadzi do ryzyka mechanicznego kontaktu krawędzi tnących, a to bezpośrednio prowadzi do przyspieszonego zużycia narzędzi.

Znane z patentu JPH0363191 (A) rozwiązanie konstrukcyjne dotyczy urządzenia umożliwiającego perforację cienkich taśm oraz wstęg wraz z zespołem dozowania jak i ucinania.

Wynalazek prezentuje możliwe rozwiązanie zwiększające prędkość poszczególnych operacji. Prezentowane rozwiązanie konstrukcyjne posiada ograniczenia w postaci maksymalnego zasięgu działania głowicy perforującej. Ponadto opierając się na zaprezentowanym opisie wywnioskować można, że w tym rozwiązaniu przy jednym stemplu możliwe jest wykonywanie jedynie pojedynczego rzędu otworów. Ponieważ brak jest przewidzianego przemieszczania się głowicy po zaplanowanych do tego celu prowadnicach.

Znane z patentu CN107891473A rozwiązanie konstrukcyjne proponuje możliwość perforacji np. materiałów w formie taśm i pasów przy użyciu głowicy z podwójnym naostrzonym stemplem nie współpracującym z matrycą. Proponowane rozwiązanie zapewnia możliwość jednoczesnego wykonania dwóch otworów jednak ich rozstaw musi być z góry zaplanowany. Zamknięta rama uniemożliwia perforowanie pasów bezkończowych co znacznie ogranicza funkcjonalność proponowanego rozwiązania konstrukcyjnego. Dodatkowo naostrzony stempel nie będzie zapewniał odpowiednio wymaganej jakości otworów, jakie się to otrzymuje podczas perforacji z wykorzystaniem stempla wraz z matrycą. Brak tutaj również płyt dociskowych, które mogą stabilizować materiał podczas wykonywania perforacji oraz mogą wspomagać proces wyjmowania stempla z wykonanego w materiale otworu.

Znane z patentu DE19520294A1 rozwiązanie konstrukcyjne może być wykorzystywane do perforacji taśm i pasów. Proponowana jest głowica z odpowiednio rozmieszczonymi naostrzonymi stemplami. Przedstawione rozwiązanie w przytoczonym opisie ma swe ograniczenie polegające na z góry zaplanowanym rozmieszczeniu stempli. To powoduje brak elastyczności w planowaniu i wykonywaniu określonych wzorów perforacji. Ponadto same naostrzone stemple nie zapewniają odpowiedniej jakości wykonywanych otworów w pasach transportujących jak ma to miejsce podczas wykorzystania zespołu zawierającego stempel oraz matrycę. Brak tutaj również płyt dociskowych, które mogą stabilizować materiał podczas wykonywania perforacji oraz mogą wspomagać proces wyjmowania stempla z wykonanego w materiale otworu.

Główną ideą przedstawionego rozwiązania jest zastosowanie monolitycznego korpusu w kształcie litery C, gdzie matryca osadzona jest w dolnej płycie, podczas gdy stempel jest osadzony w uchwycie prowadzonym w tulei prowadzącej stanowiącej wraz z koszykiem kulkowym bezluzowe toczne łożysko liniowe. Tuleja zamocowana jest do górnej części korpusu, a uchwyt osadzono w gnieździe płyty głowicowo-stemplowej, na którą naciska płyta dociskowa zespołu napędu roboczego. Płyta ta jest prowadzona względem korpusu na dwóch trzpieniach przemieszczających się wewnątrz tulei ślizgowych w nim osadzonych. Do realizacji ruchu powrotnego na trzpieniach zamontowano sprężyny powrotne. W celu ograniczenia ruchu płyty i zapewnienia odpowiedniego napięcia wstępnego sprężyn, na gwintowanych końcach trzpieni

wkręcono dwie nakrętki – napinającą i kontrującą. Takie rozwiązanie zapewnia dużą sztywność konstruckji, ograniczenie masy poruszającej się w trakcie ruchu roboczego oraz pewność prowadzenia stempla względem matrycy. Docisk pasa w głowicy jest sterowany za pomocą siłownika pneumatycznego o któtkim skoku, do którego tłoczyska przykręcono płytkę dociskową. Cała głowica osadzona jest na czterech wózkach przemieszczających się po szynach prowadnicy. Połączenie z napędem liniowym głowicy zrealizowano poprzez mocowanie kątowe do bocznej powierzchni dolnej części korpusu za pomocą śrub.

Istotą wynalazku jest głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem do urządzenia do perforacji pasów transportujących, która składa się z monolitycznego korpusu w kształcie litery C, w którym osadzone są zarówno stempel, jak i matryca, zapewniając tym samym pewność wzajemnego prowadzenia narzędzi. Matryca osadzona jest w gnieździe znajdującym się na górnej powierzchni dolnej części korpusu, w którym zastosowano pasowanie zapewniające odpowiednie wzajemne prowadzenie narzędzi wykrawających. Stempel osadzono w uchwycie wykonanym w postaci słupa prowadzącego, w którego czołowej powierzchni wykonano gniazdo pod część chwytową stempla. Górna część uchwytu ma formę kołnierza, który jest osadzany w płycie głowicowo stemplowej, na którą naciska płyta dociskowa zespołu napędu roboczego, generując siłę niezbędną do wykrojenia otworu. Sam uchwyt prowadzony jest w tulei prowadzącej zamocowanej od dołu w górnej części korpusu. W celu zapewnienia odpowiedniego prowadzenia pomiędzy uchwytem i tuleją umieszczono koszyk kulkowy, który razem z tuleją i uchwytem stanowi bezluzowe liniowe łożysko toczne. Aby zachować współosiowość gniazda w obu częściach korpusu powinno się wykonywać w jednym zamocowaniu. Płyta głowicowo-stemplowa jest prowadzona względem korpusu na dwóch trzpieniach prowadzących, na których osadzono sprężyny zapewniające ruch powrotny głowicy. Sprężyny te są oparte w gniazdach wykonanych zarówno w płycie głowicowo-stemplowej, jak i w korpusie. Napięcie sprężyn oraz ograniczenie zakresu ruchu stempla uzyskuje się za pomocą dwóch nakrętek – napinającej i kontrującej - oraz podkładki płaskiej. Trzpienie prowadzące przemieszczają się w tulejkach ślizgowych osadzonych w górnej części korpusu. Cała głowica mocowana jest od dołu do czterech wózków poruszających się po dwóch szynach prowadnicy liniowej. Mocowanie głowicy do napędu odbywa się za pomocą kątownika przykręcanego do bocznej powierzchni dolnej części korpusu.

Korzystnie głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem charakteryzuje się tym, że docisk pasa podczas perforacji realizowany jest w sposób sterowany a nie samoczynny. Siła docisku generowana jest za pomocą siłownika pneumatycznego o niewielkim skoku przykręconego do górnej części korpusu. Płytka dociskowa z zakończeniem

widełkowym jest przykręcona do tłoczyska siłownika za pomocą śruby. Aby było możliwe dokręcenie lub odkręcenie płyty w dolnej częśći korpusu znajduje się otwór.

Dzięki zastosowaniu rozwiązania według wynalazku uzyskano następujące efekty techniczno-użytkowe:

- pewność prowadzenia stempla względem matrycy,
- ruch roboczy jest realizowany jedynie przez stempel wraz z uchwytem i płytą głowicowo-stemplową o stosunkowo małej masie,
- duża sztywność konstrukcji
- prosta konstrukcja,
- możliwość znacznej redukcji wymiarów górnej części korpusu dzięki braku konieczności stosowania prowadnic słupowych, a tym samym masy głowicy.

Wynalazek w przykładowym wykonaniu został zilustrowany na rysunkach, gdzie fig. 1 przedstawia przekrój konstrukcji głowicy perforującej z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem, fig. 2 przedstawia widok konstrukcji głowicy perforującej z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem.

Główną ideą głowicy perforującej z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem (fig. 1) jest zastosowanie monolitycznego korpusu 1 w kształcie litery C, w którym osadzone są współosiowo zarówno stempel 2, jak i matryca 3. Matryca 3 osadzona jest w gnieździe GM znajdującym się na górnej powierzchni dolnej części 1.1 korpusu 1, w którym zastosowano pasowanie zapewniające odpowiednie wzajemne prowadzenie narzędzi wykrawających 2 i 3. Stempel 2 osadzono w uchwycie 4 wykonanym w postaci słupa prowadzącego, w którego czołowej powierzchni wykonano gniazdo GS pod część chwytową stempla 2.1. Zablokowanie stempla 2 w uchwycie 4 zrealizowano za pomocą sworznia blokującego 5. Górna część uchwytu 4 ma formę kołnierza K, który jest osadzany w gnieździe GUS w płycie głowicowo-stemplowej 6, na którą naciska płyta dociskowa zespołu napędu roboczego niewidoczna na rysunku, generując siłę niezbędną do wykrojenia otworu. Sam uchwyt prowadzony jest w tulei prowadzącej 7 zamocowanej od dołu w górnej części 1.2 korpusu 1. W celu zapewnienia odpowiedniego prowadzenia pomiędzy uchwytem 4 i tuleją 7 umieszczono koszyk kulkowy 8, który razem z tuleją 7 i uchwytem 4 stanowi bezluzowe liniowe łożysko toczne. Płyta głowicowo-stemplowa 6 jest prowadzona względem korpusu 1 na dwóch trzpieniach prowadzących 9, na których osadzono sprężyny 10 zapewniające ruch powrotny płyty głowicowo-stemplowej 6. Sprężyny 10 są oparte w gniazdach GSP1 i GSP2 wykonanych zarówno w płycie głowicowo-stemplowej 6, jak i w korpusie 1. Napięcie sprężyn 10 oraz ograniczenie zakresu ruchu stempla 2 uzyskuje się za pomocą dwóch nakrętek – napinającej 11 i kontrującej 12 - oraz podkładki płaskiej 13. Trzpienie

prowadzące 9 przemieszczają się w tulejkach ślizgowych 14 osadzonych w górnej części 1.2 korpusu 1. Cała głowica przykręcona jest od dołu do czterech wózków 15 poruszających się po dwóch szynach prowadnicy liniowej niewidocznych na rysunku. Mocowanie głowicy do napędu niewidocznego na rysunku odbywa się za pomocą kątownika 16 przykręcanego do bocznej powierzchni dolnej części 1.1 korpusu 1 za pomocą śrub 17. Docisk pasa podczas perforacji realizowany jest w sposób sterowany za pomocą siłownika pneumatycznego 18 o niewielkim skoku przykręconego do górnej części 1.2 korpusu 1. Płytka dociskowa 19 z zakończeniem widełkowym jest przykręcona do tłoczyska 18.1 siłownika 18 za pomocą śruby 20 . Aby było możliwe dokręcenie lub odkręcenie płyty w dolnej części 1.1 korpusu 1 znajduje się otwór O.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski

z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Zastrzeżenie patentowe

1. Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem do urządzenia do perforacji pasów transportujących znamienna tym, że składa się z monolitycznego korpusu (1) w kształcie litery C, w którym osadzone są współosiowo stempel (2) i matryca (3), z tym że matryca (3) osadzona jest w gnieździe (GM) znajdującym się na górnej powierzchni dolnej części (1.1) korpusu (1), a stempel (2) osadzono w uchwycie (4) wykonanym w postaci słupa prowadzącego, w którego czołowej powierzchni wykonano gniazdo (GS) pod część chwytową (2.1) stempla (2), gdzie zablokowanie stempla (2) w uchwycie (4) zrealizowano za pomocą sworznia blokującego (5), przy czym górna część uchwytu (4) ma formę kołnierza (K), który jest osadzany w gnieździe (GUS) w płycie głowicowo-stemplowej (6), na którą naciska płyta dociskowa zespołu napędu roboczego, generując siłę niezbędną do wykrojenia otworu, zaś sam uchwyt (4) prowadzony jest w tulei prowadzącej (7) zamocowanej od dołu w górnej części (1.2) korpusu (1), przy czym pomiędzy uchwytem (4) i tuleją (7) umieszczono koszyk kulkowy (8), który razem z tuleją (7) i uchwytem (4) stanowi bezluzowe liniowe łożysko toczne, a płyta głowicowo-stemplowa (6) jest prowadzona względem korpusu (1) na dwóch trzpieniach prowadzących (9), na których osadzono sprężyny (10) zapewniające ruch powrotny płyty głowicowo-stemplowej (6), przy czym sprężyny (10) są oparte w gniazdach (GSP1) (GSP2) wykonanych zarówno w płycie głowicowo-stemplowej (6), jak i w korpusie (1), a napięcie sprężyn (10) oraz ograniczenie zakresu ruchu stempla (2) uzyskuje się za pomocą dwóch nakrętek – napinającej (11) i kontrującej (12) - oraz podkładki płaskiej (13), z tym że trzpienie prowadzące (9) przemieszczają się w tulejkach ślizgowych (14) osadzonych w górnej części (1.2) korpusu (1), przy czym cała głowica mocowana jest od dołu do czterech wózków (15) poruszających się po dwóch szynach prowadnicy liniowej, a mocowanie głowicy do napędu odbywa się za pomocą kątownika (16) przykręcanego do bocznej powierzchni dolnej części korpusu za pomocą śrub (17).
2. Głowica perforująca według zastrz. 1 znamienna tym, że docisk pasa podczas perforacji realizowany jest w sposób sterowany a nie samoczynny, przy czym siła docisku generowana jest za pomocą siłownika pneumatycznego (18) o niewielkim skoku przykręconego do górnej części (1.1) korpusu (1), gdzie płytka dociskowa (19) z zakończeniem widełkowym jest przykręcona do tłoczyska (18.1) siłownika (18) za pomocą śruby (20), a aby możliwe było dokręcenie lub odkręcenie płyty (19) w dolnej częśći (1.1) korpusu (1) znajduje się otwór.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski
z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Skrót opisu

Głowica perforująca z dwiema krawędziami tnącymi z ruchomym stemplem do urządzenia do perforacji pasów transportujących charakteryzująca się tym, że składa się z monolitycznego korpusu (1) w kształcie litery C, w którym osadzone są współosiowo stempel (2) i matryca (3), z tym że matryca (3) osadzona jest w gnieździe (GM) znajdującym się na górnej powierzchni dolnej części (1.1) korpusu (1), a stempel (2) osadzono w uchwycie (4) wykonanym w postaci słupa prowadzącego, w którego czołowej powierzchni wykonano gniazdo (GS) pod część chwytową (2.1) stempla (2), gdzie zablokowanie stempla (2) w uchwycie (4) zrealizowano za pomocą sworznia blokującego (5), przy czym uchwyt (4) jest osadzany w gnieździe (GUS) w płycie głowicowo-stemplowej (6), na którą naciska płyta dociskowa zespołu napędu roboczego, zaś sam uchwyt (4) prowadzony jest za pomocą bezluzowego liniowego łożyska tocznego składającego się z tulei prowadzącej (7), uchwytu (4) oraz koszyka kulkowego (8) umieszczonego pomiędzy nimi, a płyta głowicowo-stemplowa (6) jest prowadzona względem korpusu (1) na dwóch trzpieniach prowadzących (9) osadzonych w tulejach ślizgowych (14), a jej ruch powrotny zapewniają sprężyny (10) osadzone na trzpieniach prowadzących (9) i napinane przez nakrętkę napinającą (11) i kontrującą (12) oraz podkładkę płaską (13), przy czym cała głowica mocowana jest od dołu do czterech wózków (15) poruszających się po dwóch szynach prowadnicy liniowej, do napędu za pomocą kątownika (16) i śrub (17), przy czym docisk pasa podczas perforacji realizowany jest w sposób sterowany za pomocą siłownika pneumatycznego (18) oraz płytki dociskowej (19) przykręconej do tłoczyska (18.1) siłownika (18) za pomocą śruby (20).

Fig.1

2 zastrzeżenia

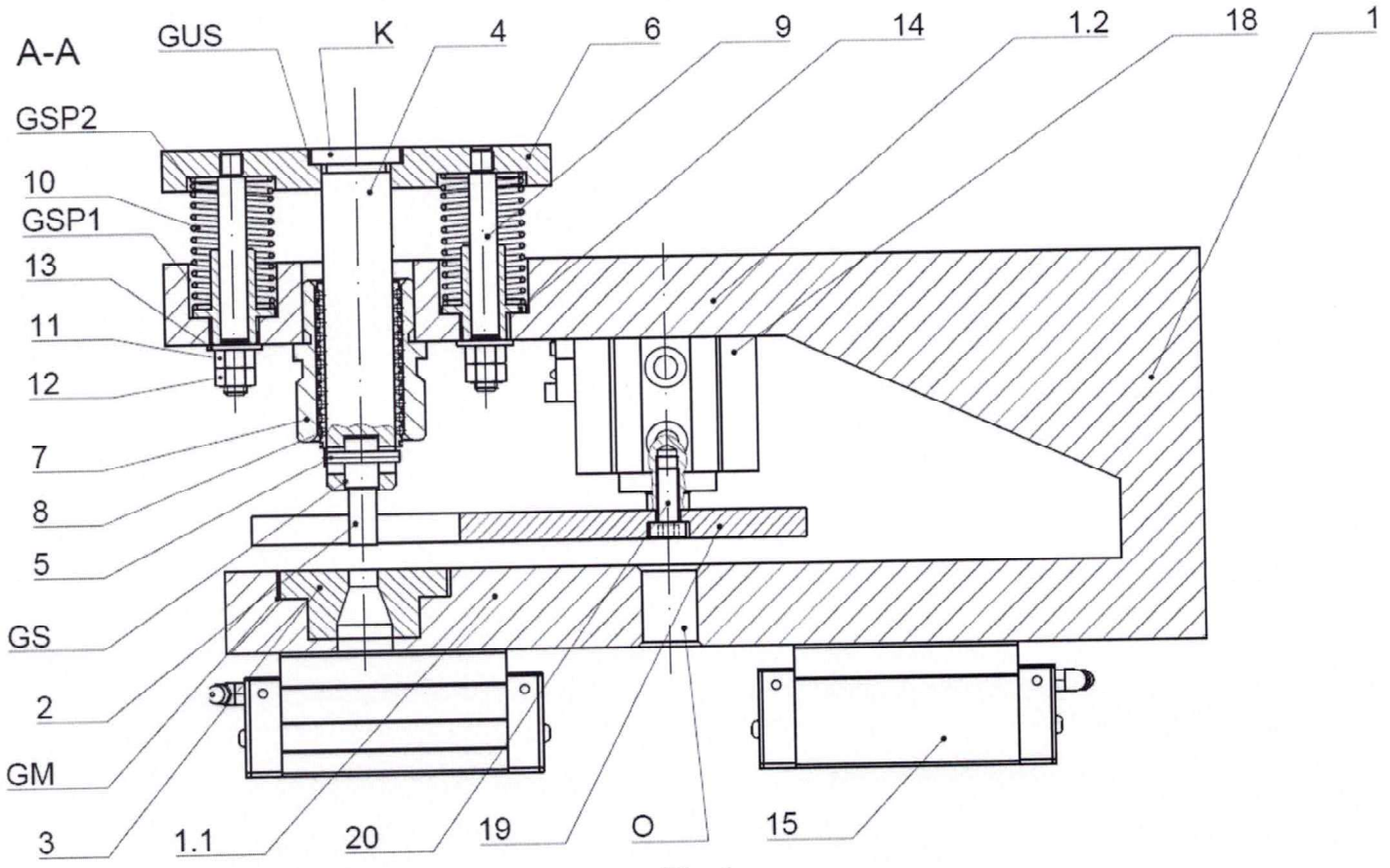

A-A
GUS
K
4
6
9
14
1.2
18
1
GSP2
10
GSP1
13
11
12
7
8
5
GS
2
GM
3
1.1
20
19
O
15

Fig. 1

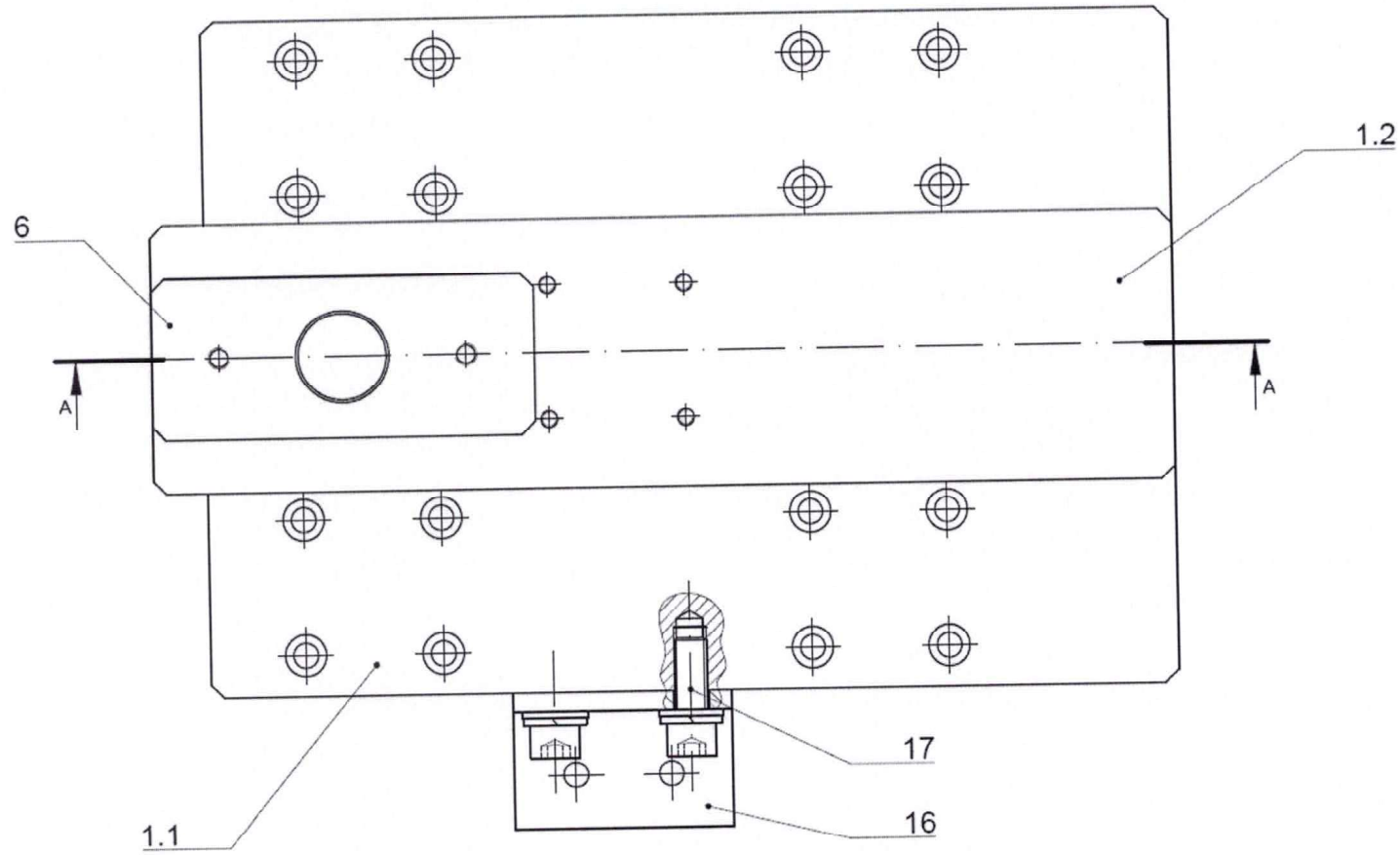

1.2
6
A
A
17
1.1
16

Fig. 2

niepodległa | POLSKA STULECIE ODZYSKANIA NIEPODLEGŁOŚCI

URZĄD PATENTOWY RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ 100 lat

Kancelaria Ogólna

Dział Informacji Patentowej

wpłynęło dn. 03-12-2019

R2P-152-56/19 PAT 2155

Warszawa, 22.11.2019 r.

Nasz znak: BA-III.P.431884.2.iskow
Wasz znak: R2P-152-56/19-PAT2155

WILHELM HERM MULLER POLSKA SPÓŁKA Z OGRANICZONĄ ODPOWIEDZIALNOŚCIĄ
ul. Solna 20
85-862 Bydgoszcz

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2019-11-22 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.431884**
[WIPO ST 10/C PL431884]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.431884.

Nr .....
Data zgł. .....

URZĄD PATENTOWY RP
Departament Zgłoszeń
Al. Niepodległości 188
00-950 WARSZAWA

R2P-152-56/19-PAT 2155

PODANIE
o udzielenie patentu na wynalazek

ZGŁASZAJĄCY:

Politechnika Poznańska
pl. Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań
REGON: 000001608 NIP: 777-00-03-699

Wilhelm Herm Muller Polska Sp z o.o.
ul. Solna 20, 85-862 Bydgoszcz
REGON: 091569752 NIP:9532183891

TYTUŁ WYNALZAKU:

„Głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących"

TWÓRCY WYNALAZKU:

1. **Krzysztof TALAŚKA, zam. 61-064 Poznań, ul. Folwarczna 28/26,**
2. **Dominik WOJTKOWIAK, zam. 62-023 Kamionki, ul. Szafirowa 16,**
3. **Dominik WILCZYŃSKI, zam. 62-095 Murowana Goślina, ul. Tęczowa 3,**
4. **Jan GÓRECKI, zam. 61-723 Poznań, ul. Nowowiejskiego 22/25,**
5. **Ireneusz MALUJDA, zam. 62-030 Luboń, ul. Kalinowa 19,**
6. **Grzegorz DOMEK, zam. 85-432 Bydgoszcz, ul. Borsucza 31.**

PODSTAWA PRAWNA DO UZYSKANIA PATENTU:
Art. 11 ust. 3 (pracownicy zgłaszających) ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. – „Prawo własności przemysłowej" (Dz.U. 2017 r. poz. 776)

ZGŁOSZENIE ZAWIERA:

1/ opis wynalazku w jednym egzemplarzu po 4 arkusze każdy;
2/ zastrzeżenia w jednym egzemplarzu po 1 arkuszu każdy;
3/ skrót opisu w jednym egzemplarzu po 1arkuszu każdy;
4/ rysunki w jednym egzemplarzu po 2 arkuszy każdy.

UWAGI: Opłata za zgłoszenie wynalazku zostanie wniesiona po otrzymaniu potwierdzenia zgłoszenia.

Poznań, dnia 2019-11-15 r.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski

z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących

Przedmiotem wynalazku jest głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących stanowiącego samodzielny moduł systemu mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego.

Znanych jest wiele rozwiązań konstrukcyjnych dotyczących urządzeń do perforacji materiałów. Niemniej jednak ich dostępność w zakresie perforacji pasów transportujących jest silnie ograniczona. Możliwe jest jednak przytoczenie rozwiązań konstrukcyjnych, które można by zaadoptować do wspomnianej aplikacji. Cechują się one jednak różnym poziomem niedostosowania.

Znane z patentu PL229837 rozwiązanie konstrukcyjne posiada cechy głowicy perforującej z przeznaczeniem do pasów transportujących z drążonym stemplem przystosowanym do współpracy z płytą podkładową. Stempel posiada konstrukcję umożliwiającą poruszanie się w nim wypychacza odpadu będącego produktem odpadowym procesu perforacji. Zespół wypychacza jest skomplikowany technologicznie, generujący wysoki koszt wykonania, dodatkowo sam wypychacz posiada konstrukcję narażoną na zjawisko wyboczenia co może prowadzić do wysokiej awaryjności rozwiązania. Ponadto krawędź stempla jest ukształtowana w sposób prowadzący do generowania wysokich sił perforacji oraz uzyskania otworu o obniżonej jakości krawędzi. Dodatkowo zaplanowane ukształtowanie stempla prowadzi do silnego zakleszczania się odpadu po procesie perforacji wewnątrz stempla.

Znane z patentu CN107891473A rozwiązanie konstrukcyjne proponuje możliwość perforacji np. materiałów w formie taśm i pasów przy użyciu głowicy z podwójnym naostrzonym stemplem nie współpracującym z matrycą. Proponowane rozwiązanie zapewnia możliwość jednoczesnego wykonania dwóch otworów jednak ich rozstaw musi być z góry zaplanowany. Zamknięta rama uniemożliwia perforowanie pasów bezkońcowych co znacznie ogranicza funkcjonalność proponowanego rozwiązania konstrukcyjnego. Dodatkowo niedrążony stempel nie będzie zapewniał odpowiednio wymaganej jakości otworów, jakie się otrzymuje podczas perforacji z wykorzystaniem stempla drążonego. Brak tutaj również płyt dociskowych, które mogą stabilizować materiał podczas wykonywania perforacji oraz mogą wspomagać proces wyjmowania stempla z wykonanego w materiale otworu.

Znane z patentu KR101451105 rozwiązanie konstrukcyjne dotyczy urządzenia umożliwiającego perforację materiałów w formie cienkich taśm przy użyciu drążonego stempla. Stempel posiada krawędź tnącą, która w wyniku dociśnięcia stempla do materiału obrabianego

wykrawa otwór. Prezentowane urządzenie posiada układ zasysający odpad będący produktem ubocznym procesu perforacji. Prezentowane rozwiązanie w przedstawionej formie może być stosowane jedynie do materiałów bardzo cienkich i podatnych, tak by system zasilania był w stanie odprowadzić odpad. W przypadku perforacji pasów transportujących odpad jest silnie zakleszczany w otworze co dyskwalifikuje układ zasilania jako skuteczny w realizacji takiej funkcji.

Główną ideą przedstawionego rozwiązania jest możliwość zabudowania głowicy na płycie dociskowej zespołu napędu roboczego połączonej uchwytami talerzowymi z siłownikami generującymi siłę perforacji niezbędną do wykrojenia otworu. W centralnej części płyty dociskowej zamocowana jest od dołu płyta stemplowa w której osadzono uchwyt stempla, w którego gnieździe mocuje się stempel. Zarówno stempel, jak i uchwyt są drążone, a wewnątrz nich znajduje się wypychacz odpadów, którego ruch wywoływany jest przez siłownik pneumatyczny zamocowany do górnej częśći płyty dociskowej. W celu przytrzymania pasa głowica wyposażona jest w dodatkową płytkę dociskową prowadzoną na trzpieniach w tulejkach ślizgowych osadzonych w głównej płycie dociskowej. Blokowanie trzpienia i regulacja wysokości płytki dociskowej realizowana jest za pomocą dwóch nakrętek – regulującej i kontrującej. Pomiędzy dwiema płytami dociskowymi w osi trzpieni znajdują się dwie sprężyny naciskowe generujące docisk pasa. Stempel współpracuje z płytą podkładową wykonaną z tworzywa sztucznego (np. poliamidu lub polipropylenu) przykręcaną do zespołu stołu roboczego montowanego na 4 wózkach przemieszczających się po szynach prowadnicy liniowej. Stół roboczy jest połączony z napędem za pomocą mocowania kątowego.

Istotą wynalazku jest głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących, która składa się z głównej płyty dociskowej połączonej z tłoczyskami siłowników generujących siłę niezbędną do perforacji za pomocą uchwytów talerzowych, do której przymocowano od dołu płytę stemplową wraz z uchwytem i stemplem, zaś od góry siłownik wypychacza wraz z mocowaniem. Uchwyt mocowany jest w gnieździe płyty stemplowej, która przykręcana jest do głównej płyty, zaś stempel mocowany jest w gnieździe uchwytu i blokowany dwoma sworzniami. Stempel, jak i uchwyt są drążone, a wewnątrz nich przemieszcza się trzpień wypychacza odpadów połączony z tłoczyskiem siłownika pneumatycznego. W celu zapewnienia odpowiedniego docisku pasa zastosowano dodatkową płytkę dociskową prowadzoną względem głównej płyty za pomocą trzpieni w tulejkach ślizgowych osadzonych w głównej płycie, której docisk generowany jest poprzez dwie sprężyny naciskowe montowane w osiach trzpieni prowadzących. Na końcach trzpieni znajduje

się gwint, na którym mocowane są dwie nakrętki – regulacyjna i kontrująca, służące do napinania sprężyn, regulacji położenia płytki dociskowej oraz ograniczenia ruchu trzpieni.

Korzystnie głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą charakteryzuje się tym, że stempel współpracuje z płytą podkładową wykonaną z tworzywa sztucznego osadzoną na zespole stołu roboczego, którego głównym elementem jest płyta montażowa do której montowana jest płyta podkładowa. W celu uzyskania odpowiedniego położenia płyty podkładowej zapewniającej odpowiednie zagłębienie ostrza w materiał pomiędzy płytami umieszcza się dodatkową płytkę regulacyjną. Wszystkie trzy płyty są skręcone za pomocą czterech śrub, a płyta montażowa jest przykręcona do czterech wózków prowadnic liniowych poruszających się po szynach. Aby umożliwić przesuw stołu roboczego, montuje się go do układu napędowego za pomocą uchwytu kątowego.

Korzystnie głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą charakteryzuje się tym, że na uchwyt stempla można zamontować zwojowy element grzejny, który pozwala na nagrzewanie stempla. Dodatkowo w uchwycie znajduje się gniazdo na rezystancyjny czujnik temperatury, który w połączeniu z regulatorem pozwala na ciągłą kontrolę uzyskanej temperatury.

Dzięki zastosowaniu rozwiązania według wynalazku uzyskano następujące efekty techniczno-użytkowe:

- możliwość stosowania różnych rodzajów stempli drążonych,
- łatwość wymiany narzędzia,
- możliwość uzyskania wysokiej jakości wykrawanych otworów,
- dobre przytrzymanie pasa podczas perforacji,
- możliwość łatwej wymiany płyty podkładowej,
- możliwość zastosowania zwojowego elementu grzejnego do nagrzewania stempla.

Wynalazek w przykładowym wykonaniu został zilustrowany na rysunkach, gdzie fig. 1 przedstawia konstrukcję głowicy perforującej z jedną krawędzią tnącą, fig. 2 przedstawia konstrukcję zespołu stołu roboczego.

Główną ideą głowicy perforującej z jedną krawędzią tnącą (fig. 1) jest zabudowanie jej na głównej płycie dociskowej 1 połączonej z tłoczyskami siłowników zespołu napędu roboczego 2 za pomocą uchwytów talerzowych 3. Płyta stemplowa 4 przykręcona jest do dolnej powierzchni głównej płyty dociskowej 1 w jej centralnej części. W gnieździe GUS płyty stemplowej 4 osadzony jest uchwyt 5, w którego gnieździe osadzono stempel drążony 6 i zablokowano dwoma sworzniami 7. Zarówno uchwyt 5, jak i stempel 6 są drążone, a wewnątrz nich przemieszcza się trzpień wypychacza odpadu 8, który jest wkręcony w tłoczysko siłownika pneumatycznego 9, przymocowanego do głównej płyty dociskowej 1 za pomocą płytki mocującej 10 i zestawu śrub

11. Osiowanie siłownika pneumatycznego 9 i stempla 6 zapewnione jest za pomocą kołków niewidocznych na rysunku. Docisk pasa podczas perforacji jest realizowany za pomocą dodatkowej płytki dociskowej 12, która jest prowadzona na trzpieniach 13 w tulejach ślizgowych 14. Trzpienie 13 są osadzane na wcisk w otworach płytki dociskowej 12, a tuleje 14 w głównej płycie dociskowej 1. Nacisk generowany jest przez dwie sprężyny naciskowe 15 osadzone na trzpieniach 13 i podparte w gniazdach GS w głównej płycie dociskowej 1. Na gwintowanych końcach G trzpieni 13 znajdują się dwie nakrętki – regulacyjna 16 i kontrująca 17 służące do napinania sprężyn i regulacji wysokości płytki dociskowej 12. Dodatkowo na uchwyt 6 można założyć zwojowy element grzejny niewidoczny na rysunku blokowany przed zsunięciem sworzniami 7, a w gnieździe GC w jego bocznej powierzchni można umieścić rezystancyjny czujnik temperatury, niewidoczny na rysunku, będący elementem układu regulacji.

Głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą współpracuje z zespołem stołu roboczego (fig. 2, fig3), którego głównym elementem jest płyta montażowa 18 do której montowana jest tworzywowa płyta podkładowa 19. Pomiędzy płytą podkładową 19 a płytą montażową 18 umieszcza się płytkę regulacyjną 20 zapewniającą odpowiednie zagłębienie ostrza w materiał. Wszystkie trzy płyty są skręcone za pomocą śrub 21, a płyta montażowa 18 jest przykręcona do czterech wózków 22 prowadnic liniowych poruszających się po szynach niewidocznych na rysunku. Dodatkowo do bocznej powierzchni płyty montażowej 18 przykręcony jest za pomocą śrub 24 uchwyt kątowy 23, który łączy zespół stołu roboczego z układem napędowym niewidocznym na rysunku.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski

z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Zastrzeżenie patentowe

1. Głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących znamienna tym, że składa się z głównej płyty dociskowej (1) połączonej z tłoczyskami siłowników (2) generujących siłę niezbędną do perforacji za pomocą uchwytów talerzowych (3), do której przymocowano od dołu płytę stemplową (4) wraz z uchwytem (5) i stemplem (6), zaś od góry siłownik (9) wypychacza wraz z mocowaniem (10), przy czym uchwyt (5) mocowany jest w gnieździe (GUS) płyty stemplowej (4), która przykręcana jest do głównej płyty dociskowej (1), zaś stempel (6) mocowany jest w gnieździe uchwytu (5) i blokowany dwoma sworzniami (7), przy czym stempel (6), jak i uchwyt (5) są drążone, a wewnątrz nich przemieszcza się trzpień wypychacza (8) odpadów połączony z tłoczyskiem siłownika pneumatycznego (9), przymocowanego do głównej płyty dociskowej (1) za pomocą płytki mocującej (10) i zestawu śrub (11), z tym że w celu zapewnienia odpowiedniego docisku pasa zastosowano dodatkową płytkę dociskową (12) prowadzoną względem głównej płyty dociskowej (1) za pomocą trzpieni (13) w tulejkach ślizgowych (14) osadzonych w głównej płycie dociskowej (1), której docisk generowany jest poprzez dwie sprężyny naciskowe (15) montowane w osiach trzpieni (13), przy czym na końcach trzpieni (13) znajduje się gwint (G), na którym mocowane są dwie nakrętki – regulacyjna (16) i kontrująca (17), służące do napinania sprężyn (15), regulacji położenia płytki dociskowej (11) oraz ograniczenia ruchu trzpieni (13).
2. Głowica perforująca według zastrz. 1 znamienna tym, że płyta podkładowa (19) wykonaną z tworzywa sztucznego osadzona jest na zespole stołu roboczego, którego głównym elementem jest płyta montażowa (18) do której jest ona montowana, przy czym w celu uzyskania odpowiedniego położenia płyty podkładowej (19) zapewniającej odpowiednie zagłębienie ostrza stempla (6) w materiał pomiędzy płytami (18) i (19) umieszcza się dodatkową płytkę regulacyjną (20), przy czym wszystkie trzy płyty są skręcone za pomocą śrub (21), z tym że płyta montażowa (18) jest przykręcona do czterech wózków (22) prowadnic liniowych poruszających się po szynach, przy czym aby umożliwić przesuw stołu roboczego, montuje się go do układu napędowego za pomocą uchwytu kątowego (23) i śrub (24).
3. Głowica perforująca według zastrz. 1 lub 2 znamienna tym, że na uchwyt stempla (5) można zamontować zwojowy element grzejny, który pozwala na nagrzewanie go, a dodatkowo w uchwycie (5) znajduje się gniazdo (GC) na rezystancyjny czujnik temperatury, który w połączeniu z regulatorem pozwala na ciągłą kontrolę uzyskanej temperatury.

Rektor Politechniki Poznańskiej
prof. dr hab. inż. Tomasz Łodygowski
z up. prof. dr hab. inż. Jan Żurek
Prorektor ds. współpracy z gospodarką

Skrót opisu

Głowica perforująca z jedną krawędzią tnącą do urządzenia do perforacji pasów transportujących charakteryzująca się tym, że składa się z głównej płyty dociskowej (1) połączonej z tłoczyskami siłowników (2) generujących siłę niezbędną do perforacji za pomocą uchwytów talerzowych (3), do której przymocowano od dołu płytę stemplową (4) wraz z uchwytem (5) i stemplem (6), zaś od góry siłownik (9) wypychacza wraz z mocowaniem (10), przy czym uchwyt (5) mocowany jest w gnieździe (GUS) płyty stemplowej (4), która przykręcana jest do głównej płyty (1), zaś stempel (6) mocowany jest w gnieździe uchwytu (5) i blokowany dwoma sworzniami (7), przy czym stempel (6), jak i uchwyt (5) są drążone, a wewnątrz nich przemieszcza się trzpień wypychacza (8) odpadów połączony z tłoczyskiem siłownika pneumatycznego (9), przymocowanego do głównej płyty dociskowej (1) za pomocą płytki mocującej (10) i zestawu śrub (11), z tym że do docisku pasa zastosowano dodatkową płytkę dociskową (12) prowadzoną względem głównej płyty (1) za pomocą trzpieni (13) w tulejkach ślizgowych (14) osadzonych w głównej płycie (1), której docisk generowany jest poprzez dwie sprężyny naciskowe (15) montowane w osiach trzpieni (13), przy czym na końcach trzpieni (13) i napinane poprzez dwie nakrętki – regulacyjną (16) i kontrującą (17), a głowica współpracuje z zespołem stołu roboczego, którego główny element stanowi płyta montażowa (18), do której przykręcana jest tworzywowa płyta podkładowa (19), a pomiędzy nimi umieszcza się płytę regulacyjną (20), przy czym płyty skręcone są śrubami (21), a płyta montażowa jest przykręcona do wózków (22) i połączona z napędem mocowaniem kątowym (23) i śrubami (24), z tym że stempel (5) może być grzany elementem zwojowym montowanym na uchwycie (4), a temperatura regulowana za pomocą czujnika w gnieździe (GC) w uchwycie (5).

Fig.1

3 zastrzeżenia

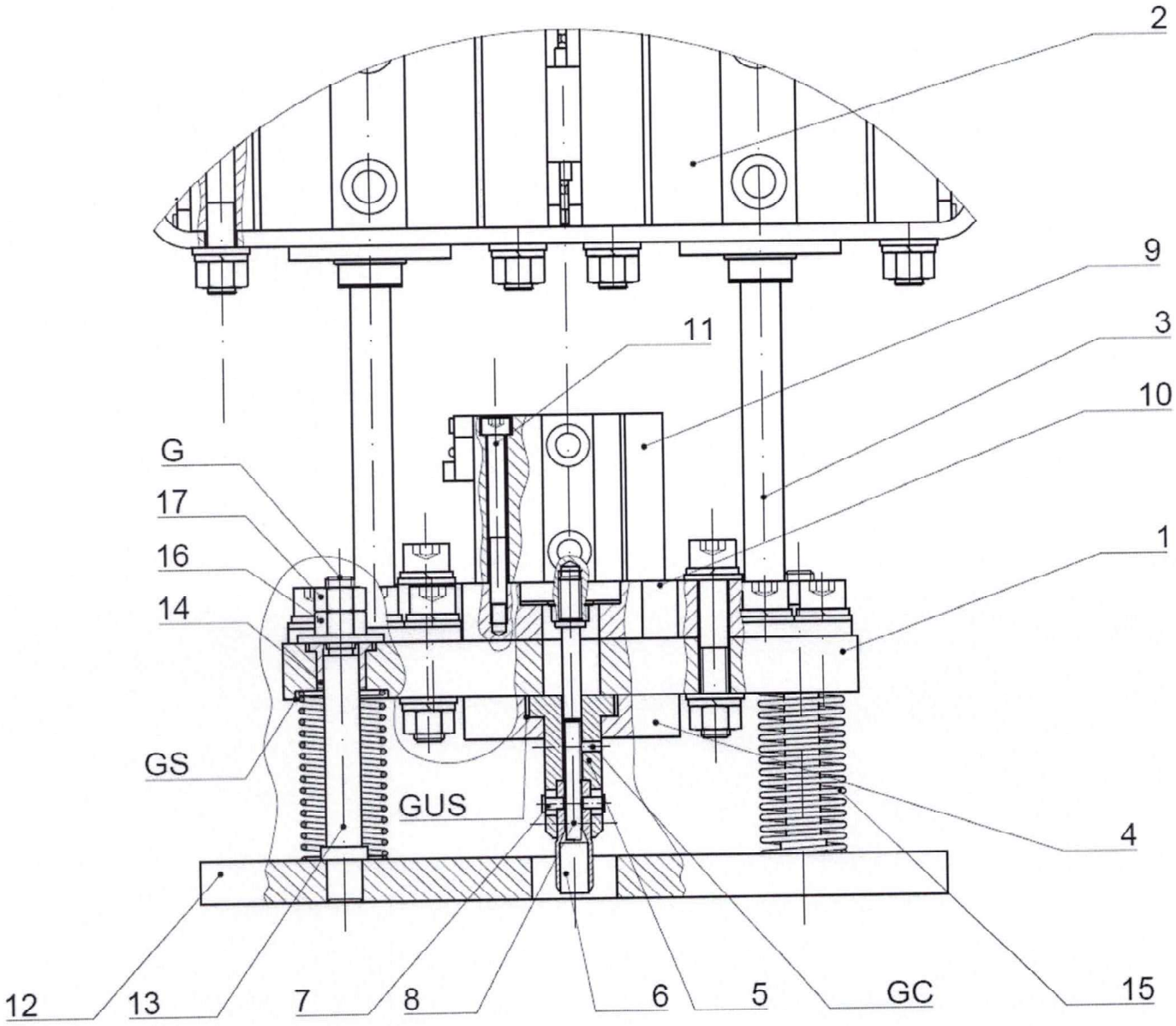


Fig. 1

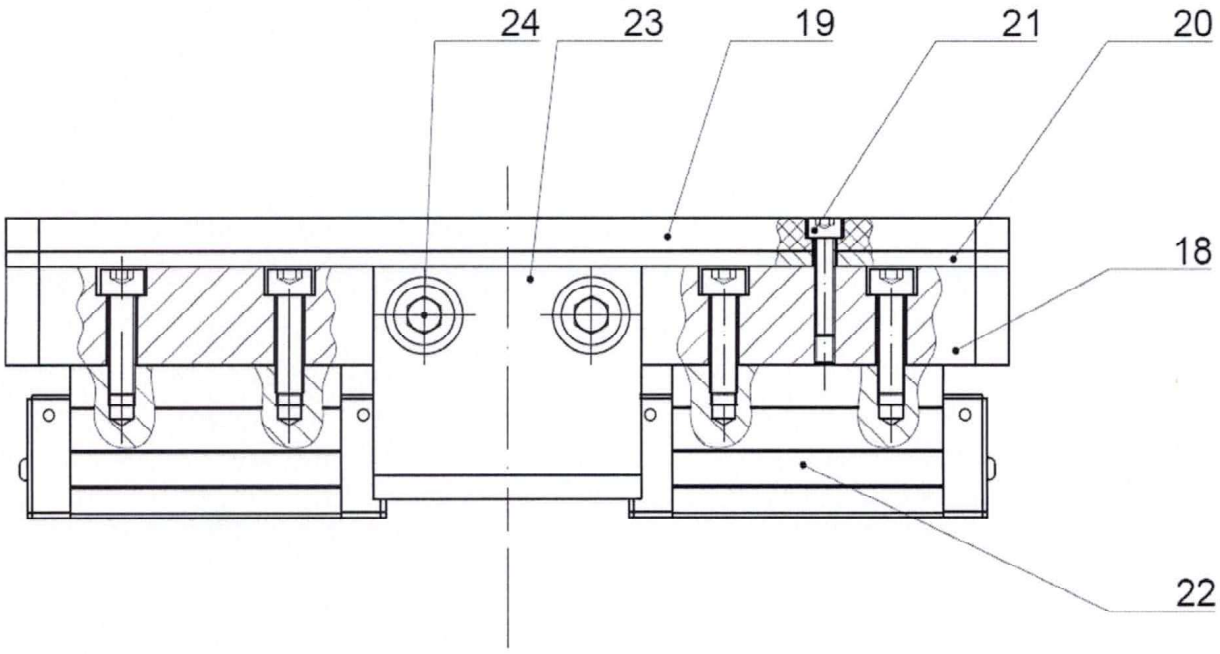


Fig. 2

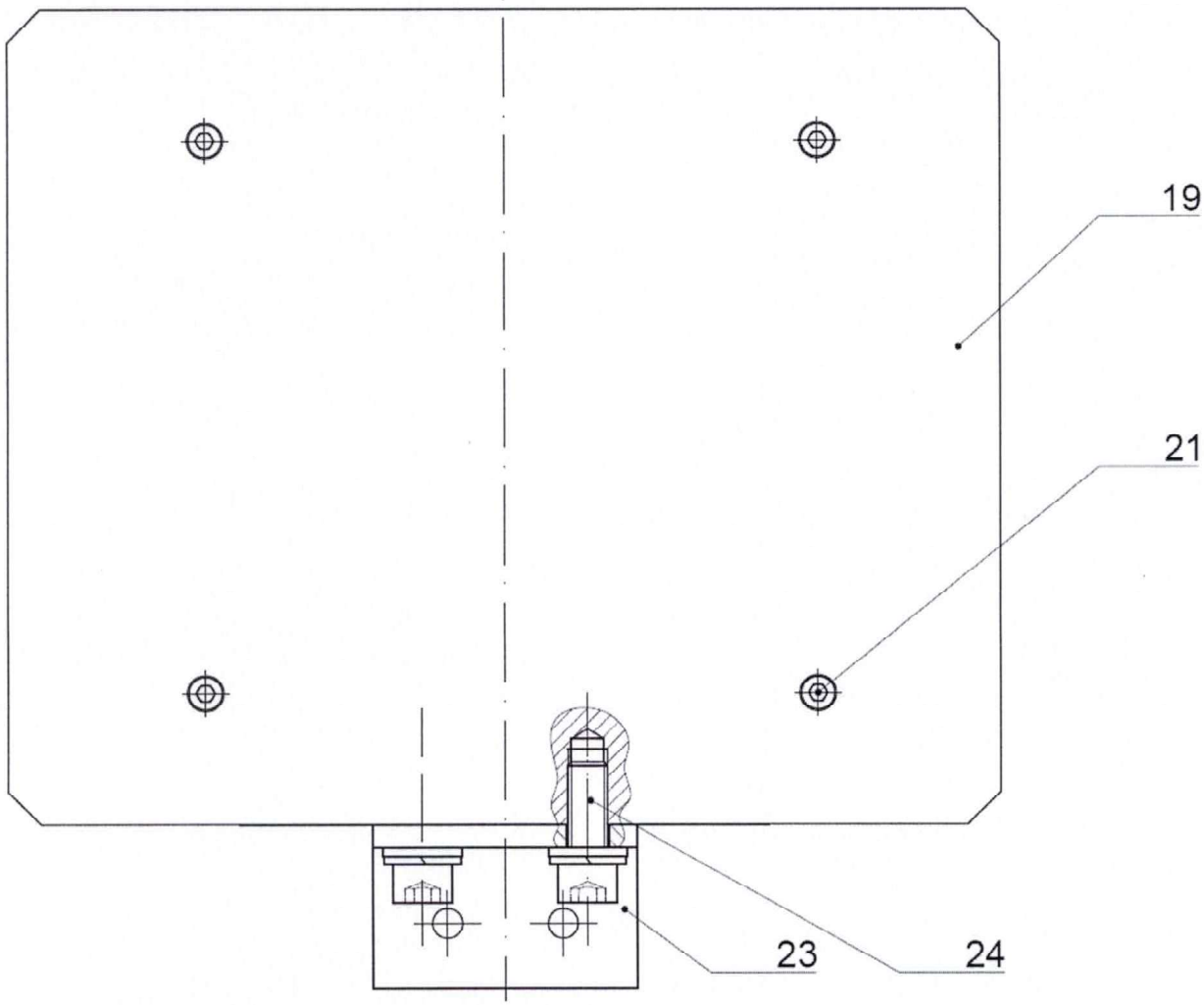


Fig. 3

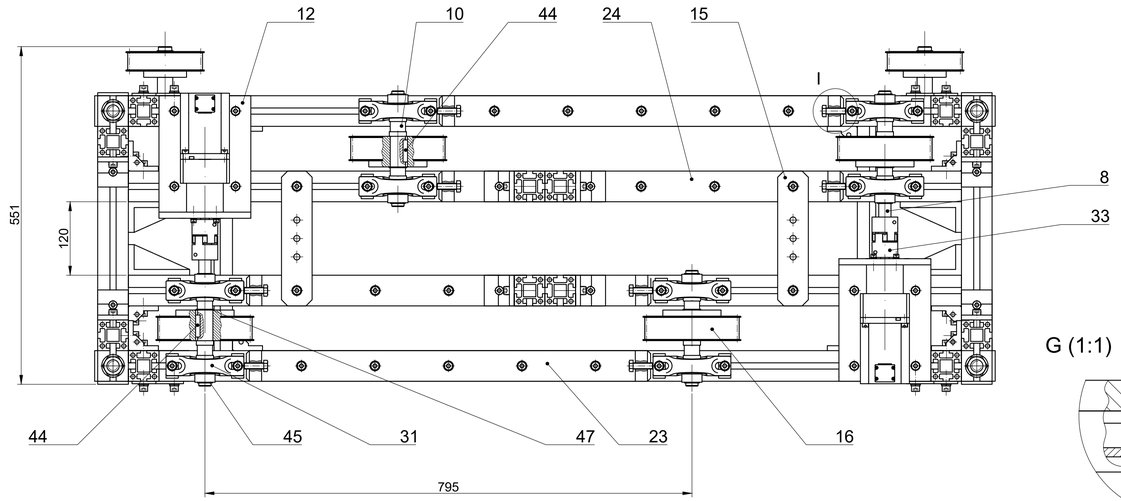
KARTA WDROŻENIA PRODUKTU
będącego wynikiem badań naukowych lub prac rozwojowych prowadzonych w

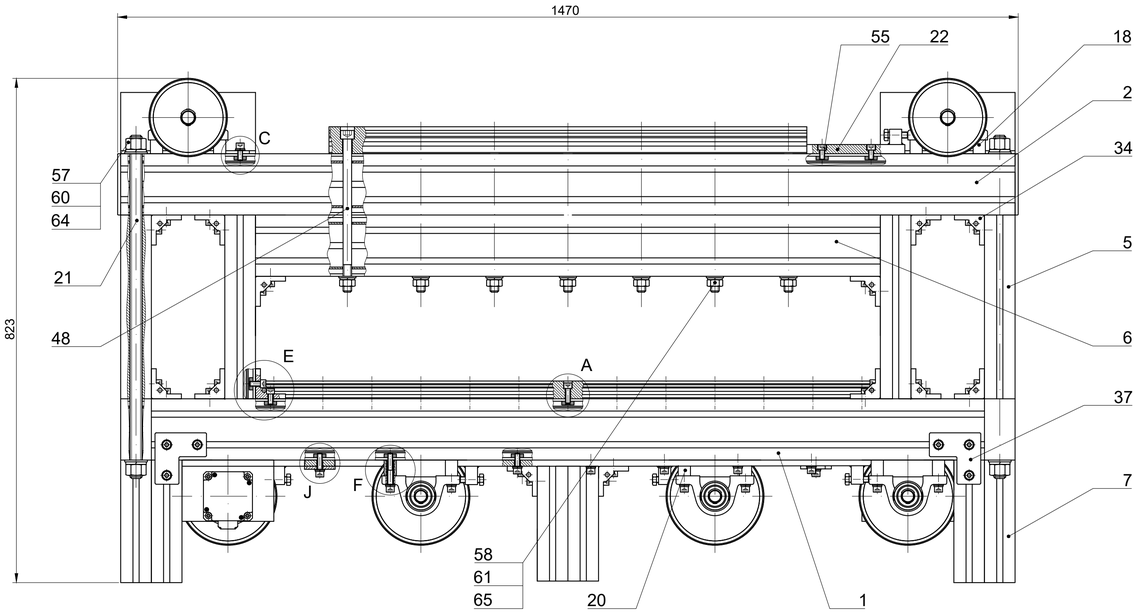
Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Transportu
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn

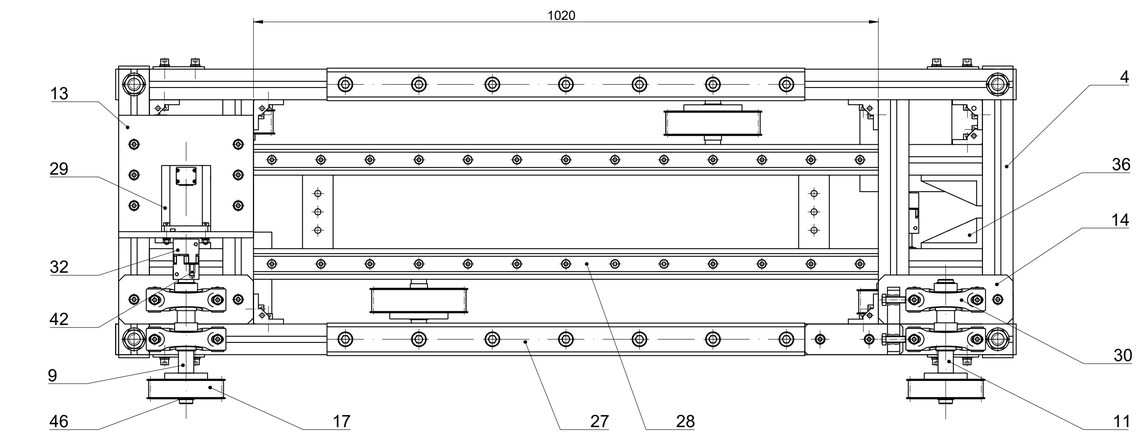
L.p.	Wyszczególnienie
1.	Nazwa zadania badawczego, w wyniku realizacji którego powstał produkt, i lata realizacji (bez względu na źródło finansowania) Opracowanie innowacyjnej technologii systemu precyzyjnej mechanicznej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego, systemu automatyzującego proces produkcyjny pasów transportowych.
2.	Nazwa produktu (innowacja produktowa, procesowa, systemowa, organizacyjna, społeczna albo inna, w tym wyrób, strategia, scenariusz, plan, program, technologia, metoda, procedura, oprogramowanie, odmiana rośliny) Innowacja produktowa, wyniku której powstało urządzenie do automatycznej perforacji pasów, z innowacyjnym procesem perforacji. Innowacja procesowa obejmowała zautomatyzowanie procesu podawania i odbierania pasa z systemu perforacji oraz wypracowanie metodyki perforacji dla różnych materiałów. Opracowane zostało specjalistyczne oprogramowanie pozwalające na kontrolę i sterowanie procesem.
3.	Opis wdrożenia produktu: Pierwszym zadaniem było badanie właściwości mechanicznych taśm przenośnikowych oraz wyznaczenie geometrii krawędzi tnącej narzędzia perforującego na potrzeby opracowania innowacyjnej technologii systemu precyzyjnej perforacji pasów do transportu podciśnieniowego i sterowania optycznego. Kolejny etap obejmował opracowanie rozwiązań konstrukcyjnych poszczególnych zespołów stanowiących kompletne urządzenie do perforacji pasów. Ostatnim etapem było wykonanie prototypu maszyny (w formie zespołu perforującego) i weryfikacja eksperymentalna technologii w formie produkcji pilotażowe. Obecnie system wykorzystywany jest w bieżącej produkcji.
4.	Nazwa i adres podmiotu wdrażającego oraz jego numer identyfikacji skarbowej (w Rzeczypospolitej Polskiej NIP), numer identyfikacyjny producenta rolnego lub gospodarstwa rolnego (w Rzeczypospolitej Polskiej nadawany przez Agencję Restrukturyzacji i Modernizacji Rolnictwa) albo numer identyfikacji statystycznej (w Rzeczypospolitej Polskiej REGON) Wilhelm Herm Muller Polska Sp. Z o.o., ul Solna 20, 85-862 Bydgoszcz Nip 953-218-38-91, REGON 091569752
5.	Data i numer umowy (umowa wdrożeniowa, umowa licencji, umowa sprzedaży autorskich praw majątkowych lub udostępnienia własności intelektualnej) potwierdzającej sprzedaż produktu podmiotowi wdrażającemu Umowa nr 2016/2.3.2/1 do umowy warunkowej Nr.1 z dnia 21.12.2015
6.	Przychody jednostki, przychody uczelni, w skład której wchodzi jednostka, albo przychody innego podmiotu utworzonego przez uczelnię lub jednostkę w celu komercjalizacji wyników badań naukowych lub prac rozwojowych będące efektem umowy wdrożeniowej 480 000,- zł w okresie 1.01.2016 –30.04.2018
7.	Potwierdzenie przez podmiot wdrażający wdrożenia produktu oraz wysokości środków finansowych przekazanych jednostce na podstawie umowy, o której mowa w lp. 5 PROKURENT inż. Halina Padewska WILHELM HERM. MULLER POLSKA SP. Z O.O. ul. Solna 20 tel. 052 349 07 15, fax 052 349 00 75 85-862 BYDGOSZCZ data i podpis osoby uprawnionej do reprezentowania podmiotu wdrażającego

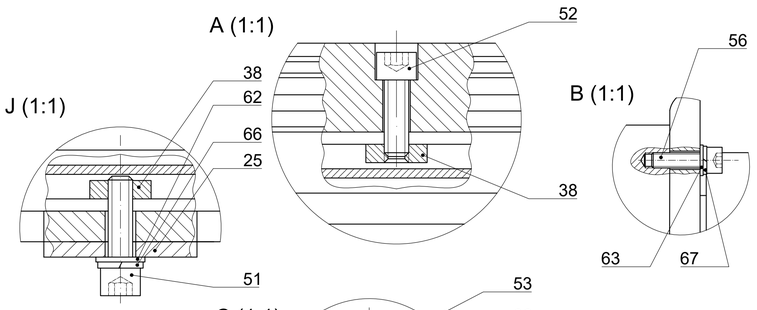
Załącznik 3

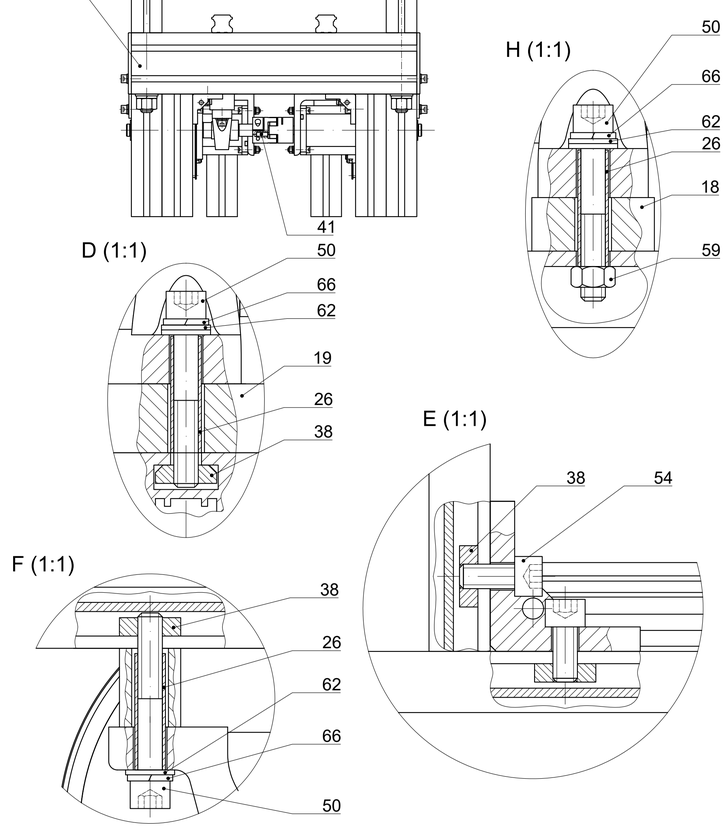
1. Rysunki wykonawcze efektywnych narzędzi perforujących dla średnic nominalnych D = 5, 6, 8 i 10 mm.
2. Rysunek złożeniowy ramy automatu do perforacji pasów.
3. Rysunek złożeniowy głowicy perforującej automatu do perforacji pasów.
4. Rysunek złożeniowy zespołu napędu roboczego automatu do perforacji pasów.











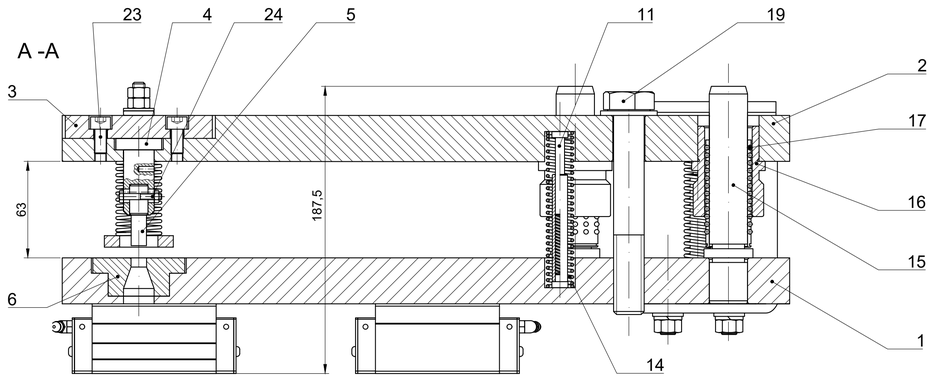
Lp.	Nazwa	Szt.	Numer/Norma	Materiał	Uwagi
67	Podkładka sprężysta M5	12	DIN127B	Fe/Zn	
66	Podkładka sprężysta M8	88	DIN127B	Fe/Zn	
65	Podkładka sprężysta M14	14	DIN127B	Fe/Zn	
64	Podkładka sprężysta M20	8	DIN127B	Fe/Zn	
63	Podkładka M5	12	DIN125	Fe/Zn	
62	Podkładka M8	112	DIN125	Fe/Zn	
61	Podkładka M14	14	DIN125	Fe/Zn	
60	Podkładka M20	8	DIN125	Fe/Zn	
59	Nakrętka M8 kl. 8.8	4	ISO4032	Fe/Zn	
58	Nakrętka M14 kl. 8.8	14	ISO4032	Fe/Zn	
57	Nakrętka M20 kl. 8.8	8	ISO4032	Fe/Zn	
56	Śruba M5x18 kl. 8.8	12	DIN 912	Fe/Zn	
55	Śruba M8x16 kl. 8.8	2	DIN 912	Fe/Zn	
54	Śruba M8x18 kl. 8.8	108	DIN 912	Fe/Zn	
53	Śruba M8x20 kl. 8.8	32	DIN 912	Fe/Zn	
52	Śruba M8x25 kl. 8.8	58	DIN 912	Fe/Zn	
51	Śruba M8x30 kl. 8.8	6	DIN 912	Fe/Zn	
50	Śruba M8x55 kl. 8.8	24	DIN 912	Fe/Zn	
49	Śruba M10x35 kl. 12.9	10	DIN 961	Fe/Zn	
48	Śruba M14x250 kl. 8.8	14	DIN 912	Fe/Zn	
47	Pierścień osadczy Z25	8	DIN 471	Stal	
46	Pierścień osadczy Z22	2	DIN 471	Stal	
45	Pierścień osadczy Z20	8	DIN 471	Stal	
44	Wpust A 8x7x36	4	DIN 6885	E295	
43	Wpust A 6x6x28	2	DIN 6885	E295	
42	Wpust A 6x6x18	1	DIN 6885	E295	
41	Wpust A 5x5x18	2	DIN 6885	E295	
40	Zaślepka typ mk2004	8	mk2504	-	MK profile
39	Nakrętka M8 Typ 3 seria 50	6	34.01.0024	AlMgSi	MK profile
38	Nakrętka M8 seria 40/50	194	34.01.0024	AlMgSi	MK profile
37	Płytka kątowa 03 seria 50	8	50.05.0045	AlMgSi	MK profile
36	Konsola typ 1 seria 50	4	31.00.0001	AlMgSi	MK profile
35	Kątownik B50s3 seria 50	2	82.05.0053	AlMgSi	MK profile
34	Kątownik B50s2 seria 50	46	82.05.0052	AlMgSi	MK profile
33	Sprzęgło kłowe 14/14	2	EK2 20 A 14 PFN 14 PFN	-	R+W
32	Sprzęgło kłowe 14/20	1	EK2 20 A 14 PFN 20 PFN	-	R+W
31	Zespół łożyskowy SY20 WF	8	SKF SY20 WF	-	SKF
30	Zespół łożyskowy SY25 WF	4	SKF SY25 WF	-	SKF
29	Silnik BLDC	3	DB80M048030	-	Nanotec
28	Szyna MSA35R L=1060 E=50 P=80	2	MSA35R/N	Stal	PMI/Archimedes
27	Szyna MSA55R L=780 E=30 P=120	2	MSA55R/N	Stal	
26	Tulejka dystansowa	24	APT-MP-01-26	S275	
25	Płytka dystansowa 50x50x10	2	APT-MP-01-25	S275	
24	Napinacz pasa dolnego - wew.	2	APT-MP-01-24	S275	
23	Napinacz pasa dolnego - zew.	2	APT-MP-01-23	S275	
22	Napinacz pasa górnego	1	APT-MP-01-22	S275	
21	Szpilka M20x660	4	APT-MP-01-21	S275	
20	Element dystansowy 25,7 mm	16	APT-MP-01-20	S275	
19	Element dystansowy 22,5 mm	4	APT-MP-01-19	S275	
18	Element dystansowy 17,5 mm	4	APT-MP-01-18	S275	
17	Koło pasowe zębate górne	2	APT-MP-01-17	AlCuMg1	
16	Koło pasowe zębate dolne	4	APT-MP-01-16	AlCuMg1	
15	Płytka montażowa dolna	2	APT-MP-01-15	S275	
14	Płytka montażowa górna	2	APT-MP-01-14	S275	
13	Uchwyt silnika górnego	1	APT-MP-01-13	6060	
12	Uchwyt silnika dolnego	2	APT-MP-01-12	6060	
11	Oś górna	1	APT-MP-01-11	C45	
10	Oś dolna	2	APT-MP-01-10	C45	
9	Wał napędowy górny	1	APT-MP-01-09	C45	
8	Wał napędowy dolny	2	APT-MP-01-08	C45	
7	Profil mk2000 50x50-200	12	APT-MP-01-07	AlMgSi	
6	Profil mk2000 50x50-1020	2	APT-MP-01-06	AlMgSi	
5	Profil mk2000 50x50-300	8	APT-MP-01-05	AlMgSi	
4	Profil mk2000 50x50-366	4	APT-MP-01-04	AlMgSi	
3	Profil mk2004 100x50-466	2	APT-MP-01-03	AlMgSi	
2	Profil mk2004 100x50-1460	2	APT-MP-01-02	AlMgSi	
1	Profil mk2004 100x50-1360	4	APT-MP-01-01	AlMgSi	

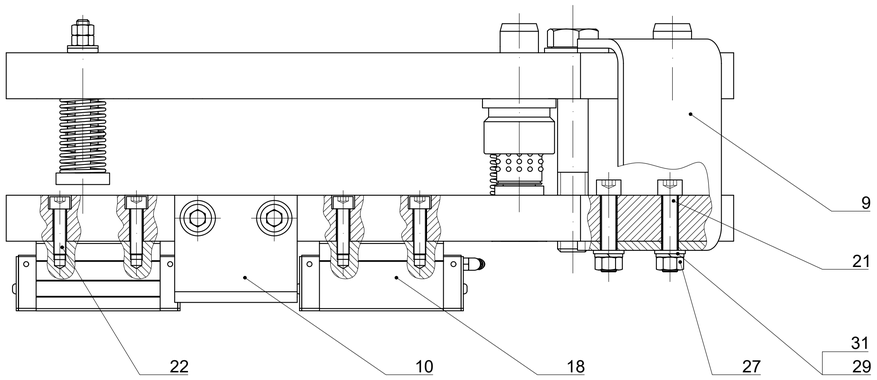
	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstruował	D.Wojtkowiak		10.04.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	-
Kreślił	D.Wojtkowiak		10.04.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka, I.Malujda D.Wilczyński, J.Górecki		10.04.18		

Podziałka	Nazwa	Ilość szt. na kpl.	Format
1:5	**Rama prototypu modułu perforacji**	1	A1
		Nr rys. **APT-MP-01-00**	

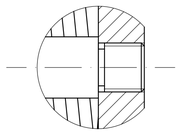
Uwagi:

1. Wszystkie łączniki kątowe 34 i 35 oraz konsole 36 są mocowane do ramy za pomocą zestawów nakrętka i śruba M8 (elementy 38, 54).
2. Przed skręceniem ramy umieścić w rowkach odpowiednią ilość nakrętek M8 typu 1 i 3, zgodnie z dokumentacją złożeniową APT-MP-01-00.
3. Połączenia gwintowane wykonane z użyciem poz. 38 zabezpieczyć klejem anarobowym Loctite 243.
4. Nogi (poz. 7) są montowane jedynie w przypadku oddzielnej pracy modułu perforacji, w przeciwnym wypadku całość jest mocowana do ramy urządzenia bez użycia nóg.





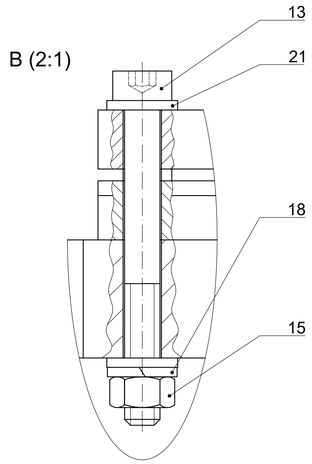
A (2:1)

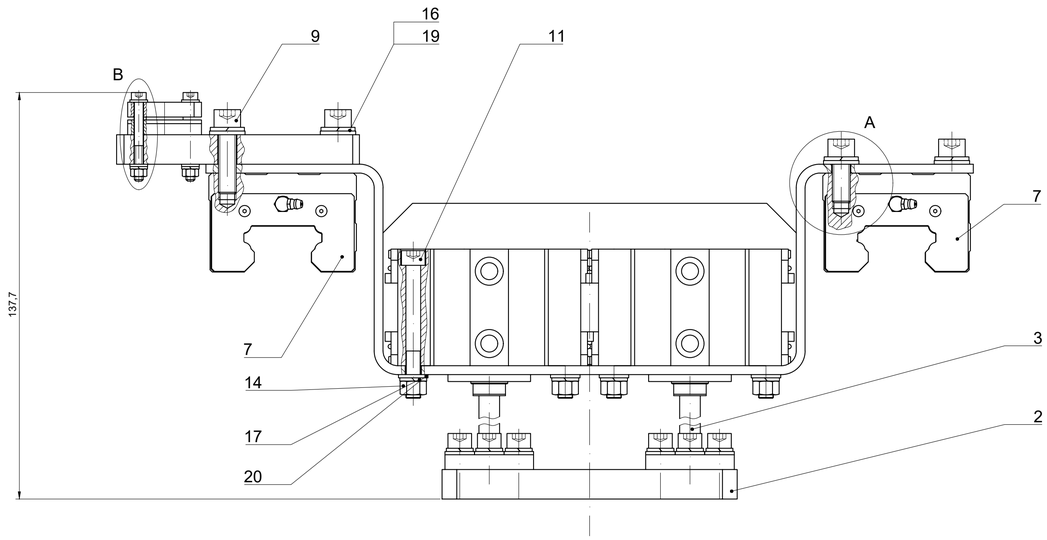


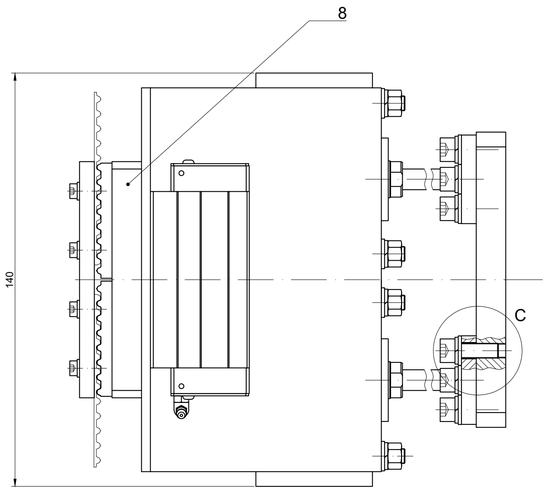
Lp.	Nazwa	Szt.	Numer/Norma	Materiał	Uwagi
32	Podkładka M12	2	DIN 125	Fe/Zn	
31	Podkładka M10	4	DIN 125	Fe/Zn	
30	Podkładka M8	2	DIN 125	Fe/Zn	
29	Podkładka sprężysta M10	4	DIN 127B	Fe/Zn	
28	Podkładka sprężysta M12	2	DIN 127B	Fe/Zn	
27	Nakrętka M10	4	ISO 4032	Fe/Zn	
26	Nakrętka M8	4	ISO 4032	Fe/Zn	
25	Nakrętka M4	1	ISO 4032	Fe/Zn	
24	Śruba M4x25 kl. 8.8	1	DIN 931	Fe/Zn	
23	Śruba M8x16 kl. 12.9	2	DIN 912	Fe/Zn	
22	Śruba M8x30 kl. 12.9	16	DIN 912	Fe/Zn	
21	Śruba M10x50 kl. 12.9	4	DIN 912	Fe/Zn	
20	Śruba M12x30 kl. 12.9	2	DIN 912	Fe/Zn	
19	Śruba M20x130 kl. 8.8	1	ISO 4014	Fe/Zn	
18	Wózek PMI MSA 35S	4	MSA 35S	-	PMI/Archimedes
17	Koszyk kulkowy	3	BM25071	Mosiądz	Metalimpex
16	Tuleja prowadząca	3	TKR25059	1.7147	Metalimpex
15	Słup prowadzący Ø25	3	STNH25112	1.7147	Metalimpex
14	Sprężyna naciskowa SB20115	3	SB20115T	Stal	Metalimpex
13	Sprężyna naciskowa SG32076	2	SG32076T	Stal	Metalimpex
12	Tuleja ślizgowa Typ B 10/15x20	2	B Ød12/ØD17, L = 16mm	Brąz	Ames
11	Trzpień sprężynowy	1	APT-MPp-02-12	S275	
10	Kątownik mocujący	1	APT-MPp-02-11	S275	
9	Ogranicznik ruchu	2	APT-MPp-02-10	S275	
8	Trzpień dociskacza	2	APT-MPp-02-09	S275	
7	Płyta dociskacza	1	APT-MPp-02-08	S275	
6	Matryca	1	APT-MPp-02-07-x	SW7M	
5	Stempel	1	APT-MP-02-05/06-x	SW7M	
4	Uchwyt stempla	1	APT-MP-02-04	C45	
3	Płytka kołowa blokująca	1	APT-MP-02-03	S275	
2	Płyta górna (głowicowa)	1	APT-MP-02-02	S275	
1	Płyta dolna (podstawa)	1	APT-MP-02-01	S275	

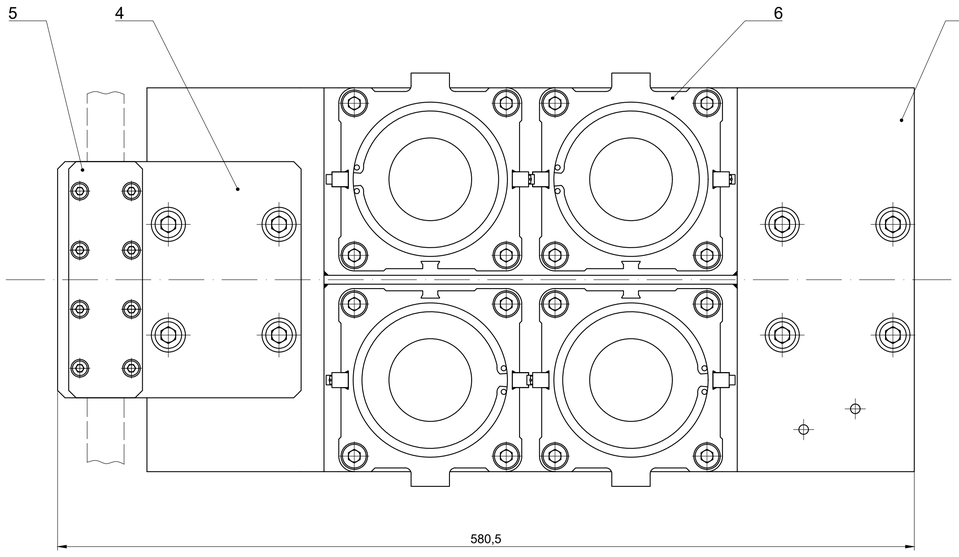
	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstrüował	D.Wojtkowiak		10.04.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	-
Kreślił	D.Wojtkowiak		10.04.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka, I.Malujda D.Wilczyński, J.Górecki		10.04.18		
Podziałka 1:2	Nazwa **Głowica perforująca SM**			Ilość szt. na kpl. 2	Format A1
				Nr rys. **APT-MP-02-00**	

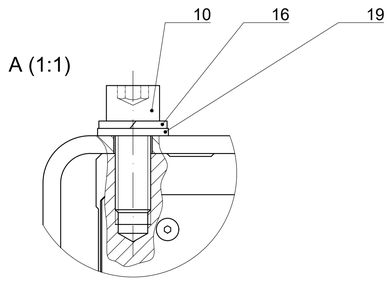
Uwagi:
1. Wózek (poz. 18) montować po założeniu go na szynę prowadnicy.

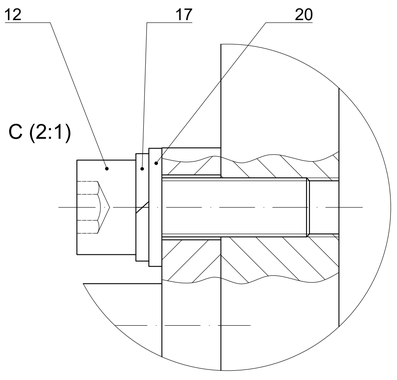












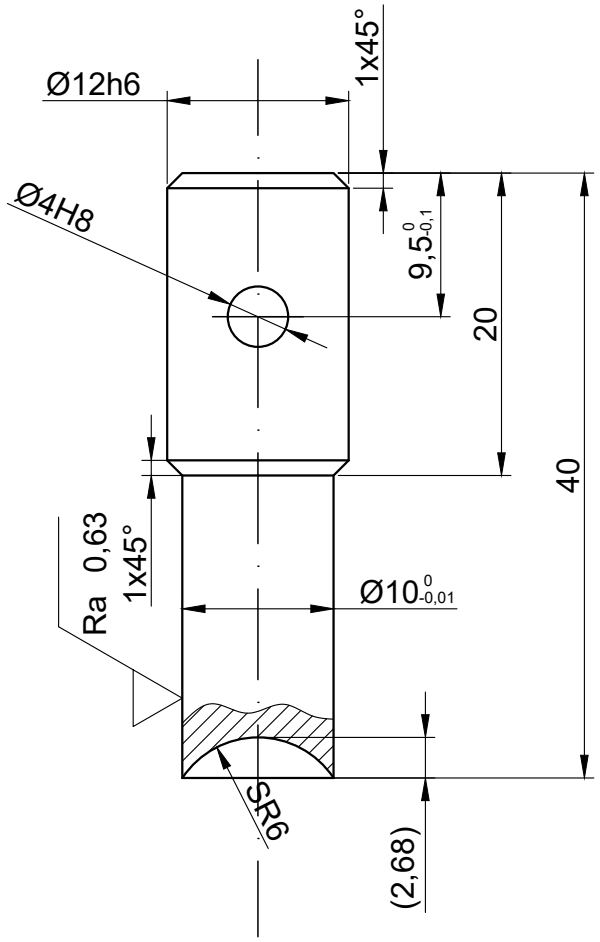
Lp.	Nazwa	Szt.	Numer/Norma	Materiał	Uwagi
21	Podkładka M6	16	DIN 125	Fe/Zn	
20	Podkładka M10	32	DIN 125	Fe/Zn	
19	Podkładka M12	8	DIN 125	Fe/Zn	
18	Podkładka sprężysta M6	8	DIN 127B	Fe/Zn	
17	Podkładka sprężysta M10	32	DIN 127B	Fe/Zn	
16	Podkładka sprężysta M12	8	DIN 127B	Fe/Zn	
15	Nakrętka M6 kl. 8.8	8	ISO4032	Fe/Zn	
14	Nakrętka M10 kl. 8.8	16	ISO4033	Fe/Zn	
13	Śruba M6x55 kl. 8.8	8	DIN 912	Fe/Zn	
12	Śruba M10x30 kl. 8.8	16	DIN 912	Fe/Zn	
11	Śruba M10x90 kl. 8.8	16	DIN 912	Fe/Zn	
10	Śruba M12x20 kl. 8.8	4	DIN 912	Fe/Zn	
9	Śruba M12x40 kl. 8.8	4	DIN 912	Fe/Zn	
8	Płytka zębata AT10 50x78	2	50x78 AT10 Type B	6061	BRECOflex
7	Wózek PMI MSA 55S	2	MSA 55S	-	PMI/Archimedes
6	Siłownik Ø100 s = 15mm	4	SSCY 212 0 100 0015 A N	-	Metalwork
5	Płyta dociskowa pasa	1	APT-MP-03-05	S275	
4	Mocowanie wózka	1	APT-MP-03-04	S275	
3	Uchwyt płyty dociskowej	4	APT-MP-03-03	S275	
2	Płyta dociskowa	1	APT-MP-03-02	S275	
1	Uchwyt siłowników	1	APT-MP-03-01	S275	

	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstruował	D.Wojtkowiak		10.04.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	-
Kreślił	D.Wojtkowiak		10.04.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka, I.Malujda D.Wilczyński, J.Górecki		10.04.18		
Podziałka 1:2	Nazwa **Zespół napędu roboczego modułu perforacji**			Ilość szt. na kpl. 1	Format A1
				Nr rys. **APT-MP-03-00**	

Uwagi:
1. Wózek (poz. 6) montować po założeniu go na szynę prowadnicy.

wymiar	odchyłka
Ø4H8	$^{+0,018}_{0}$
Ø12h6	$^{0}_{-0,018}$

Ra 1,25 (Ra 0,63)



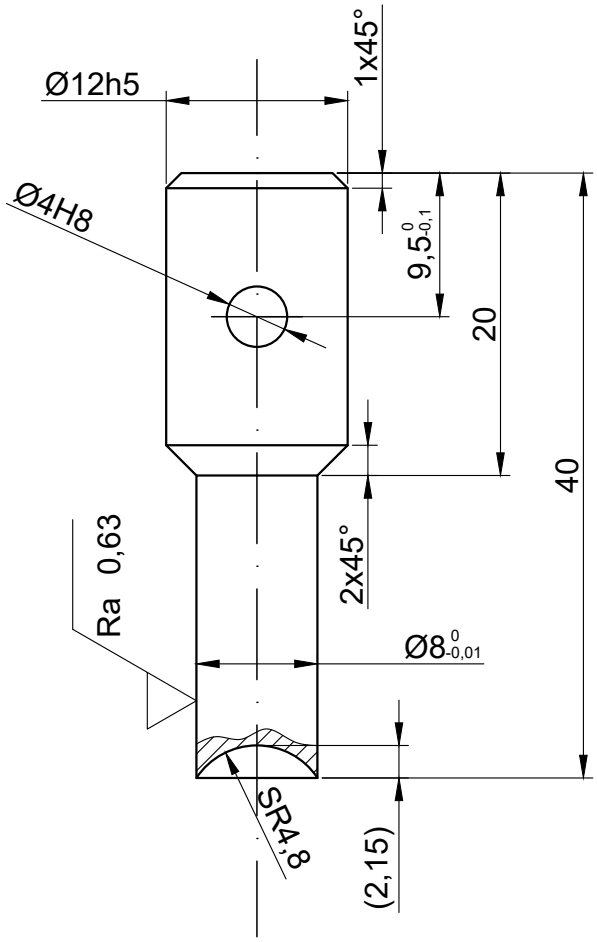
Uwagi:
1. Nietolerowane wymiary wykonać w 11 klasie dokładności.
2. Krawędzi nie tępić.
3. Otwór Ø4H8 jest przelotowy.
4. Hartować do twardości ok. 64 HRC.
5. Czoło stempla szlifować.

	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstruował	D.Wojtkowiak		25.09.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	SW7M
Kreślił	D.Wojtkowiak		25.09.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka		25.09.18		

Podziałka	Nazwa	Ilość szt. na kpl.	3	Format
2:1	**Stempel SMSP Ø 10 efektywny**	Nr rys.	**DWP-A3-00-01**	A4

wymiar	odchyłka
Ø4H8	$^{+0,018}_{0}$
Ø12h5	$^{0}_{-0,008}$

Ra 1,25 (Ra 0,63)



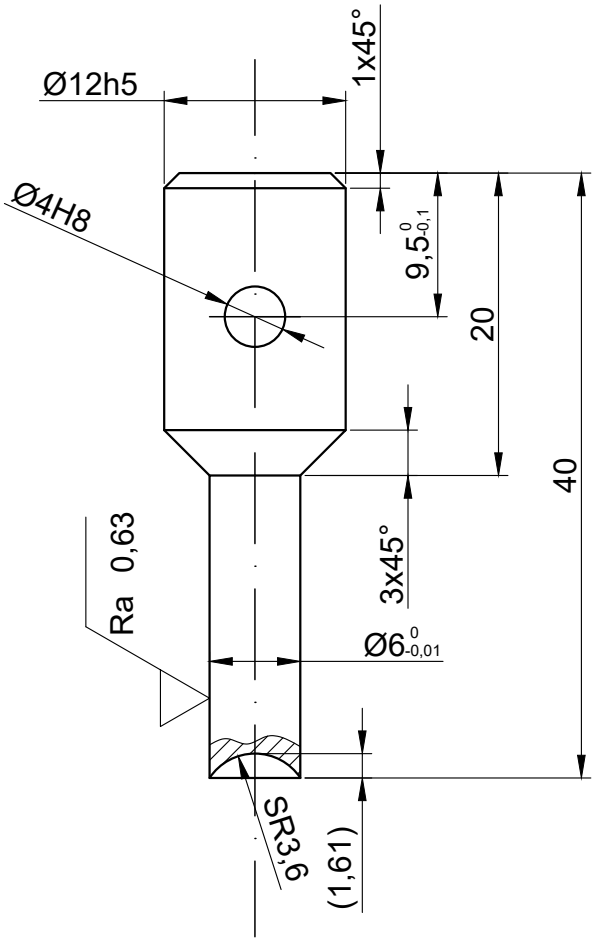
Uwagi:
1. Nietolerowane wymiary wykonać w 11 klasie dokładności.
2. Krawędzi nie tępić.
3. Otwór Ø4H8 jest przelotowy.
4. Hartować do twardości ok. 64 HRC.
5. Czoło stempla szlifować.

	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstruował	D.Wojtkowiak		25.09.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	SW7M
Kreślił	D.Wojtkowiak		25.09.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka		25.09.18		

Podziałka	Nazwa	Ilość szt. na kpl.	3	Format
2:1	**Stempel SMSP Ø 8 efektywny**	Nr rys.	**DWP-A3-00-02**	A4

wymiar	odchyłka
Ø4H8	$^{+0,018}_{0}$
Ø12h5	$^{0}_{-0,008}$

Ra 1,25 (Ra 0,63)



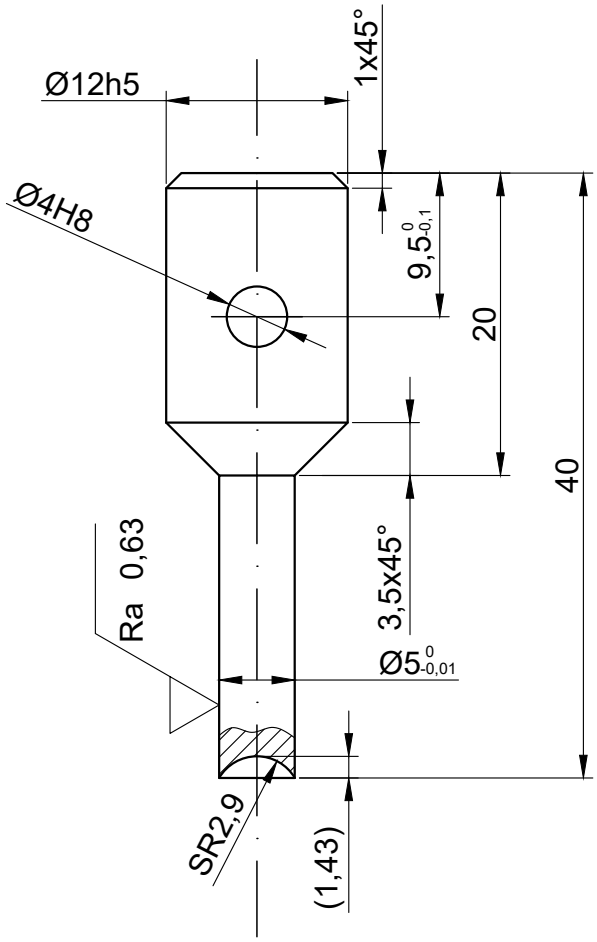
Uwagi:
1. Nietolerowane wymiary wykonać w 11 klasie dokładności.
2. Krawędzi nie tępić.
3. Otwór Ø4H8 jest przelotowy.
4. Hartować do twardości ok. 64 HRC.
5. Czoło stempla szlifować.

	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstruował	D.Wojtkowiak		25.09.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	SW7M
Kreślił	D.Wojtkowiak		25.09.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka		25.09.18		

Podziałka	Nazwa	Ilość szt. na kpl.	3	Format
2:1	**Stempel SMSP Ø 6 efektywny**	Nr rys.	**DWP-A3-00-03**	A4

wymiar	odchyłka
Ø4H8	$^{+0,018}_{0}$
Ø12h5	$^{0}_{-0,008}$

Ra 1,25 (Ra 0,63)



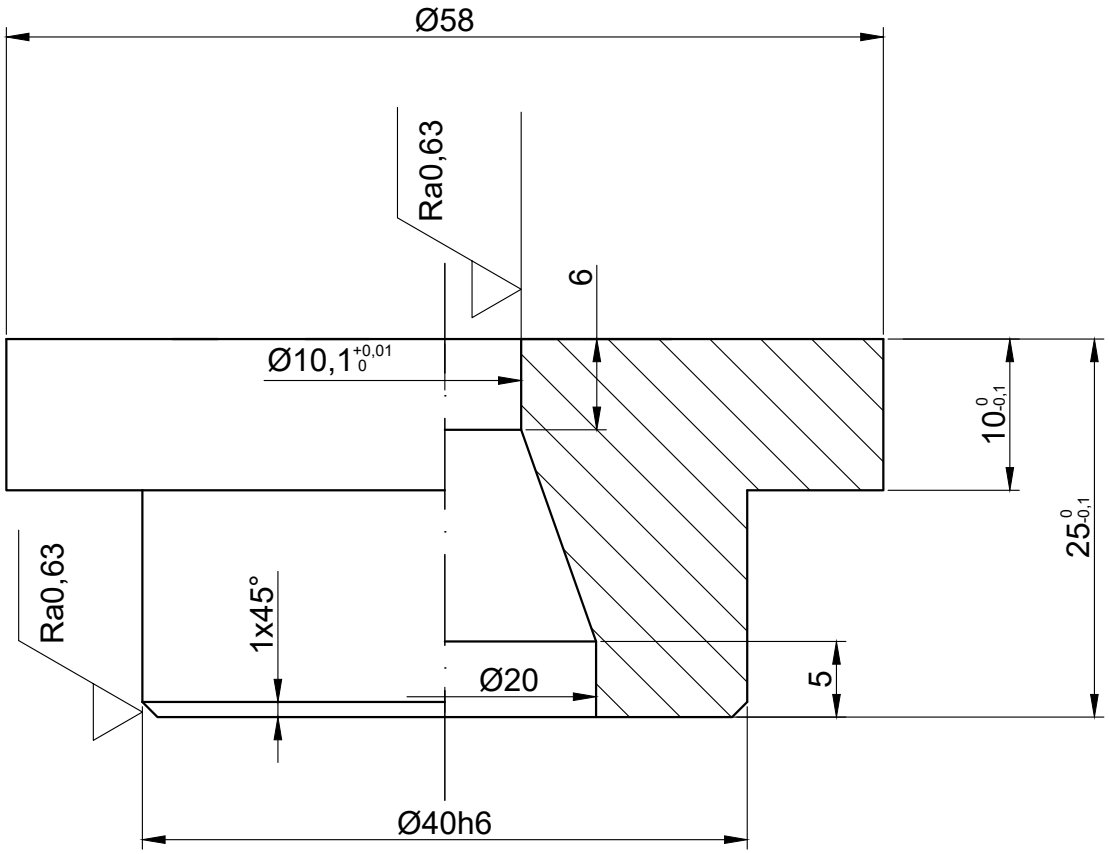
Uwagi:
1. Nietolerowane wymiary wykonać w 11 klasie dokładności.
2. Krawędzi nie tępić.
3. Otwór Ø4H8 jest przelotowy.
4. Hartować do twardości ok. 64 HRC.
5. Czoło stempla szlifować.

	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstruował	D.Wojtkowiak		25.09.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	SW7M
Kreślił	D.Wojtkowiak		25.09.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka		25.09.18		

Podziałka	Nazwa	Ilość szt. na kpl.	3	Format
2:1	**Stempel SMSP Ø 5 efektywny**	Nr rys.	**DWP-A3-00-04**	A4

wymiar	odchyłka
Ø40h6	0 -0,016

Ra 2,5 (Ra 0,63)



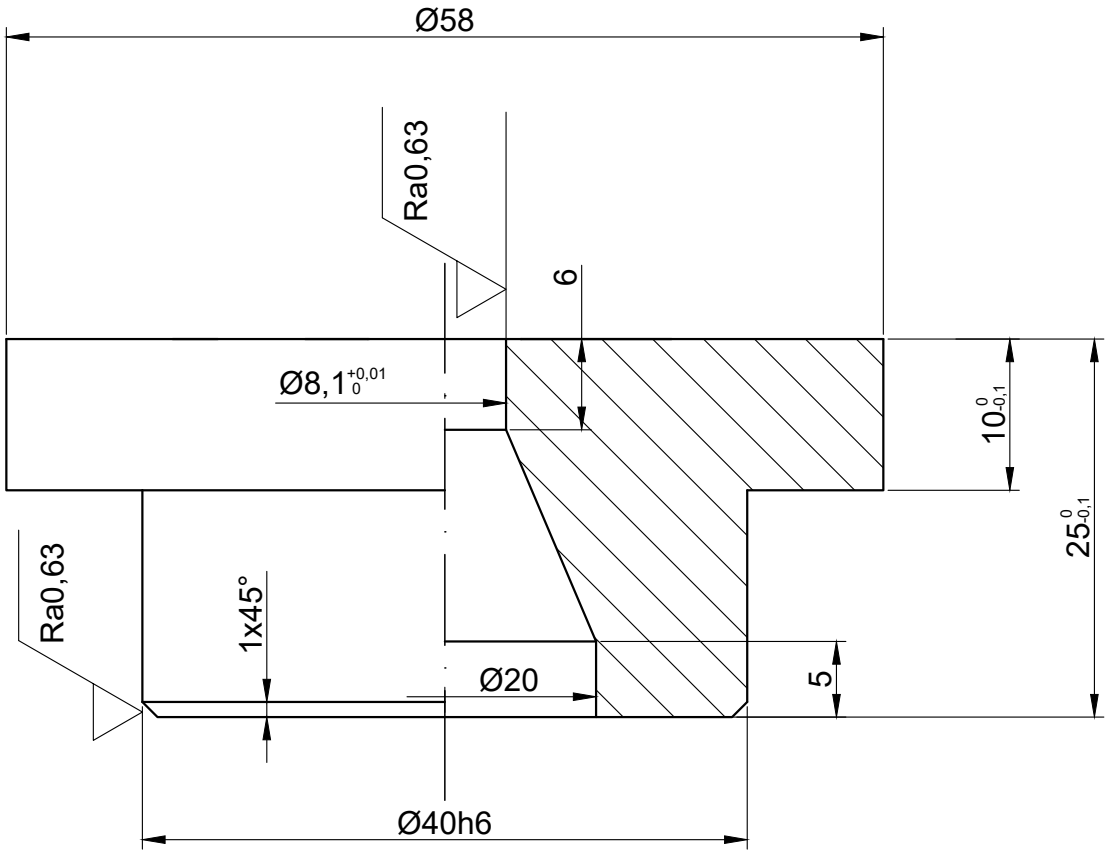
Uwagi:
1. Nietolerowane wymiary wykonać w 11 klasie dokładności.
2. Krawędzi wewnętrznych nie tępić, zewnętrzne stępić.
3. Hartować do twardości ok. 64 HRC.

	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstruował	D.Wojtkowiak		25.09.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	SW7M
Kreślił	D.Wojtkowiak		25.09.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka		25.09.18		

Podziałka	Nazwa	Ilość szt. na kpl.	2	Format
2:1	**Matryca SM Ø 10**	Nr rys.	**DWP-A3-01-01**	A4

wymiar	odchyłka
Ø40h6	0 -0,016

Ra 2,5 (Ra 0,63)



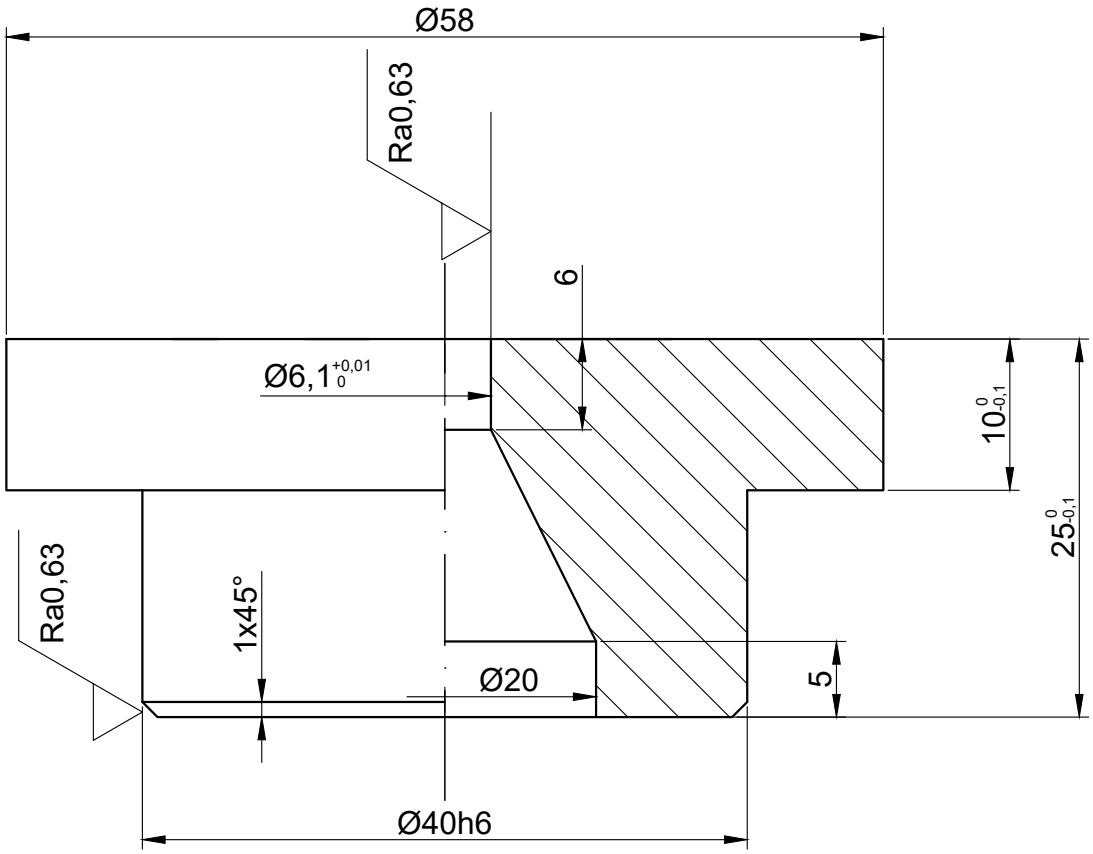
Uwagi:
1. Nietolerowane wymiary wykonać w 11 klasie dokładności.
2. Krawędzi wewnętrznych nie tępić, zewnętrzne stępić.
3. Hartować do twardości ok. 64 HRC.

	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstruował	D.Wojtkowiak		25.09.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	SW7M
Kreślił	D.Wojtkowiak		25.09.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka		25.09.18		

Podziałka	Nazwa	Ilość szt. na kpl.	2	Format
2:1	**Matryca SM Ø 8**	Nr rys.	**DWP-A3-01-02**	A4

wymiar	odchyłka
Ø40h6	0 -0,016

Ra 2,5 (Ra 0,63)



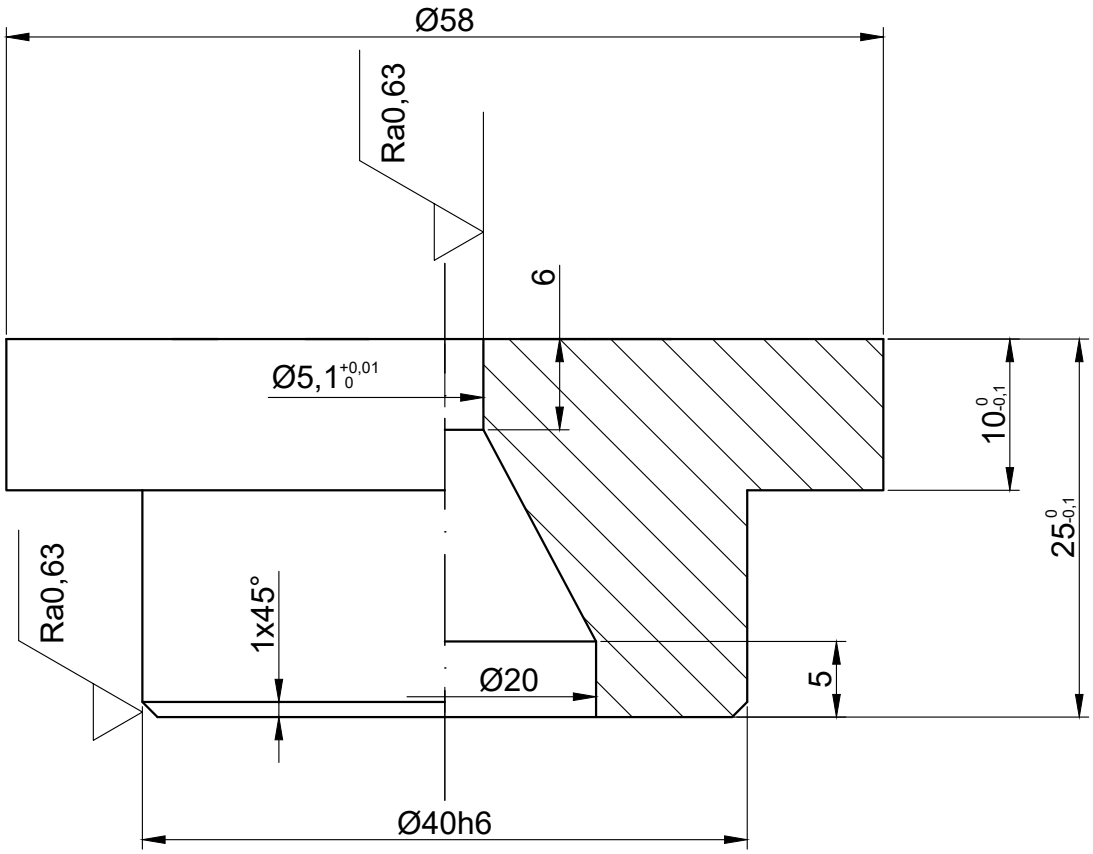
Uwagi:
1. Nietolerowane wymiary wykonać w 11 klasie dokładności.
2. Krawędzi wewnętrznych nie tępić, zewnętrzne stępić.
3. Hartować do twardości ok. 64 HRC.

	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstruował	D.Wojtkowiak		25.09.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	SW7M
Kreślił	D.Wojtkowiak		25.09.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka		25.09.18		

Podziałka	Nazwa	Ilość szt. na kpl.	2	Format
2:1	**Matryca SM Ø 6**	Nr rys.	**DWP-A3-01-03**	A4

wymiar	odchyłka
Ø40h6	0 -0,016

Ra 2,5 (Ra 0,63)



Uwagi:
1. Nietolerowane wymiary wykonać w 11 klasie dokładności.
2. Krawędzi wewnętrznych nie tępić, zewnętrzne stępić.
3. Hartować do twardości ok. 64 HRC.

	Nazwisko	Podpis	Data		Materiał
Konstruował	D.Wojtkowiak		25.09.18	**Politechnika Poznańska Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn**	SW7M
Kreślił	D.Wojtkowiak		25.09.18		Ciężar
Sprawdzał	K.Talaśka		25.09.18		

Podziałka	Nazwa	Ilość szt. na kpl.	2	Format
2:1	**Matryca SM Ø 5**	Nr rys.	**DWP-A3-01-04**	A4

Załącznik 4

1. Spis głównej literatury wykorzystanej podczas przygotowywania rozprawy doktorskiej.

Główne pozycje literaturowe wykorzystywane w przygotowaniu rozprawy doktorskiej:

1. Abele E, Fujara M (2010) Simulation-based twist drill design and geometry optimization. CIRP Annals 59:1:145–150.
2. Akyürek F, Yaman K, Tekiner Z (2017) An ExperimentalWork on ToolWear affected by die clearance and punch hardness. Arab J Sci Eng 42:4683–4692
3. Amaral R, Teixeira P, Azinpour E, Santos AD, Cesar de Sa J (2016) Evaluation of ductile failure models in sheet metal forming. MATEC Web of Conferences 80:1–6
4. Anand RS, Patra K (2018) Cutting force and hole quality analysis in micro-drilling of CFRP. Mat Manuf Process 33:12:1369-1377
5. Boljanovic V (2012) Sheet Metal Stamping Dies Die Design and Die Making Practices. Industrial Press Inc., United States
6. Bratus V, Kosel F, Kovac M (2010) Determination of optimal cutting edge geometry on the stamped orthotropic circular electrical steel sheet. J Mater Process Technol 210:396–407
7. Bruchhausen M, Holmström S, Simonovski I, Austin T, Lapetite JM, Ripplinger S, de Hann F (2016) Recent developments in small punch testing: tensile properties and DBTT. Theor Appl Fract Mech 86:2–10
8. Case J, Chilver L, Ross C (1999) Lateral deflections of circular plates. In: Strength of Materials and Structures. Wiley, London, pp 458–491
9. Chan HY, Abdullah AB, Samad Z (2015) Precision punching of hole on composite panels. Indian J Eng Mater Sci 22:641–651
10. Choudhury SK, Kishore KK (2000) Tool wear measurement in turning using force ratio. Int J Mach Tools Manuf 40:899–909
11. Chryssolouris G, Salonitis K (2011) Fundamentals of laser machining of composites. Machining Technology for Composite Materials. R. 10:266-287
12. Dandekar CR, Shin YC (2009) Multi-step 3D finite element modeling of subsurface damage in machining particulate reinforced metal matrix composites. Composites Part A 40(8):1231– 1239
13. Dandekar CR, Shin YC (2012) Modeling of machining of composite materials: A review. Int J Mach Tools Manuf 57:102–121
14. Dassault Systmes Simulia Corp (2013) Abaqus User's Manual: Version 6.13-2. http://abaqus.software.polimi.it/ Accesed 31 January 2018
15. Djavanroodi F, Abbasnejad DS, Nezami EH (2011) Deep Drawing of Aluminum Alloys Using a Novel Hydroforming Tooling, Mat Manuf Process 26:5, 796-801
16. Domek G (2014) Tendencje projektowania pasów zębatych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Transport 82:1903:59-66.
17. Dudziak M (1997) Przekładnie cięgnowe. PWN, Warszawa
18. Durante M, Boccarusso L, De Fazio D, Langella A (2019) Circular cutting strategy for drilling of carbon fiberreinforced plastics (CFRPs). Mat Manuf Process 34:5:554-566
19. Esmaeilpour R, Kim H, Park T, Pourboghrat F, Mohammed B (2017) Comparison of 3D yield functions for finite element simulation of single point incremental forming (SPIF) of aluminum 7075. Int J Mech Sci 133:544–554.
20. Faridmehr I., Osman MH et al. (2014) Correlation between Engineering Stress-Strain and True Stress-Strain Curve. American Journal of Civil Engineering and Architecture 2(1):53-59
21. Fleury E, Ha JS (1998) Small punch tests to estimate the mechanical properties of steels for steam power plant: I. Mechanical strength. Int J Press Vessel Pip 75:699–706
22. Garcia JJ, Rangel C, Ghavami K (2012) Experiments with rings to determine the anisotropic elastic constants of bamboo. Constr Build Mater 31:52–57
23. Gładyszewicz L (2003) Przenośniki taśmowe – teoria i obliczenia. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław
24. Gouarir A, Martínez-Arellano G, Terrazas G, Benardos P, Ratchev S (2018) In-process tool wear prediction system based on machine learning techniques and force analysis. Procedia CIRP 77:501–504
25. Groover MP (2010) Fundamentals of modern manufacturing – materials, processes and systems Sheet metalworking, 4th. Wiley, New York, pp 443–482
26. Gujar PS, Ladhane KB (2015) Bending analysis of simply supported and clamped circular plate. SSRG Int J Civ Eng (SSRG-IJCE) 5(2):69–75

27. Hanas WE (1972) Apparatus and method for fine blanking of parts. US3635067 Patent document. Jan. 18, 1972
28. Hardygóra M (1999) Taśmy przenośnikowe, rozdz. 1 i 2. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa
29. Holmberg S, Persson K, Petersson H (1999) Nonlinear mechanical behaviour and analysis of wood and fibre materials. Comput Struct 72:459–480
30. Hu Y, Yuan X, Ma G, Masen MA, Wang L (2015) Tool-life prediction under multi-cycle loading during metal forming: a feasibility study. Manuf Rev 2:28:1–7.
31. Jadhav VJ, Shah BR (2017) Assessment & Optimization of influence of some process parameters on sheet metal blanking. Int Res J Eng Technol 10(04):266–272
32. Jensen MR, Damborg FF, Nielsen KB, Danckert J (1998) Optimization of the draw-die design in conventional deep-drawing in order to minimise tool wear. J Mater Process Technol 83:106–114
33. Karjalainen JA, Mäntyjärvi K, Juuso M (2007) Punching Force Reduction with Wave-Formed Tools. Key Eng Mater 344:209–216
34. Ko D-C, Kim B-M (2000) Development of an analytical scheme to predict the need for tool regrinding in shearing processes. Int J Machine Tools & Manuf 40:1329–1349.
35. Kovac P, Pucovsky V, Gostimirovic M, Savkovic B, Rodic D (2014) Influence of data quantity on accuracy of predictions in modelling tool life by the use of genetic algorithms. Int J Industrial Eng 21:2:14–21
36. Krajcarz D (2014) Comparison Metal Water Jet Cutting with Laser and Plasma Cutting. Procedia Engineering 69: 838–843
37. Krajcarz D., Spadło S. (2017) Wpływ wybranych parametrów procesu cięcia strugą wodno-ścierną na odchyłkę okrągłości otworów cylindrycznych. Mechanik 1:64-65
38. Krawiec P, Domek G (2007) Nowe perspektywy stosowania przekładni z pasem zębatym w technice sterowania i napędu. Technologia i Automatyzacja Montażu 4:15-19
39. Kulkarni D, AdhikraoShinde R, Prakash Badgujar J (2015) Clearance Optimization of Blanking Process. Int J Sci Eng Res 12(6):178–191
40. Kut S (2010) A simple method to determine ductile fracture strain in a tensile test of plane specimen's. Metallurgy 49(4):295-299
41. Kutuniva K, Karjalainen J, Mäntyjärvi K (2012) Effect of convex sheared punch geometry on cutting force of ultra-high-strength steel. Key Eng Mater 504–506:1359–1364
42. Lachaud F, Piquet R, Collombet F, Surcin L (2001) Drilling of composite structures. Composite Structures 52:511-516
43. Lambiase F, Durante M (2017) Mechanical behavior of punched holes produced on thin glass fiber reinforced plastic laminates. Compos Struct 173:25–34
44. Lamikiz A, Lopez de Lacalle N, Celaya A (2009) Machine Tool Performance and Precision – chapter 6. In: Machine Tools for High Performance Machining, N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz, Eds. Springer, London, pp 219-260
45. Lau KH, Mei D, Yeung CF, Man HC (2000) Wear characteristics and mechanisms of a thin edge cutting blade. J Mat Process Technol 102:203-207
46. Leppert T, Paczkowski T, Polasik R, Serwacki D (2016) Delaminacja materiału kompozytowego włóknistego podczas wykonywania otworów Mechanik 10:1422-1423
47. Li A, Zhao J, Pei Z, Zhu N (2014) Simulation-based solid carbide end mill design and geometry optimization. Int J Adv Manuf Technol 71:1889–1900.
48. Liu W, Hao J, Liu G, Gao G, Yuan S (2016) Influence of punch shape on geometrical profile and quality of hole piercing–flanging under high pressure. Int J Adv Manuf Technol 86:1253–1262
49. Lo S-P, Chang D-Y, Lin Y-Y (2010) Relationship between the Punch–Die clearance and shearing quality of progressive shearing die. Mat Manuf Process 25:786–792
50. Lu S, Gao Y, Xie T, Xie F, Jiang XQ, Li Z, Wang F (2001) A novel contact/noncontact hybrid measurement system for surface topography characterization. Int J Mach Tools Manuf 41:2001-2009
51. Lubarda VA, Benson DJ, Meyers MA (2003) Strain-rate effects in rheological models inelastic response. Int J Plast 19:1097–1118
52. Maiti SK, Ambekar AA, Singh UP, Date PP, Narasimhan K (2000) Assessment of influence of some process parameters on sheet metal blanking. J Mater Process Technol 1–3(102):249–256
53. Marciniak Z (2002) Konstrukcja tłoczników. Ośrodek techniczny A.Marciniak, Warsaw
54. Marques SPC, Creus GJ (2012) Computational viscoelasticity, Springer, pp 13–15

55. McCarthy CT, Hussey M, Gilchrist MD (2007) On the sharpness of straight edge blades in cutting soft solids: part I – indentation experiments. Engng Fract Mech 74:2205-2224
56. McCarthy CT, Annaidh AN, Gilchrist MD (2010) On the sharpness of straight edge blades in cutting soft solids: part II – analysis of blade geometry. Engng Fract Mech 77:437-451
57. McGorry RW, Dowd PC, Dempsey PG (2005) A technique for field measurement of knife sharpness. Appl Ergon 36:5:635-640
58. Mucha J, Tutak J (2019) Analysis of the Influence of Blanking Clearance on the Wear of the Punch, the Change of the Burr Size and the Geometry of the Hook Blanked in the Hardened Steel Sheet. Materials 12:1261:1-16
59. Negarestani R, Li L (2011) Laser machining of fibre-reinforced polymeric composite materials. Machining Technology for Composite Materials 11: 288-308
60. Nishad R, Totre A, Bodke S, Chauhan A (2013) An overview of the methodologies used in the optimization processes in sheet metal blanking. Int J Mech Eng Rob Res 2(2):307–314
61. Ochelski S (2004), Metody doświadczalne mechaniki kompozytów konstrukcyjnych. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa
62. Optbelt (2017) Technical manual polyurethane timing belts. http://www.optibelt-usa.com Accesed 31 January 2018
63. Oraby SE, Hayhurst DR (2004) Tool life determination based on the measurement of wear and tool force ratio variation. Int J Machine Tools & Manuf 44:1261–1269.
64. Pal B, Haseebuddin MR (2012) Analytical estimation of elastic properties of polypropylene fiber matrix composite by finite element analysis. Adv Mat Phys and Chem 2:23–30
65. Patel KK, Kar A, Jha SN, Khan MA (2012) Machine vision system: a tool for quality inspection of food and agricultural products. J Food Sci Technol 49:2:123-141
66. Perneder R, Osborne I (2012) Handbook Timing belts—principles, calculations, applications. Springer, Berlin
67. Pramono AE, Indriyani R, Zulfia A, Subyakto (2015) Tensile and shear punch properties of bamboo fibers reinforced polymer composites. Int J Composite Mat 5:9–17
68. Quazi TZ, Shaikh RS (2012) An overview of clearance optimization in sheet metal blanking process. Int J Mod Eng Res (IJMER) 6(2):4547–4558
69. Reilly GA, McCormack BAO, Taylor D (2004) Cutting sharpness measurement: a critical review. J Mat Process Technol 153-154:261-267
70. Salonitis K, Kolios A (2014) Reliability assessment of cutting tool life based on surrogate approximation methods. Int J Adv Manuf Technol 71:5–8:1197–1208
71. Sandak J, Pałubicki B, Kowaluk G (2011) Measurement Of The Cutting Tool Edge Recession With Optical Methods. In: Proc. of the 20th Int.Wood Mach. Seminar, Sweden, June 7-10, 2011, Lule°a University of Technology: Skellefte°a
72. Schuldt S, Arnold G, Roschy J, Schneider Y, Rohm H (2013) Defined abrasion procedures for cutting blades and comparative mechanical and geometrical wear characterization. Wear 300:38-43
73. Sheikh-Ahmad J (2009) Machining of polymer composites. Springer
74. Shetty N, Shahabaz SM, Sharma SS, Shetty SD (2017) A review on finite element method for machining of composite materials. Compos Struct 176:790–802
75. Siddhpura A, Paurobally R (2012) A study of the effects of friction on flank wear and the role of friction in tool wear monitoring. Australian J Mech Eng 10:141–156.
76. Singh J, Sharma NK, Sehgal SS (2017) Small punch testing: an alternative testing technique to evaluate tensile behavior of cortical bone. J Mech in Med and Biol 17:06
77. Singh UP, Strepel AH, Kals HJJ (1992) Design study of the geometry of a punching/blanking tool. J Mater Process Technol 33:331–345
78. Skoczylas A (2011) Analiza porównawcza procesu cięcia wiązką laserową i strumieniem wodno-ściernym. Postępy Nauki i Techniki 8:121-128
79. Soares JA, Gipela ML, Lararin SF, Marcondes PVP (2013) Study of the punch-die clearance influence on the sheared edge quality of thick sheets. Int J Adv Manuf Technol 65:451–457
80. Spagnoli A, Terzano M, Brighenti R, Artoni F, Stahle P (2018) The fracture mechanics in cutting: A comparative study on hard and soft polymeric materials. Int J Mech Sciences 148:554-564
81. Subramonian S, Altan T, Campbell C, Ciocirlan B (2013) Determination of forces in high speed blanking using FEM and experiments. J Mater Process Technol 213:2184–2190

82. Subramonian S, Altan T, Ciocirlan B, Campbell C (2013) Optimum selection of variable punch-die clearance to improve tool life in blanking non-symmetric shapes. Int J Machine Tools Manuf 75:63–71
83. Suchy I (2006) Handbook of Die Design. McGraw-Hill Companies, New York
84. Thipprakmas S, Rojananan S, Paramaputi P (2008) An investigation of step taper-shaped punch in piercing process using finite element method. J Mater Process Technol 197:132–139
85. Torres LA, Ghavami K, Garcia JJ (2007) A transversely isotropic law for the determination of the circumferential young's modulus of bamboo with diametric compression tests. Lat Am Appl Res 37:255–260
86. Uddeholm tooling, SSAB Swedish Steels (2016) Tooling solutions for advanced high strength steels—selection guidelines. www.uddeholm.com Accesed 31 January 2018
87. Ueda T, Iizuka T, Enoki S (2016) FEM analysis of punching-process in consideration of micro die wear. MATEC Web of Conferences 80:15006
88. Uţuleanu S, Vlase A, Sindilă G, Căpăţână N (2017) Study of the influence of punched contour geometry over the punch force using finite element analysis. MATEC Web of Conferences 112:1–6
89. Vasic S, Smith I, Landis E (2005) Finite element techniques and models for wood fracture mechanics. Wood Sci Technol 39 :3–17
90. Venkata Rao R, Savsani VJ (2012) Mechanical design optimization using advanced optimization techniques. Springer, London
91. Ventura CEH, Hassui A (2013) Evaluation of static cutting forces and tool wear in HSM process applied to pocket milling. Int J Adv Manuf Technol 65:1681–1689
92. Vinod LH, Shivashankar RS (2018) Sheet Metal Forming Processes – Recent Technological Advances, Materials Today: Proceedings 5, 2564–2574
93. Voss BM, Pereira MP, Rolfe BF, Doolan MC (2017) Using stamping punch force variation for the identification of changes in lubrication and wear mechanism. IOP Conf Series: Journal of Physics: Conf Series 896:012028
94. Yamada T, Wang Z, Sasa T (2014) Effect of tool shape on galling behavior in plate shearing. Proceedia Eng 81:1817–1822
95. Yang T, Hao J, Liu G, Su HB, Chen XP, Qi YB (2014) Influence of punch shape on the fracture surface quality of hydropiercing holes. J Harbin Inst Technol 3(21):85–90
96. Yen Y -C, Söhner J, Lilly B, Altan T (2004) Estimation of tool wear in orthogonal cutting using the finite element analysis. J Mater Process Technol 146:82–91
97. Yiemchaiyaphum S, Masahiko J, Thipprakmas S (2010) Die design in fine-piercing process by chamfering cutting edge. Key Eng Mater 413:219–224
98. Younes R, Hallal A, Fardoum F, Chehade FH (2012) Properties modeling for unidirectional composite materials. In: Hu N (ed) Composite materials and their properties Intech, Rijeka, pp 391–408
99. Yu C, Yang R et al. (2015) Relationships between the work recovery ratio of indentation and plastic parameters for instrumented spherical indentation. MRS Comunications 5(1):89-94
100. Zain MSM, Abdullah AB, Samad Z (2017) Effect of puncher profile on the precision of punched holes on composite panels. Int J Adv Manuf Technol 89:3331–3336
101. Zhang G, Guo C (2016) Modeling flank wear progression based on cutting force and energy prediction in turning process. Procedia Manufacturing 5:536–545.
102. Zhang Y, Outerio JC, Mabrouki T (2015) On the Selection of Johnson-cook Constitutive Model Parameters for Ti-6Al-4 V Using Three Types of Numerical Models of Orthogonal Cutting. Procedia CIRP 3:112-117
103. Zhou D, McMurray GV (2010) Modeling of blade sharpness and compression cut of biomaterials. Robotica 28:2:311-319
104. Zhou L, Huang ST, Wang D, Yu XL (2011) Finite element and experimental studies of the cutting process of SiCp/Al composites with PCD tools. Int J Adv Manuf Technol 52:619– 626
105. Zong WJ, Sun T, Li D, Cheng K, Liang YC (2006) FEM Optimization of tool geometry based on the machined near surface's residual stresses generated in diamond turning. J Mater Process Technol 180:271–278.
106. Zyczkowski M (1981) Combined loadings in theory of plasticity. PWN, Warsaw, pp 35–39

Załącznik 5

1. Spis publikacji naukowych niewchodzących w skład rozprawy doktorskiej.

Publikacje naukowe

1. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I.: *Computer analysis of insect-like robot leg structure . Part 1. Static finite- element analysis.* Journal of Mechanical and Transport Engineering, Vol. 68, No. 3, s. 53-62 (2016) [6 pkt (lista 2013-2016) – udział własny 40%]
2. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I.: *Computer analysis of insect-like robot leg structure. Part 2. Kinematic and dynamic analyses.* Journal of Mechanical and Transport Engineering, Vol. 68, No. 3, s. 63-75 (2016) [6 pkt (lista 2013-2016) – udział własny 40%]
3. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I.: *Dobór napędów biomorficznego robota kroczącego na podstawie modelu dynamicznego kończyny*. Inżynieria wytwarzania, Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej w Kaliszu, ISBN: 978-83-604090-99-8, s. 277-288 (2016) [Rozdział w monografii, 5 pkt – udział własny 40%],
4. Kukla M., Wieczorek B., **Wojtkowiak D.**, Górecki J.: *Wyznaczanie współczynnika sprężystości sprężyn wykonanych z nitynolu*. Inżynieria wytwarzania, Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej w Kaliszu, ISBN: 978-83-604090-99-8, s. 133-142 (2016) [Rozdział w monografii, 5 pkt – udział własny 20%],
5. Górecki J., Malujda I., Talaśka K., **Wojtkowiak D.**: Badanie zewnętrznego współczynnika tarcia suchego lodu Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej w Kaliszu, ISBN: 978-83-604090-99-8, s. 73-82 (2016) [Rozdział w monografii, 5 pkt – udział własny 20%],
6. **Wojtkowiak D.,** Malujda I., Talaśka K., Magdziak Ł., Wieczorek B.: *Influence of Construction Mass Distribution on the Walking Robot's Gait Stability*. Procedia Engineering, Vol. 177 s. 419-424 (2017) [indeksowany w bazie Scopus® i Web of Science®, 15 pkt – udział własny 35%],
7. Magdziak Ł., Malujda I., Wilczyński D., **Wojtkowiak D.**: *Concept of Improving Positioning of Pneumatic Drive as Drive of Manipulator*. Procedia Engineering Vol. 177 s. 311-338 (2017) [indeksowany w bazie Scopus® i Web of Science®, 15 pkt – udział własny 15%],
8. Wieczorek B., Górecki J., Kukla M., **Wojtkowiak D.**: *The Analytical Method of Determining the Center of Gravity of a Person Propelling a Manual Wheelchair*. Procedia Engineering, Vol. 177 s. 405-410 (2017) [indeksowany w bazie Scopus® i Web of Science®, 15 pkt – udział własny 10%],
9. Górecki J., Malujda I., Talaśka K., **Wojtkowiak D.**: *Dry ice compaction in piston extrusion process*. Acta Mechanica et Automatica, Vol. 11 No. 4 s. 313-316 (2017) [indeksowany w bazie Scopus® i Web of Science®, 14 pkt (lista 2013-2016) – udział własny 10%],
10. Wieczorek B., Kukla M., **Wojtkowiak D.**, Okoniewicz P., Ostrowska K.: *Method of programming the nitinol springs in the space of the kiln chamber*. Technical Transactions: Mechanics, Vol. 11, s. 221-232 (2017) [13 pkt (lista 2013-2016) – udział własny 25%]
11. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I.: *Concept of the hexa-quad bimorph walking robot and the design of its prototype.* Acta Mechanica et Automatica, Vol. 12 No. 1 s. 60-65 (2018) [indeksowany w bazie Scopus® i Web of Science®, 14 pkt (lista 2013-2016) – udział własny 40%],

12. Malujda I., Wilczyński D., Talaśka K., **Wojtkowiak D.,** Szulc M.: *Study of prototype mechanism of height adjustment of the bed in hospital bed*. MATEC Web of Conferences, Vol. 157: 02028 (2018) [indeksowany w bazie Scopus® i Web of Science®, 15 pkt – udział własny 20%]
13. Górecki J., Malujda I., Talaśka K., Wilczyński D., **Wojtkowiak D.**: *Influence of geometrical parameters of convergent sleeve on the value of limit stress*. MATEC Web of Conferences, Vol. 157: 05006 (2018) [indeksowany w bazie Scopus® i Web of Science®, 15 pkt – udział własny 15%]
14. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K.: *Metodyka wyznaczania położenia środka ciężkości na przykładzie sześcionożnego bimorficznego robota kroczącego*. Nasze stulecie. Nauka dla obronności., Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, ISBN 978-83-7775-510-5, s. 525-538 (2018) [Rozdział w monografii, 20 pkt – udział własny 50%],
15. **Wojtkowiak D.**, Talaśka K., Malujda I., Górecki J., Wilczyński D.: *Modelling and static stability analyses of the hexa-quad bimorph walking robot*. MATEC Web of Conferences, Vol. 254: 02029 (2019) [indeksowany w bazie Web of Science®, 5 pkt – udział własny 15%]
16. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Malujda I., Kukla M., Wałęsa K.: *Functional and construction indicator for the briquetting process of lignocellulosic materials*. MATEC Web of Conferences, Vol. 254: 05011 (2019) [indeksowany w bazie Web of Science®, 5 pkt – udział własny 10%]
17. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Malujda I., Wałęsa K.: *Testing of a force sensor used to measure the briquetting process parameters of lignocellulosic materials*. MATEC Web of Conferences, Vol. 254: 05012 (2019) [indeksowany w bazie Web of Science®, 5 pkt – udział własny 10%]
18. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Malujda I., Wałęsa K.: *Testing of a torque sensor used to measure the parameters of the briquetting process of lignocellulosic materials*. MATEC Web of Conferences, Vol. 254: 05013 (2019) [indeksowany w bazie Web of Science®, 5 pkt – udział własny 10%]
19. Wilczyński D., Berdychowski M., **Wojtkowiak D.**, Górecki J., Wałęsa K.: Experimental and numerical tests of the compaction process of loose material in the form of sawdust. MATEC Web of Conferences, Vol. 254: 02042 (2019) [indeksowany w bazie Web of Science®, 5 pkt – udział własny 10%]
20. Górecki J., Malujda I., Wilczyński D., **Wojtkowiak D.**: *Influence of the face surface shape of the piston on the limit value of compaction stress in the process of dry ice agglomeration*. MATEC Web of Conferences, Vol. 254: 06001 (2019) [indeksowany w bazie Web of Science®, 5 pkt – udział własny 10%]
21. Wałęsa K., Wilczyński D., Talaśka K., Górecki J., **Wojtkowiak D.** *Preliminary research of the biomass cutting process for its mathematical model formulating*. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, Vol. 64:1, s. 50-57 (2019) [spoza listy MNiSW, 5 pkt – udział własny 10%],
22. Bąkowski P., Ciemniewska-Gorzela K., Talaśka K., Górecki J., **Wojtkowiak D.**, Kerkhofs G.M.M.J, Piontek T.: *Minimally invasive reconstruction technique for chronic Achilles tendon tears allows rapid return to walking and leads to good functional recovery.* Knee Surgery, Sports Traumatology, Arthroscopy Vol. 28, s. 305-311 (2020) [Czasopismo indeksowane w JCR, IF = 3,166, 100 pkt – udział własny 10%],

23. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**: *Analysis of threaded connections under impact load*. IOP Conferences: Materials Science and Engineering (2020) [artykuł indeksowany w bazie Scopus® i oczekuje na indeksację w bazie Web of Science®, 20 pkt – udział własny 50%],

24. Talaśka K., **Wojtkowiak D.**, Fierek A.: *The design issues of rolling bearing assemblies*. IOP Conferences: Materials Science and Engineering (2020) [artykuł indeksowany w bazie Scopus® i oczekuje na indeksację w bazie Web of Science®, 20 pkt – udział własny 40%],

25. Pytliński R., Talaśka K., **Wojtkowiak D.**: *Numerical analysis of thin-walled component structure*. IOP Conferences: Materials Science and Engineering (2020) [artykuł indeksowany w bazie Scopus® i oczekuje na indeksację w bazie Web of Science®, 20 pkt – udział własny 30%],

26. Berdychowski M., Wilczyński D., Talaśka K., **Wojtkowiak D.**: *The Cam-Clay model in the application of technological process modeling.* IOP Conferences: Materials Science and Engineering (2020) [artykuł indeksowany w bazie Scopus® i oczekuje na indeksację w bazie Web of Science®, 20 pkt – udział własny 5%],

27. Górecki J., Talaśka K., Wałęsa K., Wilczyński D., **Wojtkowiak D.**: *Mathematical Model Describing the Influence of Geometrical Parameters of Multichannel Dies on the Limit Force of Dry Ice Extrusion Process.* Materials (2020) [Czasopismo indeksowane w JCR IF = 3,057, 140 pkt – udział własny 10%]

Załącznik 6

1. Potwierdzenia przyznania patentów wydanych przez Urząd Patentowy RP.
2. Potwierdzenia przyjęcia zgłoszeń patentowych przez Urząd Patentowy RP.
3. Otrzymane nagrody i wyróżnienia.
4. Potwierdzenia wykonania recenzji artykułów w czasopismach naukowych.
5. Certyfikaty ukończenia szkoleń.
6. Potwierdzenia wdrożeń produktów.

URZĄD PATENTOWY
RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

DOKUMENT PATENTOWY

Na podstawie przepisów ustawy z dnia 30 czerwca 2000 r. Prawo własności przemysłowej (tekst jedn.: Dz.U. z 2017 r., poz. 776) został udzielony na rzecz:

POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, Polska

PATENT

NR 231596

NA WYNALAZEK PT.

Kroczący wielofunkcyjny robot mobilny

przedstawiony w opisie patentowym
włączonym do niniejszego dokumentu

Patent trwa od dnia: **2016-02-01**

Warszawa, dnia 2019-03-18

Z upoważnienia Prezesa
Urzędu Patentowego

Łukasz Kwaśniewski
DYREKTOR DEPARTAMENTU

PWPW S.A.

URZĄD PATENTOWY
RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

DOKUMENT PATENTOWY

Na podstawie przepisów ustawy z dnia 30 czerwca 2000 r. Prawo własności przemysłowej (tekst jedn.: Dz.U. z 2017 r., poz. 776) został udzielony na rzecz:

POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, Polska

PATENT

NR **231281**

NA WYNALAZEK PT.

Urządzenie do ręcznego formowania i zabezpieczania sprężyn z NiTinolu na potrzeby programowania w strumieniu gorącego powietrza

przedstawiony w opisie patentowym
włączonym do niniejszego dokumentu

Patent trwa od dnia: **2016-11-14**

Warszawa, dnia 2019-02-20

Z upoważnienia Prezesa
Urzędu Patentowego

Łukasz Kwaśniewski
DYREKTOR DEPARTAMENTU

PWPW S.A.

URZĄD PATENTOWY
RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

DOKUMENT PATENTOWY

Na podstawie przepisów ustawy z dnia 30 czerwca 2000 r. Prawo własności przemysłowej (Dz.U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.) został udzielony na rzecz:

POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, Polska

PATENT

NR 233462

NA WYNALAZEK PT.

Mechanizm regulacji wysokości położenia leża łóżka szpitalnego

przedstawiony w opisie patentowym
włączonym do niniejszego dokumentu

Patent trwa od dnia: **2017-06-26**

Warszawa, dnia 2019-11-26

Z upoważnienia Prezesa
Urzędu Patentowego

Łukasz Kwaśniewski
DYREKTOR DEPARTAMENTU

PWPW S.A.

URZĄD PATENTOWY
RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

DOKUMENT PATENTOWY

Na podstawie przepisów ustawy z dnia 30 czerwca 2000 r. Prawo własności przemysłowej (Dz.U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.) został udzielony na rzecz:

POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, Polska

PATENT

NR 233463

NA WYNALAZEK PT.

Mechanizm regulacji wysokości położenia leża łóżka szpitalnego

przedstawiony w opisie patentowym
włączonym do niniejszego dokumentu

Patent trwa od dnia: **2017-06-26**

Warszawa, dnia 2019-11-19

Z upoważnienia Prezesa
Urzędu Patentowego

Elżbieta Głowacka
ST. INSPEKTOR

PWPW S.A.

niepodległa | POLSKA STULECIE ODZYSKANIA NIEPODLEGŁOŚCI

URZĄD PATENTOWY RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ 100 lat

Kancelaria Ogólna

Dział Informacji Patentowej
03 -12- 2019
wpłynęło dn. .....
R2P -152-59/19 PAT2158

Warszawa, 22.11.2019 r.

Nasz znak: BA-III.P.431887.2.iskow
Wasz znak: R2P-152-59/19-PAT2158

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2019-11-22 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Urządzenie buforująco-napinające pas transportujący w procesie jego produkcji

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.431887**
[WIPO ST 10/C PL431887]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**
WILHELM HERM MULLER POLSKA SPÓŁKA Z OGRANICZONĄ ODPOWIEDZIALNOŚCIĄ, Bydgoszcz, POLSKA

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.431887.

Klauzula informacyjna

niepodległa | POLSKA STULECIE ODZYSKANIA NIEPODLEGŁOŚCI

URZĄD PATENTOWY RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ 100 lat

Kancelaria Ogólna

Dział Informacji Patentowej

wpłynęło dn. 03-12-2019

R2P - 152-58/19 PAT 2157

Warszawa, 22.11.2019 r.

Nasz znak: BA-III.P.431886.2.iskow
Wasz znak: R2P-152-58/19-PAT2157

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2019-11-22 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Urządzenie dozująco-ustalające pas transportujący w procesie jego produkcji

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.431886**

[WIPO ST 10/C PL431886]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**
WILHELM HERM MULLER POLSKA SPÓŁKA Z OGRANICZONĄ ODPOWIEDZIALNOŚCIĄ, Bydgoszcz, POLSKA

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.431886.

Klauzula informacyjna

URZĄD PATENTOWY
RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

al. Niepodległości 188/192
00-950 Warszawa, skr. poczt. 203
tel.: (+48) 22 579 05 55 | fax: (+48) 22 579 00 01
e-mail: kontakt@uprp.gov.pl | www.uprp.gov.pl

Kancelaria Ogólna

Dział Informacji Patentowej
wpłynęło dn. 19-02-2020
R2P-152-55/19 PAT2154

Warszawa, 10.02.2020 r.

Nasz znak: BA-III.P.432839.2.iskow
Wasz znak: R2P-152-55/19-PAT 2154

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2020-02-05 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Urządzenie do cięcia poprzecznego pasów transportujących z jednym nożem

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.432839**
[WIPO ST 10/C PL432839]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**
WILHELM HERM MULLER POLSKA SPÓŁKA Z OGRANICZONĄ ODPOWIEDZIALNOŚCIĄ, Bydgoszcz, POLSKA

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.432839.

Klauzula informacyjna

URZĄD PATENTOWY
RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

al. Niepodległości 188/192
00-950 Warszawa, skr. poczt. 203
tel.: (+48) 22 579 05 55 | fax: (+48) 22 579 00 01
e-mail: kontakt@uprp.gov.pl | www.uprp.gov.pl

Kancelaria Ogólna

Dział Informacji Patentowej
wpłynęło dn. 19-02-2020
R2P-152-54/19 PAT 2153

Warszawa, 10.02.2020 r.

Nasz znak: BA-III.P.432838.2.iskow
Wasz znak: R2P-152-54/19-PAT 2153

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2020-02-05 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Urządzenie do cięcia poprzecznego pasów transportujących z dwoma nożami

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.432838**
[WIPO ST 10/C PL432838]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**
WILHELM HERM MULLER POLSKA SPÓŁKA Z OGRANICZONĄ ODPOWIEDZIALNOŚCIĄ, Bydgoszcz, POLSKA

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.432838.

Klauzula informacyjna

niepodległa | POLSKA STULECIE ODZYSKANIA NIEPODLEGŁOŚCI

URZĄD PATENTOWY RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ 100 lat

Kancelaria Ogólna

Dział Informacji Patentowej
03 -12- 2019
wpłynęło dn. .....
R2P-152-53/19 PAT 2152

Warszawa, 22.11.2019 r.

Nasz znak: BA-III.P.431881.2.iskow
Wasz znak: R2P-152-53/19-PAT 2152

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2019-11-22 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Urządzenie do pomiaru przemieszczenia liniowego pasa transportującego

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.431881**
[WIPO ST 10/C PL431881]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**
WILHELM HERM MULLER POLSKA SPÓŁKA Z OGRANICZONĄ ODPOWIEDZIALNOŚCIĄ, Bydgoszcz, POLSKA

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.431881.

Klauzula informacyjna

niepodległa | POLSKA STULECIE ODZYSKANIA NIEPODLEGŁOŚCI

URZĄD PATENTOWY RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ 100 lat

Kancelaria Ogólna

Warszawa, 27.03.2018 r.

Dział Informacji Patentowej
wpłynęło dn. 04.04.2018

Nasz znak: BA-III.P.425024.2.iskow
Wasz znak: R2P-152-11/18-PAT 2036

POLITECHNIKA
POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2018-03-26 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Urządzenie do badania nacisków bocznych

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.425024**
[WIPO ST 10/C PL425024]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**

Iwona Skowron
Kancelaria Ogólna
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.425024.

niepodległa | POLSKA STULECIE ODZYSKANIA NIEPODLEGŁOŚCI

URZĄD PATENTOWY RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ 100 lat

Kancelaria Ogólna

Dział Informacji Patentowej
wpłynęło dn. 03-09-2019

Warszawa, 09.08.2019 r.

Nasz znak: BA-III.P.430827.2.msob
Wasz znak: R_2P-152-26/19-PAT 2142

POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Pl. M. Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań

POTWIERDZENIE

Urząd Patentowy RP stwierdza, że dnia 2019-08-06 przyjęto w formie papierowej wniosek o udzielenie patentu na wynalazek pt.:

Przyrząd i metoda do usuwania wypływki po zgrzewaniu doczołowym polimerowych pasów cięgnowych

Zgłoszenie oznaczono numerem: **P.430827**
[WIPO ST 10/C PL430827]

Zgłaszający: **POLITECHNIKA POZNAŃSKA, Poznań, POLSKA**

Maria Sobolew-Dominiak
Operator urządzeń elektronicznych
/- dokument podpisany elektronicznie /

Pouczenie:

1. Strony oraz ich przedstawiciele i pełnomocnicy mają obowiązek zawiadomić Urząd o każdej zmianie swojego adresu. W razie zaniedbania tego obowiązku doręczenie pisma pod dotychczasowym adresem ma skutek prawny (art. 41 kpa).
2. O zgłoszeniu wynalazku Urząd Patentowy dokonuje ogłoszenia niezwłocznie po upływie 18 miesięcy od daty pierwszeństwa do uzyskania patentu. Zgłaszający może w okresie 12 miesięcy od daty pierwszeństwa złożyć wniosek o dokonanie ogłoszenia w terminie wcześniejszym (art. 43 ustawy z dnia 30 czerwca 2000r. Prawo własności przemysłowej (Dz. U. z 2017 r. poz. 776 z późn. zm.)).
3. W korespondencji należy powoływać się na nr P.430827.

Klauzula informacyjna

Excellent Oral Presentation Certificate

The Chairman & the Board of Directors of
AMRMT 2019 Conference Certify that

Dominik Wojtkowiak

did an excellent oral presentation in the technical session,
and was selected as the best presenter of this confernce.

Session Chair

Conference Committee
AMRMT 2019

Hong Kong Society of Mechanical Engineers

HONG KONG SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS

Certificate of Presentation

THIS CERTIFICATE IS PROUDLY AWARDED TO

Dominik Wojtkowiak

Poznan University of Technology, Poland

Paper Title: Modelling the belt perforation process with the piercing punch and the die in the context of the construction of the punching dies

for your excellent oral presentation at the conference and your significant contribution to the success of 4th International Conference on Advanced Materials Research and Manufacturing Technologies (AMRMT 2019), Oxford, UK, from August 8 to 11, 2019.

ID Number: A034

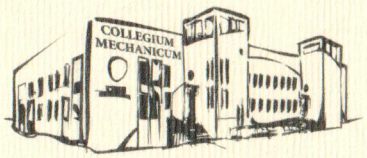
Certificate Number: HKSME20190801019

Session Chair
Session I

Hong Kong Society of Mechanical Engineers 香港機械工程師協會

Conference Committee
AMRMT 2019

Hong Kong Society of Mechanical Engineers



Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Kaliszu
im. Prezydenta Stanisława Wojciechowskiego
Wydział Politechniczny
Katedra Mechaniki i Budowy Maszyn

Nagroda

za wyróżniający się referat

na VI Międzyuczelnianej Konferencji Studenckich Kół Naukowych i Studiów Doktoranckich

dla Dominika Wojtkowiaka
(Politechnika Poznańska)

Komitet Naukowy Konferencji

prof. dr hab. inż. Marian Dudziak

Kalisz , 1 grudnia 2016

POLITECHNIKA POZNAŃSKA

prof. dr hab. inż.
Tomasz Łodygowski
Rektor

100 lat wyższego szkolnictwa technicznego w Poznaniu

Poznań, dnia 3 października 2018 r.

RO-1170/9/18/839

Pan

mgr inż. Dominik WOJTKOWIAK

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn

POLITECHNIKA POZNAŃSKA

Szanowny Panie

Z przyjemnością informuję, iż przyznaję Panu Nagrodę za osiągnięcia organizacyjne uzyskane w roku akademickim 2017/2018.

Proszę również przyjąć najlepsze życzenia dalszych, licznych sukcesów zawodowych, dobrego zdrowia oraz wszelkiej pomyślności w życiu osobistym.

Z wyrazami uznania

pl. M. Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań, tel.: +48 61 665 3537, 61 833 3881, fax +48 61 665 3770
e-mail: rektor@put.poznan.pl, www.put.poznan.pl



Measurement

Certificate of Reviewing

Awarded since March 2019 (1 review)
presented to

DOMINIK WOJTKOWIAK

in recognition of the review contributed to the journal

The Editors of Measurement



Zimbra **dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl**

Thank You

Od : Marie Veth Chua <em@editorialmanager.com> pon., 2018, kwi-16 21:21
Nadawca : em jint 0 5a9940 f0cb733c <em.jint.0.5a9940.f0cb733c@editorialmanager.com>
Temat : Thank You
Do : Dominik Wojtkowiak <dominik.wojtkowiak@put.poznan.pl>
Odpowiedz : Marie Veth Chua <marieveth.chua@springer.com>

Dear Mr. Wojtkowiak,

Thank you very much for your review of manuscript

JINT-D-17-00607, "Automatic Kinematics Modeling of Robotic Total Stations Using the Denavit-Hartenberg Convention".

We greatly appreciate your assistance.

With kind regards,

Journals Editorial Office

Springer

DASSAULT SYSTEMES

CERTIFICATE
OF ATTENDANCE

BUDSOFT
Realistic Simulation Solutions

Budsoft Sp. z o.o. on behalf of
Dassault Systèmes certifies that

Dominik Wojtkowiak

has successfully completed the training course

Modeling Fracture and Failure with Abaqus

DELIVERED BY DASSAULT SYSTEMES The 3DEXPERIENCE® Company

Certified Instructor: Tomasz Jankowiak
Held in POLAND, 10 October-12 October 2016

AT-ELZAWMTUIZ

Niniejszym zaświadcza się, że

Dominik Wojtkowiak

z firmy: Politechnika Poznańska

w dniu 2018-01-23
ukończył kurs

Sterowniki Horner APG

organizowany przez Akademię ASTOR

Dyrektor Akademii ASTOR
mgr inż. Małgorzata Stoch

Wykładowca Horner
inż. Filip Wiśniewski

ASTOR akademia

HORNER APG

Poznań • Styczeń 2018
NUMER DYPLOMU: POZ/165/HE-1/7

Poznań, 30.07.2018

MESco
ANSYS

DYPLOM

uczestnictwa w kursie

Programowanie w APDL

30.07.2018

otrzymuje Pan

Dominik Wojtkowiak

Prowadzący:

Marcin Hatłas

MESco Sp. z o.o. • tel. (032) 768 36 36 • fax (032) 768 36 35 • e–mail: info@mesco.com.pl

Poznań, 31.07.2018

MESco
ANSYS

DYPLOM

uczestnictwa w kursie

Optymalizacja konstrukcji

31.07.2018

otrzymuje Pan

Dominik Wojtkowiak

Prowadzący:

Marcin Hatłas

MESco Sp. z o.o. • tel. (032) 768 36 36 • fax (032) 768 36 35 • e–mail: info@mesco.com.pl

Paproć dn. 16.03.2017

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
Wydział Maszyn Roboczych i Transportu
Politechnika Poznańska

Praca wykonana i wdrożona na podstawie naszego zamówienia nr 16/KS/1 z dnia 01.06.2016, na:

- wykonanie projektu automatycznych drzwi komory grzewczej linii do malowania proszkowego wraz z nadzorem autorskim w trakcie montażu i uruchamiania przedmiotu projektu.

Wykonawca zlecenia : Politechnika Poznańska
Pl. Marii Skłodowskiej-Curie 5
60-965 Poznań
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn

Określone w zamówieniu parametry wyjściowe dotyczące cech: konstrukcyjnych, sterowania i funkcjonalnych, opracowana i wdrożona konstrukcja, w pełni spełnia.

Dotyczy to:

– skrócenia czasu rozgrzewania komory grzewczej o 30 min.;
– zmniejszenia zużycia gazu o ok. 40 m3/dzień;
– zwiększenie wydajności komory grzewczej o 8 %;
– obniżenie temperatury na hali poprawiającej komfort pracy.

Z poważaniem

DYREKTOR
Karol Siemion
Karol Siemion

Kiel Polska Sp. z o.o.
Paproć 196
64-300 Nowy Tomyśl
NIP 788-15-39-598
REGON 630885060

Tel. 0-61 44 27 801
Fax. 0-61 44 27 805
e-mail: kiel@kiel.com.pl
http://www.kiel.com.pl/

Sąd Rejonowy w Poznaniu
XXI Wydział Gospodarczy
Nr KRS 0000082339
Kapitał zakładowy 145.000 PLN

Konto PLN – Fortis Bank Polska SA o/Poznań
PL 10 16001084 00 4050 866606 001
Konto EUR – Fortis Bank Polska SA o/Poznań
PL 52 6001084 000 4050 366606 021
BRANCH SWIFT CODE: PPABPLPK

KARTA WDROŻENIA PRODUKTU

będącego wynikiem badań naukowych lub prac rozwojowych prowadzonych w

Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu,

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn

Lp.	Wyszczególnienie
1.	Nazwa zadania badawczego, w wyniku realizacji którego powstał produkt, i lata realizacji (bez względu na źródło finansowania) **Konstrukcja zespołu automatycznych drzwi komory grzewczej linii do malowania proszkowego wraz z nadzorem autorskim montażu . Realizacja w roku 2016**
2.	Nazwa produktu (innowacja produktowa, procesowa, systemowa, organizacyjna, społeczna albo inna, w tym wyrób, strategia, scenariusz, plan, program, technologia, metoda, procedura, oprogramowanie, odmiana rośliny) **Wyrób (Konstrukcja mechaniczna sterowana mechatronicznie)**
3.	Opis wdrożenia produktu **Zastosowanie oryginalnego, twórczego rozwiązania w funkcjonującej linii malowania proszkowego**
4.	Nazwa i adres podmiotu wdrażającego oraz jego numer identyfikacji skarbowej (w Rzeczypospolitej Polskiej NIP), numer indentyfikacyjny producenta rolnego lub gospodarstwa rolnego (w Rzeczypospolitej Polskiej nadawany przez Agencję Restrukturyzacji i Modernizacji Rolnictwa) albo numer identyfikacji statystycznej (w Rzeczypospolitej Polskiej REGON) **Kiel Polska Sp. z o.o. , Paproć 196, 64-300 Nowy Tomyśl, NIP 788 153 95 98**
5.	Data i numer umowy (umowa wdrożeniowa, umowa licencji, umowa sprzedaży autorskich praw majątkowych lub udostępnienia własności intelektualnej) potwierdzającej sprzedaż produktu podmiotowi wdrażającemu **Udostępnienie wyników badań i prac rozwojowych otoczeniu społeczno-gospodarczemu**
6.	Przychody jednostki, przychody uczelni, w skład której wchodzi jednostka, albo przychody innego podmiotu utworzonego przez uczelnię lub jednostkę w celu komercjalizacji wyników badań naukowych lub prac rozwojowych będące efektem umowy wdrożeniowej - **15200** zł w okresie **2017r.**
7.	Potwierdzenie przez podmiot wdrażający wdrożenia produktu oraz wysokości środków finansowych przekazanych jednostce na podstawie umowy, o której mowa w lp.5 PROKURENT ..... Karol Sienkon (data i podpis osoby uprawnionej do reprezentowania podmiotu wdrażającego)

Dz.U. 2016 poz. 2154

Rozporządzenie Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 12 grudnia 2016 r. w sprawie przyznawania kategorii naukowej jednostkom naukowym i uczelniom, w których zgodnie z ich statutami nie wyodrębniono podstawowych jednostek organizacyjnych

http://isap.sejm.gov.pl/DetailsServlet?id=WDU20160002154