

Operational tests of a distributor injection pump

Badania eksploatacyjne rozdzielaczowej pompy wtryskowej

PAWEŁ BAŁON
EDWARD REJMAN
ROBERT SMUSZ
BARTŁOMIEJ KIEŁBASA*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2022.11.24>

Research on drive units confirms that, as a result of many years of operation, the fastest-wearing components in diesel engines of machines and vehicles are in-line and distributor pumps. The durability of the pumps is several times shorter than that of the motors. A dozen or so different sizes and types of in-line injection pumps were used in diesel engines of vehicles, which significantly complicated the service capacity. The authors of the work created a pump that has a universal application and can be used interchangeably for many types of diesel engines and also meets the increased durability requirements. The analysis partially presents the results of operational tests of the pump working under load and the analysis of the causes of damage. Model studies of the contact stresses between damaged elements were also carried out.

KEYWORDS: pump shaft, diesel engine, FEM analysis, pump drive shaft, experimental verification

Badania zespołów napędowych potwierdzają, że do najszybciej zużywających się w wyniku wieloletniej eksploatacji podzespołów w silnikach wysokoprężnych maszyn i pojazdów należą pompy wtryskowe rzędowe i rozdzielaczowe. Trwałość pomp jest kilkakrotnie mniejsza od trwałości silników. W silnikach wysokoprężnych pojazdów stosowano kilkanaście różnych wielkości i rodzajów pomp wtryskowych rzędowych, co znacznie komplikowało możliwości serwisowe. Autorzy pracy skonstruowali pompę, która ma uniwersalne zastosowanie i może być montowana zamiennie w wielu typach silników wysokoprężnych, ponadto spełnia podwyższone wymogi trwałości. W analizie przedstawiono wyniki badań eksploatacyjnych pompy pracującej pod obciążeniem i przyczyny uszkodzeń. Przeprowadzono również badania modelowe naprężeń kontaktowych między elementami, które uległy uszkodzeniu.

SŁOWA KLUCZOWE: wał pompy, silnik wysokoprężny, analiza MES, wał napędowy pompy, weryfikacja eksperymentalna

Wprowadzenie

Budowa układu zasilania silnika o zapłonie samoczynnym wynika z uwarunkowań spalania oleju napędowego. Aby silnik o zapłonie samoczynnym mógł pracować prawidłowo, paliwo musi być podawane w określony

sposób. Olej napędowy jest wtryskiwany pod wysokim ciśnieniem (dochodzącym do 150 MPa) do komory spalania, w której znajduje się sprężone powietrze. Zadanie to jest utrudnione poprzez krótki czas przepływu paliwa od chwili wtrysnięcia do chwili wystąpienia samozapłonu. Czas ten skraca się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Takie operacje są precyzyjnie realizowane przez układy wtryskowe, które niezawodnie pracują podczas całego cyklu eksploatacji silnika. Najbardziej obciążonym elementem układów wtryskowych jest pompa wytwarzająca wysokie ciśnienie paliwa wtryskiwanego do cylindrów silnika.

Opis badanej konstrukcji

Rozwiązaniem najczęściej stosowanym w silnikach samochodów ciężarowych i maszyn roboczych jest

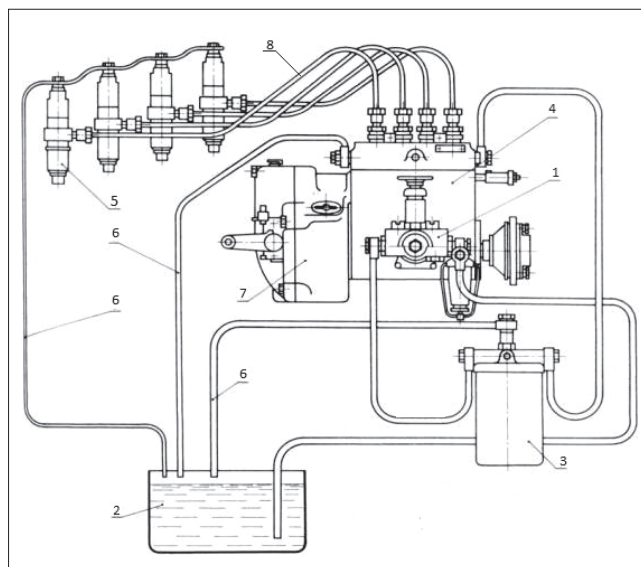


Fig. 1. Schematic diagram of the injection system with a four-section injection pump: 1 – feed pump (initial pressure pump); 2 – fuel tank; 3 – filter; 4 – high-pressure injection pump; 5 – injector; 6 – overflow pipes; 7 – rotational speed controller; 8 – high-pressure pipes

Rys. 1. Schemat układu instalacji wtryskowej z czterosekcyjną pompą wtryskową: 1 – pompa zasilająca (wstępnego tłoczenia); 2 – zbiornik paliwa; 3 – filtr; 4 – pompa wtryskowa wysokiego ciśnienia; 5 – wtryskiwacz; 6 – przewody przelewowe; 7 – regulator prędkości obrotowej; 8 – przewody wysokiego ciśnienia

* Dr inż. Paweł Bałon – balonpawel@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-3136-7908> – Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, WIMiR, Kraków, Poland; ZPU Mirosław Pogoda, Mielec, Poland
Dr inż. Edward Rejman – erejman@prz.edu.pl, <https://orcid.org/0000-0003-4716-7613> – Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Rzeszów, Poland; ZPU Mirosław Pogoda, Mielec, Poland
Dr hab. inż. Robert Smusz – robsmusz@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7369-1162> – Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Rzeszów, Poland; ZPU Mirosław Pogoda, Mielec, Poland
Mgr inż. Bartłomiej Kielbasa – bartek.kielbasa@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3116-2251> – ZPU Mirosław Pogoda, Mielec, Poland

rozdzielaczowa, wielosekcyjna pompa wtryskowa (rys. 2). Charakteryzuje się ona tym, że jej poszczególne sekcje wtryskują cyklicznie dawki paliwa zawsze do tych samych cylindrów silnika. Sekcje tłoczące wielosekcyjnej pompy wtryskowej są zazwyczaj usytuowane we wspólnej obudowie wraz z mechanizmami regulacji dawkowania i napędu. Tłoczenie oleju napędowego przez element tłoczący pompy wtryskowej (zwany sekcją albo też parą precyzyjną, składający się z cylinderka i tłoczka) odbywa się w kilku fazach. W dolnym położeniu tłoczka są odkryte oba otwory przepływowe w cylinderku. Przez otwór wlotowy wpływa do przestrzeni nad tłoczkiem z kanału zasilającego paliwo pod ciśnieniem od 0,05 do 0,15 MPa. Tłoczek, przesuwając się ku górze, zamyka krawędzią odcinającą otwory wlotowe. Faza ta nazywa się skokiem wstępnym tłoczka. Po zamknięciu otworu zasilającego zaczyna się tłoczenie. To położenie tłoczka nazywa się geometrycznym początkiem tłoczenia (GPT). Podczas dalszego ruchu tłoczka następuje tłoczenie paliwa, które ustaje w momencie odsłonięcia otworu przelewowego przez krawędź sterującą, gdyż wówczas następuje połączenie przestrzeni nad tłoczkiem z kanałem zasilającym. Zmianę wielkości dawki paliwa uzyskuje się poprzez zmianę wzajemnego położenia kąowego tłoczka względem cylinderka [1–4].

Proponowana pompa ma napęd i sterowanie mechaniczne. Zastosowanie oryginalnego sposobu sterowania wtryskiem paliwa pozwala na regulację kąta początku tłoczenia przy rozruchu silnika i obrotach roboczych, co przyczynia się do zmniejszenia zużycia paliwa, cichszej pracy silnika oraz redukcji zanieczyszczenia atmosfery, m.in. tlenkami NO_x . Elementy aparatury stanowiące układ zasilania silnika o zapłonie samoczynnym można podzielić na: układ podający (złożony ze zbiornika paliwa, filtra paliwa i pompy zasilającej), układ wtryskowy (w którego skład wchodzi: pompa wtryskowa, przewody wysokiego ciśnienia oraz wtryskiwacze) i układ regulacyjny (z regulatorem prędkości i dodatkowymi podzespołami kształtującymi charakterystykę pompy wtryskowej) [5–8].

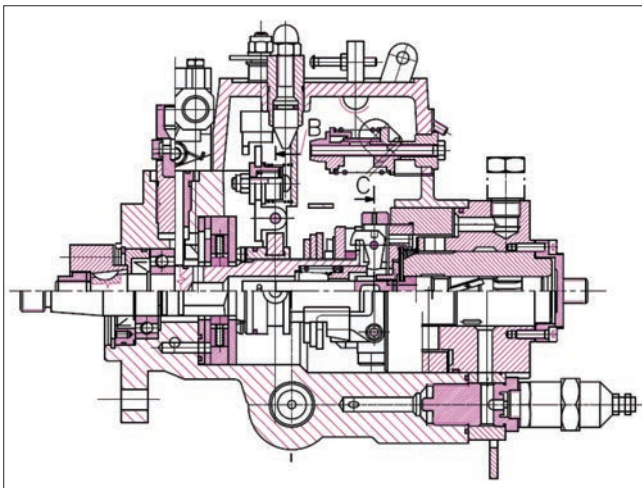


Fig. 2. Cross-section of a series 2 distributor injection pump (for 2-, 3-, 4- and 6-cylinder engines) [12]
Rys. 2. Przekrój pompy wtryskowej rozdzielaczowej z serii 2 (dla silników 2-, 3-, 4- i 6-cylindrowych) [12]

Walek krzywkowy znajduje się w łożyskowanej obudowie pompy i obraca się w czterosuwowym silniku z prędkością obrotową dwa razy mniejszą niż prędkość obrotowa silnika. Obrót wałka krzywkowego wprawia w ruch posuwisto-zwrotny tłoczki za pośrednictwem popychaczy rolkowych. Ruch powrotny tłoczków jest wymuszony działaniem sprężyny. Całkowity skok tłoczka ma stałą wartość, równą wzniosowi krzywki. Wynika to stąd, że do zmiany dawki paliwa niezbędne jest zastosowanie specjalnego rozwiązania. Jest nim odpowiednio ukształtowany tłoczek współpracujący z cylinderkiem. Oba te elementy mają możliwość zmiany wzajemnego położenia w wyniku obrotu jednego z nich wokół własnej osi. Najczęściej obrotowym elementem jest cylinderek. Wzajemna zmiana położenia kąowego w powiązaniu ze specjalnym kształtem tłoczka i jego krawędzi sterującej daje możliwość zmiany czynnego skoku tłoka, a zarazem zmiany dawki paliwa [9, 10].

Kluczowym elementem pompy jest głowica (1 na rys. 3) zbudowana z rotora (2) o kształcie walca umieszczonego w cylindrze głowicy (rys. 1, 3, 5). W cylindrze głowicy (rys. 4) znajdują się symetrycznie rozmieszczone otwory, w których są tłoczki tłoczące paliwo do kanału obwodowego w cylindrze głowicy i dalej w kierunku rotora. Nad umieszczonymi w otworach tłoczkami znajdują się popychacze, stykające się z wewnętrzną powierzchnią pierścienia krzywkowego trwale połączonego z wałkiem napędowym przez tarczę (rys. 6) [11, 12].

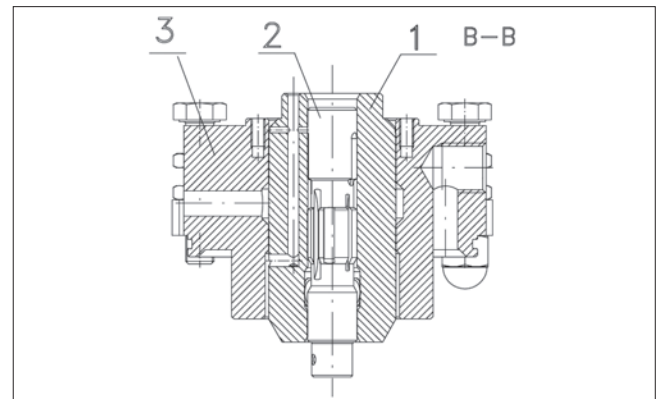


Fig. 3. View of the head and its cross-section
Rys. 3. Widok głowicy i jej przekrój

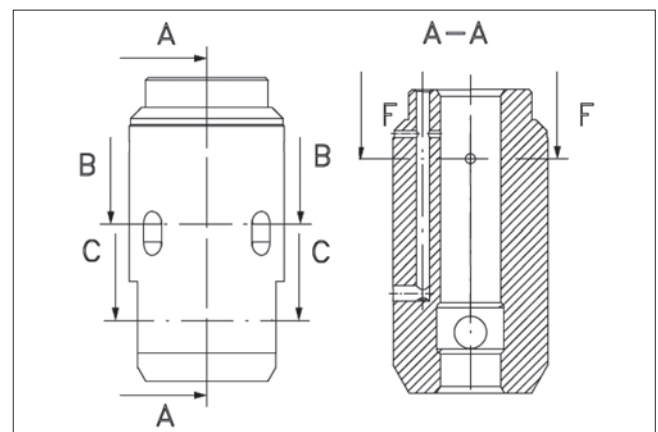


Fig. 4. View of the head cylinder and its cross-section
Rys. 4. Widok cylindra głowicy i jego przekrój

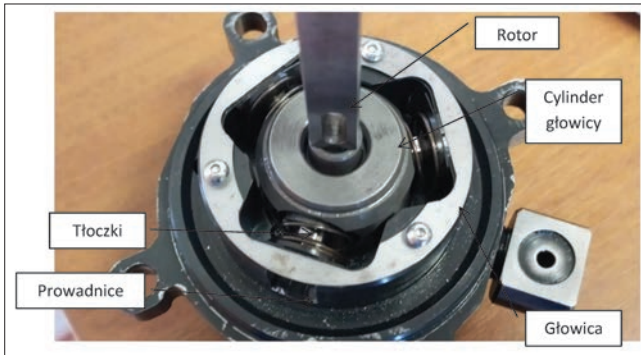


Fig. 5. The injection pump head
Rys. 5. Głowica pompy wtryskowej

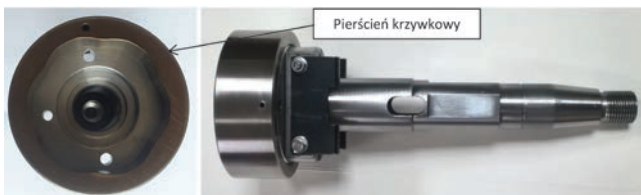


Fig. 6. The injection pump drive shaft
Rys. 6. Wałek napędowy pompy wtryskowej

Badania eksploatacyjne pompy - analiza uszkodzeń

W pierwszej kolejności przeprowadzono badania eksploatacyjne pompy na tzw. stole probierczym. Analizowano pracę pompy pod obciążeniem. Podczas procesu tłoczenia paliwa współpracujące elementy są silnie obciążone siłami działającymi w efekcie generowanego przez pompę ciśnienia. Maksymalne ciśnienie pod koniec fazy tłoczenia osiąga wartość 40 MPa. W wyniku działania tych sił pojawiają się ślady zużycia i odkształcenia plastyczne w warstwie wierzchniej pierścienia krzywkowego. Widać wyraźny wzrost intensywności zużycia powierzchni pierścienia krzywkowego wraz ze wzrostem obciążenia podczas fazy tłoczenia paliwa (rys. 7, 8).



Fig. 7. Signs of wear on the surface of the cam ring
Rys. 7. Ślady zużycia na powierzchni pierścienia krzywkowego

Znaczne zużycie zaobserwowano również na powierzchni rolek (rys. 8) i bieżni popychacza, na powierzchni pierścienia krzywkowego (rys. 7).

Twardość rolki pompy wtryskowej wykonanej ze stali łożyskowej ŁH15, zgodnie z dokumentacją techniczną, wynosi 60÷65 HRC. Popychacz rolki o twardości 60 HRC wykonano ze stali 40 HMT i w celu poprawy właściwości ślizgowych poddano fosforanowaniu. Pierścień krzywkowy został poddany nawęglaniu i hartowaniu, tak aby minimalna twardość bieżni pierścienia krzywkowego była nie mniejsza niż 60 HRC. Pomimo wysokiej twardości współpracujących powierzchni doszło do uszkodzenia. Dlatego w celu określenia wymaganej twardości rolki przeprowadzono badania modelowe naprężeń kontaktowych podczas końcowej fazy tłoczenia. Obliczenia wykonano dla ciśnienia tłoczenia 40 MPa. Dla tej wartości ciśnienia i średnicy tłoczka 9 mm siła działająca na elementy to 2545 N. W obliczeniach numerycznych założono model materiału liniowo sprężystego o module Younga równym $E = 210$ GPa i współczynniku Poissona $\nu = 0,3$. Analizowano kontakt rolki i bieżni pierścienia krzywkowego. Na podstawie analizy geometrii pierścienia krzywkowego ustalono promień krzywizny bieżni

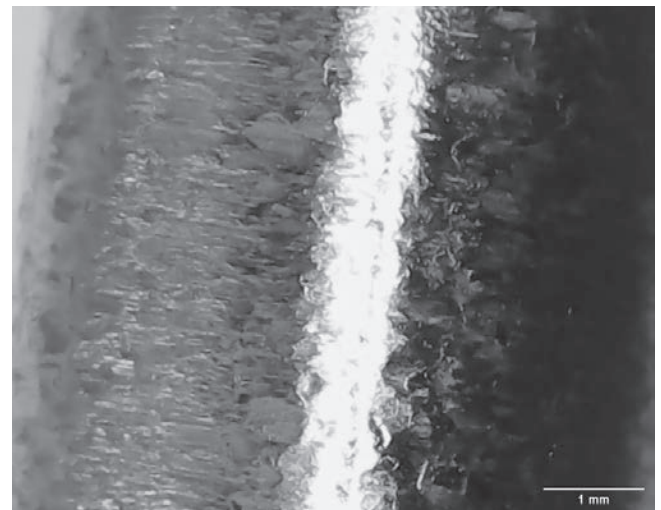


Fig. 8. Damage to the roller
Rys. 8. Uszkodzenia rolki

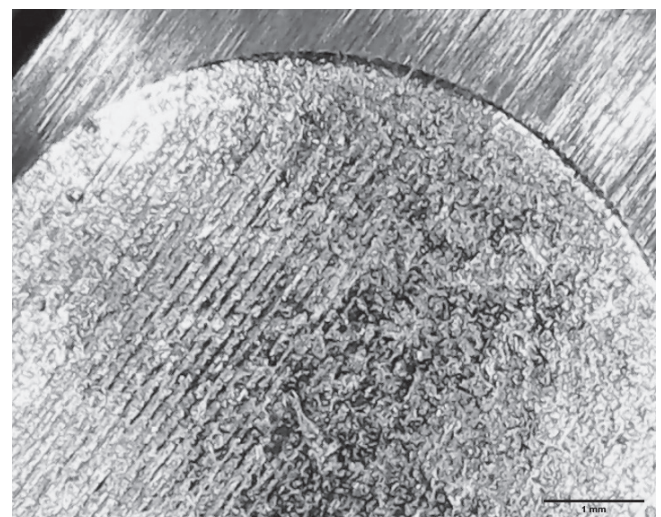


Fig. 9. Imprint of the plunger on the top surface of the pusher
Rys. 9. Odcisk tłoczka na powierzchni górnej popychacza

pierścienia krzywkowego dla położenia końca fazy tłoczenia paliwa (tj. tam, gdzie występuje największe ciśnienie) wynoszący 35,36 mm.

Na bazie teorii Herza oraz modelu Hubera-von Misesa-Hencky'ego (H-M-H) wyznaczono maksymalne naprężenia kontaktowe oraz zredukowane (zob. tablica). W obliczeniach założono, że występuje tarcie i powierzchnie rolki oraz pierścienia krzywkowego są smarowane. Dla takich warunków pracy współczynnik tarcia kinematycznego dla pary stal-stal oszacowano na poziomie 0,08. Siła tarcia, jaka występuje w tym przypadku, wynosi 206 N.

Jak można zauważyć, dla maksymalnej wartości ciśnienia tłoczenia minimalna twardość zarówno dla rolki, jak i pierścienia krzywkowego wynosi 68 HRC. Jest ona znacznie wyższa niż wymagania projektowe. Jednak analiza teoretyczna w oparciu o model Herza nie uwzględnia kontaktu pomiędzy wszystkimi elementami (rys. 10,11), tj.: tłoczkiem pompy, popychaczem, rolką i pierścieniem krzywkowym, dlatego przeprowadzono symulacje numeryczne naprężeń kontaktowych z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES).

W tym celu opracowano model geometryczny 3D współpracujących elementów, obciążając tłoczek równomiernie rozłożonym ciśnieniem przyłożonym tak, jak pokazano na rys. 12. W modelu dyskretnym zastosowano siatkę czworościennych pryzmatycznych elementów skończonych (rys. 11). Do obliczeń

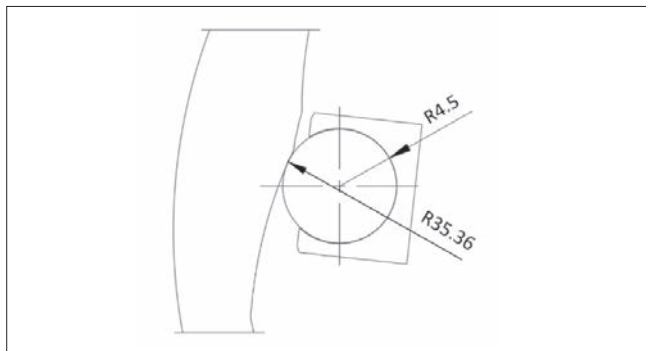


Fig. 10. Contact of the roller with the cam ring for the final phase of pumping the fuel

Rys. 10. Kontakt rolki z pierścieniem krzywkowym dla końcowej fazy tłoczenia paliwa

TABLE. Calculation results of contact and reduced stresses
TABLICA. Wyniki obliczeń naprężeń kontaktowych i zredukowanych

| Opis | Rolka | Pierścień krzywkowy |
|---|-------|---------------------|
| Moduł Younga [GPa] | 210 | 210 |
| Współczynnik Poissona | 0,3 | 0,3 |
| Promień krzywizny [mm] | 4,5 | 35,36 |
| Długość linii kontaktu [mm] | 14 | 14 |
| Szerokość kontaktu [mm] | 203,2 | 203,2 |
| Maksymalne naprężenia kontaktowe [GPa] | 1,14 | 1,14 |
| Maksymalne naprężenia zredukowane [MPa] | 635,2 | 635,2 |
| Minimalna twardość [HRC] | 68 | 68 |

wykorzystano 18 519 543 elementów skończonych. Założono model materiału liniowo sprężystego o module Younga równym $E = 210$ GPa i współczynniku Poissona $\nu = 0,3$. Wyniki analiz numerycznych MES dla naprężeń zredukowanych i kontaktowych wykonano przy ciśnieniu 40 MPa.

Na podstawie obliczeń numerycznych określono maksymalne naprężenia kontaktowe i zredukowane (w modelu H-M-H). Największe naprężenia kontaktowe i zredukowane pojawiły się pomiędzy rolką a bieżnią. Maksymalne naprężenia kontaktowe wyniosły 474,9 MPa, a zredukowane były równe 317,2 MPa (rys. 12–15). Zarówno naprężenia kontaktowe, jak i zredukowane były znacznie niższe niż w analizie teoretycznej w oparciu o model Herza. Wynika to z tego, że w modelu wykorzystano wszystkie współpracujące elementy węzła, co pozwoliło na urealnienie modelu obliczeniowego. Dla takich wartości naprężeń występujących na połączeniu rolki i bieżni pierścienia krzywkowego minimalna twardość nie powinna być mniejsza niż 65 HRC.

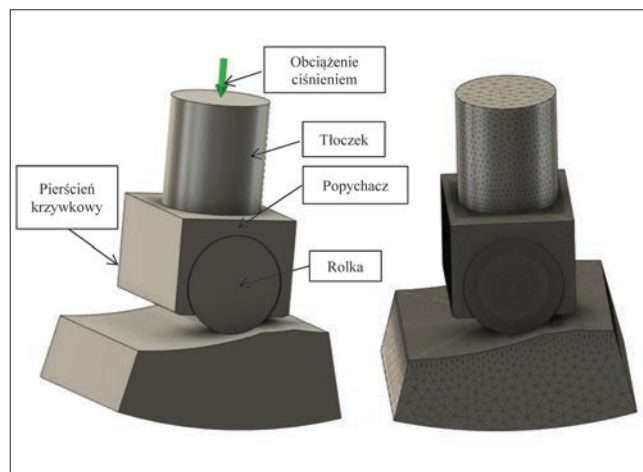


Fig. 11. Geometric and discrete model for strength calculations
Rys. 11. Model geometryczny i dyskretny do obliczeń wytrzymałościowych

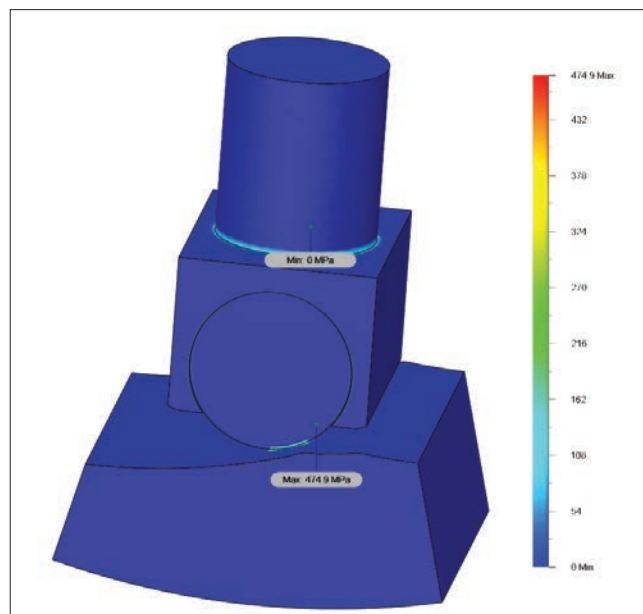


Fig. 12. Contact stresses for 40 MPa
Rys. 12. Naprężenia kontaktowe dla 40 MPa

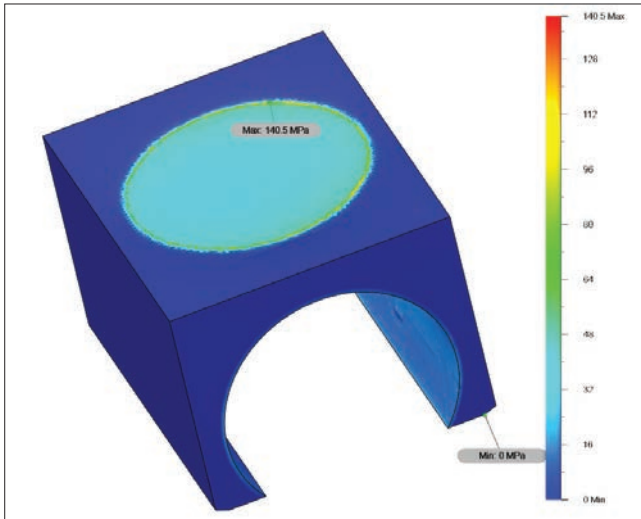


Fig. 13. Contact stresses in the pusher for 40 MPa
Rys. 13. Naprężenia kontaktowe w popychaczu dla 40 MPa

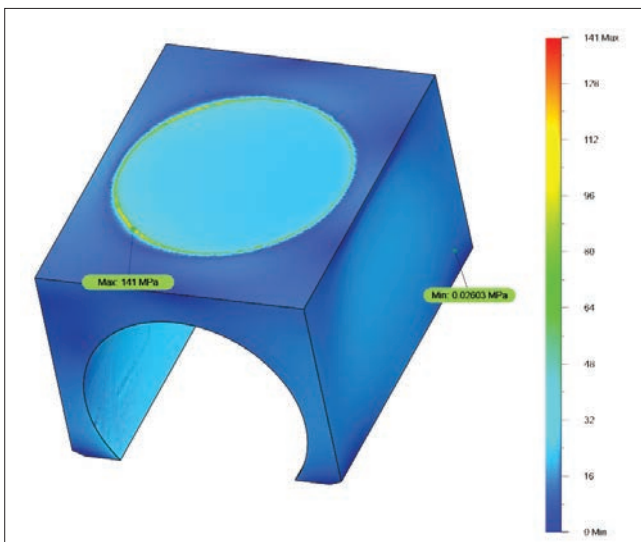


Fig. 14. Reduced stresses for 40 MPa
Rys. 14. Naprężenia zredukowane dla 40 MPa

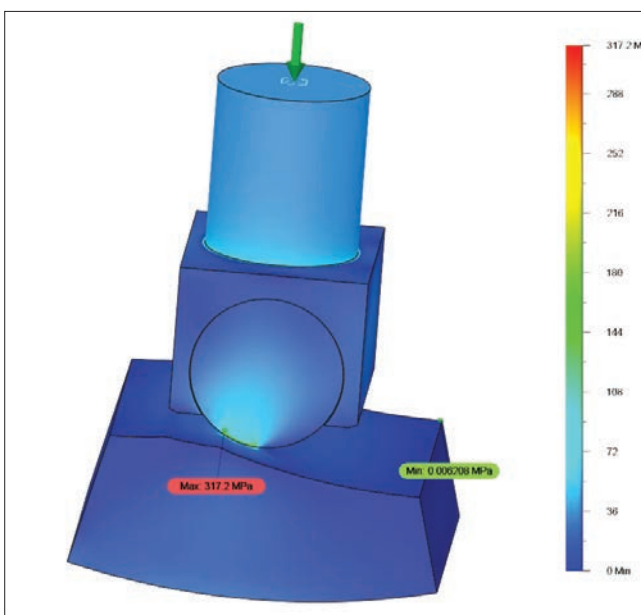


Fig. 15. Reduced stresses in the pusher for 40 MPa
Rys. 15. Naprężenia zredukowane w popychaczu dla 40 MPa

Wnioski

Analiza badawcza oraz przedstawiona dokumentacja zdjęciowa wykazały występowanie wytarcia na górnej powierzchni popychacza. Może to być spowodowane kontaktem mechanicznym pomiędzy pierścieniem krzywkowym wałka napędowego, co może wynikać ze zbyt małego luzu pomiędzy bieżnią pierścienia krzywkowego a popychaczem. Dodatkowo występują bardzo duże siły tarcia, które powodują dociskanie ścianki popychacza do ścianki prowadnicy głowicy pompy. Analiza numeryczna kontaktu wykazała występowanie bardzo dużych nacisków kontaktowych, które mogą powodować trwałe odkształcenia części składowych pompy wtryskowej, niekorzystnie odbijając się na trwałości. Podczas badań eksperymentalnych pompy wtryskowej autorzy obserwowali pojawiające się oznaki nadmiernego zużycia, dlatego zwiększyli trwałość elementów składowych poprzez zastosowanie powłok PVD i PACVD.

Acknowledgments/Podziękowanie

Badania zostały wykonane w ramach projektu RPPK.01.02.00-18-0009/18 pt. „Opracowanie i wdrożenie do produkcji innowacyjnej rozdzielaczowej modułowej pompy wtryskowej z zastosowaniem dla silników wysokoprężnych” współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

LITERATURA

- [1] Sitek K., Syta S. „Badania stanowiskowe i diagnostyka”. Pojazdy samochodowe. Warszawa: WKiŁ (2011).
- [2] Janiszewski T., Mavrantzas S. „Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych”. Warszawa: WKiŁ (2016).
- [3] Bałon P., Świątoniowski A., Rejman E., Kiełbasa B., Smusz R., Szostak J., Kowalski Ł. “Stress concentration analysis of the injection pump shaft”. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 14, 2 (2020): 155–162, <https://doi.org/10.12913/22998624/xxxxx>.
- [4] Szulborski A. „Promieniowe rozdzielaczowe pompy wtryskowe VR”. Informatory techniczne Bosch (2001).
- [5] Günther H. „Diagnozowanie silników wysokoprężnych”. Warszawa: WKiŁ (2006).
- [6] Kaźmierczak A. „Silniki pojazdów samochodowych. Podręcznik do nauki zawodu technik pojazdów samochodowych”. Warszawa: REA (2010).
- [7] Noga S., Rejman E., Bałon P., Kiełbasa B., Smusz R., Szostak J. “Analytical and numerical analysis of injection pump (stepped) shaft vibrations using Timoshenko theory”. *Acta Mechanica et Automatica*. 16, 2 (2022): 215–224, <https://doi.org/10.2478/ama-2022-0026>.
- [8] Bałon P., Kochman A., Rejman E., Kiełbasa B., Smusz R., Burek A., Szostak J., Kowalski Ł., Świątoniowski J. “Research and FEM analysis of the injection pump shaft for diesel engines”. *Mechanik*. 11 (2019): 714–716, <https://doi.org/10.17814/mechanik.2019.11.94>.
- [9] Luft S. „Podstawy budowy silników”. Pojazdy samochodowe. Warszawa: WKiŁ (2003).
- [10] Falkowski H., Krepeć T. „Obsługa i naprawa aparatury paliwowej silników wysokoprężnych”. Warszawa: WKiŁ (1979).
- [11] Popov V.L. “Contact Mechanics and Friction”. Berlin–Heidelberg: Springer (2010).
- [12] Patent nr 423777, pt. „Głowica rotacyjnej pompy paliwa” (z dn. 7 grudnia 2017).