

Research and FEM analysis of the injection pump shaft for diesel engines

Badania i analiza MES wału rozdzielaczowej pompy wtryskowej do silników wysokoprężnych

PAWEŁ BAŁON
ADAM KOCHMAN
EDWARD REJMAN

BARTŁOMIEJ KIEŁBASA
ROBERT SMUSZ
ADAM BUREK

JANUSZ SZOSTAK
ŁUKASZ KOWALSKI
ANDRZEJ ŚWIĄTONIOWSKI*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2019.11.94>

The paper presents the methodology for designing the drive shaft of the injection pump for diesel engines with cylinder numbers of 2, 3, 4, 6 and power from 2,5 kW to 52 kW per cylinder using the finite element method (FEM) and experimental research. The pump is the original solution of the authors. The shaft is the basic part of the pump with a complex structure. In order to assess the state of stress in the shaft, the analytical FEM was used and experimental tests were carried out, subjecting the shaft to twisting with the design torque resulting from the transferred power. Experimental research confirmed the results of numerical calculations and the correctness of the adopted solution. In order to evaluate the maximum load capacity of the shaft, destructive tests were carried out, charging it with increasing torque until visible plastic deformations occurred. This condition occurred at a time twice as high as the maximum anticipated moment in operation.

KEYWORDS: shaft, injection pump, diesel engine, FEM

W pracy przedstawiono metodykę projektowania wału napędowego pompy wtryskowej do silników wysokoprężnych o liczbie cylindrów 2, 3, 4 i 6 oraz mocy od 7,5 do 57 kW na cylinder, z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) i badań eksperymentalnych. Pompa jest oryginalnym rozwiązaniem autorów. Wał jest podstawową częścią pompy o złożonej strukturze. Do oceny stanu naprężenia w wale zastosowano metodę analityczną MES oraz przeprowadzono badania eksperymentalne, poddając wał skręcaniu momentem obliczeniowym wynikającym z przenoszonej mocy. Badania eksperymentalne potwierdziły wyniki obliczeń numerycznych i poprawność przyjętego rozwiązania. Aby ocenić maksymalną nośność wału, przeprowadzono badania niszczące, obciążając wał rosnącym momentem skręcającym do wystąpienia widocznych odkształceń plastycznych. Taki stan pojawił się przy momencie dwukrotnie większym w stosunku do maksymalnego momentu przewidywanego w eksploatacji.

SŁOWA KLUCZOWE: wał, pompa wtryskowa, silnik wysokoprężny, MES

Wprowadzenie

Stosowane w Polsce pompy wtryskowe do silników wysokoprężnych ciągników rolniczych i maszyn roboczych oraz do zastosowań specjalnych, zwłaszcza w wojsku, nie mają obecnie zaplecza produkcyjnego (przedsiębiorstwa, które się tym zajmowały, zlikwidowano, a maszyny, urządzenia i oprzyrządowanie produkcyjne – zełomowano). Ze względu na małą intensywność eksploatacji tej grupy maszyn (i bardzo wysokie koszty zakupu nowych) będą one eksploatowane jeszcze przez najbliższe kilkadziesiąt lat. Aby zapewnić ciągłość ich eksploatacji, a jednocześnie umożliwić poprawę parametrów pracy silników wysokoprężnych w tych maszynach, trwają prace nad opracowaniem nowej rozdzielaczowej pompy wtryskowej do silników dwu-, trzy-, cztero-, sześćo- i ośmiocylindrowych o mocy od 7,5 kW do 57 kW na cylinder, która mogłaby pracować przy maksymalnym ciśnieniu tłoczenia po stronie pompy do 150 MPa [8, 9]. Na potrzeby oceny przydatności i funkcjonalności pomp nowego typu opracowano prototyp pompy i poddano go badaniom eksperymentalnym. Własne doświadczenia w projektowaniu, wyniki badań eksploatacyjnych oraz ocena trwałości pomp na podstawie wieloletnich remontów tych urządzeń wskazuje, że jedną z ich niewralgicznych części jest wał napędowy. Ten element pracuje w trudnych warunkach i jest poddany działaniu zmiennego co do wartości momentu skręcającego. To wpływa na sposób zniszczenia wału, które ma charakter zmęczeniowy. Wystąpienie tego typu uszkodzenia pompy w trakcie jej eksploatacji powoduje duże szkody (zniszczenie wielu niewralgicznych elementów konstrukcyjnych pompy).

* Dr inż. Paweł Bałon, balonpawel@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-3136-7908> – Zakład Produkcyjno-Uslugowy Mirosław Pogoda, Mielec, Polska; Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Kraków, Polska
Mgr inż. Adam Kochman, biuro@pogoda.mielec.pl, <https://orcid.org/0000-0001-7899-1439> – Zakład Produkcyjno-Uslugowy Mirosław Pogoda, Mielec, Polska
Dr inż. Edward Rejman, edwardrejman@o2.pl, <https://orcid.org/0000-0003-4716-7613> – Zakład Produkcyjno-Uslugowy Mirosław Pogoda, Mielec, Polska
Mgr inż. Bartłomiej Kielbasa, b.kielbasa@pogoda.mielec.pl, <https://orcid.org/0000-0002-3116-2251> – Zakład Produkcyjno-Uslugowy Mirosław Pogoda, Mielec, Polska
Dr hab. inż. Robert Smusz, robsmusz@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7369-1162> – Zakład Produkcyjno-Uslugowy Mirosław Pogoda, Mielec, Polska
Inż. Adam Burek, a.burek@pogoda.mielec.pl, <https://orcid.org/0000-0003-1915-6366> – Zakład Produkcyjno-Uslugowy Mirosław Pogoda, Mielec, Polska
Dr inż. Janusz Szostak, szostak@agh.edu.pl, <https://orcid.org/0000-0002-7789-3383> – Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Kraków, Polska
Mgr inż. Łukasz Kowalski, lkowalski@agh.edu.pl, <https://orcid.org/0000-0002-2866-9000> – Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Kraków, Polska
Prof. dr hab. inż. Andrzej Świątoniowski, <https://orcid.org/0000-0003-4832-3418> – Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa im. Stanisława Pigonia w Krośnie, Krosno, Polska

Rozwiązania własne

Projektowanie elementów maszyn wymaga od konstruktorów spełnienia wielu wymagań, w tym zapewnienia odpowiednich cech konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych. W przyjętym rozwiązaniu założono, że wał napędowy pompy będzie się składał z dwóch części: wałka właściwego oraz połączonego z nim skurczącego pierścienia sterującego tłoczkami rotora, poruszającego tłoczki podające paliwo. Ze względu na występujące obciążenia wału i technologię jego wykonania zastosowano stal C25 w stanie ulepszonym cieplnie do twardości ok. HB 250. Przyjęte rozwiązanie konstrukcyjne pompy wymusiło wprowadzenie w konstrukcji wałka elementów, które będą przyczyną spiętrzenia naprężeń i tym samym potencjalnym źródłem pęknięć zmęczeniowych. Takimi ogniskami są fasolowe wycięcie o szerokości 10 mm i długości 20 mm oraz występujący w jego okolicy karb pierścieniowy o średnicach 25 i 28 mm. Ten fragment był oceniany z punktu widzenia spiętrzenia naprężeń jako potencjalny przekrój zniszczenia.

Do wstępnego zaprojektowania wału zastosowano wzory wytrzymałościowe dla przekroju pokazanego na rys. 1. Przyjęto, że wał jest obciążony maksymalnym momentem skręcającym $M_s = 300$ Nm, przyłożonym na powierzchni stożkowej części wejściowej i rozłożonym równomiernie. Dla takiego stanu obciążenia maksymalne naprężenia styczne osiągają wartość $\tau_{max} = 105,1$ MPa.

Wielokrotne karby występujące w zaprojektowanej konstrukcji są rozwiązaniem nietypowym i w literaturze trudno znaleźć taki przypadek, opisujący w sposób analityczny lub graficzny lokalne spiętrzenia naprężeń [4, 5]. Warto podkreślić, że te karby wzajemnie na siebie oddziałują [3].

W celu oszacowania spiętrzenia naprężeń w neuralgicznych punktach wału przeprowadzono badania analityczne z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Opracowano model 3D wału obciążonego momentem skręcającym $M_s = 300$ Nm, równomiernie rozłożonym i przyłożonym na powierzchni stożkowej (rys. 2).

Założono model materiału liniowo sprężystego o module Younga $E = 200$ GPa, współczynnika Poissona $\nu = 0,33$ i granicy plastyczności $R_p = 320$ MPa (stal C25). Naprężenia określono zgodnie z hipotezą Hubera–Misesa–Hencky'ego (HMH). W modelu dyskretnym zastosowano siatkę czworokątnych elementów skończonych typu tetra (rys. 2).

Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 3–5.

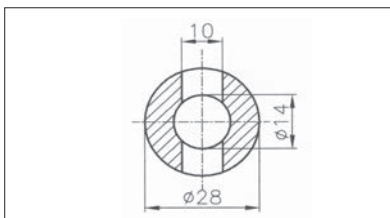


Fig. 1. Critical section of the injection pump drive shaft

Rys. 1. Krytyczny przekrój wału napędowego pompy wtryskowej



Fig. 2. FEM mesh model used in the designed shaft

Rys. 2. Model siatki MES zastosowanej w projektowanym wale

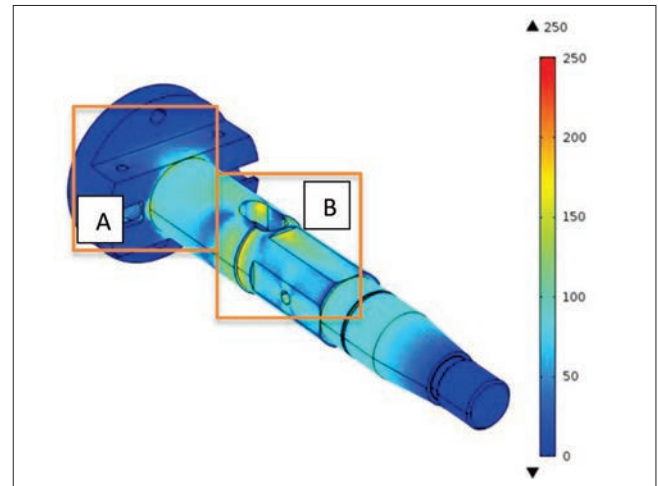


Fig. 3. Distribution of reduced stress in a torsion pump shaft [MPa]

Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych w skręcanym wale pompy [MPa]

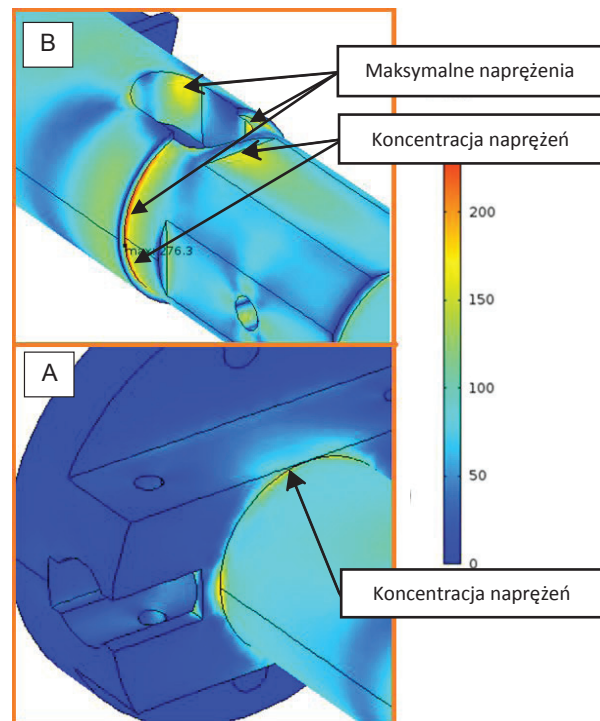


Fig. 4. Zones of the largest stress concentration in the pump shaft [MPa]

Rys. 4. Strefy największej koncentracji naprężeń w wale pompy [MPa]

Na rys. 3 zaprezentowano globalny rozkład naprężeń zredukowanych w wale. Można zauważyć dwie strefy – A i B – gdzie występuje duża koncentracja naprężeń związana z wprowadzeniem istotnych karbów geometrycznych, co pokazano na rys. 4. Na tej podstawie można przyjąć, że maksymalne naprężenia pojawiają się w strefie B – w dalszych badaniach skoncentrowano się na tym szczególnie konstrukcyjnym. Analiza rys. 4 wskazuje, że największe naprężenia wystąpią w fasolowym otworze oraz w przekroju przejściowym walców ze średnicą 28 do 25 mm i promieniu przejścia $R = 0,2$ mm (strefa B na rys. 3) – naprężenia zredukowane σ_{red} osiągają odpowiednio 180 MPa i 276,3 MPa (maksymalne naprężenia zredukowane na wale pokazano na rys. 5), więc współczynniki bezpieczeństwa odniesione do granicy plastyczności x_p przyjmują wartości 1,77 i 1,17. Z punktu widzenia pęknięć zmęczeniowych niebezpieczny jest zwłaszcza drugi przypadek, gdzie może wystąpić inicjacja pęknięć [1, 2]. Aby zmniejszyć koncentrację w miejscu przejścia

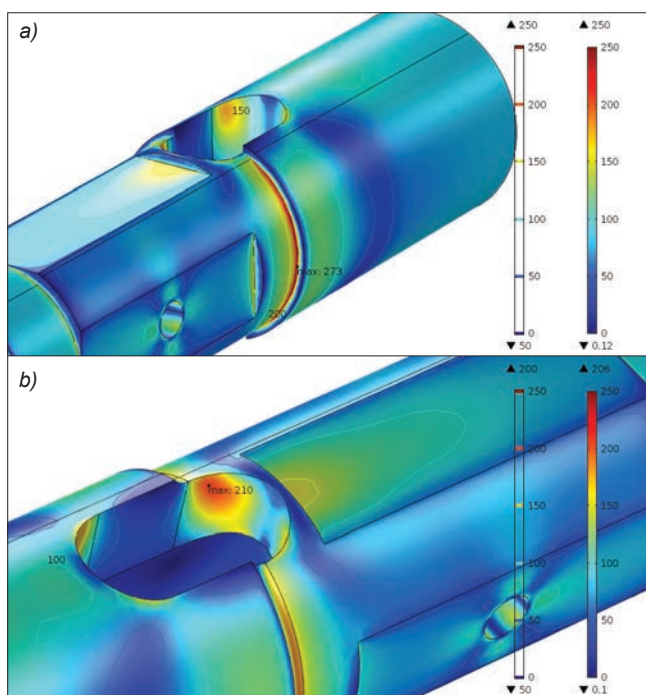


Fig. 5. Maximum stress reduced in the shaft [MPa]
Rys. 5. Maksymalne naprężenia zredukowane w wale [MPa]

średnic, zastosowano zaokrąglenie krawędzi promieniem $R = 1$ mm i $R = 2$ mm. Spowodowało to zmniejszenie naprężeń zredukowanych odpowiednio do poziomu 219 MPa i 188 MPa oraz zwiększenie końcowego współczynnika bezpieczeństwa do wartości 1,7.

Badania eksperymentalne

W celu zweryfikowania wyników badań teoretycznych wykonano badania eksperymentalne wałka. Obejmowały one ocenę wytrzymałości wałka przy obciążeniu statycznym momentem skręcającym (rys. 6).

W tym rozwiązaniu wał 3 jest łożyskowy w łożyskach tocznych i utwierdzony jednym końcem do podłoża 4. Moment skręcający obciążający wał jest wprowadzany przez sprzęgło 2. Ten moment jest wywołany przez siłę F działającą na ramieniu L na wale pośrednim 1, którego łożyska przejmują obciążenie poprzeczne. To rozwiązanie chroni wał przed momentem gnącym i siłami poprzecznymi. Badania prowadzono, zmieniając siłę F , a więc również moment skręcający M_s . Dla przewidywanej wartości praktycznego obciążenia wału $M_s = 300$ Nm wał nie wykazywał żadnych odkształceń trwałych – po odciążeniu wracał do pozycji wyjściowej. Aby ocenić dopuszczalną obciążalność wału, zwiększano wartość momentu aż do zaobserwowania odkształceń plastycznych. Zauważalne trwałe odkształcenia plastyczne wystąpiły przy momencie obciążającym $M_s = 602$ Nm. Według wyliczeń teoretycznych temu stanowi odpowiadają naprężenia zredukowane równe granicy plastyczności materiału

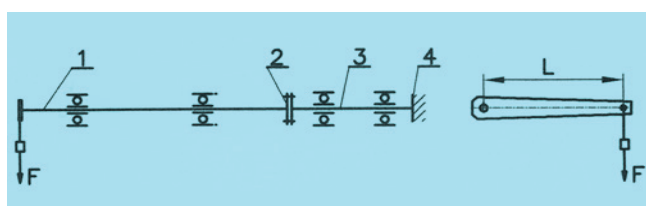


Fig. 6. Stand for testing the pump shaft for torsion (operation diagram)
Rys. 6. Stanowisko do badania wałka pompy na skręcanie (schemat działania)

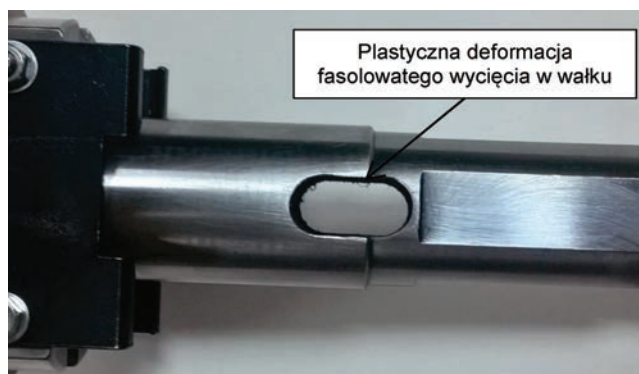


Fig. 7. Place of the greatest stress concentration in the pump shaft with plastic deformations

Rys. 7. Miejsce największego spiętrzenia naprężeń w wale pompy z odkształceniami plastycznymi

– ok. 325 MPa. Wał można wtedy uznać za zniszczony, biorąc pod uwagę funkcję, jaką pełni on w pompie wtryskowej. Miejsce płynięcia materiału pokazano na rys. 7.

Wnioski

Wał napędowy pompy wtryskowej jest jednym z jej podstawowych elementów. Wytrzymałość wału i jego sztywność skrętna decydują o poprawnym funkcjonowaniu pompy i zapewnieniu odpowiednich faz wtrysku paliwa.

Złożoność konstrukcji całego zespołu wymusza odpowiednie kształtowanie elementów, w tym wału. W rozpatrywanym przypadku wprowadzono – ze względów funkcjonalnych – nietypowe rozwiązanie, zawierające przelotowy otwór faszolkowy, stanowiący istotny karb konstrukcyjny, nieopisywany w literaturze dotyczącej wałów. Przeprowadzone badania teoretyczne potwierdziły bardzo wyraźne spiętrzenie naprężeń (współczynnik α_k na poziomie 2,63, a według [5] – nawet 4,7), co może być przyczyną pęknięć zmęczeniowych.

Przeprowadzone zabiegi, polegające przede wszystkim na dopuszczalnych (ze względów konstrukcyjnych) zmianach promieni przejścia poszczególnych stopni wału, pozwoliły na zachowanie odpowiedniej wytrzymałości konstrukcji, wyrażającej się rzeczywistym współczynnikiem bezpieczeństwa na poziomie $x_p = 1,7$, co należy uznać za wartość dopuszczalną.

Badania eksperymentalne wałka potwierdziły poprawność przyjętego modelu obliczeniowego i rozwiązania konstrukcyjnego. Zniszczenie konstrukcji nastąpiło przy wartości momentu skręcającego $M_s = 602$ Nm, a więc ponad dwukrotnie większej od maksymalnej wartości momentu przekazywanego przez wał pompy w ekstremalnych warunkach pracy.

LITERATURA

- [1] Kocańda S. „Zmęczeniowe pęknięcie metalu”. Warszawa: WNT, 1985.
- [2] Kocańda S., Szala J. „Podstawy obliczeń zmęczeniowych”. Warszawa: PWN, 1985.
- [3] Lisowski F. „Modelowanie MES struktur o karbach szeregowych”. *Czasopismo Techniczne*. 7 (2011): 341–348.
- [4] Peterson R.E. „Stress concentration factors”. New York: Wiley, 1974.
- [5] Pilkey W.D., Pilkey D.F. „Peterson's stress concentration factors”. John Wiley & Sons, Inc., 2008.
- [6] Serensen S.V., Kogaev V.P., Snejderovic R.M. „Nesucaja sposobnost i razzcety detalej masin na prochnost”. Moskwa: Masinostroenie, 1975.
- [7] Wilson W.K. „Stress intensity factors for deep cracks in bending and compact tension specimens”. *Engineering Fracture Mechanics*. 2 (1970).
- [8] Praca zbiorowa. „Układy wtryskowe Unit Injector System i Unit Pump System”. Warszawa: WNT, 2011.
- [9] Kasedorf J. „Zasilanie wtryskowe olejem napędowym”. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 1990.