

# Analiza wytrzymałości zmęczeniowej wału prasy mimośrodowej

## Fatigue failure analysis of shaft of eccentric press

PIOTR DANIELCZYK  
JACEK STADNICKI\*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2019.7.60>

Przeanalizowano wytrzymałość zmęczeniową wału mimośrodowego prasy do tłoczenia blach karoseryjnych, który uległ awarii spowodowanej złamaniem zmęczeniowym. Wytrzymałość zmęczeniową wału analizowano z pomocą dwóch modeli MES wału. Symulacja z wykorzystaniem modelu uwzględniającego podatność korony prasy podtrzymującej wał dała wyniki zgodne z rzeczywistością i umożliwiła ocenę przyczyny awarii. **SŁOWA KLUCZOWE:** wytrzymałość zmęczeniowa, wał mimośrodowy, symulacja MES

*In the paper the fatigue strength of eccentric shaft of press for car body parts forming, which was broken-down because of fatigue failure, was analyzed. The analysis was performed using two FEM models of the shaft. The simulation of the model taking into account flexibility of the lattice girder supporting the shaft received results enough close to reality and made possible estimation of reason of the failure.*

**KEYWORDS:** fatigue strength, eccentric shaft, FEM simulation

### Wprowadzenie

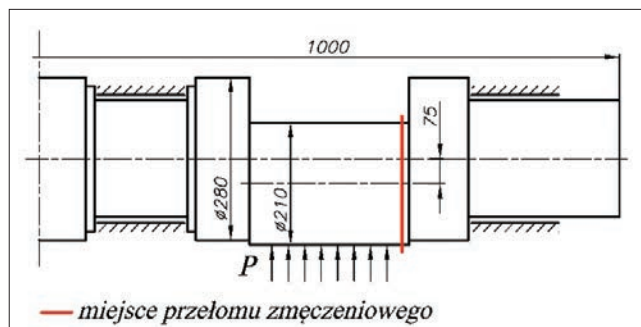
W produkcji części nadwozi samochodów osobowych tłoczonych na zimno z blach wykorzystuje się najczęściej prasy hydrauliczne lub mechaniczne prasy mimośrodowe. Prasy mimośrodowe mają prostą konstrukcję, są niezawodne i tanie w eksploatacji.

Obiektem analizy jest prasa mimośrodowa o nacisku nominalnym  $P_N = 200$  kN, w której posuwisto-zwrotny ruch suwaka jest realizowany za pomocą dwóch równoległych mechanizmów korbowo-suwowych, napędzanych jednym wałem z dwoma mimośrodami. Ruch suwaka jest przekazywany bezpośrednio na górną część wielotaktowego narzędzia-tłocznika, który formuje i wykrawa wytłoczki. Wał mimośrodowy jest symetryczny względem płaszczyzny prostopadłej do osi wału, przechodzącej przez środek jego długości. Na rys. 1 przedstawiono poglądowo jego prawą połowę.

Wał podpierają cztery łożyska ślizgowe. Napędza go silnik elektryczny przez przekładnię zębatą z masywnym kołem zębatym, które jednocześnie pełni funkcję kola zamachowego. Napęd prasy jest zabezpieczony przed przeciążeniem (np. na skutek uderzenia stempla w matrycę) dzięki posadowieniu stołu prasy na poduszce hydraulicznej z zaworem upustowym, który po przekroczeniu dopuszczalnego nacisku na stół otwiera się i niweluje przeciążenie.

Podczas wieloletniej eksploatacji prasy trzykrotnie doszło do awarii wału polegającej na jego złamaniu. Na rys. 1 zaznaczono miejsce złamania.

Przełom pokazany na rys. 2 dowodzi, że awaria była skutkiem wysokocyklowego zmęczenia materiału. Analiza przełomu nie ujawniła wad materiałowych ani defektów



Rys. 1. Prawa połowa wału mimośrodowego z zaznaczonym miejscem złamania

struktury, które mogły spowodować pęknięcie. Czas pracy wału od ostatniej wymiany (10 miesięcy) i wynikająca z niego liczba wyprodukowanych wytłoczek, a tym samym liczba cykli obciążenia, były dużo mniejsze od granicznej liczby cykli dla wytrzymałości zmęczeniowej. Z tego powodu przeprowadzono analizę przyczyn wystąpienia awarii.



Rys. 2. Przełom zmęczeniowy wału

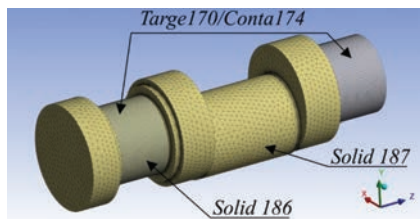
### Model obliczeniowy do oceny wytrzymałości zmęczeniowej wału mimośrodowego

Model obliczeniowy wału opracowano z wykorzystaniem metody elementów skończonych i programu ANSYS Workbench. Zaimportowany ze środowiska CAD model geometryczny zdyskretyzowano z użyciem elementów skończonych 3D typu Solid186 oraz Solid187, dbając o to aby w miejscach, w których skokowo zmienia się średnica wału (promienie zaokrąglenia i podcięcia), uzyskać co najmniej trzy rzędy elementów skończonych.

Oprawy łożysk ślizgowych są przykręcone (podwieszane) do górnego rusztu korony prasy o konstrukcji skrzynkowej spawanej, który przenosi obciążenia na kolumny i podstawę prasy. Dlatego oprócz wału zamodelowano panewki łożysk ślizgowych. Oddziaływanie panewek łożysk ślizgowych na czopy wału potraktowano jak więzy jednostronne i zamodelowano za pomocą elementów

\* Prof. dr hab. inż. Jacek Stadnicki, [jstadnicki@ath.bielsko.pl](mailto:jstadnicki@ath.bielsko.pl), <https://orcid.org/0000-0002-3297-3291> – Akademia Techniczno-Humanistyczna, Bielsko-Biała, Polska  
Dr inż. Piotr Danielczyk, [pdanielczyk@ath.bielsko.pl](mailto:pdanielczyk@ath.bielsko.pl), <https://orcid.org/0000-0002-7622-3150> – Akademia Techniczno-Humanistyczna, Bielsko-Biała, Polska

kontaktowych powierzchnia–powierzchnia typu Conta174 oraz Targe170 z luzem 0,2 mm, przyjętym na podstawie tolerancji wymiarów z dokumentacji konstrukcyjnych. Węzłom na zewnętrznych powierzchniach panewek odebrano wszystkie stopnie swobody, a w płaszczyźnie symetrii wału wprowadzono więzy symetrii. Model MES połowy wału złożony z 411 545 elementów skończonych połączonych w 667 751 węzłach pokazano na rys. 3.



Rys. 3. Model MES wału

W jednym cyklu ruchu suwaka prasy na wał działa siła pochodząca od procesu technologicznego (wykrwanie, tłoczenie) oraz siła bezwładności. Z analizy kinematycznej mechanizmu korbowo-suwowego napędzającego wał, którego wykorbienie  $r = 70,5$  mm, a długość korbowodu  $l = 500$  mm wynika, że przy prędkości obrotowej  $n = 40$  obr/min amplituda przyspieszenia suwaka  $a_{\max} = 1,42$  m/s<sup>2</sup>. Przy masie suwaka oraz górnej ruchomej części tłoczniaka  $m = 200$  kg daje to amplitudę siły bezwładności  $B_{\max} = 2,78$  kN. Ponieważ siła  $B_{\max}$  stanowi 1,48% nacisku nominalnego  $P_N$ , w obliczeniach wytrzymałości zmęczeniowej wału pominięto wpływ bezwładności.

Siła pochodząca od procesu technologicznego pojawia się w chwili, gdy górna ruchoma część tłoczniaka zagłębia się w formatkę z blachy, co następuje w położeniu, w którym kąt obrotu wykorbienia mechanizmu napędowego  $\varphi_t = 180^\circ - 20^\circ$ . Powoduje to pojawienie się dwóch składowych siły  $\vec{P}_N = \vec{P}_x + \vec{P}_y$ , a ponieważ w prasie są dwa równoległe mechanizmy korbowo-suwowe, wartości liczbowe składowych sprowadzonych do osi wału napędowego wynoszą  $P_x^w = 5,69$  kN i  $P_y^w = 998$  kN. W obliczeniach wytrzymałości zmęczeniowej wału przyjęto, że siły  $P_x^w$  i  $P_y^w$  będą przyłożone do powierzchni czopów wału w postaci tzw. obciążenia sworzniowego (*bearing load*) i będą generować odzerowo tętniące sinusoidalnie zmienne cykliczne obciążenie wału, dla którego współczynnik amplitudy cyklu  $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = 0$ , a współczynnik zmienności obciążenia  $\kappa = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = 1$ .

### Wytrzymałość zmęczeniowa materiału wału

Wartości naprężenia odpowiadające granicy wytrzymałości zmęczeniowej materiału dla przyjętego cyklu obciążenia, liczby cykli oraz właściwości materiału wyznacza krzywa Wöhlera, zwana również krzywą S-N, która wyraża zależność między amplitudą naprężenia cyklu obciążenia  $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$  a liczbą cykli do zniszczenia  $N_f$ . Krzywą S-N we współrzędnych logarytmicznych można aproksymować prostą o równaniu:

$$\sigma_a = a N_f^b \quad (1)$$

w którym stałe materiałowe  $a$  i  $b$  wyznacza się eksperymentalnie.

Innym sposobem graficznego przedstawienia wytrzymałości zmęczeniowej  $Z_r$  przy ustalonej liczbie cykli do zniszczenia  $N_f$  jest wykres w układzie współrzędnych amplituda cyklu naprężenia  $\sigma_a$  i średnie naprężenie cyklu  $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ , przedstawiony na rys. 4. Linie

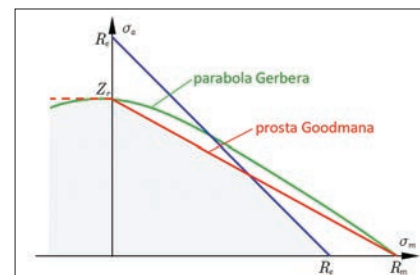
graniczne wytrzymałości zmęczeniowej można aproksymować np. równaniami:

$$\text{Goodmana} \quad \frac{\sigma_a}{Z_r} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1 \quad (2)$$

$$\text{Gerbera} \quad \frac{\sigma_a}{Z_r} + \left(\frac{\sigma_m}{R_m}\right)^2 = 1 \text{ przy } \sigma_m > 0 \quad (3)$$

$$\text{Morrova} \quad \frac{\sigma_a}{Z_r} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} = 1 \quad (4)$$

gdzie:  $R_m$  – wytrzymałość doraźna,  $R_e$  – granica plastyczności,  $\sigma_f$  – amplituda naprężenia niszczonego dla  $2N_f = 1$ .



Rys. 4. Aproksymacje linii granicznych wytrzymałości zmęczeniowej – wykres Goodmana–Haigha

Aproksymację prostą Goodmana (2) uznaje się za właściwą dla materiałów o małej ciągliwości. Na rys. 4 szarym kolorem zaznaczono obszar bezpieczny, gwarantujący przeprowadzenie nieograniczonej liczby cykli obciążenia bez ryzyka zniszczenia.

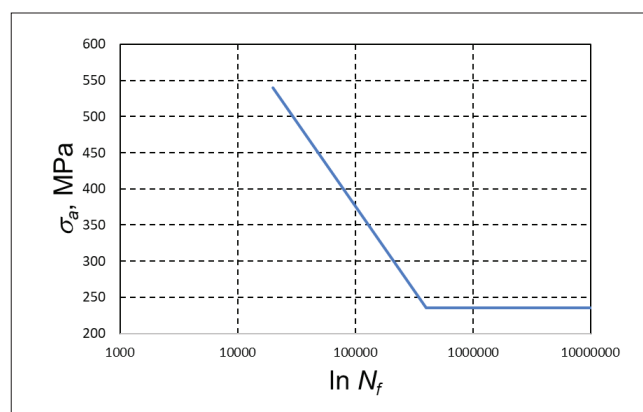
Wał mimośrodowy wykuto ze stali konstrukcyjnej stopowej 40HNMA, zahartowano w temperaturze 830°C w oleju, a następnie odpuszczono w temperaturze 600°C. Atest dostawy gwarantował wytrzymałość doraźną  $R_m > 1100$  MPa, granicę plastyczności  $R_e > 900$  MPa. Orientacyjna wartość wytrzymałości zmęczeniowej przy zginaniu w cyklu odzerowo tętniącym wynosiła [1]  $Z_{gj} \cong 0,4 R_m = 440$  MPa. Ponieważ wytrzymałość  $R_m$  została wyznaczona dla próbki o średnicy  $d = 8$  mm, wartość  $Z_{gj}$  należało skorygować, np. zgodnie ze wzorem [2]:

$$Z'_{gj} = C_s \cdot C_{sz} \cdot C_{ld} \cdot Z_{gj} \quad (5)$$

gdzie:  $C_s = 0,9$  jest współczynnikiem stanu powierzchni dla wału szlifowanego,  $C_{sz} = 0,683$  jest współczynnikiem wielkości przedmiotu, który można obliczyć ze wzoru Shingleya–Mitchella [3]:

$$C_{sz} = 1,189 \cdot d^{-0,97} \quad (6)$$

przyjmując średnicę wału  $d = 250$  mm, a  $C_{ld} = 0,86$  jest współczynnikiem obciążenia zależnym od wykładnika Weibulla  $m$ , którego wartość przyjęto  $m = 30$ .

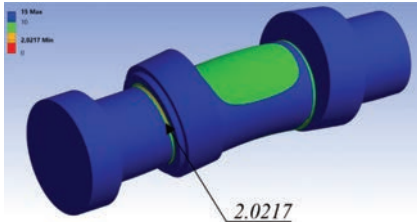


Rys. 5. Wykres Wöhlera (krzywa S-N) dla wału mimośrodowego o średnicy 250 mm ze stali 40HNMA

Po podstawieniu tych wartości do wzoru (5) otrzymano skorygowaną wartość wytrzymałości zmęczeniowej  $Z'_{gj} = 0,9 \cdot 0,683 \cdot 0,86 \cdot 440 = 235$  MPa. Na rys. 5 pokazano krzywą S-N dla analizowanego wału w układzie współrzędnych  $\sigma_a = \sigma_a(\ln(N_f))$ .

Krzywą S-N z rys. 5 wprowadzono do programu ANSYS Workbench i dla modelu MES wału według rys. 3, w którym za materiał panewek łożyskowych przyjęto brąz B101, przeprowadzono analizę wytrzymałości zmęczeniowej.

### Analiza wytrzymałości zmęczeniowej wstępnego modelu MES wału



Rys. 6. Warstwy wartości współczynnika bezpieczeństwa dla uproszczonego modelu MES wału mimośrodowego

Na rys. 6 pokazano wynik analizy wytrzymałości zmęczeniowej modelu MES wału mimośrodowego w postaci warstw współczynnika bezpieczeństwa obliczonego względem granicznej wytrzymałości zmęczeniowej aproksymowanej równaniem Goodmana. Otrzymane wartości współczynnika bezpieczeństwa wskazują, że nie ma ryzyka zniszczenia wału podczas pracy prasy. Miejsce, w którym współczynnik bezpieczeństwa ma najmniejszą wartość, znajduje się w pobliżu odsadzenia średnicy wału, po prawej stronie wewnętrznego łożyska ślizgowego. Jednak do złamania wału doszło i to w innym miejscu (por. rys. 1), co wskazuje, że zastosowany do obliczeń model MES jest zbyt uproszczony i nie odwzorowuje wiernie rzeczywistych warunków pracy – zatem należy go poprawić.

### Analiza wytrzymałości zmęczeniowej poprawionego modelu MES wału

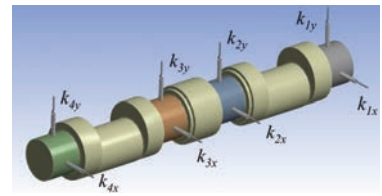
W uproszczonym modelu MES wału założono, że oprawy łożysk ślizgowych podpierających wał są nieodkształcalne i spoczywają na sztywnym podłożu, a ściślej – węzłom na zewnętrznych powierzchniach panewek łożysk ślizgowych odebrano wszystkie stopnie swobody. W rzeczywistości oprawy łożysk ślizgowych są przykręcone do górnego rusztu korony prasy, który się ugina.

Aby uniknąć zbyt rozbudowanego i kłopotliwego w analizie zmęczeniowej modelu MES wału z rusztem, model MES rusztu opracowano i analizowano oddzielnie. Z modelu MES wału odczytano składowe reakcje na podporach łożysk, następnie wprowadzono je do modelu rusztu i obliczono składowe ugięcia rusztu w miejscach przykręcenia opraw łożysk.

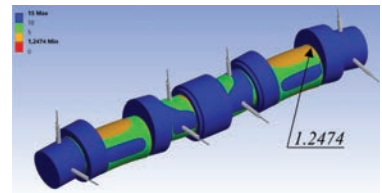
Należy wspomnieć o istotnym czynniku, który może mieć wpływ na wytrzymałość zmęczeniową wału. Po jego demontażu, podczas inspekcji rusztu korony prasy zauważono liczne pęknięcia w spoinach rusztu, a zwłaszcza w okolicach podpór łożyskowych po jednej stronie wału. Uwzględniono to w modelu dyskretnym rusztu korony prasy. Ten problem i sposób jego rozwiązania opisano szczegółowo w artykule [4].

Podatność rusztu w modelu MES wału zastąpiono linowymi sprężynami typu Combin14 o zastępczych sztywnościach translacyjnych obliczonych z ilorazów sił węzłowych do przemieszczeń węzłowych wspólnych węzłów opraw łożyskowych i rusztu. Sposób podatnego podparcia wału poglądowo przedstawiono na rys. 7.

Rys. 7. Podatne podparcie wału zastępujące odkształcalny ruszt korony prasy



Rys. 8. Warstwy współczynnika bezpieczeństwa dla poprawionego modelu MES wału mimośrodowego



Wartości liczbowe sztywności zastępczych elementów sprężystych wyrażone w kN/mm wynoszą:  $k_{1x} = 285$ ,  $k_{1y} = 752$ ,  $k_{2x} = 348$ ,  $k_{2y} = 1390$ ,  $k_{3x} = 427$ ,  $k_{3y} = 2230$ ,  $k_{4x} = 517$ ,  $k_{4y} = 1940$ . Ponieważ wartości sztywności zastępczych zaburzają symetrię wału, poprawiony model MES był modelem całego wału.

Analiza wytrzymałości zmęczeniowej poprawionego modelu MES wału mimośrodowego przyniosła inny wynik. Warstwy współczynnika bezpieczeństwa przedstawiono na rys. 8.

Wynika z niego, że zmieniły się zarówno charakter warstw współczynnika bezpieczeństwa, jak i położenie miejsca, w którym wartości tego współczynnika są najmniejsze. Miejsce to znalazło się w pobliżu odsadzenia średnicy po prawej stronie zewnętrznego prawego łożyska ślizgowego i pokryło się z miejscem, w którym doszło do złamania wału (por. rys. 1). Najmniejsza wartość współczynnika bezpieczeństwa wyniosła  $x_{min} = 1,25$ .

W praktyce inżynierskiej tak bliska jedności wartość należy interpretować jako niewystarczającą, aby zagwarantować bezpieczną eksploatację wału w nieograniczonym czasie. Przy obliczaniu wartości skorygowanej wytrzymałości zmęczeniowej ze wzoru (5) uwzględniono bowiem wpływ stanu powierzchni, wielkości przedmiotu i obciążenia. Według [2] należałoby uwzględnić także wpływ pewności założeń  $x_1 = 1,1$  (przeprowadzone badania wytrzymałościowe materiału, ścisła metoda obliczeń), ważności przedmiotu  $x_2 = 1,2$  (zniszczenie powoduje awarię maszyny), a wtedy wartość  $x_{min}$  należałoby pomniejszyć do  $x'_{min} = x_{min} / (1,1 \cdot 1,2) = 0,95$ , co oznacza przekroczenie granicznej wytrzymałości zmęczeniowej, do którego doszło w rzeczywistości.

### Podsumowanie

Model MES wału mimośrodowego prasy wykazał, że przyczyną awarii spowodowanej złamaniem zmęczeniowym była za duża podatność rusztu korony prasy, do którego przymocowane są oprawy łożysk podpierających wał.

Poprawiony model MES, który uwzględniał podatność posadowienia opraw łożyskowych, dostarczył wyników zgodnych z rzeczywistością oraz umożliwił zdiagnozowanie pierwotnej przyczyny awarii wału, którą było pęknięcie części spoin rusztu korony prasy.

### LITERATURA

- [1] Milea P.P. „Fatigue and corrosion in metals”. Italia: Springer Verlag, 2013.
- [2] Niezgodziński M.E., Niezgodziński T. „Wzory, wykresy i tablice do obliczeń wytrzymałościowych”. Warszawa: WNT, 2013.
- [3] Shigley J.E., Mitchell L.D. „Mechanical Engineering Design”. New York: McGraw-Hill, 1983.
- [4] Danielczyk P., Städtnicki J. „Ocena bezpieczeństwa eksploatacji spawanego rusztu prasy mimośrodowej”. *Mechanik*. 8–9 (2019) – w druku.