Tomasz MATYJA, Zbigniew STANIK

ZAGADNIENIE KONTAKTU KRZYWKI Z POPYCHACZEM

Streszczenie. W pracy zastosowano elementy kontaktowe MES do badania zjawiska kontaktu w układzie krzywka-popychacz. Wyniki symulacji wykorzystane mogą być podczas tworzenia modeli zużycia pary kinematycznej krzywka-popychacz. Uzyskane wartości naprężeń porównano z obliczonymi na podstawie wzorów Hertza.

CONTACT PROBLEM OF CAM-PUSHER PAIR

Summary. In this paper a contact elements of FEM was used to investigation of contact problem of cam-pusher pair. Results of simulations can be used during formation the wear models of cam-pusher kinematics pair. Comparison between the obtained values of stresses and the values calculated on the basis of Hertz theory has been made.

1. WPROWADZENIE

Zużycie pary kinematycznej, jaką jest krzywka i popychacz, może mieć różne przyczyny. W większości przypadków spowodowane jest ono błędami technologicznymi wykonania warstwy wierzchniej. Może też mieć charakter awaryjny, na przykład wywołany awarią układu smarowania. Do oceny i prognozowania zużycia buduje się wieloparametrowe modele zużycia [1]. Jednym z istotniejszych parametrów takich modeli jest nacisk krzywki na popychacz oraz szerokość (powierzchnia) obszaru kontaktu, które zazwyczaj wyznaczane są ze wzorów Hertza.

W pracy do badania zagadnienia kontaktu w układzie krzywka-popychacz oraz analizy stanu naprężenia proponuje się wykorzystanie elementów kontaktowych MES. Celem badań jest określenie stanu naprężenia w obszarze kontaktu oraz ocena wpływu tarcia. Oprócz wyznaczenia nacisków, które porównane będą z wyliczonymi klasycznie, metoda pozwala określić wielkość naprężeń o charakterze stycznym. Dodatkowo wykonana zostanie symulacja nieznacznego obrotu krzywki względem popychacza, która dostarczy dodatkowych danych na temat zjawiska kontaktowego zachodzącego w układzie.

2. OPIS GEOMETRII KRZYWKI

Geometria krzywek syntetycznych (nowych) lub zużytych określona może być tylko na podstawie pomiarów. Odpowiednie pomiary wykonano w ramach pracy [2,3]. Zaproponowano też wykorzystanie funkcji sklejanych do aproksymacji kształtu krzywki pomiędzy punktami pomiarowymi. Kształt krzywki najwygodniej opisywać poprzez podanie dyskretnej funkcji R = R(a) (kąt a mierzony na krzywce - rys. 1). Wznios krzywki ponad promień podstawowy określony jest przez funkcję: $w(a) = R(a) - R_0$, gdzie: R_0 – promień podstawowy krzywki. Współrzędne dowolnego punktu na krzywce wyznaczyć można w zależności od kąta obrotu φ określającego położenie krzywki oraz kąta a określającego miejsce na powierzchni krzywki.



Rys. 1. Opis geometrii krzywki Fig. 1. The cam geometry specification



Rys. 2. Promień krzywizny w zależności od kąta φ położenia krzywki Fig. 2. The radius of curvature depending on angle of cam location

3. NACISKI WYZNACZONE ZE WZORÓW HERTZA

Wykorzystując funkcję wzniosu oraz uproszczony model dynamiczny układu krzywkapopychacz [2] wyznaczono siłę nacisku krzywki dla wybranych parametrów pracy układu krzywka-popychacz. Pominięto przy tym wpływ siły gazowej. Masę zredukowaną zastępującą zawór, dźwignię i popychacz oszacowano na $0.184 \ kg$. Przyjęto, że maksymalna siła w sprężynie $650 \ N$ występuje przy największym wzniosie krzywki (maksymalne przemieszczenie popychacza), a stała sprężyny wynosi $36 \ N/mm$.

Obliczone wartości siły statycznej (tylko od sprężyny zaworowej) oraz dynamicznej (przy stałej prędkości obrotowej 1550 obr/min oraz prędkości dwukrotnie większej) pokazano na rys. 3. Widoczny jest stosunkowo niewielki wpływ sił dynamicznych w obszarze, gdzie siła od sprężyny osiąga największe wartości, a promień krzywizny jest najmniejszy.

Krzywka i popychacz wykonane są z żeliwa GH90-52-05 o następujących własnościach: moduł Younga $E = 1.5696 \ 10^5 \ N/mm^2$, moduł Kirchhoffa $G = 6.18 \ 10^4 \ N/mm^2$.

Krzywka, ze względu na złożoną geometrię swojej powierzchni bocznej, styka się z popychaczem tylko częściowo wzdłuż grubości. Mimo to zagadnienie kontaktu krzywki z popychaczem potraktowano w przybliżeniu jako zagadnienie styku dwóch walców o osiach równoległych. Na rys. 4 pokazano obliczoną szerokość obszaru styku, a na rys. 5 wartość nacisku w funkcji kąta obrotu krzywki.



Rys. 3. Siła statyczna i dynamiczna w funkcji kąta obrotu Fig. 3. Static and dynamic force depending on angle of cam location



Rys. 4. Szerokości prostokątnego obszaru kontaktu w funkcji kąta obrotu krzywki Fig. 4. Width of rectangular contact zone depending on angle of cam location



Rys. 5. Nacisk krzywki na popychacz w funkcji kąta obrotu krzywki Fig. 5. Pressure of cam to the pusher depending on angle of cam location

4. MODEL MES UKŁADU KRZYWKA-POPYCHACZ

Szerokość obszaru styku oraz składowe stanu naprężenia w krzywce dociskanej do popychacza wyznaczyć można również korzystając z metody elementów skończonych (MES) i elementów kontaktowych. Zastosowano moduł NSTAR systemu COSMOS/M. Testowano kilka modeli strukturalnych MES układu krzywka – popychacz, różniących się gęstością siatki, a także sposobem opisu geometrii obszaru kontaktu. Przykładowe modele przedstawiono na rys. 6. W modelu pokazanym na rys. 6a (w położeniu $\varphi = 270^{0}$) siatkę wygenerowano korzystając z danych pomiarowych opisujących wznios krzywki wzorcowej (nowej). Do wygładzania linii użyto funkcji sklejanych. Zastosowane podparcia krzywki (pomocniczy otwór) umożliwiają symulację nieznacznego jej obrotu. Popychacz dociskany jest ciśnieniem wywołanym siłą zależną od położenia krzywki (rys. 3) i może przemieszczać się w pionie. Aby zapewnić istnienie rozwiązania (spełnienie warunków podparcia), zastosowano dodatkowe podparcie w postaci dwóch prętów o małej sztywności. Obliczenia wykazały, że siły w tych pomocniczych prętach nie przekraczają 1 N. Opracowany model zapisany został w postaci parametrycznej za pomocą makropoleceń systemu COSMOS, dzięki czemu analizować można zadanie kontaktowe w różnych położeniach krzywki oraz zmieniać wybrane parametry i wymiary.



Rys. 6. Modele układu krzywka-popychacz Fig. 6. Model of cam-pusher pair

Wykonano obliczenia stanu naprężenia w obszarze styku krzywki z popychaczem (przy sile dociskającej 650N i współczynniku tarcia równym 0.1 oszacowanym na stanowisku doświadczalnym [3]). Uzyskiwane wartości naprężeń i szerokość obszaru kontaktu, którą ocenić można na podstawie liczby zamkniętych elementów typu gap, dość znacznie różniły się od wyznaczonych ze wzorów Hertza. Różnic nie można było usprawiedliwić uwzględnieniem tarcia w modelu. Jednocześnie obserwowano duży gradient funkcji naprężeń na elementach znajdującym się w strefie kontaktu, co oznaczało konieczność zagęszczenia siatki MES. Z drugiej strony przyjęte gęstości elementów kontaktowych były znacznie wyższe niż możliwa dokładność odwzorowania kształtu krzywki (z pomiarów). Tak więc dalsze zagęszczanie siatki nie miało już sensu.

Należy podkreślić, że przyczyną tak "słabych" wyników nie była zbyt mała liczba elementów w strefie kontaktu, tylko błąd w aproksymacji kształtu krzywki związany z dokładnością pomiarów i zastosowaniem funkcji sklejanych. Dokładniejsze odwzorowanie kształtu krzywki, przy wykorzystaniu narzędzi, jakie zapewnia System COSMOS, nie było możliwe. Z tego względu zdecydowano się na znaczne uproszczenie modełu (rys. 6b), ograniczając go do strefy kontaktu (analiza pełnego modelu wykazała, że istotne wartości

naprężenia występują tylko bardzo blisko styku). Brzeg krzywki generowano kreśląc okrąg o promieniu równym promieniowi jej krzywizny w danym położeniu (rys. 2).

5. WYNIKI OBLICZEŃ

Przykładowe wyniki obliczeń uproszczonego modelu krzywki pokazano na rysunkach poniżej (rys. 7, 8, 9). Naprężenia σ_y i σ_x w pobliżu brzegu osiągnęły identyczne wartości -395 i -396 MPa, które bardzo dobrze zgadzają się z wartościami wyznaczonymi ze wzorów Hertza. W obszarze styku ciał występuje stan równomiernego ściskania. Naprężenia styczne τ_{xy} mieszczą się w granicach od -110 MPa do 94 MPa. Także szerokość obszaru styku wyznaczona została bardzo dokładnie (odległość między elementami gap wynosiła 0.009406 mm, zamknięciu uległo 17 elementów, co daje szacowaną szerokość 0.1599 mm. przy 0.1596 mm wyznaczonym ze wzorów Hertza).



Rys. 7. Mapa naprężeń σ_x Fig. 7. The map of σ_x stress



Rys. 8. Mapa naprężeń σ_y Fig. 8. The map of σ_y stress



Rys. 9. Mapa naprężeń τ_{xy} Fig. 9. The map of τ_{xy} stress

Przeprowadzona symulacja obrotu krzywki (o 1/4 stopnia, w 10 krokach iteracyjnych) wykazała nieznaczny wzrost naprężeń (σ_x do 405 MPa, σ_y do 465 MPa, τ_{xy} od -96 MPa do 136 MPa). W celu zobrazowania uzyskanych wyników symulacji obrotu krzywki wykonano wykresy (rys. 10) naprężeń σ_y oraz naprężeń stycznych τ_{xy} w zależności od położenia węzła w obszarze kontaktu oraz od czasu symulacji. Węzeł o numerze 0 znajdował się w środku obszaru kontaktu. Widoczne jest, że na skutek obrotu oraz działania tarcia następuje wzrost

naprężeń stycznych. Pojawiają się strefy o podwyższonych naprężeniach stycznych rozdzielone obszarami o niższych naprężeniach. Strefy te przesuwają się w kierunku przeciwnym do ruchu krzywki. Także naprężenia σ_y ulegają niewielkiemu podwyższeniu. W tym przypadku również zaobserwować można pojawienie się stref, w których naprężenia są wyższe niż na pozostałym obszarze.



Rys. 10. Fig. 10.

6. WNIOSKI

Naprężenia na powierzchni styku krzywki i popychacza wyznaczone za pomocą elementów kontaktowych MES mogą się różnić od rzeczywistych, jeżeli model nie zapewnia bardzo dokładnego odwzorowania kształtu krzywki i odpowiednio dużej gęstości elementów w obszarze styku. Ponieważ kształt krzywki znany jest na podstawie pomiarów i obarczony błędem, modelowanie zagadnienia jest utrudnione. Podobne problemy występują podczas wyznaczania promienia krzywizny krzywki i nacisków ze wzorów Hertza.

Największe naprężenia obserwuje się na nosku krzywki, a o ich wielkości decyduje przede wszystkim siła w sprężynie zaworowej, a nie siły dynamiczne. Naprężenia (naciski) 400 MPa występujące na nosku przy braku sił dynamicznych (bardzo wolne obroty wałka na wstępie rozruchu) są zbyt małe, by mieć wpływ na wytrzymałość zmęczeniową pary krzywka-popychacz. Wyznaczone za pomocą MES, z uwzględnieniem tarcia, naprężenia styczne są również stosunkowo niewielkie. Podczas symulowanego poślizgu krzywki po powierzchni popychacza obserwuje się niewielki około 15% wzrost naprężeń. Uzyskane wyniki skłaniają do wniosku, że nadmierne zużywanie się niektórych krzywek ma charakter technologiczny, a nie zmęczeniowy.

Literatura

- 1. Stanik Z., Witaszek K., Witaszek M.: Badania zużycia krzywek wałków rozrządu. ZN Pol. Śl. seria Transport z.41, Gliwice 2000.
- 2. Adamiec P., Stanik Z., Matyja T.: Modelowanie zużycia pary trybologicznej krzywkapopychacz. Pol. Śl., ZN Katedry Mechaniki Stosowanej, z.7, Gliwice 1998.
- 3. Stanik Z.: Zużycie krzywek wałków rozrządu. Praca doktorska (w przygotowaniu).
- 4. COSMOS/M: User Guide, dokumentacja elektroniczna v.1.75

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jerzy Osiński

Abstract

In this paper a contact problem of cam-pusher pair was investigated. The gap node-toline FEM elements and system COSMOS/M was used. The results (stresses and width of contact zone) from the FEM contact models have been compared with Hertz theory. Simulations of slip the cam on the pusher has been made. The influence of friction was analysed. Results of work can be used during formation the wear models of cam-pusher kinematics pair.

Praca wykonana w ramach BW-429/RM10/2001