

Dynamic and strength analysis of injector of common rail injection system

Abstract: Most of currently manufactured diesel engines for passenger vehicles are equipped with the common rail injection systems in which injectors with electromagnetic valves are mounted. In this paper a method of investigation for model analysis of common rail injector in supply systems of diesel engines was presented. The analysis was based on Autodesk Inventor, MSC.Adams and MSC.Patran/MSC.Nastran software packages. The research was divided into three stages, each of which was lead with the use of a proper software. In the first stage a geometrical model of the device was developed according to the carried out measurements of injector elements. In the second stage there was developed a structural model and the results of a simulation and dynamical analysis of injector performance were given. In the third stage finite element method based strength analysis of a chosen element of the device was performed. Final remarks and recommendations concerning a methodology of numerical analysis of the injector were formulated.

Keywords: Diesel engine, Common Rail injection system, injector

Analiza dynamiczna i wytrzymałościowa wtryskiwacza zasobnikowego układu wtryskowego common rail

Streszczenie: Większość aktualnie produkowanych silników o zapłonie samoczynnym, przeznaczonych do napędu samochodów osobowych, jest wyposażona w układy zasilania typu common rail, w których stosowane są wtryskiwacze z elektromagnetycznym zaworem. W artykule zaproponowano metodykę postępowania przy prowadzeniu modelowej analizy wtryskiwacza zasobnikowego układu zasilania silnika o zapłonie samoczynnym. Analizę oparto o pakiety: Autodesk Inventor, MSC.Adams, MSC.Patran/MSC.Nastran. Rozważania podzielono na trzy etapy i w każdym z nich zastosowano odpowiednie oprogramowanie. W pierwszym, w oparciu o przeprowadzone pomiary elementów wtryskiwacza, opracowano geometryczny model urządzenia, w drugim model strukturalny oraz przedstawiono wyniki symulacji analizy dynamicznej pracy wtryskiwacza, a w trzecim, w oparciu o metodę elementów skończonych, przeprowadzono wytrzymałościową analizę wybranego fragmentu urządzenia. Sformułowano ogólne uwagi i zalecenia dotyczące prowadzenia analizy numerycznej wtryskiwacza.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, zasobnikowy układ zasilania, Common Rail, wtryskiwacz

1. Wprowadzenie

Nowoczesne procesy spalania, w celu osiągnięcia aktualnych i przyszłych wymagań co do limitów emisji szkodliwych składników spalin, stawiają coraz większe wymagania systemom wtrysku paliwa. Przez ich rozwój i analizę parametrów pracy, można osiągnąć wymagane poziomy emisji, jak również zmniejszyć zużycie paliwa, a co za tym idzie emisję CO₂. Współcześnie produkowane silniki o zapłonie samoczynnym, przeznaczone do napędu samochodów osobowych, w zdecydowanej większości są wyposażone w zasobnikowe układy zasilania w paliwo. Jest to spowodowane ich zaleceniami, z których najważniejszą jest możliwość kształtowania przebiegu wydzielania ciepła w komorze spalania silnika. Ten proces można realizować za pomocą wtryskiwaczy układów common rail, przez zmianę natężenia wpływu paliwa. Tak więc wtryskiwacze, jako elementy wykonawcze układu wtryskowego, odgrywają kluczową rolę w uzyskaniu założonych parametrów pracy jednostki napędowej [2]. Z uwagi na warunki pracy, podlegają znacznym, zmiennym obciążeniom i często ule-

gają uszkodzeniom. Warto więc rozważyć opracowanie sposobu postępowania przy prowadzeniu modelowej analizy wtryskiwaczy zasobnikowego układu zasilania, aby w ten sposób można było ocenić pracę ich elementów i określić przyczyny awarii.

Obecnie w silnikach samochodów osobowych stosowane są dwa rodzaje wtryskiwaczy: pierwsze, uruchamiane za pomocą zaworu z elektromagnetyczną cewką oraz drugie, których działanie następuje dzięki wykorzystaniu zjawiska piezoelektrycznego [9, 15]. W przeważającej liczbie układów zasilania typu common rail aktualnie stosowane są wtryskiwacze uruchamiane za pomocą elektromagnetycznego zaworu. Przez cały czas są rozwijane po to, aby uzyskać krótki czas reakcji na zadane elektrycznie wymuszenie [7, 8, 10]. Tego rodzaju urządzenia były przedmiotem poniższych rozważań.

Uniesienie iglicy we wtryskiwaczach z cewką elektromagnetyczną następuje wskutek zmian ciśnienia paliwa, których wartość jest modulowana za pomocą zaworu, zabudowanego w górnej części wtryskiwacza (rys. 1). Paliwo, dopływające pod

wysokim ciśnieniem, dzieli się na dwa strumienie, z których pierwszy wpływa do komory sterującej umieszczonej pod zaworem. Drugi jest kierowany pod iglicę i jako dawka paliwa zostaje przez rozpylacz wtrysnięta do komory spalania silnika.

2. Cel analiz

W literaturze przedmiotu można spotkać wyniki wielu modelowych analiz układu common rail. Powstały zarówno autorskie modele sformułowane przez zespoły badawcze [1], jak i o pakiety informatyczne, głównie AMESim [5, 13, 14] i Simulink [11]. Są one wykorzystywane do obliczeń parametrów procesu wtrysku [1, 11, 13, 14], analizy parametrów pracy oraz doboru sterowników [4, 5, 11]. Obejmują obliczenia wybranych elementów układu [12] lub całego systemu wtryskowego [5, 11, 13, 14].

W przypadku wtryskiwacza, znajomość naprężeń, odkształceń i nacisków występujących podczas pracy układu zasilania, jest konieczna na etapie jej konstrukcji i doboru. Ta wiedza jest przydatna także w okresie eksploatacji, przy wszelkiego rodzaju awariach, gdzie często jest konieczne jednoznaczne określenie ich przyczyn.

Celem poznawczym niniejszego opracowania była analiza dynamiki, naprężeń i odkształceń we wtryskiwaczu poddanemu działaniu obciążenia podczas procesu wtrysku.

Celem użytkowym pracy była ocena możliwości zamodelowania wtryskiwacza układu common rail za pomocą gotowych pakietów informatycznych oraz stosowania pakietu MSC.Patran do wytrzymałościowych.

3. Przygotowanie modelu strukturalnego wtryskiwacza

Model strukturalny obiektu badań przygotowano przy użyciu programu Autodesk Inventor 2009. Jest to program z rodziny programów wspomagających pracę inżyniera (CAD). Autodesk Inventor został zaprojektowany do pracy z modelami, sięgającymi kilkunastu tysięcy elementów.

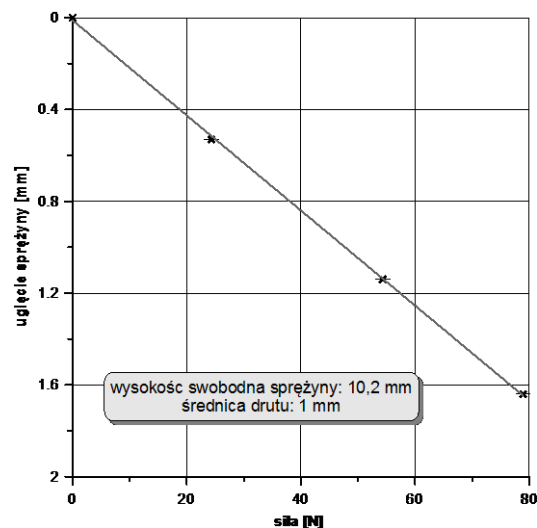


Rys. 1. Modele elektrycznej i mechanicznej części wtryskiwacza wykonane w programie Autodesk Inventor 2009

Po przeanalizowaniu dostępnych układów zasilania, do rozważań wybrano wtryskiwacz z elektromagnetycznym zaworem sterującym, stosowany w silnikach samochodów osobowych klasy średniej. Jest on przystosowany do pracy przy ciśnieniu paliwa do 160 MPa. Składa się z jednolitego, kute-

go korpusu, w którym zamontowano komorę sterującą wraz z tłoczkiem o średnicy 4,3 mm. Do korpusu z jednej strony jest przykręcony rozpylacz z iglicą o średnicy 4 mm, a z drugiej zespół zaworu sterującego. Wszystkie wymiary jego części, uzyskano dokonując stosowanych pomiarów. Należało również określić parametry sprężyn stosowanych w urządzeniu. Sprężyny stosowane we wtryskiwaczach mają różne charakterystyki, ukształtowane stosownie do współpracujących z nimi części. Mimo, że wcześniej wybrano i określono typ modelowanego wtryskiwacza, dla celów poznawczych i porównań wykonano także pomiary sztywności sprężyn stosowanych przez różnych producentów silników.

Pomiary wykonano na uniwersalnej maszynie wytrzymałościowej FP-10. Konieczne było przystosowanie uchwytów maszyny do zamocowania poszczególnych sprężyn. Zgodnie z oczekiwaniami, największą sztywnością charakteryzują się sprężyny rozpylaczy, a najmniejszą te, które zastosowano w zespole zaworu sterującego. Z wyznaczonych charakterystyk, że parametry poszczególnych sprężyn różnych producentów są do siebie bardzo zbliżone. Ponieważ maksymalny błąd względny pomiaru nie przekroczył 2% uznano, że sztywności badanych sprężyn wyznaczono z należytą dokładnością. Ostatecznie, po przeprowadzeniu analizy otrzymanych wartości, jako wejściowe dane do modelu strukturalnego przyjęto: dla sprężyny rozpylacza sztywność 48 N/mm, a dla zaworu 1,96 N/mm. Charakterystykę sprężyny wtryskiwacza przedstawiono na rys. 2.



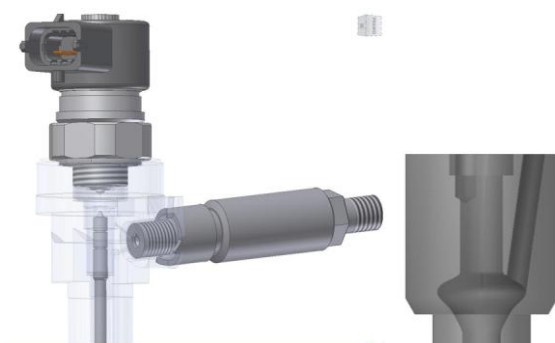
Rys. 2. Charakterystyka sprężyny rozpylacza modelowanego wtryskiwacza

W oparciu o wyznaczone charakterystyki i wyniki pomiarów wielkości geometrycznych poszczególnych części wtryskiwacza, po określeniu własności materiałowych elementów, w przywołanym już programie Autodesk Inventor 2009, zbudowano kompletny model geometryczny wtryskiwacza. W tab. 1 zestawiono wizualizacje wybranych części

urządzenia; podano stosowane materiały, a w przypadku ruchomych elementów masy obliczone (m_m), masy zmierzone (m_{rz}) oraz względne różnice tych wartości. Masy zmierzone wyznaczono za pomocą precyzyjnej wagi firmy „Radwag” o dokładności pomiaru 0,01 g. Z kolei na rys. 3 przedstawiono wybrane fragmenty modelu wtryskiwacza, istotne z punktu widzenia właściwego działania modelu.

Tabela 1. Porównanie obliczonych i zmierzonych mas wybranych elementów wtryskiwacza

nazwa elementu	model elementu (CAD)	m_m [g]	m_{rz} [g]	względna różnica [%]
popychacz		10,55	10,69	1,3
kulka zaworu sterującego		0,009	-	-
podstawa kulki		0,06	-	-
iglica rozpylacza		3,14	3,05	2,9
komora sterująca		-	-	-
króciec dopływowy paliwa		-	-	-



Rys. 3. Fragmenty modelu wtryskiwacza wykonanego za pomocą programu Autodesk Inventor Professional 2009: widok na komorę sterującą (lewa część rysunku) oraz na komorę wtryskiwacza (prawa część)

4. Opracowanie modelu strukturalnego w programie MSC.Adams

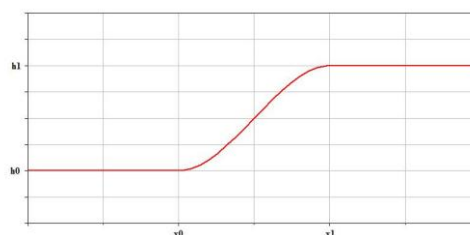
Budowę modelu strukturalnego w środowisku MSC.Adams rozpoczęto od zaimportowania geo-

metrii poszczególnych części ze środowiska CAD. Ważnym aspektem tego etapu budowy modelu w środowisku MSC.Adams jest poprawne wykonanie złożenia modelu w środowisku CAD. Jego niedokładności (nadmierne luzy, przenikanie się geometrii) prowadzi bowiem do błędnych interpretacji importowanej geometrii, a także do wystąpienia wielu błędów podczas definiowania wiązań kinematycznych.

Kolejnym krokiem było zdefiniowanie połączeń pomiędzy jego ruchomymi częściami. W tym celu zamodelowano stosowne pary kinematyczne. Zdefiniowano je poprzez związanie markerów umieszczonych w środku ciężkości rozważanych elementów oraz określono kierunek i zwrot wektora ruchu. W następnym kroku zdefiniowano pary utwierdzające, odbierające wszystkie stopnie swobody tym elementom wtryskiwacza, które nie poruszają się podczas jego pracy.

W celu prawidłowego odwzorowania pracy wtryskiwacza, model strukturalny obciążono siłami zgodnymi z zasadą jego działania. Wyznaczono je analitycznie na podstawie znajomości geometrii rozważanego wtryskiwacza oraz ciśnienia panującego w jego wnętrzu. Siły o obliczonych wartościach zostały przyłożone do odpowiednich elementów w geometrycznym punkcie definiującym ich środek ciężkości. Zwroty i kierunki ich działania dobrano tak, aby były zgodne z zasadą działania wtryskiwacza.

W następnym kroku przygotowano przebiegi w czasie wyznaczonych sił. Do ich zdefiniowania użyto funkcji krokowej STEP(x, x0, h0, x1, h1), pokazanej na rys. 4. Gdzie: x – oznacza zmienną, w funkcji której zmienia się wartość siły (czas), x0 – wartość czasu, w której rozpoczyna się zmiana wartości siły, h0 – wartość początkowa siły, gdy wartość czasu jest mniejsza lub równa x0, x1 – wartość czasu, w której funkcja siły osiąga wartość h1.



Rys. 4. Przykład realizacji funkcji STEP

Wyznaczone analitycznie siły, stanowiące warunki początkowe symulacji, mogą być wyznaczane w trakcie trwania symulacji. Niezbędne w tym celu byłoby modelowanie czynnika (paliwa) wymuszającego ruch poszczególnych części wtryskiwacza. Niniejsze opracowanie nie przewidywało użycia modułu hydraulicznego pakietu MSC.Adams. Moduł ten, autorzy opisali w pracy [3].

5. Przeprowadzenie symulacji dynamicznej w programie MSC.Adams/View.

Symulacja została wykonana w celu wyznaczenia przemieszczeń najważniejszych ruchomych elementów rozpylacza. Wybrano zatem:

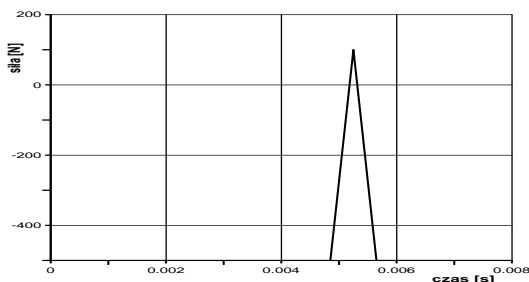
- o igłę rozpylacza,
- o tłoczek,
- o kulkę zaworu sterującego,
- o popychacz.

Symulację przeprowadzono przy następujących parametrach wejściowych:

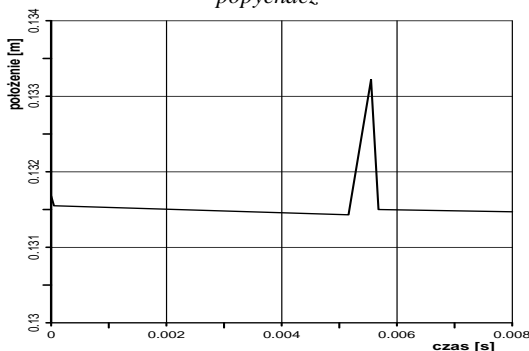
- o czas trwania symulacji $0,008 \cdot 10^{-3}$ s,
- o krok całkowania $1 \cdot 10^{-6}$ s.

Czas trwania symulacji został dobrany tak, aby zapewnić ustalenie się parametrów pracy układu przed rozpoczęciem i po zakończeniu wtrysku paliwa.

Krok dobrano w trakcie obliczeń testowych. Większa wartość kroku okazała się zbyt duża dla dynamicznych zmian w modelu podczas jego pracy, co skutkowało błędnie wyliczonymi wartościami sił i nieprawidłową pracą modelu. Natomiast ustalenie zbyt małej jego wartości nie zwiększało już dokładności, a powodowało nadmierne wydłużenie czasu obliczeń.



Rys. 5. Charakterystyka siły wymuszającej działającej na popychacz



Rys. 6. Zmiana położenia środka ciężkości popychacza przy ciśnieniu w zasobniku równym 160 MPa

Na rys. 5 przedstawiono siłę wymuszającą, wywołaną pracą elektrozaworu, jaka działa na popychacz. Popychacz jest dociskany do elementu prowadzącego kulkę zaworu sterującego z siłą 500 N, a po podaniu sygnału sterującego zwrot siły zmienia się na przeciwny i popychacz jest przyciągany w stronę elektrozaworu z siłą równą 100 N. Działanie

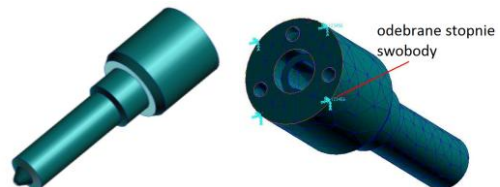
nie elektrozaworu jest niezależne od ciśnienia wtrysku.

Zmiana położenia popychacza w zależności od ciśnienia panującego w zasobniku, nie przebiegała w sposób liniowy. Ponieważ siła wymuszająca wywołana działaniem elektrozaworu była stała, a siła wywierana przez paliwo na kulkę zależna była od ciśnienia, przy wyższych ciśnieniach wypadkowa siła działająca na popychacz była większa niż przy niższych wartościach. Maksymalna wartość przemieszczenia popychacza wyznaczona w trakcie symulacji wyniosła 1,83 mm.

Z racji tego, że analizowano szereg zadanych ciśnień (od 120 do 160 MPa) jako parametrów początkowych pracy wtryskiwacza, otrzymano zbiór wyników opisujących pracę całego zamodelowanego układu mechanicznego. I tak np. maksymalna siła, z jaką ciśnienie paliwa oddziałuje na iglicę rozpylacza zmienia się od 1,5 do 2,01 kN. Z kolei maksymalna siła oddziaływania paliwa na tłoczek, zawsze pozostaje większa od działającej na iglicę i zmienia się od 1,7 do 2,3 kN.

6. Opracowanie modelu strukturalnego w programie MSC.Patran

Kolejnym krokiem w przedstawionych rozważaniach, była analiza wytrzymałościowa wybranego jego elementu wtryskiwacza – korpusu rozpylacza (rys. 7). Jest to bardzo istotna jego część decydująca o właściwym przygotowaniu strugi podawanego paliwa. Z uwagi na zasadę działania wtryskiwaczy na ten wybrany element działa największe ciśnienie.



Rys. 7. Model korpusu rozpylacza w programie MSC.Patran oraz siatka MES

W pierwszym kroku zaimportowano geometrię rozpatrywanej części do środowiska programu MSC.Patran. Podczas importu elementów geometrycznych należy pamiętać o prawidłowym zdefiniowaniu jednostek miary. W kolejnym kroku zaimportowany element poddano podziałowi na elementy skończone (dyskretyzacji). W procesie tym otrzymano siatkę elementów skończonych pokazaną na rys. 7. Od jej poprawności w dużym stopniu zależała dokładność końcowych wyników uzyskanych w dalszym toku analizy. Do dyskretyzacji wybrano element czworościenny, 10-cio węzłowy. Element czworościenny w dość dokładny sposób oddaje kształt modelowanych obiektów. Ze względu na dużą liczbę węzłów zapewnia wysoką dokładność otrzymanych wyników. Wybór elementu

skończonego z dodatkowymi węzłami umieszczonymi pomiędzy jego wierzchołkami zwiększa jednak czas obliczeń (większa liczba równań do rozwiązania w trakcie analizy). Jednak w rozpatrywanym przypadku, biorąc od uwagę wielkość modelu, wydłużenie czasu trwania analizy było akceptowalne. Na rys. 7 przedstawiono korpus rozpylacza po dyskretyzacji i powstałą w tym procesie siatkę elementów skończonych.

Kolejnym etapem budowy modelu strukturalnego było zdefiniowanie warunków brzegowych. W celu utwierdzenia obiektu, odebrano wszystkie stopnie swobody górnej jego powierzchni, na której opiera się on o korpus wtryskiwacza i dodatkowo mocowany jest przez nakrętkę mocującą. Sposób utwierdzenia pokazano na rys. 7.

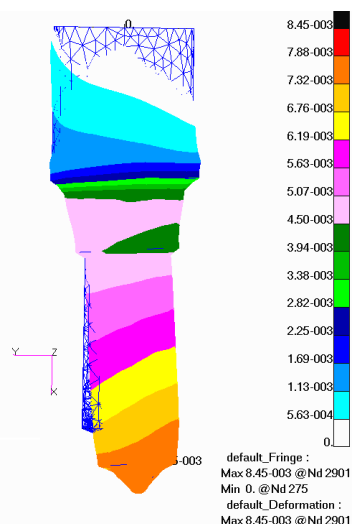
Po nałożeniu warunków brzegowych, zdefiniowano warunki początkowe analizy wytrzymałościowej. Odwzorowano ciśnienie, jakie działa na korpus rozpylacza w wyniku naporu paliwa podczas pracy wtryskiwacza. Rozpatrzono przypadek, w którym igła rozpylacza jest uniesiona i paliwo oddziałuje na całą powierzchnię gniazda iglicy, a ciśnienie wynosi 160 MPa. Parametry materiałowe zdefiniowano dla stali chromowo-niklowo-molibdenowej 18CrNi8.

W celu wyznaczenia optymalnej wielkości elementów skończonych na początku wykonano analizę dla modeli o różnych gęstościach ich podziału.

W tabeli 2 przedstawiono wpływ wielkości elementów skończonych na maksymalne naprężenie otrzymane w analizie wytrzymałościowej.

Tab. 2. Wpływ wielkości siatki na maksymalne naprężenia w rozpylaczu

długość krawędzi elementu skończonego [mm]	naprężenia [MPa]
8,47(domyślna)	354
5	365
2	416
1	414

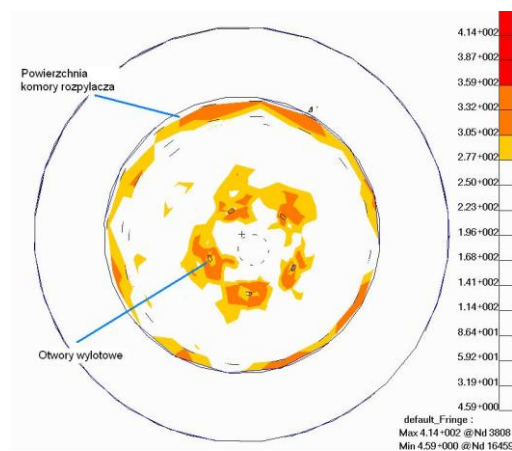


Rys. 8. Rozkład przemieszczeń powstałych w korpusie rozpylacza z zaznaczoną deformacją

Wraz ze wzrostem wielkości elementu, zwiększają się wyliczone naprężenia. Wynika to z coraz mniejszej dokładności odwzorowania analizowanej geometrii. Dla siatki o elementach mniejszych od 2 mm, naprężenia ustalają się na poziomie ok. 415 MPa. Zatem, do dalszych rozważań przyjęto wielkość krawędzi elementu równą 2 mm.

Na rys. 8 przedstawiono deformację korpusu rozpylacza pod wpływem ciśnienia paliwa znajdującego się w jego wnętrzu. Najbardziej odkształciła się końcówka jego korpusu, a maksymalne przemieszczenie wyniosło 8,45 μm .

Jak pokazano na rys. 9 największe naprężenia wystąpiły w okolicach otworów wylotowych oraz na powierzchni komory rozpylacza. Było to wynikiem spiętrzania się naprężeń w okolicach otworów i krawędzi. Naprężenia w tych miejscach zawierały się w przedziale od 277 do 360 MPa i mieszczą się w granicy wytrzymałości materiału, z którego zbudowany jest analizowany korpus rozpylacza.



Rys. 9. Miejsca koncentracji naprężeń w korpusie rozpylacza

Można zauważyć, że w wynikach analizy występują obszary, w których maksymalne naprężenia przekraczają 400 MPa. Wynika to z działania kar-

bu, który powstał w rezultacie zbyt małej dokładności odwzorowania geometrii kanału zasilającego. Wykonanie dokładnego modelu geometrycznego, bazującego na jego dokumentacji technicznej zmniejszy, w opinii autorów, tego rodzaju ogniska naprężeń.

7. Podsumowanie i uwagi końcowe

Niniejsze opracowanie miało na celu przedstawienie metodyki postępowania przy wykonaniu kompleksowej analizy dynamicznej i wytrzymałościowej rozważanego zespołu wtryskiwacza. Z racji ograniczonej objętości artykułu, zostały zaprezentowane niektóre z otrzymanych wyników. Położono nacisk na opis poszczególnych kroków wykonanych symulacji. W analizach wytrzymałościowych zespołów mechanicznych, posiadających elementy będące w ruchu, największym problemem jest poprawne wyznaczenie dynamicznego stanu obciążenia wybranej części zespołu. Można oczywiście posługiwać się technikami pomiarowymi (tensometry, metody optyczne), jednakże nie zawsze istnieje taka możliwość. Wykonanie symulacji dynamicznej pozwala na wyznaczenie (oczywiście z założonym poziomem dokładności) nie tylko wartości tych obciążeń, ale także poznanie ich zmienności w funkcji czasu. Poprawnie zdefiniowane stany obciążenia pozwolą na uzyskanie wiarygodnych wyników podczas analizy wytrzymałościowych czy też zmęzeniowych.

W analizowanym wtryskiwaczu średnica tłoczka sterującego jest o 0,3 mm większa od średnicy części prowadzącej iglicy. Dlatego, gdy wtryskiwacz nie podaje paliwa, siła dociskająca iglicę jest większa od odrywającej o około 15,5 %. Taka nadwyżka zapewnia szczelność gniazda iglicy. Do uniesienia iglicy jest konieczne zmniejszenie ci-

śnienia w komorze sterującej o około 20 MPa (dla rozważanego przypadku około 12,5 %).

Zgodnie z oczekiwaniami, najbardziej obciążonym elementem wtryskiwacza jest rozpylacz, a w nim powierzchnie wokół otworków rozpylających i w komorze wtryskiwacza. Również w rozpylaczu odnotowano największe odkształcenia struktury, które jednak z racji miejsc występowania, nie powinny mieć istotnego wpływu na pracę wtryskiwacza.

Trzeba jednak pamiętać, że duży wpływ na poprawność otrzymanych wyników, oprócz przygotowanej geometrii poszczególnych elementów układu ma także modelowanie połączeń kinematycznych w środowisku MSC.Adams. Proces ten, należy również przeprowadzić z należytą starannością. Parametry par kinematycznych (np. prędkości początkowe, współczynniki tarcia, parametry elementów kontaktowych) mają istotny wpływ na jakość uzyskanych wyników. Ważnym aspektem jest także uwzględnianie podatności elementów, poddawanych analizie w środowisku MSC.Adams. Oczywiście uwzględnianie podatności wszystkich elementów analizowanych zespołów mija się z celem. Poprawny wybór elementów, których podatność ma istotny wpływ na całość analizy, umożliwi uzyskanie zadowalających wyników, przy akceptowalnym narzucie czasowym związanym z prowadzoną analizą. Zaproponowany tok postępowania jest, w opinii autorów, poprawny. Umożliwia on zastosowanie w analizie MES obciążenia dynamicznego układu, a co za tym idzie, uzyskania odpowiedzi bliższej rzeczywistym naprężeniom niż w przypadku zastosowania obciążenia statycznego. Uzyskane wyniki są poprawne, a metoda może zostać użyta podczas projektowania zmian konstrukcyjnych układów wtryskowych.

Bibliography/Literatura

- [1] Arcoumanis C., Gavaises M., Abdul-Wahab E., Moser V.: Modeling of Advanced High-Pressure Systems for Passenger Car Diesel Engines, SAE Paper 1999-01-0910.
- [2] Bosch Robert GmbH. Diesel-Engine Management. Chichester: John Wiley & Sons, 2005.
- [3] Gancarczyk T., Knefel T.: Modelowe analizy pompy wysokiego ciśnienia układu Common Rail, *Mechanik*, nr 2, 2013.
- [4] Gautier C., Sename O., Dugard L., Meissonnier G.: An LFT Approach to H₂ Control Design for Diesel Engine Common Rail Injection System, *Oil & Gas Science and Technology*, Rev. IFP (2007), Vol. 62, No. 4, pp. 513-522.
- [5] Gautier C., Sename O., Dugard L., Meissonnier G.: Modelling Of A Diesel Engine Common Rail Injection System, (2005) IFAC 16th World Congress, Prague.
- [6] Gmyrek Ł. Analiza dynamiki pracy wtryskiwacza zasobnikowego układu wtryskowego, Praca dyplomowa, ATH, 2009.
- [7] Jorach R., Bercher I., Meissonnier G., Milovanovic N. Common-Rail-System von Delphi mit magnetventilen und Einkolben-Hochdruckpumpe. *MTZ* 2011; 3: 186-191.
- [8] Leonard R., Parche M., Alvares-Avila C, Krauß J, Rosenau B. Druckübersetztes Common-Rail-System für Nutzfahrzeuge. *MTZ* 2009; 5: 368-375.
- [9] Leonhard R, Warga J: Common-Rail-System von Bosch mit 2000 bar Einspritzdruck für Pkw. *MTZ* 2008; 10: 834-840.
- [10] Leonhard R, Warga J, Pauer T, Rückle M, Schnell M. Magnetventil-Common-Rail-Injektor mit 1800 bar. *MTZ* 2010; 2: 86-91.

-
- [11] Lino P., Maione B., Pizzo A.: Nonlinear modelling and control of a common rail injection system for diesel engines, *Applied Mathematical Modelling* (2007)31, 1770–1784.
- [12] Payri R., Climent H., Salvador F.J., Favenc A. G.: Diesel injection system modeling. Methodology and application for first-generation common rail system, *Proc. Instn Mech. Engrs, Part D: J. Automotive Engineering*, (2004)218, 81-91.
- [13] Seykens X.L.J., Somers L.M.T., Baer R.S.G.: Modelling Of Common Rail Fuel Injection System And Influence Of Fluid Properties On Injection Process, *Proceedings of VAFSEP* (2004), Dublin.
- [14] Seykens X.L.J., Somers L.M.T., Baer R.S.G.: Detailed Modelling Of Common Rail Fuel Injection Process, *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, (2005)Vol. III, 30-39.
- [15] Schöppe D, Zülch S, Hardy M, Geurts D, Jorach R. W, Baker N. Common-Rail-Einspritzung mit Direct-Acting-Injektor von Delhi. *MTZ* 2008; 10: 842-851.
- [16] Praca zbiorowa: Układ wtryskowy Common Rail Elektroniczne sterowanie silników wysokoprężnych, Wyd.: WKiŁ, Warszawa, 2000.
- [17] Informatory techniczne firm Bosch, Delphi.

Mr Knefel Tomasz, Phd., Eng. – in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biała.

Dr inż. Tomasz Knefel – adiunkt na Wydziale Mechaniki i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej.



Mr Gancarczyk Tomasz, Phd., Eng. – in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biała.

Dr inż. Tomasz Gancarczyk – adiunkt na Wydziale Mechaniki i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej.

