

Andrzej HARLECKI
Andrzej URBAŚ
Jacek NOWAKOWSKI
Aleksander BYRSKI

PTNSS–2013–SC–197

Analysis of dynamics of the piston-crank system of a selected internal combustion engine with the use of the MSC.ADAMS and ANSYS software interface

Abstract: The paper presents a method of stress analysis of components of the piston-crank system of a selected internal combustion engine as an example of the mechanical system with quick-changing dynamics. In the analysis of the dynamics of the system, carried out in the MSC.ADAMS and ANSYS software environment, the flexibility of all the major members of the system, i.e. piston with piston pin, connecting rod, and crankshaft, was taken into account. The final part of the analysis includes calculations of strength of the aforementioned system members. In authors' opinion, the method presented may be useful in the up-to-date process of designing internal combustion engines.

Keywords: dynamics, internal combustion engine, piston-crank system, MSC.ADAMS and ANSYS software

Analiza dynamiki układu tłokowo-korbowego wybranego silnika spalinowego przy użyciu interfejsu programów MSC.ADAMS i ANSYS

Streszczenie: W pracy przedstawiono metodę analizy wytrzymałościowej członów układu tłokowo-korbowego wybranego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym, stanowiącego przykład układu mechanicznego o szybkozmiennej dynamice. W analizie dynamiki układu, zrealizowanej w środowisku programów MSC.ADAMS i ANSYS, uwzględniono podatność wszystkich jego podstawowych członów, tzn. tłoka wraz ze sworzniem tłokowym, korbowodu i wału korbowego. Finalną część analizy stanowiły obliczenia wytrzymałościowe wymienionych członów. Zdaniem autorów, prezentowana metoda może być użyteczna w nowocześnie pojmowanym procesie projektowania silników spalinowych.

Słowa kluczowe: dynamika, silnik spalinowy, układ tłokowo-korbowy, interfejs programów MSC.ADAMS i ANSYS

1. Wiadomości wstępne

W zagadnieniach projektowania układów mechanicznych – od wielu już lat – z powodzeniem wykorzystuje się możliwości, jakie oferuje metoda elementów skończonych (MES). W przypadku badania wytrzymałości członów układów o szybkozmiennej dynamice, charakteryzujących się gwałtownymi zmianami konfiguracji geometrycznej – a takimi układami są właśnie układy tłokowo-korbowe silników spalinowych – analiza MES jest szczególnie złożona. Problem dotyczy tu bowiem prawidłowego oszacowania, w poszczególnych chwilach ruchu, szybko zmieniających się obciążeń członów, których wytrzymałość się analizuje. Zagadnienie jeszcze bardziej się komplikuje, jeżeli są to człony o znacznej podatności, wykazujące skłonność do drgań. Przykładem takich członów są korbowody układów korbowo-tłokowych silników spalinowych. W analizie dynamiki tego rodzaju układów można wykorzystać możliwości, jakie oferuje program MSC.ADAMS przeznaczony ge-

neralnie do analizy dynamiki złożonych układów mechanicznych. Analizę tę można wykonywać we współpracy („w interfejsie”) z programami przeznaczonymi do obliczeń opartych na MES, to znaczy programem ANSYS lub rzadziej – MSC.Nastran. W procesie projektowania układów tłokowo-korbowych silników spalinowych inżynierowie spotykają się z wieloma problemami, dotyczącymi konieczności uwzględnienia wielu złożonych zjawisk fizycznych związanych z pracą samych silników. Generalnie, dąży się do zredukowania mas członów układów, dbając równocześnie o to, aby nie spowodowało to niedopuszczalnego obniżenia ich wytrzymałości i zakłócenia ich parametrów fizycznych, a w szczególności częstości drgań własnych, co mogłoby doprowadzić do wystąpienia niekontrolowanych stanów rezonansowych.

Do analizy wybrano układ tłokowo-korbowy jednocyldrowego, chłodzonego powietrzem, silnika spalinowego 1CA90 produkcji krajowej z zapłonem samoczynnym – o mocy użytkowej

$N_e = 6.1 \div 6.6 \text{ kW}$, prędkości obrotowej $n = 3000 \text{ obr/min}$, średnicy tłoka $D = 90 \text{ mm}$ i skoku $S = 90 \text{ mm}$. Dynamika takiego układu była już analizowana wcześniej przez Urbasia i Harleckiego [12], ale jej zakres był daleko mniejszy. Jedynie korbówód potraktowano wówczas jako ciało odkształcalne, modelując go przy zastosowaniu formalizmu MES – bezpośrednio w środowisku programu MSC.ADAMS, bazując na jego module AutoFlex. W środowisku tym wykonano również analizę dynamiki rozważanego układu i analizę wytrzymałościową korbowodu. Zakres prezentowanej obecnie analizy jest znacząco szerszy, bowiem wszystkie zasadnicze człony układu potraktowano tu jako odkształcalne, modelując je przy wykorzystaniu MES w środowisku programu ANSYS, współpracującego ze środowiskiem programu MSC.ADAMS. Istotą tej współpracy, wyrażającej się w postaci funkcjonowania interfejsu programów MSC.ADAMS i ANSYS, opisano szerzej w publikacji [4].

Zagadnienie analizy dynamiki układów tłokowo-korbowych silników spalinowych, przy zastosowaniu programu MSC.ADAMS, zostało opisane w stosunkowo niewielkiej liczbie prac, do których zaliczyć można publikacje [1], [2], [3], [6], [8], [9], [11]. Autorzy wymienionych prac w swoich rozważaniach uwzględniali podatność korbowodu (a niekiedy także innych członów układu), modelując go przy wykorzystaniu MES. Do realizacji analizy używany był interfejs programów MSC.ADAMS oraz ANSYS lub MSC.Nastran. W publikacjach [1], [6] przedstawiono metodę optymalizacji kształtu korbowodu. Natomiast w pracach [3], [8], [9] zaprezentowano sposób analizy zmęczeniowej wału korbowego wybranego sześciocyndrowego silnika spalinowego typu V, przeprowadzonej przy użyciu specjalistycznego programu FEMFAT. Aby wykonać tę analizę, w środowisku programu MSC.ADAMS zbudowano model strukturalny układów tłokowo-korbowych rozważanego silnika, w którym uwzględniono model MES wału korbowego opracowany przy użyciu programu MSC.Nastran. W celu realistycznego odzwierciedlenia warunków podparcia modelowanego wału za pośrednictwem łożysk głównych w przygotowanym modelu strukturalnym układu uwzględniono efekt elastohydrodynamicznego smarowania w tych łożyskach. W przypadku tego rodzaju smarowania rozdzielenie powierzchni trących następuje wskutek wzrostu lepkości środka smarnego oraz ich odkształceń sprężystych, co jest spowodowane wysokimi wartościami ciśnienia w węzle trącym. Przedstawioną metodę zastosowano także do przeprowadzenia analizy zmęczeniowej korbowodu układu tłokowo-korbowego wybranego silnika spalinowego [3], [9]. W tym przypadku, w przygotowanym modelu strukturalnym układu także uwzględniono efekt elastohydrodynamiczne-

go smarowania – tym razem w łożysku ślizgowym, stanowiącym połączenie czopa korbowego wału z panewką w stopie korbowodu.

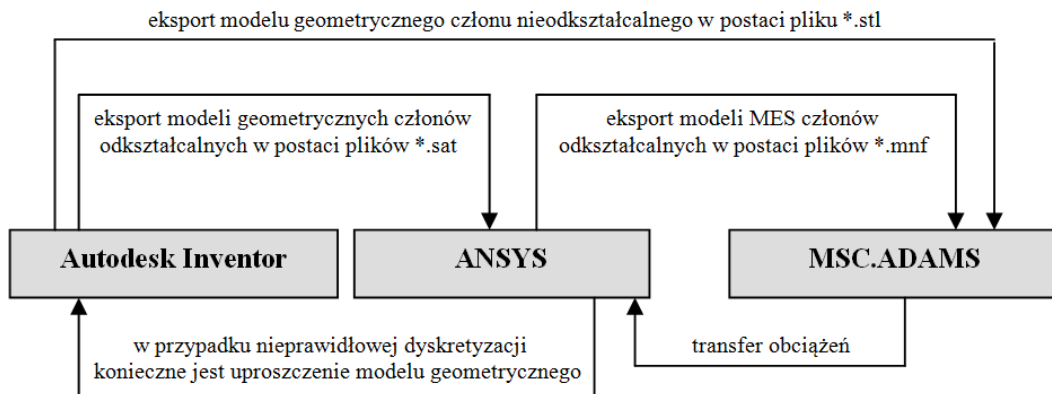
2. Istota metody

Na wstępie postępowania, wykorzystując udostępnioną dokumentację techniczną, w środowisku programu Autodesk Inventor [14] przygotowano modele geometryczne podstawowych członów analizowanego układu tłokowo-korbowego, tzn. tłoka wraz ze sworzniem tłokowym, korbowodu, wału korbowego i koła zamachowego. Następnie dokonano podziału modelowanych członów na te, które z powodu ich własności należało uznać za odkształcalne (do grupy tej zaliczono tłok wraz ze sworzniem tłokowym, korbówód i wał korbowy) bądź za nieodkształcalne (zaliczono tu jedynie koło zamachowe). Modele geometryczne członów uznanych za odkształcalne wyeksportowano do środowiska programu ANSYS [13] w postaci plików *.sat. W dalszej części postępowania, w środowisku tego programu, opracowano modele dyskretne (nazywane w dalszej części artykułu modelami MES) członów odkształcalnych, bazując na ich modelach geometrycznych, które poddano procesowi podziału na elementy skończone (dyskretyzacji) przy użyciu funkcji „Smart Size”. Funkcja ta, pozwalając określić gęstość siatki elementów skończonych, jest „odpowiedzialna” za poprawność dyskretyzacji w newralgicznych miejscach modelu geometrycznego, a w szczególności w miejscach „załamania” płaszczyzn. Gdy okazywało się, że w procesie dyskretyzacji w miejscach tych generowana była nadmiernie duża liczba elementów skończonych w porównaniu z innymi obszarami modelu geometrycznego, co skutkowało by nieracjonalnym wydłużeniem czasu trwania procesu obliczeniowego, powracano do środowiska programu Autodesk Inventor i przystępowano do upraszczania geometrii modelu, usuwając zbędne szczegóły – nieistotne dla wytrzymałości modelowanego członu. Następnie, model ten eksportowano powtórnie do środowiska programu ANSYS i poddawano ponownej dyskretyzacji. Proces ten powtarzano dopóty, dopóki nie uzyskano prawidłowego modelu dyskretnego, charakteryzującego się poprawnym, a więc równomiernym rozkładem elementów skończonych, wśród których nie było elementów zdegenerowanych (to znaczy silnie zdeformowanych lub o nadmiernie dużych wydłużeniach kierunkowych). Tak przygotowane modele MES wyeksportowano w postaci plików *.mnf do środowiska programu MSC.ADAMS [15]. Równocześnie, wyeksportowano tu w postaci pliku *.stl – bezpośrednio ze środowiska programu Autodesk Inventor – model geometryczny członu uznanego za nieodkształcalny, tzn. koła zamachowego. W środowisku programu MSC.ADAMS, na bazie zaimportowanych modeli, zbudowano model strukturalny rozważanego układu tłokowo-korbowego. Następnie, przystą-

piono tu do przeprowadzenia analizy dynamiki tak utworzonego modelu, symulując jego ruch przy uwzględnieniu stosownych wymuszeń. Przeprowadzone symulacje komputerowe pozwoliły na wyznaczanie czasowych przebiegów wartości sił reakcji w przegubach łączących modelowane człony – w trakcie całego cyklu pracy rozważanego układu tłokowo-korbowego. Przebiegi te wyeksportowano następnie do środowiska programu ANSYS, w którym określały one – zmieniające się w czasie – obciążenia modeli MES członów odkształcalnych. Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na

wyznaczenie, w wybranej chwili ruchu, warstw naprężeń zredukowanych w obszarach poszczególnych modeli MES. Szczegółowa analiza przebiegów tych warstw pozwoliła na określenie maksymalnych wartości naprężeń zredukowanych i zlokalizowanie miejsca ich występowania, a także na określenie maksymalnych wartości odkształceń modelowanych członów.

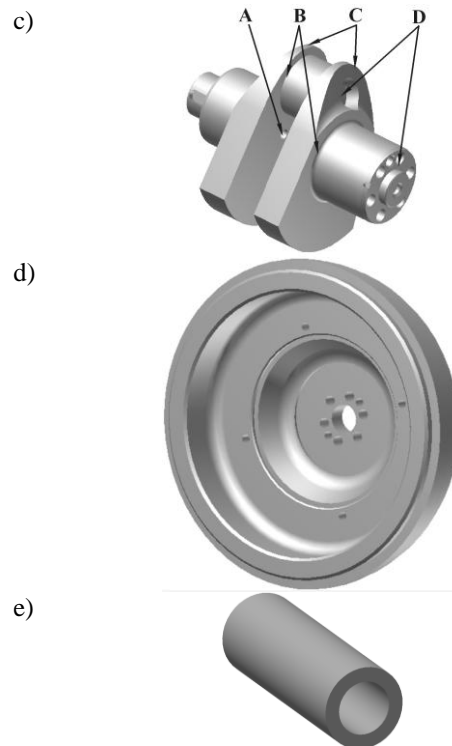
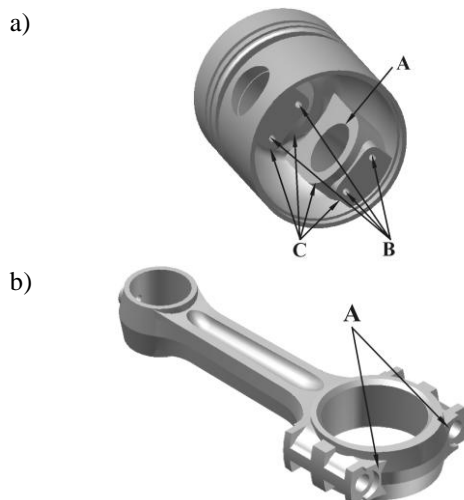
Reasumując przedstawione rozważania, można zauważyć, że współpraca zastosowanych programów była realizowana zgodnie ze schematem pokazanym na rys. 1.



Rys.1 Przepływ danych między środowiskami poszczególnych programów
Fig.1 Data flow between the environments of particular programs

3. Modelowanie geometrii członów

Modele geometryczne poszczególnych członów rozważanego układu (rys.2) opracowano w środowisku programu Autodesk Inventor przy użyciu modułu „Part Design”. Jak już stwierdzono, na wstępie postępowania przygotowano wstępną wersję tych modeli – charakteryzowały się one złożoną geometrią. Modele te wyeksportowano następnie do środowiska programu ANSYS, gdzie poddane zostały stosownej dyskretyzacji.



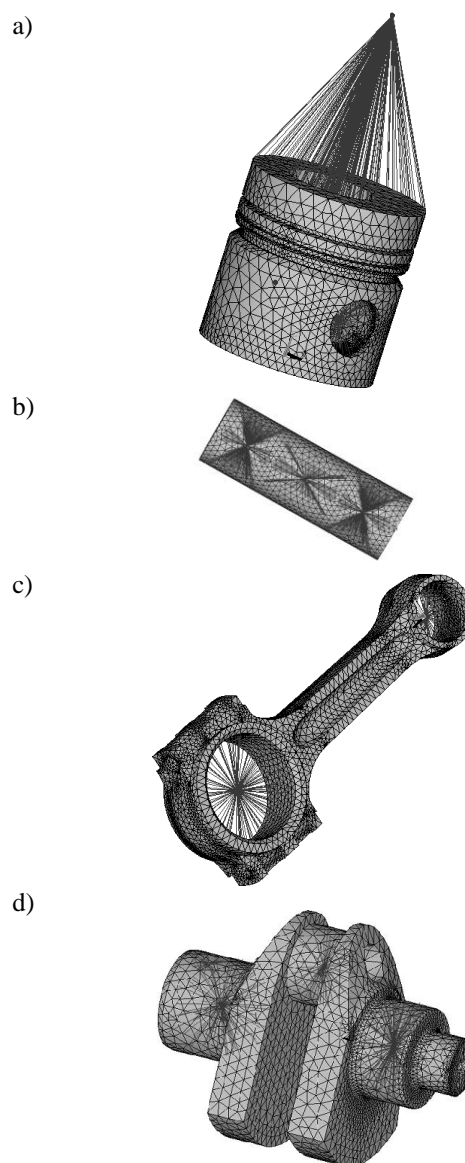
Rys.2 Modele geometryczne: a) tłoka, b) korbowodu, c) wału korbowego, d) koła zamachowego, e) sworznia tłokowego
Fig.2 Geometric models of: a) piston, b) connecting rod, c) crankshaft, d) flywheel, e) piston rod

Analiza utworzonych siatek elementów skończonych wykazała, że w niektórych miejscach były one zbyt „gęste”. Trzeba było zatem dokonywać stosownych uproszczeń geometrii w przypadku każdego z analizowanych modeli. W rezultacie, budując model geometryczny tłoka, wycięto z bryły w kształcie walca odpowiednio wymodelowane wnętrza, a następnie uformowano wypusty, w otworach których osadzany jest sworzень tłokowy. Przygotowując model, zadbano o to, aby – tak jak w rzeczywistym układzie – oś tych otworów była przesunięta o 2 mm w stosunku do osi centralnej tłoka. Uproszczenia geometrii tłoka (rys.2a) polegały na usunięciu faz na otworach mocujących sworzень tłokowy (A) i otworach smarowniczych (B) oraz zaokrąglenia zewnętrznych (C). Uproszczenie w modelu geometrycznym korbowodu polegało na pominięciu technologicznego pochylenia w obszarze pokrywy łożyska korbowodu (miejsca A na rys.2b), ułatwiającego wyjęcie odlewu korbowodu z formy. Opracowując model geometryczny wału korbowego (rys.2c), przyjęto następujące uproszczenia: A - pominięto stopniowanie średnic w otworach smarowniczych, B - pominięto stopniowanie średnic czopów w sąsiedztwie ramion, C - pominięto sfazowania ramion, D - zastąpiono płaskim dnem stożkowe zakończenia wszystkich otworów. Model geometryczny koła zamachowego (rys.2d) powstał poprzez wykonanie pełnego obrotu połowy narysowanego przekroju koła wokół jego osi symetrii. Ostatnim członem modelowanym w środowisku programu Autodesk Inventor był sworzень tłokowy (rys.2e), przenoszący obciążenia z tłoka na korbowód. W przypadku tych dwóch ostatnich modeli nie dokonano żadnych istotnych uproszczeń geometrii.

4. Opracowanie modeli MES członów

Przed przystąpieniem do budowy modelu strukturalnego rozważanego układu korbowo-tłokowego należało przeanalizować sposób wzajemnego połączenia przygotowanych modeli MES, a także modelu MES wału korbowego z korpusem silnika. W tym celu postanowiono wykorzystać oferowaną w środowisku programu ANSYS metodykę tworzenia punktów interfejsu (ang. interface points) [13]. Punkty te łączy się siatką elementów belkowych typu BEAM4, o pomijalnej masie i bardzo wysokiej sztywności, z wybranymi węzłami (nodami) siatek elementów skończonych modeli MES współpracujących członów, ulokowanymi w miejscach odpowiadających powierzchniom styku tych członów. W modelu MES tłoka uwzględniono trzy punkty interfejsu (rys.3a). Dwa pierwsze z nich – usytuowane odpowiednio na osiach otworów, w których zamocowany jest sworzень tłokowy – łączą model MES tłoka z modelem MES tego sworznia. W trzecim punkcie interfejsu leżącym na osi centralnej tłoka, w pewnej odległości od powierzchni czołowej jego denka, została przyłożona

siła modelująca oddziaływanie na tłok gazów powstałych w wyniku spalania wtrysniętej dawki paliwa, zwana siłą gazową. W przypadku modelu MES sworznia tłokowego przyjęto trzy punkty interfejsu ulokowane odpowiednio na jego osi (rys.3b). Środkowy punkt łączy modelowany sworzень z modelem MES korbowodu, a dwa pozostałe – z modelem MES tłoka. W modelu MES korbowodu przyjęto dwa punkty interfejsu, lokując je na osiach główki i stopy korbowodu w jego płaszczyźnie symetrii (rys.3c). W modelu MES wału korbowego uwzględniono dwa punkty interfejsu, ulokowane na osiach czopów głównych w połowie ich długości, w celu połączenia go z korpusem silnika, a trzeci punkt – łączący go z modelem MES korbowodu – przyjęto na osi czopa korbowego w połowie jego długości (rys.3d).



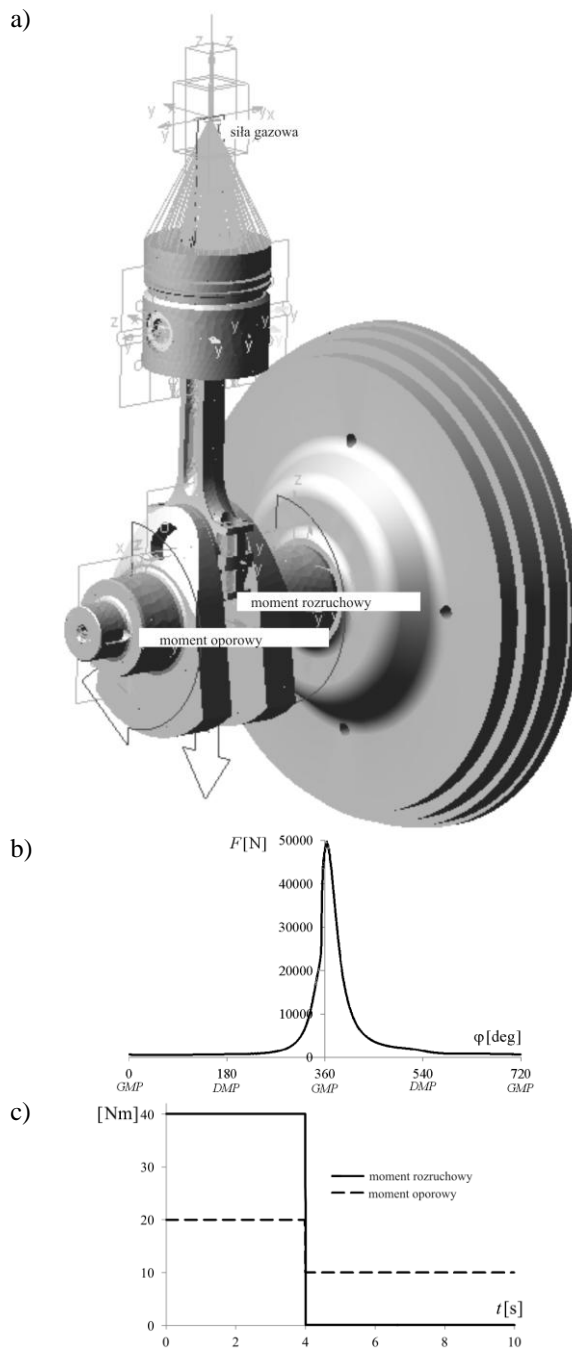
Rys.3 Modele MES: a) tłoka, b) sworznia tłokowego, c) korbowodu, d) wału korbowego
 Fig.3 FEM models of: a) piston, b) piston rod, c) connecting rod, d) crankshaft

5. Opracowanie modelu strukturalnego układu

W celu przygotowania modelu strukturalnego rozważanego układu tłokowo-korbowego w środowisku programu MSC.ADAMS modele MES poszczególnych członów połączone stosownymi przegubami (rys.4a). Wśród nich znajdują się przeguby obrotowe (typu „revolute”), do których można zaliczyć: dwa łożyska ślizgowe łączące wał korbowy z korpusem silnika (stanowią je czopy główne wału korbowego ułożyskowane ślizgowo w panewkach korpusu), łożysko ślizgowe łączące wał korbowy ze stopą korbowodu (stanowi go czop korbowy wału korbowego ułożyskowany ślizgowo w panewce korbowodu), łożysko ślizgowe łączące główkę korbowodu ze sworzniem tłokowym oraz dwa łożyska ślizgowe łączące sworzni z tłokiem. W modelu strukturalnym układu występuje również przegub przesuwny (typu „translational”) – pomiędzy tłokiem a cylindrem. Wprowadzono tu także połączenie typu „fixed” – między wałem korbowym a kołem zamachowym. Połączone w ten sposób człony nie mogą się względem siebie przemieszczać, czyli są zespolone.

W celu uproszczenia rozważań w przygotowanym modelu strukturalnym układu pominięto występowanie luzu i tarcia w przegubach, traktując je jako idealne.

Wartość siły gazowej jest zmienna w czasie, ściśle zależąc od kąta obrotu wału korbowego φ . Wartość tej siły, dla wybranych położenia tego wału, została wyznaczona doświadczalnie przez zespół badaczy [10]. Określali oni wartości ciśnienia panującego w komorze spalania silnika w poszczególnych chwilach czasu, odpowiadających wybranym położeniom wału korbowego. Przebieg wartości siły obciążającej denko tłoka, wyznaczony w postaci dyskretnej – na podstawie znajomości wartości ciśnienia panującego w komorze spalania silnika – dla określonych położenia wału korbowego, interpolowano krzywymi sklejonymi przyjętymi w postaci wielomianów potęgowych trzeciego stopnia (rys. 4b). Podane na rysunku symbole GMP i DMP oznaczają położenia wału korbowego adekwatne do usytuowania tłoka odpowiednio w tzw. „górnym i dolnym martwym punkcie”. Jak już stwierdzono, w modelu MES tłoka siłę gazową przyłożono w punkcie interfejsu leżącym na jego osi centralnej w pewnej odległości od powierzchni czołowej denka. Elementy belkowe typu BEAM4, łączące ten punkt z węzłami siatki MES zlokalizowanymi na powierzchni denka modelowanego tłoka, zagwarantowały właściwe „przeniesienie” („rozłożenie”) tej siły na całą obciążoną powierzchnię.



Rys.4 a) Model strukturalny układu tłokowo-korbowego rozważanego silnika,

b) Przebieg wartości siły gazowej wyrażony jako funkcja kąta obrotu wału korbowego,

c) Czasowe przebiegi wartości momentu rozruchowego i oporowego

Fig.4 a) Structural model of a piston-crank system of considered engine,

b) Force of combustion vs. crankshaft rotation angle,
c) Starting and resistive torque vs. time

Aby zainicjować ruch modelu strukturalnego rozważanego układu tłokowo-korbowego, a zatem aby wymusić rozruch silnika, do wału korbowego przyłożono moment mający symulować działanie rozrusznika. Wartość tego momentu rozruchowego oszacowano, bazując na zależności podanej przez

autora monografii [7], który wykorzystał zalecenia firmy Bosch:

$$M_{roz} = cV_{ss}, \quad (1)$$

gdzie: V_{ss} – objętość skokowa silnika (w przypadku rozważanego silnika $V_{ss} = 0.57 \text{ dm}^3$),
 c – współczynnik (w publikacji [7] podano, że $c = 5 \div 10 \text{ kGm/dm}^3$, wobec czego w niniejszych rozważaniach przyjęto $c = 7 \text{ kGm/dm}^3$, a po przeliczeniu $c = 70 \text{ Nm/dm}^3$).

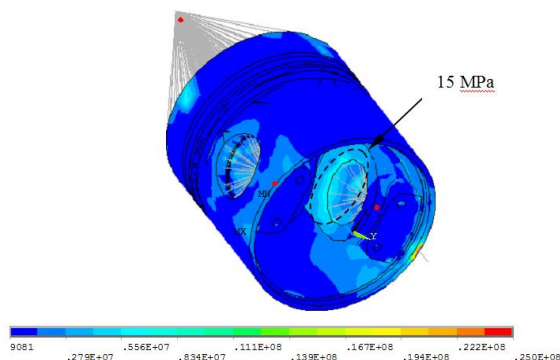
W rezultacie, wartość momentu rozruchowego obliczono jako $M_{roz} = 40 \text{ Nm}$. Czas jego działania szacuje się w praktyce jako $t_{roz} = 2 \div 4 \text{ s}$ (w przypadku niniejszej analizy przyjęto $t_{roz} = 4 \text{ s}$). Uwzględniony czasowy przebieg momentu rozruchowego pokazano na rys.4c.

Do wału korbowego przyłożono także moment oporowy. Przyjęto, że w fazie rozruchu ma on wartość 20 Nm , a po jej zakończeniu wartość ta – zgodnie z zaleceniami praktyków – zmniejsza się do 10 Nm (rys. 4c).

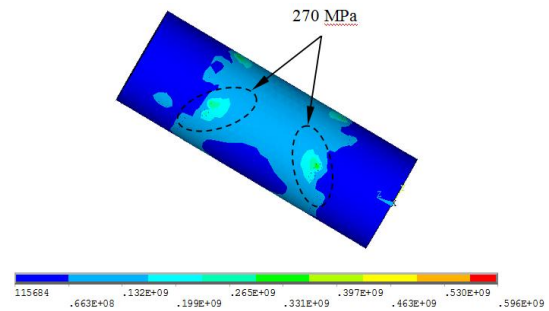
W procesie obliczeń analizowano ruch rozważanego układu tłokowo-korbowego trwający 10 s .

6. Wyniki obliczeń

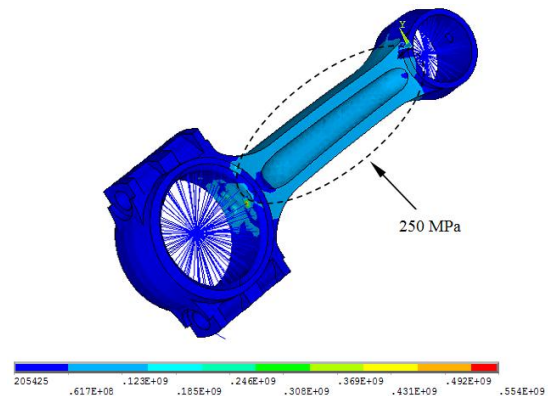
Wykonane obliczenia pozwoliły wyznaczyć, zgodnie z formułą Hubera-von Misesa, wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych oraz miejsca ich występowania (zaznaczono je strzałkami) w obszarach modeli MES poszczególnych członów, tzn. tłoka (rys.5), sworznia tłokowego (rys.6), korbowodu (rys.7) i wału korbowego (rys.8).



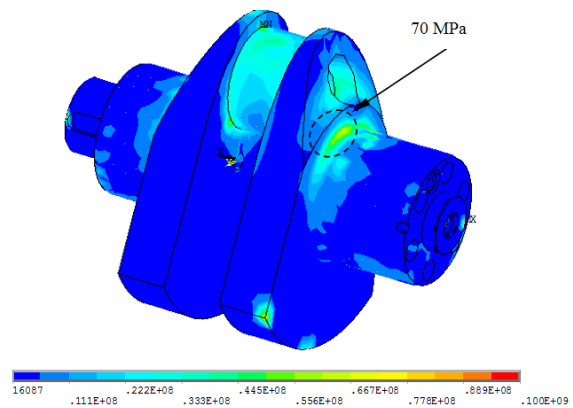
Rys.5 Miejsca występowania maksymalnych naprężeń zredukowanych w obszarze modelu MES tłoka
 Fig.5 Location of maximum reduced stresses in the area of the FEM model of a piston



Rys.6 Miejsca występowania maksymalnych naprężeń zredukowanych w obszarze modelu MES sworznia tłokowego
 Fig.6 Location of maximum reduced stresses in the area of the FEM model of a piston rod



Rys.7 Miejsca występowania maksymalnych naprężeń zredukowanych w obszarze modelu MES korbowodu
 Fig.7 Location of maximum reduced stresses in the area of the FEM model of a connecting rod



Rys.8 Miejsca występowania maksymalnych naprężeń zredukowanych w obszarze modelu MES wału korbowego
 Fig.8 Location of maximum reduced stresses in the area of the FEM model of a crankshaft

Obliczenia wykazały, że maksymalne wartości naprężeń zredukowanych w przypadku wszystkich analizowanych członów mieściły się w granicach $15\text{-}270 \text{ MPa}$, przy czym największe wartości naprężeń występowały w obszarze sworznia tłokowego, który z tego powodu może być uważany za niewralgiczny człon – najbardziej narażony na zniszczenie. Wartość granicy plastyczności w przypadku – sto-

sowanych przy produkcji członów układów tłokowo-korbowych silników spalinowych – stali węglowych zawiera się w granicach 500-700MPa, a stali stopowych 800-1150MPa [5]. Wynika z tego, że wytrzymałość doraźna analizowanych członów nie powinna być zagrożona. Jednakże, aby badania wytrzymałościowe tych członów były kompletne, należałoby je – ze względu na cykliczny charakter ich „pracy” – uzupełnić o analizę zmęczenia.

7. Podsumowanie

Istotą opisanego postępowania było to, iż współpracujące ze sobą człony układu tłokowo-korbowego wybranego do analizy silnika spalinowego rozważane były w postaci ciał odkształcalnych. We wszystkich wcześniejszych pracach, wykonanych przez Harleckiego i jego współpracowników (wykaz tych prac zamieszczono w publikacji [4]), dotyczących problematyki stosowania interfejsu programów MSC.ADAMS i ANSYS w analizie dynamiki układów mechanicznych, opracowane modele strukturalne zawierały wyłącznie jeden człon traktowany jako odkształ-

calny, zaś wszystkie sąsiadujące z nim człony były modelowane jako nieodkształcalne. Takie podejście ograniczało zakres analizy wytrzymałościowej, którą można było wykonywać jedynie w przypadku tego wybranego członu. Z tego też powodu sposób postępowania, zaproponowany w niniejszej pracy, może być traktowany jako istotne novum – zapewnia on bowiem możliwość wykonywania równoczesnej analizy wytrzymałościowej całego zespołu współpracujących członów. Proponowana analiza dynamiki ma zatem charakter kompleksowy. Studiując specjalistyczną literaturę, opisującą przykłady zastosowania interfejsu programów MSC.ADAMS i ANSYS w obliczeniach z zakresu analizy dynamiki układów mechanicznych, trudno spotkać publikację, w której zrelacjonowano by tak szerokie podejście. Autorzy niniejszej pracy wyrażają nadzieję, że zaproponowana metoda analizy dynamiki zainteresuje użytkowników programu MSC.ADAMS, a także znajdzie uznanie u projektantów silników spalinowych, wykorzystujących w swej pracy możliwości oferowane współcześnie przez zaawansowane programy komputerowe.

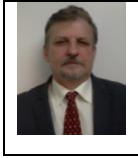
Bibliography/Literatura

- [1] Albers A., Emmrich D., Häussler P.: Automated structural optimization of flexible components using MSC.Adams/Flex and MSC.Nastran Sol200, Proc. of 1-st European MSC.ADAMS Users' Conference, London 2002.
- [2] Brandenberger M.: The ANSYS interface to ADAMS: new features and an example, Proc. of 16-th European Mechanical Dynamics Users' Conference, Berchtesgaden, Germany 2001.
- [3] Fischer P., Witteveen W., Schabasser M.: Integrated MBS-FE-durability analysis of truck frame components by modal stresses, Proc. of 15-th European ADAMS Users' Conference, Rome 2000.
- [4] Gancarczyk T., Harlecki A.: Wykorzystanie interfejsu programu MSC.ADAMS i programów MES w obliczeniach inżynierskich, Przegląd Mechaniczny, Nr 5, 2008.
- [5] Jędrzejowski J.: Obliczanie tłokowego silnika spalinowego, WNT, Warszawa 1988.
- [6] Müller O., Häussler P., Lux R., Ilzhöfer B., Albers A.: Automated coupling of MDI/ADAMS and MSC.CONSTRUCT for the topology and shape optimization of flexible mechanical systems, Proc. of 14-th European ADAMS Users' Conference, Berlin 1999.
- [7] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe, WKiŁ, Warszawa 1968.
- [8] Prandstötter M., Riener H., Steinbatz M.: Simulation of an engine speed-up run: integration of MBS-FE-EHD-fatigue, Proc. of 1-st European MSC.ADAMS Users' Conference, London 2002.
- [9] Riener H., Prandstötter M., Witteveen W.: Control simulation: integration of EHD-MBS-FE-fatigue, Proc. of 16-th European Mechanical Dynamics Users' Conference, Berchtesgaden, Germany 2001.
- [10] Sobieszkański M., Knefel T., Larisch J., Nowakowski J.: Elektroniczny regulator układu wtryskowego silnika o zapłonie samoczynnym, Praca badawcza KBN Nr 9-0254-91-01, Bielsko-Biała, 1993.
- [11] Tussing M., Minen D.: A piston secondary motion model including structural flexibility, Proc. of ADAMS Users' Conference, Marburg, Germany 1997.
- [12] Urbaś A., Harlecki A.: Metoda analizy dynamiki mechanizmu korbowo-suwowego silników spalinowych przy użyciu programu komputerowego MSC.ADAMS/AutoFlex, Czasopismo Techniczne Mechanika, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Nr 1-M, 2006.

-
- [13] ANSYS 10.0 Documentation, 2006.
[14] Autodesk Inventor Professional 11 Documentation, 2006.

Mr Andrzej Harlecki, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biala.

Dr hab. inż. Andrzej Harlecki – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Bialej



Mr Andrzej Urbaś, DEng. – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biala.

Dr inż. Andrzej Urbaś – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Bialej



- [15] MSC ADAMS 2007 R1 Documentation.

Mr Jacek Nowakowski, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biala.

Dr hab. inż. Jacek Nowakowski – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Bialej



Mr Aleksander Byrski – Graduate Student in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biala.

Aleksander Byrski – dyplomant na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Bialej