

Kamil CYGÓN¹

Opiekun naukowy: Tomasz KNEFEL²

DOI: <https://doi.org/10.53052/9788366249837.03>

PORÓWNAWCZA ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA WAŁU KORBOWEGO

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki obliczeń wału korbowego czterocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym, o pojemności skokowej 1300 cm³. Obliczenia przeprowadzono zarówno metodą analityczną, jak i z wykorzystaniem MES. Porównano wartości naprężeń w trzech położeniach wału: w położeniu, gdy tłok jest w górnym martwym punkcie, w położeniu odpowiadającym maksymalnej sile stycznej oraz w położeniu, gdy tłok jest w dolnym martwym punkcie.

Słowa kluczowe: wał korbowy, naprężenia

COMPARATIVE ANALYSIS OF CRANKSHAFT STRENGTH

Summary: The paper presents the results of calculations of the crankshaft of a four-cylinder Diesel engine with a displacement of 1300 cm³. The calculations were performed both with the analytical method and with the use of FEM. The stress values were compared in three positions of the shaft: in the position when the piston is at the top dead center, in the position corresponding to the maximum tangential force and in the position when the piston is at the bottom dead center.

Keywords: crankshaft, stresses

1. Wstęp

Przyjmuje się, że historia tłokowych silników spalinowych rozpoczęła się w roku 1860, w którym Etienne Lenoir opatentował silnik spalinowy swojego pomysłu. Od tego czasu silniki spalinowe bardzo się zmieniły. Dzisiejszym silnikom spalinowym stawia się bardzo wysokie wymagania. Współczesna spalinowa jednostka napędowa powinna mieć małą masę, charakteryzować się dużą sprawnością ogólną, a jednocześnie musi spełniać rygorystyczne normy dotyczące emisji spalin. Tak więc

¹ Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, specjalność: Komputerowo Wspomagane Konstruowanie i Wytwarzanie, email: kcygon@gmail.com

² Dr hab. inż., Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, email: knefel@ath.bielsko.pl

najważniejszym celem konstruktorów jest zaprojektowanie jednostki, która będzie lekka i wytrzymała, przy zachowaniu wymaganej sztywności konstrukcji. Zmniejszenie masy spowoduje mniejsze zużycie paliwa, a tym samym zmniejszenie zanieczyszczenia środowiska.

Jednym z najważniejszych zespołów silnika spalinowego jest wał korbowy. Z wymienionych wyżej powodów względów wał musi mieć odpowiednią sztywność, o której w zasadzie decydują wymiary wału i jego ukształtowanie. Mniejszą rolę odgrywa rodzaj materiału. Przy założonym poziomie obciążeń właśnie wzajemne proporcje wymiarowe czopów głównych, korbowych i ramion mają wpływ na wielkość i wytrzymałość wału.

2. Cel pracy

Głównym celem pracy była analiza wytrzymałościowa wału korbowego czterocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym, o pojemności 1300 cm³. Praca polegała na opracowaniu modelu wału korbowego, przeprowadzeniu obliczeń wytrzymałościowych i analizie odkształceń metodą elementów skończonych, a także porównaniu uzyskanych wyników z wynikami uzyskanymi analitycznie.

3. Obiekt badań

Jako obiekt badań wybrano wał korbowy silnika 1.3 SDE, który był produkowany przez koncern FCA.

Podstawowe dane techniczne silnika są następujące [2]:

- liczba cylindrów: 4,
- pojemność całkowita: 1,248 cm³,
- średnica cylindra: 69,6 mm,
- skok tłoka: 77,0 mm,
- stopień sprężania: 18,
- rodzaj głowicy: wykonana ze stopu Al, 4 zawory/cylinder, dwa wałki rozrządu na głowicy (DOHC),
- napęd rozrządu: za pomocą łańcucha, popychacze hydrauliczne,
- wałki rozrządu: żeliwne, odlewane,
- wał korbowy: stalowy, kuty,
- korpus: żeliwny, z aluminiową podstawą wału korbowego,
- maksymalne ciśnienie indykowane: 16 MPa,
- wymiary (D x SZ x W): 460 x 500 x 650 mm,
- masa: 130 kg wraz z osprzętem.

4. Analityczne obliczenia wału korbowego czterocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym o pojemności 1300 cm³

Skomplikowany kształt oraz podparcie wałów korbowych w wielu miejscach powodują, że analityczne wyznaczenie naprężeń jest trudne. Ponadto w wystarczająco

dokładny sposób nie można wyznaczyć odkształceń analizowanego elementu. Jednak analityczne obliczenia są przydatne do wstępnego projektu urządzenia. Stanowią również punkt odniesienia do istniejących, sprawdzonych i działających elementów. Tego rodzaju prace wykonuje się dla jednego wykorbienia, traktując je jako belkę podpartą na dwóch podporach, obciążoną siłą skupioną. W zdecydowanej większości przypadków rozpatruje się dwa położenia wału: w położeniu górnego martwego punktu (GMP) oraz w położeniu wału odpowiadającemu maksymalnej sile stycznej. Na potrzeby niniejszej pracy rozszerzono zakres obliczeń statycznych, przeprowadzając je dla trzech położenia wału:

- w położeniu wału, gdy tłok jest w położeniu GMP,
- w położeniu wału odpowiadającemu maksymalnej sile stycznej (kąt obrotu wału korbowego 35°),
- w położeniu wału, gdy tłok jest w DMP.

Obliczenia przeprowadzono dla następujących wartości wielkości geometrycznych analizowanego wału:

- średnica czopa korbowego 42,455 mm,
- średnica czopa głównego 50,855 mm,
- średnica otworu w czopie korbowym 0 mm,
- średnica otworu w czopie głównym 0 mm,
- długość czopa głównego 23,5 mm,
- odległość od punktu przyłożenia siły gazowej do punktu działania reakcji 39 mm,
- odległość od punktu przyłożenia siły gazowej do osi ramienia 19,25 mm,
- odległość od punktu przyłożenia siły gazowej do drugiego punktu podparcia 39 mm,
- promień wykorbienia 41 mm,
- szerokość ramienia wykorbienia 78 mm,
- grubość ramienia wykorbienia 16 mm.

Wartości obciążeń odczytano z wyznaczonych wcześniej przebiegów sił działających w układzie korbowym analizowanego silnika. Wartości sił bezwładności zostały obliczone dla prędkości obrotowej 4000 obr/min.

Jako materiał przyjęto stal stopową do nawęglania, stosowaną do produkcji takich części samochodowych, jak: wały czopy, piasty. Własności mechaniczne materiału po obróbce: $R_e \geq 520$ MPa.

Przyjęto wartość dopuszczalnych naprężeń gnących 150 MPa.

W wyniku obliczeń otrzymano następujące wartości naprężeń:

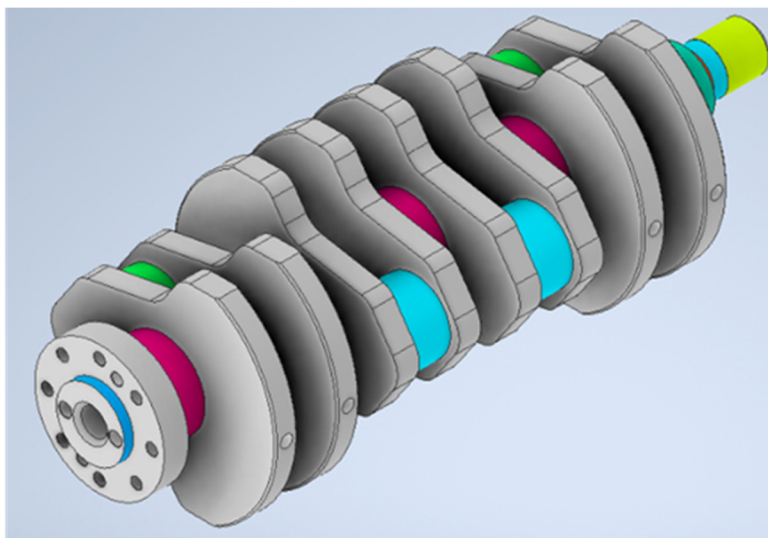
- w położeniu wału, gdy tłok jest w GMP,
 - w czopie korbowym 114,2 MPa,
 - w ramieniu wykorbienia 132,6 MPa,
 - w czopie głównym 20,0 MPa,
- przy położeniu wału odpowiadającemu maksymalnej sile stycznej,
 - w czopie korbowym 135,6 MPa,
 - w ramieniu wykorbienia 125,2 MPa,
 - w czopie głównym 42,2 MPa,
- przy położeniu wału, gdy tłok jest w DMP,
 - w czopie korbowym 10 MPa,
 - w ramieniu wykorbienia 11,62 MPa,

- w czopie głównym 1,75 MPa.

Jak można zauważyć, naprężenia dopuszczalne zostały nieznacznie przekroczone jedynie w czopie korbowym, dla trzeciego rozpatrywanego położenia wału korbowego.

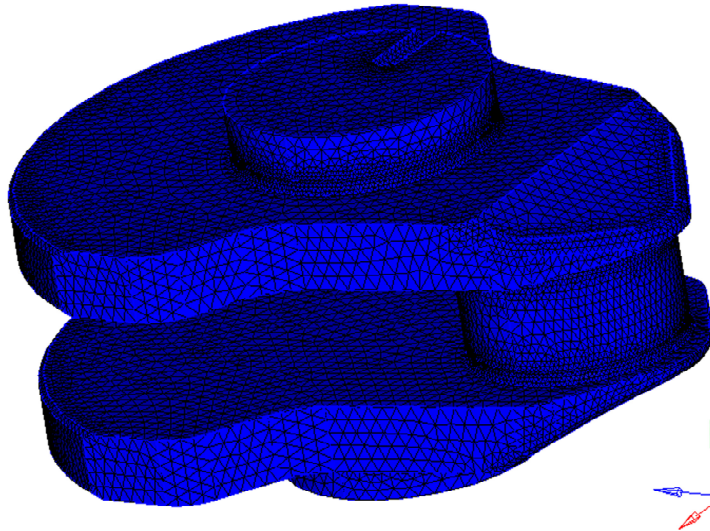
5. Przygotowanie obliczeń numerycznych

Przed przystąpieniem do obliczeń należało opracować model analizowanego wału. W tym celu w pierwszej kolejności wykonano jego rysunek wykonawczy. Wykorzystano program Autocad firmy Autodesk. Z kolei do zamodelowania wału na potrzeby obliczeń za pomocą MES wykorzystano parametryczny system projektowania w przestrzeni trójwymiarowej Autodesk Inventor 2016. Starano się jak najwierniej odwzorować wszystkie jego wymiary. W trakcie prac dokonano nieznacznych uproszczeń, aby można było przeprowadzić obliczenia MES. W związku z tym z modelu usunięto jak takie szczegóły konstrukcyjne, które nie mają wpływu na ogólną wytrzymałość konstrukcji, a ją upraszczają. Usunięto takie elementy jak sfazowania, małe zaokrąglenia, niektóre otwory. W taki sposób przygotowany model następnie zaimportowano do programu Siemens NX 12. Ostateczny widok modelu przedstawiono na rys. 1.



Rysunek 1. Model analizowanego wału korbowego czterocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym o pojemności 1300 cm³

Następnie należało przyjąć rozmiar siatki. W przypadku obliczeń MES, które wykorzystują elementy trójwymiarowe jako elementy skończone ich rozmiar ma bardzo duży wpływ na czas trwania obliczeń oraz ich dokładność. Wał jest jednak stosunkowo dużym elementem, dlatego ostatecznie zdecydowano się na rozmiar siatki wynoszący 8 mm (rys. 2).



Rysunek 2. Nałożenie siatki: Elementy 3D Tetrahedral Mesh o wielkości maksymalnej 8mm

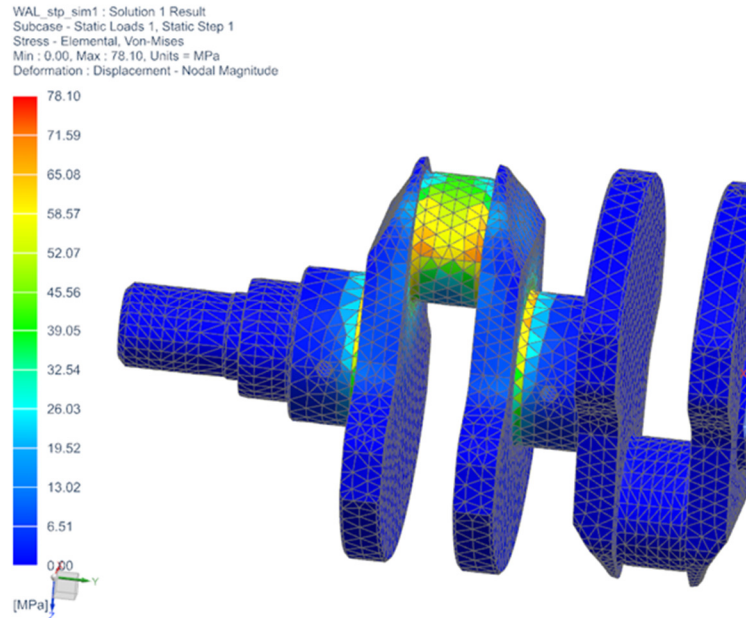
Najlepszym rozwiązaniem byłoby wykonanie kilku cykli obliczeń przy różnych rozmiarach siatki, a następnie przeprowadzić analizę naprężeń dla każdego rozmiaru. Jest to jednak bardzo czasochłonne w przypadku dużych modeli. Ponadto należy przeanalizować model pod względem jakości siatki.

Po nałożeniu siatki wskazano miejsca podparcia (czopy główne), a do rozpatrywanego elementu przykładano obciążenie. Wyznaczenie maksymalnych naprężeń oraz odkształceń przeprowadzono przy użyciu programu NX Siemens Solver- Simcenter Nastran typ: Sol 101 Linear Statics Global Constrain.

6. Wybrane wyniki obliczeń numerycznych

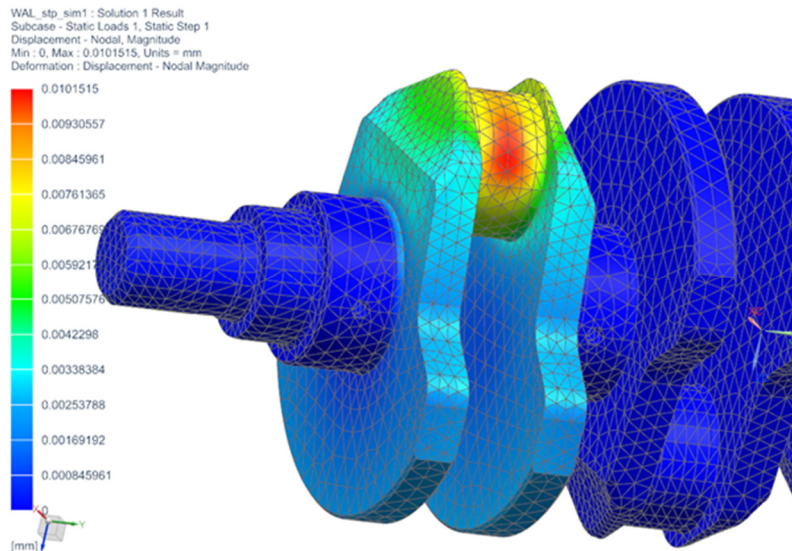
Obliczenia numeryczne przeprowadzono, podobnie jak dla obliczeń analitycznych, dla trzech położenia wału korbowego i takich samych obciążeń. Wybrane wyniki przedstawiono na rys. 3 i 4.

Na rys. 3 przedstawiono rozkład naprężeń w pierwszym wykorbieniu rozważanego wału, gdy jest on w położeniu GMP. Dla tego położenia do wykorbienia jest przyłożona największa siła. Jak można zauważyć największe naprężenia występują w czopie korbowym i w promieniu przejścia między czopem głównym, a ramieniem wykorbienia. Wynoszą one 78 MPa.



Rysunek 3. Naprężenia von Mises'a w położeniu wykorbienia w GMP

Z kolei na rys. 4 przedstawiono szczegółowy rozkład przemieszczeń elementów w wykorbieniu w położeniu GMP. Można zauważyć, że najbardziej odkształconym miejscem jest środkowa część czopa korbowego. W tym miejscu przemieszczenie maksymalne wynosi około 0,01mm, a spowodowane jest oddziaływaniem górnej półpanewki na czop korbowy, wynikającym z siły gazowej.

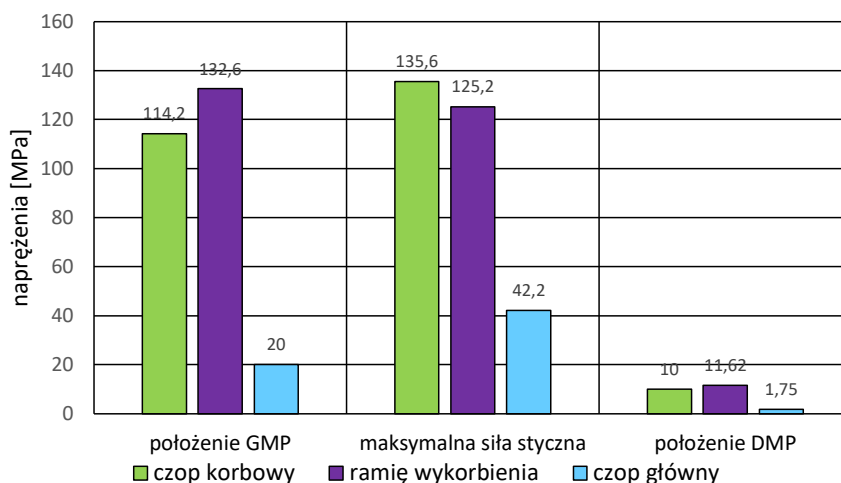


Rysunek 4. Przemieszczenia w położeniu wykorbienia w GMP

7. Porównanie wyników obliczeń wału silnika o zapłonie samoczynnym o pojemności 1300 cm³

Po przeprowadzeniu obliczeń numerycznych ich wyniki odniesiono do wyników obliczeń analitycznych.

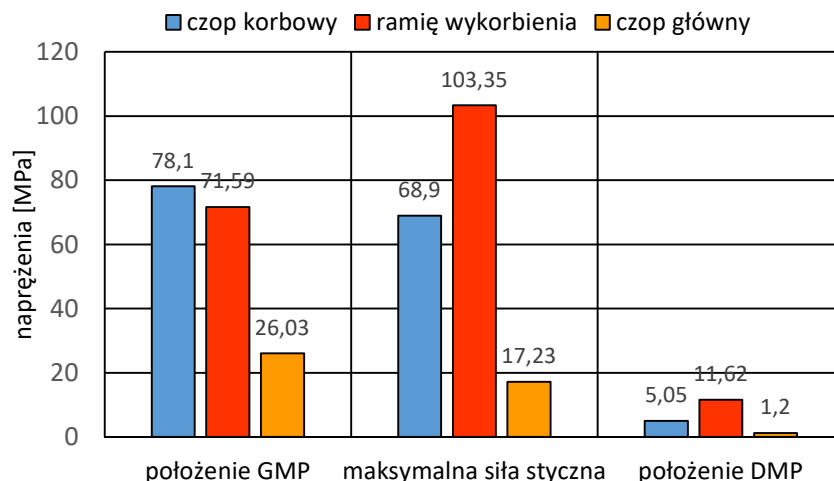
Na podstawie wartości obliczeń analitycznych opracowano rys. 5.



Rysunek 5. Porównanie wartości naprężeń wyznaczonych metodą analityczną

Jak można zauważyć, dla rozważanych położeń, największe naprężenia w ramieniu wykorbienia występują dla położenia wału w GMP i przy położeniu wału odpowiadającemu maksymalnej sile stycznej. W tym drugim największe naprężenia występują w czopie korbowym. Dla wszystkich położeń najmniejsze wartości naprężeń występują w czopie głównym. W położeniu GMP naprężenia w czopie korbowym są prawie sześciokrotnie większe niż w czopie głównym, w położeniu maksymalnej siły stycznej są trzykrotnie większe, a położeniu DMP również prawie sześciokrotnie większe.

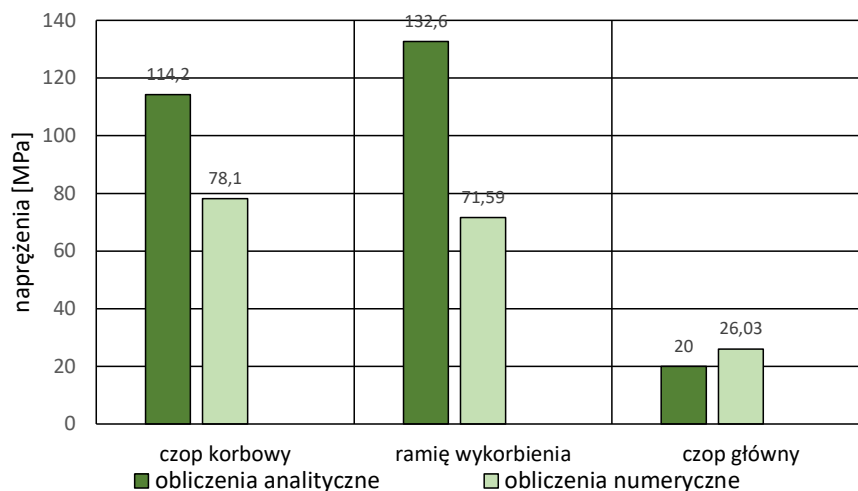
Na podstawie wyników obliczeń wykonanych metodą MES opracowano rys. 6, gdzie porównano wartości naprężeń wyznaczonych metodą numeryczną.



Rysunek 6. Porównanie wartości naprężeń wyznaczonych metodą numeryczną

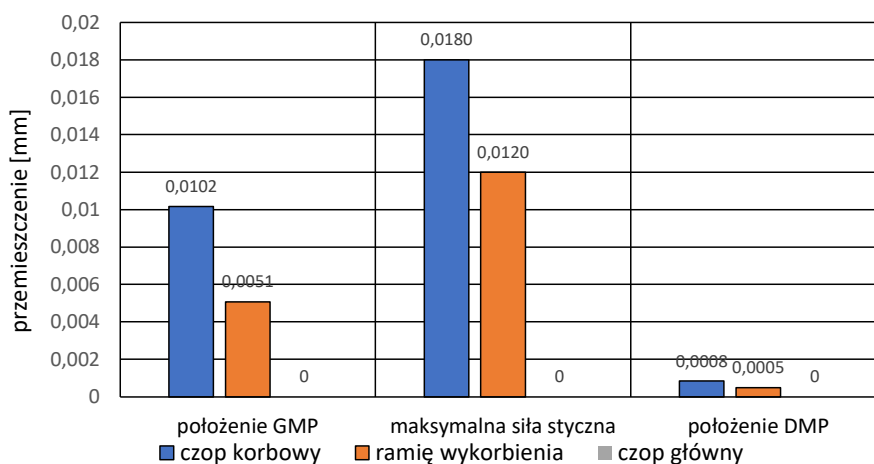
Wartości naprężeń uzyskanych w obliczeniach numerycznych są mniejsze od wartości uzyskanych w obliczeniach analitycznych. We wszystkich położeniach najmniejsze naprężenia występują w czopie głównym, lecz w odniesieniu do obliczeń numerycznych naprężenia przyjmują inne wartości dla czopa korbowego i ramienia wykorbienia. W położeniu GMP większe wartości uzyskano dla czopa korbowego niż ramienia wykorbienia, a w położeniu maksymalnej siły stycznej większe wartości stwierdzono w ramieniu wykorbienia niż w czopie korbowym. W położeniu GMP naprężenia w czopie korbowym są trzykrotnie większe niż w czopie głównym, w położeniu maksymalnej siły stycznej są czterokrotnie większe, a w położeniu DMP również czterokrotnie większe.

Porównując wyniki obliczeń analitycznych i numerycznych w położeniu GMP (rys. 7) dla dwóch elementów: czopa korbowego i ramienia wykorbienia widać wyraźnie większy poziom naprężeń, natomiast dla położenia DMP uzyskane wartości są porównywalne. Dla czopa korbowego naprężenia obliczone metodą analityczną są o 46 % większe od obliczonych metodą numeryczną. Z kolei dla ramienia wykorbienia naprężenia obliczone metodą analityczną są aż o 85 % większe od obliczonych metodą numeryczną.



Rysunek 7. Porównanie wartości naprężeń wyznaczonych metodą analityczną i numeryczną

Na rysunku 8 przedstawiono porównanie wartości odkształceń wyznaczonych metodą numeryczną. Przemieszczenie maksymalne (odkształcenie wału) występuje w czopie korbowym, w położeniu wykorbienia odpowiadającemu maksymalnej sile stycznej i wynosi 0,0180 mm. Mniejsze przemieszczenie przypada na położenie wykorbienia w GMP i wynosi 0,0102 mm, najmniejsze należy do położenia wykorbienia w pozycji DMP jego wartość w przybliżeniu wynosi 0,0008 mm.



Rysunek 8. Porównanie wartości odkształceń wyznaczonych metodą numeryczną

8. Podsumowanie

W oparciu o przedstawione w pracy analizy sformułowano zamieszczone w niniejszym rozdziale uwagi końcowe.

Dla obliczeń analitycznych maksymalne naprężenia występują w płożeniu wykorbienia 35° po GMP w czopie korbowym i wynoszą 135,6MPa, najmniejsze naprężenia znajdują się w czopie głównym przy położeniu tłoka w DMP – 1,75MPa. Dla obliczeń numerycznych maksymalne naprężenia występują w ramieniu wykorbienia przy maksymalnej sile stycznej i wynoszą 103,35MPa, najmniejsze występują w położeniu tłoka DMP w czopie głównym- 1,2MPa.

Największe przemieszczenie występuje w położeniu wykorbienia odpowiadającemu maksymalnej sile stycznej w czopie korbowym i wynosi 0,0180mm, a najmniejsze przemieszczenia występuje w położeniu DMP.

W obliczeniach nie uwzględniono zmęczenia materiału. Wały korbowe silników spalinyowych są poddawane zmiennym obciążeniom, które zmieniają się zarówno pod względem wartości, jak i kierunku i zwrotu działających sił. Wydaje się, że zaprojektowanie wału, w którym wartości naprężeń będą przyjmowały mniejsze wartości jest dobrym rozwiązaniem, z uwagi na trwałość analizowanego elementu.

Nie uwzględniono również wpływu zmian termicznych, które mają miejsce w czasie pracy silnika. W zależności od warunków otoczenia, zmienia się strumień ciepła dostarczany do wału lub odbierany z wału, co może mieć wpływ zwłaszcza na wartości odkształceń.

LITERATURA

1. SOCHACZEWSKI R., WENDEKER M., GĘCA M.: Autobusy Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe 4/ 2012, Nowoczesne silniki diesla-układ sterowania i zasilania paliwem, 158-165.
2. IMARISIO R., PAPA P., SIRACUSA M.: Der neue kleine Dieselmotor von Fiat GM Powertrain, 12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2003.
3. JASKULSKI A.: Autodesk Inventor, Wydawnictwo Naukowe PWN SA, Warszawa, 2019..