

Lucjan WITEK, Rafał WOŚ

## **ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA WAŁU KORBOWEGO SILNIKA TŁOKOWEGO**

Praca dotyczy numerycznej analizy naprężeń wału korbowego silnika tłokowego z zapłonem samoczynnym. Wał będący przedmiotem analizy został uszkodzony w trakcie eksploatacji silnika. W pierwszej części pracy opisano obciążenia działające na komponenty silników tłokowych oraz wyjaśniono przyczyny uszkodzeń zmęczeniowych mocno wytężonych części silnika. Następnie opisano budowę modelu numerycznego wału korbowego. W pracy wykorzystano skanowanie wału za pomocą skanera 3D w celu jak najwierniejszego odwzorowania jego geometrii. Uzyskaną chmurę punktów przetworzono następnie na model bryłowy, który w kolejnym kroku poddano dyskretyzacji. W dalszym etapie zdefiniowano złożone warunki brzegowe i obciążenia działające na wał korbowy, występujące w trakcie pracy silnika. W definicji obciążeń uwzględniono siły pochodzące od nacisku gazów spalinowych na powierzchnię tłoka. Dodatkowo zdefiniowano siły masowe związane z ruchem obrotowym wału. Wykorzystując metodę elementów skończonych określono następnie poziomy naprężeń w wale korbowym silnika pracującego z maksymalną mocą. W ostatniej części pracy sformułowano wnioski końcowe o charakterze ilościowym oraz jakościowym, wynikające z realizacji pracy.

### **WSTĘP**

Tłokowy silnik spalinowy jest źródłem napędu mechanicznego pojazdów samochodowych. Jest to urządzenie zmieniające energię pochodzącą ze spalania paliwa na energię mechaniczną. Ciepło wyprodukowane podczas spalania mieszanki powoduje wzrost ciśnienia gazów spalinowych w cylindrze. Spaliny, działając na tłok, powodują jego przemieszczenie. Siły z tłoka przenoszą się poprzez korbowod na wał korbowy, powodując jego obrót.

Współczesne turbodoładowane silniki z zapłonem samoczynnym, wykorzystywane w technice motoryzacyjnej posiadają duże moce. Wysokie wartości momentu obrotowego przy relatywnie niskich obrotach silnika są skutkiem wysokiej wartości ciśnienia indykatorowego w cylindrze, występującego po zapłonie mieszanki. W konsekwencji tego zjawiska występują duże obciążenia w układzie korbowo-tłokowym. W wyniku działania obciążeń zmiennych, wał korbowy poddany jest działaniu zmęczenia wysokocyklowego. W wyniku tego zjawiska występują częste przypadki uszkodzeń zmęczeniowych wytężonych elementów silnika, w szczególności wałów korbowych silników wysokoprężnych [1-9].

Głównym celem naukowym niniejszej pracy jest analiza naprężeń powstających w wale korbowym silnika z zapłonem samoczynnym (Rys. 1). Parametry techniczne silnika przedstawiono w Tabeli 1. Analizowany wał uległ uszkodzeniu w trakcie eksploatacji silnika (Rys. 2). Określenie poziomu naprężeń może być przydatne w trakcie analizy przyczyn pęknięcia wału.

**Tab. 1.** Dane techniczne silnika, w którym nastąpiło uszkodzenie eksploatacyjne wału korbowego

Pojemność skokowa	1998 cm <sup>3</sup>
Typ silnika	Diesel
Moc silnika	136 KM przy 3500obr/min
Maksymalny moment obrotowy	310Nm przy 2000obr/min
Liczba cylindrów	4
Układ cylindrów	rzędowy
Liczba zaworów	16
Stopień sprężania	18:1
Średnica cylindra x skok tłoka	86x86 mm
Tryb wtrysku	Bezpośredni Common Rail



**Rys. 1.** Wał korbowy silnika z zapłonem samoczynnym, będący przedmiotem analizy



**Rys. 2.** Pęknięcie eksploatacyjne wału na powierzchni czopa korbowego nr 4

Analizowany wał posiada 5 czopów głównych (łożyskowych) oraz 4 czopy korbowodowe (korbowe). Po prawej stronie wału (Rys. 1) znajduje się tarcza, służąca do połączenia wału ze sprzęgłem. Numeracja czopów korbowych oraz łożyskowych na potrzeby niniejszej pracy rozpoczyna się od strony koła pasowego.

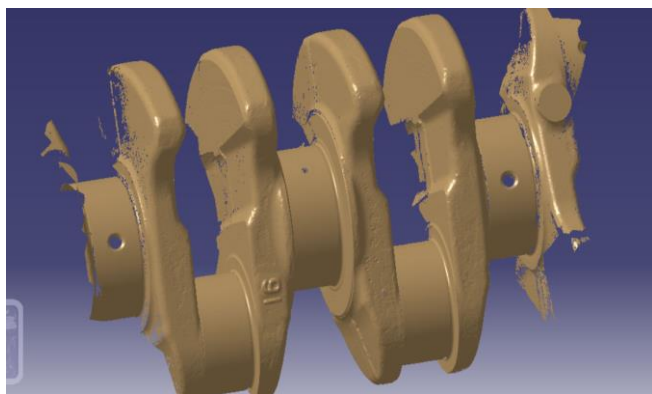
## 1. MODEL NUMERYCZNY WAŁU KORBOWEGO

### 1.1. Proces odwzorowania geometrii metodą skanowania 3D

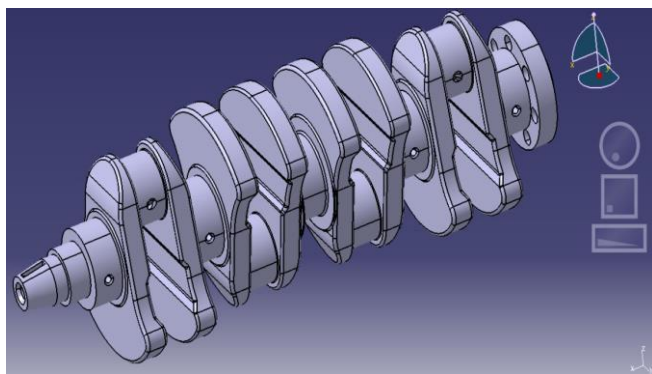
W celu dokładnego odwzorowania geometrii posłużono się metodą skanowania 3D. Skanowanie zostało wykonane za pomocą optycznej maszyny pomiarowej firmy Atos, służącej do pełnego odwzorowania geometrii elementów konturowych. System projekcji służy do zapewnienia jakości produkcji małych i średnich części. Urządzenie to jest wykorzystywane w celu inspekcji narzędzi, łopatek turbiny, kół zębatych oraz elementów medycznych. Na rysunku 3 przedstawiono proces skanowania wału. W wyniku skanowania uzyskano chmurę punktów z nieciągłościami (defektami) (Rys. 4). Wykorzystując następnie program Catia, dokonano wygładzenia nieciągłych powierzchni. W kolejnym kroku utworzono trójwymiarowy model bryłowy wału korbowego (Rys. 5).



Rys. 3. Proces skanowania geometrii wału.



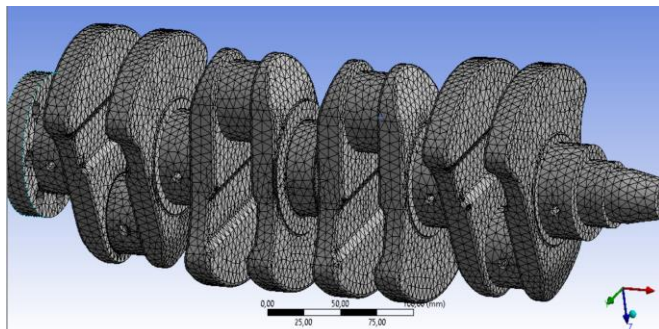
Rys. 4. Chmura punktów, będąca wynikiem skanowania.



Rys. 5. Model bryłowy wału korbowego.

### 1.2. Modele dyskretne wału oraz warunki brzegowe

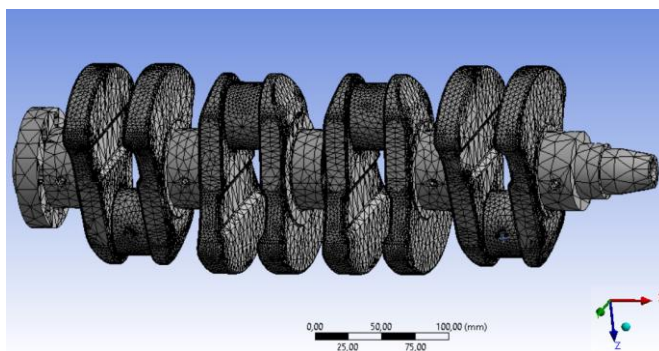
Uzyskany model geometryczny zaimportowano do programu Ansys. W pierwszym wariantcie modelu wykorzystano automatyczną generację siatki elementów skończonych o stałej długości boku. Uzyskany model (Rys. 6) nie odzwierciedla rzeczywistych promieni przejścia w czopach korbowych. Strefy te zaliczane są do krytycznych, ponieważ w wielu przypadkach eksploatacyjne pękanie wałów rozpoczyna się od promieni przejścia czopów korbowych.



Rys. 6. Model dyskretny wału korbowego z jednorodną siatką elementów skończonych.

W drugim modelu zdefiniowano elementy skończone o zróżnicowanym rozmiarze (Rys. 7). Na powierzchni czopów korbowych występuje zagęszczona siatka elementów, co pozwala na dokładniejsze odwzorowanie geometrii w strefie gdzie zlokalizowane było pęknięcie (Rys. 2). W pozostałych strefach modelu (czopy główne) zastosowano elementy skończone o znacznie większym rozmiarze. W wyniku takiego podziału modelu zarówno liczba elementów skończonych oraz wymiar zadania obliczeniowego nie uległ znacznemu zwiększeniu. W dalszych analizach wykorzystany został model przedstawiony na rysunku 7.

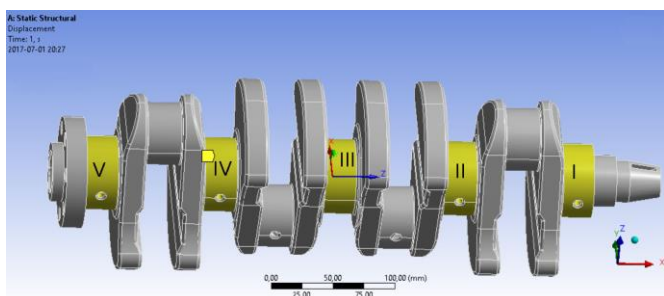
W analizie zastosowano model materiału liniowo-sprężysty. Moduł Younga materiału wału wynosi 210 GPa zaś liczba Poissona 0,3.



Rys. 7. Model dyskretny wału korbowego z zagęszczoną siatką elementów skończonych w strefie czopów korbowych.

Kolejnym krokiem niezbędnym w numerycznej analizie naprężeń jest odwzorowanie oddziaływania elementów współpracujących z wałem, tj. łożysk, tarczy sprzęgła oraz korbowodów. W przypadku wału korbowego zdefiniowano następujące warunki brzegowe:

- na walcowych powierzchniach czopów głównych (Rys. 8) zablokowano przemieszczenia na kierunku promieniowym;
- na bocznej powierzchni tarczy łączącej wał ze sprzęgłem (znajdującej się obok czopa nr V) zablokowano możliwość obrotu wału (blokada przemieszczeń obwodowych);
- na bocznej powierzchni tarczy łączącej wał ze sprzęgłem zablokowano możliwość przemieszczenia wału na kierunku osiowym.

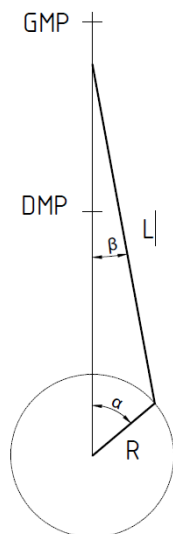


**Rys. 8.** Wyróżnione powierzchnie czopów głównych I-V, na których zablokowano przemieszczenie na kierunku promieniowym.

### 1.3. Definicja obciążeń

W celu odwzorowania obciążeń działających na wał (pochodzących od sił gazowych działających na tłok oraz przenoszonych dalej na korbowód) utworzono uproszczony model fragmentu korbowodu, współpracujący z czopem korbowym nr 4. Pomiędzy powierzchniami czopa oraz panewki korbowodu zdefiniowano kontakt typu Coulomba, definiując współczynnik tarcia równy 0,03.

Analiza kinematyki układu korbowo-tłokowego jest niezbędna w celu określenia obciążeń działających na wał. Obciążenia działające na wał to głównie siły pochodzące od sił gazowych działających na tłok. Układ przedstawiony na rysunku 9 jest układem, w którym oś obrotu sworznia tłokowego i oś wału znajdują się w jednej płaszczyźnie.



**Rys. 9.** Schemat układu korbowego.

*R*- promień wykorbienia

*L*-długość korbowodu

GMP- górne martwe położenie

DMP- dolne martwe położenie

$\alpha$ - kąt obrotu wału korbowego

$\beta$ - kąt wychylenia korbowodu

Podczas pracy silnika tłok w cylindrze wykonuje ruch postępowo-zwrotny o skoku *S* przesuując się między GMP a DMP (punkty zwrotne). Czop korbowy opisuje okrąg o promieniu *R*, zwany promieniem wykorbienia. Pomiędzy promieniem wykorbienia, a skokiem tłoka zachodzi zależność  $S = 2R$ . W analizowanym przypadku  $S = 86$  mm zaś promień wykorbienia  $R = 43$  mm.

Z geometrii układu korbowego pokazanego na rysunku 8 wynika, że:

$$R \times \sin(\alpha) = L \times \sin(\beta) \quad (1)$$

Przekształcając powyższe równanie można wyznaczyć kąt wychylenia korbowodu  $\beta$  w zależności od kąta obrotu wału  $\alpha$ :

$$\beta = \arcsin \frac{R \times \sin \alpha}{L} \quad (2)$$

W celu ustalenia położenia osi sworznia tłokowego oraz osi wału w układzie współrzędnych należy odpowiednio obrócić wał względem osi obrotu *X* o kąt  $\alpha$ . Ponadto konieczne jest obrócenie korbowodu względem osi czopa wykorbienia o sumę kątów  $\alpha$  oraz  $\beta$ .

Naprężenie  $p_k$  w korbowodzie można określić za pomocą wzoru (3):

$$p_k = \frac{p_t \times A_t}{A_k} \quad (3)$$

gdzie:

$A_t$  – powierzchnia tłoka

$A_k$  – powierzchnia przekroju poprzecznego korbowodu

$p_t$  – ciśnienie działające na powierzchnię tłoka

Wzór 3 jest słuszny dla położenia tłoka w GMP. Obniżenie tłoka powoduje zmianę kąta wychylenia korbowodu  $\beta$ , zatem rzeczywiste naprężenie  $p$  w korbowodzie wynosi:

$$p = L \times \cos(\beta) \quad (4)$$

W analizie uwzględniono kąt obrotu wału równy  $\alpha = 5^\circ$ , dla którego występuje największe ciśnienie gazów spalinowych w cylindrze (10,44 MPa). Wartość naprężenia  $p$  w korbowodzie (dla  $\alpha = 5^\circ$  po GMP) wynosi 77,73 MPa. Ww. naprężenie wykorzystane zostało jako obciążenie korbowodu. Obciążenie to zostało zdefiniowane jako ciśnienie przyłożone do powierzchni przekroju poprzecznego korbowodu nr 4.

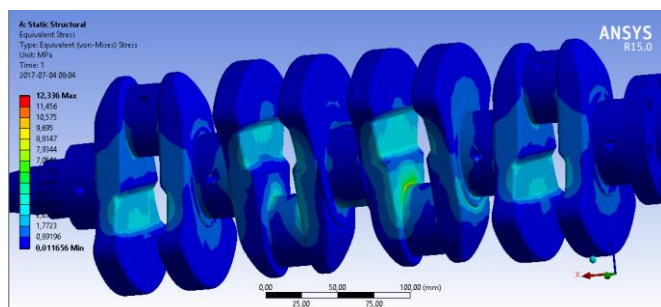
W analizie uwzględniono także obciążenia pochodzące od sił bezwładności wału wirującego z prędkością obrotową  $n = 3500$  obr/min.

## 2. ANALIZA NAPRĘŻEŃ

Analizę naprężeń wykonano za pomocą programu Ansys. Ze względu na zdefiniowany kontakt, do rozwiązania zadania niezbędne było wykorzystanie analizy nieliniowej.

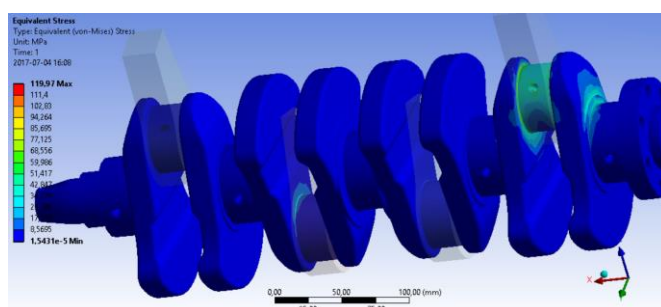
W pierwszym przypadku określono naprężenia pochodzące od działania wyłącznie siły odśrodkowej wału wirującego z prędkością 3500 obr/min. Ten rodzaj niezależnego obciążenia (bez sił gazowych działających na tłok) nie może w rzeczywistości zaistnieć w silniku i zdefiniowany został w niniejszej pracy wyłącznie po to, aby oszacować poziom naprężeń pochodzących od jednego składnika obciążenia.

Uzyskane w niniejszej pracy wyniki dotyczą wyłącznie naprężeń zredukowanych wg hipotezy Huber-Mises-Hencky. Dla wału obciążonego wyłącznie siłą odśrodkową (pochodzącą od wirowania) największe naprężenia zredukowane (12,3 MPa) występują na promieniu przejścia czopa korbowego nr 3 (Rys. 10).

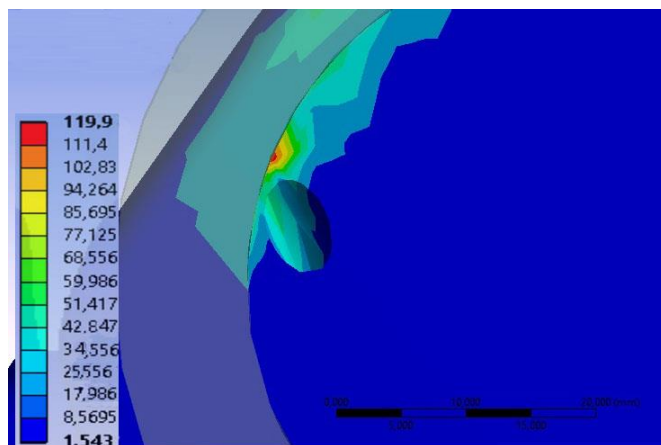


**Rys. 10.** Rozkład naprężeń zredukowanych w wale obciążonym wyłącznie siłą odśrodkową ( $n=3500$  obr/min), MPa.

W wyniku równoczesnego działania siły gazowej działającej na tłok oraz sił bezwładności wirującego wału, największe naprężenia zredukowane wynoszą 119,97 MPa (Rys. 11). Pole największych naprężeń zlokalizowane jest na powierzchni czopa nr 4, w bezpośrednim sąsiedztwie otworu olejowego (Rys. 12).



**Rys. 11.** Rozkład naprężeń zredukowanych w wale obciążonym równocześnie siłą gazową działającą na tłok nr 4 oraz siłami bezwładności ( $\alpha = 5^\circ$  po GMP,  $n=3500$  obr/min), MPa.



**Rys. 12.** Rozkład naprężeń zredukowanych w przekroju czopa korbowego nr 4 w wale obciążonym równocześnie siłą gazową działającą na tłok oraz siłami bezwładności ( $\alpha = 5^\circ$  po GMP,  $n=3500$  obr/min), MPa.

## PODSUMOWANIE

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych dotyczących wału korbowego silnika tłokowego z zapłonem samoczynnym. Wał uległ pęknięciu w trakcie eksploatacji silnika. W pracy wykorzystano oryginalną metodę tworzenia modelu numerycznego poprzez skanowanie rzeczywistego wału za pomocą przestrzennego skanera optycznego. W rezultacie obliczeń przeprowadzonych za pomocą metody elementów skończonych określono poziomy naprężeń w wale poddanym działaniu sił gazowych w cylindrze oraz sił bezwładności. Pole maksymalnych naprężeń

zredukowanych (119,97 MPa) znajduje się na powierzchni czopa korbowego nr 4, w bezpośrednim sąsiedztwie otworu smarującego. Otwór ten, stanowiący koncentrador naprężeń jest prawdopodobnie przyczyną pęknięcia eksploatacyjnego wału. Aby zapobiec przedwczesnemu pękaniu zmęczeniowemu wału korbowego, należy zmienić położenie otworu smarującego czop korbowy. Optymalizacja położenia otworu olejowego (gdzie celem jest minimalizacja naprężeń w wale korbowym) może być przeprowadzona za pomocą metody elementów skończonych.

## BIBLIOGRAFIA

1. Zhiwei Y., Xiaolei X., *Failure analysis of a diesel engine crankshaft*, "Engineering Failure Analysis" 2005, vol. 12.
2. Silva F.S., *Analysis of a vehicle crankshaft failure*, "Engineering Failure Analysis", 2003, vol. 10.
3. Pandey R.K., *Failure of diesel-engine crankshafts*, "Engineering Failure Analysis" 2003, vol. 10.
4. Osman A., *Failure analysis of a crankshaft made from ductile cast iron*, "Engineering Failure Analysis", 2006, vol. 13.
5. Piotrowski M., Witek L., „Analiza statyczna oraz zmęczeniowa wału maszynowego z wpustem czółenkowym” *TTS - Technika Transportu Szynowego*, nr 12/2015.
6. Spiteri P, Simon H., Lee Y, *Assessment of bending fatigue limit for crankshaft sections with inclusion of residual stresses*, "International Journal of Fatigue", 2007, vol. 29.
7. Witek L., *Failure and thermo-mechanical stress analysis of the exhaust valve of diesel engine*, "Engineering Failure Analysis", 2016, vol. 66.
8. Fonte M., Li B., Reis L., Freitas M., *Crankshaft failure analysis of a motor vehicle*, "Engineering Failure Analysis", 2013, vol. 35.
9. Heyes A. M., *Automotive component failures*, "Engineering Failure Analysis", 1998, vol. 5.

Praca została zrealizowana w ramach projektu DS.ML.17.001 (Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego) oraz projektu PIRSES-GA-2013-610547 (VII Program Ramowy UE: FP7/2007-2013, Marie Curie International Research Staff Exchange).

## Strength analysis of the crankshaft of piston engine

*In this paper the results of nonlinear stress analysis of the crankshaft of piston engine were performed. In first part of the study the real crankshaft geometry was scanned with the use of 3D optical scanner. On the base of obtained geometry the discrete model of crankshaft was created. The complex loads and boundary condition were next defined to considered component. As a result of calculations using finite element method, the stress distribution in the crankshaft was obtained. Obtained results showed that the maximum stress area occurs onto surface of crank pin no. 4, near the oil hole. The crack was detected just in the same zone in shaft. The main conclusion resulting from this work is that the oil hole position should be changed in order to both decrease the stress concentration and increase the fatigue life of the crankshaft.*

Autorzy:

Dr hab. inż. **Lucjan Witek** – Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Katedra Samolotów i Silników Lotniczych, e-mail: lwitek@prz.edu.pl

mgr inż. **Rafał Woś** – ELPIOT - Strzyżów