

## IDENTYFIKACJA MIEJSC POMIAROWYCH OBCIĄŻEŃ OBUDOWY PÓŁOSI CIĄGNIKA ROLNICZEGO

Bronisław Kolator, Jarosław Sobolewski

*Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie*

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono sposób wyznaczenia lokalizacji czujników sił służących do pomiaru obciążenia obudowy tylnej półosi napędowej ciągnika rolniczego. Do budowy modelu 3D odlewu obudowy wykorzystano program komputerowy CAD. Symulację obciążeń tego modelu przeprowadzono za pomocą MES. W wyniku analizy naprężeń występujących w obudowie określono miejsca pomiarowe sił, które mogą posłużyć poprawie funkcjonowania agregatów ciągnikowych.

**Słowa kluczowe:** ciągnik rolniczy, obudowa półosi, czujnik siły

### Wprowadzenie

We współczesnych pojazdach między, innymi ciągnikach rolniczych, wykorzystuje się różnego rodzaju układy mechatroniczne, służące poprawie ich funkcjonowania. Podstawowymi elementami tych układów są czujniki, które służą do przetworzenia wielkości mierzonych w sygnały elektryczne. Sygnały te są następnie wykorzystywane do realizowania funkcji sterowania i regulacji silnika, układu napędowego, układu zawieszenia narzędzi itp. Jednym z tego rodzaju czujników są czujniki siły. Istotną cechą odróżniającą czujniki siły od pozostałych czujników jest to, że muszą być one umieszczone w ściśle określonym miejscu. Spowodowane jest to tym, że aby poprawnie mierzyć, czujniki te muszą być poddane oddziaływaniu siły wypadkowej działającej na dany element pojazdu (ciągnika). Różne rozwiązania związane z pomiarem sił nie zostały wdrożone (z wyłączeniem pomiaru sił w układzie zawieszenia narzędzi) albo wskutek zbyt wysokich kosztów, w ogólności związanych z wymaganiami dokładności pomiarów, albo też nie odpowiadających jeszcze oczekiwaniom funkcjonalnym [Praca zbiorowa 2002]. W tej chwili pojawia się problem lokalizacji miejsca umieszczenia czujnika siły, na obudowie półosi napędowej ciągnika.

### Cel i zakres badań

Celem niniejszej pracy jest wyznaczenie miejsc na obudowie tylnej półosi napędowej ciągnika Ursus MF 235, w których występują największe naprężenia w normalnych warunkach eksploatacji.

### Obciążenia obudowy półosi ciągnika

Obiektem badań była obudowa półosi napędowej tylnego mostu napędowego ciągnika rolniczego Ursus MF 235.

Podczas funkcjonowania ciągnika rolniczego największy wpływ na odkształcenie analizowanej obudowy półosi napędowej mają siły pochodzące od obciążenia pionowego  $Q_o$ , czyli masy własnej pojazdu i siły poziomej wynikającej ze współpracy koła z podłożem; tj. siły napędowej  $F_n$  (rys. 1). Składowe tej siły to, siła oporów toczenia  $F_{ft}$  i siła napędzająca  $F$ . Siła  $F$  jest siłą oddziałującą na napędzane koło jezdne i równoważy ona pochodzącą od oddziaływania kadłuba lub ramy ciągnika siłę  $F_o$ , która jest wypadkową siły bezwładności  $F_b$  i siły uciągu  $F_u$ . Do dalszych rozważań uwzględniono siły działające w osi koła. Równanie równowagi momentów podczas napędzania przedstawia się następująco:

$$M_k - M_I - M_n = 0 \quad (1)$$

natomiast moment oporów ruchu koła  $M_I$  i moment napędowy  $M_n$ , odpowiednio:

$$M_I = I_k \frac{d\omega}{dt} \quad (2)$$

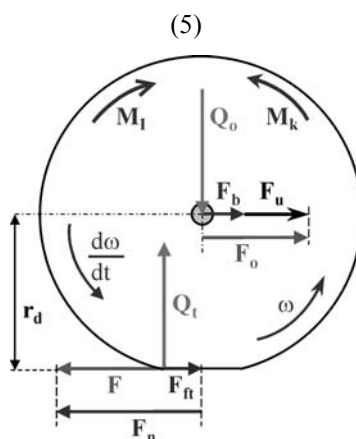
$$M_n = F_n \cdot r_d \quad (3)$$

Siłę napędową  $F_n$  opisano zależnością (4), jako sumę siły oporów toczenia  $F_{ft}$  i siły napędzającej  $F$ :

$$F_n = F_{ft} + F \quad (4)$$

Siłę napędzającą  $F$  przedstawiono za pomocą wzoru:

$$F = F_o = F_u + F_b \quad (5)$$



Rys. 1. Układ sił i momentów działających na koło napędzane  
Fig. 1. Lay-out of forces and moments acting on driven wheel

Z danych eksploatacyjnych ciągnika Ursus MF 235 z zamontowanymi oponami 12.4R28 121A8 wynika, że maksymalna wartość siły  $Q_o$  może osiągnąć 15 kN (ze względu na podane przez producenta opon obciążenie dopuszczalne), natomiast minimalna wartość tej siły może wynosić 6 kN (dane producenta ciągnika). Natomiast siła  $F_o$  jest równoważona przez siłę  $F$ , której wartość zależy od iloczynu wartości siły  $Q_t$  i współczynnika przyczepności koła do podłoża  $\mu$ . Wartość tego współczynnika w zależności od podłoża, może zawierać się w przedziale od 0 do 1. W związku z tym, wartość siły  $F_o$  może być, co najwyżej równa wartości siły  $Q_o$ .

Analiza wytrzymałościowa elementów konstrukcyjnych, części maszyn, sprowadza się do wyznaczenia wartości różnych wielkości (przemieszczeń, naprężeń) występujących w przestrzeni materialnej badanego obiektu, pod wpływem działania obciążeń zewnętrznych (sił) [Misiak 2006]. Największe trudności napotyka się w trakcie przeprowadzania analiz wytrzymałościowych obiektów składających się z ośrodków o skomplikowanym kształcie i złożonych właściwościach.

Metoda elementów skończonych (z ang. Finite Element Method) jest to obecnie jedna z najszerzej stosowanych obecnie metod do rozwiązywania różnych problemów inżynierskich. Jej uniwersalność polegająca na łatwości schematyzacji różnych obszarów o skomplikowanej geometrii, także niejednorodnych i anizotropowych, kwalifikuje ją jako dobre narzędzie do modelowania problemów fizycznych [Fortuna i in. 2005].

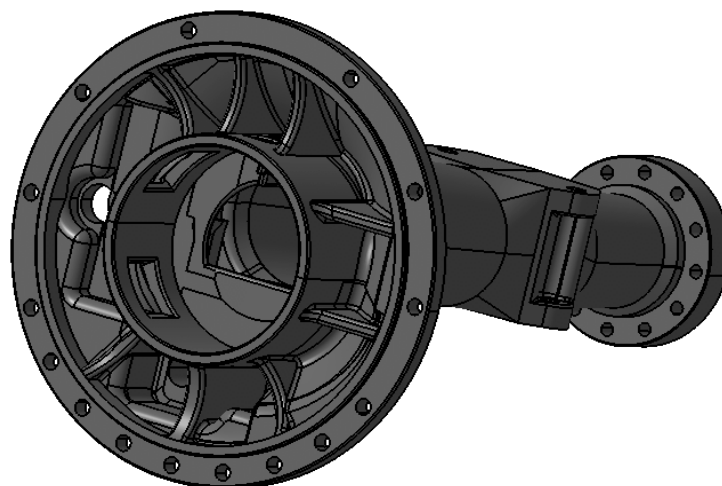
Do wykonania modelu obudowy tylnej półosi napędowej ciągnika Ursus MF235 użyto programu CAD (Computer Aided Design).

## Metodyka badań

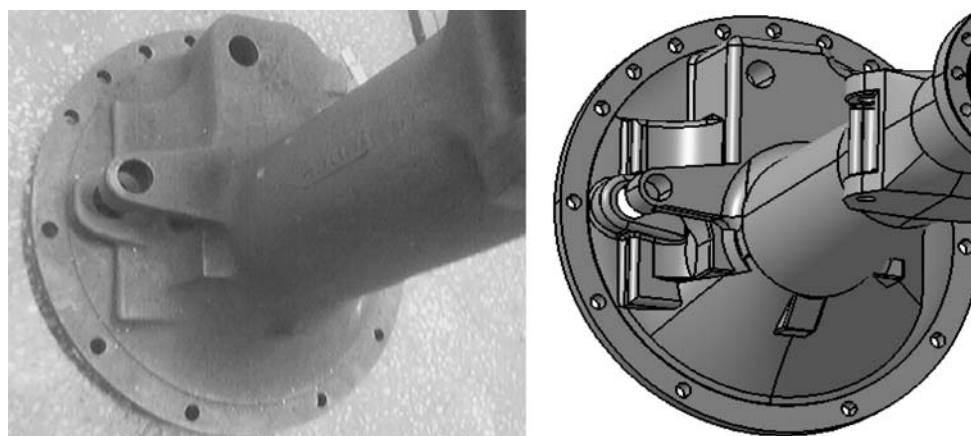
Odwzorowanie geometryczne obudowy podzielono na etapy realizacji. W pierwszym etapie odwzorowano część cylindryczną z wyróżnieniem poszczególnych powierzchni składowych, gdzie przyjęto powierzchnię kołnierza (miejsce mocowania do obudowy mostu) jako powierzchnię bazową z ustaleniem względem otworów mocujących. Następnie zamodelowano komponenty jako elementy przynależne do obudowy. Kolejnym etapem było modelowanie powierzchni wewnętrznej obudowy. Do modelowania gniazd osadzenia łożysk, wałków, żeber (elementów usztywniających), wsporników, jak również przejść cylindrycznych w poszczególne komponenty wykorzystano metody dołączania lub usuwania materiału (rys. 2).

Ustalenie wymiarów modelu obudowy przeprowadzono na podstawie pomiarów rzeczywistej obudowy. Ze względu na skomplikowany kształt obudowy, jak również brak dokumentacji technicznej przedstawiającej odlew, grubość części cylindrycznej przyjęto proporcjonalnie do pozostałych wymiarów obudowy.

Pierwszy etap weryfikacji sprowadzał się do porównania kształtu modelu 3D z obiektem rzeczywistym w różnych położeniach obudowy (rys. 3).



Rys. 2. Widok modelu obudowy półosi od strony mocowania do kadłuba tylnego mostu  
Fig. 2. View of drive shaft housing model from the side of its fixing to rear axle body

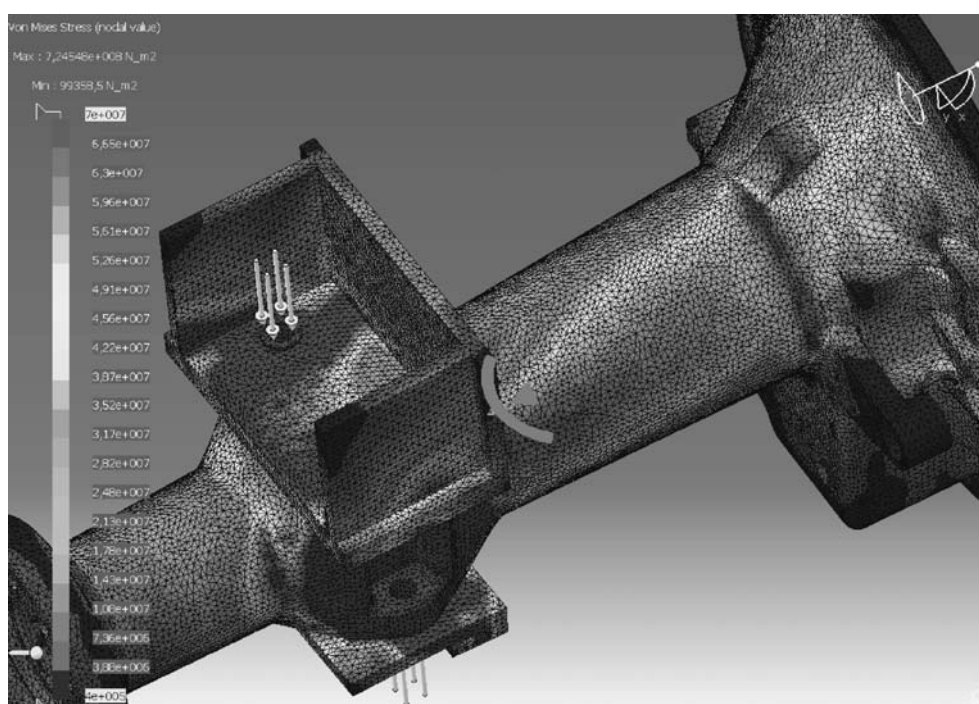


Rys. 3. Obiekt rzeczywisty obudowy (po lewej) i model (po prawej)  
Fig. 3. Actual housing (left) and model (right)

Kolejnym etapem w procesie weryfikacji modelu było porównanie jego masy z masą obiektu rzeczywistego. W tym celu określono cechy materiału, z jakiego wykonano odlew obudowy. Masa odlewu wynosi 32,8 kg (pomiaru masy dokonano z dokładnością  $\pm 0,1$  kg), natomiast masa modelu według obliczeń komputerowych wynosi 33,26 kg. Niewielką różnicę w masach potraktowano jako nie mającą znacznego wpływu na przebieg analizy wytrzymałościowej.

## Wyniki badań i ich analiza

Opracowany model obudowy półosi napędowej wykorzystano do obliczeń naprężeń metodą elementów skończonych (MES). Obliczenie naprężeń dokonano podczas działania tylko siły pionowej  $Q_o$ , jak również spowodowanych jednoczesnym działaniem siły pionowej  $Q_o$  oraz siły poziomej  $F_o$  (rys. 4). W przeprowadzonych niżej analizach pominięto wpływ sił poprzecznych (wzdłuż obudowy) działających w niektórych przypadkach, jak również sił bezwładności od drgań koła, a także od sprężystości ogumienia.



Rys. 4. Rozkład naprężeń w obudowie półosi obciążonej równymi wartościami siły  $Q_o$  i  $F_o$   
 Fig. 4. Distribution of stresses in drive shaft housing loaded with equal values of forces ( $Q_o$  and  $F_o$ )

Po wykonaniu obliczeń model obudowy został podzielony na cztery sekcje (rys. 5), dla których określono maksymalne naprężenia otrzymane w rezultacie przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej. Przykładowe uzyskane wyniki obliczeń naprężeń w zależności od obciążenia przedstawiono w tabelach 1 i 2.

Z powyższych obliczeń wynika, że przy małej wartości siły  $Q_o$  największe naprężenia występują w części środkowej obudowy (sekcja II), natomiast dla większych wartości tej siły największe naprężenia pojawiają się w części cylindrycznej (sekcja III, rys. 5).

Tabela 1. Naprężenia wywołane siłą pionową  $Q_o$   
 Table 1. Stresses generated by vertical force ( $Q_o$ )

Siła pionowa $Q_o$ [kN]	6	8	10	12	14
Nr sekcji	Naprężenia $\sigma$ [MPa]				
I	72,1	60,3	48,5	36,8	29,5
II	82,3	69,6	57,1	44,6	32,5
III	40,1	50,5	65,2	79,6	93,4
IV	36,0	50,1	59,9	72,7	77,8

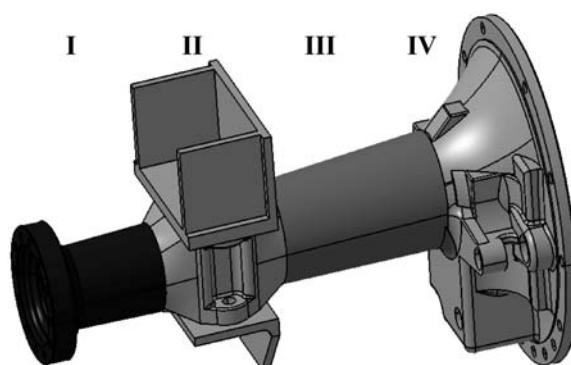
*Źródło: obliczenia własne autorów*

Obliczenie naprężeń  $\sigma$  obudowy półosi obciążonej siłą pionową  $Q_o$  i siłą poziomą  $F_o$  wykonano w następujący sposób: obudowę obciążono siłą  $Q_o$  o stałej wartości i zmieniającą się siłą  $F_o$  w zakresie od 2 kN do wartości siły  $Q_o$ .

Tabela 2. Naprężenia wywołane siłą pionową  $Q_o = 14$  kN i siłą poziomą  $F_o = 2 \div 14$  kN  
 Table 2. Stresses generated by vertical force  $Q_o = 14$  kN and horizontal force  $F_o = 2 \div 14$  kN

Siła pozioma $F_o$ [kN]	2	4	6	8	10	12	14
Nr sekcji	Naprężenia $\sigma$ [MPa]						
I	49,2	56,5	67,0	72,5	77,6	83,0	89,4
II	57,0	63,6	71,5	79,8	88,1	96,4	105,0
III	91,1	103,0	107,0	112,0	117,0	122,0	127,0
IV	71,0	72,3	73,7	75,2	86,1	101,0	116,0

*Źródło: obliczenia własne autorów*

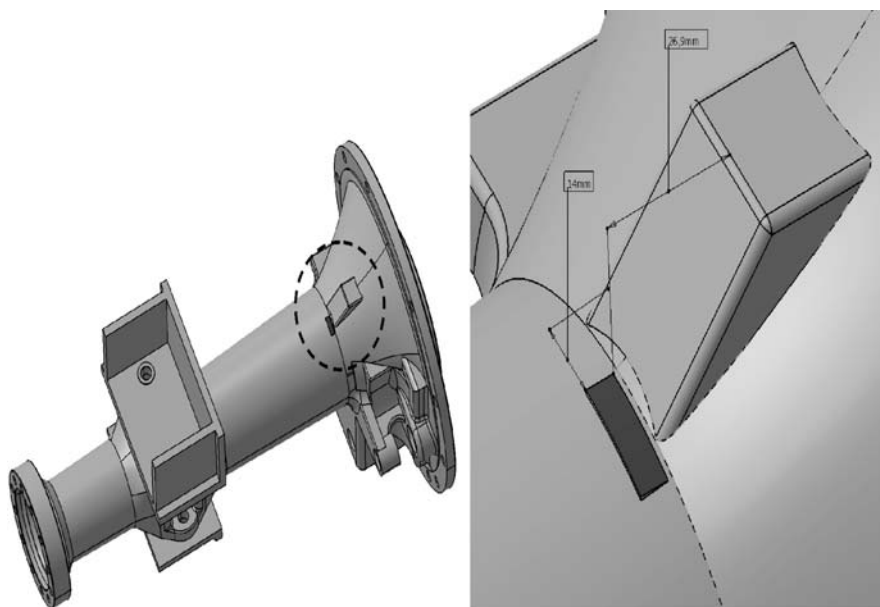


Rys. 5. Widok modelu obudowy półosi napędowej podzielonego na sekcje, dla których dokonano analizy naprężeń

Fig. 5. View of drive shaft housing model divided into sections, for which stress analysis was performed

Z analizy uzyskanych wyników stwierdzono, że miejsce występowania największych naprężeń zależy od wartości siły  $Q_0$ . Zmiana siły  $F_0$  w zakresie od zera do wartości  $Q_0$  ma wpływ na wzrost wartości naprężeń w całym obiekcie, lecz nie powodują znaczącej zmiany miejsca największego wyężenia w modelu obudowy półosi.

Na podstawie otrzymanych wyników po przeprowadzeniu kompleksowej analizy wytrzymałościowej modelu 3D rozpatrywanego obiektu, stwierdzono, że (w większości przypadków obciążenia obudowy siłą wypadkową) największe naprężenia występują w części cylindrycznej (sekcja III), w pobliżu jednego z zewnętrznych elementów wzmacniających obudowę półosi. Obszar występowania tych naprężeń jest skupiony i zawiera się w prostokącie o wymiarach  $5 \times 21$  mm. Zwymiarowane miejsce lokalizacji czujnika do pomiaru siły przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Miejsce lokalizacji czujnika siły na obudowie tylnej półosi napędowej ciągnika rolniczego Ursus MF 235

Fig. 6. Force sensor location on the housing of rear drive shaft in the Ursus MF 235 farm tractor

## Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonej symulacji komputerowej według opracowanej metodyki otrzymano stan naprężeń obudowy półosi napędowej. W celu określenia lokalizacji czujników siły dokonano podziału obudowy na cztery części. W wyniku przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej modelu 3D obudowy półosi napędowej określono ostatecznie miejsce występowania największych naprężeń wywołanych założonym stanem obciążenia.

## **Bibliografia**

- Fortuna Z., Macukow B., Wasowski J.** 2005. Metody numeryczne. WNT. Warszawa. ISBN 83-204-3075-5
- Misiak J.** 2006. Mechanika techniczna. WNT. Warszawa. ISBN 83-204-2813-0
- Praca zbiorowa. 2002. Czujniki w pojazdach samochodowych. Informator techniczny Bosch. WKiŁ. Warszawa. ISBN 83-206-1447-3

## **IDENTIFICATION OF MEASUREMENT SPOTS FOR LOADS UPON FARM TRACTOR DRIVE SHAFT HOUSING**

**Summary.** The paper presents method allowing to determine locations of force sensors used to measure the load exerted upon the housing of farm tractor rear drive shaft. The CAD application was used to build a 3D model of housing casting. Loads exerted on this model were simulated using the MES. The analysis of stresses inside the housing allowed to determine force measuring points, which may be used to improve tractor unit functioning.

**Key words:** farm tractor, drive shaft housing, force sensor

### **Adres do korespondencji:**

Bronisław Kolator; email: kolator@uwm.edu.pl  
Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn  
Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie  
ul. Oczapowskiego 11  
10-719 Olsztyn