

**Andrzej Białas**  
BOBRME Komel, Katowice

## BADANIE POŁĄCZENIA WCISKOWEGO POMIĘDZY WAŁEM A TULEJĄ SILNIKA TYPU SPM ZASTOSOWANEGO W NAPĘDZIE SAMOCHODÓW ELEKTRYCZNYCH

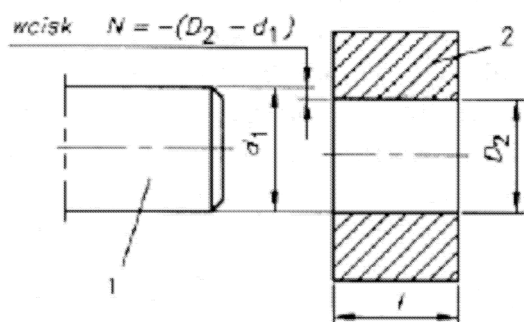
### RESEARCH OF INTERFERENCE JOINT BETWEEN SHAFT AND SLEEVE OF THE ELECTRIC MOTOR TYPE SPM USED AS A DRIVE FOR ELECTRIC CARS

**Abstract:** The paper contains research of stresses occurrence on cylindrical surface of interference joint between shaft and sleeve of rotor used as a drive for electric cars. This article presents comparison analytic method with advanced program finite element method (FEM). This program uses to research of load capacity interference joint when we impose a load to the sleeve.

#### 1. Wstęp

Niniejszy artykuł jest opisem badania połączenia wciskowego między wałem a tuleją w silnikach wykonywanych w BOBRME Komel i zastosowanych w napędach samochodów elektrycznych. W pierwszej części przedstawiona jest metoda analityczna, w której dobrane zostało odpowiednie pasowanie badanego połączenia. W drugiej części na podstawie wyników metody analitycznej przeprowadzono badania nośności połączenia przy użyciu programu MES.

Połączeniem wciskowym bezpośrednim jest połączenie, w którym wzajemne unieruchomienie łączonych części następuje na skutek tarcia wywołanego przez wcisk. Rozłączeniu połączonych w ten sposób części przeciwdziałają siły sprężystości, wywołane odkształceniem połączonych części [1]. Istotnym czynnikiem określającym nośność połączenia jest wcisk, czyli ujemna wartość różnicy wymiarów otworu i wałka przed ich połączeniem (rys.1) [2].



Rys.1. Elementy złącza wciskowego:  
1 - wał, 2 - tuleja

W zależności od technologii montażu połączenie wciskowe dzieli się na:

- wtlaczane, uzyskane przez wtlczenie jednego elementu w drugi
- skurczowe, wymagające odpowiedniego zabiegu cieplnego (podgrzania tulei lub oziębienia wału)

Do najistotniejszych zalet połączenia wciskowego bezpośredniego należy:

- łatwe do wykonania walcowe powierzchnie styku
- dokładna współosiowość części łączonych,
- duża obciążalność złącza, szczególnie przy obciążeniach statycznych
- brak elementów dodatkowych

Wadami połączenia wciskowego są:

- znaczne naprężenia montażowe, grożące zniszczeniu części
- trudność uzyskania żadanego wcisku, zależnego m.in. od uzyskanych wymiarów części, spowodowanych stosunkowo wąskim polem tolerancji przy możliwie małych parametrach chropowatości

- dość złożony proces montażu

- możliwość występowania mikropoślizgów na powierzchniach połączenia w wyniku odkształceń w trakcie eksploatacji

Połączenia wciskowe znajdują coraz szersze zastosowanie ze względu na swoje zalety oraz możliwość uniknięcia wad przy odpowiednio zaprojektowanych i wykonanych połączeniach [2, 3].

#### 2. Opis konstrukcyjny badanego wirnika

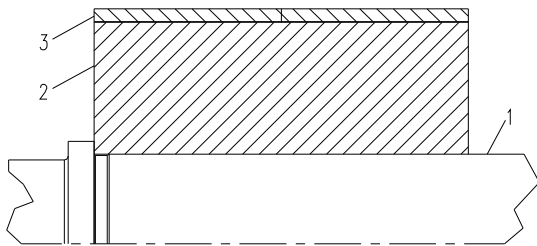
W tej części artykułu przedstawione są dane dotyczące wymiarów i własności materiału:

wału - wykonanego ze stali C45 i tulei- wykonanej ze stali S235JR. Dane te przedstawione są w tabeli nr 1.

Tab. 1. Wymiary i własności materiałowe badanego wirnika

M-moment obrotowy [Nm]	100
d- średnica czopa [mm]	48
l- długość łącz. [mm]	100
$D_z$ -średnica zew. tulei mm	119,1
$E_1$ -mod.Younga-wał [MPa]	206000
$\nu_1$ -wsp. Poissona - wał	0,3
$R_{ew}$ granica plastyczności - wał [Mpa]	305
$E_2$ -mod.Yunga-pias [MPa]	206000
$\nu_2$ -wsp.poisson-pias	0,3
$R_{et}$ granica plastyczności - tuleja [Mpa]	270
$R_{z1}$ Chropowatość pow. wału	3,2
$R_{z2}$ Chropowatość pow. tulei	12,5

Poniżej rysunek 2 prezentuje model badanego wirnika.



Rys. 2. Model wirnika: 1 – wał, 2 – tuleja, 3 – magnesy

W dalszej części porównane zostaną dwie metody badawcze: metoda analityczna oraz metoda z wykorzystaniem programu MES.

### 3. Metoda analityczna badania obciążalności złącza wciskowego [2]

Metoda analityczna polega na doborze odpowiedniego pasowania między wałem a tuleją tak, aby przeniesione zostało zamierzone obciążenie oraz nie nastąpiło zniszczenie łączonych części na skutek naprężeń montażowych.

Pierwszym warunkiem obciążalności złącza wciskowego jest wyznaczenie minimalnej wartości nacisku powierzchniowego  $p_{min}$  między wałem a tuleją, jaki potrzebny jest do przeniesienia zadanego momentu skręcającego  $M_s$  oraz siły osiowej  $P$ :

$$p_{min} = \frac{k \sqrt{(\frac{2M_s}{d})^2 + P^2}}{\mu \pi d l}$$

gdzie:

$k$  – współczynnik nadwyżki nośności (przyjmujemy wartość 2),

$\mu$  - obliczeniowy współczynnik tarcia (przyjmujemy 0,1)

W tym przypadku siła osiowa  $P = 0$ , więc równanie przyjmuje postać:

$$p_{min} \approx \frac{2kM_s}{\mu \pi d^2 l}$$

Drugim warunkiem obciążalności złącza wciskowego jest wyznaczenie maksymalnych nacisków  $p_{max1}$  dla wału i  $p_{max2}$  dla tulei, jakimi można obciążyć cylindryczne powierzchnie styku tulei i wału:

$$p_{max1} = R_{ew}$$

$$p_{max2} = \frac{R_{et}}{\sqrt{\delta_2^2 + \delta_2 + 1}}$$

gdzie:

$\delta_2 = \frac{D_z^2 + d^2}{D_z^2 - d^2}$  jest wskaźnikiem średnicowym tulei.

W poniższej tabeli nr 2 przedstawiono wyniki minimalnych i maksymalnych nacisków powierzchniowych dla warunków podanych w tabeli 1.

Tab. 2. Wyniki nacisków powierzchniowych.

	[Mpa]
$p_{min}$	5,53
$p_{max1}$	305
$p_{max2}$	130

Wcisk obliczeniowy  $\delta_0$  wyznaczony zostaje na podstawie wzoru:

$$\delta_0 = \frac{\delta_2 + \nu_2}{E_2} + \frac{\delta_2 - \nu_2}{E_1} = 1,16 \times 10^{-5} \left[ \frac{1}{MPa} \right]$$

gdzie:

$\delta_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2}$  jest wskaźnikiem średnicowym wału,  $d_1$  - średnica drażonego wału = 0.

Poprawkę wcisku obliczono korzystając ze wzoru:

$$\gamma = 2a(R_{z1} + R_{z2}) = 15,7 \text{ [}\mu\text{m]}$$

gdzie:

$a$  - współczynnik odkształceń plastycznych wierzchołków nierówności.

Zaleca się, aby współczynnik ten przyjmować w zakresie (0,4÷0,6). Do dalszych obliczeń przyjęto  $a = 0,6$ .

Poniżej obliczono minimalny wcisk mierzony  $\Delta d_{min}$  oraz maksymalny wcisk mierzony  $\Delta d_{max}$ :

$$\Delta d_{min} = \delta_0 dp_{min} = 19,54 \times 10^{-3} [\text{mm}]$$

$$\Delta d_{max} = \delta_0 dp_{max} = 88,02 \times 10^{-3} [\text{mm}]$$

Kolejnym etapem jest dobranie pasowania tak, aby spełniały poniższe warunki:

- ruchowe

$$N_{min} \geq \Delta d_{min}$$

$$p_{min} \leq p_{min}$$

- wytrzymałościowe

$$N_{max} \leq \Delta d_{max}$$

$$p_{max} \leq p_{max}$$

gdzie:

$$p'_{min} = \frac{N_{min} - \gamma}{\delta_0 d}, p'_{max} = \frac{N_{max} - \gamma}{\delta_0 d};$$

rzeczywisty nacisk minimalny i maksymalny.

W tabeli 3 zostały przedstawione wartości rzeczywistego nacisku min i max badanego modelu.

Tab. 3. Wyniki rzeczywistych nacisków

	[Mpa]
$p'_{min}$	23,9
$p'_{max}$	113,8

Dobierając pasowanie H7/t7, dla których wartość wcisku wynoszą  $N_{min} = 0,029$  mm  $N_{max} = 0,079$ mm zarówno warunki ruchowe jak i wytrzymałościowe zostały spełnione.

#### 4. Badanie modelu z wykorzystaniem MES

Drugi etap badań z wykorzystaniem zaawansowanych programów do modelowania 3-D oraz MES przeprowadzono przy minimalnym wcisku  $N_{min} = 0,029$  [mm], które otrzymano z wcześniejszych obliczeń wykonanych metodą analityczną.

##### 4.1 Zaprojektowanie modelu

W ramach pracy badawczej w programie Inventor wykonany został uproszczony model wał-tuleja (rys. 3) z zamodelowanym wciskiem (wew  $\delta$  tulei <  $\delta$  wału), który przez program Inventor wykryty został jako kolizja części.



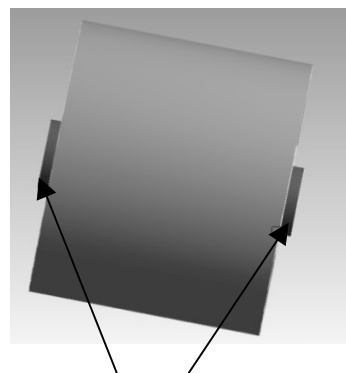
Rys.3. Uproszczony model wał - tuleja

##### 4.2 Definiowanie warunków brzegowych oraz parametrów analizy

Następny etap przedstawia badania zaprojektowanego modelu wirnika przy użyciu programu MES wykorzystując analizę wytrzymałościową. Po wyborze odpowiedniego typu analizy, definiowane są warunki brzegowe :

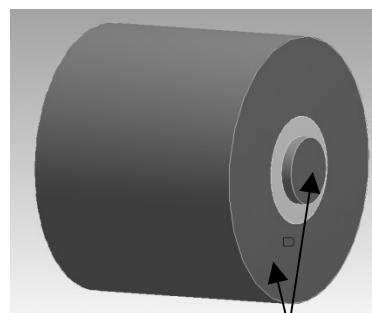
- utwierdzenie na dwóch powierzchniach wału (rys.4a),
- podpora przesuwna na dwóch powierzchniach wału oraz dwóch powierzchniach tulei (rys. 4b),
- moment obrotowy o wartości 4000 Nm przyłożony do powierzchni tulei (rys. 4c).

a) utwierdzenie



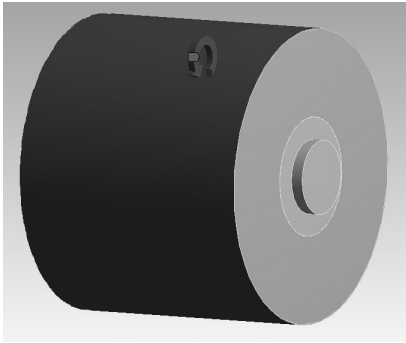
Powierzchnie utwierdzone

b) podpory przesuwne



Podpory

## c) moment



Rys. 4. Warunki brzegowe

Dodatkowo na powierzchni styku wału i tulei została zagęszczona siatka, w celu otrzymania dokładniejszych wyników.

Kolejnym etapem jest zamodelowanie kontaktu między wałem a tuleją (rys. 5). W tym przypadku wybrane zostały dwie powierzchnie kontaktowe, w którym tuleja jest „ciałem w kontakcie”, a wał jest „celem kontaktu”. Wybrany został również typ kontaktu – „z tarcieniem” o współczynniku tarcia równym 0,15 oraz sposób wykrycia kontaktu – „dodaj margines, stopniowo”. W przypadku wcisku równym 0,029mm i po wyborze wcześniej opisanych parametrów kontaktu, jest on modelowany poprzez przemieszczenie się (wypchnięcie) całej powierzchni wewnętrznej tulei do powierzchni wału tak, aby nastąpił ich styk.

czegóły "Z tarcieniem - tuleja max wcisk:1 Do wał gładki prosty max wcisk:1"	
<b>Zakres</b>	
Metoda wyboru	Wybrana geometria
Kontakt	1 Powierzchnia
Cel	1 Powierzchnia
Ciało w kontakcie	tuleja max wcisk:1
Cel kontaktu	wał gładki prosty max wcisk:1
<b>Definicja</b>	
Typ	Z tarcieniem
<input type="checkbox"/> Współczynnik Tarcia	0,15
Tryb	Ręcznie
Zachowanie	Asymetryczny
Wyłączona	Nie
<b>Zaawansowane</b>	
Metoda	Pure Penalty
Sposób wykrycia kontaktu	Dodaj margines, stopniowo
<input type="checkbox"/> Margines	0, mm
Podatność	Ręcznie
Współczynnik podatności	0,1
Uaktualnij podatność	Nigdy
Przewodnictwo ciepła	Wybór automatyczny
Obszar wykrycia kontaktu	Wybór automatyczny
Ustawienia kroku czasu	Brak

Rys. 5. Modelowanie kontaktu między wałem i tuleją

Szczegóły ustawień analizy wytrzymałościowej (rys.6) polegają na podzieleniu jej na dwa kroki:

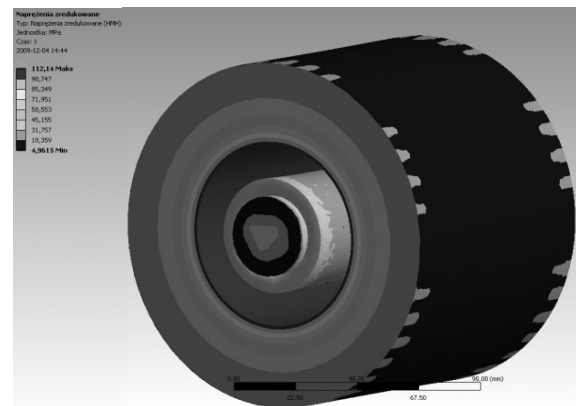
- pierwszy krok odwzorowujący kontakt między tuleją a wałem,
- drugi krok odwzorowujący działanie momentu obrotowego. W przypadku minimalnego wcisku krok ten podzielony jest na 20 podkroków, co przy 4000Nm daje nam 200Nm na każdy podkrok (4000Nm/20podkroków = 200Nm)

Dane tabelaryczne			
	Kroki	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Moment [N·mm]
1	1	0,	0,
2	1	1,	0,
3	2	2,	4,e+006
*			

Rys. 6. Definiowanie ustawień analizy wytrzymałościowej

## 4.3 Wyniki obliczeń i wnioski

Badania w programie MES polegały na doprowadzeniu modelu do niestabilności, co będzie przedstawione jako brak rozwiązania, które jest przyczyną zerwania połączenia wciwkowego między wałem a tuleją. Na rys. 7 przedstawione są naprężenia w czasie 1s, co odpowiada momentowi, gdy nastąpił wcisk tulei na wał.



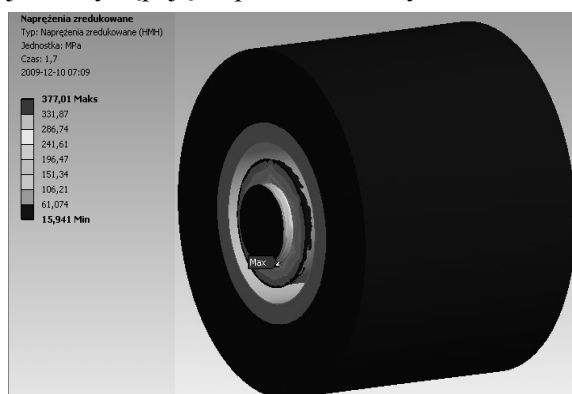
Rys. 7. Naprężenia w czasie 1s

W tabeli nr 4 porównano wyniki rzeczywistych nacisków uzyskanych z metody analitycznej (Tab.3) oraz wyniki połączenia wciwkowego w czasie 1 s odpowiadającej wciwkowi tulei na wał (rys.7), które otrzymane zostały w programie MES.

Tab. 4. Porównanie wyników analitycznych z wynikami programu MES

	Metoda analityczna	MES
$p'_{max}$ [Mpa]	113,8	112,1
$p'_{min}$ [Mpa]	23,9	~25

Wyniki dwóch wyżej wymienionych metod są zbliżone i odpowiadają maksymalnym naprężeniom, jakie występują na powierzchni styku tulei oraz minimalnym naprężeniom, jakie występują na powierzchni styku wału.



Rys. 8. Naprężenia w czasie 1,7s

Rysunek nr 8 prezentuje naprężenia w czasie 1,7 s, co odpowiada krokowi, gdy do tulei przyłożony jest moment równy 2800Nm. Jest to ostatni krok kiedy układ jest stabilny, czyli przy kolejnym kroku, który odpowiada 3000Nm następuje zerwanie połączenia wciiskowego między wałem a tuleją.

W wyniku przeprowadzonych badań, przenieszone momenty badanego połączenia wciiskowego są znacznie większe od zamierzonych i gdyby zadziałał tak duży moment, niewątpliwie zostałby ścięty wpust czopa końcowego lub uszkodzony wał. Maksymalne naprężenia, jakie otrzymano w czasie 1,7s odpowiadającej 2800Nm wynoszą ~377MPa i występują na wale w miejscu przejścia z mniejszej na większą średnicę. Badany model został uproszczony ze względu na założenia wstępne, dotyczące badania tylko połączenia wciiskowego między wałem a tuleją oraz ze względu na liczbę elementów skończonych. W związku z tym należałoby dodatkowo zbadać jakiej wartości momenty mogą być przenoszone przez wpust czopa końcowego oraz naprężenia skręcające, jakie wystąpiły w badanym wale.

Istotnym elementem koniecznym do podkreślenia w przypadku badanego połączenia jest to,

że badania zostały przeprowadzone w układzie statycznym, a nie dynamicznym w jakim model będzie pracował w rzeczywistości (start, stop, przyspieszenia, hamowania, zmiana kierunku obrotu).

Wartość momentów obrotowych przenoszonych przez badane połączenie w układzie dynamicznym będzie mniejsza niż w układzie statycznym. Jednakże współczynnik bezpieczeństwa w przypadku badanego połączenia, które ma przenieść moment rzędu 100Nm, w stosunku do wyznaczonego momentu w układzie statycznym rzędu 2800Nm jest bardzo wysoki i zapewnia bezproblemowe przeniesienie zamierzonego obciążenia.

## Literatura

- [1]. Praca zbiorowa, „Mały poradnik mechanika”, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1994.
- [2]. Andrzej Dziurski, Ludwik Kania, Eugeniusz Mazanek, „Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn”, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne 2009.
- [3]. Andrzej Rutkowski, „Części maszyn”, WSiP, 2009.

## Autorzy

mgr inż. Andrzej Białas  
 a.bialas@komel.katowice.pl  
 Branżowy Ośrodek Badawczo-Rozwojowy  
 Maszyn Elektrycznych „KOMEL”  
 al. Roździeńskiego 188.  
 40-203 Katowice