

Projektowanie sprzęgła kompensacyjnego

Analytical design work for construction of compensating coupling

ASKERBIJ D. MAMBETOW
AHMAT O. BAJRAMUKOW
WŁODZIMIERZ KRUCZEK*

DOI: 10.17814/mechanik.2015.10.520

Przedstawiono propozycje nowej konstrukcji sprzęgła sprężystego do połączenia dwóch wałów. Wykorzystano analityczną metodę wykonywania obliczeń, która umożliwiła ustalenie zależności wielkości siły ściskającej nakrętkę od momentu obrotowego napędu. Zaproponowano szereg typowymiarów sprzęgieł, których parametry geometryczne określono według wartości nacisków zewnętrznych.

SŁOWA KLUCZOWE: sprzęgło, sprężystość, tuleja, ściskanie

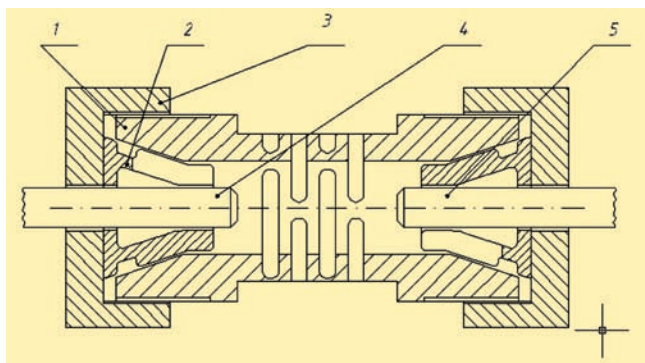
Presented are proposals of the new flexible couplings for end to end connection of shafts. Analytical method presented in the paper makes it possible to find the relationship between the force exerted on the nut and the driving torque. Suggested in the paper are series of the coupling type sizes, geometric parameters of which are indicated by external pressures rates.

KEYWORDS: coupling, elasticity, sleeve, compression

Istnieje wiele typów sprzęgieł różniących się parametrami określającymi: konstrukcją, geometrię, dokładność, moment obrotowy itp. Spośród sprzęgieł kompensacyjnych najbardziej oryginalne i najlepsze są sprzęgła sprężyste, zwłaszcza firmy Mayer.

Omawiane sprzęgło, zgłoszone do opatentowania, wyróżnia się tym, że funkcję mieszka sprężystego i pierścieni zaciskowych pełni jednolita sprężyna walcowa z wycięciami. Elementem sprężystym jest walcowa tuleja drążona, w której znajdują się rzędy prostokątnych rowków przelotowych o zaokrąglonych krawędziach (rys. 1).

Rowki w każdym poprzednim rzędzie są przesunięte względem rowków z poprzedniego rzędu w taki sposób, że ich środek znajduje się pod środkiem łączników rozmieszczonych pomiędzy rowkami. Powierzchnia elementu sprężystego od strony wewnętrznej sprzęgła ma formę ściętego stożka, natomiast od strony zewnętrznej jest gwintowana. Montaż i mocowanie elementu sprężystego do wałów odbywa się z użyciem tulei sprężynujących, których przesunięcie poosiowe uzyskuje się za pomocą nakrętki kubkowej.

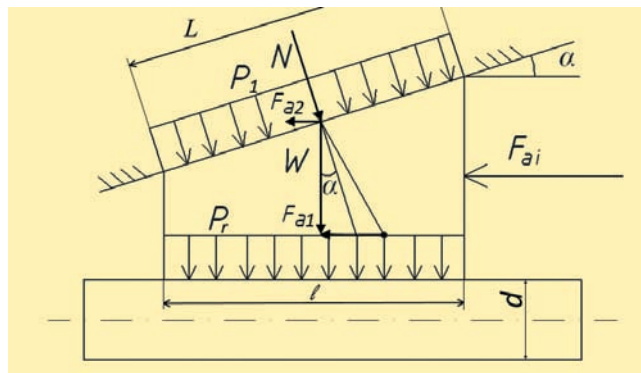


Rys. 1. Sprzęgło kompensacyjne: 1 – element sprężysty, 2 – tuleja dzielona, 3 – nakrętka specjalna, 4 i 5 – wały połączone sprzęgłem

* Prof. dr inż. Askerbij D. Mambetow (tm_kchgta@mail.ru), inż. Ahmat O. Bajramukow (tm_kchgta@mail.ru) – Północnokaukaska Państwowa Akademia Humanistyczno-Technologiczna; dr inż. Włodzimierz Kruczek (wamex@wamex.com.pl) – Wamex

Obliczenie połączenia stożkowego

Sprzęgło z tuleją sprężynującą przekazuje moment obrotowy poprzez siły tarcia. Poślizg jest możliwy na powierzchniach walcowych: wał–tuleja i powierzchniach stożkowych: tuleja–sprężyna walcowa. Siły na stykach tych powierzchni można obliczyć, korzystając z zasady superpozycji.



Rys. 2. Schemat obliczeniowy: F_{ai} – siła osiowa ściskająca, α – połowa kąta wierzchołka stożka, W – normalna siła nacisku

W strefie kontaktu wału z tuleją działa moment tarcia, który powinien przewyższać zewnętrzny moment napędowy:

$$M_{zewn} \leq M_t \quad (1)$$

gdzie: M_{zewn} – moment obrotowy napędu, M_t – moment siły tarcia.

$$M_t = k \cdot M_{zewn} \quad (2)$$

$$M_t = W \cdot f \cdot \frac{d}{2} \quad (3)$$

gdzie: k – współczynnik zapasu momentu obrotowego, W – normalna siła nacisku, f – współczynnik tarcia, d – średnica wału.

Normalna siła nacisku W określana jest według wzoru:

$$W = \frac{F_{a1}}{\operatorname{tg} \alpha + f} \quad (4)$$

gdzie: F_{a1} – siła osiowa ściskająca, α – połowa kąta wierzchołka stożka.

Wartość nacisku na jednostkę powierzchni (P_r) można otrzymać ze wzoru:

$$P_r = \frac{W}{S_r} \quad (5)$$

gdzie: S_r – pole powierzchni styku.

Pole styku powierzchni walcowej wylicza się:

$$S = \pi \cdot d \cdot \ell \quad (6)$$

gdzie: d – średnica wału, ℓ – długość tulei drążonej.

Biorąc pod uwagę fakt, że tuleja ma rowki (nie mniej niż trzy), otrzymamy:

$$S_r = S - 3\Delta S \quad (7)$$

gdzie: S_r – rzeczywiste pole powierzchni styku, ΔS – pole rowka w końcowym, ściśniętym stanie, wyliczane ze wzoru:

$$\Delta S = b \cdot \ell \quad (8)$$

gdzie: b – szerokość rowka.

$$S_r = \pi \cdot d \cdot \ell - 3(\ell \cdot b) = \ell \cdot (\pi \cdot d - 3b) \quad (9)$$

Wówczas:

$$P_r = \frac{W}{\ell \cdot (\pi \cdot d - 3b)} \quad (10)$$

Ze wzoru (10) otrzymamy:

$$W = P_r \cdot \ell \cdot (\pi \cdot d - 3b) \quad (11)$$

Porównując prawe strony równań (11) i (4), otrzymamy:

$$P_r \cdot \ell \cdot (\pi \cdot d - 3b) = \frac{F_{a1}}{\operatorname{tg} \alpha + f} \quad (12)$$

oraz:

$$F_{a1} = P_r \cdot \ell \cdot (\pi \cdot d - 3b) \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f) \quad (13)$$

F_{a1} – siła osiowa ściskająca eliminująca poślizg wału względem tulei drążonej.

Siła osiowa powinna nie tylko zapewnić siłę zacisku, ale także pokonywać odkształcenie sprężyste części dociskowej tulei dzielonej. Według uproszczonego schematu część dociskowa tulei dzielonej jest belką wspornikową, utwierdzoną w jednym końcu.



Rys. 3. Schemat obliczeniowy zginania części dociskowej tulei dzielonej

$$\Delta y = \frac{W_{\text{dod}} \cdot \ell^3}{3E \cdot I} \quad (14)$$

$$W_{\text{dod}} = \frac{3E \cdot I}{\ell^3} \cdot \Delta y \quad (15)$$

gdzie: y – ugięcie końca tulei drążonej, W_{dod} – dodatkowa siła osiowa

Dodatkowa siła osiowa:

$$F_{\text{a dod}} = \frac{3E \cdot I \cdot \Delta y}{\ell^3} \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f) \quad (16)$$

Ponieważ są trzy części dociskowe, dlatego dodatkowa siła osiowa równa jest:

$$F_{\text{a dod sum}} = \frac{9E \cdot I \cdot \Delta y}{\ell^3} \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f) \quad (17)$$

gdzie: ℓ – długość tulei drążonej, I – moment bezwładności przekroju podtoczenia łączącego część dociskową tulei dzielonej z pełnym pierścieniem, E – moduł sprężystości.

Według wzoru uproszczonego moment bezwładności przekroju podtoczenia można określić następująco:

$$I = \frac{D_1^3 \cdot h}{8} \cdot \left(\alpha + \sin \alpha \cdot \cos \alpha - \frac{2 \sin \alpha}{\alpha} \right) \quad (18)$$

gdzie: D_1 – średnica podtoczenia tulei drążonej, h – grubość podtoczenia. Przy małym podtoczeniu $D_1 = D$, gdzie D – największa średnica tulei drążonej.

Jeśli odkształcenie ograniczone jest luzem i siła osiowa jest proporcjonalna do jego wielkości, można założyć, że $\Delta y = \delta$, wtedy:

$$F_{\text{a dod sum}} = \frac{9E \cdot I \cdot \delta}{\ell^3} \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f) \quad (19)$$

gdzie: δ – wielkość luzu.

Sumaryczna siła osiowa $F_{\text{a1 sum}}$ wyniesie:

$$\begin{aligned} F_{\text{a1 sum}} &= F_{\text{a1}} + F_{\text{a dod sum}} = P_r \cdot \ell \cdot (\pi \cdot d - 3b) \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f) + \\ &+ \frac{9E \cdot I \cdot \delta}{\ell^3} \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f) = \\ &= \left[P_r \cdot \ell \cdot (\pi \cdot d - 3b) + \frac{9E \cdot I \cdot \delta}{\ell^3} \right] \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f) \end{aligned} \quad (20)$$

Doświadczalnie stwierdzono, że $F_{\text{a dod sum}} = 0,1 F_{\text{a1}}$, a więc $F_{\text{a sum}} = F_{\text{a1}} + 0,1 F_{\text{a1}} = 1,1 F_{\text{a1}}$. To pozwala określić niezbędną sumaryczną siłę osiową $F_{\text{a sum}}$ przekazującą obroty bez poślizgu w strefie styku wału napędowego z tuleją. Przekazywany moment obrotowy działa nie tylko na styku wału z tuleją, lecz także na powierzchni stożkowej styku tulei ze sprężyną. Rzeczywiste pole powierzchni styku zmniejsza się o wielkość powierzchni rowków, których jest co najmniej trzy.

Przyjmując:

$$S_1 = \pi \cdot L \cdot (R + r) - 3bL \quad (21)$$

gdzie: S_1 – rzeczywista powierzchnia zewnętrzna stożka, L – długość tworzącej stożka, b – szerokość rowka, R , r – największy i najmniejszy promień tulei.

Oznaczając $(R + r)$:

$$R + r = \frac{2R + 2r}{2} = \frac{D + d}{2} = d_{\text{sr}} \quad (22)$$

gdzie: d_{sr} – środkowa średnica stożka tulei.

Wzór (21) otrzyma postać:

$$S_1 = \pi \cdot L \cdot \left(d_{\text{sr}} - \frac{3b}{\pi} \right) \quad (23)$$

Rozłożony nacisk na powierzchnię stożkową można określić wzorem:

$$P_1 = \frac{N}{\pi \cdot L \cdot \left(d_{\text{sr}} - \frac{3b}{\pi} \right)} \quad (24)$$

gdzie: ρ_1 – nacisk na powierzchnię zewnętrzną stożka tulei drążonej, N – siła nacisku normalnego (prostopadłego) zależna od siły osiowej F_{a2} i kąta stożka α :

$$F_{\text{a2}} = N \cdot \sin \alpha \quad (25)$$

gdzie: F_{a2} – siła osiowa zapobiegająca obrotowi tulei drążonej względem sprężyny; podstawiając wielkość N z (24) do (25) otrzymamy:

$$F_{\text{a2}} = P_1 \cdot \pi \cdot L \cdot \left(d_{\text{sr}} - \frac{3b}{\pi} \right) \cdot \sin \alpha \quad (26)$$

Przy wprowadzeniu pojęcia osiowej siły tarcia w strefie styku zewnętrznej powierzchni tulei ze stożkiem wewnętrznym sprężyny walcowej:

$$F_t = P_1 \cdot f \cdot \pi \cdot L \cdot \left(d_{sr} - \frac{3b}{\pi}\right) \cdot \cos \alpha \quad (27)$$

Całkowita siła osiowa wyraża się wzorem:

$$\begin{aligned} F_{a2sum} &= F_{a2} + F_{at} = P_1 \cdot \pi \cdot L \cdot \left(d_{sr} - \frac{3b}{\pi}\right) \cdot \sin \alpha + \\ &+ P_1 \cdot f \cdot \pi \cdot L \cdot \left(d_{sr} - \frac{3b}{\pi}\right) \cdot \cos \alpha = \\ &= P_1 \cdot L \cdot \pi \cdot \left(d_{sr} - \frac{3b}{\pi}\right) \cdot (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha) \end{aligned} \quad (28)$$

Przy wprowadzeniu oznaczenia $L = \frac{\ell}{\cos \alpha}$ wzór przyjmie postać:

$$F_{a2sum} = P_1 \cdot \ell \cdot \pi \cdot \left(d_{sr} - \frac{3b}{\pi}\right) \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f) \quad (29)$$

gdzie: ℓ = poosiowa wysokość stożka,

Moment powstający przy tarcii powierzchni stożkowej tulei drażonej i sprężyny można określić według wzoru:

$$M_t = \frac{F_{a2sum} \cdot f \cdot d_{sr}}{2 \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f)} \quad (30)$$

Konieczna siła osiowa z uwzględnieniem (1) wyliczana jest:

$$F_{a2sum} = \frac{2M_t \cdot k \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f)}{f \cdot d_{sr}} \quad (31)$$

Po porównaniu obliczenia siły osiowej koniecznej do zapewnienia ciągłości kontaktu na stykach wału i tulei oraz tulei i sprężyny, w wersji uproszczonej bez uwzględnienia dodatkowych czynników, ze wzorów (2+4) otrzymujemy:

$$kM_{zewn} = \frac{F_{a1}}{\operatorname{tg} \alpha + f} \cdot f \cdot \frac{d}{2} \quad (32)$$

wówczas:

$$F_{a1} = \frac{2kM_{zewn} \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f)}{f \cdot d} \quad (33)$$

Z porównania wzorów (31) i (33) wynika, że siły osiowe byłyby równe w przypadku, gdy $d = d_{sr}$. Jednak d_{sr} jest zawsze większa od d , tj. środkowa zewnętrzna średnica stożka jest zawsze większa od średnicy wału; jeżeli, $d_{sr}/d = 1,5$, to $F_{a2} = 1,5 F_{a2sum}$.

Tym sposobem parametry geometryczne połączenia można obliczyć zarówno według F_{a1} , jak i $F_{a2sum} \cdot d_{sr}/d$.

Przeprowadzona analiza dotyczy przypadku, gdy współczynniki tarcia pomiędzy wałem i tuleją oraz tuleją i sprężyną walcową mają równe wartości. Jednak niekiedy w wewnętrznej powierzchni części dociskowej tulei dzielonej wykonanej są nacięcia, co znacząco zwiększa współczynnik tarcia.

Dane wyjściowe do obliczeń stanowią: średnica wału napędowego (d), przekazywany moment obrotowy (M_{zewn}), wielkość kąta wierzchołkowego stożka (2α), długość tulei drażonej (ℓ). Niezbędne jest określenie promienia większego (R) i mniejszego (r), długości (L) tworzącej stożka, siły osiowej ściskającej (F_{ai}) i momentu obrotowego przyłożonego do nakrętki.

Działanie siły osiowej (F_{ai}) umożliwia specjalna nakrętka kubkowa z otworem, której parametry geometryczne również są obliczane. Należy konstrukcyjnie wyznaczyć średnicę wewnętrzną, wyliczyć grubość ścianki nakrętki kubkowej (wychodząc od momentu dokręcania), jak również grubość zakończenia powierzchni walcowej sprężyny. Przy braku odkształcenia plastycznego, zgodnie z teorią maksymalnych naprężeń stycznych, warunek jednolitości jest określany wzorem:

$$\sigma_z \geq \frac{2F_{ai}}{\pi \cdot d_{sr} \cdot \ell \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f) \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{sr}}{D_{zewn}}\right)^2\right]} \quad (34)$$

gdzie: D_{zewn} – średnica zewnętrzna gwintowanej końcówki sprężyny walcowej.

Obliczenie połączenia gwintowanego

Podczas dokręcania specjalnej nakrętki powstają dwa momenty: moment tarcia na gwincie i moment tarcia pomiędzy wewnętrzną ścianką nakrętki a czołem tulei. Średnica otworu nakrętki może być większa od średnicy wału wyłącznie o określony luz:

$$d_1 = d + \Delta \quad (35)$$

gdzie: d_1 – wewnętrzna średnica przekroju poprzecznego nakrętki, d – średnica wału, Δ – luz (w granicach 0,5÷1 mm).

Obliczeniowa zewnętrzna średnica przekroju poprzecznego tulei $d_2 = 2R = D$.

Moment tarcia w przekroju poprzecznym styku można określić ze wzoru:

$$M_{tp} = F_{a1} \cdot \left[\frac{f \cdot (d_2^3 - d_1^3)}{3\pi(d_2^2 - d_1^2)} \right] \quad (36)$$

Moment tarcia na gwincie jest wyrażony wzorem:

$$M_{tg} = F_{a1} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \quad (37)$$

gdzie: γ – kąt wzniosu gwintu, ρ' – wyznaczony kąt tarcia.

$$\rho' = \arctan \left[\frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right] \quad (38)$$

Dla typowych gwintów mocujących $\alpha = 60^\circ$, współczynnik tarcia na gwincie $f \approx 0,15$, wówczas: $\rho' = 0,172$ rad.

Moment tarcia na gwincie można określić według uproszczonego wzoru:

$$M_{tg} = F_{a1} \cdot \frac{d_3}{2} \cdot \left(\frac{p}{\pi d_3} + 0,172\right) \quad (39)$$

gdzie: d_3 – środkowa średnica gwintu, p – skok gwintu pojedynczego.

$$d_3 = d_{zewn} - 0,65 \cdot p \quad (40)$$

gdzie: $d_{zewn} = D_{zewn}$ – średnica zewnętrzna końcówki sprężyny walcowej.

Sumaryczny moment tarcia wyrażony jest wzorem:

$$M_{sum} = M_{tp} + M_{tg} = F_a \cdot \left[\frac{f}{3\pi} \cdot \left(\frac{d_2^3 - d_1^3}{d_2^2 - d_1^2}\right) + \frac{d_3}{2} \cdot \left(\frac{p}{\pi d_3} + 0,172\right) \right] \quad (41)$$

Obliczenie wytrzymałościowe gwintu na ścinanie

Warunek wytrzymałości gwintu na ścinanie ma postać:

$$\tau = \frac{F_{al}}{A_{zw}} \leq [\tau] \quad (42)$$

gdzie: A_{zw} – powierzchnia zwojów, $[\tau]$ – dopuszczalne naprężenie ścinające.

$$A_{zw} = \pi \cdot d_4 \cdot k \cdot H \quad (43)$$

gdzie: H – wysokość nakrętki (długość części gwintowanej), k – współczynnik uwzględniający szerokość podstawy, d_4 – średnica wewnętrzna gwintu końcówki sprężyny walcowej.

Dla gwintu metrycznego $k = 0,75$, $d_4 = D - 1,085p$, $H = t \cdot n$, gdzie: n – liczba zwojów, t – skok gwintu. Wówczas:

$$\tau = \frac{F_{al}}{3,14 \cdot 0,75 \cdot t \cdot n \cdot d_4} \leq [\tau] \quad (44)$$

Warunek wytrzymałości gwintu na zgniatanie wyrażony jest wzorem:

$$\sigma_{zgn} = \frac{F_{al}}{A_{zgn}} \leq [\sigma_{zgn}] \quad (45)$$

gdzie: A_{zgn} – umowna powierzchnia zgniotu, $[\sigma_{zgn}]$ – dopuszczalne naprężenie zgniatające.

$$A_{zgn} = \pi \cdot d_3 \cdot h \cdot n \quad (46)$$

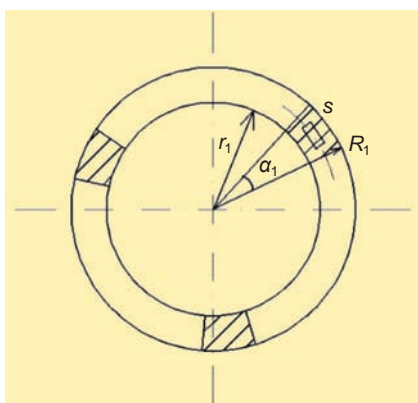
gdzie: h – robocza wysokość profilu gwintu.

Wówczas:

$$\sigma_{zgn} = \frac{F_{al}}{\pi \cdot d_3 \cdot h \cdot n} \leq [\sigma_{zgn}] \quad (47)$$

Obliczenie wytrzymałościowe sprężyny walcowej na skręcanie

Teoria skręcania prętów o okrągłym przekroju poprzecznym zakłada brak zniekształcenia krzywizny walca podczas odkształcenia, co – mówiąc wprost – nie zostało zachowane w przyjętych warunkach przy znaczących odkształceniach sprężyny. Naprężenia styczne, które pojawiają się w łącznikach po-



Rys. 4. Schemat obliczeniowy przekroju poprzecznego sprężyny

wstałych pomiędzy rowkami w jednej płaszczyźnie, są rozłożone równomiernie po okręgu.

Moment skręcający przyłożony do rury drążonej wywołuje moment wewnętrznym w określonych odstępach, w liczbie co najmniej trzech.

Naprężenia styczne przy małych odkształceniach można określić według wzoru:

$$\tau = \frac{M_s}{W_1} \quad (48)$$

gdzie: M_s – moment skręcający, W_1 – moment oporu wycinka kołowego.

Względny kąt skręcenia sprężyny wyrażony jest wzorem:

$$\varphi = \frac{M_{zewn} \cdot L_s}{G \cdot I} \quad (49)$$

gdzie: G – moduł przemieszczenia, I – moment bezwładności przekroju, L_s – długość sprzęgła.

Po podstawieniu M_{zewn} w $\text{kN} \cdot \text{m}$, L , R i r w m oraz G w kN/m^3 , otrzymuje się:

$$\varphi [\text{rad}] = \frac{M_{zewn} \cdot L_s}{8 \cdot 10^7 \cdot 3 \left[\frac{R_1^4 - r_1^4}{8} \cdot (\pi \cdot \frac{\alpha_1}{180} + \sin \alpha_1) \right]} \quad (50)$$

Podaną w obliczeniach wartość chropowatości powierzchni $Ra = 2,5$ można uzyskać poprzez wygładzanie ultradźwiękowe powierzchni nieobrobionych cieplnie i szlifowanie powierzchni po obróbce cieplnej.

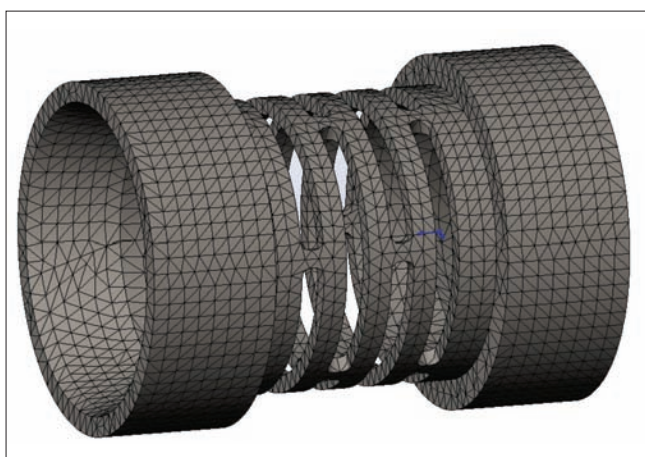
TABLICA I. Obliczenia wykonane metodą analityczną w programie Mathcad

Dane wyjściowe						
Długość sprzęgła L , mm	49,5	59,3	72	90,3	115	124
D_{zewn} , mm	46	57	72	94	118	146
d_{wewn} , mm	42	53	66	86	106	130
Moment M_{zewn} , $\text{N} \cdot \text{m}$	16	40	100	200	400	700
Wyniki obliczeń						
φ , rad	0,15	0,23	0,285	0,19	0,17	0,13
Wytrzymałość na skręcanie, $\text{kN} \cdot \text{m}^2/\text{rad}$	6	10	24	57	130	302

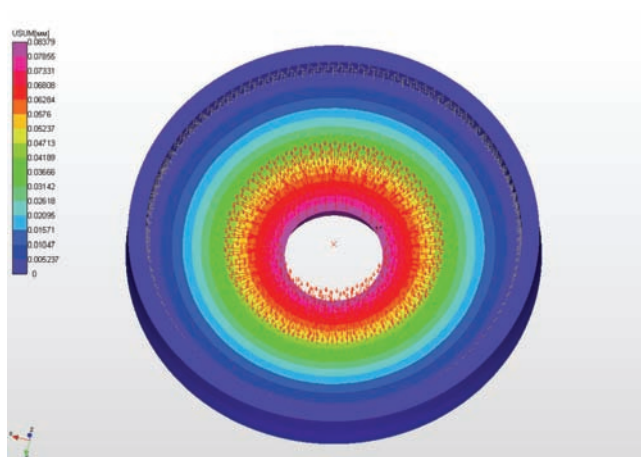
TABLICA II. Obliczenie dotyczące tulei dzielonej w systemie APM Joint

Dane wyjściowe							
Typowymiary	1	2	3	4	5	6	
Moment obrotowy silnika M_{zewn} , $\text{N} \cdot \text{m}$	16	40	100	200	400	700	
Średnica zewnętrzna D_{zewn} , mm	46	57	72	94	118	146	
Największa średnica tulei d_2 , mm	30	37	42	60	78	86	
Długość tulei l , mm	32	40	48	52	64	88	
Współczynnik tarcia f	w sprzężeniu wał-tuleja	0,1					
	w sprzężeniu tuleja-sprężyna	0,4					
Chropowatość Ra , μm	w sprzężeniu wał-tuleja	wał	2,5				
	w sprzężeniu tuleja-sprężyna	tuleja	2,5				
		sprężyna	2,5				
Połowa kąta stożka tulei α , °	4						
Materiał	tulei	Stal 40X					
	sprężyny	Stal 40X					
Wyniki obliczeń							
Współczynnik płynności	tulei	87,357	66,371	40,866	46,087	48,09	45,266
	sprężyny	52,918	40,476	28,048	28,43	28,264	30,663
Siła ściskająca F_a , kN	konieczna	1,794	3,638	8,03	11,131	17,095	27,333
	maksymalna	94,924	147,253	225,233	316,436	483,193	838,112
Luz	średnicowy, μm	29,579	30,851	32,977	35,297	37,712	37,803
	osiowy, mm	0,847	0,883	0,944	1,011	1,08	1,083

Modele obliczeniowe sprężystych elementów sprężła

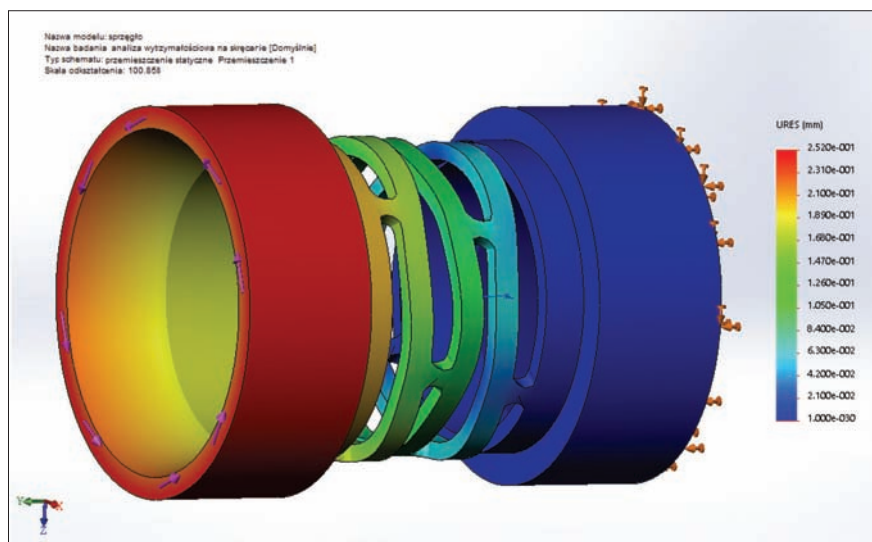


Rys. 5. Sprężyna walcowa

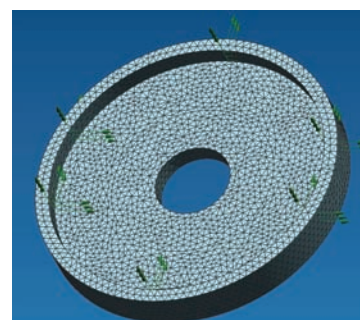


Rys. 9. Mapa przemieszczeń w nakrętce pod działaniem siły ściskającej

Mapy obliczeniowe przedstawionych modeli



Rys. 7. Mapa przemieszczeń dla sprężyny obciążonej momentem obrotowym, mm



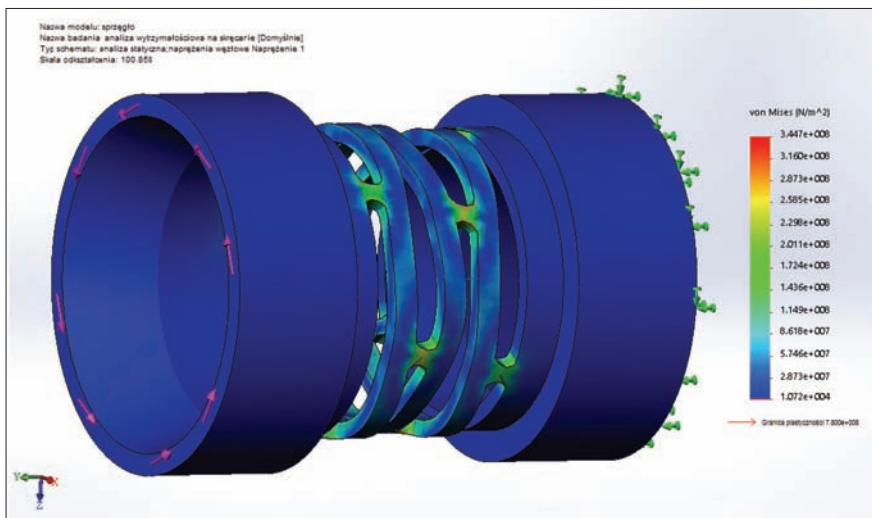
Rys. 6. Nakrętka specjalna

Obliczenia wykonano dla maksymalnej siły osiowej 27 333 N. W rezultacie dobrano grubość nakrętki równą 10 mm.

Wszystkie przedstawione obliczenia przeprowadzono z zastosowaniem metody elementów skończonych (MES). Niektóre kalkule programowe i analityczne wykonane dla tych samych elementów wykazują zbieżne wyniki, np.: wartość kąta skręcenia sprężyny walcowej otrzymana w wyniku analitycznego obliczenia za pomocą Mathcad i wartość kąta wyliczonego MES są zbieżne, co świadczy o wiarygodności otrzymanych wyników.

LITERATURA

1. Mambetov A.D. „*Raschet i konstruirovaniye promyshlennogo oborudovaniya s primeneniym P-EVM*”. Cherkessk: RIO KCHTI, 1998.
2. Shelofast V. „*Osnovy proyektirovaniya mashin*”. Moskwa: APM, 2005.
3. Zamriy A. „*Proyektirovaniye i raschet metodom konechnykh elementov trekhmernykh konstruksiy v srede ARM Structure 3D*”. Moskwa: APM, 2004.
4. Grankin M. „*Predokhranitel'nyye mufty*”. *RITM*. 39. (2009); s. 26.
5. Bondar' S., Mambetov A.D., Kruczek W. „*Gamma vysokoskorostnykh vnutrishlifoval'nykh golovok s remennym privodom*”. *Informatsionnyy listok*. 15+77. (1977). ■



Rys. 8. Mapa naprężeń dla sprężyny obciążonej momentem obrotowym, Pa