

Szczepan Opach

Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL, Katowice

PROJEKTOWANIE I PODSTAWY OBLICZEŃ MECHANICZNYCH WIRNIKÓW W WIELOWIRNIKOWYCH SILNIKACH SYNCHRONICZNYCH Z MAGNESAMI TRWAŁYMI SPM

DESIGNING AND MECHANICAL CALCULATIONS OF ROTORS IN MULTIROTOR'S SYNCHRONOUS MOTORS WITH PERMANENT MAGNETS SPM

Streszczenie: Artykuł prezentuje koncepcję i założenia projektowe przykładowego wirnika, zastosowanego w wielowirnikowym silniku synchronicznym z magnesami trwałymi SPM. Konieczność konstruowania i badania wielowirnikowych napędów elektrycznych, wymusiła potrzeba ich integracji z przekładniami obiegowymi o dwóch stopniach swobody w nowoczesnych elektromechanicznych układach napędowych pojazdów elektrycznych.

Abstract: The article presents the conceptions and designing process of exemplary rotor used in multirotor's synchronous motor with permanent magnets SPM. Necessity of designing and researching of multirotor's electrical drives, has resulted from need of their integration with planetary gears with two degrees of freedom in modern electromechanical drive systems.

Słowa kluczowe: wielowirnikowe napędy elektryczne, pojazd elektryczny, przekładnia obiegowa

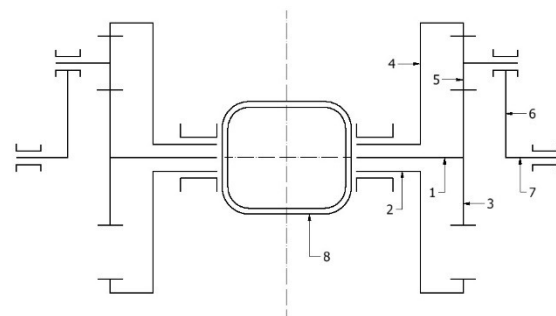
Keywords: multirotor's electric drive, electric vehicle, planetary gear

1. Wstęp

W ostatnim czasie obserwuje się tendencję coraz częstszego stosowania przekładni obiegowych w złożonych, elektromechanicznych zespołach napędowych pojazdów elektrycznych. Ma to swoje uzasadnienie w niewątpliwych zaletach takiego podejścia, takich jak zwarta konstrukcja o korzystnym stosunku uzyskiwanych wartości przełożeń momentowych do masy i gabarytów zespołu. Odpowiednio zaprojektowany i sterowany, elektromechaniczny zespół napędowy, może zastąpić rozwiązania stosowane dotychczas i polegające na sprzęganiu silnika elektrycznego o budowie klasycznej z przekładnią mechaniczną i dyferencjałem [1]. Projektowanie i badania kompletnych, zintegrowanych z przekładniami obiegowymi elektromechanicznych zespołów napędowych, jest również tematyką podejmowaną w ostatnim czasie przez Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL w Katowicach.

Analizując zamieszczone w artykule [1], schematy kinematyczne przekładni obiegowych o dwóch stopniach swobody, nasuwają się wnioski, co do specyficznej konstrukcji samego silnika elektrycznego, z którym przekładnie obiegowe miałyby zostać zintegrowane. Klasyczna przekładnia obiegowa o dwóch stopniach

swobody, przetwarza moc mechaniczną, przekazywaną przez dwa wały wejściowe w moc mechaniczną oddawaną na jeden wał wyjściowy. Koncepcja konstrukcji zespołu napędowego, przewidywała integrację układów wytwarzania mocy mechanicznej w jednej obudowie silnika, połączonej obustronnie z przekładniami obiegowymi, stanowiącymi z kolei układ transmisji mocy mechanicznej na półosie napędowe samochodu.



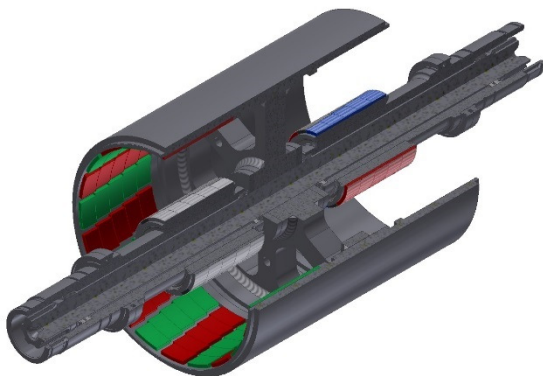
Rys. 1. Schemat elektromechanicznego zespołu napędowego: 1-wał główny silnika, 2-wał sterujący silnika, 3-koło centralne przekładni, 4-koło koronowe przekładni, 5-koło satelitarne przekładni, 6-jarżmo przekładni, 7-wał wyjściowy przekładni, 8 – silnik elektryczny

Artykuł w swojej treści, skupia się na zagadnieniu podstaw konstrukcji wirników w wielowirnikowych maszynach elektrycznych z magnesami trwałymi, które z racji ich charakterystycznej budowy, znajdować mogą coraz szersze zastosowania.

2. Koncepcja wirników współosiowych

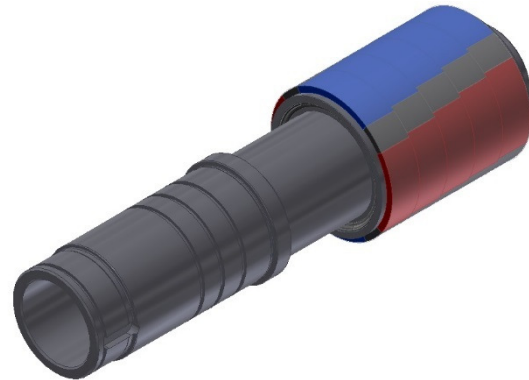
W założeniach projektu przyjęto, że dla obu przekładni obiegowych, zastosowany zostanie wspólny wał główny (sprzęgany z kołami centralnymi przekładni) i dwa niezależne, dedykowane każdej z nich oddzielnie, wały sterujące (sprzęgane z kołami koronowymi przekładni).

Wał główny silnika, posiada zatem dwa czopy napędowe, sprzęgane z kołami centralnymi obu przekładni obiegowych, nadając im jednakową prędkość kątową i jednakowy moment siły. Sprzęgnięcie mechaniczne pomiędzy wałem głównym a kołami centralnymi obu przekładni obiegowych, następuje za pośrednictwem połączenia wielowypustowego. Wał główny stanowi część wirnika zewnętrznego o konstrukcji rurowej z klejonymi na jej wewnętrznej powierzchni magnesami trwałymi (SPM). Przeniesienie momentu siły pomiędzy rurą a wałem wirnika głównego, odbywa się za pośrednictwem stalowej konstrukcji nośnej, osadzonej symetrycznie względem wirnika, zwanej dalej przenośnikiem momentu oraz połączenia wielowypustowego pomiędzy przenośnikiem momentu a wałem. W układzie wirnika głównego, wyodrębnić można dwie grupy magnesów trwałych (SPM), umieszczonych symetrycznie względem przenośnika momentu, po obu stronach rury.



Rys. 2. Model 3D zewnętrznego wirnika głównego i dwóch wewnętrznych, niezależnych wirników sterujących, montowanych współosiowo w jeden zespół

Obwody elektromagnetyczne dwóch silników sterujących są zasilane i sterowane niezależnie od siebie. Oznacza to, że na wałach sterujących, sprzęganych z kołami koronowymi obu przekładni obiegowych, uzyskiwać można różne wartości prędkości kątowych i różne wartości momentów siły. W szczególnym przypadku, wały sterujące mogą nie transmitować mocy na koła koronowe przekładni obiegowych.



Rys. 3. Model 3D wewnętrznego wirnika sterującego z naklejonymi na powierzchni zewnętrznej magnesami trwałymi (SPM).

Wały wirników sterujących, łożyskowane są na wale silnika głównego, zapewniając tym samym ich wzajemną współosiowość i możliwość niezależnego od siebie ruchu obrotowego, przy jednocześnie odebranych stopniach swobody ruchu postępowego. Łożyskowanie odbywa się za pośrednictwem łożysk kulkowych (zwanymi dalej łożyskami wewnętrznymi). W przypadku wirników sterujących, magnesy trwałe (SPM), klejone są na ich zewnętrznej powierzchni. Sprzęgnięcie mechaniczne pomiędzy wałami sterującymi a kołami koronowymi obu przekładni obiegowych, następuje za pośrednictwem połączenia wpustowego. Łożyskowanie kompletnego zespołu wirnika głównego i dwóch wirników sterujących w korpusie silnika, odbywa się za pośrednictwem łożysk kulkowych (zwanymi dalej łożyskami zewnętrznymi), osadzonych bieżniami wewnętrznymi na powierzchniach wałów sterujących i bieżniami zewnętrznymi w piastach tarcz łożyskowych.

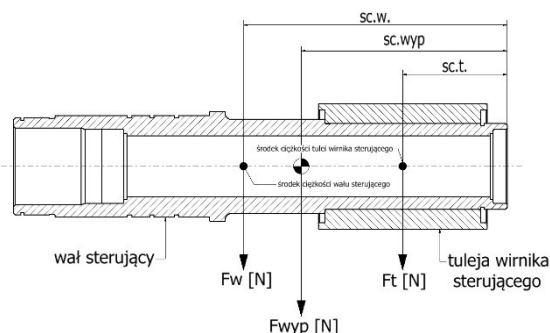
3. Wyznaczanie położenia osi i wartości wypadkowej siły ciężkości wirnika sterującego

Wirnik sterujący składa się ze stalowego, drążonego wału, oraz wprasowanej na nim stalowej tulei, na której osadzone zostały magnesy trwałe (SPM).



Rys. 4. Zdjęcie zaprojektowanych i wykonanych w INiME KOMEL wirników sterujących, przed naklejeniem magnesów trwałych

Środek ciężkości stalowej tulei jest łatwy do zidentyfikowania i stanowi część wspólną jej trzech, wzajemnie prostopadłych płaszczyzn symetrii. Wał sterujący nie posiada trzech wzajemnie prostopadłych płaszczyzn symetrii, więc wyznaczenie jego środka ciężkości jest bardziej kłopotliwe. Położenie środka ciężkości wału sterującego względem punktu odniesienia, ustalono za pomocą systemu CAD, w którym wał zamodelowano.



Rys. 5. Wyznaczanie środka ciężkości wirnika sterującego: $sc.w$ – położenie środka ciężkości wału względem punktu odniesienia, $sc.t$ – położenie środka ciężkości tulei względem punktu odniesienia, $sc.wyp$ – położenie środka ciężkości wirnika sterującego względem punktu odniesienia, F_w – siła ciężkości wału, F_t – siła ciężkości tulei, F_{wyp} – wypadkowa siła ciężkości wirnika sterującego

Położenie osi i wartość wypadkowej siły ciężkości wirnika sterującego F_{wyp} ustalono, wykorzystując twierdzenie o momencie wypadkowej sił względem punktu [2]. Zgodnie z jego treścią, moment wypadkowej siły ciężkości wirnika sterującego względem punktu odniesienia, równy będzie sumie momentów siły ciężkości

wału i siły ciężkości tulei względem tego punktu. Wartości ciężaru wału sterującego i tulei, łatwo jest wyznaczyć, znając ich masę, natomiast ramie sił stanowią wyznaczone wcześniej odległości środków ciężkości od punktu odniesienia.

$$\sum M_{(F_w, F_t), O} = F_w \cdot sc.w. + F_t \cdot sc.t.$$

$$\sum M_{(F_w, F_t), O} = g \cdot (m_w \cdot sc.w. + m_t \cdot sc.t.)$$

$$\sum M_{(F_w, F_t), O} = M_{(F_{wyp}), O}$$

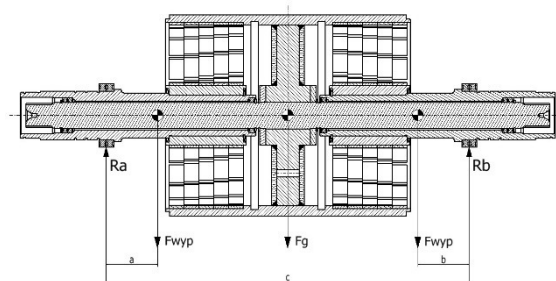
W powyższym wzorze przyjęto następujące oznaczenia: F_w – siła ciężkości wału [N], F_t – siła ciężkości tulei [N], $sc.w.$ – położenie środka ciężkości wału, względem punktu odniesienia [m], $sc.t.$ – położenie środka ciężkości tulei, względem punktu odniesienia [m], m_w – masa wału [kg], m_t – masa tulei [kg], g – przyspieszenie ziemskie [$kg \cdot m \cdot s^{-2}$].

Położenie osi wypadkowej siły ciężkości wirnika sterującego względem punktu odniesienia obliczono, dzieląc ustaloną wcześniej wartość jej momentu względem punktu odniesienia przez sumę wartości sił ciężkości wału sterującego i tulei.

$$sc.wyp = \frac{M_{(F_{wyp}), O}}{F_w + F_t}$$

4. Wyznaczanie wartości sił reakcji w łożyskach zewnętrznych i wewnętrznych

Wartości sił reakcji w łożyskach zewnętrznych wirnika, wyznaczono wykorzystując obliczone wcześniej wartości sił ciężkości wirników sterujących, oraz zakładając symetrię wirnika w płaszczyźnie prostopadłej do jego osi.



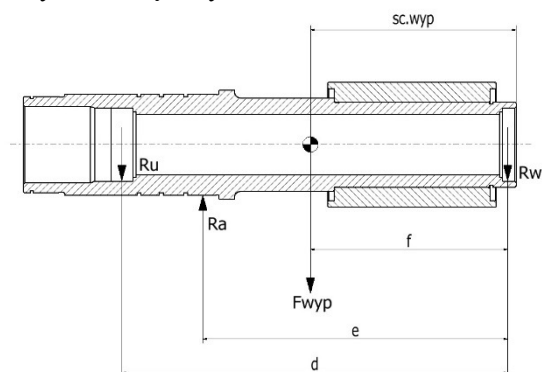
Rys. 6. Wyznaczanie wartości sił reakcji w łożyskach zewnętrznych wirnika: R_a , R_b – siły reakcji łożysk zewnętrznych [N], F_{wyp} – wypadkowa siła ciężkości wirnika sterującego [N], F_g – siła ciężkości wirnika głównego [N], a, b, c – odległości pomiędzy osiami sił [m]

Równanie równowagi płaskiego układu sił równoległych względem osi y , przedstawia się w sposób następujący:

$$\sum F_{i,y} = R_a + R_b - 2 \cdot F_{wyp} - F_g = 0$$

$$R_a = R_b = \frac{1}{2} \cdot F_g + F_{wyp}$$

W celu wyznaczenia wartości reakcji łożysk wewnętrznych wirnika R_u oraz R_w , wykorzystano obliczone powyżej wartości sił reakcji łożysk zewnętrznych $R_a = R_b$.



Rys. 7. Wyznaczanie wartości sił reakcji w łożyskach wewnętrznych wirnika: R_a – siła reakcji łożyska zewnętrznego [N], F_{wyp} – wypadkowa siła ciężkości wirnika sterującego [N], R_u , R_w – siły reakcji łożysk wewnętrznych wirnika [N], d, e, f – odległości pomiędzy osiami sił [m]

Wirnik sterujący pozostaje w równowadze statycznej pod działaniem trzech wspomnianych sił reakcji R_u , R_w od łożysk wewnętrznych, $R_a = R_b$ od łożyska zewnętrznego oraz wyznaczonej już wcześniej, wypadkowej siły ciężkości F_{wyp} .

Z racji niesymetrycznego rozkładu osi sił, reakcje w łożyskach wewnętrznych: R_u oraz R_w nie będą sobie równe co do wartości, tak jak miało to miejsce w przypadku łożysk zewnętrznych. Konieczne zatem będzie uzupełnienie równania równowagi sił równoległych o równanie równowagi momentów sił względem punktu odniesienia.

$$\sum F_{i,y} = -R_u + R_a - F_{wyp} - R_w = 0$$

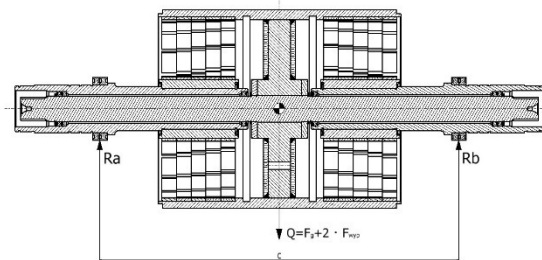
$$\sum M_{Fi,O} = R_u \cdot d - R_a \cdot e + F_{wyp} \cdot f = 0$$

Z powyższego układu równań można wyznaczyć dwie niewiadome wartości sił reakcji w łożyskach wewnętrznych wirnika R_u oraz R_w .

Obliczenia oraz doświadczenie wykazało, że obciążenie łożysk wewnętrznych rozkłada się bardzo nierównomiernie. Siła reakcji R_u , osiąga zdecydowanie większą wartość w stosunku do wartości siły reakcji R_w i to właśnie łożysko, w którym zachodzi reakcja R_u , pozostaje znacznie bardziej obciążone.

5. Naprężenia zginające, skręcające i zredukowane Hubera w wale głównym

W niewielkim przybliżeniu, wał główny może być potraktowany, jako belka o stałej sztywności na całej swojej długości. Przybliżenie takie jest uzasadnione z uwagi na fakt, że ma się tu do czynienia z wałem niestopniowanym o jednorodnej średnicy we wszystkich przekrojach poprzecznych, wykonanym z jednorodnego materiału o stałym module Younga. W obliczeniach pominięto wpływ lokalnego przeszywnienia wału głównego, powodowanego obecnością wałów sterujących.



Rys. 8. Wyznaczanie momentów gnących w wale głównym, pochodzących od sił reakcji łożysk zewnętrznych: R_a , R_b – siły reakcji łożysk zewnętrznych [N], Q – siła ciężkości kompletnego zespołu wirnika [N], c – odległość pomiędzy osiami sił reakcji łożysk [m]

Maksymalny moment gnący w wale głównym obliczono następująco:

$$M_g = \frac{1}{2} \cdot R_a \cdot c \text{ [Nm]}$$

Naprężenia zginające w wale głównym obliczono następująco:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{32 \cdot M_g}{\pi \cdot D^3} \leq k_{go} = \frac{Z_{go}}{x_z} \text{ [MPa]}$$

W powyższym wzorze przyjęto następujące oznaczenia: M_g – maksymalny moment gnący [Nm], W_x – wskaźnik wytrzymałości przekroju poprzecznego wału na zginanie [m³], D – średnica przekroju poprzecznego wału głównego [m], k_{go} – dopuszczalne naprężenia zginające, przy obustronnie zmiennym zginaniu [MPa], Z_{go} – wytrzymałość zmęczeniowa, przy obu-

stronnie zmiennym zginaniu [MPa], x_z – współczynnik bezpieczeństwa dla wytrzymałości zmęczeniowej.

Naprężenia skręcające w wale głównym, policzono względem przyjętej wartości maksymalnego momentu obrotowego M_o przenoszonego przez wał, zgodnie z poniższym wzorem:

$$\tau_s = \frac{M_o}{W_o} = \frac{16 \cdot M_o}{\pi \cdot D^3} \geq k_{sj} = \frac{Z_{sj}}{x_z} \text{ [MPa]}$$

W powyższym wzorze przyjęto następujące oznaczenia: M_o – maksymalny moment obrotowy silnika głównego [Nm], W_o – wskaźnik wytrzymałości przekroju poprzecznego wału na skręcanie [m³], D – średnica przekroju poprzecznego wału głównego [m], k_{sj} – dopuszczalne naprężenia skręcające, przy jednostronnie zmiennym skręcaniu [MPa], Z_{sj} – wytrzymałość zmęczeniowa, przy jednostronnie zmiennym skręcaniu [MPa], x_z – współczynnik bezpieczeństwa dla wytrzymałości zmęczeniowej.

Na podstawie wartości naprężeń rozciągających i skręcających, nie można jednoznacznie wnioskować o rzeczywistym wyężeniu materiału [3]. Z uwagi na występowanie w wale głównym złożonego stanu naprężeń, w następnej kolejności wyznaczono wartości naprężeń zredukowanych według poniższych wzorów. Przyjęto, jak zaleca się dla wałów stalowych, hipotezę wyężeniową największej energii odkształcenia postaciowego Hubera [4]. Z uwagi na przewagę, występujących w wale naprężeń skręcających, przyjęto odpowiedni współczynnik redukcji α :

$$\alpha = \frac{k_{go}}{k_{sj}} = \frac{\sqrt{3}}{2}$$

$$\tau_z = \sqrt{\left(\frac{1}{\alpha} \cdot \sigma_g\right)^2 + \tau_s^2} \leq k_{sj} = \frac{Z_{sj}}{x_z} \text{ [MPa]}$$

6. Wyznaczanie maksymalnego ugięcia wału głównego

Moment bezwładności przekroju poprzecznego wału głównego względem osi obojętnej z , wyznaczono z poniższej zależności:

$$I_z = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \text{ [m}^4\text{]}$$

Następnie wyznaczono wartość maksymalnego ugięcia wału f_{max} , wykorzystując znajomość wartości modułu Younga E stali, z której wał został wykonany, wcześniej wyznaczonej war-

tości momentu bezwładności I_z przekroju poprzecznego względem osi obojętnej z , oraz odległości pomiędzy dwoma podporami (łożyskami zewnętrznymi wirnika) c .

$$f_{max} = \frac{Q \cdot c^3}{48 \cdot E \cdot I} \text{ [m]}$$

Dla silników elektrycznych, zaleca się aby maksymalne ugięcie, było co najwyżej równe 1/10 części szczeliny powietrznej pomiędzy stojanem a wirnikiem δ :

$$f_{max} \leq 0,1 \cdot \delta$$

7. Obliczenia wytrzymałościowe połączeń wielowypustowych w wirniku głównym

W pierwszej kolejności, obliczeniom poddano połączenie wielowypustowe centralne wału głównego, przenoszące maksymalny moment obrotowy M_o , pomiędzy przenośnikiem momentu a wałem głównym. Połączenie wielowypustowe sprawdzono z uwagi na dopuszczalne naciski powierzchniowe p_{dop} , wg poniższego wzoru [4]:

$$p = \frac{2 \cdot M_o \cdot 10^3}{d_{sr} \cdot z \cdot h_o \cdot l_o \cdot \gamma} \leq p_{dop} = \frac{Z_{cj}}{x_z} \text{ [MPa]}$$

gdzie,

$$d_{sr} = 0,5 \cdot (d_z + d_w) \text{ [m]}$$

$$h_o = 0,5 \cdot (d_z - d_w) \text{ [m]}$$

W powyższym wzorze przyjęto następujące oznaczenia: p - nacisk powierzchniowy wywierany na jeden ząb wielowypustu [MPa], M_o – maksymalny moment obrotowy silnika głównego [Nm], z - liczba zębów wielowypustu, l_o – długość czynna wielowypustu [m], d_z – średnica zewnętrzna wielowypustu [m], d_w – średnica wewnętrzna wielowypustu [m], γ – współczynnik nierównomierności rozkładu obciążenia, przyjęty $\gamma=0.75$, Z_{cj} – wytrzymałość zmęczeniowa, przy jednostronnie zmiennym ścisnieniu [MPa], x_z – współczynnik bezpieczeństwa dla wytrzymałości zmęczeniowej.

W podobny sposób przeprowadzono obliczenia wytrzymałości wielowypustów na czopach przyłączeniowych wału głównego. W tym jednak przypadku, wyodrębniono w obliczeniach dwa przypadki. Pierwszy przypadek, dotyczył równomiernego rozłożenia maksymalnego momentu obrotowego M_o na dwa koła samochodu. W drugim przypadku, maksymalny moment obrotowy M_o , przenoszony został przez jedno koło samochodu.

kowo, przeprowadzono podobne obliczenia również dla wirnika głównego, pomimo używanych przez niego, mniejszych prędkości obrotowych. Przemawia za tym jego specyficzna konstrukcja, przewidująca osadzenie magnesów trwałych na powierzchni wewnętrznej rury o znacznej średnicy. W przypadku wirnika głównego, siły bezwładności, działające na magnesy trwałe, wywołują bowiem naprężenia ściskające na powierzchni wewnętrznej rury.

Wartość siły bezwładności F_b , działającej na magnesy trwałe podczas ruchu obrotowego wirnika, wyznaczono z poniższej zależności, dokonując wcześniej przeliczenia prędkości obrotowej wirnika n [obr/min] na jego prędkość kątową [rad/s]:

$$\omega = n \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$F_b = m \cdot \omega^2 \cdot r \text{ [N]}$$

W powyższych wzorach, przyjęto następujące oznaczenia: m – masa magnesu trwałego [kg], r – promień osadzenia magnesu [m].

Wartość uzyskanej siły bezwładności F_b [N], podzielona przez pole powierzchni osadzenia magnesu A [mm²], jest wartością naprężeń rozciągających σ_r [MPa] w spoinie klejowej (w przypadku wirnika sterującego), oraz wartością naprężeń ściskających σ_c na powierzchni wewnętrznej rury (w przypadku wirnika głównego).

11. Podsumowanie i wnioski

Założeniem prezentowanej w artykule treści, było zaprezentowanie koncepcji i założeń konstrukcyjnych przykładowego wirnika, zastosowanego w wielowirnikowym silniku elektrycznym z magnesami trwałymi SPM. Przemysłana integracja kilku niezależnych przetworników elektromechanicznych w jednej, zwartej obudowie silnika, pozwala uzyskać korzystny stosunek wartości generowanej mocy, do gabarytów i masy urządzenia. Koncepcja współosiowych wirników, pozwala również na sprawne zestawienie napędów elektrycznych z przekładniami planetarnymi o budowie klasycznej. Ma to znaczenie w przypadku konstruowania elektromechanicznych zespołów napędowych do pojazdów elektrycznych, gdzie oszczędność miejsca i redukcja masy, jest szczególnie pożądana.

W artykule przedstawiono również wybrane zagadnienia dotyczące obliczeń mechanicznych

tego typu wirników, mając świadomość, że nie wyczerpano w pełni, ich szerokiego zakresu.

Tematyka napędów wielowirnikowych, szczególnie z zastosowaniem w elektromechanicznych zespołach napędowych pojazdów elektrycznych, będzie rozwijana w pracy naukowo-badawczej autora, prowadzonej w Instytucie Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL w Katowicach.

Kolejne artykuły w tej tematyce, poświęcone zostaną zagadnieniom dynamiki i wyważania tego typu wirników, a także wytrzymałości zmęczeniowej ich podzespołów.

12. Literatura

- [1]. Sz. Opach: „Analiza kinematyczna złożonych konstrukcyjnie przekładni obiegowych do elektromechanicznych zespołów napędowych z zastosowaniem wzorów Willis'a”, Maszyny Elektryczne – Zeszyty Problemowe, 1/2019.
- [2]. J. Leyko: „Mechanika Ogólna, Statyka i Kinematyka” Tom 1, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2008, wydanie dwunaste.
- [3]. Sz. Opach: „Obliczenia wytrzymałości statycznej elementów nośnych korpusu koncepcyjnego silnika do napędu autobusu elektrycznego”, Maszyny Elektryczne – Zeszyty Problemowe, 1/2018.
- [4]. E. Mazanek, L. Kania, A. Dziurski, A. Kasprzycki, J. Ziara: "Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn", Wydawnictwo WNT, Warszawa 2012.

Autorzy

mgr inż. Szczepan Opach

sz.opach@komel.katowice.pl

Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych
KOMEL

40-203 Katowice

al. Roździeńskiego 188