

Andrzej BŁAŻEJEWSKI¹, Wojciech KWAŚNY¹
Jerzy JĘDRZEJEWSKI¹, Tae-Weon GIM²

MODEL CIEPLNEGO ZACHOWANIA SIĘ UCHYLNEGO STOŁU OBROTOWEGO

Omówiono nowoczesne konstrukcje uchylnych stołów obrotowych dla obrabiarek CNC. Dla stołów z bezpośrednim napędem i stosowanych w nich zespołów łożysk walcowych wzdłużno-poprzecznych podano modele opisujące straty mocy w tych zespołach. Omówiono proces tworzenia modelu MES dla obliczeń nagrzewania się i odkształceń cieplnych stołów uchylnych, podczas założonego cyklu pracy, z podaniem sposobów przypisywania elementom dyskretyzacji lub powierzchniom obciążenia cieplnego. Podano prosty sposób weryfikacji opracowanego modelu MES oparty na danych katalogowych silnika. Zamieszczono przykładowe wyniki obliczeń i analiz dla uchylnego stołu obrotowego z napędami bezpośrednimi, z tradycyjnym łożyskiem wzdłużno poprzecznym i łożyskiem krzyżowym.

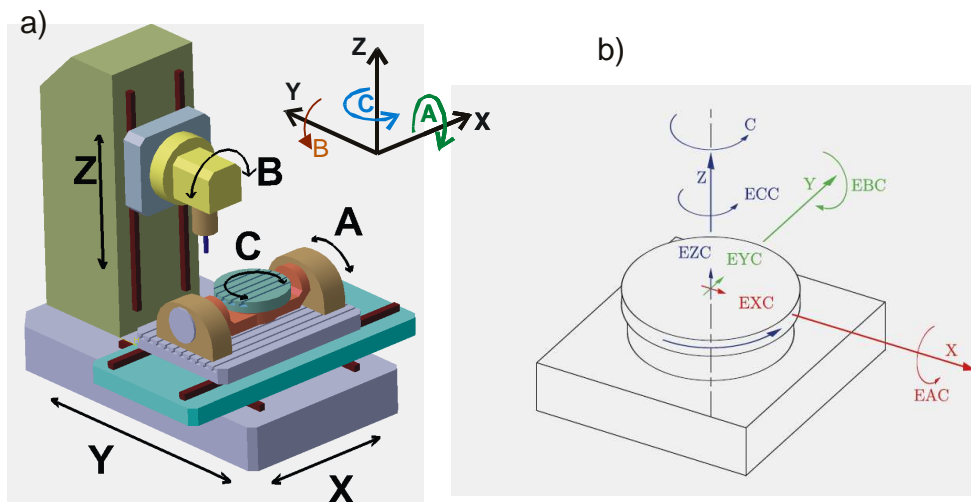
1. WPROWADZENIE

Wiele gałęzi przemysłu, w szczególności lotniczego i samochodowego, stosuje obecnie obróbkę wieloosiową; 5 i więcej osi sterowanych numerycznie. Jej podstawową zaletą jest zdolność do obróbki złożonych kształtów, podcięć i trudno dostępnych kątów, wykonywanej z jednego ustawienia przedmiotu obrabianego. Obróbkę taką umożliwiają obrabiarki 5-osiowe, które zamiast standardowego stołu mają stół uchylny-obrotowy posiadający osie sterowalne A i C lub stół obrotowy z osią C i skrętną głowicą narzędziową z osią B. W rozwiązaniach ze stołem uchylny obrotowy oś B wykonuje tylko ruchy przestawcze (rys. 1a) [4]. Dodatkowe osie obrotowe (rys. 1b) zwiększając elastyczność obrabiarki są jednocześnie dodatkowym źródłem błędów liniowych i kątowych. Błędy te są sumą błędów geometrycznych, kinematycznych i cieplnych.

W artykule omówiono zagadnienia związane z modelowaniem cieplnego zachowania się dwuosowego uchylnego stołu obrotowego (oś A i C), podczas realizacji założonego cyklu pracy. Głównym celem było opracowanie metodologii i narzędzia bazującego na metodzie elementów skończonych, pozwalającego na prognozowanie nagrzewania się i odkształceń cieplnych elementów składowych stołu, które wpływają na sumaryczny błąd obrabiarki.

¹ Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji, Politechnika Wrocławska

² DOOSAN Infracore Corporation








Rys. 1. Osie obrotowe w obrabiarkach: a) konfiguracja centrum frezarskiego z osiami obrotowymi A, B i C, b) błędy osi obrotowej [2]

Fig. 1. Rotary axes in machine tools: a) configuration of milling centre with rotary axes A, B & C, b) errors rotary axis [2]

2. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE UCHYLNYCH STOŁÓW OBROTOWYCH

Obecnie funkcjonują dwa podstawowe rozwiązania konstrukcyjne obrabiarkowych stołów uchylno obrotowych różniące się sposobem przeniesienia napędu: poprzez przekładnię ślimakową lub z napędem bezpośrednim (tabela 1).

Tabela 1. Podstawowe rozwiązania konstrukcyjne uchylnych stołów obrotowych
Table 1. Typical design solutions of tilting rotary tables

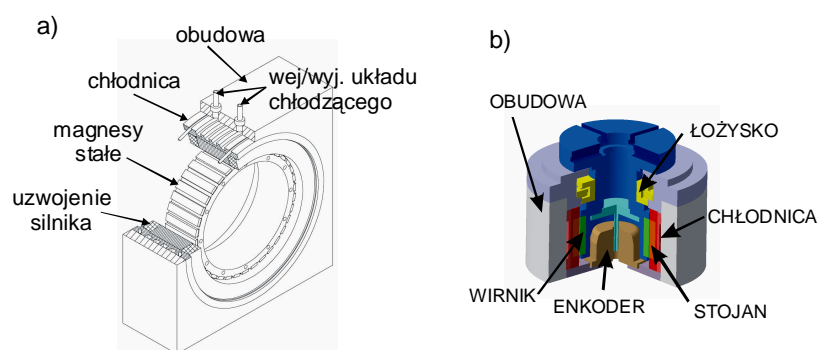
Typ silnika	Sposób przeniesienia napędu	Widok stołu uchylno obrotowego
Serwo motor 	Przekładnia ślimakowa 	 [6]
Silnik momentowy 	Napęd bezpośredni	 [7]

Te ostatnie, z uwagi na niewątpliwe zalety, zaczynają dominować zwłaszcza w nowych konstrukcjach obrabiarek. Ich zalety to zwłaszcza możliwość stosowania dużych prędkości obrotu osi C i A, dużych przyspieszeń, bezluzowość, duża dokładność oraz szybkość ustalania położenia. Pewne różnice występują też w typach stosowanych łożysk, typach silników oraz w ich sterowaniu, niezależnie od sposobu przeniesienia napędu. Z mechanicznym przeniesieniem napędu wiążą się duże problemy z uzyskaniem prędkości obrotowych i momentów, wymaganych przez najnowsze obrabiarki do obróbki wysoko prędkościowej (HSC) oraz z błędami ruchu, powodowanymi tarciami w przekładni mechanicznej i luzem zwrotnym [8]. Inne jeszcze korzyści, wynikające ze stosowania napędów bezpośrednich (silników momentowych), zamieszczono w tabeli 2.

Tabela 2. Porównanie cech osi obrotowych z napędem pośrednim i bezpośrednim [1]
Table 2. Comparison of characteristics of rotary axes with indirect and direct drive [1]

Parametr	Mechaniczne przeniesienie napędu	Napęd bezpośredni
Koszt	100%	97%
Czas montażu	88 godz.	12 godz.
Czas pozycjonowania	1 s.	0,33 s
Powtarzalność pozycjonowania	2,5 arc sek	1 arc sek
Rozdzielczość sprzężenia zwrotnego	-	0,18 arc sek
Sztywność	$7,2 \times 10^6$ Nm/rad	13×10^6 Nm/rad

Silniki momentowe eliminują potrzebę stosowania skrzynek przekładniowych, przekładni ślimakowych lub innych sposobów przeniesienia napędu. Dodatkowo charakteryzują się dużą dynamiką odpowiedzi bez występowania histerezy i dużą szczeliną (0,5-1,5mm) między stojanem a wirnikiem, co ułatwia montaż. Jedną z najważniejszych cech tych silników są jego wymiary tj. duże średnice zewnętrzne przy stosunkowo małej długości. Przy średnicach ponad 2m długość takiego silnika może nie przekraczać nawet kilkudziesięciu mm. Ponadto równie duże są średnice wewnętrzne, gdyż sam wirnik jest tylko cienkim pierścieniem z magnesami trwałymi (rys. 2). Użycie magnesów trwałych gwarantuje dużą sprawność tych silników.



Rys. 2. Napęd bezpośredni: a) silnik momentowy [1], b) stół obrotowy z silnikiem momentowym
Fig. 2. Direct drive: a) torque motor [1], b) direct drive rotary table

Duża średnica zewnętrzna i wewnętrzna pozwala uzyskiwać bardzo duże momenty, co jest główną zaletą tych silników. Konsekwencją tego jest jednak konieczność odprowadzania dużej ilości ciepła, generowanego w uzwojeniach stojana i wirnika. Drugim istotnym źródłem ciepła w obrębie stołu obrotowego są łożyska toczne, zwykle jedno walcowe łożysko wzdłużno–poprzeczne lub łożysko walcowe krzyżowe. Ciepło generowane przez enkoder można w modelowaniu obciążeń cieplnych zaniedbać, jako mało znaczące w porównaniu z ciepłem wytwarzanym w silniku lub łożysku.

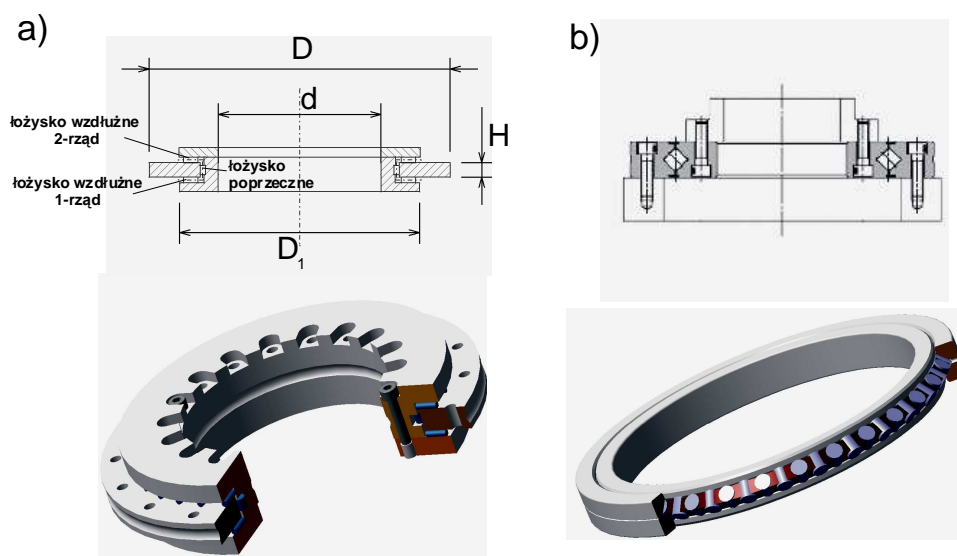
Model cieplnego zachowania się uchylnych stołów obrotowych z napędem bezpośrednim powinien obejmować:

- modele generowania ciepła w łożyskach i silnikach,
- model sztywności łożysk,
- model chłodzenia,
- model warunków pracy osi obrotowej i uchylnej,
- model geometryczny,
- model MES.

3. MODELOWANIE OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH

3.1. WZDŁUŻNO POPRZECZNE ŁOŻYSKA WALCOWE

Tradycyjne łożyska wzdłużno-poprzeczne np. typu RTC i YRT mają dwa rzędy wałeczków przenoszące siły wzdłużne i jeden rząd przenoszący siły poprzeczne (rys. 3a). Wzdłużno poprzeczne łożysko krzyżowe np. typu RU i SX ma dwa rzędy wałeczków, ustawionych prostopadłe do siebie w jednej płaszczyźnie (rys. 3b). Obydwie te odmiany łożysk mogą być montowane zarówno w osi C jak i osi A uchylnego stołu obrotowego.



Rys. 3. Łożyska wzdłużno poprzeczne: a) tradycyjne, b) krzyżowe
Fig. 3. Axial/radial bearing: a) traditional, b) Cross-Roller Ring

Dla modelowania wydajności cieplnej takich łożysk można posłużyć się summarycznymi stratami mocy w każdym z nich. Całkowite straty mocy w tego typu łożysku są sumą strat w dwóch lub trzech rzędach wałeczków. Łożyska te powinny być wstępnie napięte w montażu lub w przypadku łożysk krzyżowych przez producenta (klasa CC0). Występujące w nich straty mocy można obliczać w oparciu o zmodyfikowane wzory Palmgrena [5] lub z poniższych zależności.

$$N = \frac{M \cdot n}{9,55} [W] \quad (1)$$

$$M = \sum M_o + \sum M1 \quad (2)$$

$$M_o = f_o \cdot 10^{-1} \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 [Nm] \quad (3)$$

$$M1 = f1 \cdot P \cdot d_m [Nm] \quad (4)$$

gdzie:

N - straty mocy w łożysku,

M - całkowity moment tarcia,

M_o - moment tarcia hydrodynamicznego,

M1 - moment tarcia od obciążenia,

d_m - średnia średnica łożyska [m],

n - prędkość obrotowa [obr/min],

v - lepkość kinematyczna środka smarnego [cSt],

Założenie 1 - wzdłużne napięcie wstępne P_w=0,1Ca [N],

Założenie 2 - poprzeczne napięcie wstępne P_p=0,1Cr [N],

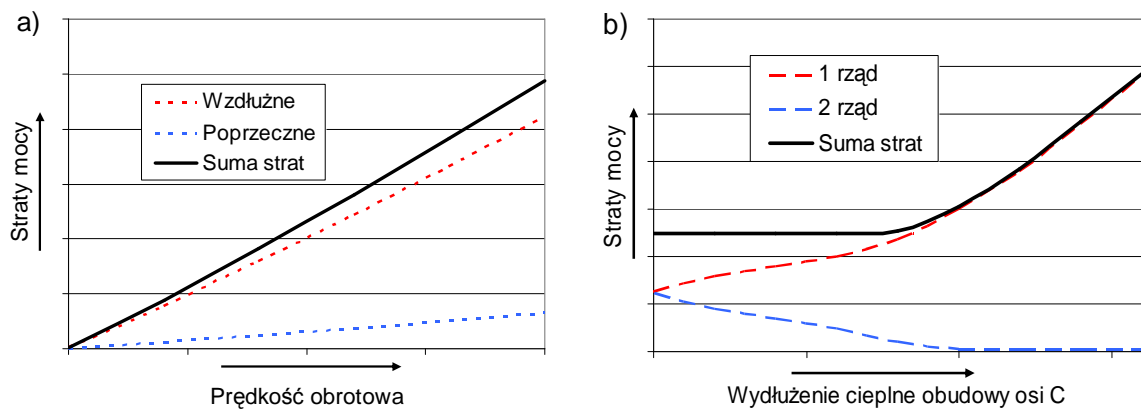
C_a, C_r – odpowiednio katalogowa nośność dynamiczna: osiowa, promieniowa [N].

Wartości współczynników f_o, f1, dla łożysk walcowych, zebrano w tabelicy 3.

Tabela 3. Średnie wartości współczynników f_o, f1 dla łożysk walcowych [3]
Table 3. Mean values of f_o, f1 coefficients for cylindrical roller bearings [3]

	Łożyska walcowe		
	Wzdłużne	Poprzeczne	Krzyżowe
f _o	0,0018	0,0003	0,0018
f1	2,5	2,0	2,5

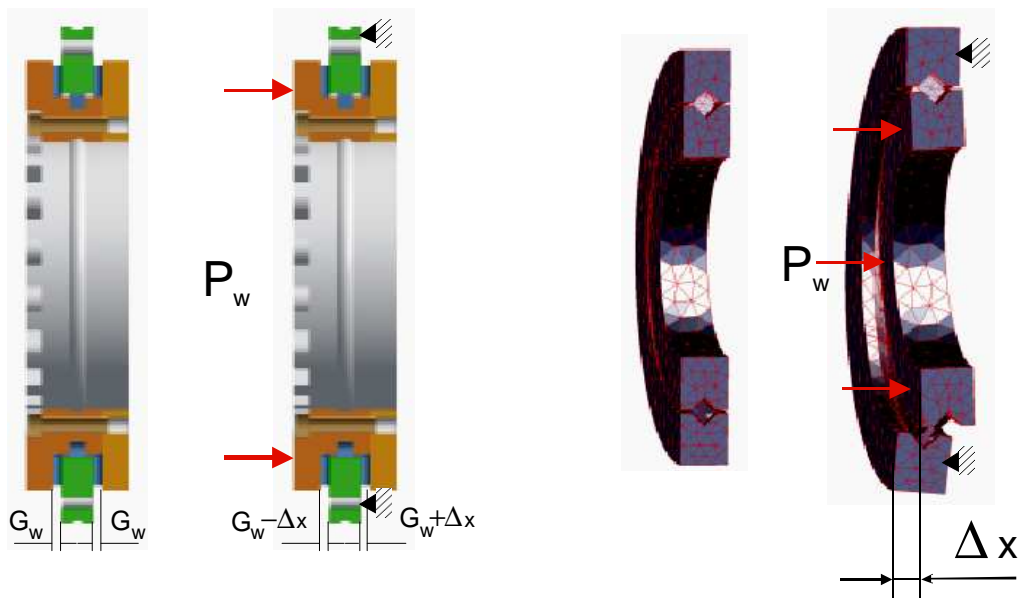
W obliczeniach łożyska typu RTC lub YRT można wstępnie założyć obciążenia pomontażowe równe 0,1Ca i 0,1Cr. Weryfikacją tego założenia będzie uzyskiwanie w obliczeniach wartości momentu tarcia M1 zbliżonego do wartości M_{RL}. (spoczynkowa wartość momentu tarcia), podawanego w specyfikacjach niektórych producentów łożysk. Charakter zmian strat mocy w tych łożyskach w funkcji prędkości obrotowej pokazano na rys. 4a.



Rys. 4. Charakter zmian strat mocy w łożyskach wzdłużno poprzecznych: a) w funkcji prędkości obrotowej, b) w funkcji wydłużeń cieplnych obudowy osi C

Fig. 4. Character of power losses in axial/radial bearings: a) in function of rotational speed, b) in function of thermal elongations of C axis housing

Jeśli łożyska typu RTC lub YRT przewidziane są dla osi A to wydłużenia cieplne Δx obudowy osi C zwiększają obciążenie wzdłużne P_w w jednym rzędzie łożyska wzdłużnego i jednocześnie zmniejszają obciążenie wzdłużne w drugim rzędzie (rys. 5). W przypadku łożysk krzyżowych również nastąpi wzrost obciążenia rolek ustawionych pod kątem $+45^\circ$ (2- rząd) a spadek obciążenia rolek ustawionych pod kątem -45° (1-rząd). Wartość tych zmian obciążenia zależy m.in. od sztywności łożyska. Konsekwencją tego może być nawet całkowite odciążenie jednego rzędu wałeczków, co może niekorzystnie wpływać na trwałość łożysk (rys. 4b).



Rys. 5. Wzajemne przemieszczenia bieżni w łożyskach wzdłużno poprzecznych: G_w , - odległość między bieżniami w łożysku napiętym wstępnie, Δx - zmiana odległości między bieżniami

Fig. 5. Mutual displacements of raceways in axial/radial bearings: G_w , - distance between raceways in a preloaded bearing, Δx – change of distance between raceways

Do stanu całkowitego odciążenia jednego z rzędów, kiedy to wydłużenia cieplne przewyższą wstępne napięcie wzdłużne łożyska, straty mocy w łożysku praktycznie nie zależą od nagrzewania się konstrukcji stołu uchylno obrotowego. Upraszcza to znacznie modelowanie obciążeń cieplnych przypisanych łożyskom. Odkształcenie wstępne δ , wywołane napięciem wstępnym łożyska można wyznaczyć z zależności:

$$\text{zbliżenie bieżni w kierunku wzdłużnym} - \delta = 3,06 \cdot 10^3 \cdot \frac{Q_o^{0,9}}{l_w^{0,8}} [\mu m] \quad (5)$$

$$\text{dla łożysk krzyżowych} - \delta = \frac{2}{\sqrt{2}} 3,06 \cdot 10^3 \cdot \frac{Q_o^{0,9}}{l_w^{0,8}} [\mu m] \quad (6)$$

$$\text{obciążenie rolki w łożysku wzdłużnym} - Q_o = \frac{P_w}{z} [N] \quad (7)$$

$$\text{obciążenie rolki w łożysku poprzecznym} - Q_o = \frac{\pi P_p}{2z} [N] \quad (8)$$

gdzie:

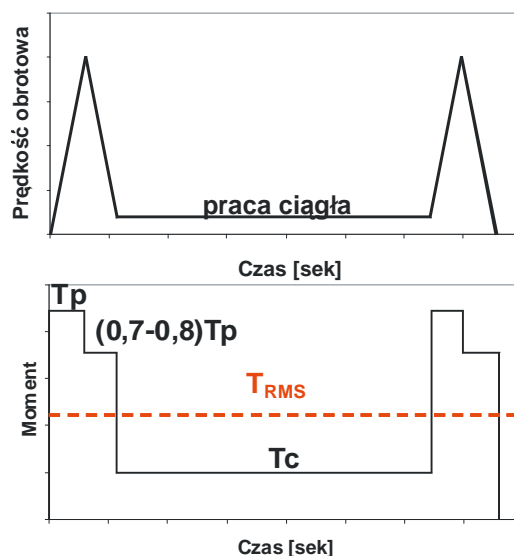
P_p – obciążenie poprzeczne łożyska,

z - liczba wałeczków w jednym rzędzie,

l_w - długość wałeczka [m].

3.2. SILNIKI MOMENTOWE

Straty mocy w silnikach powinno wyznaczać się z uwzględnieniem powtarzalnego cyklu pracy uchylnego stołu obrotowego, który zawiera fazę rozruchu, okres pracy ciągłej i fazę hamowania (rys. 6). Wartość momentu T_c , obciążającego silnik w fazie pracy ciągłej, jest sumą strat tarcia w łożyskach, mocy skrawania i innych oddziaływań zewnętrznych.



Rys. 6. Cykl pracy uchylnego stołu obrotowego dla osi A lub C
Fig. 6. Duty cycle of a tilting rotary table for A or C axes

Ekwiwalentną wartość momentu T_{RMS} , wyznacza się dla całego cyklu jako średnią kwadratową ważoną z trzech faz cyklu, zgodnie z poniższą zależnością [9].

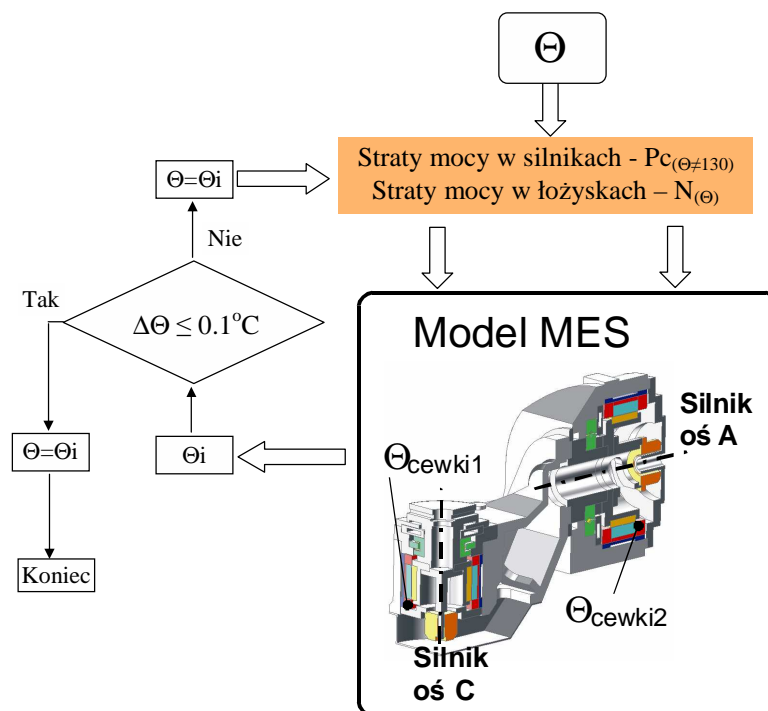
$$T_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N T_i^2 \cdot t_i}{t_{cyklu}}} \quad (9)$$

Maksymalne wartości mocy rozpraszanej w silniku P_c , szczytowe wartości momentu T_p i momentu podczas pracy ciągłej T_c podawane są w katalogach dla temperatury uzwojeń silnika równej 130°C . Na rzeczywistą wartość tej temperatury ma wpływ założony cykl pracy silnika, konstrukcja jego zabudowy opracowana i wykonana przez producenta stołu, wielkość powierzchni wymieniających ciepło, a zwłaszcza system chłodzenia. Dla rzeczywistej temperatury uzwojeń, innej niż 130°C , należy wartość mocy rozpraszanej skorygować z uwzględnieniem ekwiwalentnego momentu T_{RMS} , zgodnie z zależnością:

$$P_{c_{(\Theta \neq 130)}} = \frac{1,5 \cdot R_c \cdot I_c^2}{\left(\frac{T_c}{T_{RMS}}\right)^2} \quad (10)$$

We wzorze tym oznaczono:

R_c – rezystancja uzwojeń w rzeczywistej temperaturze pracy.



Rys. 7. Algorytm wyznaczania strat mocy w silnikach momentowych
Fig. 7. Algorithm for calculating power losses in torque motors

$$R_c = R_{20} (1 + (0,00392 \cdot (\Theta - 20))) \quad (11)$$

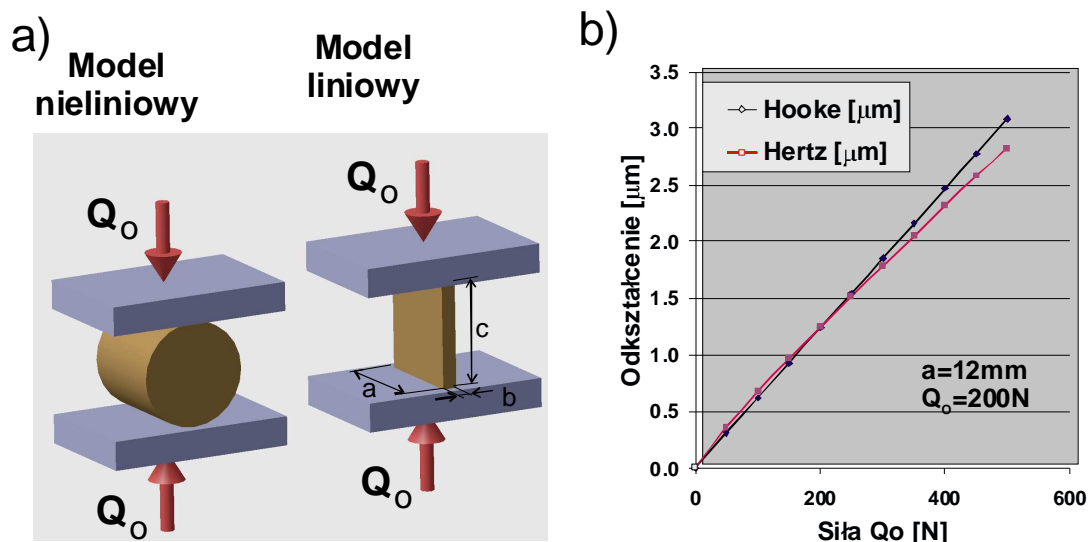
R_{20} , I_c – katalogowe wartości rezystancji i prądu,
 Θ – rzeczywista temperatura uzwojeń.

Wyznaczenia właściwej wartości strat mocy w silniku wymaga założenia temperatury uzwojeń Θ , podczas pracy silnika, dla przyjętej jego zabudowy i założonych warunków chłodzenia, a następnie iteracyjnego poszukiwania rzeczywistej temperatury z pomocą modelu MES. Punktem wyjściowym do iteracji powinna być wartość mocy obliczona na podstawie danych katalogowych i założonego cyklu pracy. Algorytm tego procesu iteracyjnego pokazano na rys.7.

Po obliczeniu programem MES rzeczywistej temperatury pracy korygowane są wartości strat mocy $P_{c(\Theta=130)}$, a także straty mocy w łożyskach, które również są funkcją temperatury. Proces iteracyjny trwa do momentu, gdy temperatura przyjmowana do obliczeń strat mocy w silniku zrówna się z temperaturą uzwojeń, otrzymaną podczas symulacji modelem MES.

4. MODELOWANIE SZTYWNOŚCI ELEMENTÓW TOCZNYCH ŁOŻYSK WAŁCZKOWYCH

Odształcenia w łożyskach wałeczkowych występujące na styku wałeczka z pierścieniami łożyska, zgodnie z teorią Hertza, mają charakter nieliniowy. Aby w modelu MES odwzorować te odkształcenia można zastąpić walcowy element toczny prostopadłościanem o zbliżonych liniowych własnościach sprężystych (rys.8).



Rys. 8. Model odkształceń w zespole rolka/bieżnie w łożysku wałeczkowym: a) rozważane modele, b) porównanie modeli

Fig. 8. Model of deformations in the roller/raceway assembly in a roller bearing: a) analysed models, b) comparison of models

Wymiary prostopadłościanu powinny być tak dobrane, aby dla łożyska napiętego wstępnie siłą $P_w = z \cdot Q_o$ spełniony był warunek $\delta_{(Hertz)} = \delta_{(Hooke)}$. Nieliniowe odkształcenia sprężyste zespołu rolka/bieżnie można obliczyć z zależności podanej w podrozdziale 3.1 a sprężyste odkształcenia prostopadłościanu, tworzącego jeden element z pierścieniami z zależności:

$$\delta_{(Hooke)} = \frac{Q_o \cdot c}{a \cdot b \cdot E} \quad (12)$$

gdzie:

E- moduł sprężystości podłużnej pierścieni łożyska,
a,b,c – wymiary prostopadłościanu.

Porównanie nieliniowych odkształceń zespołu rolka/bieżnie z odkształceniami wyznaczonymi liniowym modelem prostopadłościanym zamieszczono na rys. 8b. W obszarze przewidywanych zmian siły Q_o ($\pm 200N$) różnice odkształceń obliczanych obydwoma modelami nie przekraczają $0,2\mu m$. Obliczenia wykonano dla łożyska krzyżowego o długości wałeczka 12mm i obciążenia $Q_o = 200N$.

5. MODELOWANIE CHŁODZENIA

Z uwagi na to, że silnik momentowy jest całkowicie zintegrowany konstrukcyjnie z osią obrotową, jego nagrzewanie się jest bardziej niekorzystne dla dokładności ruchowej stołu obrotowego lub osi wahliwej, niż miało to miejsce przy innych sposobach przenoszenia napędu. Dlatego szczególnie ważne jest chłodzenie tych silników. Jako czynnik chłodzący zalecana jest głównie woda, z uwagi na dużą intensywność przejmowania ciepła ($2000 W/m^2K$). Producenci tych silników w swoich katalogach podają wymaganą wielkość natężenia przepływu wody przez chłodnicę F_w , aby przy temperaturze uzwojeń $\Theta = 130^\circ C$ różnica temperatury na wejściu i wyjściu z chłodnicy wyniosła $\Delta T_w = 5^\circ C$. Podawany jest również spadek ciśnienia Δp występujący przy takim natężeniu przepływu. Dla rzeczywistej temperatury uzwojeń obydwie te wielkości należy skorygować na podstawie zależności (13) [9]:

$$F_w = 0,0143 \cdot \frac{P_{c_\Theta}}{\Delta T_w}, \quad \Delta p = \Delta p_{(kata \log)} \cdot \frac{F_w}{F_{w_{(kata \log)}}} \quad (13)$$

gdzie: P_{c_Θ} - straty mocy w silniku dla temperatury uzwojeń Θ (podrozdział 3.1.)

6. MODEL MES

Pierwszym etapem tworzenia modelu MES jest zwykle uproszczenie szczegółowego modelu CAD 3D. Jest to uzasadnione ze względów na ograniczone możliwości narzędzi

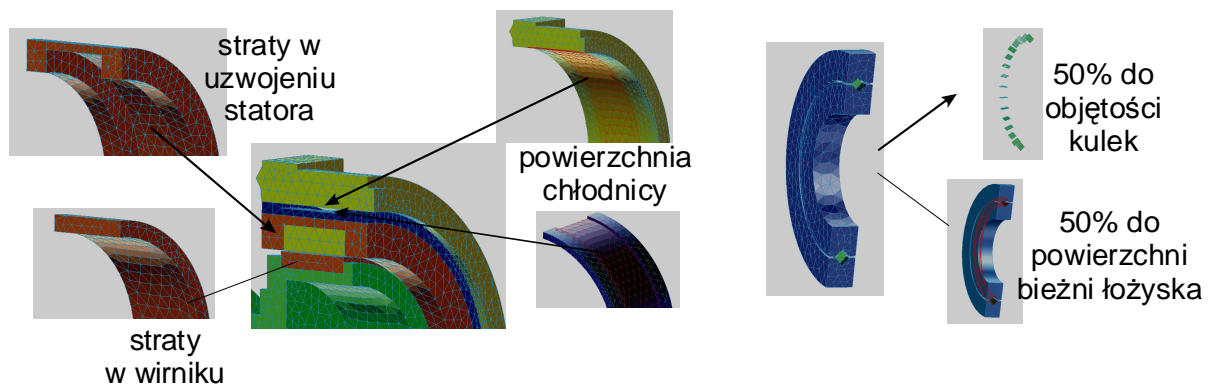
programowych i mniejsze problemy z dyskretyzacją obszarów, ważnych dla dokładności obliczeń. W przypadku stołów uchylno-obrotowych, z silnikami momentowymi, w modelu obliczeniowym można pominąć np. śruby, otwory, przewody i itp., nieistotne dla zachowania się obliczanej konstrukcji. Przy tworzeniu uproszczonego modelu 3D należy zachować taką strukturę, aby w procesie weryfikacji modelu możliwe było łatwe identyfikowanie istotnych elementów, jak: chłodnice, uzwojenia, łożyska itp. Integralność istotnych zespołów, czy podzespołów, jest niezbędna dla sprawnego zadawania warunków brzegowych w przypisanych do nich obszarach. Model MES powinien też zachować rzeczywistą sumaryczną powierzchnię wymiany ciepła z otoczeniem.

W przypadku obiektów symetrycznych geometrycznie, cieplnie i sztywnościowo uzasadnione jest modelowanie tylko określonych części obiektu, np. połowy, $\frac{1}{4}$ itp. Dyskretyzacji obiektów geometrycznych dokonuje się z uwzględnieniem zadeklarowanych połączeń między zespołami i podzespołami, stosując dostępny preprocesor.

O poprawności modelu MES decydują głównie przyjęte warunki brzegowe. Sprowadzają się one do przypisania powierzchniom lub węzłom określonych właściwości takich jak:

- współczynniki konwekcji, promieniowania, dane materiałowe,
- źródła ciepła, obszary o jednakowej temperaturze, obszary chłodzone,
- węzły mocowania,
- powierzchnie kontaktu elementów,
- temperatura otoczenia.

Źródła ciepła w uchylnym stole obrotowym to silniki i łożyska. Wytwarzane w nich ciepło musi zostać przyporządkowane do odpowiednich powierzchni lub węzłów siatki dyskretyzacji. Straty mocy wyznaczone dla każdego silnika momentowego można przypisać do objętości elementów składających się na uzwojenia stojana i rotora (rys. 9). Dla modelowania wymiany ciepła przez chłodnicę współczynnik wymiany ciepła może być przypisany do wszystkich elementów dyskretnych opisujących powierzchnię chłodnicy. Jeśli powierzchnia chłodnicy w modelu MES odbiega od szczegółowego modelu CAD, z uwagi np. na wprowadzone uproszczenia geometrii, należy odpowiednio skorygować wartość współczynnika wymiany ciepła.



Rys. 9. Modelowanie strat mocy w silniku momentowym, w łożyskach oraz modelowanie odprowadzania ciepła przez chłodnicę

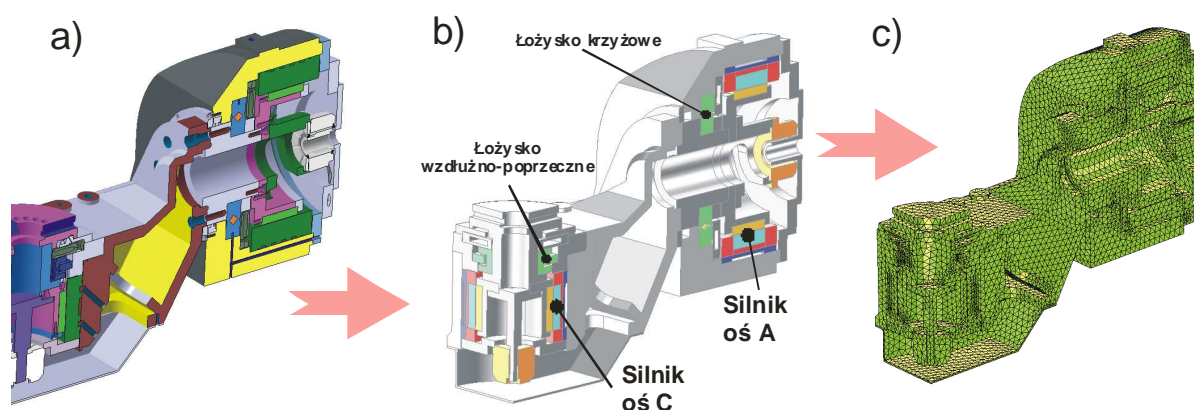
Fig. 9. Modelling of heat losses in a torque motor, in bearings, as well as modelling of heat dissipation by a radiator

Straty mocy obliczone dla łożysk powinny być rozdzielone pomiędzy ich obydwie bieżnie i wałeczki np. po 50% (rys. 9). Część strat mocy przypadająca wałeczkom przypisywana jest proporcjonalnie do objętości każdego z wałeczków. Pozostałą moc rozkłada się proporcjonalnie do powierzchni geometrycznej każdej bieżni łożyska.

7. SYMULACJA KOMPUTEROWA

Weryfikację opracowanego modelu MES umożliwiają dane katalogowe silników momentowych podawane przez producentów również dla przypadku, gdy ciepło jest tylko odprowadzane do otoczenia przez konwekcję i promieniowanie. Temperatura uzwojeń przy braku chłodzenia cieczą powinna być bliska 130°C , przy ciągłej pracy silnika obciążonego katalogową wartością momentu T_p . Pozwala to sprawdzić czy wielkość powierzchni odprowadzających ciepło do otoczenia, wynikająca z proponowanej konstrukcji zabudowy silnika momentowego jest wystarczająca i czy założone warunki wymiany ciepła z tych powierzchni do odtoczenia zostały poprawnie zamodelowane. Weryfikację poprawności modelowania chłodnicy i warunków wymiany ciepła pomiędzy silnikiem a chłodnicą umożliwiają dane katalogowe podawane dla silnika chłodzonego wodą. Obliczenia wykonane dla silnika obciążonego momentem katalogowym dla pracy ciągłej i dla warunków chłodzenia (różnica temperatury na wejściu i wyjściu z chłodnicy, natężenie przepływu, spadek ciśnienia) podanych w katalogach, powinny wykazać temperaturę uzwojeń bliską 130°C .

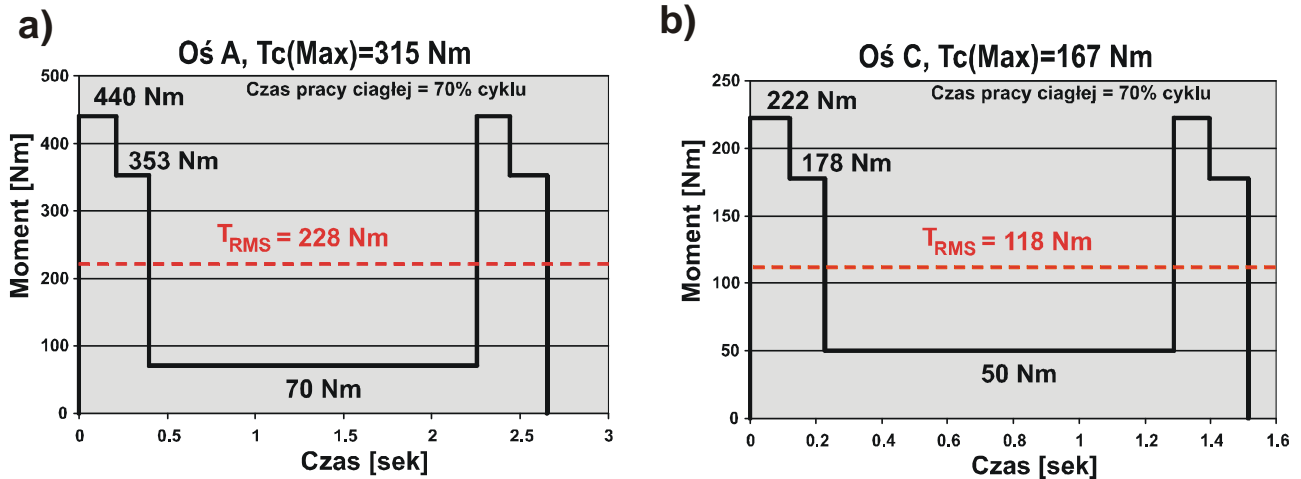
Tak zweryfikowanym modelem wykonano obliczenia uchylnego stołu obrotowego z dwoma silnikami momentowymi, dwoma łożyskami krzyżowymi i jednym tradycyjnym łożyskiem wzdłużno poprzecznym. Z wagi na symetrię geometryczną, cieplną i sztywnościową modelowano połowę silnika w osi A i $\frac{1}{4}$ część silnika w osi C (rys. 10).



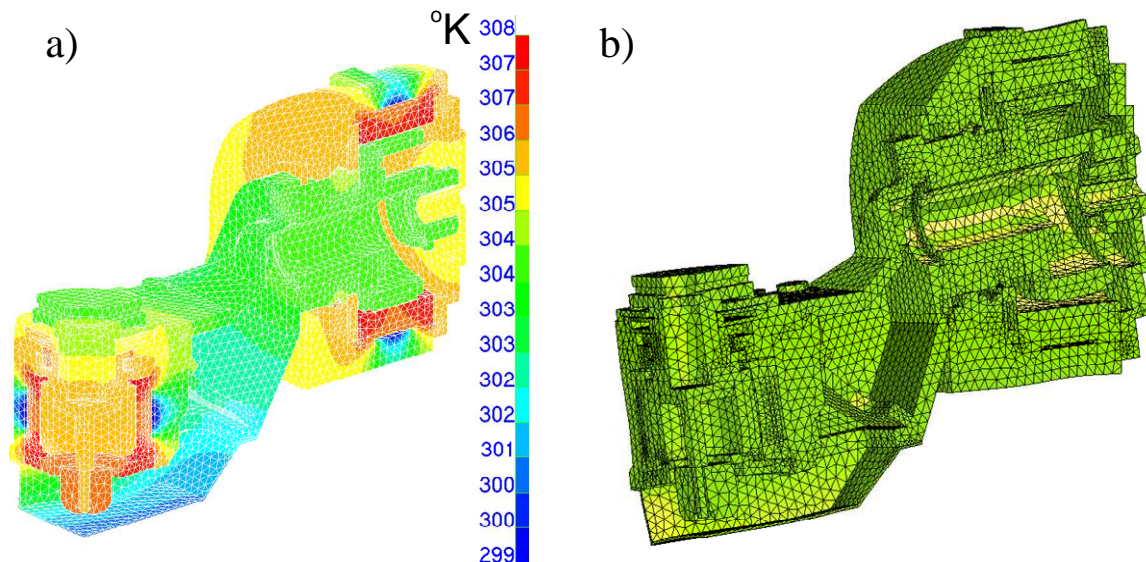
Rys. 10. Model uchylnego stołu obrotowego: a) obiekt rzeczywisty, b) model geometryczny, c) model MES
Fig. 10. Model of a tilting rotary table: a) real object, b) geometrical model, c) FEM model

Założono, że powtarzalny cykl pracy silnika w osi A będzie trwał 2,62s a dla osi C 1,52s, przy czym okres pracy ciągłej stanowi 70% całego cyklu (rys. 11). Ekwiwalentne

momenty T_{RMS} wynoszą w tym przypadku odpowiednio 228Nm i 118Nm, a prędkości obrotowe podczas pracy ciągłej 10 obr/min dla osi A i 20 obr/min dla osi C. Przy wyznaczaniu momentów ekwiwalentnych uwzględniono również moment skrawania 30Nm. Ogólny obraz temperatury i odkształceń cieplnych, obliczony dla podanego cyklu pracy stołu pokazano na rys.12 a bardziej szczegółowe wyniki na rys. 13 i 14.

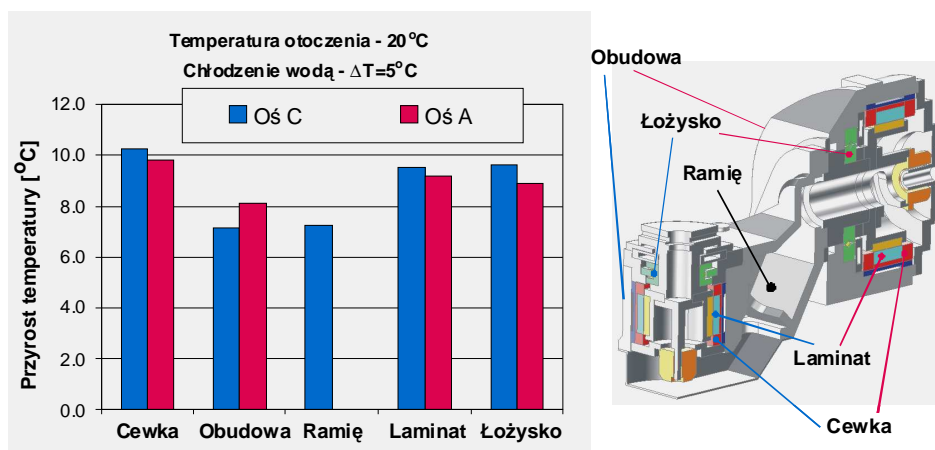


Rys. 11. Cykle pracy: a) oś A, b) oś C
 Fig. 11. Duty cycles: a) A axis, b) C axis

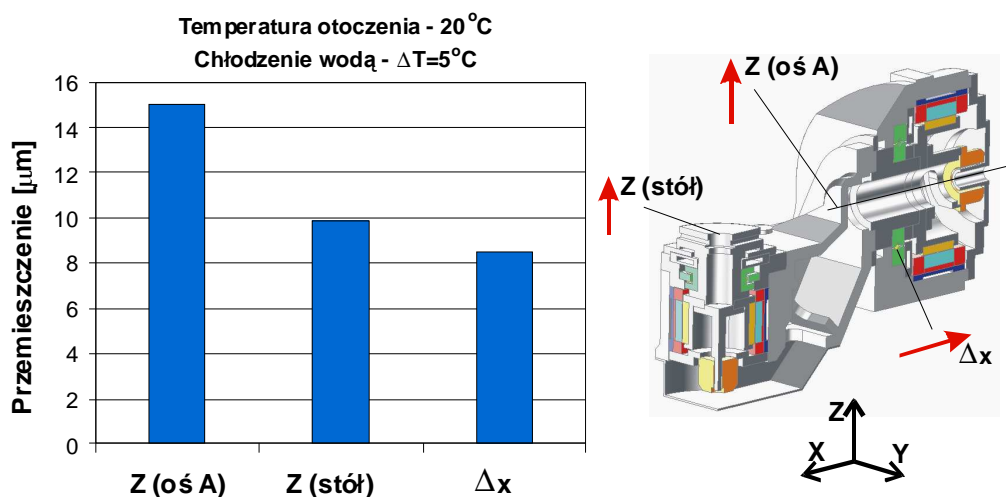


Rys. 12. Wyniki obliczeń temperatury i odkształceń cieplnych dla cyklu pracy z rys. 11: a) temperatura, b) odkształcenia cieplne

Fig. 12. Results of temperature and thermal deformation calculations for a duty cycles from Fig. 11: a) temperature, b) thermal deformations



Rys. 13. Wyniki obliczeń przyrostu temperatury w wybranych obszarach uchylnego stołu obrotowego
Fig. 13. Results of temperature rise calculations in selected sections of a tilting rotary table



Rys. 14. Wyniki obliczeń przemieszczeń cieplnych
Fig. 14. Results of thermal deformation computations

Na podstawie przeprowadzonej symulacji nagrzewania się i odkształceń cieplnych uchylnego stołu obrotowego można stwierdzić, że w analizowanej konstrukcji silniki w osiach A i C nagrzewają się podobnie, mimo różnych ich wielkości i obciążeń. Różnice w temperaturze uzwojeń, obudów jak i w temperaturze łożysk nie przekraczają jednego stopnia. Jest to niewątpliwie wynikiem intensywnego i dobrze dobranej chłodzenia tych silników. Przyrosty temperatury korpusów około 8 stopni powodują jednak istotne przemieszczenia stołu w kierunku Z 15μm, osi A w kierunku Z 10μm i wydłużenia cieplne ramienia osi C w kierunku X o ponad 8μm. Te ostatnie (Δx) oznaczają, że bieżnie łożyska krzyżowego ustawione pod kątem $+45^\circ$ zbliżą się o tą wielkość a ustawione pod kątem -45° oddalą się od siebie. Może to doprowadzić do znacznego wzrostu obciążenia części wałeczków i do odciążenia pozostałych.

8. PODSUMOWANIE

Przedstawiony model cieplnego zachowania się stołu uchylnego o sterowalnych osiach C i A ujmuje wszystkie istotne czynniki wpływające na wartości generowanych strat mocy oraz przemieszczeń cieplnych. Symulacja numeryczna cieplnego zachowania się stołu, łożysk i wahlowego wspornika stołu w wybranych warunkach pracy pozwala stwierdzić, że model zachowuje się prawidłowo pod względem generowania i odprowadzania ciepła. Podstawą do jego dalszego doskonalenia będzie planowana eksperymentalna weryfikacja na obiekcie rzeczywistym, dotycząca: mocy pobieranej przez silniki, temperatur na obiekcie i warunków chłodzenia.

Autorzy składają podziękowania Rządowi Republiki Korei oraz Ministerstwu Nauki i Szkolnictwa Wyższego RP - sponsorom projektu pt.: "High speed and precision vertical machining centre – smart compensation strategies for linear motor machines", w ramach którego opracowano niniejszą publikację

LITERATURA

- [1] Holzknacht A., Direct Drive Torque Motors for Machine Tool Applications. ETEL, Inc, Schaumburg, German 2003.
- [2] ISO/CD 230-1.5.5:2008, Test code for machine tools - Part 1: Geometric accuracy of machines operating under no-load. Committee Draft, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2008. Reference number ISO/TC 39 / SC 2 N 1706.
- [3] KRZEMIŃSKI-FREDA H., Łożyska toczne. PWN, Warszawa, 1989.
- [4] MORIWAKI T., Multi-functional machine tool, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 57, 2008, 736–749.
- [5] JĘDRZEJEWSKI J., Kwasny W., Strauchold S., Numerical modeling of the thermal behaviour of spindle bearing assemblies for precise machine tools. Proceedings of CIRP Conference on PE & MS, Sept. 1991, 525-535.
- [6] Rotary tables. Katalog firmowy, KOMA PRECISION, INC.
- [7] Rotary tables. Katalog firmowy, Peiseler Prazisionmaschinenbautechnik.
- [8] Ryuta Sato R., Tsutsumi M., High Performance Motion Control of Rotary Table for 5-Axis Machining Centers, Int. J. of Automation Technology, 1/2, 2007, 113-114.
- [9] Torque Motors. ETEL Doc. – Handbook, TORQUE 902/Ver. D/2/6/08.

MODEL OF THERMAL BEHAVIOUR OF A TILTING ROTARY TABLE

Contemporary designs of tilting rotary tables for CNC machine tools are discussed. This paper also presents models describing power losses in tables with a direct drive and axial/radial cylindrical roller bearings. The authors describe the process of building a FEM model for computing the heating process and thermal deformations of tilted tables, during an assumed duty cycle and with presentation of methods for assigning thermal loads to discretisation elements or surfaces. A simple method for verifying the elaborated FEM model is shown, based on the drive's catalogue data. Sample results of computations and analyses are included, for a tilting rotary table with direct drives, with a traditional axial/radial bearing and with a cross-roller bearing.