ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2000
Seria: ELEKTRYKA z. 173 Nr kol. 1471

Zbigniew PILCH
Zakład Mechatroniki

POMIARY MOMENTU ELEKTROMAGNETYCZNEGO W SILNIKACH INDUKCYJNYCH NA STANOWISKU BADAWCZYM Z WYKORZYSTANIEM SPRZĘGIEŁ SZTYWNYCH I ZĘBATYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono postać konstrukcyjną stanowiska badawczego do pomiarów momentów elektromechanicznych. Podjęto próbę odpowiedzenia na pytanie, czy możliwe (dopuszczalne ze względu na poprawność uzyskiwanych wyników) jest stosowanie sprzęgieł zębatych do przeniesienia momentu z badanego silnika na przetwornik momentu. Przedstawiono wyniki badań pomiarowych silników z uwydatnionymi momentami pasożytniczymi, oraz wyniki obliczeniowe modelu matematycznego silnika sprzęgniętego z modelem układu przeniesienia momentu stanowiska badawczego.

MEASUREMENTS OF ELECTROMAGNETIC TORQUES IN INDUCTION MACHINES ON A MEASURING STAND USING RIGID AND GEAR CLUTCHES

Summary. This paper presents construction of a measuring stand for measurements of electromagnetic torque in induction machines. An attempt to answer the following questions is made: "Is it possible to use gear clutches for transfering electromagnetic torque from induction motor to transducer?" The results of simulation and measuring investigations are given. The measurements were taken on induction motors with predominant parasitic effects. The calculations were made for the mathematical model of an induction motor coupled with the model of the measuring stand torque transfer system.

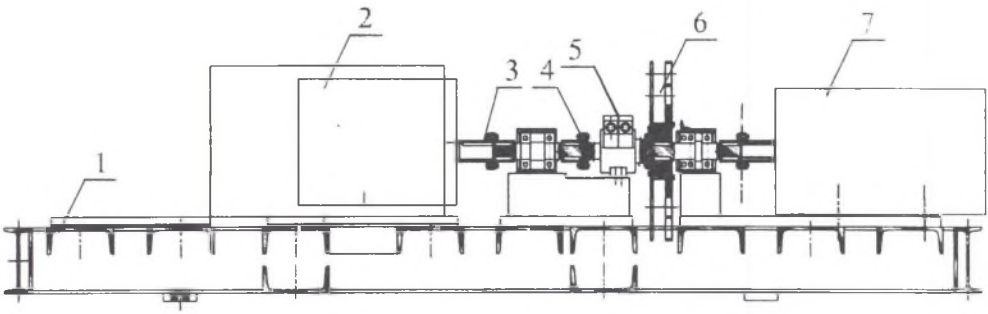
1. CEL I PRZEZNACZENIE STANOWISKA BADAWCZEGO

Istotnym problemem poznawczym dla badań silników elektrycznych jest wpływ szeregu czynników zarówno elektromagnetycznych, jak i geometrycznych na charakterystykę wielkości momentu elektromagnetycznego i prędkości obrotowej, będących wynikiem przemiany energii elektrycznej w mechaniczną. Właściwa identyfikacja tych parametrów na drodze pomiarowej nastręcza wielu problemów praktycznych. Jednym z bardzo istotnych problemów jest fakt pomiaru ww. wielkości poza wirnikiem maszyny, a więc w postaci przetransformowanej przez układ przeniesienia momentu (wałki, sprzęgła).

Stanowisko do pomiaru momentów metodą dynamiczną przeznaczone jest do badania silników indukcyjnych w stanie dynamicznym i w stanie ustalonym. Zostało ono zaprojektowane dla potrzeb konkretnego modelu momentomierza firmy Hottinger T32FN [3].

Poniżej przedstawiono rysunek poglądowy układu pomiarowego (rys.1.). Stanowisko składa się z następujących elementów: 1 - rama nośna, 2 - badane silniki, 3 - sprzęgło łączące badane silniki z układem pomiarowym, 4 - sprzęgło sztywne łączące wałek skrętny momentomierza z wałkiem pośredniczącym, 5 - momentomierz, 6 - obciążenie w postaci stałego momentu bezwładności, 7 - dodatkowa maszyna elektryczna dająca regulowane obciążenie w stanie ustalonym (opcja).

Wprowadzenie dodatkowego wałka pośredniczącego wraz z jego łożyskowaniem podyktowane jest faktem nieułożyskowanego (swobodnego) wałka skrętnego momentomierza względem jego stojana.



Rys.1. Konstrukcja stanowiska badawczego
Fig.1. Construction of the laboratory device and measuring units

2. PROBLEMY ZWIĄZANE Z FUNKCJONALNOŚCIĄ KONSTRUKCJI

Prawidłowo przeprowadzony proces projektowania powinien być kompromisem pomiędzy często sprzecznymi względem siebie kryteriami optymalizacyjnymi. W przypadku ogólnym dla konstrukcji stalowych naturalny wydaje się konflikt kryterium maksymalnej sztywności konstrukcji z zachowaniem jednocześnie możliwie małej masy całkowitej. Wymusza to przyjęcie postaci ramy stanowiska jako ustroju skrzynkowego zamkniętego - oraz stosowania w tym celu kształtowników dających efekt dużej sztywności konstrukcji z jednoczesnym zmniejszeniem masy sumarycznej.

2.1. Uniwersalność stanowiska

Kryterium funkcjonalności powinno zapewniać możliwie łatwe, a jednocześnie precyzyjne zamocowanie badanych silników na stanowisku badawczym. Przez precyzję rozumie się przede wszystkim wyosiowanie wału silnika z wałem momentomierza. Rozwiązano to przez zastosowanie konika osiującego mającego na celu podparcie wału badanego silnika z jednej strony w jego naturalnym nakiełku, a z drugiej strony osiowanie za pomocą tarczy sprzęgła.

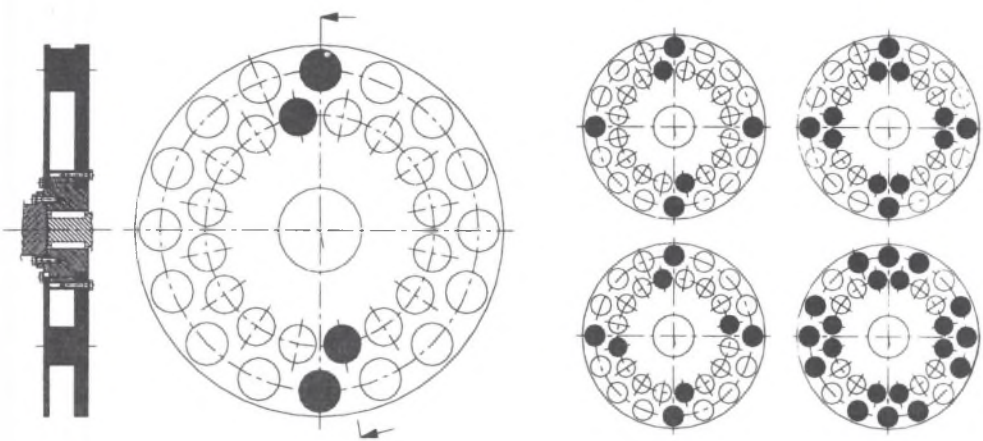
Na etapie projektowym przyjęto, że badane będą silniki z zakresu od 3,0 do 15 kW, co odpowiada katalogowym wzniosom wałów od 100 do 160 mm. W tym zakresie wzniosów stanowisko daje pełną uniwersalność stosowania ze względu na płynną możliwość regulacji wzniosu od łap silnika do osi stanowiska.

2.2. Możliwość stopniowego obciążania badanych silników

- **Tarcza obciążająca (rys.2)**

Aby zapewnić obciążenie stałym, kontrolowanym co do wartości masowym momentem bezwładności, zastosowano „tarczę" dającą możliwość uzupełniania w 32 otworach rozmieszczonych na dwóch średnicach stalowych wałków zwiększających masowy moment bezwładności traktowany jako stałe obciążenie dla badanych silników w czasie rozruchu.

Tarcza ta daje możliwość uzyskania masowego momentu bezwładności w zakresie od 0.0903 do 0.9707 kg·m^2. Przyjęto jako bazowy dla projektowanego rozwiązania silnik o mocy 5,5 kW, dla którego masowy moment bezwładności wirnika wg katalogu wynosi 0,0290 kg·m^2. Pozostałe elementy przeniesienia napędu (wałki pośredniczące, wałek momentomierza, tarcze sprzęgieł) dają stałe obciążenie o wartości 0,0046 kg·m^2, co daje w odniesieniu do wału silnika bazowego współczynnik 0,158 [3].



Rys.2. Widok tarczy obciążającej oraz przykłady wypełnienia jej wałkami obciążającymi
Fig.2. View of the load disk and examples of filling it with shafts

Wartość obciążenia stałym masowym momentem bezwładności można wyznaczać stosując następującą zależność:

$$I = I_{t1} + I_{t2} + \sum_{n=0}^{8} 2 \cdot n \cdot I_{45} + \sum_{n=0}^{8} 2 \cdot n \cdot I_{50} \tag{1}$$

gdzie:

I – masowy moment bezwładności tarczy,

I_{t1} – masowy moment bezwładności tarczy o grubości 5 mm (0,24 kg·m^2),

I_{t2} – masowy moment bezwładności tarczy o grubości 15 mm (0,08 kg·m^2),
I_{45} – masowy moment bezwładności wałków obciążających o średnicy 45 mm względem osi obrotu (0,012 kg·m^2),
I_{50} – masowy moment bezwładności wałków obciążających o średnicy 50 mm względem osi obrotu (0,0562 kg·m^2),
n – liczba par wałków na obwodzie tarczy.

- **Maszyna obciążająca**

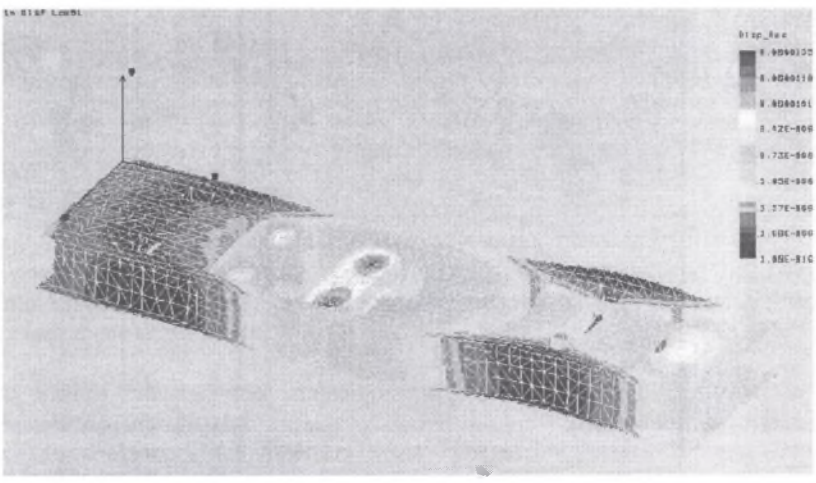
Przewidziano również możliwość zastosowania dodatkowej maszyny (np. prądnicy prądu stałego) jako dodatkowego obciążenia w stanie ustalonym pracy silnika o regulowanej w sposób płynny wartości. Rozwiązanie takie daje możliwość rejestracji charakterystyk elektromechanicznych w stanie ustalonym.

2.3. Sztywność konstrukcji

Dużą sztywność podstawy stanowiska badawczego uzyskano posiłkując się obliczeniami symulacyjnymi przeprowadzonymi za pomocą metody elementów skończonych.

Na rys.3 przedstawiono odkształcony model ramy nośnej stanowiska badawczego pod wpływem obciążenia w postaci sił grawitacyjnych pochodzących od masy silnika, prądnicy i układu przeniesienia napędu. Uwzględniono również siły związane z momentem silnika (z oddziaływaniem silnika poprzez łapy na ostoję). Dla tak przyjętego obciążenia traktowanego jako statyczne maksymalne przemieszczenie wynosi około 0,015 mm przy maksymalnych naprężeniach rzędu 8,5 MPa. A zatem można przypuszczać, że głównym źródłem niedokładności na stanowisku pomiarowym będą uchybienia wykonawcze i montażowe.

Kryterium dużej sztywności konstrukcji wiąże się bezpośrednio z postaciami i częstościami drgań własnych konstrukcji.



Rys.3. Odkształcenia ramy stanowiska badawczego pod wpływem obciążenia
Fig.3. Deformation of the stand frame caused by load

2.4. Analiza konstrukcji pod względem odporności na zjawiska rezonansu mechanicznego

Jest to ważne zagadnienie mające bezpośredni wpływ na zachowanie się układu pomiarowego pod wpływem działających z różną częstotliwością dynamicznych sił wymuszających.

Nieodzowne jest, aby w procesie projektowania konstrukcji tak dobrać jej parametry, aby strefy rezonansu mechanicznego były możliwie dalekie od częstotliwości sił wymuszających.

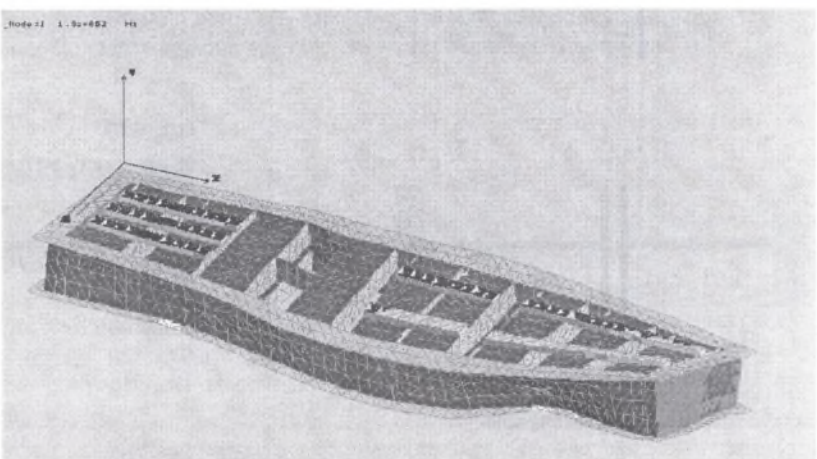
Ma to wpływ nie tylko na powstające zakłócenia pomiarowe, ale również na bezpieczeństwo i ergonomię obsługi stanowiska.

Poniżej w tabeli 1 zastawiono wartości pierwszych pięciu częstotliwości drgań własnych ramy stanowiska badawczego uzyskanych metodą elementów skończonych. Na rys.4. przedstawiono pierwszą postać drgań własnych.

Tabela 1

Wartości pięciu pierwszych częstotliwości drgań własnych dla ramy stanowiska badawczego

Analiza częstotliwościowa			
Numer częstotliwości	Częstotliwość (rad/s)	Częstotliwość (cykle/s)	Częstość (s)
1	0.1221997E+04	0.1944868E+03	0.5141736E-02
2	0.1227621E+04	0.1953819E+03	0.5118181E-02
3	0.1353511E+04	0.2154180E+03	0.4642137E-02
4	0.1643128E+04	0.2615119E+03	0.3823918E-02
5	0.1657752E+04	0.2638394E+03	0.3790185E-02



Rys.4. Pierwsza postać drgań własnych (194 Hz)
Fig.4. First free vibration frequency (194 Hz)

3. BADANIA POMIAROWE MOMENTÓW ELEKTROMAGNETYCZNYCH I ICH OBLICZENIA NUMERYCZNE

Na bazie wcześniej prowadzonych badań nad występowaniem i charakterem pasożytniczych przemiennych momentów elektromechanicznych w silnikach indukcyjnych [1], [5] stwierdzono, iż są to zjawiska szybkozmienne co do wartości i kierunku działania.

Oczywisty wydaje się być w tym kontekście wniosek, że im większe zniekształcenia mierzonego sygnału w torze od wirnika badanego silnika do przetwornika momentu, tym mniej poprawna identyfikacja zachodzących zjawisk w maszynie elektrycznej.

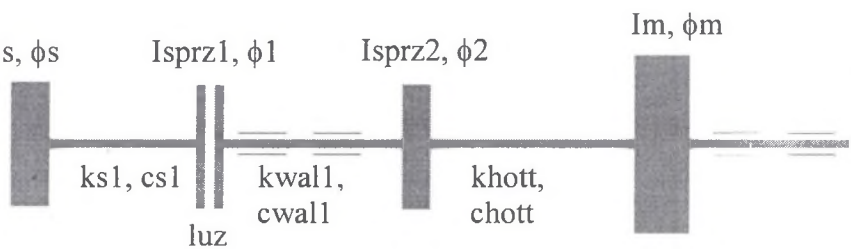
Bezpośredni pomiar wielkości momentu elektromagnetycznego na wale silnika jest niemożliwy, dlatego buduje się przetworniki momentu sprzęgane z wałem badanego silnika za pomocą sprzęgieł.

W budowie maszyn znanych i stosowanych jest szereg rodzajów sprzęgieł począwszy od sprzęgieł sztywnych, aż po sprzęgła samonastawne. Jednym z rozwiązań sprzęgieł samonastawnych są sprzęgła zębate dwustronne. Sprzęgła te, jak powszechnie wiadomo, mają oprócz zalety kompensacji niewspółosiowości łączonych wałów wadę w postaci mniejszego bądź większego (zależnego od wykonania) luzu kątowego.

W trakcie prób laboratoryjnych pojawiło się pytanie nad przydatnością stosowania sprzęgieł zębatych łączących badane silniki z układem pomiarowym dla poprawnej identyfikacji wielkości mechanicznych.

3.1. Schemat kinematyczny

Na bazie rzeczywistego układu wyodrębniono parametry będące podstawą stworzenia uproszczonego modelu fizycznego stanowiska badawczego (rys. 5). Wyznaczono m.in. wielkości masowych momentów bezwładności wszystkich elementów przeniesienia momentu, wyznaczono na drodze analitycznej współczynniki sztywności wałków, przyjęto współczynniki tłumienia materiałowego. Parametry te były niezbędne do dalszej analizy polegającej na opisie modelu fizycznego równaniami ruchu, dając w ten sposób model matematyczny.



Rys.5.Schemat kinematyczny układu pomiarowego
Fig.5. Kinematic scheme of the measuring units

3.2. Model matematyczny silnika i układu pomiarowego

Model matematyczny silnika indukcyjnego klatkowego z uwzględnionymi wyższymi harmonicznymi przepływu w szczelinie powietrznej, zaimplementowany w środowisku Matlab-Simulink, został przedstawiony i omówiony w pracy [5].

Dla schematu kinematycznego układu pomiarowego wg rys.5 stworzono układ równań ruchu wyprowadzonych z równań Lagrange'a.

Równania ruchu względem współrzędnych uogólnionych mają postać:

$$
\begin{aligned}
&1)\ \varphi_1;\quad I_{sprz1}\ddot{\varphi}_1+c_{s1}(\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_s)+k_{s1}(\varphi_1-\varphi_s)+c_{wał}(\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2)+k_{wał}(\varphi_1-\varphi_2)=0,\\
&2)\ \varphi_2;\quad I_{sprz2}\ddot{\varphi}_2+c_{wał}(\dot{\varphi}_2-\dot{\varphi}_1)+k_{wał}(\varphi_2-\varphi_1)+c_{hott}(\dot{\varphi}_2-\dot{\varphi}_m)+k_{hott}(\varphi_2-\varphi_m)=0,\\
&3)\ \varphi_m;\quad I_m\ddot{\varphi}_m+c_{hott}(\dot{\varphi}_m-\dot{\varphi}_2)+k_{hott}(\varphi_m-\varphi_2)=0
\end{aligned}
\tag{2}
$$

gdzie:

I – masowe momenty bezwładności elementów układu zredukowanego,
c – współczynniki tłumienia materiałowego elementów łączących,
k – współczynniki sztywności elementów łączących (wałków skrętnych).

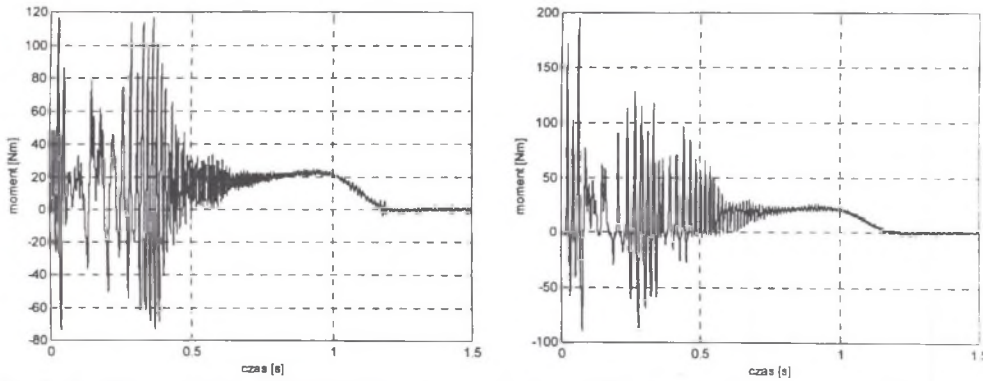
Luz kątowy występujący w sprzęgle zębatym modelowano w oparciu o funkcję opisującą luz jako tzw. „przestrzeń martwą" [4]. Oznacza to, że gdy wyznaczana w każdym kroku względna różnica przemieszczeń była mniejsza od przyjętej wartości luzu, to przyjmowano wartość współczynnika sztywności i tłumienia jako 0. Dopiero po wyzerowaniu luzu wartości współczynników sztywności i tłumienia przyjmowały wyznaczone uprzednio wartości.

Równania te zostały podobnie jak model silnika opisane zmiennymi w środowisku Matlab-Simulink, połączone z modelem silnika i wzajemnie sprzężone przez przemieszczenia i prędkości wału silnika i pierwszej masy redukowanej układu pomiarowego. Uzyskano w ten sposób model skrętny opisany równaniami ruchu układu pomiarowego [4].

4. WYNIKI BADAŃ

4.1. Badania pomiarowe

Przeprowadzono następujące badania porównawcze: rozpatrywano przypadek silnika z uwydatnionymi momentami pasożytniczymi, zasilanego z sieci i dla takiego przypadku dokonano pomiarów na stanowisku badawczym przy stosowaniu sprzęgieł sztywnych i zębatych.



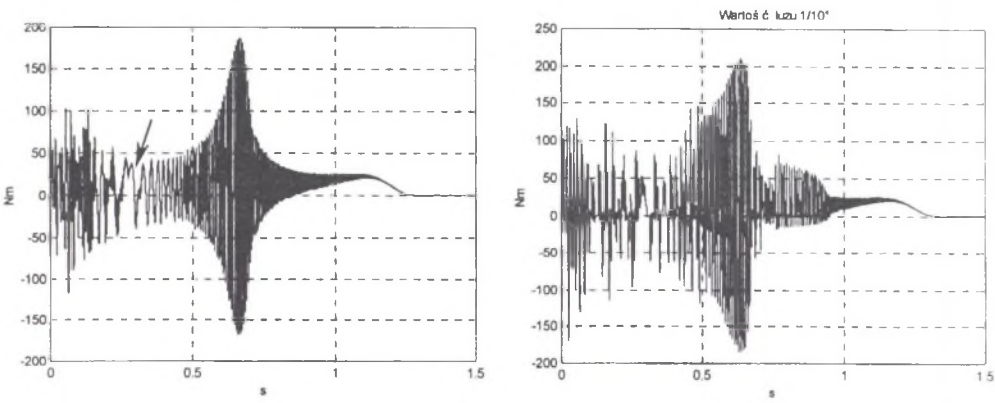
Rys.6. Przebieg momentu elektromagnetycznego w czasie – układ ze sprzęgłem sztywnym (6a) oraz ze sprzęgłem zębatym (6b)

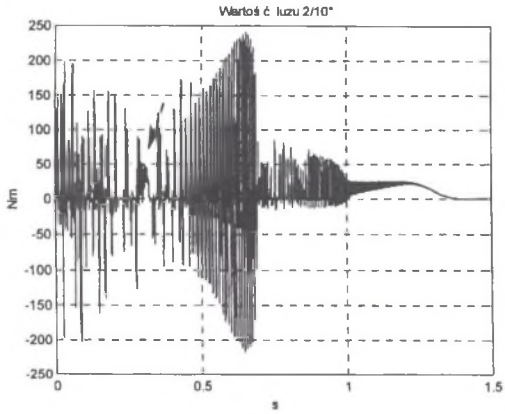
Fig.6. Torque v. time curves - rigid coupling (6a), gear clutch (6b)

4.2. Badania symulacyjne

Obliczenia przeprowadzono dla modelu uwzględniającego założenia, z jakimi przeprowadzono pomiary na stanowisku badawczym. Eksperyment numeryczny polegał na obserwacji przebiegów momentu elektromagnetycznego przy zwiększającym się luzie kątowym, co ilustrują przebiegi na rys. 7.

Na przedstawionych przebiegach widoczne jest miejsce występowania momentu pasożytniczego synchronicznego. Widoczna jest dobra zgodność odwzorowania wartości (na poziomie 45-48 N·m).





Rys.7. Przebieg momentu elektromagnetycznego w czasie – układ ze sprzęgłem sztywnym (7a) oraz ze sprzęgłem zębatym (7b i 7c). Strzałką oznaczono miejsce występowania momentu pasożytniczego
Fig.7. Torque v. time curves - rigid coupling (7a), gear clutch (7b & 7c)

5. WNIOSKI

- Stosowanie sprzęgieł samonastawnych zębatych z luzem kątowym wpływa na pojawianie się w obserwowanych przebiegach większych skoków wartości momentu,
- im większa wartość luzu, tym większe udary momentu,
- pomimo tych negatywnych zjawisk w strefie występowania pasożytniczych momentów elektromagnetycznych synchronicznych następuje dobre odwzorowanie wartości owych momentów,
- uwzględnienie wyższych harmonicznych w modelach obliczeniowych silników indukcyjnych powoduje udokładnienie uzyskiwanych wyników na etapie obliczeń numerycznych. Daje to możliwość analizy wpływu zjawisk zachodzących w maszynie elektrycznej na charakterystyki dynamiczne układu przeniesienia napędu (np. przekładnie zębate), co będzie tematem dalszych prac autorów.

LITERATURA

1. Kluszczyński K., Miksiewicz R.: Modelowanie 3-fazowych maszyn indukcyjnych przy uwzględnieniu wyższych harmonicznych przestrzennych przepływu, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Elektryka z. 142, Gliwice 1995.
2. Kruszewski J., Wittbrodt E.: Drgania układów mechanicznych w ujęciu komputerowym. Zagadnienia liniowe., Tom 1, WNT, Warszawa 1992.

3. Pilch Z., Kłapyta G.: Stanowisko do pomiaru momentów w silnikach indukcyjnych metodą dynamiczną – zagadnienia projektowe, Istebna-Pietraszonka 12.99, Archiwum Konferencji PTETiS, vol.8,1999.
4. Pilch Z., Trawiński T.: Wpływ stosowania sprzęgieł zębatych na wyniki pomiaru momentu w silnikach indukcyjnych, Zeszyty Naukowe KMS nr 12/2000 (w druku).
5. Trawiński T., Pilch Z.: Wpływ pasożytniczych momentów synchronicznych w silnikach indukcyjnych na własności dynamiczne układu napędowego, Zeszyty Naukowe KMS nr 12/2000 (w druku).

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Piotr Wach

Wpłynęło do Redakcji dnia 15 kwietnia 2000 r.

Abstract

An important problem in research of induction motors is the influence of various electromagnetic and geometric parameters on their electromechanical characteristic. These are results of conversion of electrical energy into mechanical one, described by electromagnetic torque and rotational speed. Correct identification of these parameters from measurement causes many practical problems. First of all this is due to the design of the torque transducer. Another problem is clutching of the transducer and motor on a measuring stand.

Basing on the results of previous research it has been found that so called parasitic electromagnetic torques exist in induction motors. Values of these torques change fast both in time and direction which effects the torque-speed curves.

Hence, one can ask a question: Is it possible to use gear clutch for transfering electromagnetic torque from an induction motor to a torque transducer? One solution of the problem is to employ double-sided gear clutches. As it is well known, their main advantage is compensation of not aligned joint shafts. However, they suffer from the disadvantage connected with angle clearance (depending on the design).

In this paper the design of a measuring stand is presented. The model of a torque transmission system from an induction motor to Hottinger T32 FN torque transducer is described. It is based on the Stiff Finite Elements. This model is implemented in Matlab/Simulink environment together with the induction motor model taking into account parasitic effects.

The results of simulation and measurement research are given. They were performed both in dynamic and steady states. Measurements were made using the measuring stand consisting of the torque transmission system and an induction machine.