

Прецизиране на механичните загубите при висока скорост на асинхронен двигател с кафезен ротор – аналитичен подход

Кръстю Кръстев, Радка Кръстева

Exactitude of the mechanical losses in high speed asynchronous motor with cage rotor - analytical approach: This article is presented precise mechanical equation of asynchronous motor with cage rotor at speeds higher than 3000min⁻¹. This is an important point in the process of modeling systems with such motor in the programming environment MATLAB/SIMULINK. Are calculated analytically different components of the mechanical losses for a concrete motor.

Key words: Asynchronous motor, Model, Mechanical equation.

ВЪВЕДЕНИЕ

Начин за многократно повишаване на мощността на електродвигателите, при запазване на масата и габарита им е увеличаване скоростта на въртене на вала. Предложените в литературата и в средата Matlab/Simulink математични модели на асинхронен двигател (АД) с кафезен ротор са подходящи за скорости до 3000min⁻¹, но за по-високи скорости те са неприложими. При моделиране на такава система, повишавайки заданието за скорост над определена граница, започва намаляване на скоростта на вала до нула и дори движение в обратна посока. Това се дължи на факта, че съставката, представяща загубите от триене в двигателя е пропорционална линейно на скоростта.

Механичното уравнение, което обикновено се използва в моделите на АД е

$$\frac{d\omega_{mec}}{dt} = \frac{1}{J}(M_e - F\omega_{mec} - M_T), \quad (1)$$

където ω_{mec} [rad/s] е механичната честота на въртене на ротора, J [kg.m²] е инерционния момент на ротора, M_e [N.m] е електромагнитния момент, F [N.m.s] е коефициент свързан с триенето в лагерите и други, и M_T [N.m] е товарния момент.

Ще определим аналитично механичните загуби $P_m=2P_{Fr}+P_W$ (P_{Fr} -загуби от триене в лагера, P_W - вентилационни загуби).

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ЗАГУБИТЕ НА МОЩНОСТ ПРИ САЧМЕНИ ЛАГЕРИ

Голямината на триенето зависи от натоварването и няколко други фактора, най-важните от които са вида и размера на лагера, скоростта на въртене, свойствата на смазката и нейното количество в лагера [3].

Общото съпротивление при въртене на лагер се създава от триенето при търкаляне и плъзгане в контактните зони между търкалящите елементи и клетките на сепаратора, триене в смазката и триене при плъзгане на контактните уплътнения (щитовете), когато се използват такива.

При определени условия момента на триене M_{Fr} може да се оцени с достатъчна точност, като се използва постоянен коефициент на триене μ . Тези условия са: - реакция на опората $N \approx 0.1C$, където C [N] е нивото на общото динамично натоварване на лагера (за използваните лагери $C=5000N$); - добро смазване; - нормални условия на работа.

$$M_{Fr} = 0.5\mu.N.d, \quad (2)$$

където M_{Fr} [N.mm] е момент създаден от триене, μ е коефициент на триене, M [N] е динамично натоварване на опората, d [mm] е диаметър на вътрешния отвор.

По-точна оценка [3] на момента на триене M_{Fr} се получава, като се използва метода на суперпозицията и триенето се разбие според източниците, които го предизвикват, а именно:

$$M_{Fr} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}, \quad (3)$$

където M_{Fr} е общия момент на триене, M_{rr} е момента на триене при търкаляне, M_{sl} е момент на триене при плъзгане, M_{seal} е момента на триене в щитовете на лагера, които могат да са 1 или 2 и M_{drag} е момента на триене от загуби в смазката.

При този модел в зависимост от конкретните условия на работа, могат да се добавят нови източници на триене, или някои да се пренебрегнат, според тяхната значимост.

- Моментът на триене при търкаляне M_{rr} се изчислява от уравнението

$$M_{rr} = G_{rr} \cdot (v \cdot n_2)^{0.6}, \quad (4)$$

където n_2 [min^{-1}] е скорост на ротора, v [mm^2/s] е кинематичен вискозитет на смазката при работна температура и G_{rr} е променлива, която зависи от типа на лагера, средния диаметър на лагера $dm=0.5(d+D)$ [mm] (като d [mm] е вътрешен, а D [mm] външен диаметър на лагера), радиално натоварване F_r и аксиално натоварване F_a .

- Моментът на триене при плъзгане M_{sl} [N.mm] се изчислява с израза:

$$M_{sl} = \mu_{sl} G_{sl}, \quad (5)$$

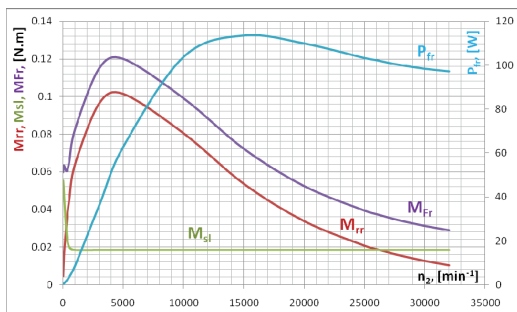
където μ_{sl} е коефициент на триене при плъзгане и зависи от типа на смазката (0.05 – за минерални масла). Променливата G_{sl} зависи от типа на лагера, средния диаметър на лагера, радиално натоварване F_r и аксиално натоварване F_a .

• Момент на триене в щитовете на лагера M_{seal} [N.mm]. Моментът на триене в двустранно защитените лагери може да се изчисли с помощта на уравнението:

$$M_{seal} = k_{s1} d_s^\beta + k_{s2}, \quad (6)$$

където k_{s1} е константа зависеща от типа на лагера, k_{s2} е константа зависеща от типа на лагера и уплътнителя, d_s [mm] е среден диаметър на уплътнителя и β е степен, зависеща от типа на лагера и уплътнителя [3].

- Момент на триене в смазката M_{drag} [N.mm]. За изграждане на дебелината



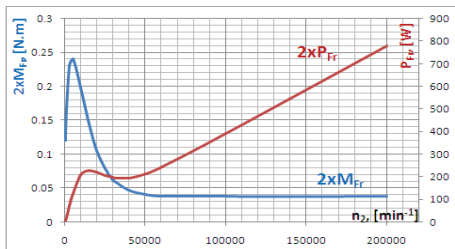
Фиг. 1. Графики за съпротивителните моменти и мощността от механично триене за един лагер.

$$M_{drag} = V_M K_{ball} d_m^5 n_2^2, \quad (7)$$

където V_M е променлива функция, свързана със загубите от триене на сачмени лагери, $K_{ball}=(i_{rw}K_z(D+d))/(D-d) \cdot 10^{-12}$ е константа, свързана със сачмени лагери, n_2 е скорост на ротора, i_{rw} е броя на сачмите, K_z е геометрична константа за типа на лагера. В случая пренебрегваме момента, създаден от загуби в смазката.

Стойностите от графиките от *фиг. 1* са получени с помощта на предложения от производителя на лагерите калкулатор [3], в който са заложили формулите от (2) до (7). Входните данни за калкулатора са за лагери тип 6204 (SKF), радиалното натоварване е 460N, аксиалното натоварване е 1N, работна температура от 40°C, кинематичния вискозитет на смазката при 40°C и 100°C съответно е $v_{40}=97\text{mm}^2/\text{s}$ и $v_{100}=9.8\text{mm}^2/\text{s}$.

При направените изчисления с въведените входни данни и тип на лагера, стойностите на M_{seal} и на M_{drag} са нулеви. Затова общия момент предизвикан от механичното триене в лагерите ще е $M_{Fr} = M_{rr} + M_{sl}$.



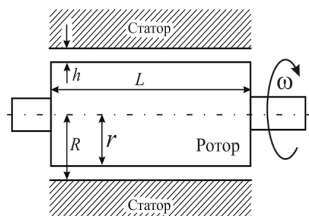
Фиг. 2. Графики на съпротивителния момент и мощността от механично триене, за двата лагера, за скорост до 200 000min⁻¹.

намалява до 0.02898N.m (около 4.4 пъти) при скорост 32000min⁻¹. Загубата на мощност в лагера в резултат на триене P_{Fr} има един максимум от 113.5613W при скорост 15000min⁻¹, след което намалява до 97.19W при 32000min⁻¹.

На фиг. 2 са показани аналитично получени графики на M_{Fr} и мощността от механично триене P_{Fr} , общо за двата лагера. Графиката показва стойности на величините в случай, че двигателят би работил в скоростния диапазон от 0min⁻¹ до 200 000min⁻¹. Характерното в тук е, че при скорост над 50000min⁻¹ M_{Fr} остава константа до края на диапазона, а P_{Fr} започва да расте линейно при скорости над 32000min⁻¹. Данните от фиг. 1 са потвърдени експериментално, а тези от фиг. 2 – само аналитично.

ВЕНТИЛАЦИОНЕН СЪПРОТИВИТЕЛЕН МОМЕНТ ВЪВ ВЪЗДУШНАТА МЕЖДИНА НА ДВИГАТЕЛЯ

За съставяне на модела на вентилационните загуби във въздушната междина на двигателя се разглежда потока между две концентрични цилиндрични повърхнини. Тази постановка е най-близка до геометрията на двигателя. За целта ще бъдат направени следните предположения [2]: - не съществува аксиален поток; - въздушната междина е много по малка, в сравнение с радиуса и дължината на ротора; - флуидът във въздушната междина е хомогенен.



Фиг. 3. Цилиндричен ротор с радиус r и дължина L , който се върти със скорост ω в статор с въздушна междина с размер h .

Тези предположения са необходими, за да се направи анализ на загубите от съпротивлението на въздуха за въртящ се ротор. Въздушният поток се движи в пространството между статора и ротора, които са сравнително гладки. Това съответства на потока на Taylor-Couette, който протича между два цилиндъра, въртящи се с различни скорости. В разглеждания случай външният цилиндър стои, а вътрешният се върти със скорост ω . При отношение на размера на въздушната междина ($h=0.35\text{mm}$) към радиуса на ротора ($r=37.5$), по-малко от 0.1 ($h/r = 0.00933$) се наблюдава граничен случай и за описване на процеса се използва плоският Couette поток [1].

Разглежда се цилиндричен ротор с радиус r и дължина L , който се върти със скорост ω в статор с въздушна междина с размер h , както е показано на фиг.3. Във въздушната междина от повърхността на ротора, по посока на статора, ако потокът е ламинарен, профилът на скоростите в слоевете на флуида между ротора и статора ще има формата, показана на фиг.4. Предполага се, че на ротора действа сила F_w , която движи ротора спрямо статора, с линейна скорост V . Равна и

противоположна сила трябва да се приложи към статора, за да не се движи, увлечен от флуида.

Напрежната сила за единица площ τ се изразява с

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \mu V / h. \quad (8)$$

Напрежната сила на натиск τ се дефинира също като сила, действаща на единица площ dF/dS и след интегриране се получава

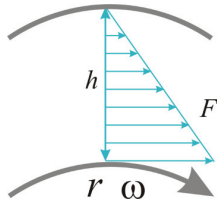
$$F_w = \tau \cdot S = \mu \frac{V \cdot S}{h} = \frac{2\pi\mu r^2 \omega L}{h}, \quad (9)$$

където $S=2\pi rL$ е площта на ротора, $V=r\omega$ е линейната скорост на повърхността на ротора, μ е динамичен вискозитет и h е размера на въздушната междина.

За вентилационните загуби на мощност P_w се получава

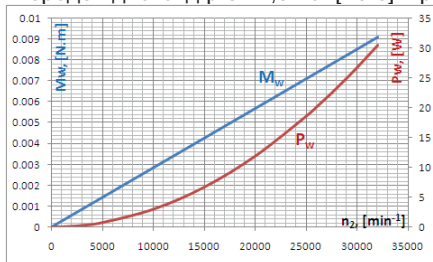
$$P_w = M_w \cdot \omega = F_w \cdot r \cdot \omega = \frac{2\pi\mu r^3 \omega^2 L}{h}, \quad (10)$$

където M_w е въртящия момент, упражняван върху флуида от въртящ се ротор и F_w е силата, упражнявана върху флуида при въртене на ротора.

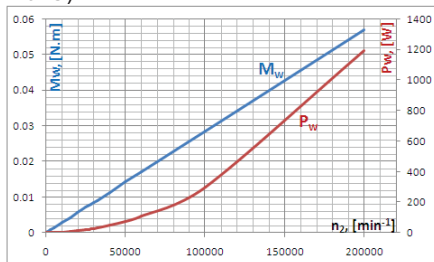


Фиг. 4. Разпределение на скоростите в слоевете на флуида във въздушната междина.

От израза (10) се вижда, че вентилационните загуби намаляват с увеличаване на въздушната междина h и нарастват пропорционално на дължината на ротора L . Най-голямо влияние върху тези загуби оказва радиуса на ротора r , като увеличаването му води до нарастване на загубите на трета степен. С нарастването на ъгловата скорост на ротора ω , вентилационните загуби нарастват по квадратична зависимост. С помощта на този израз могат да се оценят и вентилационните загуби при работа на двигателя в среда на различни флуиди, като се зададе съответния динамичен вискозитет μ на съответния флуид. Например при високоскоростни двигатели тези загуби могат да се намалят, като двигателят се запълни с газ, който има по-малък динамичен вискозитет от този на въздуха (за водород μ е $8,4 \cdot 10^{-6} [\text{Pa}\cdot\text{s}]$, за амоняк μ е $9,82 \cdot 10^{-6} [\text{Pa}\cdot\text{s}]$ или за въглероден диоксид μ е $14,8 \cdot 10^{-6} [\text{Pa}\cdot\text{s}]$ при 20°C).



Фиг. 5. Графики на вентилационния съпротивителен момент и вентилационните загуби на мощност за скорост до 32000 min^{-1} .



Фиг. 6. Графики на вентилационния съпротивителен момент и вентилационните загуби на мощност за скорост до 200000 min^{-1} .

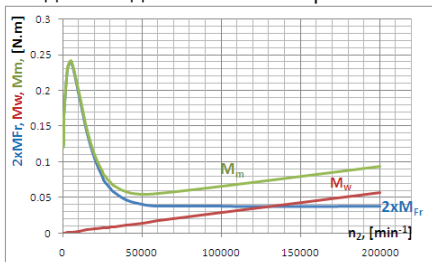
На фиг. 5 и фиг. 6 са показани аналитично получените графики на вентилационния съпротивителен момент M_w и вентилационните загуби на мощност P_w във въздушната междина на двигателя, като за изчисленията е използвано уравнение (10). Входните данни са: динамичен вискозитет на въздуха при 40°C $\mu=19.125 \cdot 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$; радиус на ротора $r=37.5 \text{ mm}=0.0375 \text{ m}$; дължина на ротора $L=0.15 \text{ m}$; размер на въздушната междина $h=0.35 \text{ mm}=0.00035 \text{ m}$.

При ниска скорост от 3000 min^{-1} загубите P_w са 0.268 W (за двигател габарит 80), така че могат да се пренебрегнат при двигатели, захранвани от мрежата, но при скорости от 200000 min^{-1} P_w ще достигнат 1193 W .

Графиките от *фиг. 5* съвпадат с експериментално получените, а от *фиг. 6* са получени само аналитично.

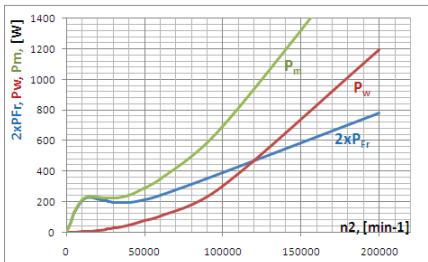
ОПРЕДЕЛЯНЕ НА МЕХАНИЧНИЯ СЪПРОТИВИТЕЛЕН МОМЕНТ

Механичният съпротивителен момент $M_m = 2M_{Fr} + M_w$ е момента, създаден от механичните загуби, които от своя страна се делят на момента създаден от механичното триене в двата лагера $2M_{Fr}$ и вентилационен съпротивителен момент M_w , създаден във въздушната междина между статора и ротора. При двигателите, работещи с висока скорост няма перка за охлаждане към вала, а двигателят се охлажда от отделен вентилатор.



Фиг. 7. Графики на механичния съпротивителен момент до 200 000 min⁻¹.

На *фиг. 7* са показани аналитично получени графики на механичния съпротивителен момент M_m в двигателя за диапазона от 0 min⁻¹ до 200000 min⁻¹. Стартовият механичен съпротивителен момент е 0.11983 N.m. При 5000 min⁻¹ той нараства до 0.24024 N.m, а след това намалява до 0.05796 N.m при скорост на ротора 32000 min⁻¹. След нея, до края на изследвания скоростен диапазон M_m нараства линейно до достигане на 0.09 N.m.



Фиг. 8. Графики на механичните загуби на мощност за скорост до 200 000 min⁻¹.

На *фиг. 8* са показани аналитично получени графики на механичните загуби на мощност P_m в двигателя за скоростен диапазон от 0 min⁻¹ до 200000 min⁻¹, като при достигане на 32000 min⁻¹ механичните загуби нарастват до 194.38 W, а до края на изследвания скоростен диапазон те достигат до 1304.5 W. Вижда се, че над 120000 min⁻¹ вентилационните загуби във въздушната междина стават по-големи от загубите от триене в лагерите.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При захранване на двигатели с мрежова честота 50/60 Hz, при скорости до 3000/3600 min⁻¹ може да се счита, че загубите са предимно от триене в лагерите и техният момент нараства почти линейно (*фиг. 1*) и затова в Matlab средата се приема като константа, различна за всеки тип двигател. При високи скорости обаче, механичните и вентилационните загуби се променят във функция от скоростта на въртене на ротора и затова в механичното уравнение на двигателите те следва да са функция, а не константа.

$$\frac{d\omega_{rmech}}{dt} = \frac{1}{J} (M_e - M_m - M_T), \quad (11)$$

ЛИТЕРАТУРА

- [1] H.Dou, B. Khoo, K. Yeo, Energy Loss Distribution in Plane Couette Flow and the Taylor-Couette Flow between Concentric Rotating Cylinders, *Inter. J. of Thermal Science*, Vol.46, 2007, pp. 262-275.
- [2] James E. Vrancik, Prediction of Winding Power Loss in Alternators, *National Aeronautics and Space Administration – Washington, D.C. – October 1968, NASA TN D-4849, pp.1-18.*
- [3] http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=1_0_1

За контакти:

Гл.ас.д-р Кръстю Кръстев - кат. ЕЕА, ИПФ – Сливен, ТУ – София,
GSM: 0895 586 646, e-mail: krystev_kr@abv.bg

Докладът е рецензиран.