

MODELING OF DYNAMIC PROCESSES WHEN STARTING A ELECTRIC HOIST MOTOR¹⁰

Assoc. Prof. Toni Uzunov, PhD

Department of Repair, Reliability, Mechanisms, Machines, Logistics and Chemical Technologies

“Angel Kanchev” University of Ruse

Tel.: +359 82 888 239

E-mail: tuzunov@uni-ruse.bg

Abstract: *When a cone shaped electric hoist motor is switching on there is an axial motion of the rotor -movable friction cone system. That motion stops when the system hit an axial bearing. The present work show dynamic models that describe the process of the system in the time of the impact and after it. The models can be used for determining the electric motor elements force loading and examination the effect of different factors on the size and number of axial impacts.*

Keywords: *electric hoist motor, dynamic processes, modelling.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Процеса на пускане на телферен електродвигател с конусен ротор и статор е съпроводен с движение в осово направление на системата вал-ротор-подвижен спирачен конус, необходимо за изключване на спирачката. След изминаване на път равен на хлабината в спирачката x_c системата се допира до аксиална лагерна опора, което е съпроводено с удар (Keanrov, G., & Uzunov, T. 1999), като получената при удара осова сила може да превишава многократно действащата сила на пружината (Uzunov, T., & Keanrov, G. 2000). Възникващите удари могат да причинят разрушения, които не винаги могат да бъдат поправени чрез възстановителни технологии (Nikolov M., & Todorov, I. 2016), (Todorov I., M. Stoyanov, M. Nikolov & Ivanov, V. 2018).

За изследване на динамичните процеси при включване на телферния двигател е определен закона на движение на системата в осово направление до удара (Uzunov, T. 2021^a), от който могат да бъдат определени началните условия на процеса на удара.

Целта на настоящата работа е да се създадат динамични модели, описващи процесите на системата по време на удара и след него.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Формулировка на задачата

На фиг. 1 е онагледен закона на осовото движение $x=x(t)$ на подвижната система ротор-подвижен спирачен конус в интервала от време T_1 , осцилограма на деформацията x_1 на еластичната система, в която се удря подвижната система с времетраене $(t_3 - t_1)$ и движението на “отскочилата” подвижна система от момента t_3 до момента t_5 , в който настъпва втори удар и т.н. (Keanrov, G., & Uzunov, T. 1999). Известно е, че процесът на удара протича по следния начин. След допиране на подвижната система до аксиалната опора, (момента t_1 от фиг. 1) еластичната система започва да се деформира и скоростта v_0 на подвижната система постепенно намалява.

В момента t_2 , когато тази скорост стане равна на нула, цялата кинетична енергия на подвижната система се преобразува в потенциална енергия на деформираната еластична система.

¹⁰ Докладът е представен на онлайн сесията на секция „Ремонт и надеждност“ на 29 октомври 2021 г. с оригинално заглавие на български език: МОДЕЛИРАНЕ НА ДИНАМИЧНИ ПРОЦЕСИ ПРИ ПУСКАНЕ НА ТЕЛФЕРЕН ЕЛЕКТРОДВИГАТЕЛ

Силата на взаимодействие между подвижната и еластичната системи достига максимума си. След това започва обратното движение на подвижната система. Силата на взаимодействие намалява и става равна на нула и при определени условия подвижната система се отделя от еластичната система със скорост v_0 , ако на системата не действат съпротивителни сили. Процесът на удара е приключил.

Интерес представлява изследването на силата на взаимодействие между подвижната и еластичната системи по време на удара, тъй като тя увеличава силовото натоварване на елементите на електродвигателя.

Моделиране на процесите по време на удара

Разглежда се удар на тяло с маса m равна на сумата от масите на ротора, подвижния спирачен конус и свързващия ги вал, движещо се хоризонтално със скорост v_0 , по еластична система с коефициент на коравина c_1 .

От направената постановка на процеса на удара следва, че тялото и еластичната система могат да се разглеждат с достатъчна точност като едномасова система с една степен на свобода, извършваща принудителни трептения. Принудителните трептения се извършват в съпротивителна среда, под действие на внезапно приложена сила. Тъй като деформацията на еластичната система е от малък порядък, тя не променя въздушната междина между ротора и статора. Известно е (Rachev, D. 1980), че големината на аксиалната електромагнитна сила зависи от въздушната междина, в резултат на което може да се приеме $F_A = const$. Динамичният модел на системата е даден на фиг. 2.

На динамичния модел действат следните сили:

F_A - аксиалната електромагнитна сила, N ;

$F_{ПР}$ - силата на пружината, N ;

$F_{ТР}$ - силата на триене в осово направление в радиалните опори, N ;

$c_1 \cdot x_1$ - силата на взаимодействие на масата m с еластичната система, N .

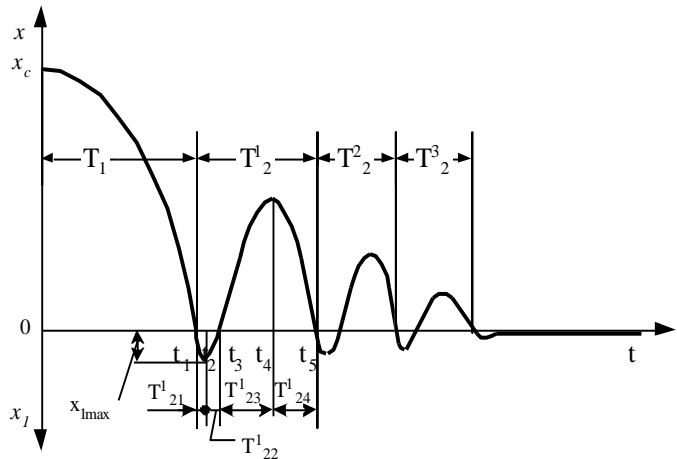
При движението на масата със скорост $dx_1/dt > 0$ диференциалното уравнение на движение, изразяващо принудените трептения на системата при наличие на съпротивителна среда, пропорционална на скоростта, има вида

$$\frac{d^2 x_1}{d\tau^2} + 2k \cdot \dot{x}_1 + p_1^2 \cdot x_1 = \frac{1}{m} (F_A - F_{ПР} - F_{ТР}) \quad (1)$$

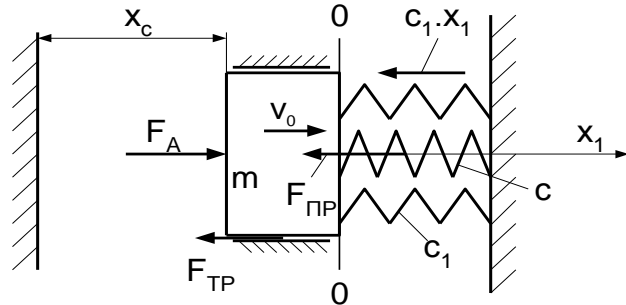
където $\tau \in I_\tau = [0, T_{2i}^n]$, $T_{2i}^n = t_{(i+1)} - t_i$ е времето на движение на масата при изпълнено условие $dx_1/dt > 0$ при $i = 1 + 4(n - 1)$ и $n = 1, 2, 3, 4, \dots$;

i е индексът на параметрите;

n - поредният номер на удара;



Фиг. 1. Осово движение на системата вал-ротор и подвижен спирачен конус



Фиг. 2. Динамичен модел на системата

$p_1 = \sqrt{c_1/m}$ -собствената кръгова честота на системата, s^{-1} ;

$k = b/2m$ -относителното съпротивление (коэффициент на затихване), s^{-1} ;

b - коэффициентът на линейно съпротивление.

При движение на системата в обратна посока $dx_1/dt < 0$, за уравнението на движение се получава израза

$$\frac{d^2x_1}{d\tau^2} + 2k \cdot \dot{x}_1 + p_1^2 \cdot x_1 = \frac{1}{m} (F_A - F_{\text{ПР}} + F_{\text{ТР}}), \quad (2)$$

където $\tau \in I_\tau = [0, T_{2i}^n]$, $T_{2i}^n = t_{(i+1)} - t_i$ е времето на движение на масата при изпълнено условие $dx_1/dt < 0$ при $i = 2 + 4(n - 1)$.

Диференциалното уравнение на движението (1) е линейно, хомогенно от втори ред, с постоянни коефициенти. Характеристичното му уравнение има вида $r^2 + 2kr + p_1^2 = 0$, а корените му са равни на $r_{1,2} = -k \pm \sqrt{k^2 - p_1^2}$.

При $k < p_1$ (малко съпротивление), общото решение на диференциалното уравнение (1) има вида

$$x_1 = e^{-kt} (C_1 \cdot \cos \beta \cdot \tau + C_2 \cdot \sin \beta \cdot \tau) + \frac{F_A - F_{\text{ПР}} - F_{\text{ТР}}}{p_1^2 \cdot m} \quad (3)$$

където $\beta = \sqrt{p_1^2 - k^2}$.

Интеграционните константи C_1 и C_2 се определят при начални условия

$$x_1(0) = 0, \rightarrow C_1 = -\frac{F_A - F_{\text{ПР}} - F_{\text{ТР}}}{p_1^2 \cdot m} \quad (4)$$

$$\dot{x}_1(0) = v_0 = 10,673x_c^{0,5085}, \quad C_2 = \frac{1}{\beta} (v_0 - kC_1) = \frac{10,673x_c^{0,5085} - \frac{k(F_A - F_{\text{ПР}} - F_{\text{ТР}})}{p_1^2 \cdot m}}{\beta}, \quad (5)$$

където v_0 е определена с помощта на получените резултати в (Uzunov, T. 2021^a).

След заместване на C_1 и C_2 в (3) за решението на (1) се получава окончателният израз

$$x_1 = e^{-k\tau} (-A_2 \cdot \cos \beta \cdot \tau + B_2 \cdot \sin \beta \cdot \tau) + A_2 \quad (6)$$

където A_2 и B_2 са константи и се определят по изразите

$$A_2 = \frac{F_A - F_{\text{ПР}} - F_{\text{ТР}}}{p_1^2 \cdot m} \quad \text{и} \quad B_2 = \frac{10,673x_c^{0,5085} - k \cdot A_2}{\beta}.$$

Максималната осова сила $F_{0\text{max}}$ на взаимодействие между масата и еластичната система може да се определи по израза

$$F_{0\text{max}} = x_{1\text{max}} \cdot c_1 \quad (7)$$

Максималната деформация $x_{1\text{max}}$ на еластичната система и времето, за което се достига се намират като се приравни на нула първата производна на функцията (6) и след преобразуване на получения израз се получава

$$\text{tg} \beta \cdot \tau = -\frac{k \cdot A_2 + \beta \cdot B_2}{\beta \cdot A_2 - k \cdot B_2} = -E_2 \quad (8)$$

Решението се свежда до намиране само на първата максимална стойност на x_1 , тъй като в момента t_3 (фиг.1) масата се отделя от еластичната система.

Следователно решението на уравнение (8) ще бъде в интервала $[\pi/2, \pi]$, при $E_2 > 0$ или в интервала $[0, \pi/2]$, при $E_2 < 0$ и функцията (6) достига максимума си съответно за време

$$T_{21}^1 = \frac{\pi - \text{arctg} \frac{k \cdot A_2 + \beta \cdot B_2}{\beta \cdot A_2 - k \cdot B_2}}{\beta} \quad \text{и} \quad T_{21}^1 = \frac{\text{arctg} \frac{k \cdot A_2 + \beta \cdot B_2}{\beta \cdot A_2 - k \cdot B_2}}{\beta} \quad (9)$$

В следващия момент след момента t_2 (фиг.1) под действие на еластичните сили на системата, масата ротор - подвижен спирачен конус, започва да се движи в обратна посока и $dx_1/dt < 0$. В такъв случай движението на масата ще бъде описано чрез уравнение (2).

Определянето на интеграционните константи на общото решение на (2) се извършва при начални условия $x_1(0) = x_{1max}$ и $\dot{x}_1(0) = 0$.

В резултат, за решението на (2) се получава функцията

$$x_1 = e^{-k\tau}(A_3 \cdot \cos \beta \cdot \tau + B_3 \cdot \sin \beta \cdot \tau) + A_4 \quad (10)$$

където $A_4 = \frac{F_A - F_{\text{ПР}} + F_{\text{ТР}}}{p_1^2 \cdot m}$, $A_3 = x_{1max}$ и $B_3 = \frac{k \cdot A_3}{\beta}$.

Функцията (10) описва движението на масата от момента t_2 , след който започва обратното движение на масата. Силата на взаимодействие между масата и еластичната система намалява и може да стане равна на нула в момента t_3 , при което масата се отделя от еластичната система и се движи с начална скорост равна на $\dot{x}_1(T_{22}^1) = v_1$. Времето T_{22}^1 може да се намери като се приравни функцията (10) на нула, но тъй като полученото уравнение е нелинейно (съдържа трансцендентни функции), решението ще се търси числено.

В случаите при които е изпълнено неравенството

$$x_{1max}^n \leq k_{F_T} \frac{F_A - F_{\text{ПР}} - F_{\text{ТР}}}{c_1}, \quad (11)$$

където k_{F_T} е предварително зададен коефициент на динамичност $k_{F_T} = \frac{F_{max}^n}{F_A - F_{\text{ПР}} - F_{\text{ТР}}}$, масата няма да се отдели от еластичната система, т.е. няма да настъпи „отскачане“.

Моделиране на процесите след отскачане на системата

Динамичният модел на „отскочилата“ система ротор - подвижен спирачен конус е аналогичен на модела, описващ закона на движение в осово направление на системата при включване на двигателя в интервала от време $I_\tau = [0, T_1]$ (фиг. 1) (Uzunov, T. 2021^a), а именно

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + p^2(x - x_c) = \frac{1}{m}(F_A - F_{\text{ТР}} - F_{\text{ПР}}) \quad (12)$$

където $p = \sqrt{c/m}$ е собствената кръгова честота на подвижната система, s^{-1} ;

x_c - осовата хлабина в спирачката, m.

Известно е (Keanrov, G., & Uzunov, T. 1999), че в някои случаи отскочилата система изминава път съизмерим с осовата хлабина в спирачката, което променя съществено въздушната междина между ротора и статора. По тази причина в изследването аксиалната електромагнитна сила се определя по израза (Uzunov, T. 2021^b), $F_A = 1,1654 \cdot 10^7 x_c^2 - 80846 x_c + 2124$, който се представя в подходящ за модела вид и тъй като $dx/dt < 0$, триещата сила $F_{\text{ТР}}$ и силата $c \cdot x$ си променят посоката на действие и уравнение (12) приема вида

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + A_5 x^2 + B_4 x = E_3 \quad (13)$$

където $A_5 = \frac{11654000}{m}$, $B_4 = p^2 - \frac{80846}{m}$, $E_3 = \frac{F_{\text{ПР}} - F_{\text{ТР}} - 2124}{m}$, като $x_c = 0$, а времето $\tau \in I_\tau = [0, T_{2i}^n]$, $T_{2i}^n = t_{(i+1)} - t_i$ при $i = 3 + 4(n - 1)$.

Полученото диференциално уравнение е от втори ред, нелинейно и неавтономно, чието решение може да се извърши с числен експеримент при начални условия $x_1(0) = 0$ и $\dot{x}(0) = \dot{x}_1(T_{22}^1) = v_1$, определена от уравнение (10).

От полученото числено решение се намира максималното преместване на системата $x_{max}^1 = x(T_{23}^1)$ и времето T_{23}^1 , за достигането му.

След достигане на максималното преместване в момента t_4 (фиг. 1), системата се движи със скорост $dx/d\tau > 0$, при което силата на триене променя посоката си. Движението на системата се описва с уравнение (12), което след преобразуване приема вида

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + A_1(x_c - x)^2 + B_1(x_c - x) = E_1 \quad (14)$$

където $A_1 = -\frac{11654000}{m}$, $B_1 = \frac{80846}{m} - p^2$, $E_1 = \frac{F_{TP} + 2124 - F_{TP}}{m}$, а времето $\tau \in I_\tau = [0, T_{2i}^n]$, $T_{2i}^n = t_{(i+1)} - t_i$ при $i = 4 + 4(n - 1)$.

Решението е числено, като за целта в уравнение (14) стойността на x_c се замества с x_{max}^1 , получена от решението на (13) и начални условия $x(0) = 0$ и $\dot{x}(0) = 0$.

Скоростта v_2 на подвижната система в момента t_5 на вторичния удар може да се определи от зависимост (5), при $x_c = x_{max}^1$.

Уравненията на движение на следващите удари и на „отскочилата“ подвижна система са аналогични на изведените до тук зависимости. Изследването се прекратява при изпълнено неравенство (11).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От проведеното изследване могат да се формулират следните изводи:

1. Изведените математически модели и зависимости (6), (7), (8), (10), (11), (13), и (14), могат да намерят приложение при изясняването на силовото натоварване в осово направление на елементите на електродвигателя както на сега съществуващите конструкции, така и при проектирането на нови конструкции електродвигатели, които са динамично подобни в качествен аспект на изследвания.

2. На базата на получените модели може да се създаде методика и програма за извършване на числен експеримент, с цел изследване влиянието на основни параметри, като коефициента на коравина c_l , масата m , коефициент на затихване κ , началната скорост v_0 , върху големината на осовите удари и техния брой.

3. Определеното силово натоварване може да послужи за извършване якостна проверка на елементите на електродвигателя, натоварени с максималните осови сили.

REFERENCES

Keanrov, G., & Uzunov, T. (1999). *In reference to the axial movement of a conoid electric motor's axle for hoists and failure appearance in it*. Paper presented at the Scientific works of Angel Kanchev University, Vol. 37, s. 5, Ruse (**Оригинално заглавие:** Кенаров Г. и Т. Узунов (1999), *Относно осовото движение на вала на конусен телферен двигател*, В: *Научни трудове на Русенски университет "Ангел Кънчев"*, том 37, серия 5).

Nikolov M., I. Todorov. (2016), *A research about influence of overlaying speed upon electrical parameters the process during vibrating arc overlaying of worn parts of transportational and agricultural machinery in ashield of argon*. In *Agricultural, forest and transport machinery and technologies*, No 1, Volume II, pp. 28-34, ISSN 2367-5888.

Rachev, D. (1980). *Electrics hoist motors*. Sofia: Technique (**Оригинално заглавие:** Рачев Д. 1980. *Телферни електродвигатели*. София, Техника,).

Todorov I., M. Stoyanov, M. Nikolov, V. Ivanov. (2018), *Trends and perspectives of hot methods for reconditioning of wear details*. In *Applied Researches in Technics, Technologies and Education*, Vol. 6, No 1, pp. 225-231, ISSN 1314-8788.

Uzunov, T., & Keanrov, G. (2000). *Determining the nature and magnitude of axial forces in a conical hoist electric motor*. *Notices of the Union of Scientists, Ruse, 1/2000 s. "Technical sciences" № 3* (**Оригинално заглавие:** Узунов Т. и Г. Кенаров, *Определяне характера и големината на осовите сили в конусен телферен електродвигател*. *Известия на Съюза на учените, Русе, 1/2000 сер. "Технически науки" №3*).

Uzunov, T. (2021)^a. *Investigation of the axial movement of the rotor when switching on a conical hoist electric motor*. Paper presented at the IX International Scientific Conference Technics. Technologies. Education. Safety. 07-10.06.2021, vol. 1, pp.11-13, Borovets, Bulgaria.

Uzunov, T. (2021)^b. *Investigation of the influence of the gap between the rotor and the stator of a conical telfer motor on the axial electromagnetic force*. Paper presented at the IX International Scientific Conference Technics. Technologies. Education. Safety. 07-10.06.2021, vol. 1, pp.25-27, Borovets, Bulgaria.