

НАПРЕЖЕНИЯ В РОТОРА НА ЦЕНТРОБЕЖНИТЕ САЧМЕНИ СЪЕДИНИТЕЛИ С ВОДЕЩ ШЕСТЛОПАТЕН РОТОР

Венелин Тасев, Любен Тасев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", катедра „Механизация на мините“ 1700 София

РЕЗЮМЕ. Статията разглежда силите, които се поражда във въртящите се части на ротора. Определят се динамичните и статични натоварвания върху отделните елементи – лопатки, главина, опорни дискове. Въз основа на направения анализ е предложена методика за оптималното им оразмеряване.

STRESSES IN THE ROTOR OF A CENTRIFUGAL BALL JOINT WITH LEADING SIXPATH ROTOR

Venelin Tasev, Lyuben Tasev

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia

ABSTRACT. The article discusses the forces that are generated in the rotating parts of the rotor. The dynamic and static loads on individual components - paddles, hub, bearing discs are displayed. Method for optimal sizing is proposed based on the analysis.

Центробежните сачмени съединители (ЦСС) са фрикционни механизми, чийто изходен въртящ момент се формира от силите на триене между сачмения пълнеж и активните повърхности. Свободно насипаните сачми се намират в камерите образувани от междулопатковото пространство на ротора и стените на вътрешните повърхности на съединителя. При разглежданите ЦСС роторът е водещ, т.е. той е свързан непосредствено с двигателя. С неговото включване роторът се привежда в движение. Той тласка сачмите, които под действието на центробежните сили се подреждат в плътен цилиндричен слой, трият се в активните повърхности и предават на водимата част определен въртящ момент. При това върху лопатките на ротора действат определени сили, които създават напрежения в него. Тяхното определяне е обект на настоящата статия.

Изложение

Силата, която действа на една лопатка в установен режим се определя от момента, който развива ЦСС, броя на лопатките и тяхната дължина. В тази статия се разглежда ЦСС с шестлопатен ротор, така че силата действаща на една лопатка N_L е:

$$N_L = \frac{M_c}{6} \cdot \frac{1}{\ell_L} = \frac{M_c}{6} \cdot \frac{1}{R_a - R_{гЛ}}, N; \quad (1)$$

където M_c е моментът развиван от ЦСС, Nm;

ℓ_L - дължината на лопатката, m;

$R_{гЛ}$ - радиусът на главината, m;

R_a - активният радиус на ЦСС, m;

Така приетото условие (1) съответства на предаване на целия въртящ момент чрез цилиндричната част от ЦСС. В някои по-стари конструкции ЦСС, част от въртящия момент се предава и чрез капациите. Това променя до известна степен силовата картина, като води до известно намаляване на напрежението в лопатката. Тук то се пренебрегне по следните съображения:

1. Моментът предаван чрез страничните капаци не надхвърля 14%;

2. Моментът предаван чрез капациите намалява с трета степен на радиуса, така че основното усилие се явява при най-големия радиус.

3. Приемането на зависимост (1) води до незначително увеличаване на напреженията в лопатките, но значително опростява тяхното определяне.

В процеса на ускоряване на двигателя, респективно на ротора, върху лопатките действа и динамичният момент:

$$M_{дин} = \frac{d\omega_1}{dt} (J_c + J_1), Nm. \quad (2)$$

При пускане на двигателя, върху ротора въздействат два момента - този създаден от съединителя и моментът предизвикан от инерционните сили. За да добием представа за размера на последния, ще направим следните приемливи допускания:

1. Динамичният момент в процеса на ускоряване на двигателя е постоянен и равен на пусковия на двигателя.

2. Пусковият момент на асинхронния двигател е два пъти по-голям от номиналния.

3. Инерционният момент на АД е равен на този със сачмите на ЦСС.

При тези условия може да запишем:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{дв} - M_c}{J_c + J_{дв}} = \frac{2M_H}{2J_c} = \text{const} \quad (3)$$

$$M_{сач} = \frac{d\omega}{dt} J_c = \frac{M_H}{J_c} J_c = M_H \quad (4)$$

Вижда се, че при приетите условия динамичният момент върху лопатките е равен на номиналния момент на двигателя, т.е. стойността му не е за пренебрегване.

Точната стойност на ускорението $\frac{d\omega}{dt}$ може да се определи по зависимостта:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{\sum J} [M_{дв}(\omega) - K\omega^2], \text{rad/s}^2. \quad (5)$$

То зависи както от параметрите на двигателя така и от натоварването на ЦСС и инерционния момент на системата. Сумарният момент, който действа върху лопатката, се определя от сумата на $M_{дин}$ и $M_{ст}$. Докато първият остава почти постоянен в пусковия процес, то вторият нараства с квадрата на входната ъглова скорост. Когато двигателят достигне критичната си скорост ускорението му рязко спада и динамичния момент е равен на нула (виж фиг 1).

Максимална стойност на сумата от двата момента се получава при критична скорост на двигателя:

$$\sum M_{max} = M_{дин}(\omega_{кр}) + M_c(\omega_{кр}), \text{Nm}; \quad (6)$$

Инерционният момент на сачмите J_c в една камера се определя съгласно фиг. 2 и известната зависимост:

$$J_c = \int_{R_a}^{R_1} r^2 dm, \text{kgm}^2; \quad (7)$$

Елементарната маса dm съгласно фигура 2 е:

$$dm = r \ell \rho \psi \left(\frac{\pi}{3} - \frac{b}{r} \right) dr, \text{kg},$$

където r е текущият радиус;

ℓ - ширината на лопатката, m;

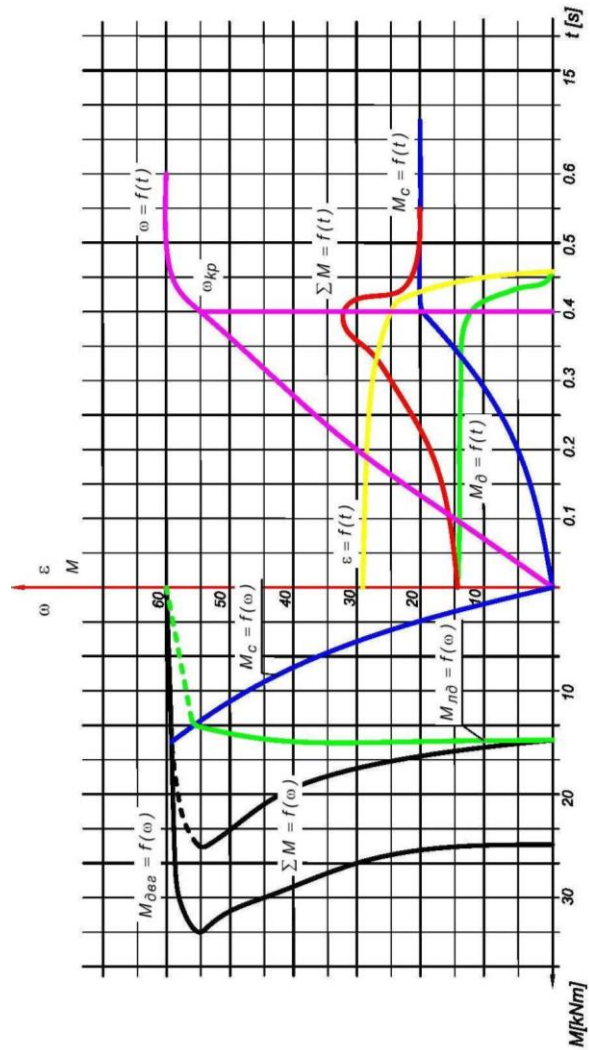
ρ - плътността на стоманата, kg/m^3 ;

ψ - коефициентът на запълване на сачмения пълнеж 0.5-0.55;

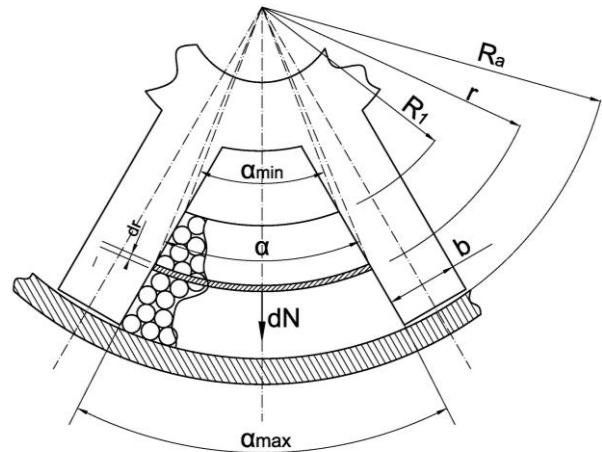
b - дебелината на лопатката, m.

След заместване и интегриране за инерционния момент на сачмите получаваме

$$J_c = \frac{\pi}{12} R \rho \psi (R_a^4 - R_1^4) - \frac{1}{3} \rho \ell b (R_a^3 - R_1^3), \text{kgm}^2. \quad (8)$$



Фиг. 1. Изменение на моментите в пусковия процес



Фиг. 2. Сили действащи сачмения пълнеж

Като въведем коефициентите

$$K_1 = \frac{b}{R_a} \quad \text{и} \quad K_2 = \frac{R_1}{R_2},$$

съответно получаваме:

$$J_c = \frac{\pi}{12} \rho \psi \ell R_a^4 \left[(1 - K_2^4) - 4K_1(1 - K_2^3) \right], \text{kgm}^2; \quad (9)$$

Инерционният момент на лопатките J_l се определя съгласно формата на Шнайдер:

$$J_l = J_l' + m_1 a^2, \text{kgm}^2, \quad (10)$$

където J_l' е собственият инерционен момент на лопатката;

m_1 - масата на лопатката, kg;

a - разстоянието от масовия център на лопатката до оста на въртене.

$$J_l = \rho b \ell h \left[\frac{b^2 + h^2}{12} + \left(\frac{R_a + R_{гг}}{2} \right)^2 \right], \text{kgm}^2; \quad (11)$$

Моментът, който се предава на лопатката, в процес на ускоряване на двигателя се определя от зависимости:

$$M_1 = J_c \varepsilon, \text{kgm}^2 \quad \text{и} \quad M_2 = J_l \varepsilon, \text{kgm}^2$$

Момент върху лопатката получен от натоварването на сачмите се получава от допускането, че сачменият пълнеж е напълно втвърден и равномерно разпределен.

$$M_{ог1} = \frac{2M_1}{R_a - R_1} \left(R_a - R_{гг} + \frac{R_a - R_1}{2} \right), \text{Nm}; \quad (12)$$

След известни преобразования се получава:

$$M_{ог1} = M_1 \left(1 - \frac{2R_{гг}}{R_a} \frac{1}{1 + K_2} \right), \text{Nm}; \quad (13)$$

Огъващият момент върху лопатките, получен при ускорение на двигателя е равен на момента създаден от собствения и инерционен момент.

Ускорението ε , което получава двигателя, заедно с ротора на ЦСС, се определя от зависимостта:

$$\varepsilon(\omega) = \frac{M_{дв}(\omega) - M_c(\omega)}{J_1}, \text{rad} / \text{s}^2; \quad (14)$$

където $M_{дв}(\omega)$ е моментът, който развива двигателя при определена ъглова скорост, Nm;

$M_c(\omega)$ - моментът на ЦСС при определена ъглова скорост;

J_1 - сумарният инерционен момент на всички присъединени директно към вала въртящи части, kgm^2 ;

$$J_1 = J_{дв} + J_{сач} + J_l + J_{гг}, \text{kgm}^2; \quad (15)$$

където

$J_{дв}$ е инерционният момент на двигателя, kgm^2 ;

$J_{гг}$ - инерционният момент на главината на ротора, kgm^2

$$J_{гг} \approx \frac{\rho \pi \ell_{гг}}{2} (R_{гг}^4 - R_{вал}^4), \text{kgm}^2, \quad (16)$$

където $R_{гг}$ е радиусът на главината, m;

$R_{вал}$ - радиусът на вала на двигателя, m;

$\ell_{гг}$ - дължината на главината, m;

Моментът, който развива съединителя се определя по зависимостта

$$M_c(\omega) = k \omega^2, \text{Nm}; \quad (17)$$

където k е конструктивният коефициент на ЦСС и се определя от неговите размери и напълването на камерите със сачми Nm / s^2 .

Моментът на съвременните асинхронни двигатели се апроксимира от две криви. Едната от нулевата му скорост до критичната, а втората от критичната до синхронната. Подробно това е описано в (Тасев, 1990).

За първия участък ($0 \leq \omega \leq \omega_{кр}$) най често се използва формулата:

$$M_{дв} = a^2 \omega^2 + b \omega + M_n, \text{Nm};$$

където M_n е пусковият момент на двигателя, Nm.

Коефициентите a и b се определят по зависимости:

$$a = \frac{\sqrt{M_{кр} - M_m} + \sqrt{M_n - M_m}}{\omega_{кр}} \quad (18)$$

$$b = -2a \sqrt{M_n - M_m}$$

където: M_m е минималният момент на двигателя, Nm;

$M_{кр}$ - критичният (максималният) момент на двигателя.

За втория участък $\omega_{кр} \leq \omega \leq \omega_c$, се използват зависимости [1]:

$$M_{дв} = M_{кр} - P(\omega - \omega_{кр})^2, \text{Nm};$$

$$P = \frac{M_{кр} - M_n}{(\omega_n - \omega_{кр})^2}, \text{nm} / \text{s}^2; \quad (19)$$

Изменението на ъгловата скорост $\omega(t)$, ускорението $\varepsilon(t)$ и моментът развиван от ЦСС- $M(t)$, във времето се изразяват със зависимости:

$$\omega(t) = \frac{D}{2H} \operatorname{th} \left(\operatorname{arth} \frac{B}{D} - \frac{Dt}{2J} \right) - \frac{B}{2A}, 1/s;$$

$$\varepsilon(t) = D^2 \left[4AJ \operatorname{ch}^2 \left(\operatorname{arth} \frac{B}{D} - \frac{Dt}{2J} \right) \right], 1/s^2; \quad (20)$$

$$M_c(t) = k \left[\frac{D}{2A} \operatorname{th} \left(\operatorname{arth} \frac{B}{D} - \frac{Dt}{2J} \right) - \frac{B}{2A} \right]^2, Nm;$$

Изменението на горните величини е показано на фиг. 1. На същата фигура са показани и стойностите на сумарните величини, когато действат върху лопатката, а те са моментът M_c развиван от ЦСС и моментът създаден от инерционните сили M_{Γ} и M_e :

$$\sum M = M_c + M_{\Gamma} + M_e = k\omega + \frac{d}{\omega} J_{\Gamma} + \frac{d}{d\omega} J_c =$$

$$= (J_{\Gamma} + J) (M_{дв}(\omega - M_c\omega)) = \quad (21)$$

$$= (J_{\Gamma} + J) \left[(a^2 - k)\omega^2 + b\omega + M_{\Gamma} \right]$$

Вижда се, че сумарният момент $\sum M$ расте с нарастване на ъгловата скорост и достига своя максимум при скорост на близка до критичната. Математичният анализ показва, че точните стойности на скоростта ω при, която определя по зависимостта:

$$\omega_{m=\max} = \frac{P\omega_{кр}}{P + k - k \frac{J_{\Gamma} + J_c}{J}}, rad/s; \quad (22)$$

където J е сумарният инерционен момент на вала на двигателя, kgm^2 ;
 P – константа на параболата, която апроксимира кривата на

$$P = \frac{M_{кр}}{(\omega_{кр} - \omega_H)^2}, Nms^2 \quad (23)$$

Тъй като $P \rightarrow k$, то с достатъчна точност може да се приеме, че:

$$\omega_{m=\max} = \omega_{кр} \quad (24)$$

Напреженията на огъване на лопатката при $\omega = \omega_{кр}$, ще бъдат:

$$1. \text{ От момента създаден от съединителя} \\ M_{ог} = k\omega_{кр}^2 \left(1 - \frac{R_{\Gamma\Gamma}}{R_a} \right) \quad (25)$$

$$\sigma_c = \frac{M_{ог}}{6W_1} = \frac{k\omega_{кр}^2}{b^2\ell} \left(1 - \frac{R_{\Gamma\Gamma}}{R_a} \right), Pa \quad (26)$$

2. От инерционните сили на сачмите. Огъващият момент се определя от ускорението на двигателя при $\omega = \omega_{кр}$ и инерционният момент J_c на сачмения сегмент:

$$M_{ог\Gamma} = \varepsilon_{кр} J = \frac{M_{кр} - k\omega_{кр}^2}{J} J_c \quad (27)$$

$$\sigma_{\Gamma} = \frac{M_{ог\Gamma}}{W_{\Gamma}} = \frac{6J_c}{Jb^2\ell} (M_{кр} - k\omega_{кр}^2) \left(1 - \frac{2R_{\Gamma\Gamma}}{R_a} \frac{1}{1+k_2} \right)$$

3. От инерционния момент на самата лопатка J_{Γ}

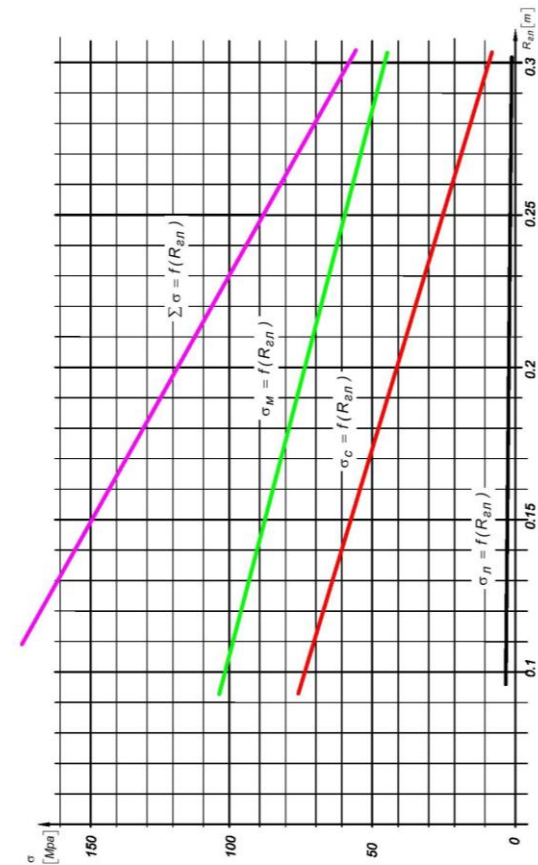
$$M_{ог\Gamma} = \frac{M_{\Gamma}}{2R_a} (R_a - R_{\Gamma\Gamma}) \quad (28)$$

$$M_{\Gamma} = \varepsilon J_{\Gamma} = \frac{M_{кр} - k\omega_{кр}^2}{J} J_{\Gamma}, Nm \quad (29)$$

$$M_{ог} = \frac{J_{\Gamma}}{2JR_a} (R_a - R_{\Gamma\Gamma}) (M_{кр} - k\omega_{кр}^2), Nm \quad (30)$$

$$\sigma_{ог} = \frac{M_{ог}}{W_{\Gamma}} = \frac{6J_{\Gamma}}{2JR_a b^2\ell} (R_a - R_{\Gamma\Gamma}) (M_{кр} - k\omega_{кр}^2), Pa \quad (31)$$

От изведените зависимости се вижда, че огъващите напрежения намаляват с квадрата на дебелината на лопатката. Това е напълно разбираемо, само че с увеличаване дебелината на лопатката, се намалява количеството на активния сачмен пълнеж и се увеличава инерционния момент на водимата част на ЦСС. По тези причини се търси възможност лопатките да останат по-тънки.



Фиг. 3. Напрежения в отделните елементи на ротора

На фиг.3 е показано изменението на напрежението при различни стойности на главината на ротора за ЦСС 800/0.6. Видно е, че с увеличаване на $R_{\Gamma\Gamma}$ напреженията

намаляват. Нарастването на главината от конструктивна, технологична и стойностна страна също е неприемливо. По тази причина в съвременните ЦСС се поставят опорни дискове. Направените число-аналитични изследвания показват, че при два диска, поставени на разстояние 0.5ℓ (в средата на главината), напреженията в лопатката са малко по-големи от тези при плътна главина. Това решение позволява значително олекотяване на ротора, а също така е много по-технологично. Диаметърът на дисковете най-често се приема равен на половината от активния диаметър, а дебелината на лопатката се определя при $\sigma_{\text{доп}} \leq 80\text{MPa}$. Желателно е те да се изпълняват от високовъглеродна стомана.

За инженерни пресмятания може да се приеме, че максималния момент, M който се натоварва лопатката е

равен на максималния момент, който развива двигателя, което е много близко до повечето случаи. При това:

$$\sigma_{\text{ог}} = \frac{M_{\text{кр}}}{6W_{\text{л}}}$$

Съединители с големи мощности с опорни дискове се изработват от десетки години и показват значителна експлоатационна сигурност. За тяхното пресмятане се използват горните зависимости.

Литература

Тасев, В.Л., 1990. *Възможности за приложение на центробежните сачмени съединители с водещ шестлопатен ротор в задвижване на машините от минно-добивния отрасъл*, Дисертация, ВМГИ.