

МЕТОДИКА ЗА ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА ЦЕНТРОБЕЖНИ САЧМЕНИ СЪЕДИНИТЕЛИ ЗА ГОЛЕМИ МОЩНОСТИ

Венелин Тасев

Минно-геоложки университет
"Св. Иван Рилски"
София 1700, България
E-mail: lvtasev@mail.bg

РЕЗЮМЕ

Статията предлага методика за определяне основните параметри на центробежни сачмени съединители за мощности над 500 kW. Изхожда се от други разработки на автори за получаване на минимална маса и цена на съединителя при еднакви изходни параметри. Определени са основните геометрични размери, контактните и масите на съединителя и сачмите. Методиката е предназначена за оразмеряване на съединители с големи мощности.

За оразмеряване на центробежните сачмени съединители (ЦСС) съществуват различни методики (Матеев, 1984; Тасев, 1990). Най-често при тях като основен параметър се взема изходния въртящ момент (M_c) при номиналната честота на двигателя (ω_n). За ЦСС с голяма мощност (над 500 kW) при сравнително ниска честота на въртене от съществено значение се оказва масата и цената на съединителя. Настоящата методика е създадена за конструиране на ЦСС с минимални маса и цена. За целта се използват изведените (Тасев, 1990) зависимости за олекотяване на ЦСС.

Определящо за цената и масата на ЦСС има количеството сачмен пълнеж. Количеството сачмен пълнеж в ЦСС се променя в зависимост от напълването на отделните камери със сачми. След развъртане на ЦСС, сачмите се подреждат и образуват концентричен на триещата повърхност слой с радиус R_1 . При това, колко по-напълнени са камерите, толкова R_1 е по-малък. В ЦСС (Матеев, 1984) е прието количеството сачмен пълнеж да се отразява с коефициента $K_2 = \frac{R_1}{R_a}$, където R_a е радиусът на активната триеща повърхност. Авторът (Тасев, 1990) е извел следната зависимост за коефициента K_2 , който определя пълнежа на ЦСС:

$$K_2^3 + 3 \cdot K_2 \cdot \left(\frac{\psi_c}{\psi_n} + 1 \right) - 4 = 0 \quad (1)$$

където:

$$K_2 = \frac{R_1}{R_a} \text{ е коефициентът;}$$

R_1 – радиусът на свободната повърхност на сачмения пълнеж, m;

R_a – активният радиус на триене, m;

ψ_c – плътност на ЦСС, която зависи от неговата конструкция (Тасев, 1990);

ψ_n – плътност на сачмения пълнеж $\psi_n \approx 0,55$ (Тасев, 1990).

За различните конструкции ЦСС коефициентът ψ_c се променя от 0,6 до 1,2. Значителният брой ЦСС разработени от автора показват, че за съединители с големи мощности коефициентът $\psi_c = 0,8 \div 1$. За тези стойности на ψ_c коефициентът K_2 добива стойности $0,46 \div 0,52$.

Определянето на масата на пълнежа m_n става по зависимостта:

$$m_n = \pi \cdot \rho \cdot \psi_n \cdot l_a \cdot R_a^2 \cdot \left[(1 - K_2^2) - K_1 \cdot (1 - K_2) \right], \text{ t} \quad (2)$$

където:

ρ – е плътността на стоманата, kg/m³;

l_a – активната широчина на мантията, m;

$$K_1 = \frac{a_n}{R_a};$$

a_n – дебелина на лопатката, m.

След определяне на коефициента K_2 и масата на пълнежа, трябва да се определят основните геометрични размери, а именно активният радиус R_a и активната

широчина l_a .

Еднозначното определяне и на двете величини е невъзможно, тъй като и от двете зависи изходния въртящ момент (M_c). За това се въвежда коефициент:

$$K_5 = \frac{l_a}{R_a} \quad (3)$$

Тасев (1990) прави много подробен анализ на влиянието на основните геометрични размери, а именно R_a и l_a върху масата на ЦСС при еднакви изходни параметри. Доказва се, че с нарастване на R_a , при еднакви други условия, масата m_c значително намалява. От конструктивни и технически възможности това не може да става неограничено.

За ЦСС с големи мощности $K_5=0,4$ до $0,8$, като по-малките стойности се отнасят за ЦСС с по-ниска честота на въртене, а по-големите за ЦСС с по-висока.

Активният радиус R_a на ЦСС при минимална маса на ЦСС (G_c) се определя по израза:

$$R_a = \sqrt[5]{\frac{3 \cdot M_c}{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot \psi_n \cdot f_n \cdot \omega_n^2 \cdot K_5 \cdot (1 - K_2^3)}}, \text{ m} \quad (4)$$

където:

f е коефициентът на триене $\approx 0,04$.

След определянето на R_a се намира ориентировачната стойност на активната широчина l :

$$l \approx K_5 \cdot R_a, \text{ m} \quad (5)$$

Определят се броя на сачмените редове за сачми с радиус r_c :

$$n_p = \frac{1,1 \cdot l}{\sqrt{3} \cdot r_c}, \quad (6)$$

r_c е радиусът на сачмите m , като n_p се закръглява нагоре до цяло число.

Окончателната широчина на мантията l_a е:

$$l_a = \sqrt{3} \cdot r_c \cdot (n_p - 1) + 2 \cdot r_c, \text{ m} \quad (7)$$

$M_c = 6 \cdot \omega_n^2 \cdot f \cdot \psi_n \cdot l_a \cdot R_a^4 \cdot \left[\frac{\pi}{9} \cdot (1 - K_2^3) - \frac{K_1}{2} \cdot (1 - K_2^2) + \frac{R_a}{l_a} \right]$
 При така определена активна широчина на мантията се пресмята изходния въртящ момент M_{c2} който може да развие ЦСС: $M_{c2} = 45 \cdot \left[5 \cdot K_2^3 + 3 \cdot K_2^2 \right] - \frac{K_1}{2} \cdot (1 - 2 \cdot K_2^2 + K_2^4)$, Nm (8)

където:

$$K_1 = \frac{a_n}{R_a} \approx 0,05$$

Ако изчисленият M_c се различава с повече от 10% от зададения, то трябва да се промени K_2 и изчислението да се направи отново.

Пресмятат се контактните напрежения p_o в зоната на триене между сачмите и вътрешната цилиндрична повърхност:

$$p_o = \frac{1,5}{\pi \cdot n_a \cdot n_b} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{E' \cdot R_a \cdot \omega}{3}\right)^2 \cdot \rho \cdot \psi_n \cdot (1 - K_2^3)}, \text{ Pa} \quad (9)$$

където:

n_a и n_b са параметри на контакта, определени от теорията на Хорд;

E' – приведенният модул на еластичност, Pa.

Контактното налягане p_o не трябва да бъде по-голямо от 0,5 GPa. При получаването на по-големи стойности се налага да се увеличи широчината на мантията и респективно да се намали активният радиус.

Друга по-рационална възможност за намаляване на контактните напрежения е изменението на параметрите на контакта, т.е. като се променят размерите на жлеба (неговият радиус $r_{ж}$ и дълбочина $h_{ж}$), което е подробно разгледано от Тасев (1989).

Промяната на радиуса на жлеба $r_{ж}$, като същият трябва да бъде много близък до радиуса на сачмата r_c , води до промяна на n_a и n_b . Последните се отчитат от специални таблици за определяне на контактните напрежения по формулите на Херц. За нуждите на ЦСС авторът (Тасев, 1989) предлага следната формула, която достатъчно точно определя напреженията в зоната на контакта:

$$p_o = \frac{1,05 \cdot \beta \cdot M_{c2}}{r_{ж} \cdot \sqrt{3} \cdot r_c}, \text{ Pa} \quad (10)$$

където:

$$\beta = \frac{r_{ж}}{r_c} = 1,05 \div 1,005 \text{ е коефициентът, зависещ от}$$

точността на изработване на жлеба. На по-точните обработки отговарят по-малки стойности и обратно.

Разстоянието между отделните жлеbove $a_{ж}$ и дълбочината на жлеба $h_{ж}$ се изчисляват по следните формули:

$$a_{ж} = \sqrt{3} \cdot r_c, \text{ m}, \quad (11)$$

$$h_{ж} = 1,2 \cdot r_c \cdot \left[1 - \omega_n \cdot \frac{0,005 \cdot (\omega_n \cdot R_a)^{2/3}}{(\beta - 1)^{0,38}} \right], \text{ m}$$

След получаване на приемливи контактни напрежения $p_0 \leq 0,5 \text{ GPa}$ може да се определи количеството сачмен пълнеж в една камера $Q_{\text{кам}}$:

$$(12) \quad , \text{ kg}, \quad (12)$$

за целия съединител количеството сачми е:

$$Q_{\text{пълнеж}} = 6 \cdot Q_{\text{кам}}$$

Очакваната маса на съединителя без сачми е:

$$G_c = \pi \cdot \rho \cdot \psi_c \cdot R_a^2 l_a, \text{ kg} \quad (13)$$

Общата маса на съединителя е:

$$G_{\text{ЦСС}} = G_c + G_p, \text{ kg}.$$

С това основното оразмеряване на ЦСС е извършено.

ЛИТЕРАТУРА

- Матеев, Н.М. 1984. Усъвършенстване задвижването на рудничните транспортни машини чрез центробежни пусково - предпазни съединители със свободен пълнеж., *Хабилитационен труд, ВМГИ.*
- Тасев, В.Л. 1990. Възможности за приложение на центробежните сачмени съединители с водещ шестлопатен ротор в задвижванията на машините от миннодобивния отрасъл., *Дисертационна работа, ВМГИ.*
- Тасев, В.Л. 1990. Олекотяване на центробежните сачмени съединители., *Год. ВМГИ.*
- Тасев, В.Л. 1989. Някои въпроси от оразмеряването на центробежните сачмени съединители., *Год. ВМГИ, стр. 165.*

$$Q_{\text{кам}} = \frac{\pi}{6} \cdot \rho \cdot \psi_c \cdot l_a \cdot R_a \cdot \left[(1 - K_2^2) - K_1 \cdot (1 - K_2) \right]$$

METHOD FOR DIMENSIONING OF HIGH POWER CENTRIFUGAL BALL CLUTCHES

Venelin Tasev

University of Mining and Geology
"St. Ivan Rilski"
Sofia 1700, Bulgaria
E-mail: vtasev@mail.bg

ABSTRACT

The report suggests a method for determining the main parameters of centrifugal ball clutches for power higher than 500 kW. It employs other authors' developments aiming the minimization of mass and cost for equal initial parameters. The main geometric dimensions, contacts and masses of clutch and balls are determined. The method is designed for dimensioning of high power clutches.

There are different methods (Mateev, 1984; Tasev, 1990) for dimensioning the centrifugal ball clutches (CBC). The initial moment of rotation (M_c) for nominal frequency of the motor (ω_n) is most often considered the main parameter. Mass and cost prove to be very important for centrifugal ball clutches of high power (more than 500 kW) and comparatively lower frequency of rotation. The suggested method is established for constructing of centrifugal ball clutches of minimum mass and cost. The dependencies for lightening of centrifugal ball clutches are applied for the purpose (Tasev, 1990).

Quantity of ball filling is decisive for cost and mass of the centrifugal ball clutches. Ball filling quantity of the centrifugal ball clutch changes depending on filling of individual chambers with balls. After rotation of the Centrifugal Ball Clutch, the balls line up in a special order and form a layer of radius R_1 concentric to the friction surface. Furthermore, the more filled chambers are, the lower R_1 is. In the CBC (Mateev, 1984) quantity of ball filling is shown by the coefficient $K_2 = \frac{R_1}{R_a}$, where R_a is the radius of active friction surface. The author (Tasev, 1990) derived the following dependence or the coefficient K_2 , which determines the filling of CBC:

$$K_2^3 + 3.K_2 \left(\frac{\Psi_c}{\Psi_n} + 1 \right) - 4 = 0 \quad (1)$$

where:

$K_2 = \frac{R_1}{R_a}$ is a coefficient;

R_1 – radius of free surface of the ball filling, m;

R_a – active radius of friction, m;

Ψ_c – density of CBC, which depend on its construction (Tasev, 1990);

Ψ_n – density of ball filling $\Psi_n \approx 0,55$ (Tasev, 1990).

For different constructions of CBC the coefficient Ψ_c changes from 0,6 to 1,2. Significant number of CBC, developed by the author, reveal that for high power clutches the coefficient is $\Psi_c=0,8 \div 1$. For those values of Ψ_c the coefficient K_2 gets values of $0,46 \div 0,52$.

Mass of filling m_n is determined by the dependence:

$$m_n = \pi \cdot \rho \cdot \Psi_n \cdot l_a \cdot R_a^2 \cdot [(1 - K_2^2) - K_1 \cdot (1 - K_2)], k \quad (2)$$

where:

ρ – is density of steel, kg/m³;

l_a – active wide of the mantle, m;

$$K_1 = \frac{a_n}{R_a};$$

a_n – thickness of shovel, m.

After determination of coefficient K_2 and mass of filling, the basic geometric dimensions, active radius R_a and active width l_a , in particular, are to be determined.

One exact determination of both values is impossible as the initial moment of rotation (M_c) depends on both. The following coefficient is employed for that reason:

$$K_5 = \frac{l_a}{R_a} \quad (3)$$

Tasev (1990) performed a very detailed analysis on the effect of basic geometrical dimensions, in particular R_a и l_a , on the mass of CBC for equal initial parameters. It was proved that with the increase R_a , under equal other conditions, the mass

m_c decreases significantly. Due to constructive and technical features this could not be unlimited.

For CBC of high power $K_5=0,4$ through $0,8$, and the first values refer to CBC of lower frequency of rotation, and second value to higher frequencies.

The active radius R_a of CBC for the minimum mass of the CBC (G_c) is determined by the expression:

$$R_a = \sqrt[5]{\frac{3.M_c}{2.\pi.\rho.\psi_n.f.\omega_n^2.K_5.(1-K_2^3)}}, m \quad (4)$$

where:

f is the coefficient of friction $\approx 0,04$.

After determination of R_a the approximate value of active width is determined l:

$$l \approx K_5.R_a, m \quad (5)$$

Number of ball lines for balls of radius r_c are determined:

$$n_p = \frac{1,1.l}{\sqrt{3}.r_c}, \quad (6)$$

r_c is the radius of balls, m,

and n_p is approximated upward to an integer.

Final width of mantle l_a is:

$$l_a = \sqrt{3}.r_c.(n_p - 1) + 2.r_c, m \quad (7)$$

Initial moment of rotation M_c , that is able to rotate the CBC is calculated for the determined (active) width of the mantle: $\frac{R_a}{\sqrt{6}}$.

$$\left[\frac{\pi}{45} \left(2 - 5.K_2^3 + 3.K_2^5 \right) - \frac{K_1}{2} \left(1 - 2.K_2^2 + K_2^4 \right) \right], Nm \quad (8)$$

is calculated for the determined active width of the mantle:
where:

$$K_1 = \frac{a_n}{R_a} \approx 0,05$$

In case the calculated M_c differs more than 10% of the given one, K_2 has to be changed and calculation has to start again.

Contact tensions p_o in the zone of friction between balls and inner cylindrical surfaces are calculated.

$$p_o = \frac{1,5}{\pi.n_a.n_b} \cdot 3 \sqrt{\left(\frac{E'.R_a.\omega}{3} \right)^2 \cdot \rho.\psi_n.(1-K_2^3)}, Pa \quad (9)$$

where:

n_a and n_b are parameters of the contact, determined by Hord;
 E' – reduced modulus of elasticity, Pa.

Contact pressure may not be higher than 0,5 GPa. When higher values are obtained extension of width of mantle is needed, and reduction of active radius, respectively.

Another more reasonable option for reducing contact tension is the change of parameters of contact, i.e. changing the sizes of grooves (its radius $r_{ж}$ and depth $h_{ж}$), which was discussed in detail by Tasev (1989).

Change of groove radius $r_{ж}$, as it has to be similar to radius of ball r_c , brings to change of n_a and n_b . Latter being identified from specialized tables for calculating the contact tension according to the formulas of Hertz. For the needs of CBC the author (Tasev, 1989) suggests the following formula, which determines precisely the tension in the contact zone:

$$p_o = 175.10^8 . (\beta - 1)^{0,185} . (\omega_n.R_a)^{0,67} \left(1 - K_2^3 \right), Pa \quad (10)$$

where:

$\beta = \frac{r_{ж}}{r_c} = 1,05 \div 1,005$ is the coefficient, depending on precision of groove performance. Lower values correspond to more precise performance.

Distance between separate grooves $a_{ж}$ and depth of groove $h_{ж}$ are calculated by the following formulas:

$$a_{ж} = \sqrt{3}.r_c, m, \quad (11)$$

$$h_{ж} = 1,2.r_c \cdot \left[1 - \omega_n \cdot \frac{0,005.(\omega_n.R_a)^{2/3}}{(\beta - 1)^{0,38}} \right], m$$

After obtaining acceptable contact tensions $p_o \leq 0,5GPa$ quantity of ball filling in one chamber may be determined $Q_{кам}$:

$$Q_{кам} = \frac{\pi}{6} . \rho . \psi_n . l_a . R_a \cdot \left[\left(1 - K_2^2 \right) - K_1 \cdot \left(1 - K_2 \right) \right], kg, \quad (12)$$

For the entire clutch quantity of balls is:

$$Q_{п\ddot{л}нeж} = 6.Q_{кам}$$

Expected mass of the clutch without balls is:

$$G_c = \pi . \rho . \psi_n . R_a^2 . l_a, kg \quad (13)$$

Total mass of the clutch is:

$$G_{ццс} = G_c + G_n, kg$$

Thus the dimensioning of centrifugal ball clutch is performed.

REFERENCES

Mateev, M.N. 1984. Improving the driving of mine transport machines by centrifugal start-protection clutches of free

filling, *Thesis for awarding the title of professor, Higher Institute of Mining and Geology.*

Tasev, V.P. 1990. Opportunities for application of centrifugal ball clutches with a guiding six-shovel rotor to the driving of machines in mining sector, *PhD thesis, Higher Institute of Mining and Geology.*

Tasev, V.P. 1990. Reducing the weight of centrifugal ball clutches, *Annual of Higher Institute of Mining and geology.*

Tasev, V.P., Some topics on dimensioning of centrifugal ball clutches, *Annual Higher Institute of Mining and Geology, p. 165.*

*Recommended for publication by Department
of Mine Mechanization, Faculty of Mining Electromechanics*