

Magnetic induction ( $0,5 \cdot B_r$ ) in a neutral section of the magnet corresponding to its maximum external energy.

Let us consider the utilization factor of PM more detailed, applying (14):

$$K_m = \frac{\pi \alpha_i}{2 K_{\sigma a} K_p} \left( \frac{1}{K_H} - \frac{B_{\delta 0}}{B_r} \cdot \frac{K_{\sigma m}}{K_Z} \right) \cdot \frac{B_{\delta 0}}{B_r}. \quad (18)$$

Substituting in the last formula values of induction from (17) we obtain:

$$K_m = \frac{0.25 \cdot K_Z}{K_{\sigma a} \cdot K_p \cdot K_{\sigma m} \cdot K_H^2}. \quad (19)$$

Considering that  $\frac{\pi}{2} \cdot \alpha_i \approx 1.0$ , which usually occurs when all the coefficients in (19) equal units, that is, in the ideal case for magnets with linear demagnetization curve of the maximum value of  $K_m = 0.25$ , not 1.0, which is theoretically possible in the general case [1] for magnets with some form of demagnetization curve.

It is possible to increase the coefficient  $K_m$  as it follows from (17) by two ways: first, by enabling parallel load generator capacitors that are partially or fully offset the effect of the armature reaction (with decrease of  $K_p$ ); the second, by turning the series in each of the phases of the armature winding capacitors, and the inductive reactance phase:

$$X_{\phi} = X_d - X_c = X_d \cdot \left( 1 - \frac{X_c}{X_d} \right) = K_{\sigma a} K_c \cdot X_{ad}, \text{ where } K_c = 1 - \frac{X_c}{X_d} < 1$$

$X_c$ - capacity reactance. Then we introduce the coefficient  $K_c$  into the denominator of the formula (18) to testify the increasing of  $K_m$ .

Draw attention to the formula (14). Obviously, the part in brackets must be greater than zero. This means that  $B_r / B_{\delta} > K_{\sigma m} / K_Z$ , where value of magnetic induction, which is possible in the air gap machines:

$$B_{\delta} < \frac{B_r K_Z}{K_{\sigma m}} \quad (20)$$

Theoretically, it is possible to reach induction  $B_{\delta} = \frac{B_r K_Z}{K_{\sigma m}}$  only if  $h_M = \infty$ .

**Conclusion.** The formula for calculating the volume of permanent magnets in electric machines with permanent magnet excitation was obtained. The analysis and evaluation for the utilization factor of permanent magnet are presented.

#### References

1. Бут Д.А. Анализ и расчет электрических машин с возбуждением от постоянных магнитов. – Электричество, 1996, № 6, с. 25-32.
2. Вольдек А.И. Электрические машины. И. «Энергия», 1966.

*Рекомендовано до друку: к-том техн. наук, проф. Івановим О.Б.*

УДК 622.673:[531.391+539.4]

**В.І. Самуся, д-р техн. наук, Д.Л. Колосов, канд. техн. наук**

*(Україна, Дніпропетровськ, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»)*

### НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН КАНАТА З БЕЗМЕЖНОЮ КІЛЬКІСТЮ ТРОСІВ ПРИ НАВАНТАЖЕННІ РОЗПОДІЛЕНИМ ДОТИЧНИМ ЗУСИЛЛЯМ

**Вступ.** Розширення області застосування гумотросових канатів на промислових підприємствах вимагає розв'язання цілого комплексу наукоємних завдань з розробки наукових основ та принципів створення нових, більш довговічних і надійних ліфтових установок з гумотросовими канатами. У зв'язку з цим розробка високотехнологічного ліфтового обладнання нового покоління з гумотросовими канатами є актуальною проблемою прикладного дослідження.

Ліфт – підйомна машина і його експлуатація має бути безпечною. Найвідповідальнішою складовою такої машини є сталеві троси. В гумотросових канатах троси завулканізовані в гумову оболонку, яка захищає їх від впливу зовнішнього середовища та взаємодії з елементами конструкції машини. Порушення гумової оболонки позбавляє її захисних властивостей, а троси каната необхідного захисту. Відповідно, встановлення умов руйнування оболонки дозволить врахувати умови експлуатації канатів та забезпечити безпеку їх використання в якості тягових канатів ліфтів, а в перспективі і в якості головних канатів шахтних підйомних машин.

Гумотросові канати дозволяють використовувати троси малих діаметрів, відповідно підйомні машини можуть мати барабани зменшених габаритів. Зменшені габарити приводних барабанів дозволяють застосувати більш економічні приводи ліфтів.

**Стан питання та постановка задачі дослідження.** Питання взаємодії плоского тягового органу з барабаном розглядалося в роботах [1, 2]. У вказаних роботах не досліджувався вплив конструкції каната на розподіл напружень в його гумовій оболонці на ділянці взаємодії з барабаном. Визначення впливу конструкції гумотросового каната на коефіцієнт концентрації напружень в ньому при взаємодії з барабаном підйомної машини – **актуальна науково-технічна задача**. Її розв'язання дозволить обґрунтовано підбирати гумотросовий канат для ліфтів нового покоління з гумотросовими канатами. Розв'язання цієї задачі безпосередньо пов'язано з експериментальним визначенням міцності зв'язку гуми з тросом [3].

Поміж канатом та барабаном, в загальному випадку, діють сили тертя та тиску. Тиск по довжині каната можна вважати рівномірно розподіленим. По ширині каната (барабана) сили тиску розподілені циклічно з кроком, який дорівнює кроку розташування тросів. Сили натягнення тросів в канаті, завдяки їх взаємному зв'язку гумовою оболонкою, розподілені практично рівномірно [4]. Така особливість дозволяє розглядати не весь канат, а його частину.

Разом з тим відомо і те, що при локальному навантаженні зразків значної ширини таких, як гумотросові канати, характер деформування в середній частині зразка буде відрізнятися від характеру деформування крайньої. Дослідити характер деформування каната заданої ширини (із заданою кількістю тросів) складно. Таку задачу можна спростити, розглянувши канат з одного троса та канат з безмежною кількістю тросів. Перший випадок дозволить встановити напружено-деформований стан, який притаманний крайньому тросу. Другий – тросу, розташованому на значній відстані від краю. В роботі [5] виконано дослідження напружено-деформованого стану каната, що має один трос та до нього прикладене розподілене дотичне зусилля. Другий випадок розглянуто в даній роботі.

**Основний зміст роботи.** Схема експериментального навантаження каната з безмежною кількістю тросів зсувними розподіленими силами показана на рисунку 1.

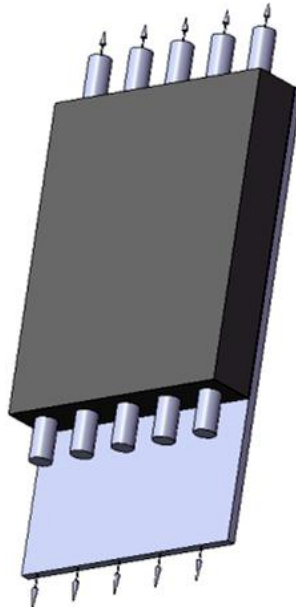


Рис. 1. Схема експериментального навантаження каната зсувними розподіленими силами

Вище зазначено, що сили натягнення тросів в канаті, завдяки їх взаємному зв'язку гумовою оболонкою, розподілені практично рівномірно. Така особливість дозволяє розглядати не весь канат з безмежною кількістю тросів, а його частину (рис. 2).

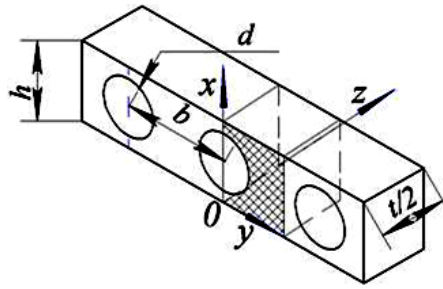


Рис. 2. Схема розташування тросів в перерізі каната

Виділимо з наведеного зразка систематично повторюваний елемент, показаний штриховкою на рисунку. Побудувати розв'язок для елемента такої складної форми та забезпечити його систематичну повторюваність достатньо складно. Спростимо задачу, знехтувавши наявністю тросів та розглянувши зразок призматичної форми розмірами  $h \times \frac{b}{2} \times t$ . Як і в роботі [5] будемо вважати, що зразок виконано з матеріалу оболонки каната – гуми.

Будемо вважати, що канат з барабаном взаємодіє по поверхні  $x = h$ . По цій поверхні переміщення каната відносно барабана не повинно бути

$$u_y = u_x = u_z = 0. \quad (1)$$

На поверхню  $x = 0$  не діють зовнішні сили, тому

$$X_x = 0, X_z = X_y = 0. \quad (2)$$

Граничні умови для поверхні  $y = 0$  та  $y = \frac{b}{2}$

$$u_y = 0, X_y = Z_y = 0. \quad (3)$$

По поверхням  $z = \pm t/2$  не повинні діяти дотичні напруження, тому мають виконуватися умови

$$X_z = Z_y = 0. \quad (4)$$

До того мають бути реалізовані умови рівності переміщень усіх точок, що відповідають місцю розташування троса та відсутності тиску на гуму, розташованої поміж тросами

$$\begin{cases} y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 \leq \left(\frac{d}{2}\right)^2, & u_x = \delta; \\ y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 > \left(\frac{d}{2}\right)^2, & Z_z = 0, \end{cases} \quad (5)$$

де  $\delta$  – величина зсуву частини перерізу гумового зразку, що відповідає місцю розташування троса в гумовій оболонці каната.

В наведених граничних умовах переміщення позначені літерою  $u$ , напрямком переміщення індексом, що відповідає осі координат. Дотичні напруження позначені  $Z_x$  та  $Z_y$ . Нормальні напруження позначені двома однаковими літерами, що збігаються з відповідним напрямком, наприклад  $Z_z$ .

Останні граничні умови змішані. Замість них приймемо умову для  $z = \pm t/2$

$$Z_{z=\pm t/2} = \begin{cases} 1, & \text{коли } y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 \leq \left(\frac{d}{2}\right)^2; \\ 0, & \text{коли } y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 > \left(\frac{d}{2}\right)^2. \end{cases} \quad (6)$$

Розкладемо залежність в подвійний ряд Фур'є

$$f(n, m) = \frac{8 \int_0^{hb/2} \int_0^t Z_{z=t/2} \cos(x N_n) \cos(y M_m)}{b h} \quad (7)$$

Шуканий розподіл дотичних напружень будемо мати в перерізі  $z = 0$ .

Для розв'язання задачі застосуємо одну бігармонічну функцію  $\varphi$ . В цьому випадку переміщення та напруження визначаються залежностями

$$\begin{aligned} 2Gu_x &= -\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial z}, \quad 2Gu_y = -\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y \partial z}, \quad 2Gu_z = \left[ 2(1-\mu)\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \varphi, \\ X_x &= \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right] \varphi, \quad X_y = -\frac{\partial^3 \varphi}{\partial x \partial y \partial z}, \\ Y_y &= \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right] \varphi, \quad Y_z = \frac{\partial}{\partial y} \left[ (1-\mu)\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \varphi, \\ Z_z &= \frac{\partial}{\partial z} \left[ (2-\mu)\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \varphi, \quad Z_x = \frac{\partial}{\partial x} \left[ (1-\mu)\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \varphi, \end{aligned} \quad (8)$$

де  $\Delta^2(\dots) = \frac{\partial^2(\dots)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(\dots)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2(\dots)}{\partial z^2}$ .

Прийемо бігармонічну функцію наступного вигляду

$$\varphi = A [ch(Cz) + Dz sh(Cz)] \cos(Nx) \cos(My), \quad (9)$$

де  $A, D, N, M$  – довільні сталі;  $C^2 = N^2 + M^2$ .

З урахуванням граничних умов, прийемо бігармонічну функцію (функцію Ері) для розглянутої схеми навантаження каната в наступній формі

$$\varphi = \sum_{n=1}^K \sum_{m=1}^K A_{n,m} [ch(C_{n,m}z) + D_{n,m}z sh(C_{n,m}z)] \cos(N_n x) \cos(M_m y), \quad (10)$$

де  $N_n = \frac{(n+1/2)\pi}{h}$ ;  $M_m = \frac{2\pi m}{b}$ ;  $C_{n,m}^2 = N_n^2 + M_m^2$ ;  $D_{n,m} = -\frac{1}{\frac{2\mu}{C_{n,m}} + z th(C_{n,m}z)}$ .

Значення сталої  $D_{n,m}$  знайдено з умови відсутності дотичних напружень по границям зразку  $z = \pm \frac{t}{2}$ . Значення сталої  $A_{n,m}$  знайдемо з умови забезпечення характеру деформування поверхні зразка при  $z = \pm \frac{t}{2}$ , заданого функцією  $f(n, m)$

$$A_{n,m} = \frac{f(n, m)}{\left[ sh\left(C_{n,m} \frac{t}{2}\right) C_{n,m} + D_{n,m} \left( sh\left(C_{n,m} \frac{t}{2}\right) (2\mu - 1) + \frac{t}{2} ch\left(C_{n,m} \frac{t}{2}\right) \right) \right] C_{n,m}}$$

Дотичні напруження в площині, дотичній до поверхні троса з боку нерухомого приєднання гумового зразка в перерізі  $x = h - \frac{h-d}{2}$  визначимо за залежністю

$$Z_x = \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K A_{n,m} \left[ ch(C_{n,m}z) + D_{n,m} \left( 2 \frac{ch(C_{n,m}z)}{C_{n,m}} \mu + z sh(C_{n,m}z) \right) \right] C_{n,m}^2 \times \sin(N_n x) \cos(M_m y) n. \quad (11)$$

Графіки розподілу заданих нормальних напружень на поверхні зразка та дотичних напружень в площині, дотичній до тросів для випадку зміщення троса каната з безмежною кількістю тросів, наведено на рисунку 3. З графіків видно, що задані розподілені сили тиску загалом відповідають потрібним граничним умовам, а дотичні напруження змінюються по ширині зразка та відрізняються від нуля лише навпроти троса. Максимальних значень вони набувають при мінімальній відстані від поверхні троса до поверхні гумової оболонки, до якої прикладене дотичне навантаження. Разом з тим, характер розподілу напружень залежить і від геометричних параметрів каната. При розрахунках міцності деталей машин конструктори користуються коефіцієнтом концентрації напружень, який дорівнює відношенню максимальних напружень до середніх. На рисунку 4 для каната з тросом одиничного діаметру показана залежність коефіцієнта концентрації напружень від параметрів каната для зразка висотою, рівною діаметру троса.

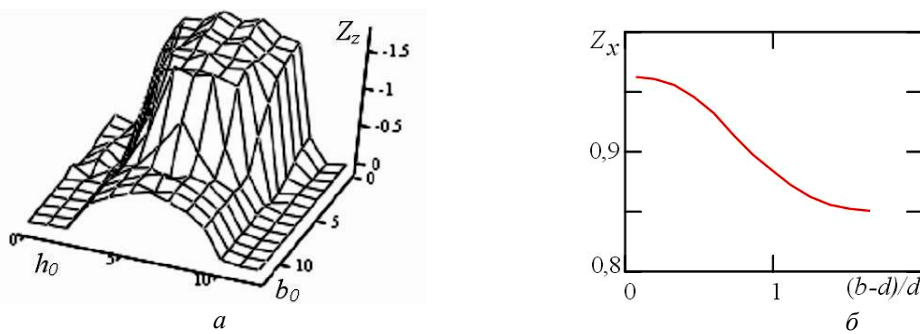


Рис. 3. Графіки розподілу заданих нормальних напружень  $Z_z$  на поверхні зразка (а) та дотичних напружень  $Z_x$  вздовж осі  $y$  (б) у відносних координатах

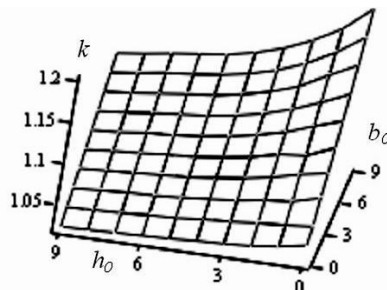


Рис. 4. Залежність коефіцієнта концентрації напружень  $k$  від параметрів каната  $h_0$  та  $b_0$

Параметри  $h_0$  та  $b_0$  визначаються за залежностями  $h_0 = 10 \left( \frac{h-1,1d}{d} \right)$  та  $b_0 = 10 \left( \frac{b-1,1d}{d} \right)$ . Отриманий графік дозволяє встановлювати значення коефіцієнта концентрації напружень  $k$  від параметрів каната  $h_0$  та  $b_0$ , відповідно, узагальнити експериментально встановлені значення міцності зразків [3].

Порівнявши результати досліджень з наведеними в роботі [5] графічними залежностями, можна зробити висновок, що в зразку каната з одним тросом напруження розподілені менш рівномірно, коефіцієнти концентрації в ньому більші. Випадок такої схеми навантаження більш небезпечний. В умовах, близьких до умов деформування каната з одним тросом працюють крайні троси канатів з будь-якою, але кінцевою кількістю тросів. Для будь-якої конструкції каната наявність крайнього тросу природна. Відповідно, для експериментальних досліджень треба обирати схему зразка, що відповідає канату з одним тросом.

**Висновки.** Напружений стан окремого троса в одностросовому канаті більш небезпечний, ніж тросів безмежно широкого каната, навантаженого розподіленим дотичним зусиллям. В канаті обмеженої ширини крайні троси працюють в умовах більш близьких до умов навантаження тросу одностросового каната. Тому експерименти мають передбачати випробовування і таких канатів. Знайдені теоретичні результати

дозволяють використовувати стандартні випробовування для каната на умови його взаємодії з приводним та веденим барабанами та обирати схеми випробовувань каната.

Отримана залежність коефіцієнта концентрації напружень від параметрів каната дозволяє врахувати розподіл напружень в гумі при проектуванні підйомно-транспортних машин з гумотросовим тяговим органом, чим підвищити безпеку експлуатації таких машин.

#### Список літератури

1. Білоус О.І. Напружений стан гумової оболонки стрічки на барабані конвеєра подачі шихти в доменну піч / О.І. Білоус, Д.Л. Колосов // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2010. – № 4(262). – С. 113-114.
2. Бельмас І.В. Врахування дотичних напружень при автоматичному конструюванні ступінчастого канату / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, І.Т. Бобильова // *Стальные канаты: Сб. научн. трудов.* – Одесса. – 2009. – № 7. – С. 147-152.
3. Колосов Д.Л. Експериментальні дослідження міцності оболонки гумотросового каната / Д.Л. Колосов, Г.І. Танцупра // *Современные инновационные технологии подготовки инженерных кадров для горной промышленности и транспорта 2014: Матеріали міжн. наук. конф.* – Дніпропетровськ: НГУ, 2014. – С. 136-146.
4. Колосов Л.В. Научные основы разработки и применения резинотросовых канатов подъемных установок глубоких рудников / Л.В. Колосов. – Дис... докт. наук: 05.05.06, 01.02.06. – Днепропетровск, 1987. – 426 с.
5. Kolosov D. Analytical determination of stress-strain state of rope caused by the transmission of the drive drum traction / D. Kolosov, O. Dolgov, A. Kolosov // *Progressive Technologies of Coal, Coalbed Methane, and Ores Mining*. – CRC Press/Balkema. – Netherlands. – 2014. – P. 499-504.

*Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Процівім В.В.*

УДК: 621.3.078.4: 621.512

**Е.В. Кошеленко, А.В. Бобров**

*(Украина, Днепропетровск, Государственное высшее учебное заведение "Национальный горный университет")*

#### **О КРИТЕРИИ ЭКОНОМИЧНОСТИ В МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ЗАДАЧЕ РАСЧЕТА КПД ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ СЕТЬ – ПРИВОД – КОМПРЕССОР – ПНЕВМОСЕТЬ»**

Система двухпозиционного регулирования давления довольно широко применяется в поршневых компрессорных установках. Благодаря поддержанию в системе давления в заданном интервале ( $P_{min} \div P_{max}$ ) обеспечивается нормальная работа потребителей сжатого воздуха.

Ранее в [1] было предложено для повышения энергоэффективности системы выполнить “плавающим” верхний уровень давления. При этом рассматривался электротехнический комплекс “электрическая сеть – компрессор – пневмосеть” в целом. Был предложен критерий экономичности для системы управления – КПД.

Для обоснования энергетического показателя электротехнического комплекса необходимо четко знать зависимости между различными элементами и всего комплекса в целом, с измеряемыми параметрами. Это позволит определить наиболее весомые, с точки зрения потерь энергии, элементы электротехнического комплекса, а также установить взаимосвязь между ними. Так как, потери энергии в различных элементах электротехнического комплекса отличаются друг от друга своими весовыми значениями.

Для этого в работе [2] было установлено, какая существует взаимосвязь между измеряемыми параметрами и потерей мощности в различных элементах электротехнического комплекса с учетом существующих связей между ними. Все это дает возможность исследовать реальную картину изменения потерь мощности в элементах электротехнического комплекса при различных режимах работы технологического оборудования. Однако, если учитывать потери энергии в элементах электромеханической системы, то можно сразу решить несколько проблем, которые присутствуют в предыдущем решении.

Построенная математическая модель в соответствии со сформулированными требованиями к ней позволяет определить момент создания управляющего воздействия на асинхронный привод поршневой компрессорной установки. Для обеспечения адекватности разработанной модели необходимо принять и обосновать допущения и ограничения.

Ранее были получены зависимости [2] для определения уровней потерь энергии в каждом элементе электромеханической системы при минимуме контролируемых параметров. Анализ полученных результатов позволил определить элементы электротехнического комплекса с наибольшими уровнями потерь энергии – “привод – компрессор” и “пневматическая сеть”, а также параметры режима работы электромеханической системы, влияющие на уровни потерь энергии в них. Выработан единый подход для ана-