

3. Лобанов Л.М., Миходуй Л.И., Васильев В.Г., Позняков В.Д., Миходуй О.Л., Гончар А.К. Особенности протекания термдеформационных процессов при дуговой сварке высокопрочных сталей// Автоматическая сварка. – 1999, № 3. – С. 13-17.

4. Осадчук В.А., Палаш Р.В. Визначення залишкових напружень у тонких пластинах з прямолінійними швами/ Вісник ДУ "Львівська політехніка": Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів: ДУ "Львівська політехніка". – 2000, № 396. – С. 91-95.

5. Палаш Р.В. Вплив величини зони пластичних деформацій на залишкові напруження в кільцевих з'єднаннях обсадних труб// Вісник НУ "Львівська політехніка": Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів: НУ "Львівська політехніка". – 2004, № 509. – С. 99-104.

6. Исследование остаточных напряжений в кольцевых соединениях из высокопрочных сталей. Кузьо И., Палаш Р./ IV Міжнар. конгрес "Машиностроительные технологии": 36 доповідей. – Варна, 2004, т.1. – С. 83-85.

7. Палаш Р.В. Вплив величини зони пластичних деформацій на залишкові напруження в кільцевих з'єднаннях обсадних труб// Вісник НУ "Львівська політехніка": Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів: НУ "Львівська політехніка". – 2004, № 509. – С. 99-104.

УДК 630.31 Проф. М.П. Мартинців, д-р техн. наук; доц. О.М. Удовичий, канд. техн. наук; аспір. В.В. Барияк – УкрДЛТУ

РОБОТА ТЯГОВО-ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ КАНАТІВ ПРИ БАГАТОШАРОВОМУ НАВИВАННІ ЇХ НА БАРАБАНИ ПРИВОДІВ ПІДВІСНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК

Запропоновано залежності для визначення радіального тиску між витками канатів при багатошаровому навиванні його на барабан лебідки. Встановлено умови, за яких відсутній тиск між витками, що дає змогу вибрати відповідні оптимальні параметри барабанів та режими роботи лебідки.

Prof. M.P. Martynciv; doc. O.M. Udovickij; doctorate V.V. Baryliak – USUFWT

The work of pulling-lifting cables at multilevel winding of them on the drums of the suspended timbertransporting plants

There are offered the dependences for determination of radial pressure between the coils of cables at multilevel of hit on the drum of winch. Terms are set at which pressure between coils is absent, that gives the possibility to choose the proper optimum parameters of drums and modes of winch operations.

Тягові та вантажопідіймальні канати значною мірою визначають безпеку роботи установки, особливо при підйманні та опусканні вантажу, коли робітники знаходяться в безпосередній близькості з установкою, а їх довговічність в 3-4 рази тяжча за довговічність несучих канатів [1, 2]. Тому підвищення довговічності таких канатів є значним резервом збільшення ефективності використання установки в цілому.

Основною причиною руйнування тягових та вантажопідіймальних канатів є максимальні згинання $\sigma_{зг\max}$ та знакозмінні $\sigma_{зг}$ – напруження, що виникають у канатах при навиванні їх на барабани лебідки [1, 2].

Приводи канатних лісотранспортних установок відрізняються від приводів інших вантажопідіймальних машин тим, що тяговий і вантажопідіймальний канати мають значну довжину, до 1200 м, та швидкості навивання,

що змінюється в широкому діапазоні $2,0 \leq v \leq 10$ м/с, а на барабани лебідки здійснюється багатошарова навивка канатів на порівняно невелику довжину (довжина барабану – $1,5 \leq l, 0$ м).

Для впорядкування процесу навивання і рівномірного укладання канату на барабан використовуються канатоукладачі [3], але вони не можуть усунути внутрішні зусилля деформації, викликані багатошаровою навивкою.

При багатошаровому навиванні внаслідок стиску внутрішні витки канатів в деяких місцях розвиваються, а в деяких сприймають додаткові зусилля. Внаслідок укладання дротини канату сприймають осьові зусилля стиску, втрачають стійкість і зміщуються. При змотуванні верхніх шарів канату зусилля на барабан зменшується, відповідно зменшується прогин валу барабану, проходить натяг розслаблених раніше витків і відбувається їх заклинювання. Внаслідок цього змотати канат з такого барабану вдається тільки до певної межі. Подальше змотування можливе після прикладання додаткових зусиль. Це призводить до надмірного зношування дротин верхніх шарів, а для установок з верхнім розміщенням приводу і тягово-вантажопідіймальним канатом може спричинити також небажану зупинку вантажної каретки на тросі та виникнення аварійної ситуації.

Тому, для оцінки умов роботи канату при його багатошаровому намотуванні, важливо визначити радіальне навантаження, що діє на канат. Розрахункову схему наведено на рис. 1.

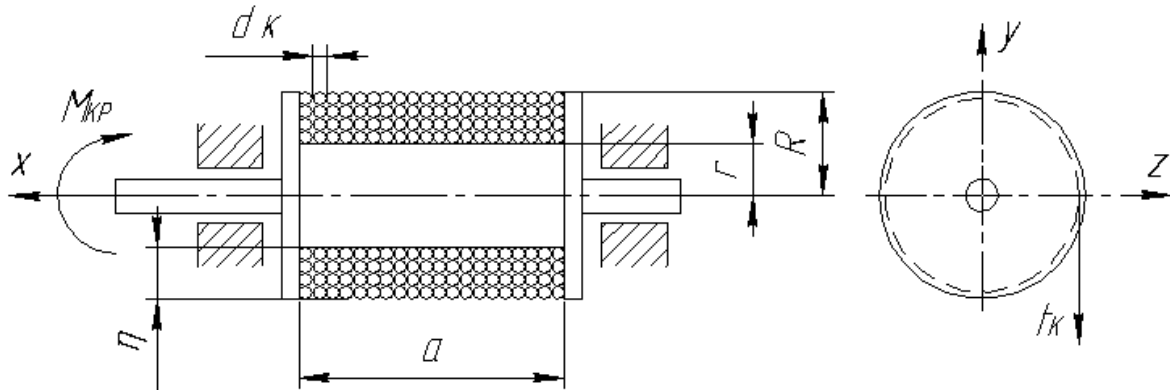


Рис. 1. Розрахункова схема барабану при багатошаровому навиванні канату

Аналіз дослідження проф. М.Ф. Глушко, результати яких представлені в роботі [4] дав змогу запропонувати формулу для визначення радіального навантаження у такому вигляді

$$P(R, r) = \frac{t_k}{d_k} \left(1 + \frac{1}{r^{2\omega}} \right) \cdot r^{(\omega-1)} \int_r^R \frac{dx}{x^\omega + \beta \cdot x^{-\omega}}, \quad (1)$$

де: t_k – натяг тягово-вантажопідіймального канату; R – максимальний радіус барабану з намотаним на нього канатом; r – радіус барабану з канатом в місці визначення радіального навантаження; d_k – діаметр канату;

$$\omega = \sqrt{\gamma \frac{E_k}{E_{non}}}, \quad [4]; \quad \beta = \frac{\omega - \lambda}{\omega + \lambda}, \quad \lambda = \frac{r \cdot \gamma \cdot a \cdot E_k}{b \cdot E_{бар}}$$

де: γ – коефіцієнт повноти заповнення перерізу канату, що намотується; E_k – модуль пружності канату; E_{non} – модуль пружності канату при поперечному

стиску (можна визначити експериментально, для канатів відкритої конструкції ГОСТ 2688 $E_{non} \approx 0,6 \div 0,7 E_k$);

$$k = \frac{1}{2 - \frac{b}{a}} \left[1 - \mu + (1 + \mu) \left(1 - \frac{b}{a} \right)^2 \right], \quad (2)$$

де: a – довжина барабану; b – товщина стінки барабану; $E_{бар}$ – модуль пружності матеріалу барабану; μ – коефіцієнт Пуассона.

Для визначення радіального тиску між витками канату задача зводиться до визначення інтегралу, що входить в залежність (1). Інтеграл зручно подати у вигляді ряду та знайти його значення методом безпосередніх наближень [5]

$$I = \int_r^R \frac{dx}{x^\omega + \beta \cdot x^{-\omega}} = \sum_{n=1}^{\infty} (-\beta)^{n-1} \int_r^R x^{-(2n-1)\omega} dx = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n}{(2n+1) \cdot \omega - 1} \cdot \left(r^{-(2n+1)\omega+1} - \eta^{-(2n+1)\omega+1} \right), \quad (3)$$

де η – товщина шару канату, що повитий на барабані.

Нижні витки канату сприймають додаткові стискуючі зусилля. Для визначення їх величини з залежності (1) визначимо тангенціальні напруження, підставивши значення натягу та параметри барабану. Після виконання відповідних перетворень, отримаємо залежність для визначення дотичних напружень у такому вигляді

$$\sigma_\tau = \frac{t_k}{d_k^2} \left\{ \omega \left[r^{\omega-1} - \beta \cdot r^{-(\omega+1)} \right] \cdot I - 1 \right\}. \quad (4)$$

Для прикладу, покажемо закон зміни дотичних напружень за таких даних: $t_k = 20$ кН; $d_k = 12,5$ мм; $\eta = 102$ мм; $\omega = 7,4$; $\lambda = 16$; $\beta = -0,367$; $r = 150$ мм.

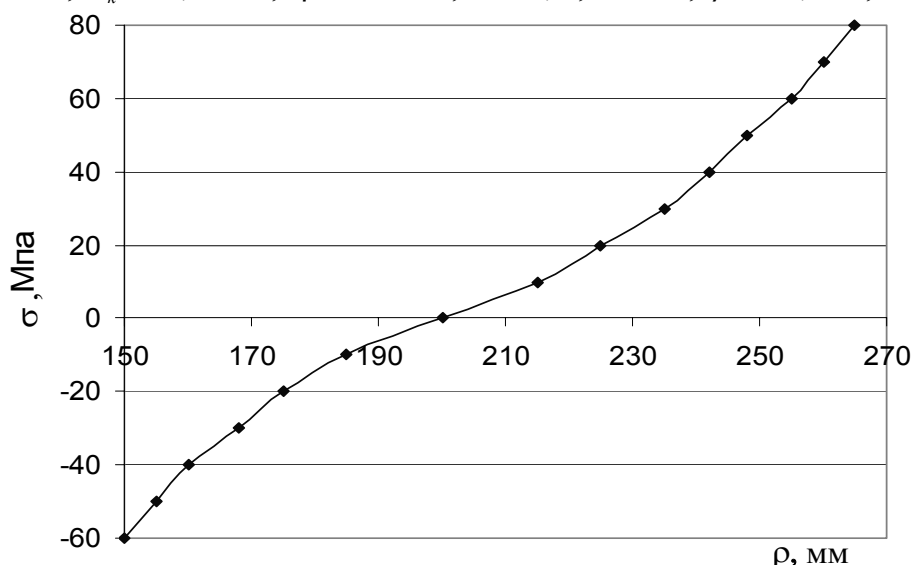


Рис. 2. Графік зміни дотичних напружень залежно від радіуса навивання канату

Із графіка видно, що при $\rho = 200$ мм, $\sigma_\tau = 0$, а при $\rho < 200$ мм у витках виникають стискуючі напруження, які призводять до заклинювання канату та виникнення аварійних ситуацій.

Прирівнюючи рівняння (4) до нуля можна отримати умови, за яких будуть відсутні напруження стиску у витках канатів і таких чином, за кон-

кретних умов експлуатації, вибрати оптимальні параметри барабанів та режими їх роботи.

Література

1. Адамовський М.Г., Мартинців М.П., Бадера Й.С. Підвісні канатні лісотранспортні системи. – К.: ІЗМН, 1997. – 156 с.
 2. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. – К.: Ясмина, 1996. – 175 с.
 3. Ливанов А.П. Эксплуатация горных лесов. – М.: Лесн. Пром-сть, 1983. – 224 с.
 4. Глушко М.Ф., Быкадоров в. П. Влияние эффекта Пуассона на величину радиальной нагрузки на оболочку барабана при многослойной навивке проволоки или каната// Сб.: Стальные канаты. – К.: Техніка, 1964, вып. 1 – С. 223-228.
 5. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. – К.: Техніка, 1966. – 327 с.
-
-