

УДК 621.87

І.Б. ГЕВКО, О.Л. ЛЯШУК, О.А. КОЛЕСНИК

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

РОЗРАХУНОК ПІДЙІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНОЇ ЛЕБІДКИ

© Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Колесник О.А., 2007

Наведено опис конструкції і принцип роботи підйімально-транспортної лебідки. Виведено аналітичні залежності для визначення моменту загвинчування шнекової опори гвинтової підйімальної лебідки в ґрунт за умови міцності зварного шва спіралі шнека і максимально допустимого зусилля тяги залежно від багатьох чинників.

The description of a design and principle of work elevating transport is brought. There are analytical dependences for the moment definition of screwing up support screw elevating in a ground under condition of welded seam durability of spiral lift and for maximal draft admissible effort.

Постановка проблеми. Підйімально-транспортні машини – основа комплексної механізації і автоматизації виробництва. Механізми підймання, серед яких виділяють клас ручних і механічних лебідок, використовують для вертикального переміщення вантажів, проте нижче показано лебідку, яку можна використовувати і для горизонтального переміщення вантажів через її оригінальну конструкцію. Підйімально-транспортні лебідки широко використовуються як в сільському господарстві для натягування канатів при вирощуванні хмелю і винограду, так і в енергетиці для натягування ліній електро- і радіопередач, телефонізації, а також в інших галузях народного господарства.

Аналіз останніх досліджень. Питання розроблення методик розрахунку параметрів підйімально-транспортних лебідок розглядаються у [1, 2, 3, 4]. Однак багато питань не отримали свого вирішення.

Постановка задачі. Мета роботи – виведення аналітичних залежностей розрахунку підйімально-транспортної лебідки.

Робота виконується в рамках прогресивних напрямків розвитку науки і техніки “Новітні і ресурсощадні технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі України на 2002–2007 роки”.

Виклад основного матеріалу. Гвинтова підйімально-транспортна лебідка, зображена на рис. 1 [5], яка виконана у вигляді гвинтової опори 7 з трикутним профілем шнека для забезпечення необхідної міцності, що жорстко кріпиться у втулці 5 з внутрішнім квадратним профілем в горизонтальних перегородках 9 корпусу 4 лебідки відомими способами. Вантажна скоба 8 з двох боків жорстко кріпиться до нижніх кінців двох видовжених пластин – правої 12 і лівої 11 відомими способами.

Над верхнім кінцем гвинтової опори 7 між правою 12 і лівою 11 видовженими пластинами жорстко горизонтально кріпиться планка. В просторі над останньою встановлено привідний барабан 1 з жорстко закріпленим на ньому кінцем каната. Привідний барабан жорстко встановлено на храпову втулку 13 з можливістю спільного обертального переміщення. З правого кінця храпова втулка виконана у вигляді храпового виступу, через який вона жорстко з'єднана з відповідним привідним кінцем редуктора 2.

Між лівою стороною привідного барабана і лівою стійкою 12 корпусу жорстко на храповій втулці 13 встановлено храпове колесо 15, яке взаємодіє з храповою собачкою, яка жорстко встановлена на лівій стійці 11 корпусу лебідки, що підтискується пружиною 14 до храпового колеса.

До правого боку видовженої правої пластини 12 жорстко закріплено корпус циліндричного редуктора 2, який складається з привідного вала 16, на лівому кінці якого виконано зубчасте зачеплення 17. Останнє є у взаємодії з трьома зубчастими сателітами 18, які розміщені рівномірно по колу, а протилежні діаметри яких взаємодіють з внутрішнім зубчастим вінцем 19 з можливістю кругового обертання. На правому кінці привідного вала 16 виконана квадратна лиска 20, яка взаємодіє з рукояткою 4 або механізмованим приводом.

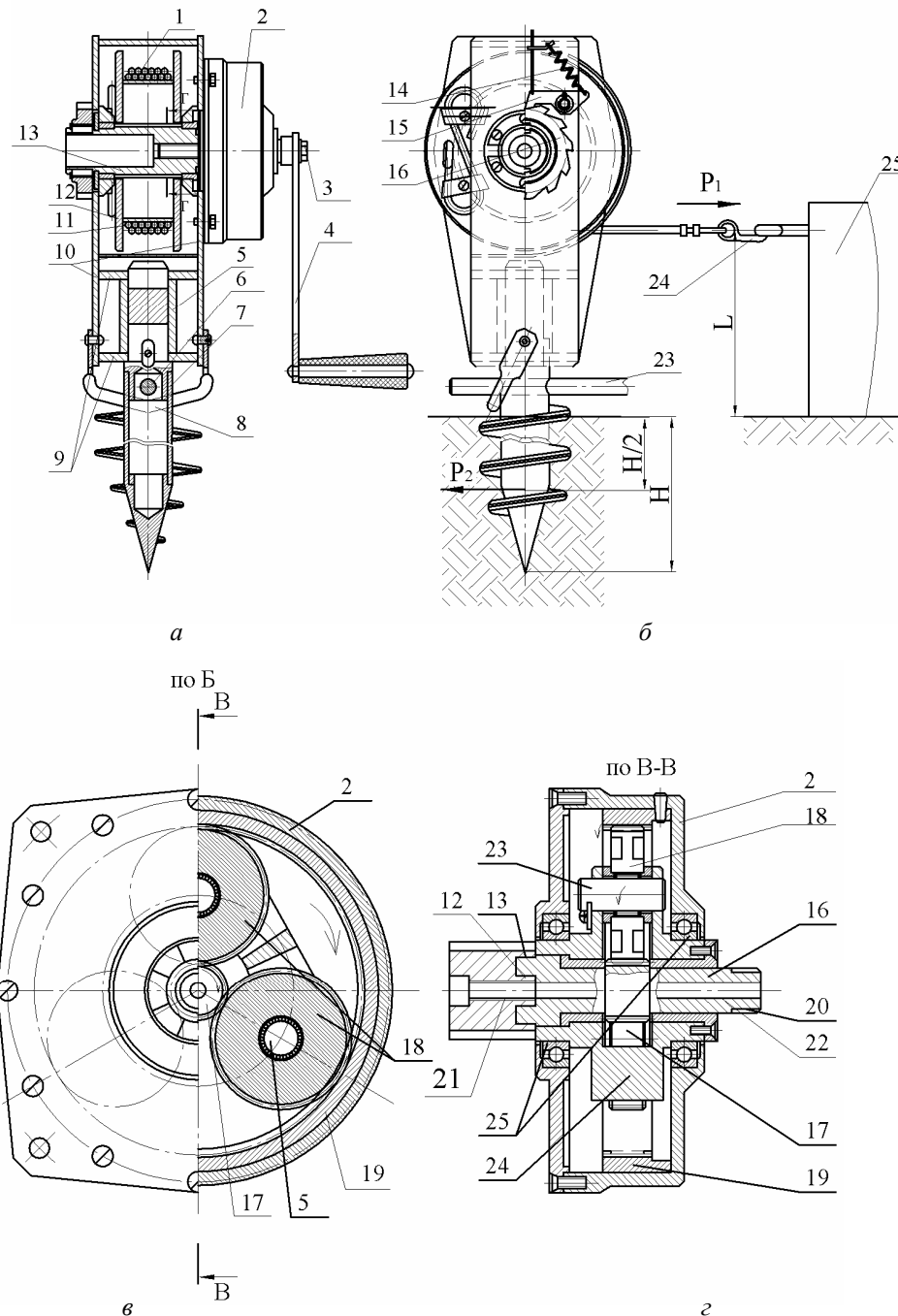


Рис. 1. Конструкція гвинтової підіймально-транспортної лебідки (а, б) і циліндричного привідного барабана (в, г): 1 – канат; 2 – корпус редуктора; 3 – стяжний болт; 4 – ручка; 5 – втулка; 6 – палець; 7 – гвинтова опора; 8 – вантажна скоба; 9 – горизонтальні перегородки; 10 – видовжені пластини; 11 – привідний барабан; 12 – храпова втулка; 13 – пружина; 14 – храпова собачка; 15 – храпове колесо; 16 – стрижень

Храпова втулка і стяжний болт 3 виконані з якісної або легованої сталі з об'ємним гартуванням з твердістю HRC=28...35 од для забезпечення відповідної міцності і експлуатаційної надійності.

Для загвинчування гвинтової опори 7 в ґрунт у верхній її частині виконано радіальний отвір 6, за допомогою якого металевим стрижнем 23 здійснюється загвинчування гвинтової опори в ґрунт. Для з'єднання вантажу 25 з тросом використовується гак 24.

Робота гвинтової лебідки здійснюється в такий спосіб. Гвинтова опора 7 загвинчується у ґрунт за допомогою металевого стрижня 23. Після цього канат розмотують з привідного барабана 1 і гаком 24 захоплюють вантаж. Завершивши комплекс підготовчих робіт, вантаж за допомогою каната намотують на привідний барабан 1, а за допомогою рукоятки собачка фіксує положення вантажу через зубці храпового колеса 14.

У разі потреби заміни барабана 1 з канатом відповідного діаметра і довжини його легко замінити. Для цього стяжний болт 4 викручують з різьбового отвору храпової втулки 13 і її витягують вліво, знімаючи привідний барабан 1 з канатом. У разі ускладненого витягання храпової втулки 13 з внутрішнього шліцьового отвору привідного барабана в отвір 18 привідного вала вставляють циліндричний штир (на кресленні не показано) діаметром, на 1...3 мм меншим від отвору і довшим на 30...50 мм від діаметра стяжного болта 3, до контакту з храповою втулкою. Несильними осьовими ударами в бік храпової втулки 13 її вибивають з внутрішнього діаметра привідного барабана. І на його місце встановлюють інший барабан на шліцьові отвори з іншим канатом відповідної довжини і діаметра. Така конструкція забезпечує розширення технологічних можливостей запропонованої лебідки і зменшує час на її переобладнання. В аналогічний спосіб здійснюють ремонт лебідки в разі обриву або заміни каната.

До переваг підйомально-транспортної лебідки відноситься те, що конструкція відпрацьована на технологічність з можливістю швидкої заміни привідного барабана 1 з канатами відповідної довжини і діаметра або її ремонту, крім того, лебідка має багатофункціональне використання в народному господарстві, що забезпечує розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці під час її використання.

У більшості підйомальних машин використовують барабани з гвинтовими канавками для намотування каната в один шар. Призначення канавок – зменшити напруження зминання, усунути тертя між сусідніми витками, а отже, зменшити спрацювання і підвищення довговічності каната. Багат шарове навивання каната дає змогу скоротити довжину барабана, при цьому збільшується спрацювання каната і швидкість навивання стає змінною.

За способом виготовлення барабани бувають: литі з чавуну або сталі; зварні з тонколистової сталі з накатаними канавками, а також зварно-литі, які ми і розглядаємо.

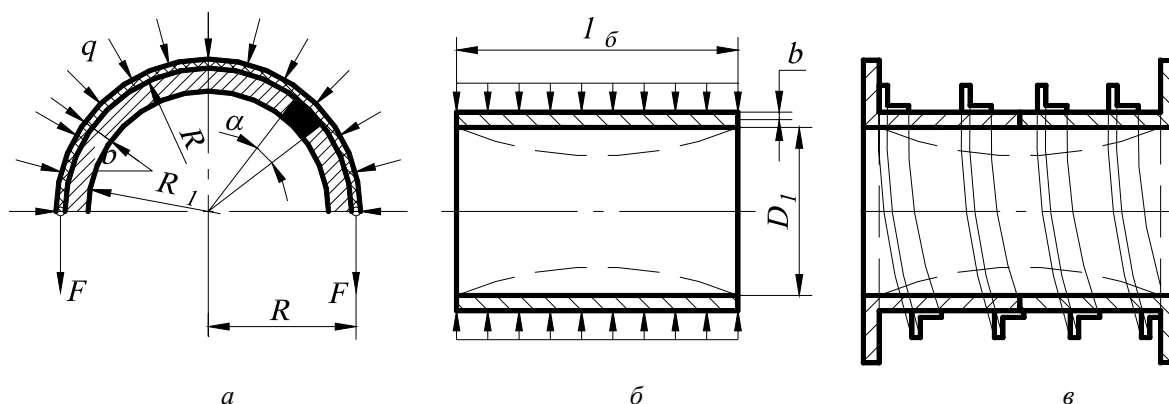


Рис. 2. Розрахункова схема барабанів на міцність і стійкість (а, б), удосконалена конструкція барабана (в)

Товщину стінки барабана визначають з умов стиску, враховуючи, що барабан, навантажений рівномірно зусиллям, внаслідок натягування каната з силою F (рис. 2, а), що діє на елементарну площадку і дорівнюватиме $dF = Rpq d\alpha$, де q – нормальний тиск; p – крок витків. Сума проєкцій елементарних сил на вертикальну площину [2] дорівнюватиме

$$2F = 2Rpq \int_0^{\pi/2} \cos \alpha d\alpha = 2Rpq, \quad (1)$$

звідки

$$q = F/Rp. \quad (2)$$

Максимальне напруження стиску всередині товстостінного циліндра, навантаженого рівномірним зовнішнім тиском, знаходимо за формулою Ляме:

$$\sigma_{\max} = -q \frac{2R^2}{R^2 - R_1^2}. \quad (3)$$

Замінивши $R = D/2$, $R_1 = D_1/2$; $D_1 = D - 2b$, де b – товщина стінки барабана, і підставивши ці значення у формулу (4), отримаємо залежність для визначення напруження стиску за максимального натягу каната:

$$\sigma_{cm} = \frac{F_{\max} D^2}{D(D - b)bp}. \quad (4)$$

З деяким припущенням $D - b \approx D$ формула для напруження стиску матиме такий вигляд:

$$\sigma_{cm} = \frac{F_{\max} \cdot 10^{-6}}{bp}. \quad (5)$$

За багат шарового навивання каната на барабан напруження стиску стінки барабана дорівнюватиме

$$\sigma_{cm} = \frac{\gamma \psi F_{\max} \cdot 10^{-6}}{bp(1 - b/D)}, \quad (6)$$

де γ — коефіцієнт, що враховує кількість шарів навивання каната; ψ — коефіцієнт, що враховує послаблення натягу нижніх витків за навивання наступних $\psi = 0.7 \dots 0.9$ для сталевих барабанів.

Допустиме напруження відповідно для чавунних і сталевих барабанів дорівнюватиме

$$[\sigma_{cm}] = \sigma_{\sigma} / n; [\sigma_{cm}] = \sigma_T / n_1, \quad (7)$$

де n_1 — запас міцності; для сталевих $n_1 = (1,2 \dots 1,7)$.

Попередньо товщину барабана можна визначити за емпіричною формулою $b \approx 1,2d_K$ для сталевих.

Крім деформації стиску, стінки барабана в запальному випадку зазнають також деформацій вигину і кручення. На сумісну дію усіх напружень розрахунок виконують за значних довжин барабана $l_{\sigma} > (4,5 \dots 7)D$.

Напруження вигину за дії моменту вигину M_{σ}

$$\sigma_{\sigma} = M_{\sigma} \cdot 10^{-6} / W_1, \quad (8)$$

екваторіальний момент опору стінки барабана дорівнюватиме

$$W_1 = 0.1D^3(1 - \alpha^3), \quad (9)$$

де $\alpha = 1 - b/R$.

Напруження кручення за дії крутного моменту $M_{кр}$:

$$\tau = M_{кр} \cdot 10^{-6} / W_2, \quad (10)$$

де W_2 — полярний момент опору стінки барабана;

$$W_2 = 0.2D^3(1 - \alpha^3). \quad (11)$$

Загальне напруження в стінці

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_H^2 + 3\tau^2}, \quad (12)$$

де $\sigma_H = -(\sigma_{cm} + \sigma_\theta)$.

Формула для визначення товщини стінки барабана матиме такий вигляд:

$$b = \psi \gamma \frac{F_{max}}{[\sigma_{cm}]p}, \quad (13)$$

де $\gamma = 1,07$ — коефіцієнт, що враховує вплив згинальних напружень, які виникають під час навівання каната; ψ — коефіцієнт впливу на навантаження барабана деформацій стінки і каната:

$$\psi = \left(1 + \frac{A_k E_k}{b E_b p} \right)^{-1/2}, \quad (14)$$

де E_k, E_b — модулі поздовжньої пружності каната і барабана; A_k — площа перерізу каната ($0.3d_k^2$).

Товщину стінки слід перевірити на стійкість барабанів згідно з нерівністю

$$\sigma_{cm} = \psi \frac{F_{max}}{bp} \leq \sigma_{кр} / n_c, \quad (15)$$

де $\sigma_{кр}$ — критичне напруження; n_c — запас стійкості у розрахунках беруть $n_c = 1,6$ для сталевих барабанів [3].

За критичних тисків барабан втрачає стійкість (рис. 2, в) і кругова оболонка набирає хвилястих обрисів. Сукупність опуклостей і западин називають хвилями; кількість хвиль і критичний тиск залежать від навантажень і їхнього характеру, а також геометричних розмірів барабана і механічних властивостей матеріалу.

Критичний тиск у довгих барабанах ($l_b > 4D$):

$$p_{кр} = \frac{E_b}{4(1 - \mu^2)} (b/R)^3, \quad (16)$$

де μ — коефіцієнт Пуассона ($\mu = 0,3$); R — середній радіус барабана;

$$p_{кр} = \frac{b}{R} \frac{\sigma_T}{1 + \frac{4\sigma_T}{E_b} \left(\frac{R}{b}\right)^2}. \quad (17)$$

Для середньої довжини барабана формула матиме вигляд

$$p_{кр} = \frac{2\pi E_b b^2}{3\sqrt{6}(1 - \mu^2) R l_b} \sqrt{b/R} = 0.92 \frac{E_b b^2}{R l_b} \sqrt{b/R}. \quad (18)$$

Критичний тиск для зварних барабанів зменшують на 20 %.

Висновки:

1. Запропонована конструкція гвинтової підйально-транспортної лебідки відпрацьована на технологічність і ремонтну придатність з розширеними функціональними можливостями.

2. Виведено аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів лебідки і методику її проектування.

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.
2. Иванченко Ф.К. Підіймально-транспортні машини. – К.: Вища шк., 1993. – 414 с.
3. Ковальський Б.С. Расчет канатных барабанов грузоподъемных машин: Науч. труды ВНИИПТ Маши. – 1976. – №6. – С. 87–125.
4. Писаренко Г.С., Агарев В.А. и др. Сопротивление материалов. – К.: Вища шк., 1979. – 694 с.
5. Патент №11128 Україна. Гвинтова підіймально-транспортна лебідка / І.Б. Гевко та ін. Бюл. № 12. – 2005.

удк 621.9.02.061

І.Є. ГРИЦАЙ

Національний університет “Львівська політехніка”

СУЧАСНІ ІНСТРУМЕНТАЛЬНІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ОБЛАДНАННЯ З ЧПК

© Грицай І.Є., 2007

Наведено опис та аналіз стану сучасних інструментальних систем автоматизованих металорізальних верстатів з числовим програмним керуванням, їх будову і технологічні можливості.

The structure and technological potential of the modern instrumental systems by numerical control metal-cutting machine-tools is been analysed and described.

Вступ. Наприкінці 90-х років минулого століття у машино- та приладобудуванні окреслилися нові напрямки і тенденції автоматизації виробництва. У 1970–1990-х роках домінуючим в автоматизації було використання гнучких автоматизованих виробничих систем різного організаційного рівня – від ГАЛ (гнучка автоматизована лінія) до ГАЗ (гнучкий автоматизований завод). Створення комплексних ГВС передбачає вирішення складних наукових та організаційно-технічних проблем із розроблення та впровадження взаємопов'язаних автоматизованих підсистем ГВС: наукових досліджень, дизайну виробів, технологічної підготовки виробництва, роботизованих технологічних комплексів і модулів, систем транспортування і складування, інструментального забезпечення, календарного планування та оперативного керування, контролю якості продукції тощо. Успішне вирішення цих проблем належало до прерогативи крупних фірм, оскільки передбачало значні капіталовкладення, проте результатами функціонування і експлуатації ГАВС було істотне скорочення термінів освоєння нових видів продукції, багатократне зменшення поточних виробничих витрат, підвищення якості продукції та її технічного рівня. Усе це сприяло монополізації ринку, витісненню дрібних фірм-виробників і концентрації капіталів.

Проте успіхи і досягнення фундаментальних і прикладних наук на зламі ХХ – ХХІ ст. змінили цю тенденцію. Проведення провідними світовими фірмами-виробниками широкомасштабних експериментальних і теоретичних науково-дослідних робіт, досягнення мікроелектроніки і мікропроцесорної техніки (стрімке зростання ємностей магнітних і оптичних носіїв інформації, можливості перетворення величезних масивів інформації у режимі реального часу, розроблення нових поколінь надпотужних і швидкодіючих комп'ютерів та мереж, впровадження у виробництво інформаційних технологій, числового та графічного моделювання процесів і їх оптимізація), впровадження прогресивних матеріало- і енергоощадних технологій, створили передумови для надшвидкого прогресу техніки і технології, сприяли становленню на ринку машино- і приладобудівної продукції невеликих фірм, здатних легше адаптуватися до швидкозмінних умов ринку при зменшенні інвестицій у нову техніку та технічне переоснащення виробництва.