

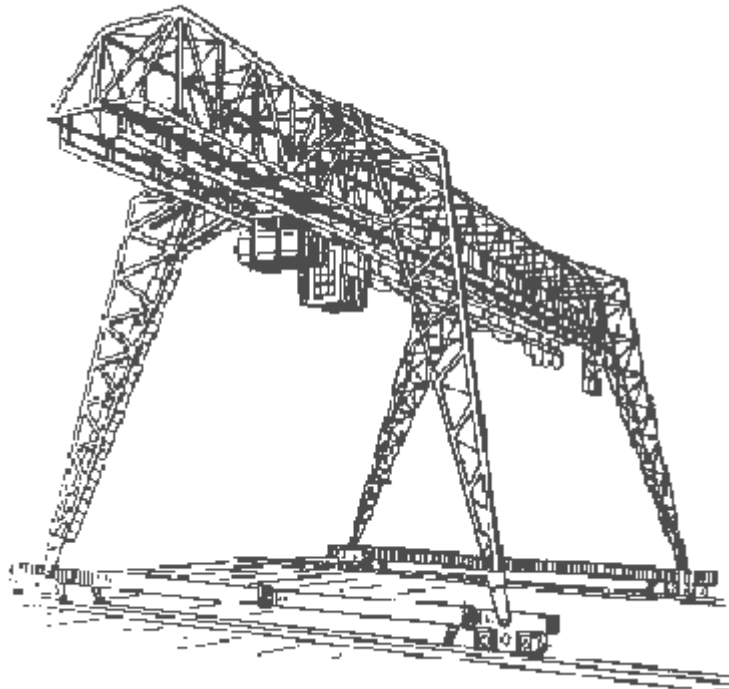
**МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА
ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ**

Львівський національний аграрний університет



ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

Лабораторний практикум



ЛЬВІВ 2014

**МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА
УКРАЇНИ**

ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

для спеціальності
"Механізація сільського господарства"

УДК 631.374(075.8)

Рекомендовано до друку методичною
радою Львівського національного
аграрного університету.

Протокол № від р.

Коруняк П.С., Баранович С.М., Власюк І.В., Швець О.П. Підйомно-транспортні машини: Лабораторний практикум. 2-е видання, виправлене і доповнене. - Львів: ЛНАУ, 2014. – 107с.

Лабораторний практикум включає шістнадцять лабораторних робіт згідно з програмою курсу “Підйомно-транспортні машини”. У посібнику розглянуті схеми, конструкції, будова, питання надійності та роботоздатності, теорія і методика розрахунку простих механізмів піднімання та механізмів підйомно-транспортних машин, що використовуються у сільськогосподарському виробництві.

Для студентів факультету механізації сільського господарства та інженерно-технічних працівників.

Відповідальний за випуск завідувач кафедри машинобудування д.т.н., професор Когут М.С.

Рецензент в.о. доцента Щур Т.Г.
Видається під авторською редакцією

ПЕРЕДМОВА

Основним завданням сільського господарства є безперервне збільшення виробництва сільськогосподарських продуктів. У розв'язанні цього завдання важлива роль належить комплексній механізації виробничих процесів.

Сучасне сільськогосподарське виробництво базується на масовому застосуванні машин для механізації як основних, так і допоміжних процесів і в першу чергу таких трудомістких важких робіт як переміщення великої кількості вантажу.

Машини за допомогою яких вантажі і вироби переміщують по заданій трасі, яка складається з горизонтальних, похилих і вертикальних ділянок, називаються підйомно-транспортними машинами. Машини, що транспортують окремі штучні вантажі згідно заданого маршруту і які працюють за певним циклом, що повторюється, входять до підйомно-транспортних машин і називаються вантажопідйомними машинами.

У сільськогосподарському виробництві вантажопідйомні машини застосовують: для механізації вантажно-розвантажувальних робіт у ремонтних майстернях; у фермерських господарствах для механізації кормоприготування і кормороздавання; на складах і будівельних майданчиках.

Застосування і правильне експлуатація вантажопідйомних машин полегшує працю робітників і відіграє важливу роль у підвищенні продуктивності праці та зниженні собівартості сільськогосподарської продукції.

Інженер-механік сільськогосподарського виробництва повинен знати різні конструкції і будову вантажопідйомних машин, основи їх розрахунку та проектування, а також правила техніки безпеки, які обов'язкові як під час проектування так і експлуатації даних машин. Тільки за наявності цих знань можна ефективно експлуатувати машини, а також конструювати нескладні вантажопідйомні машини та пристрої цільового призначення.

Лабораторний практикум складений на основі багаторічного досвіду його проведення у Львівському національному аграрному університеті та інших вузах.

Лабораторна робота № 1

ГНУЧКІ ВАНТАЖНІ ОРГАНИ

Мета роботи. Ознайомитися з конструкцією основних типів гнучких вантажних органів. Провести розрахунок їх на міцність.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

До гнучких вантажних органів належать канати і ланцюги.

Сталеві дротяні канати — основний тип гнучких органів, які застосовуються в підйомних машинах. Вони мають такі переваги порівняно з іншими як: високу міцність; невелику лінійну (погонну) масу; велику гнучкість в усіх напрямках; можливість працювати на високих швидкостях; безшумність роботи; порівняно великі довговічність і надійність; властивість зменшувати динамічні навантаження на механізм та металоконструкцію внаслідок достатньої їх пружності.

Існує багато різних конструкцій сталевих канатів, які застосовують залежно від умов експлуатації (рис. 1.1). Виготовляють канати з високоміцного сталевого дроту діаметром 0,2...3 мм ($\sigma_b = 1300...2600$ МПа). Висока міцність досягається багаторазовим холодним волочінням у поєднанні з термічною та хімічною обробкою. На канатних машинах спочатку дріт скручується в сталку, а сталки навколо осердя - в канат. Канати більш довговічні, якщо зовнішні шари сталки мають більший діаметр дроту, але при цьому збільшується їх жорсткість.

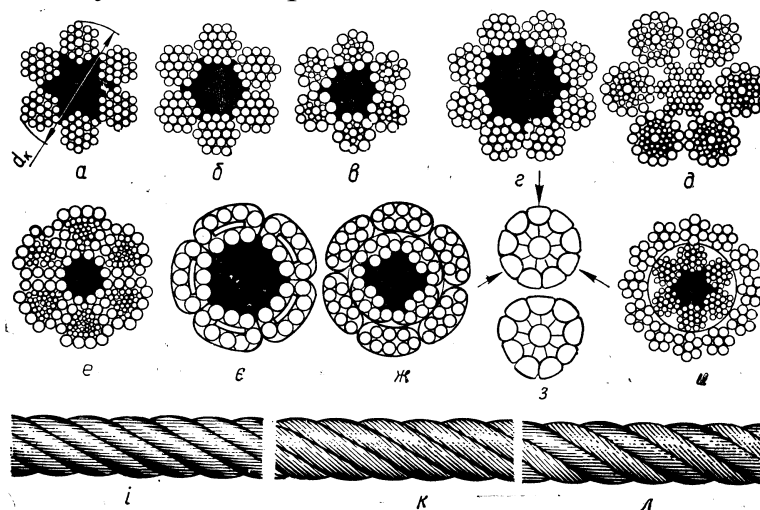


Рис 1.1. Сталеві дротяні канати

Канати виготовляють трьох сортів: В (вищий), І та ІІ.

Класифікують канати за такими ознаками:

- за типом сукання: з точковим контактом (ТК) окремих дротів між шарами при різнобічному суканні; з лінійним контактом (ЛК) дротів суміжних шарів по всій довжині при однобічному суканні; точково-лінійним контактом (ТЛК), де два шари дроту сукані в один бік, а третій - в протилежний;

- за напрямом сукання: правого та лівого;
- за видом сукання: хрестового, де дроти в сталці сукані в один бік, а сталки в канат - в протилежний; однобічного (паралельного) - коли напрями сукання дротів у сталці і сталки в канат збігаються; комбінованого, коли дроти в сталці сукані у взаємно-протилежних напрямках, а сталки в канат сукані праворуч або ліворуч;
- за кількістю сталок: одно-, три-, п'яти-, шести-, семи-, восьми- і вісімнадцятисталкові.

На рис. 1.1 показано наступні типи канатів: *а* - шестисталкові ТК 6 X 19; *б* - шестисталкові ЛК 6 X 19; *в* - шестисталкові ЛК-0-6 X 19; *г* - восьмисталкові ЛК-Р 8 X 19; *д* - шестисталкові ТКЛ-РО6 X 36 з металевим осердям; *е* - тригранносталкові; *є* - овальносталкові; *ж* - плоскосталкові; *з* - радіально обтисненими сталками; *и* - двошарові 12 X 7 X 6 X 19; *і* - хрестового сукання; *к* - однобічного; *л* - комбінованого. Нові (семисталкові) канати з центральною металевою сталкою на 15% міцніші, ніж шестисталкові. Восьмисталкові канати використовують у кранах з малим діаметром барабана, а також у підйомниках з канатоведучими шківками.

Розроблено нові конструкції канатів з фасонними сталками тригранні, овальносталкові та плоскосталкові. У цих канатах зменшуються контактні напруження в канавках шківів, і вони більш довговічні.

Канати однобічного сукання мають меншу жорсткість, більший строк служби (до 50%) порівняно з канатами хрестового сукання, але в них є недолік - саморозкручування. Тому ці канати використовують лише в підйомниках.

Дослідженнями доведено, що працездатність канатів значною мірою залежить від конструкції і якості осердя. Осердя в канаті призначене для підвищення гнучкості канату, а також утримання у ньому мастила. У канатах застосовують в основному органічні осердя (з рослинних волокон - коноплі), а також осердя з синтетичних волокон (нейлон, капрон) та металоорганічні.

При суканні каната дроти зазнають глибокої пружно-пластичної деформації. Під час роботи каната вони перебувають у пружно-деформованому стані. Для зниження напруженого стану створено оригінальну конструкцію канатів з попередньою деформацією дротів у процесі сукання сталок.

Для підвищення еластичності часто використовують двошарові канати, в яких внутрішні шари мають дріт малого діаметра (рис. 1.1, и).

При роботі сталеві канати зазнають сукупної дії напружень розтягу, кручення, вигину та контактних. Поки що немає практично і теоретично обґрунтованих розрахунків канатів на довговічність. Експериментально встановлено, що довговічність канатів залежить від співвідношення діаметрів блока (барабана) і каната D/d_k та розрахункового коефіцієнта запасу міцності чим менші це відношення і запас міцності, тим менша довговічність каната. Великі діаметри барабанів і блоків канатного привода є його вадами.

Основні причини передчасного руйнування каната: неправильний вибір конструкції каната і матеріалу блока; абразивне спрацювання; нерегулярне або неякісне мащення; перевантаження внаслідок динамічних зусиль.

Перегини каната на блоках спричиняють знакозмінні напруження і сприяють втомленості матеріалу дротів. Особливо знижують довговічність зворотні перегини каната.

Для підвищення довговічності каната треба прагнути до зменшення числа блоків і уникати зворотних перегинів. Строк служби канатів однобічного сукання в 1,25... 1,5 рази більший, ніж хрестового внаслідок більшої довжини контакту дротів з поверхнею дотикання і меншої жорсткості.

На довговічність канатів впливають матеріал і футерівка канавки блоків. Чавунні блоки збільшують строк служби канатів приблизно в 1,3 рази порівняно із сталевими; блоки з футерованими канавками (капроном, текстолітом, алюмінієм) підвищують довговічність канатів приблизно в 2 рази. Алюмінієву футерівку застосовують при високих температурах навколишнього середовища і великій запыленості.

Ступінь спрацювання каната визначається числом обірваних дротів на довжині одного кроку. Установлено граничні норми обірваних дротів залежно від конструкції каната (5...14%). Внутрішні пошкодження дротів каната виявляють дефектографом.

Розрахунок канатів зводиться до визначення максимального натягу і розривного зусилля, за яким вибирають тип і розміри каната з основними його параметрами.

Натяг вітки каната поліспасти визначають при підніманні номінального вантажу:

$$F_{\max} = \frac{F_g}{z \eta}, \text{ кН}, \quad (1.1)$$

де z - число віток поліспасти; η — ККД поліспасти.

Розривна сила

$$F_{\text{роз}} = s F_{\text{вах}}, \text{ кН}, \quad (1.2)$$

де s - коефіцієнт запасу міцності каната, який вибирають залежно від призначення машини і групи режиму роботи ($s = 5...6$ для кранів, $s = 9$ для підйомників з людьми)

Вантажні ланцюги в підйомних механізмах застосовують рідше ніж канати внаслідок таких причин: великої лінійної маси, меншої надійності; неможливості контролювати якість ланцюга під час роботи; недопущення високих швидкостей, а також поштовхів зусиль через небезпеку раптового розриву; більш високої вартості.

За конструкцією ланцюги поділяються на зварні (рис. 1.2, а) і пластинчасті (рис. 1.2, б). Зварні ланцюги застосовуються в телях, підйомних механізмах малої вантажопідйомності та з ручним приводом, а також для підвішування вантажу на гак. Виготовляють зварні ланцюги із сталі 10, Ст3, Ст2 ($\sigma_b = 370...450 \text{ МПа}$) без домішок сірки і фосфору, щоб уникнути червоноламкості та холодноламкості. Способи зварювання - електродугове, горнове. Після виготовлення, щоб зняти внутрішні напруження, ланцюги

відпалюють. Зварні ланцюги випробовуються на розрив під навантаженням, яке дорівнює половині руйнівного зусилля. При цьому не повинно бути залишкових деформацій.

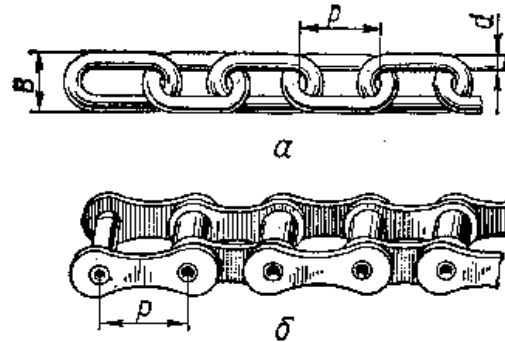


Рис 1.2. Вантажні ланцюги.

За конструкцією зварні ланцюги поділяються на: коротколанкові (крок ланцюга $p = 2,6d$) і довголанкові ($p = 3,6d$); за точністю - калібровані (відхилення кроку $\pm 0,03d$, ширини ланки $\pm 0,05d$) та некалібровані ($\pm 0,1d$). Калібровані коротколанкові ланцюги застосовують як приводні.

Розрахунок ланцюгів доволі складний, оскільки кожна ланка на блоці або барабані зазнає складних деформацій - розтягу, вигину в двох площинах та контактних деформацій у статично невизначених системах. Тому ланцюги, як і канати, вибирають за розривним зусиллям, беручи такі коефіцієнти запасу міцності: $s = 6 \dots 8$ для машинного привода, $s = 3$ для ручного. Максимальний натяг ланцюга залежить не лише від ваги вантажу і кількості віток z , на яких висить вантаж, а також і від кута нахилу віток.

Переваги зварних ланцюгів: велика гнучкість в усіх напрямках (що важливо для стропування вантажу); малі габаритні розміри ланцюгового привода. Недоліки: велика лінійна маса; недостатня надійність, оскільки не можна передбачити раптовий розрив ланцюга; велика чутливість до динамічних навантажень; мала допустима швидкість руху ланцюга ($0,5 \dots 1,5 \text{ м/с}$), що обмежує їх використання (менше значення - на зірочках, більше - на гладеньких барабанах).

Пластинчасті ланцюги складаються з окремих пластин, з'єднаних між собою валиками. Число пластин залежить від вантажопідйомності і може бути від 2 до 12. Застосовують пластинчасті ланцюги в талях та підйомних механізмах з напрямними, а також при великих навантаженнях і малих висотах підйому в спеціальних машинах, де необхідно забезпечити невеликі габаритні розміри приводу та малі витягування тягового органу їх виготовляють із сталей 40, 45, 50 ($\sigma_b = 570 \dots 630 \text{ МПа}$) і випробовують так, як і зварні ланцюги. Вибирають ланцюги за розривним зусиллям.

Пластинчасті ланцюги мають ті ж самі недоліки, що і зварні, але вони більш надійні в роботі, оскільки немає зварного стику і елементи ланцюга виготовлені з міцної сталі; вони забезпечують більш плавну роботу приводу порівняно зі зварними ланцюгами.

Лабораторне обладнання та інструмент

Зразки гнучких вантажних органів, вимірний інструмент, калькулятор.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з конструкцією зразків гнучких вантажних органів. Накреслити їх ескіз.
2. Виконати необхідні виміри, проставити розмірності, записати позначення гнучкого вантажного органу.
3. Розрахувати максимальний натяг однієї вітки даного гнучкого вантажного органу.
4. Визначити розривне зусилля даного гнучкого вантажного органу з умов міцності.
5. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 1.1

Вихідні дані

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Тип гнучкого органу	Канат сталевий					Ланцюг зварний					Ланцюг пластинчастий				
Вантажність, κH	10	15	20	25	30	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Кількість віток, на яких висить вантаж	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1

Протокол

Гнучкі вантажі органи

Таблиця 1.2

Експериментальні параметри

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1	2	3	4	5
1	<i>Канат сталевий:</i> діаметр каната діаметр дроту тип суцання напрямок суцання вид суцання кількість сталок	d_k d i		мм мм

1	2	3	4	5
2	<i>Ланцюг зварний</i> діаметр дроту ширина ланки довжина ланки крок ланцюга	d b l p		<i>мм</i> <i>мм</i> <i>мм</i> <i>мм</i>
3	<i>Ланцюг пластинчастий:</i> кількість пластин ланки діаметр валіка крок ланцюга	z d p		<i>мм</i> <i>мм</i> <i>мм</i>

Таблиця 1.3

Розрахункові параметри

№ п/п	Величини, які визначаються	Формула	Розраху- нок	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1	<i>Канат сталевий (або ланцюг):</i> Натяг однієї вітки ($\eta_n = 0.9$ – ККД поліспасти) -	$F_{\max} = \frac{F_g}{z \eta_n}$		
2	Розривне зусилля в канаті (s – коефіцієнт запасу міцності - для канатів $s = 5...9$; - для ланцюгів $s = 3...8$)	$F_{\text{роз}} = s F_{\max}$		

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Накреслити ескіз гнучкого вантажного органу.
3. Визначення основних конструктивних параметрів та позначення гнучкого вантажного органу (табл. 1.2).
4. Визначення розрахункових параметрів гнучкого вантажного органу (табл. 1.3)
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Які Ви знаєте типи гнучких вантажних органів?
2. За якими ознаками класифікуються сталеві канати?
3. На які види деформацій працюють канати?
4. Які є способи підвищення довговічності канатів?
5. Як класифікуються вантажні ланцюги?
6. За якими параметрами вибирають тип і розміри каната?
7. Які недоліки і переваги вантажних ланцюгів Вам відомі?

Лабораторна робота № 2

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАКОВОЇ ПІДВІСКИ

Мета роботи. Ознайомитися з конструкціями гакових підвісок. Вивчити і розрахувати на міцність елементи гакової підвіски.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Вантажні гаки.

Гаки — це найпоширеніші, але і найнедосконаліші вантажозахватні пристрої, оскільки крани не можуть працювати автоматично і вимагають постійної присутності робітників для їх обслуговування (навішування та знімання вантажу безпосередньо з гаку або з допомогою чалочних стропів).

За конструкцією гаки поділяють на однорогі (рис. 1, а) та дворогі (рис. 1, г); останні більш зручні для піднімання довгомірних вантажів. До них ставляться виключно високі вимоги міцності та надійності.

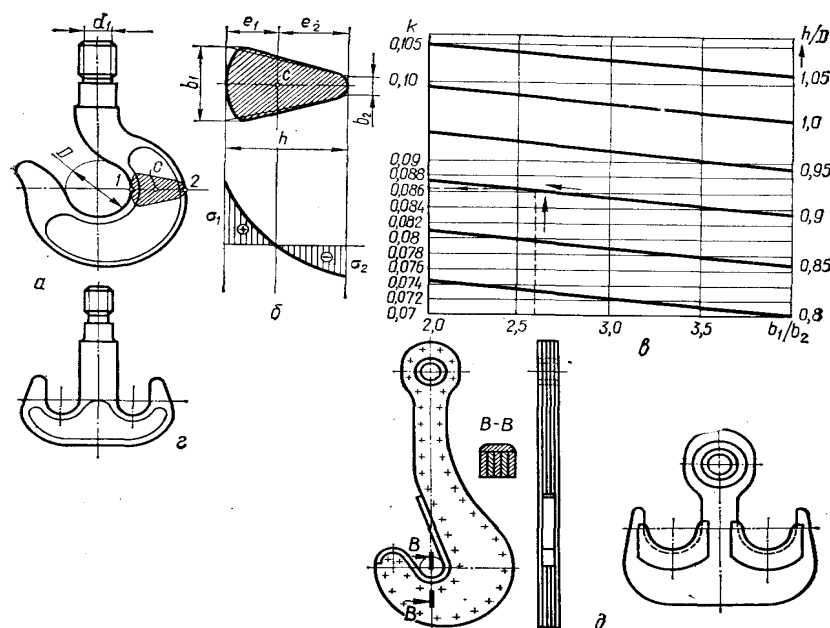


Рис. 2.1. Вантажні гаки і розрахункові схеми

Гаки виготовляють: куванням, штампуванням і клепанням із листової сталі, з якої вирізують по шаблону гак (пластинчасті); литі гаки поки що досліджуються. Застосовування зварювання при виготовленні гаків, а також зварювання дефектів на них не допускаються.

Матеріалом є в'язка маловуглецева сталь 20, а також сталь 20Г; високовуглецева сталь і чавун не використовуються через небезпеку їх раптового руйнування.

Після виготовлення ковані гаки відпалюють для знімання внутрішніх напружень. Нові гаки випробовують на зусилля 1,25 номінального протягом не менше 10 хв.

Найбільш економічна форма робочого перерізу гака — трапецієвидна із заокругленими кінцями (рис. 1, б), а для малих навантажень гаки можуть мати простий круглий переріз. Оптимальне співвідношення розмірів для стандартних гаків $b_1/b_2 = 2 \dots 2,5$. На хвостовику гака нарізано трикутну (до 1000 кН) або трапецієвидну різьбу. Діаметр зів'язки гака вибирають з умов розміщення в ньому двох віток конопляного чалочного каната або зварного ланцюга.

Гаки та їх розміри вибирають залежно від вантажопідйомності.

Перевірний розрахунок гака на міцність зводиться до визначення напружень у найнебезпечніших перерізах.

Напруження розтягу в різьбі хвостовика

$$\sigma_p = \frac{4F_g \cdot 10^{-3}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \text{ МПа}, \quad (2.1)$$

де F_g — вага вантажу, кН; d_1 — внутрішній діаметр різьби, мм; $[\sigma_p]$ — допустиме напруження розтягу, яке залежить від режиму роботи механізму ($[\sigma_p] = 50 \dots 75 \text{ МПа}$).

Висоту гайки знаходять з умов допустимого тиску на зминання витків різьби:

$$H = \frac{F_g p \cdot 10^{-3}}{\pi (d^2 - d_1^2) [\sigma_{зм}]}, \text{ мм}, \quad (2.2)$$

де p — крок різьби, мм; d — зовнішній діаметр різьби, мм; $[\sigma_{зм}]$ — допустиме напруження зминання ($[\sigma_{зм}] = 30 \dots 35 \text{ МПа}$); матеріал гайки — сталь 45.

Висоту гайки приймають $H > 0,8 d$.

Зігнуту частину гака розраховують як криволінійний брус. Напруження на внутрішній частині гака (рис. 2.1, а, б

$$\sigma_1 = \frac{F_g e_1 \cdot 10^{-3}}{kA D/2}; \text{ МПа}, \quad (2.3)$$

на зовнішній частині гака

$$\sigma_2 = -\frac{F_g e_1 \cdot 10^{-6}}{kA(D/2 + h)}, \text{ МПа}, \quad (2.4)$$

де A — площа поперечного перерізу гака, мм^2 ; D — діаметр зівга гака, мм ; h — висота перерізу, мм ; e_1, e_2 — відстань від центра ваги перерізу відповідно до внутрішніх і зовнішніх волокон гака, мм ; k — коефіцієнт, який залежить від форми перерізу і кривизни гака.

Напруження на внутрішній частині гака більше, ніж на зовнішній, внаслідок різних знаків напружень від вигину. Визначимо параметри гака:

$$A = \frac{b_1 + b_2}{2} h, \text{ мм}^2, \quad (2.5)$$

де b_1 і b_2 — відповідно більша і менша ширина перерізу, мм ;

$$e_1 = \left(\frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \right) \frac{h}{3}; \text{ мм}, \quad e_2 = h - e_1, \text{ мм}. \quad (2.6)$$

Для трапеції коефіцієнт k визначається за формулою

$$k = \frac{2r}{(b_1 + b_2)h} \left\{ \left[b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} (e_2 + r) \right] \ln \frac{r + e_2}{r - e_1} - (b_1 - b_2) \right\} - 1, \quad (2.7)$$

де r — радіус кривизни перерізу в центрі ваги

$$r = D/2 + e_1, \text{ мм}. \quad (2.8)$$

Залежно від вантажопідйомності $k = 0,05 \dots 0,1$ (менше значення — для невеликих вантажопідйомностей).

Напруження на зріз

$$\tau = F_g / A, \text{ МПа}. \quad (2.9)$$

Загальне напруження за третьою теорією міцності

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_1^2 + 4\tau^2}, \text{ МПа}. \quad (2.10)$$

Допустиме напруження

$$[\sigma_p] = \sigma_m / s, \text{ МПа}, \quad (11)$$

де $s = 1,25 \dots 1,5$ — запас міцності.

Гакові підвіски.

Гакові підвіски призначені для з'єднання вантажного гака з піднімальним канатом. Конструкція гакової підвіски залежить від числа віток каната, на яких вона підвішена, схеми запасовки вантажного каната, числа і відносного розташування блоків, конструкції гака і т. д.

Найбільш простими гаковими підвісками є підвіски з однією віткою каната. В цьому випадку один кінець каната виконаний з провусиною (рис. 2.2, а) або закріплений в конічній втулці із заливкою металом. До втулки з провусиною закріплюється нестандартний гак з кільцем у хвостовій частині. У тих випадках коли маса гака разом із звисаючою частиною каната є недостатньою для опускання, то до гакової підвіски додають спеціальний вантаж (рис. 2.2, б). Для зручності з'єднання каната з гакком вводиться проміжний елемент у вигляді зварного ланцюга. Недоліком такого з'єднання гака і каната є обертання кінця каната відносно поздовжньої осі, що викликає обертання вантажу.

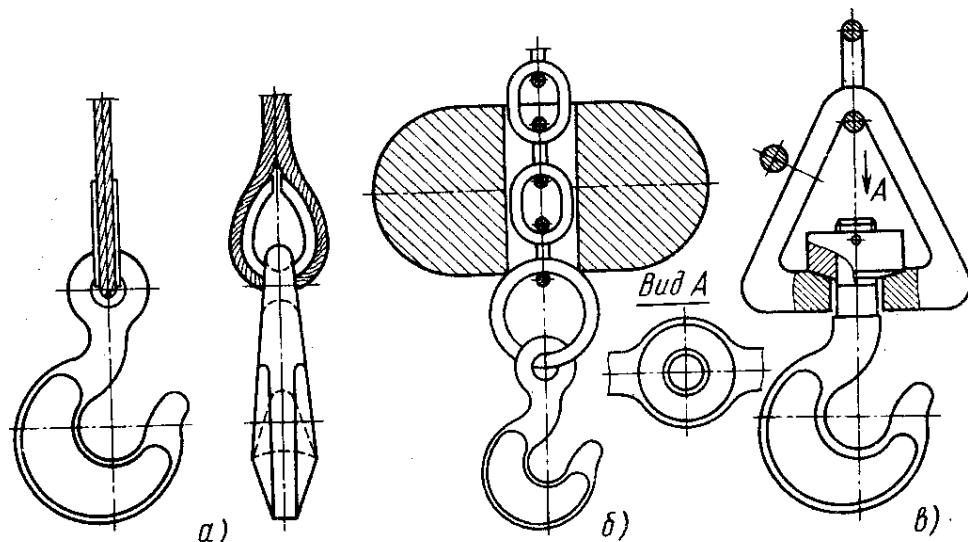


Рис. 2.2. Гакові підвіски для однієї вітки каната.

Для використання стандартного гака у підвісці з однією віткою каната часто застосовують так званий вертлюг, який виконаний у вигляді трикутної рами (рис. 2.2, в). У нижній горизонтальній частині вертлюга передбачено вертикальний отвір із сферичною поверхнею під гайку, за допомогою якої фіксується гак. Така конструкція підвіски дозволяє гаку разом із вантажем самовстановлюватися у вертикальному напрямку, не викликаючи при цьому появи згинального моменту у хвостовій частині гака.

Вертлюг закріплюють до канату за допомогою кільця, ланцюга і коуша або конічної втулки з провусиною.

Широке застосування мають підвіски вантажів на кількох вітках вантажного каната, коли зусилля зі сторони гака передається канатом через блоки. В залежності від кількості блоків підвіски поділяються на одно- і багатоблокові, а від способу кріплення гака – на нормальні та укорочені (рис. 2.3, а, б).

Укорочена підвіска має компактнішу конструкцію і менший розмір у висоту, тому в них краще використовується корисна висота піднімання вантажу. Слід зазначити, що укорочену підвіску можна застосовувати лише тільки з парною кратністю поліспада.

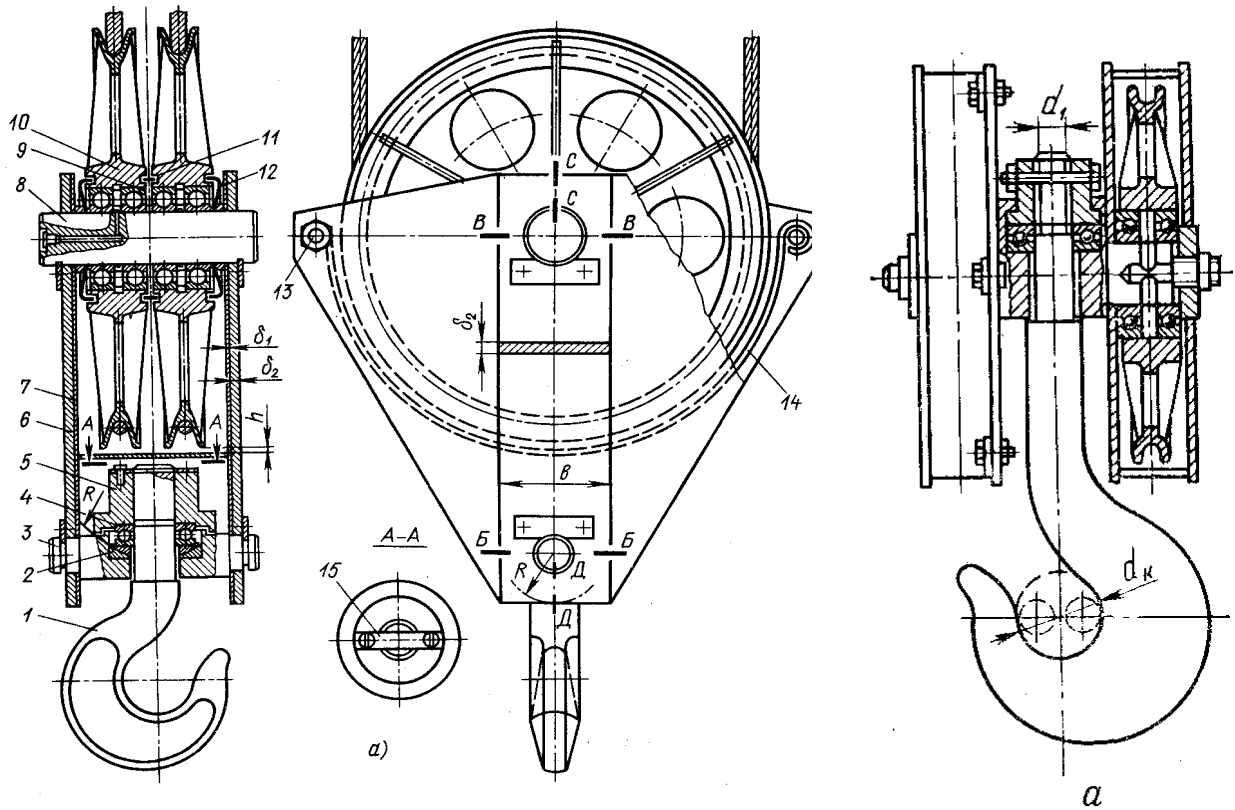


Рис. 2.3. Гакові підвіски.

При навантаженні більше 30 кН гаки повинні вільно обертатися у кулькових закритих опорах. В нормальній підвісці гак (з гайкою 5 на хвостовику) за допомогою упорного підшипника 4 з сферичними шайбами 2 впирається у траверсу 3, яка шарнірно закріплена в отворах щік 7. У верхній частині щік і планок знаходяться отвори, в яких нерухомо закріплена вісь 8 змонтованими на ній підшипниками 9 і блоками 10. Шарнірне кріплення траверси 3 в щоках необхідно для того, щоб гак разом із траверсою можна було повернути відносно поздовжньої горизонтальної осі траверси і тим самим полегшує зчалування вантажу. Між щоками 7 знаходиться зігнутий з листової сталі кожух, який призначений для запобігання випадання ослабленого каната з профілю блока. Зазор h між кожухом і зовнішнім діаметром блока складає 0,15...0,3 діаметра каната.

Якщо кратність зведеного поліспада непарна, то гакова підвіска на осі блоків повинна мати зрівноважувальний блок. Гакові підвіски без зрівноважувального блока можуть використовуватися у простих і зведених поліспадах.

У більшості випадків блоки встановлюються на підшипниках кочення, що забезпечує високий ККД та їх довговічність. Для запобігання

відгвинчування гайку 5 фіксують торцевою планкою 15 (рис. 2.3, а), яку закріплюють в пазах на торцях гайки і хвостовика гака. Стопоріння гайки за допомогою штифтів, шплінтів і стопорного болта не допускається.

Траверсу виготовляють із сталі 20, 40, 45. Розраховують за напруженнями згину, приймаючи, що сили сконцентровані на середині траверси.

Максимальний згинальний момент

$$M_{32} = \frac{F_g \cdot l_0 \cdot 10^{-3}}{4}, \text{ Нмм}, \quad (2.12)$$

де l_0 – віддаль між осями щік підвіски, мм.

Потрібний момент опору середнього перерізу траверси

$$W = \frac{M_{32}}{[\sigma]_{32}}, \text{ мм}^3, \quad (2.13)$$

де $[\sigma]_{32} = 60 \dots 90 \text{ МПа}$ – допустимі напруження згину траверси. Момент опору траверси, ослабленої отвором під хвостовик гака:

$$W = \frac{1}{6}(b_1 - d_2) \cdot h_m^2, \text{ мм}^3, \quad (2.14)$$

де b_1 – ширина траверси з врахуванням зовнішнього діаметра упорного підшипника гака, мм; $b_1 = D + (10 \dots 20) \text{ мм}$; d_2 – діаметр отвору траверси під хвостовик гака, мм.

Упорний підшипник гака вибирають за його статичним навантаженням.

Висота траверси

$$h_m = \sqrt{\frac{6 \cdot W}{b_1 - d_2}}, \text{ мм}. \quad (2.15)$$

Діаметр цапфи (осі) траверси визначають із розрахунку на зминання отвору щоки

$$d_u = \frac{F_g}{2 \cdot \delta \cdot [\sigma]_{32}}, \text{ мм}, \quad (2.16)$$

де $[\sigma]_{32} = 30 \dots 35 \text{ МПа}$ – допустиме напруження зминання щоки підвіски, матеріал – сталь Ст.3.

Перевіряють прийнятий діаметр за напруженнями згину

$$\sigma_{32} = \frac{F_g \cdot \delta}{2 \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot d_u^3} \leq [\sigma]_{32}, \text{ МПа}. \quad (2.17)$$

Упорний підшипник гака вибирають за статичною вантажністю.

Вісь блока виготовляється із сталі Ст.5, в якій допустимі напруження на згин ($[\sigma]_{32} = 120 \text{ МПа}$). Діаметр осі блока визначають, виходячи із її міцності на зминання в точці підвіски

$$d_0 = \frac{F_g + F_n}{2 \cdot \delta \cdot [\sigma]_{3M}}, \text{ мм}, \quad (2.18)$$

де F_n – вага гакової підвіски; κH ; δ – товщина планки щоки, мм ($\delta, \text{ мм} \approx (0,7 \dots 0,8) F_g$);

Довжину осі блока вибирають конструктивно, виходячи з наявності деталей розташованих на ній і перевіряють на згин.

Лабораторне обладнання та інструмент

Гакова підвіска, гайкові ключі, вимірювальний інструмент.

Порядок виконання роботи

6. Ознайомитися з будовою гакової підвіски.
7. Накреслити ескіз підвіски з нанесенням розрахункових розмірів.
8. Виконати необхідні виміри, проставити розмірності.
9. Розрахувати допустиму максимальну вантажність гакової підвіски з умов міцності: гака, траверси, осі блока, каната, бокових щік.
10. Вибрати максимально допустиму вантажність даної гакової підвіски.
11. Оформити звіт за протоколом.

Протокол

Вивчення конструкцій та визначення міцнісних характеристик гакової підвіски

Таблиця 2.1

Розрахунок допустимої максимальної вантажопідйомності гакової підвіски з умов міцності.

№ п/п	Наслідки вимірів та вибрані параметри	Позначення	Розрахункові формули
1	2	3	4
1.	<u>Гак</u> Найменший діаметр хвостовика	$d_{min} =$	З умови міцності хвостовика гака на розрив $\sigma_p = \frac{4F_g}{\pi d_{min}^2} \leq [\sigma]_p$
2.	Різьба хвостовика	$M \dots$	
3.	Внутрішній діаметр хвостовика	$d_1 =$	

4.	Крок нарізки	$p =$	$F_g =$ 3 умов міцності гайки на зминання $\sigma_{зм} = \frac{4F_g}{\pi(d^2 - d_1^2)h} \leq [\sigma]_{зм}$ $F_g =$
5.	Висота гайки	$h =$	
6.	Матеріал гака – сталь ст.5	$[\sigma]_p =$ 50 Н/мм ²	
7.	Матеріал гайки – сталь 45	$[\sigma]_{зм} =$ 35 Н/мм ²	

Розрахункова схема

	<u>Вісь блоків</u>		3 умов міцності осі блока на згин $W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3 =$ $\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W} \leq [\sigma]_{зг}$ $M_{зг} =$ $M_{зг} = \frac{1}{2} F_g l_x$ $F_g =$
8	Діаметр осі	$d =$	
9	Розрахункова довжина на осі між опорами	$l_p =$	
10	Розрахункова довжина	$l_x =$	
11	Матеріал осі – сталь 45	$[\sigma]_{зг} =$ 80 Н/мм ²	

Розрахункова схема

	<u>Траверса</u>		3 умов міцності траверси на згин $W_{mp} = \frac{1}{6}(b - d_o)h^2 =$
12	Висота траверси	$h =$	
13	Ширина траверси	$b =$	

14	Діаметр отвору траверси	$d_u =$	$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{mp}} \leq [\sigma]_{32}$ $M_{32} =$ $M_{32} = \frac{1}{2} F_g l_x$ $F_g =$
15	Діаметр отвору траверси	$d_o =$	
16	Відстань між опорами	$l_p =$	
17	Розрахункова довжина	$l_x =$	
18	Матеріал траверси – сталь 20	$[\sigma]_{32} =$ 70 Н/мм ²	
Розрахункова схема			
	<u>Канат</u>		3 умови міцності каната
19	Максимальний натяг каната	F_{max}	$F_{роз} = F_{max} s$ $F_{max} =$ $F_{max} = \frac{F_g}{u \eta^z}$ $F_g =$
20	Діаметр блока на осі каната	$D =$	
21	Діаметр профілю блока	$d =$	
22	Можливий діаметр каната (з табл.)	$d_k =$	
23	Розривне зусилля каната (з табл.)	$F_{роз} =$	
24	Кратність поліспаста	$u =$	
25	Коефіцієнт запасу міцності	$s = 5,5$	
26	К.К.Д. блока	$\eta = 0,98$	
27	Кількість блоків	$z =$	
	<u>Бокові щоки</u>		3 умови міцності щоки на: розтяг

28	Товщина щоки	$\delta =$	$\sigma_p = \frac{F_g}{2(B - d_m)\delta} \leq [\sigma]_p$ $F_g =$ зріз $\tau_{zp} = \frac{F_g}{4c\delta} \leq [\tau]_{zp}$ $F_g =$ зминання $\sigma_{zm} = \frac{F_g}{2d_m\delta} \leq [\sigma]_{zm}$ $F_g =$
29	Ширина щоки	$B =$	
30	Висота можливого зрізу	$c =$	
31	Діаметр осі траверси	$d_m =$	
32	Матеріал – сталь ст.3	$[\sigma]_p = 50$ Н/мм^2 ; $[\tau]_{zp} = 40$ Н/мм^2 ; $[\sigma]_{zm} = 35$ Н/мм^2	
Вибрана вантажність даної гакової підвіски $F_g =$			

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Розрахункові схеми елементів підвіски.
3. Результати вимірів та розрахунку.
4. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. На який напружений стан розраховують хвостовик гака?
2. Який критерій вибору номера гака за стандартом?
3. За яким критерієм вибирають упорний підшипник?
4. Чи допускається зварювання і виправлення дефектів гака?
5. Вкажіть критерії вибору коефіцієнта запасу міцності під час розрахунку канату.
6. Для чого призначений рухомий блок гакової підвіски?

7. Яким є коефіцієнт корисної дії рухомого блока в порівнянні з нерухомим ?
8. З якого матеріалу виготовлюють гак?
9. Чому для виготовлення гаків не можна використовувати високовуглецеві сталі і чавун?
10. Яка частина гака механічно оброблюється ?
11. Вкажіть тип підшипника, який ставиться під гайкою кріплення гака в підвісці.
12. Яке призначення упорного підшипника під гайкою гака в підвісці?
13. Вкажіть формулу для розрахунку згинального моменту траверси.
14. Для якого гака не проводять перевірного розрахунку за небезпечними січеннями?
15. Вкажіть критерії вибору стандартної гакової підвіски.

Лабораторна робота № 3

ТАЛЬ РУЧНА ЧЕРВ'ЯЧНА

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією та принципом дії черв'ячної талі, визначення основних параметрів, розрахунок вантажопідйомності.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Тальями називають прості вантажопідіймальні механізми, які використовуються під час монтажних будівельних і ремонтних сільськогосподарських роботах, а також для піднімання вантажів. Для підвішування талі застосовують триноги, козлові опори і підвісні шляхи.

Габаритні розміри талі невеликі. За конструкцією вони поділяються на черв'ячні і шестеренчасті (швидкохідні), а за приводом - ручні, електричні, пневматичні та гідравлічні. Із ручних найбільшого розповсюдження одержали талі з черв'ячними передачами. У талі з вантажопідйомністю від 5 кН до 50 кН використовуються зварні калібровані ланцюги, а при вантажопідйомності більше 50 кН – шарнірні пластинчасті ланцюги.

Підіймальний механізм талі з черв'ячною передачею (рис. 3.1.) складається з тягового колеса 1, черв'яка 2, черв'ячного колеса 3, вантажної зірочки 4, вантажного пластинчатого (або зварного каліброваного) ланцюга 5, підвіски з вантажним гаком 6; верхній гак 7 призначений для підвішування талі до балки, триноги або козлів. Під час роботи талі діє автоматичне гальмо наступним чином: при обертанні ручним ланцюгом тягового колеса 1 і черв'яка 2 вал черв'яка за допомогою диска 8 через прокладку з фєродо затискає храпове колесо 10, яке вільно розташоване на валу, і воно починає обертатися разом із валом, піднімаючи гак з вантажем. При цьому собачка храповика вільно ковзає поверхнею його зубців. Після закінчення піднімання

вантаж намагається повернути черв'ячне колесо із зіркою у зворотному напрямку; тоді собачка храпового колеса 10, впираючись у зуб колеса, стопорить його, а тертя між храповиком і диском 8 запобігає обертанню черв'ячного вала. Якщо вантаж необхідно опустити, то тягове колесо 1 примусово обертають у зворотному напрямку, чим зменшують осьове навантаження черв'яка на гальмо.

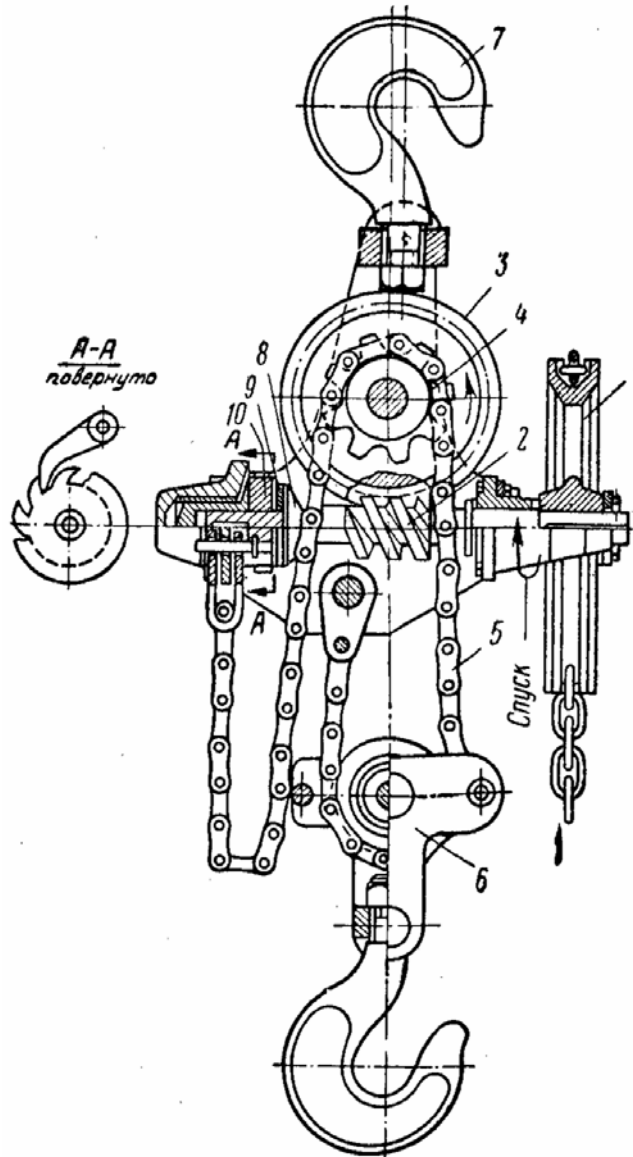


Рис. 3.1. Таль черв'ячна ручна.

Максимальна вантажність стандартних ручних талей досягає 100 кН; тягове зусилля 0,3...0,7 кН, швидкість піднімання 0,01...0,002 м/с при швидкості руху приводного ланцюга 0,5 м/с. Для підвищення ККД талі черв'як виконується несамогальмівним (кут піднімання гвинтової лінії 16...20 град.) і в середньому він становить 0,6.

Переважно черв'як виготовляють двозахідним з сталі Ст.5 або Ст.6. Черв'ячні колеса відливають з чавуну СЧ 28 як одне ціле із ланцюговою

зіркою. Число зубців зірок становить $z = 5 \dots 6$, а передаточне число передачі – $u = 11 \dots 20$.

Лабораторне обладнання та прилади

Таль черв'ячна ручна, комплект ключів, вимірювальний інструмент .

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією талі.
2. Накреслити ескіз з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні виміри.
4. Розрахувати вантажність з умов прикладеного робітником зусиллям (за завданням) і умов міцності зубця на згин.
5. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 3.1.

Варіант завдання

Зусилля робітника, H	100	150	200	250	300
Кількість робітників					
1	1	2	3	4	5
2	6	7	8	9	10
3	11	12	13	14	15

Протокол

Таль ручна черв'ячна

Таблиця 3.2.

Експериментальне визначення основних параметрів черв'ячної талі

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1	2	3	4	5
1.	Число заходів черв'яка	z_1		
2.	Діаметр виступів черв'яка	d_{a_1}		
3.	Число зубців черв'ячного колеса	z_2		
4.	Діаметр виступів черв'ячного колеса	d_{a_2}		

1	2	3	4	5
5.	Діаметр тягового колеса (по осі ланцюга)	D_m		
6.	Крок вантажної зірочки	t		
7.	Число зубців вантажної зірочки	z_b		
8.	Ширина черв'ячного колеса	b_2		

2. Розрахункові параметри черв'ячної талі

Таблиця 3.3.

№ п/п	Величини, які визначаються	Формули	Розрахунок	Розмірність
1	2	3	4	5
1.	Модуль черв'ячного зачеплення	$m_s = \frac{d_{a_2}}{z_2 + 2}$		
2.	Передаточне число черв'ячної пари	$u = \frac{z_2}{z_1}$		
3.	Ділильний діаметр черв'яка	$d_1 = d_{a_1} - 2m_s$		
4.	Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q = \frac{d_1}{m_s}$		
5.	Кут піднімання гвинтової лінії черв'яка	$\lambda = \arctg \frac{z_1}{q}$		
6.	Ділильний діаметр черв'ячного колеса	$d_2 = m_s z_2$		
7.	Приведений кут тертя ($f = 0,1$ – коефіцієнт тертя сталі по чавуну, $\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення)	$\rho = \arctg \frac{f}{\cos \alpha}$		
8.	Ділильний діаметр вантажної зірочки	$d_b = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_b}}$		
9.	Коефіцієнт корисної дії черв'ячної талі ($\eta_n = 0,95$ - к.к.д. пари підшипників)	$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} \eta_n^2$		

1	2	3	4	5
10.	Зусилля на тяговому ланцюгу	$F_m = F_p n \varphi$		
11.	Зусилля робітника	F_p		
12.	Кількість робітників	n		
13.	Коефіцієнт одноразовості	φ		
14.	Момент на валу тягового колеса (черв'яка)	$T_1 = \frac{F_m D_m}{2}$		
15.	Момент на валу вантажної зірочки (черв'ячного колеса)	$T_2 = T_1 u \eta$		
16.	Колова сила на черв'ячному колесі	$F_{\tau_2} = \frac{2T_2}{d_2}$		
17.	Колова сила на вантажній зірці	$F_{\tau_b} = \frac{2T_2}{d_b}$		
18.	Вантажність з умов зусилля, прикладеного робітником (m – кратність ланцюгового поліспада, задатись)	$F_g = F_{\tau_b} m$		
19.	Максимальний момент на валу черв'ячного колеса з умов міцності зубця на згин	$[T]_2 = \frac{[\sigma]_{32} d_2 m_s b_2}{1,4 Y_F}$		
20.	Матеріал черв'ячного колеса чавун СЧ 24 ($[\sigma]_{32} = 45 \text{ Н / мм}^2$)			
21.	Коефіцієнт форми зубця (з табл.)	Y_{F2}		
22.	Максимальна вантажність талі з умов міцності зубця на згин	$[F_g] = \frac{2[T]_2}{d_b} m$		

3. Схема талі

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів талі (табл. 3.2).
4. Результати розрахунку параметрів талі (табл. 3.3)
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Класифікація талей.
2. Чому черв'як талі виконують несамогальмівним?
3. Який ККД черв'ячної талі і від чого він залежить?
4. З яких основних елементів складається черв'ячна таль?
5. Які основні режими роботи черв'ячної талі?
6. Які ще відомі Вам конструкції талей?

Лабораторна робота № 4

ЛЕБІДКА ЧЕР'ЯЧНА З РУЧНИМ ПРИВОДОМ

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією та принципом дії черв'ячної лебідки з ручним приводом, визначити основні її параметри та розрахувати вантажність.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Лебідками називаються механізми, які призначені для піднімання, опускання та пересування вантажів в горизонтальному та похилому напрямках. Напрямок переміщення вантажу задається розташуванням канатних блоків. Лебідки використовуються як самостійні машини і як складові частини вантажопідіймальних машин у механізмах піднімання, зміни вильоту або переміщення візків без приводних коліс та ін.

Як самостійні машини лебідки застосовують на будові для піднімання матеріалів, завантаження сіносковищ, встановлення опор електроліній, корчування пнів, під час розвантаження та завантаження великогабаритних і важких вантажів та ін. Часто лебідки використовують в роботі з поліспастом.

Лебідки бувають з ручним і машинним приводом; з черв'ячними, зубчастими та іншими передачами; з одним і двома барабанами. Найпростіший вид лебідки це коловорот, тобто така лебідка, у якій приводна рукоятка і барабан змонтовані на одному валі. Але мала вантажність цих лебідок обмежує їх застосування. Лебідки з ручним приводом використовуються у тих випадках, коли операція піднімання або підтягування вантажу виконується відносно рідко і швидкість виконання цих операцій не має істотного значення.

Звичайно між валом рукоятки і валом барабана лебідки є зубчасті або черв'ячні (рис.4.1) передачі. За Правилами Держгіртехнагляду лебідки з черв'ячними передачами повинні мати конусне або дискове вантажоупорне гальмо (рис. 4.2)

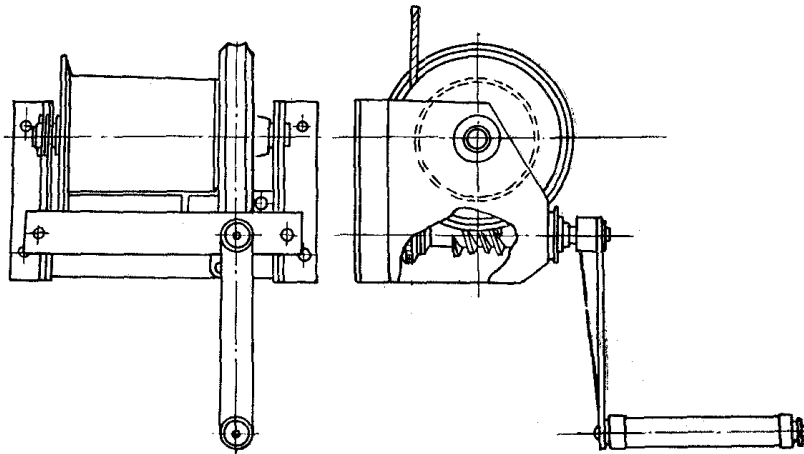


Рис.4.1 Лебідка черв'ячна з ручним приводом.

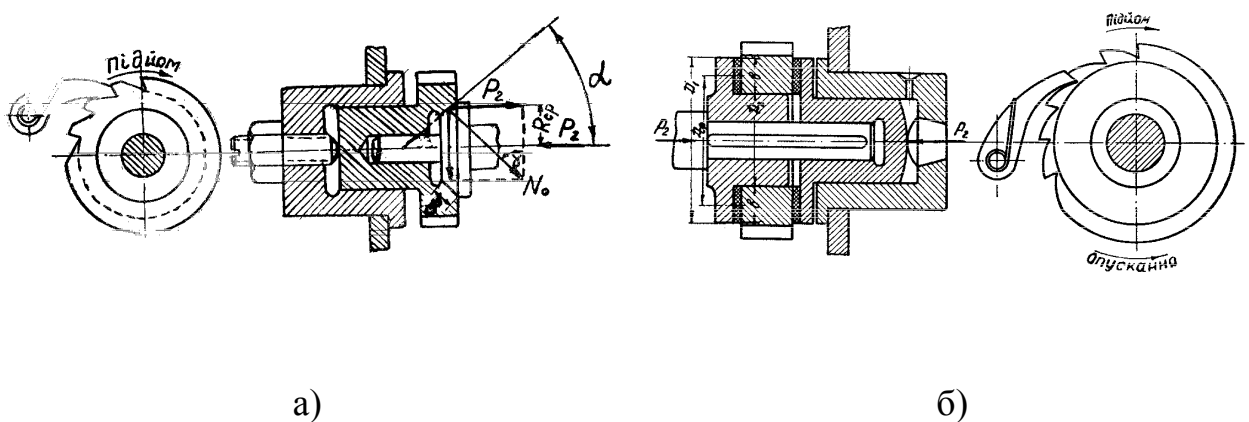


Рис. 4.2 Вантажоупорне гальмо: а) конусне; б) дискове.

Передаточне число лебідки з ручним приводом:

$$i = \frac{T_{\delta}}{T_p \eta_l \eta_n}, \quad (4.1)$$

де T_{δ} - крутний момент на валу барабана, Нмм; T_p - крутний момент на валу рукоятки, Нмм; η_l - ККД відповідно поліспасти та лебідки, величину якого (в попередніх розрахунках) для черв'ячних передач можна прийняти рівним 0,6...0,7.

Черв'як у лебідках з черв'ячною передачею виготовляють дво- або триходовим.

Крутний момент на валу барабана лебідки дорівнює:

$$T_{\delta} = F_n \frac{D_o}{2}, \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (4.2)$$

де F_n - сила натягу у приводній вітці гнучкого органа, яка намотується на барабан; D_o - діаметр барабана по центрах витків навитого на нього каната.

Крутний момент на валу приводної рукоятки дорівнює:

$$T_p = F_p r_p ,$$

де F_p – зусилля робітника на рукоятці, H ($F_p = 80 \dots 250 H$); r_p – плече рукоятки, m ($r_p = 0,25 \dots 0,40 m$).

Лабораторне обладнання та прилади

Лебідка черв'ячна ручна, комплект ключів, вимірювальний інструмент.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з конструкцією лебідки.
2. Накреслити ескіз з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні виміри.
4. Розрахувати вантажність з умов прикладеного робітником зусиллям (за завданням) і умов міцності зубця на згин.
5. Оформити звіт за протоколом

Таблиця 4.1

Вихідні дані

Зусилля робітника, H	100	150	200	250	300
Кількість робітників					
1	1	2	3	4	5
2	6	7	8	9	10
3	11	12	13	14	15

Протокол

Лебідка черв'ячна з ручним приводом

Таблиця 4.2.

Експериментальне визначення основних параметрів черв'ячної талі

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Розрахунок	Розмірність
1	2	3	4	5
1.	Число заходів черв'яка	z_1		
2.	Діаметр виступів черв'яка	d_{a_1}		
3.	Число зубців черв'ячного колеса	z_2		
4.	Діаметр виступів черв'ячного колеса	d_{a_2}		
5.	Діаметр барабана	D_{δ}		
6.	Товщина стінки барабана	δ		
7.	Довжина рукоятки	L		
8.	Довжина барабана	l		
9.	Ширина черв'ячного колеса	b_2		

Таблиця 4.3

Розрахункові параметри лебідки черв'ячної

№ п/п	Величини, які визначаються	Формули	Розрахунок	Розмірність
1	2	3	4	5
1.	Модуль черв'ячного зачеплення	$m_s = \frac{d_{a_2}}{z_2 + 2}$		
2.	Передаточне число черв'ячної пари	$u = \frac{z_2}{z_1}$		
3.	Ділильний діаметр черв'яка	$d_1 = d_{a_1} - 2m_s$		
4.	Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q = \frac{d_1}{m_s}$		

1	2	3	4	5
5.	Кут піднімання гвинтової лінії черв'яка	$\lambda = \arctg \frac{z_1}{q}$		
6.	Дільний діаметр черв'ячного колеса	$d_2 = m_s z_2$		
7.	Приведений кут тертя ($f = 0,1$ – коефіцієнт тертя сталі по чавуну, $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення)	$\rho = \arctg \frac{f}{\cos \alpha}$		
8.	Коефіцієнт корисної дії черв'ячної лебідки ($\eta_n = 0,95$ – ККД пари підшипників)	$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} \eta_n^2$		
9.	Момент на валу черв'яка	$T_1 = F_p \cdot L$		
10.	Момент на валу черв'ячного колеса (барабана)	$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$		
11.	Колова сила на черв'ячному колесі	$F_{t_2} = \frac{2T_2}{d_2}$		
12.	Колова сила на барабані (максимальний натяг каната)	$F_o = S_{\max} = \frac{2T_2}{D_o}$		
13.	Розривне зусилля каната ($n = 5,5$ – коефіцієнт запасу міцності)	$F_{\text{роз}} = F_{\max} \cdot n$		
14.	Діаметр каната (з таб.)	d_k		
15.	Максимальний момент на валу черв'ячного колеса з умов міцності зубця колеса на згин ($[\sigma] = 45 \text{ Н/мм}^2$)	$[T]_2 = \frac{[\sigma]_{\text{зг}} \cdot d_2 \cdot m_u}{1,4 Y_F}$		
16.	Коефіцієнт форми зубця (з табл.)	Y_{F_2}		
17.	Максимальна вантажність лебідки	$F_{g \max} = \frac{2[T]_2}{D_o}$		

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів лебідки (табл. 4.2).
4. Результати розрахунку параметрів лебідки (табл. 4.3).
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Класифікація лебідок.
2. Чому у черв'ячних лебідках використовують гальма?
3. Який ККД черв'ячної лебідки і від чого він залежить?
4. З яких основних елементів складається черв'ячна лебідка?
5. Які ще відомі Вам конструкції лебідок?
6. Де використовуються лебідки?

Лабораторна робота №5

КОМПЛЕКТУВАННЯ ПОЛІСПАСТІВ

Мета роботи: Вивчити основні схеми поліспастів, здобути навички їх комплектування та визначити основні параметри.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Поліспасти – це система рухомих і нерухомих блоків, що обгинаються гнучким елементом (канатом або ланцюгом), призначені для виграшу в силі – силові поліспасти, або швидкості – швидкісні поліспасти. Вони можуть бути як самостійними вантажопідіймальними пристроями, так і вмонтованими у механізми вантажопідіймальних машин.

У піднімальних механізмах застосовують в основному силові поліспасти для зменшення зусилля у вітках каната та зниження передатного числа редуктора. Швидкісні поліспасти використовуються обмежено — в тихохідних гідравлічних та пневматичних механізмах. Силові та швидкісні залежності двох типів поліспастів можна простежити на відповідних простих поліспастах (рис.5.1). Для силового поліспаста (рис.5.1, а) натяг F і швидкість v_s вітки каната

$$F = F_g / 2\eta; \kappa H, \quad v_s = 2v; \text{м/с} \quad (5.1)$$

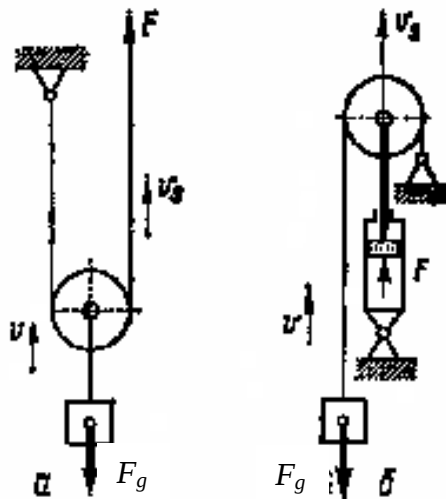


Рис.5.1. Поліспасты для виграшу в силі (а) та швидкості (б)

для швидкісного (рис. 5.1,б)

$$F = 2F_g / \eta, \kappa H; \quad v_s = v / 2, \text{м/с} \quad (5.2)$$

де v — швидкість піднімання вантажу, м/с ; F_g — вага вантажу, κH ; η — ККД блока, який враховує втрати на тертя у підшипниках та жорсткість каната ($\eta = 0,98$ для блоків на підшипниках кочення і $\eta = 0,95$ для блоків на підшипниках ковзання).

Поліспасты, які застосовуються у вантажопідіймальних машинах поділяються на одинарні та здвоєні. Основною характеристикою поліспаста є кратність u і визначається відношенням кількості віток, на яких висить вантаж до кількості віток, що намотуються на барабан.

В одинарних поліспастах (рис. 5.2, а) верхні блоки нерухомі в просторі, нижні — рухомі (переміщуються разом з вантажем). У нерухомому поліспасті сили натягу в усіх вітках каната однакові:

$$F_o = F_g / z, \kappa H, \quad (5.3)$$

де z — число віток поліспаста, на яких висить вантаж; для одинарного поліспаста z є одночасно і кратністю, і передатним числом $u_n = z$.

Під час піднімання вантажу, внаслідок втрат у блоках та жорсткості каната, натяги у вітках розподіляються нерівномірно. Найбільше зусилля виникає у тяговій вітці і буде зменшуватись з наближенням до закріпленої вітки.

$$F_1 = F \cdot \eta; F_2 = F_1 \cdot \eta = F \cdot \eta^2; F_3 = F_2 \cdot \eta = F \cdot \eta^3; \dots F_{z-1} = F_{z-2} \cdot \eta = F \cdot \eta^{z-1}, \kappa H. \quad (5.4)$$

Рівняння рівноваги системи

$$F_g = \sum F_i = F (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{z-1}), \kappa H. \quad (5.5)$$

Після визначення суми геометричної прогресії дістанемо формулу для визначення натягу F вітки каната:

$$F = F_g \frac{1 - \eta}{1 - \eta^z}, \text{ кН.} \quad (5.6)$$

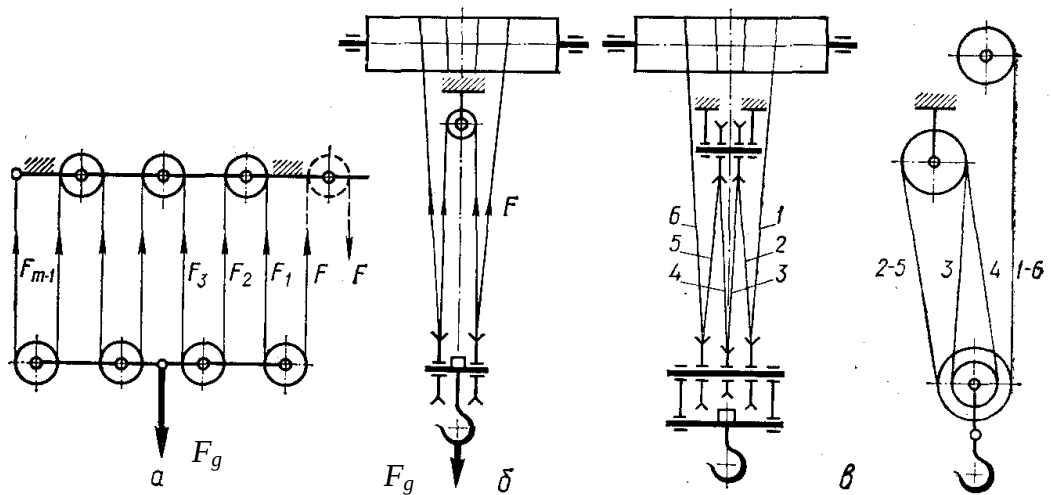
Загальний ККД поліспада знаходять як відношення корисної роботи $F_g \cdot h$ при підніманні вантажу на висоту h до затраченої роботи $F \cdot z \cdot h$:

$$\eta_n = \frac{F_g \cdot h}{F \cdot z \cdot h}; \quad \eta_n = \frac{1 - \eta^z}{(1 - \eta)z}. \quad (5.7)$$

Якщо тягнуча вітка сходить з нерухомого блока, то

$$\eta_n = \frac{1 - \eta^z}{(1 - \eta)z} \eta. \quad (5.8)$$

Недоліком одинарних поліспастів є те, що разом з підніманням вантажу відбувається його переміщення також по горизонталі, внаслідок чого реакції опор барабана змінюються і зменшується точність встановлення



вантажу.

Рис. 5.2. Поліспасти: а) одинарні; б, в) здвоєні

Здвоєні поліспасти (рис. 5.2, б, в) забезпечують точне вертикальне переміщення вантажу і однакові реакції в опорах барабана. Здвоєний поліспаст складається з двох однакових поліспастів із зрівняльним блоком. На барабан (з правою і лівою різьбою) намотуються дві вітки каната поліспада. Зрівняльний блок під час піднімання (опускання) вантажу не обертається і призначається для вирівнювання довжин правої і лівої віток

каната поліспада при нерівномірному витягуванні. Через те діаметр цього блока можна вибрати меншим, ніж основних, і розташовується він вздовж осі симетрії зведеного поліспада: у верхній обоймі при парній кратності (рис. 5.2, б) і в нижній (рис. 5.2, в) – при непарній.

Кратність зведеного поліспада

$$u_n = z / 2 \quad (5.9)$$

тобто дорівнює половині віток, на яких висить вантаж, або числу рухомих блоків у гакувій підвісці.

Загальний ККД зведеного поліспада визначається за формулами (5.7) і (5.8), але замість z слід брати кратність u_n :

$$\eta_n = \frac{1 - \eta^{u_n}}{(1 - \eta)u_n} \eta. \quad (5.10)$$

Кратність поліспада вибирається в залежності від вантажопідйомності крана. Визначають її техніко-економічними розрахунками. Чим більша кратність поліспада, тим менші діаметри каната, блоків і барабана, менші передаточне число редуктора, маса і габаритні розміри, але при цьому збільшуються довжина каната, барабана і число блоків. Щоб вирішити це протиріччя на основі техніко-економічних розрахунків і практичного досвіду встановлено межі оптимальних значень кратності поліспадів залежно від вантажопідйомності крана. Для кранів загального призначення маємо таку залежність:

F_q , кН	50	100...150	200...300	400...500	750...1250
u_n	2	2...3	3...4	4...5	5...6

Лабораторне обладнання та прилади

Стійка, комплект блоків, осі, канат.

Порядок роботи

1. За даною характеристикою поліспада накреслити його схему.
2. Зібрати заданий поліспад на стійці.
3. Для заданої схеми і вантажопідйомності обчислити коефіцієнт корисної дії поліспада, знайти найбільший і найменший натяг каната.
4. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 5.1

Вихідні дані

Номер завдання		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Тип поліспаста	Одинарний	+	+	+							+	+	+
	Подвійний				+		+	+	+	+			
З якого блоку збігає канат	З рухомого				+	+	+	+	+	+			
	З нерухомого	+	+	+							+	+	
Кількість блоків	Рухомих	1	1	2	2	3	4	5	6	1	3	2	2
	Нерухомих	1	2	2	1	2	3	4	5		3	3	2
	Урівнюючих				1	1	1	1					
Кількість барабанів		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Кількість віток	На яких висить канат	2	3	4	4	6	8	10	12	2	6	5	5
	Що намотується на барабан	1	1	1	2	2	2	2	2	2	1	1	1
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Підшипники блока	Ковзання		+							+		+	
	Кочення	+		+	+	+	+	+	+		+		+
Коефіцієнт корисної дії блока		0,94						0,97					
Вантажність, кН		5	7	10	12	15	20	25	30	35	40	35	30

*Протокол***Комплектування поліспастів***Схема комплектування*

Експериментальні параметри поліспаста

№ п/п	Обрані параметри			
1.	Номер завдання			
2.	Тип поліспаста			
3.	З якого блоку збігає канат	з рухомого		
		з нерухомого		
4.	Кількість блоків	рухомих		
		нерухомих		
		урівнюючих		
5.	Кількість віток	на яких висить вантаж	z	
		що намотується на барабан	z_6	
6.	Кратність поліспаста		u	
7.	Обраний канат	сталевий		
		конопляний		
8.	Обрані підшипники	ковзання		
		кочення		
9.	Коефіцієнт корисної дії блока		$\eta_{6л}$	

Таблиця 5.3

Розрахункові параметри поліспаста

№ п/п	Величини, які визначаються	Формула	Розрахунок	Розмірність
1.	Коефіцієнт корисної дії поліспаста	$\eta_n = \frac{(1 - \eta_{6л}^z) \eta}{z(1 - \eta_{6л})}$		
2.	Найбільший натяг каната на барабані	$F_{max} = \frac{F_g}{z_6 a \eta_n}$		
3.	Найменший натяг каната	$F_{min} = \frac{F_g}{z_6 a}$		

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Накреслити схему укомплектованого поліспасту .
3. Визначення основної характеристики поліспасту (табл.5.2).

4. Результати розрахунку ККД поліспада і натягу каната (табл.5.3)
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. На що вказує кратність поліспада?
2. Вказати основний недолік простого поліспада.
3. В якому із поліспадів використовують зрівноважувальний блок?
4. У чому полягає перевага здвоєного поліспада?
5. Для чого призначений нерухомий блок?
6. В яких одиницях вимірюється коефіцієнт тертя кочення?
7. Для чого призначений рухомий блок гакової підвіски?
8. Вказати критерії вибору ККД блока.

Лабораторна робота № 6

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ГВИНТОВОГО ДОМКРАТА З РУЧНИМ ПРИВОДОМ

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією та принципом дії гвинтового домкрата, визначити основних параметрів та розрахувати вантажність.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Домкратами називають переносні пристрої, призначені для піднімання або пересування вантажів з малою швидкістю на невелику висоту. В сільському господарстві їх застосовують під час ремонту тракторів, автомобілів та сільськогосподарських машин. Крім того вони можуть використовуватись як спеціальні пристрої, які вмонтовані в машину. За принципом дії і конструктивними ознаками домкрати поділяють на рейкові (із зубчастими і важільними передачами) гвинтові (рис.6.1) і гідравлічні. Рейкові домкрати виготовляють лише з ручним приводом, гвинтові і гідравлічні — з ручним і машинним.

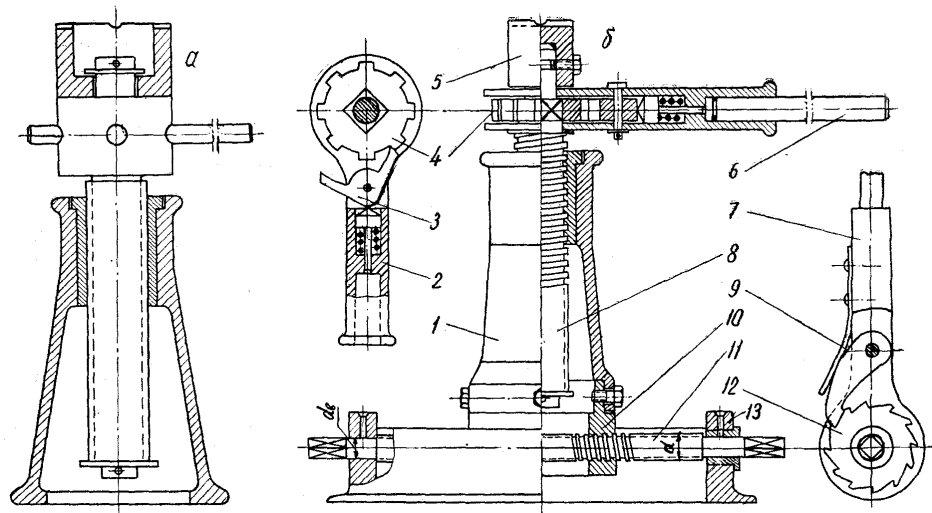


Рис. 6.1. Гвинтові домкрати: а) простий; б) на напрямних

Гвинтові домкрати забезпечують піднімання вантажу за допомогою самогальмівної гвинтової пари (гвинт - гайка) з кутом піднімання гвинтової лінії $4...5^{\circ}$. Вантаж вагою F_g спирається на головку 5, яка вільно сидить на верхній частині гвинта 8.

У простому гвинтовому домкраті (рис.6.1,а) гвинт обертають вручну за допомогою рукоятки. Для піднімання вантажу у місцях, незручних для колового обертання рукоятки, застосовують домкрати з рукояткою-тріскачкою (рис.6.1,б), яка має закріплене на вантажному гвинті спеціальне храпове колесо з двосторонньою заскочкою 3, один кінець якої зачіплюється з храповим колесом при підніманні вантажу, другий — при опусканні. Вантажний гвинт обертається за допомогою рукоятки 6.

Якщо піднятий вантаж необхідно перемістити у горизонтальному напрямку на 150...400 мм застосовують гвинтові домкрати на напрямних. Корпус домкрата 1 з'єднаний з повзуном 10, який встановлено на напрямних 13 (рис.6.1, б).

Корпус такого домкрата переміщується з вантажем горизонтально за допомогою гвинта 11 і рукоятки 7, обладнаної храповим пристроєм. Храповик 12 надівають на будь-який з квадратних кінців гвинта 11. Напрямок обертання гвинта 11 залежить від того, з якого боку розміщується заскочка 9.

Вантажні гвинтові домкрати мають прямокутну або трапецеїдальну різьбу з малим кутом піднімання гвинтової нитки, що забезпечує самогальмування гвинтової пари. Швидкість піднімання вантажу 15...35 мм/хв, коефіцієнт корисної дії $\eta = 0,3...0,45$.

Гвинтові домкрати конструктивно простіші і легші за рейкові, вони надійні в роботі, дозволяють одержати великий вигравш в силі, забезпечують плавне піднімання вантажу і велику точність зупинки вантажу на заданому рівні.

Вантажність гвинтових домкратів від 5 до 500 кН, а висота піднімання вантажу до 350 мм. Для збільшення висоти піднімання без перестановки домкрата використовують двогвинтові телескопічні пристрої. Не зважаючи на низький ККД, гвинтові домкрати широко застосовуються в

сільськогосподарських ремонтних майстернях як самостійні пристрої, так і вмонтовані у візки та козли для піднімання машин і механізмів під час їх ремонту.

Основним критерієм роботоздатності гвинтових домкратів є зносостійкість. З метою зменшення зношування використовують антифрикційні пари матеріалів (сталь – чавун, сталь – бронза та ін.), змащення поверхонь, що труться між собою, малі допустимі напруження зминання $[\sigma_{зм}]$. Значення $\sigma_{зм}$ у ходовій різьбі (рис.6.2) визначається за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_g}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [\sigma_{зм}], \text{МПа}, \quad (6.1)$$

де F_g - вага вантажу, який піднімають (вантажність), H ; d_2 – середній діаметр різьби, мм; h – робоча висота профілю різьби, мм; z – число витків різьби гайки.

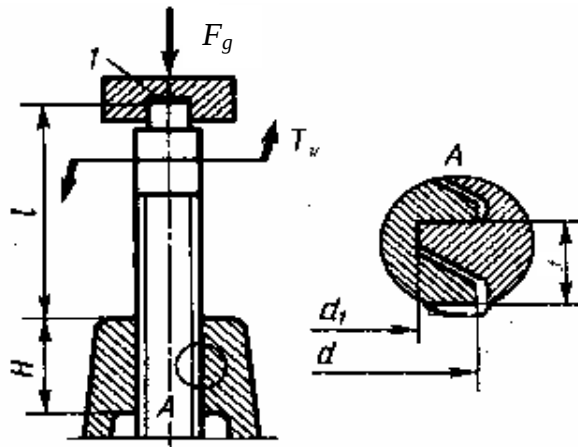


Рис. 6.2. Розрахункова схема гвинта домкрата

Для проектного розрахунку формулу (6.1) доцільно, замінюючи $z = H / t$ і вводячи позначення

$\psi_H = H / d_2$ – коефіцієнт висоти гайки,

$\psi_h = h / t$ – коефіцієнт висоти різьби,

де H – висота гайки, мм; t – крок різьби, мм; записати у вигляді

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_g}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h [\sigma_{зм}]}} , \text{мм}. \quad (6.2)$$

Під час розрахунків можна прийняти $\psi_h = 0,5$ для трапецеїдальної та прямокутної різьби і $\psi_h = 0,75$ для упорної різьби. Значення коефіцієнта висоти гайки вибирають в межах $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$. Значення $[\sigma_{зм}]$ в різьбі для пар: загартована сталь – бронза $[\sigma_{зм}] = 11 \dots 13 \text{ МПа}$; незагартована сталь – бронза $[\sigma_{зм}] = 8 \dots 10 \text{ МПа}$; незагартована сталь – чавун $[\sigma_{зм}] = 4 \dots 6 \text{ МПа}$.

Після розрахунку за формулою (6.2) значення d_2 узгоджують із стандартом.

Оскільки стержень гвинта працює на стиск і має велику вільну довжину, його необхідно перевірити на міцність з умови стійкості за

формулою:

$$\sigma = \frac{4F_g}{\pi \cdot d_1^2} \leq \gamma[\sigma], \text{ МПа}, \quad (6.3)$$

де $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{s}$ - допустимі напруження, МПа; σ_T - границя текучості матеріалу, МПа; s - коефіцієнт запасу міцності; d_1 - внутрішній діаметр різьби, мм.

Коефіцієнт зменшення допустимих напружень γ для стиснутих стержнів вибирають в залежності від його гнучкості.

Висота гайки H визначається з розрахунку на допустимий питомий тиск $[p]$ між витками різьби гвинта і гайки за формулою:

$$z \geq \frac{4F_g}{\pi(d^2 - d_1^2)[p]}. \quad (6.4)$$

Знаючи крок різьби і число витків, можна знайти необхідну висоту гайки:

$$H = z \cdot t. \quad (6.5)$$

Після визначення висоти гайки перевіряють виток різьби на згин.

Враховуючи втрати лише в різьбі, ККД гвинтової пари можна визначити за формулою:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}, \quad (6.6)$$

де λ — кут підйому різьби гвинта; ρ — кут тертя різьбової пари.

Крутний момент, який діє на гвинт під час його обертання знаходиться із залежності:

$$T_k = \frac{F_g \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho) d_2}{2} + T_z, \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (6.7)$$

де T_z — момент сил тертя в п'яті, яка сприймає реакцію від сили F_g , Н·мм.

Для домкрата (рис. 6.2,а) цей момент дорівнює:

$$T_z = F_g \cdot f \frac{D_o}{2}, \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (6.8)$$

де D_o — середній діаметр кільцевої поверхні п'яти, мм.

Крутний момент на гвинті, який забезпечує горизонтальне переміщення вантажу (рис. 6.2,б), визначають за формулою:

$$T_{\kappa}^{\text{гор}} = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho) d_2}{2} + \frac{F_o \cdot D_2 f_1}{2}, \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (6.9)$$

де $F_o = f_2 \cdot F_g$ — сила опору горизонтальному переміщенню корпусу домкрата з вантажем на напрямних, Н; F_g — вага вантажу, який піднімається, і сила тяжіння корпусу домкрата, Н; f_2 — коефіцієнт тертя корпусу по напрямних, дорівнює 0,16...0,20; λ — кут підйому різьби горизонтального гвинта (різьба

частіше двоходова); $\rho = \arctg f$ — кут тертя різьбової пари; d_2 - середній діаметр різьби горизонтального гвинта, мм; $f = 0,1 \dots 0,12$ — коефіцієнт тертя в різьбі; D_2 — середній діаметр кільцевої опорної поверхні головки горизонтального гвинта, мм;

$$D_2 = \frac{d + d_1}{2}, \quad (10)$$

де d і d_1 — відповідно зовнішній і внутрішній діаметри різьби горизонтального гвинта, мм; $f_1 = 0,12 \dots 0,18$ — коефіцієнт тертя на кільцевій опорній поверхні горизонтального гвинта.

Рукоятку 7 і всі деталі храпового пристрою розраховують за крутним моментом T_k . Горизонтальний гвинт розраховують на міцність від дії на нього осьового зусилля F_o і крутного моменту T_k^{zop} . Різьбу гвинта перевіряють на питомий тиск.

Лабораторне обладнання та прилади

Домкрат гвинтовий, комплект ключів, вимірювальний інструмент.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією гвинтового домкрата.
2. Накреслити ескіз з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні виміри (табл. 6.2).
4. Розрахувати вантажність з умови прикладеного робітником зусилля (за завданням) і умови міцності різьби (6.3).
5. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 6.1

Вихідні дані

Зусилля робітника, H	Довжина рукоятки, m				
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	Варіант				
100	1	2	3	4	5
150	6	7	8	9	10
200	11	12	13	14	15

Протокол

Дослідження гвинтового домкрата з ручним приводом

Таблиця 6.2

Експериментальне визначення основних параметрів гвинтового домкрата

№ п/п	Об’єкт вимірів	Позначенн я	Результат		Розмір- ність
1	2	3	4		5
	Пара гвинт - гайка (перша і друга)				
1.	Діаметр різьби	d	I- пара	II- пара	
2.	Внутрішній діаметр різьби	d_1			
3.	Середній діаметр різьби	d_2			
4.	Крок різьби	t			
5.	Висота гайки	H			
6.	Число витків різьби гайки	z			
7.	Робоча висота профілю різьби	$h=(d -d_1)/2$			
8.	Середній діаметр кільцевої п’яти	D_0			
9.	Довжина ручки (за завданням)	l			
10.	Зусилля робітника (за завданням)	F_p			
11.	Допустимий робочий тиск на різьбу	$[p]$	8		$H/мм^2$

Таблиця 6.3

Розрахункові параметри гвинтового домкрата

№ п/п	Величини, які визначаються	Формули	Розрахунок		Розмірність
1	2	3	4	5	6
			I-пара	II-пара	
1.	Кут піднімання нарізки пари	$\lambda = \arctg \frac{t}{\pi \cdot d_{\text{сер}}}$			
2.	Приведений кут тертя ($f = 0,1$ – коефіцієнт тертя сталі по чавуну, $\alpha = 15^\circ$ – половина кута профілю різьби)	$\rho = \arctg \frac{f}{\cos \alpha}$			
3.	Коефіцієнт корисної дії пар	$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}$			
4.	Коефіцієнт корисної дії домкрата	$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2$			
5.	Момент створюваний робітником	$T_p = F_p \cdot l$			
6.	Вантажність домкрата з умов прикладеного зусилля робітником	$G = \frac{T_p}{\frac{d_{2\text{Iнара}}}{2} \operatorname{tg}(\lambda_1 + \rho) + \frac{d_{2\text{IIнара}}}{2} \operatorname{tg}(\lambda_2 + \rho)}$			
7.	Момент гвинтової пари	$T = G \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho)$			
8.	Момент сил тертя в п'яті	$T_z = G \cdot f \frac{D_o}{2}$			
9.	Допустима вантажність домкрата з умови допустимого питомого тиску (d_2, H, z – гайки меншої пари)	$[G] = \pi \cdot d_2 H \cdot z \cdot [p]$			

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів гвинтового домкрата (табл. 6.2).
4. Результати розрахунку параметрів гвинтового домкрата (табл. 6.3)

5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Які основні типи домкратів Вам відомі?
2. Від чого залежить ККД гвинтового домкрата?
3. З яких основних елементів складається гвинтовий домкрат?
4. Що означає термін “самогальмівна” передача?
5. У чому полягає розрахунок гвинтового домкрата?

Лабораторна робота №7

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРАВЛІЧНОГО ДОМКРАТА З РУЧНИМ ПРИВОДОМ

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією та принципом дії гідравлічного домкрата, визначити основні параметри, розрахувати вантажність.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Перевагою гідравлічних домкратів над механічними є велика вантажність (300...500кН), порівняно високий ККД (0,7...0,75), плавність піднімання і опускання вантажу, можливість встановлення його в будь-якому положенні.

Розрізняють три основних види гідравлічних домкратів: звичайні, телескопічні та безперервної дії. Звичайний гідравлічний домкрат М-55 (рис. 7.1) вантажопідйомністю 50кН використовується для комплектування

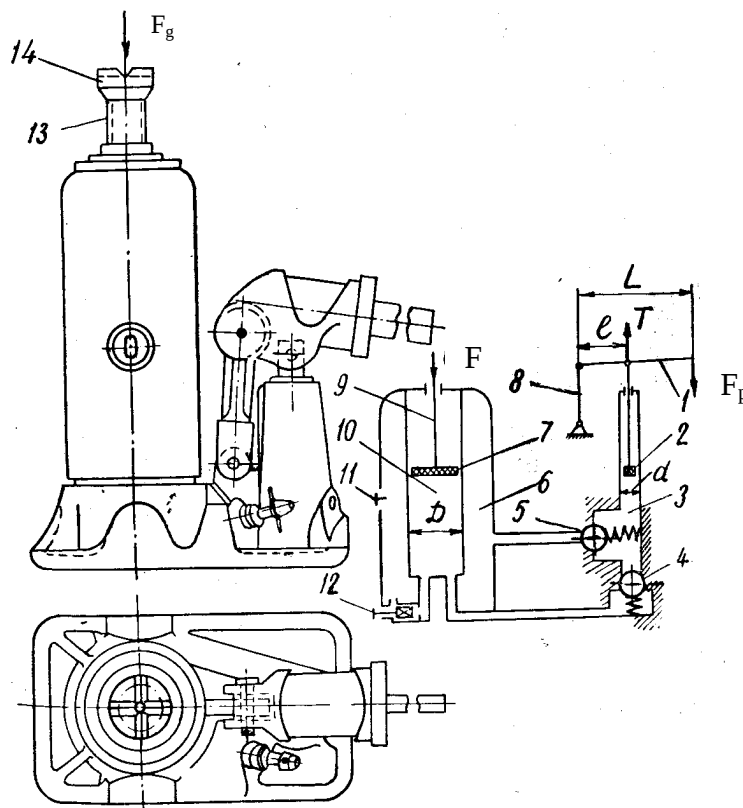


Рис.7.1. Гідравлічний домкрат

автомобілів та іншої техніки.

Телескопічний домкрат відрізняється від звичайного тим, що може піднімати вантаж на висоту вдвічі більшу без перестановки, завдяки наявності двох поршнів, які входять один в другий. Під час подачі робочої рідини під поршні відбувається послідовне переміщення спочатку зовнішнього, а потім внутрішнього поршня.

При конструюванні гідравлічних домкратів можна легко одержати великі передаточні числа і малі габаритні розміри при великій вантажопідйомності.

У сільськогосподарських ремонтних майстернях застосовують гідравлічні домкрати з ручним приводом вантажопідйомністю 20...50 кН.

Будова і принцип дії гідравлічного домкрата (рис. 7.1) такі: насос, який складається з циліндра 3, плунжера 2, важеля 1 і серги 8, подає рідину (дизельне мастило) через нагнітаючий клапан 4 в робочий циліндр 10, створюючи тиск рідини на поршень 7 і шток 9.

У тіло робочого поршня 7 вгвинчено гвинт 13, на якому закріплено опорну головку 14. При зворотному ході плунжера насоса рідина з резервуара 6 надходить через всмоктуючий клапан 5 у циліндр насоса 3.

Піднятий вантаж опускають, випускаючи рідину з робочого циліндра 10 в резервуар 6 за допомогою перепускного крана 12, який відкривають вручну. Перед початком експлуатації домкрата в резервуар 6 треба залити робочу рідину до рівня пробки 11 і перед початком підйому підвести головку 14 гвинта 13 впритул до вантажу.

Рівняння рівноваги сил, прикладених до важеля 1 насоса, має наступний вигляд:

$$F_p L - T l = 0, \quad (7.1)$$

де F_p - сила робітника, Н; T - сила опору руху поршня насоса, Н; L і l - плечі важеля, м.

Сила, що діє на поршень насоса визначається за формулою:

$$T = p \frac{\pi d^2}{4\eta}, \quad \text{Н}, \quad (7.2)$$

де p - тиск рідини в циліндрах домкрата, Н/м²; d - діаметр циліндра насоса, м; $\eta = 0,75...0,8$ - ККД домкрата.

Тиск рідини в робочому (вантажному) циліндрі і домкрата:

$$p = k \frac{4F_g}{\pi D^2}, \quad \text{Н/м}^2, \quad (7.3)$$

де $k = 1,2$ — коефіцієнт, який враховує втрати на тертя ущільнюючих манжет поршня об стінки циліндра і опір у клапанах; D — діаметр робочого циліндра, м.

Зазвичай тиск рідини $p \leq 10 \text{ МПа}$.

Підставивши значення T , і p у рівняння (7.1) і (7.2), можна визначити силу робітника:

$$P_p = KF_g \frac{l}{L} \cdot \frac{d^2}{D^2} \cdot \frac{l}{\eta}, H. \quad (7.4)$$

Відношення $\frac{l}{L}$ приймають від 0,05 до 0,1.

Об'єм рідини, яку подає насос у робочий циліндр домкрата за одну хвилину визначається за формулою, :

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \beta n s, \text{ м}^3/\text{хв}, \quad (7.5)$$

де n — кількість подвійних ходів плунжера насоса за хвилину; s - хід плунжера насоса, м; $\beta = 0,09...0,095$ — коефіцієнт втрати рідини через ущільнення.

Швидкість піднімання робочого поршня домкрата з вантажем:

$$v = \frac{4V}{\pi D^2}, \text{ м/хв}. \quad (7.6)$$

Зовнішній діаметр D_3 робочого циліндра визначається виходячи з теорії розрахунку на міцність товстостінних посудин:

$$[\sigma]_p = 2p \frac{D_3^2}{D_3^2 - D^2}, \text{ МПа}. \quad (7.7)$$

Інші розміри можна визначити з розрахунку на міцність за загальноприйнятою методикою.

Лабораторне обладнання

Домкрат гідравлічний, вимірювальний інструмент, комплект ключів.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією гідравлічного домкрата.
2. Накреслити ескіз з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні виміри.
4. Розрахувати вантажність.
5. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 7.1

Вихідні дані

Передаточне число важільної системи u	Зусилля робітника, F_p Н				
	100	150	200	250	300
	Варіант				
2	1	2	3	4	5
3	6	7	8	9	10
4	11	12	13	14	15

Протокол

Дослідження гідравлічного домкрата з ручним приводом

Таблиця 7.2

Експериментальне визначення основних параметрів гідравлічного домкрата

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позна- чення	Резуль- тат	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1.	Діаметр штока	d		
2.	Хід штока	h		
3.	Діаметр робочого плунжера	D		
4.	Хід робочого плунжера	H		
5.	Передаточне число важільної системи (за завданням)	U		
6.	Зусилля робітника (за завданням)	F_p		
7.	Кількість робочих ходів важеля за хвилину	m	30	
8.	Коефіцієнт втрати в манжетах	η_m	0,095	
9.	Коефіцієнт корисної дії домкрата	η_d	0,9	
10.	Товщина стінки циліндра	δ		
11.	Матеріал робочого циліндра	Сталь Ст 3 [σ_p]	50	$H/мм^2$

Таблиця 7.3

Розрахункові параметри гідравлічного домкрата

№ п/п	Величини, які визначаються	Формули	Розраху- нок	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1.	Зусилля на робочому плунжері	$F = F_p U \eta_m$		
2.	Тиск в робочому циліндрі домкрата	$p = \frac{4N}{\pi d} \eta_d$		
3.	Вантажність домкрата	$F_g = \frac{\pi D^2}{4} p$		
4.	Об'єм рідини, що подається в робочий циліндр	$V = \frac{\pi d^2}{4} m h$		

1	2	3	4	5
5.	Швидкість піднімання робочого плунжера	$V_n = \frac{4V}{\pi D^2}$		
6.	Мінімально допустима товщина стінки циліндра з умови міцності на розрив	$\delta = \frac{pD}{2[\sigma_p]}$		

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів гідравлічного домкрата (табл. 7.2).
4. Результати розрахунку параметрів гідравлічного домкрата (табл. 7.3)
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Які основні типи домкратів Вам відомі?
2. Як класифікуються гідравлічні домкрати?
3. Які приводи гідравлічних домкратів Ви знаєте?
4. У чому полягає принцип роботи гідравлічного домкрата з ручним приводом?
5. З яких механізмів складається машинний привід гідравлічного домкрата?
6. Від чого залежить ККД гідравлічного домкрата?
7. З яких основних елементів складається гідравлічний домкрат?
8. У чому полягає методика розрахунку гідравлічного домкрата?
9. В яких засобах завантаження розвантаження вантажів використовується принцип роботи гідравлічного домкрата?

Лабораторна робота №8

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

Мета роботи: Ознайомитись з конструкцією та принципом дії двоколодкового гальма, визначити гальмівний момент та основні параметри.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Гальма призначені для регулювання або зменшення швидкості мас, які

рухаються (вантажу при опусканні, вантажного візка, стріли і крана в цілому, коли він під'їжджає до кінця шляху), повної зупинки механізмів вантажопідйомної машини, а також для збереження маси у стані спокою при намаганні її рухатись.

Від надійності роботи гальм залежать: довговічність вантажопідйомних машин; безпека робітників, які обслуговують зону дії цих машин і тих, які керують їх механізмами; безпека устаткування, що перебуває в зоні дії вантажопідйомних машин.

Гальмування провадиться за рахунок тертя нерухомих деталей, що притискаються до тих, які обертаються. Гальма, залежно від виду і конструкції гальмівних деталей, поділяються на колодкові, стрічкові, конусні і дискові. Гальма бувають розімкнені і замкнені.

У розімкнених гальмах гальмівні деталі (колодки, стрічки, диски) притискаються до деталей, які обертаються, лише в період гальмування. Ці гальма найчастіше застосовують у механізмах пересування і повороту.

У замкнених гальмах гальмівні деталі постійно притиснуті до тих, що гальмуються. Розмикають їх чи дією сили робітника на важіль, чи автоматично (в момент вмикання електродвигуна) за допомогою спеціальних пристроїв (електромагнітів або гідро- і пневмопоршневих штовхачів).

Замкнені гальма найчастіше застосовують у механізмах підйому, оскільки вони, в поєднанні із зупинниками, забезпечують надійне затримання піднятого вантажу в підвішеному стані, а також регулювання швидкості опускання вантажу. Ці гальма бувають стопорні, спускні і комбіновані.

Стопорні гальма затримують вантаж в момент вимкнення двигуна в даному положенні.

Спускні гальма застосовують для регулювання швидкості руху вантажу при опусканні.

Комбіновані – для регулювання швидкості руху маси і для її зупинки в потрібний момент.

Гальмівний момент механізму підйому визначають за такою формулою:

$$T_{\Gamma} = \beta_{\Gamma} T_c, H_m, \quad (8.1)$$

де β_{Γ} – коефіцієнт запасу гальмування, що враховує динамічні навантаження при гальмуванні, який вибирають за табл. 8.1; T_c – статичний момент, тобто крутний момент зворотного ходу, який виникає на гальмівному валу в початковий момент спускання вантажу під дією піднятого вантажу, H_m .

Коефіцієнт запасу гальмування за нормами Держгіртехнагляду

Коефіцієнт запасу гальмування	β_r
Механізмів з ручним і машинним приводом при легкому режимі роботи	1,50
Механізмів з машинним приводом при середньому режимі роботи	1,75
Механізмів з машинним приводом при важкому режимі роботи	2,00
Механізмів з машинним приводом при дуже важкому безперервному режимі роботи	2,50

Гальмівний момент для зупинки вантажного візка або ходових (підкранових) візків повинен бути такий, щоб гальмівне зусилля, зведене до кола обода коліс, не перевищувало сил зчеплення їх з рейками. Ця умова забезпечує зупинку візків (або крана в цілому) без буксування ведучих коліс по рейках, а тому треба дотримуватися такої умови:

$$Q_r = (0,7 \dots 0,8) Q_{зч}, H \quad (8.2)$$

де Q_r – сила гальмування, зведена до ободу приводних коліс, H ; $Q_{зч}$ – сила зчеплення приводних коліс з рейками, H .

Силу зчеплення визначають за такою формулою:

$$Q_{зч} = f_{зч} \sum P, H, \quad (8.3)$$

де $f_{зч}$ – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з рейками; $\sum P$ – сумарне навантаження на ведучі колеса, H .

Коефіцієнт зчеплення приймають: для рейкових кранів, що працюють у приміщеннях – $f_{зч} = 0,15 \dots 0,20$; для рейкових кранів, які працюють поза приміщеннями – $f_{зч} = 0,12 \dots 0,15$.

Гальмівний момент на гальмівному валу механізму пересування визначають за такою формулою

$$T_r = \frac{Q_r D_k \eta_T}{2u}, H_m, \quad (8.4)$$

де D_k – діаметр ходового колеса візка, m ; η_T – ККД трансмісії; u – передаточне число передач між гальмівним валом і приводними колесами візка.

Колодкові гальма

Гальмування колодковими гальмами відбувається за рахунок тертя між гальмівним шківом і колодками.

На рис. 8.1 а наведено схему одноколодкового гальма, яке замикає сила G . На контактних поверхнях шківа і колодки, внаслідок дії сили G_0 ; виникають при гальмуванні сила нормального тиску N_0 і сила тертя $F = fN_0$. На рис. 1 а показані сили N_0 та fN_0 , прикладені до гальмівного шківа, а на рис. 1 б – ті ж сили, які діють на гальмівну колодку.

Силу нормального тиску N_0 , при вибраному діаметрі гальмівного шківів, визначають з такого рівняння:

$$F \frac{D}{2} = T_{\Gamma}, \text{ або } f N_0 \frac{D}{2} = T_{\Gamma}, H, \quad (8.5)$$

де D – діаметр гальмівного шківів, м; T_{Γ} – гальмівний момент, який визначають для механізму підйому за рівнянням (1), а для механізму пересування за рівнянням (2); $F=fN_0$ – сила тертя гальма на поверхнях, що труться, Н; f – коефіцієнт тертя, який вибирають з табл. 8.2.

Звідси:

$$N_0 = \frac{2M_{\Gamma}}{fD}, H, \quad (8.6)$$

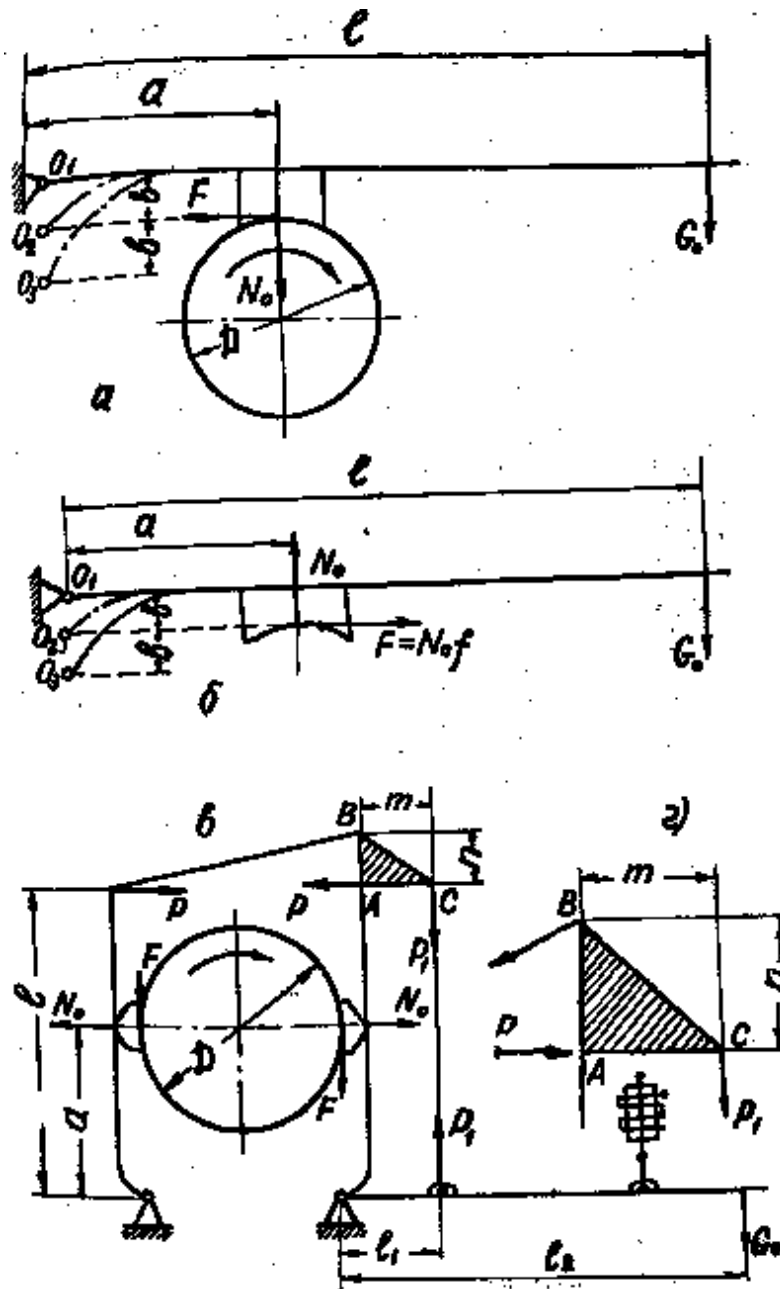


Рис. 8.1 Одноколодове гальмо.

Коефіцієнти тертя на робочих поверхнях гальм

Матеріали поверхонь, що труться	Коефіцієнти тертя f		
	при сухих поверхнях	при випадковому	при змащених поверхнях
Сталь по сталі	0,15 ... 0,18	0,10 ... 0,12	0,05 ... 0,06
Сталь по чавуну	0,16 ... 0,20	0,10 ... 0,12	0,05 ... 0,06
Чавун по чавуну	0,15 ... 0,20	0,10 ... 0,12	—
Азбестова тканина стрічка по сталі або чавуну	0,35 ... 0,45	0,20 ... 0,25	0,15 ... 0,20
Вальцьована азбестова стрічка по сталі або чавуну	0,40 ... 0,50	0,30 ... 0,35	0,15 ... 0,20

Щоб визначити замикаючу силу G_0 , розглянемо рівновагу гальмівного важеля (рис.8.1, б) для трьох варіантів розміщення осі повороту важеля. Прийнемо обертання гальмівного шківa при гальмуванні за годинниковою стрілкою:

$$\sum M_{0_1} = -G_0 l + N_0 a + Fb = 0, \text{ звідки } G_0 = \frac{N_0 a + Fb}{l}; \quad (8.7)$$

$$\sum M_{0_2} = -G_0 l + N_0 a = 0, \quad \text{звідки } G_0 = \frac{N_0 a}{l}; \quad (8.8)$$

$$\sum M_{0_3} = -G_0 l + N_0 a + Fb = 0, \text{ звідки } G_0 = \frac{N_0 a - Fb}{l}. \quad (8.9)$$

Якщо змінити напрям обертання гальмівного шківa на зворотний, тобто проти годинникової стрілки, то рівняння (8.7) і (8.9) поміняються місцями, оскільки сила тертя F змінить свій напрям на зворотний.

Аналізуючи ці рівняння, приходимо до такого висновку: в гальмах, у яких шарнір важеля розміщений на лінії дії сили тертя (другий варіант), величина замикаючої сили G_0 не змінюється при зміні напрямку обертання гальмівного шківa, а тому такі гальма придатні для механізмів підйому, пересування і повороту; при першому і третьому варіантах величина замикаючої сили G_0 змінюється при зміні напрямку обертання гальмівного шківa, а тому вони придатні лише для механізмів підйому.

Істотним недоліком одноколових гальм є велике зусилля, що передається на вал гальмівного шківa і його опори. Тому одноколові гальма застосовують рідко і лише у вантажопідйомних машинах невеликої вантажопідйомності з ручним приводом. Частіше застосовують двоколові гальма.

На рис. 8.1,в наведено схему двоколового гальма замкнутого типу, яке розмикається за допомогою електромагніта, а замикається силою G_0 в момент зупинки двигуна при вимкненому струмі електромагніта. Обертання

гальмівного шківа при гальмуванні прийнято на рис.1, в за годинникову стрілкою. До колодок прикладені сили N_0 і F .

Момент тертя, який утворює двоколодове гальмо на гальмівному шківі:

$$T_r = fDN_0, H_m. \quad (8.10)$$

З цього рівняння

$$N_0 = \frac{T_r}{fD}, H. \quad (8.11)$$

Сили F , прикладені до кінців важелів гальмівних колодок, при даному розміщенні шарнірів цих важелів, визначаються за другим варіантом рівняння (4):

$$F = \frac{N_0 a}{l} = \frac{M_r a}{fDl}, H. \quad (8.12)$$

З умови рівноваги двоплечого важеля ABC (рис. 8.1, *г*) визначається сила P в тязі вантажного важеля:

$$T_e = F_n - F_1 m = 0, \quad F_1 = \frac{F_n}{m}, H, \quad (8.13)$$

Після цього з умови рівноваги вантажного важеля визначають замикаючу силу G_0 .

$$G_0 = \frac{Fnl_1}{ml_2}, H. \quad (8.14)$$

Колодка, при жорсткому її кріпленні до гальмівного важеля (рис. 8.2, *а*) нерівномірно прилягає до гальмівного шківа, тому частіше застосовується шарнірне закріплення колодок (рис. 8.2, *б*), при якому тиск на поверхню тертя розподіляється рівномірніше.

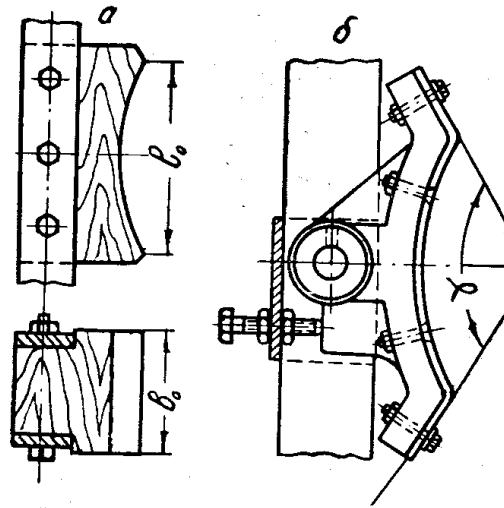


Рис. 8.2. Кріплення гальмівних колодок

Плечі важелів вибирають так, щоб величина сили G_0 , перебувала в межах 30 ... 200 Н.

При попередньому розрахунку колодкових гальм рекомендується приймати діаметри гальмівних шківів залежно від величини гальмівного моменту (табл. 8.3).

Таблиця 8.3.

Діаметри гальмівних шківів колодкових гальм

Гальмівний момент T_f Нм	До 20	70...160	250...500	1100
Діаметр гальмівного шківа D , м	0,1	0,2	0,3	0,4

Гальмівні колодки бувають дерев'яні (рис.8.2,а), чавунні і чавунні з фрикційними накладками (рис. 8.2,б). Кут обхвату шківа колодкою рекомендується приймати $\gamma=60...120^\circ$ (1...2 рад). Радіальний відхід колодок від гальмівного шківа допускається від 0,6 до 1,5 мм (більші значення при шківках більшого діаметра).

Ширину колодки b_0 (рис. 8.2, а) визначають з розрахунку на питомий тиск.

$$b_0 = \frac{N_0}{l_0[p]}, \text{ м}, \quad (8.15)$$

де l_0 – довжина (розмір по хорді) колодки, м; $[p]$ – допустимий питомий тиск, який вибирають з табл. 8. 4.

Нагрівання і спрацювання гальм залежить від величини фактичного питомого тиску p і швидкості ковзання v на поверхнях тертя. У зв'язку з цим Держгіртехнагляд рекомендує перевіряти їх на нагрівання:

Таблиця 8.4.

Значення допустимих питомих тисків для колодкових гальм

Матеріали поверхонь, що труться	$[p]$ $МН/м^2$	
	для стопорних гальм	для спускних і комбінованих гальм
Чавун по чавуну або сталі	2,0	1,5
Сталь по сталі	0,4	0,2
Дерево по чавуну	0,8	0,5
Стрічка гальмівна азбестова по сталі або чавуну	0,6	0,3
Стрічка вальцьована по сталі або чавуну	0,6	0,4
Дерево по чавуну	0,6	0,4

стопорні і комбіновані гальма за формулою

$$pv \leq 5 \text{ МН/м}^2 \cdot \text{с};$$

спускні гальма за формулою

$$pv \leq 2,5 \text{ МН/м}^2 \cdot \text{с};$$

де p – фактичний питомий тиск, $МН/м^2$; v – швидкість ковзання, $м/сек$.

Обладнання та прилади

Макет колодкового гальма, комплект ключів, вимірювальний інструмент .

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією гвинтового домкрата.
2. Накреслити ескіз з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні виміри.
4. Розрахувати вантажність з умови прикладеного робітником зусилля (за завданням) і умови міцності різьби.
5. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 8.5.

Варіант завдання

Матеріал тертя	Зусилля робітника, H				
	100	150	200	250	300
Сталь по сталі $f = 0.16, [p] = 1.5 \text{ Н/мм}^2$	1	2	3	4	5
Дерево по чавуну $f = 0.35, [p] = 0.6 \text{ Н/мм}^2$	6	7	8	9	10
Азбест по сталі $f = 0.45, [p] = 0.4 \text{ Н/мм}^2$	11	12	13	14	15

Протокол

Дослідження колодкового гальма

Таблиця 8.6

Експериментальне визначення основних параметрів колодкового гальма

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1	2	3	4	5
1.	Діаметр гальмівного барабана	D		
2.	Ширина барабана	B		
3.	Кут охоплення барабана колодкою	α		
4.	Ширина колодки	B_k		
5.	Зусилля робітника (за завданням)	F		
6.	Матеріал тертя (за завданням)			
7.	Коефіцієнт тертя пари	f		
8.	Допустимий питомий тиск	$[p]$		
9.	Плечі важелів:			
	правого	a, b, c, d		
	лівого	a_1, b_1, c_1, d_1		

Таблиця 8.7

Розрахункові параметри колодкового гальма

№ п/п	Величини, які визначаються	Формули	Розраху- нок	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1.	Передаточне число важільної системи			
	правої	u_n		
	лівої	$u_{\text{л}}$		
2.	Зусилля, що діє на колодку			
	праву	$N_n = F \cdot u_n$		
	ліву	$N_{\text{л}} = F \cdot u_{\text{л}}$		
3.	Сила тертя між колодкою і барабаном			
	правий бік	$F_n = N_n \cdot f$		
	лівий бік	$F_{\text{л}} = N_{\text{л}} \cdot f$		
4.	Сумарний гальмівний момент, що створюється на барабані	$T = \frac{D}{2}(F_n + F_{\text{л}})$		
5.	Площа контакту із барабаном	$A = B_k \cdot D \sin \frac{\alpha}{2}$		
6.	Допустиме зусилля на одну колодку	$[N] = A[p]$		
7.	Максимальна сила тертя між колодкою і барабаном	$F_{\text{max}} = [N] \cdot f$		
8.	Максимальний гальмівний момент	$M_{\text{max}} = 2F_{\text{max}} \frac{D}{2}$		
9.	Максимально допустиме зусилля на ручці гальма	$F_{\text{max}} = F_{\text{max}}^n + F_{\text{max}}^{\text{л}}$		
		$F_{\text{max}}^n = \frac{[N]}{U_n}$		
		$F_{\text{max}}^{\text{л}} = \frac{[N]}{U_{\text{л}}}$		

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів колодкового гальма (табл. 2).
4. Результати розрахунку параметрів колодкового гальма (табл. 3)
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Які основні типи гальм Вам відомі?
2. Від чого залежить максимальний гальмівний момент?
3. З яких основних елементів складається колодкове гальмо?
4. У чому полягає розрахунок колодкового гальма ?
5. Які матеріали використовують для накладок гальмівних колодок?
6. Які недоліки жорсткого кріплення колодок?
7. Як визначають передаточне число важільної системи колодкового гальма?

Лабораторна робота № 9

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЧКОВОГО ГАЛЬМА

Мета роботи: Ознайомлення з конструкцією та принципом дії стрічкового гальма, визначення основних параметрів.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Гальма регулюють або зменшують швидкості мас, які рухаються (вантажу при опусканні, вантажного візка, стріли і крана в цілому, коли він під'їжджає до кінця шляху) і призначені для повної зупинки механізмів вантажопідйомної машини і для збереження маси у стані спокою при намаганні її рухатись.

Від надійності роботи гальм залежать: довговічність вантажопідйомних машин; безпека робітників, які обслуговують зону дії цих машин і тих, які керують їх механізмами; безпека устаткування, що перебуває в зоні дії вантажопідйомних машин.

Гальмування провадиться за рахунок тертя нерухомих деталей, що притискуються до тих, які обертаються.

Гальма, залежно від виду і конструкції гальмівних деталей, поділяються на колодкові, стрічкові, конусні і дискові. Гальма бувають розімкнені і замкнені.

У розімкнених гальмах гальмівні деталі (колодки, стрічки, диски) притискуються до деталей, які обертаються, лише в період гальмування. Ці гальма найчастіше застосовують у механізмах пересування і повороту.

У замкнених гальмах гальмівні деталі постійно притиснуті до тих, що гальмуються. Розмикають їх чи дією сили робітника на важіль, чи автоматично (в момент вмикання електродвигуна) за допомогою спеціальних пристроїв (електромагнітів або гідро- і пневмопоршневих штовхачів).

Замкнені гальма найчастіше застосовують у механізмах піднімання, оскільки вони, забезпечують надійне затримання піднятого вантажу в

підвішеному стані, а також регулювання швидкості опускання вантажу. Ці гальма бувають стопорні, спускні і комбіновані.

Стопорні гальма затримують вантаж на висоті в момент вимкнення двигуна.

Спускні гальма застосовують для регулювання швидкості руху вантажу під час опусканні.

Комбіновані – для регулювання швидкості руху маси і для її зупинки в необхідний момент часу.

Гальмівний момент механізму піднімання визначають за такою формулою:

$$T_{\Gamma} = \beta_{\Gamma} T_c, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (9.1)$$

де β_{Γ} – коефіцієнт запасу гальмування, що враховує динамічні навантаження при гальмуванні, T_c – статичний момент, тобто крутний момент зворотного ходу, який виникає на гальмівному валу в початковий момент спускання вантажу під дією піднятого вантажу, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

У стрічкових гальмах гальмування відбувається за рахунок сил тертя між гнучкою стрічкою і гальмівним шківом.

Вони поділяються на прості, диференціальні і підсумовуючі.

У простого гальма (рис. 9.1 а) набіжний кінець стрічки прикріплений до нерухомого шарніра, а збіжний – до гальмівного важеля. Замикає гальмо прикладена до кінця важеля сила G_0 , яка викликає в набіжній вітці силу натягу T , а в збіжній – силу t .

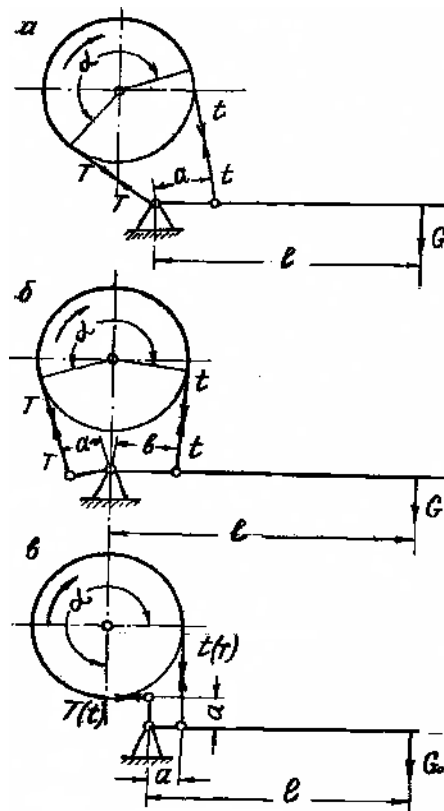


Рис. 9.1. Типи стрічкових гальм

Прості стрічкові гальма застосовують для механізмів піднімання, оскільки вони здійснюють однобічне гальмування (при опусканні вантажу). Їх не рекомендується застосовувати для механізмів пересування і повороту, тому що в цьому випадку необхідне однакове гальмування при різних напрямках руху.

У диференціального гальма (рис.9.1 б) кінці стрічки прикріплені до важеля з обох боків від осі його повороту, але на різних відстанях. Це гальмо, як і просте, застосовують для механізмів з одностороннім гальмуванням. Диференціальні гальма відзначаються різким гальмуванням і їх застосовують при гальмуванні лише в механізмах піднімання з ручним приводом.

У підсумовуючого гальма (рис. 9.1 в) кінці гальмівної стрічки закріплені по обидва боки від осі повороту важеля, але так, що плечі сил T і t однакові, тому величина замикаючої сили G_0 для цих гальм однакова при обертанні гальмівного шківів у будь-якому напрямі. Це гальмо можна застосовувати для механізмів піднімання, пересування та повороту.

Сили натягу в набіжній і збіжній вітках стрічки визначають за такими рівняннями:

$$T = te^{\alpha f}; \quad T - t = F, \quad (9.2)$$

де e - основа натуральних логарифмів; α – кут обхвату стрічкою гальмівного шківів, *рад*; f – коефіцієнт тертя, який вибирають з табл. 8.2; F – сила тертя між стрічкою і гальмівним шківом

$$F = \frac{2T_g}{D}, \text{ Н.} \quad (9.3)$$

Гальмівний момент при розрахунку гальма механізму піднімання визначають за рівнянням (9.1), а для гальма механізму пересування – за рівнянням (8.4). Діаметр гальмівного шківів приймають залежно від величини гальмівного моменту (табл. 9.1).

Таблиця 9.1.

Діаметри гальмівних шківів стрічкових гальм

Гальмівний момент T_g , Нм	700; 800	1400; 1600	1800; 2100
Діаметр гальмівного шківів D , м	0,2...0,25	0,3...0,35	0,4...0,45

Замикаюча сила G_0 визначиться з умови рівноваги важеля:

$$\begin{aligned} \text{для простого гальма, (рис. 9.1, а)} \quad G_0 &= \frac{ta}{l}, \text{ Н;} \\ \text{для диференціального (рис. 9.1, б)} \quad G_0 &= \frac{tb - Ta}{l}, \text{ Н;} \\ \text{для підсумовуючого (рис. 9.1, в)} \quad G_0 &= \frac{(T + t)a}{l}, \text{ Н.} \end{aligned} \quad (9.4)$$

Плечі важелів треба вибрати так, щоб замикаюча сила вибирається так щоб замикаюче зусилля було в межах $G_0 = 20 \dots 200 \text{ Н}$.

У диференціальних гальмах, для уникнення самогальмування, плечі гальмівного важеля a і b вибирають так, щоб було задоволено умову $tb - Ta > 0$.

Ширину гальмівної стрічки визначають з розрахунку на питомий тиск, а тому треба визначити найбільшу величину питомого тиску між стрічкою і шківом (рис. 9.2). Виділимо на зовнішній поверхні гальмівного шківа елемент дуги, обмежений кутом $d\alpha$ на набіжному кінці стрічки в початковій точці обхвату шківа.

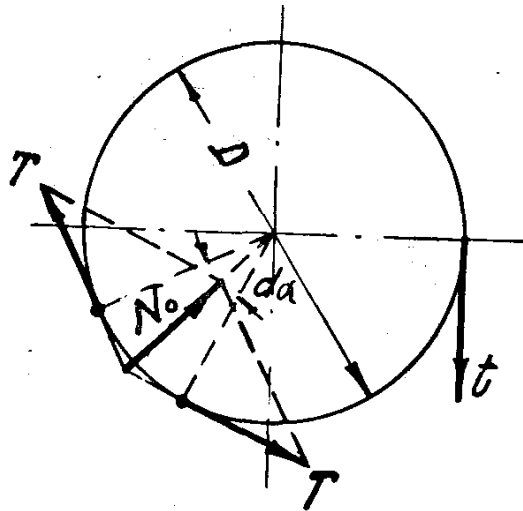


Рис. 9.2. Схема для розрахунку стрічки гальма

Нормальна сила N_0 , що діє на цей елемент дуги по всій ширині стрічки становитиме:

$$N_0 = p_{\max} b_0 R d\alpha, \text{ Н}, \quad (9.5)$$

де $p_{\max}$ – максимальний питомий тиск, Н/м^2 ; b_0 – ширина стрічки, м; $R = \frac{D}{2}$ – радіус гальмівного шківа, м.

Крім цього, нормальна сила N_0 є геометричною сумою сил натягу стрічки T (рис. 9.2) :

$$N_0 = 2T \sin \frac{d\alpha}{2}, \text{ або } N_0 = 2T \sin \frac{d\alpha}{2} = T d\alpha, \text{ Н.} \quad (9.6)$$

Порівнюючи праві частини рівняння, що виражають N_0 , одержимо

$$p_{\max} = \frac{2T}{b_0 D}, \text{ Н/м.} \quad (9.7)$$

Підставивши в рівняння (9.7) замість $p_{\max}$ допустимий питомий тиск $[p]$, визначаємо ширину стрічки:

$$b_0 = \frac{2T}{D[p]}, \text{ м.} \quad (9.8)$$

Таблиця 9.2.

Значення допустимих питомих тисків для стрічкових гальм

Матеріали поверхонь, що труться	$[p]$ МН/м ²	
	Для стопорних гальм	Для спускних і комбінованих гальм
Стальні стрічки по чавуну або сталі	1,5	1,0
Стрічка гальмівна азбестова по сталі або чавуну	0,6	0,3
Стрічка вальцьована по сталі або чавуну	0,8	0,4
Дерево по чавуну	0,6	0,4

Товщина сталюї гальмівної стрічки визначається із розрахунку її на розтяг (товщина фрикційної накладки при розрахунку стрічки на міцність не враховується), м,

$$\delta = \frac{T}{(b_0 - id)[\sigma]_p}, \quad (9.9)$$

де δ – товщина стрічки, м; i – загальна кількість площин зрізу заклепок; d – діаметр заклепки, м (звичайно $d=0,004\dots 0,01\text{м}$); $[\sigma]_p$ – допустиме напруження на розтяг стрічки в Н/м², яку вибирають з табл. 9.3.

Таблиця 9.3.

Допустимі напруження на розтяг для сталюних стрічок

Марка сталі	Сталь Ст. 3	Сталь Ст. 4 і сталь 20	Сталь Ст. 5 і сталь 35 (нормалізована)	Сталь Ст. 6 і сталь 45 (нормалізована)
$[\sigma]_p$ МН/м ²	70	80	100	120

Стандартні величини стрічок такі: 25, 30, 40, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200 мм. Товщина стрічки $\delta=0,75 \dots 2$ мм (менші значення для шківів малих діаметрів).

Фрикційну накладку кріплять до сталюї стрічки мідними або алюмінієвими заклепками з потайною головкою. Дерев'яні накладки (з бука, граба, тополі) кріплять до стрічки двома або чотирма болтами кожную, залишаючи між сусідніми накладками зазор 4 ... 6 мм.

Обидва кінці стрічки кріплять до важеля за допомогою стрем'янок. Радіальний відхід стрічки від шківа регулюють гвинтовою стяжкою біля збіжного кінця стрічки. Величину радіального відходу стрічки приймають від 1 до 3 мм (менші значення при шківів малих діаметрів).

Лабораторне обладнання та прилади

Гальмо стрічкове, вимірювальний інструмент, калькулятор.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією гальма стрічкового.
2. Накреслити ескіз з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні виміри.
4. Розрахувати основні розрахункові параметри стрічкового гальма.
5. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 9.4.

Варіант завдання

Зусилля робітника на важелі гальма, F_p, H	Довжина важеля, $L, мм$				
	500	600	700	800	900
200	1	2	3	4	5
250	6	7	8	9	10
300	11	12	13	14	15

Протокол

Дослідження гальма стрічкового з ручним приводом

Таблиця 9.5

Експериментальне визначення основних параметрів гальма стрічкового

Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1	2	3	4
1. Діаметр гальмівного барабана	d_6		мм
2. Ширина гальмівної стрічки	b		мм
3. Товщина стрічки	δ		мм
4. Кут охоплення барабана стрічкою	α		рад
5. Довжина корінного плеча важеля	l_2		мм
6. Коефіцієнт тертя накладки стрічки по барабану	f	0.3	

Розрахункові параметри гальма стрічкового

№ п/п	Величини, які визначаються	Формули	Розраху- нок	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1	Натяг веденої частини стрічки	$F_2 = F_p \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_2}$		
2	Натяг ведучої частини стрічки	$F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha}$		
3	Гальмівний момент на барабані	$T_z = F_1 \cdot \frac{d_{\phi}}{2}$		
4	Максимальний питомий тиск на гальмівній накладці	$P_{\max} = \frac{2 \cdot F_1}{d_{\phi} \cdot b}$		

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів стрічкового гальма (табл. 9.5).
4. Результати розрахунку параметрів стрічкового гальма (табл. 9.6)
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Які основні типи стрічкових гальм Вам відомі?
2. З яких основних елементів складається стрічкове гальмо?
3. У чому полягає розрахунок стрічкового гальма?
4. Яке співвідношення зусиль, що виникають у вітках стрічкового гальма?
5. З яких міркувань визначають ширину стрічки гальма?
6. З яких міркувань визначають товщину стрічки гальма?
7. З яких матеріалів виготовлюють накладки стрічкових гальм?

ВИВЧЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КОЗЛОВОГО КРАНА

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією козлового крана, провести виміри основних елементів металоконструкції та виконати їх розрахунок з умов міцності та жорсткості.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Металоконструкція, на якій монтуються робочі механізми піднімання, повороту, переміщення, електрообладнання і прилади керування – називається остовом. Конструкція остова визначається схемою та умовами роботи вантажопідіймальних машин (ВПМ) і повинна задовольняти вимогам міцності, жорсткості, надійності, довговічності і стійкості. В свою чергу вона повинна бути раціонально металоємною та трудомісткою.

Елементи металоконструкції можуть між собою з'єднуватись шарнірно, роз'ємним і нероз'ємним з'єднанням (болтове, заклепкове, зварне з'єднання), а функції ланок змінної довжини можуть виконувати гідроциліндри. Матеріалом для виготовлення металевих конструкцій кранів служать вуглецеві (Ст.2...Ст.5 ГОСТ 380-71) та низьколеговані сталі. Під час експлуатації ВПМ в елементах їх металоконструкцій виникають напруження розтягу, стиску, згину, а також сумісна дія стиску (розтягу) і згину, які визначаються за формулами з курсу опору матеріалів.

Допустимі напруження розтягу, стиску та згину можна прийняти в межах $[\sigma]_{p, \text{ст, зг}} = 145 \dots 210 \text{ МПа}$, для заклепкових з'єднань $[\tau]_{зр} = 110 \dots 145 \text{ МПа}$ та для зварних з'єднань $[\tau]_{зр} = 72 \dots 110 \text{ МПа}$, або

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_m}{[s]}, \text{ МПа},$$

де σ_m – граничні напруження даного виду напружень (межа текучості), МПа; $[s]$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Всі навантаження, що діють на металоконструкцію крана поділяються на постійні, тимчасові та інерційні. До постійних відносяться навантаження, які діють постійно незалежно від того, знаходиться кран в робочому чи неробочому стані (вага металоконструкції крана та механізмів, що знаходяться на ній).

$$F_n = k_1 g (m_{кр} + m_{мех}) = k_1 (G_{кр} + G_{мех}), \text{ Н}, \quad (10.1)$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує стійкість крана під час його руху (перевантаження), $k_1 = 1,1$; $m_{кр}$, $m_{мех}$, $G_{кр}$, $G_{ме}$ – відповідно маса (кг) та вага (Н) металоконструкції і механізмів; g – прискорення земного тяжіння, м/с^2 .

Несуча горизонтальна балка A розраховується на поперечний згин, вважаючи, що візок з вантажем розташований посередині прольоту L і вона вільно лежить своїми кінцями на опорах, а за наявності консолі вважається, що дане навантаження сконцентроване на її кінці. Попередньо вагою балки можна знехтувати або задатися на підставі існуючих конструкцій.

Розрахунок на міцність цієї балки проводиться за формулою:

$$\sigma_{32} = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma]_{32}, \quad (10.7)$$

де M – максимальний згинальний момент створений навантаженням F_{go} ; W_x – момент опору перетину балки відносно осі $x - x$; σ_{32} і $[\sigma]_{32}$ – відповідно розрахункова і допустима величина напруження згину.

Задаючи матеріал балки і допустиме напруження $[\sigma]_{32}$ можна знайти момент опору W_x профілю балки, за яким вибирається сортамент прокату або проектується балку складального (зварного) типу. Висоту h балки рекомендується приймати в межах $(0,05 \dots 0,07)L$.

Розраховану таким чином балку слід перевірити на жорсткість від згину, який полягає у визначенні стрілки прогину балки між опорами:

$$f = \frac{L^3 \cdot F_{go}}{48 \cdot E \cdot I_x} \leq [f] = 0.02 \cdot L; \text{ мм}, \quad (10.8)$$

або для консольного варіанту:

$$f = \frac{F_{go} \cdot l^2 (L + l)}{3 \cdot E \cdot I_x} \leq [f] = 0.02 \cdot l; \text{ мм}, \quad (10.9)$$

де E – модуль пружності матеріалу; I_x – осьовий момент інерції відносно осі $x-x$, мм^4

Жорсткість несучих балок, в залежності від величини L (або l), забезпечується встановленням ребер жорсткості, горизонтальними та вертикальними фермами.

Торцеві балки B у вертикальній площині дії згину від опорного тиску несучої балки (кран-балок) або сумісної дії згину і розтягу від зусиль, які передаються на стояки B або розносом Γ . Розрахунок проводиться у крайньому положенні візка з вантажем над балкою.

В горизонтальній площині несучу балку розраховують від дії сил інерції F_{in} від маси вантажу, візка, остова крана під час його гальмування або пуску.

Торцеві балки в горизонтальній площині перевіряють на міцність від дії сил інерції вантажу та візка під час гальмування і пуску.

Стояк B розраховують з умови міцності на стиск

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} \leq [\sigma]_c, \quad (10.10)$$

де A – площа небезпечного поперечного перерізу стержня.

Для цього, з умови рівноваги збіжної сили необхідно визначити розрахункове зусилля F_c , які діють на них.

$$F_c = \frac{F_{go}}{2 \cdot \sin \alpha}, H, \quad (10.11)$$

де α - кут нахилу ноги, град.

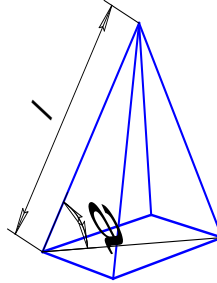


Рис. 10.2. Стояк крана козлового

Необхідна жорсткість стержнів ніг досягається обмеженням їх гранично допустимої гнучкості $\lambda_{гран}$. Для стержнів, які працюють на стиск можна прийняти $\lambda_{гран}=120...150$, а на розтяг $\lambda_{гран}=150...180$.

Переріз стержня вибирається за необхідного радіуса інерції r .

$$r = \frac{l}{\lambda_{гран}}, \text{ мм}, \quad (10.12)$$

де l – розрахункова довжина стержня мм.

На стійкість стержні перевіряють з умови міцності:

$$\sigma_{ст} = \frac{F_c}{A} \leq k_n [\sigma], \quad (10.13)$$

де k_n – коефіцієнт зменшення допустимих напружень в залежності від дійсного коефіцієнта λ гнучкості.

Дійсна гнучкість стержня:

$$\lambda = \frac{l}{r_{min}} = \frac{l}{\sqrt{I_{min} / A}} \leq \lambda_{гран}, \quad (10.14)$$

де r_{min} і I_{min} – відповідно мінімальний радіус (мм) і момент інерції (мм⁴) перерізу стержня. Стержні, які крім стиску (розтягу) працюють на згин, перевіряють на стійкість за формулою:

$$\sigma_{ст} = \frac{F}{k_n A} + \frac{M}{W_x} \leq [\sigma]_{зг}, \quad (10.15)$$

де M – розрахунковий згинальний момент, Нм; W_x – розрахунковий момент опору перерізу, мм³.

Лабораторне обладнання та прилади

Козловий кран (рис. 10.1), штангенциркуль, метрова лінійка, калькулятор.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією макету козлового крана.
2. Накреслити ескіз макету козлового крана з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні виміри елементів макету козлового крана.
4. Розрахувати основні параметри макету козлового крана:
визначити вантажність крана (варіанти 1...6), профіль двотаврової балки (варіанти 7..12);
визначити стрілку прогину балки;
вибрати профіль стояка за радіусом інерції.
5. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 10.1.

Вихідні дані.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Вихідні дані												
Номер балки	10	12	14	16	18	20	?	?	?	?	?	?
Вантажність	?	?	?	?	?	?	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Профіль стояка	L	O	□	L	O	□	L	O	□	L	O	□

Таблиця 10.2

Експериментальне визначення основних параметрів козлового крана

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1	2	3	4	5
1	Відстань між опорами	L		
2	Довжина консолі	l		
3	Момент опору балки	W		
4	Вага талі	F		
5	Довжина стояка крана	l_{cm}		

Розрахункові параметри козлового крана

№ п\п	Величини, які визначаються	Формула	Розрахунок	Розмірність
1	2	3	4	5
1	Визначити максимально допустиму вантажність або профіль балки з умов міцності на згин: (F_T – вага талі, H ; W_x – момент опору даної або вибраної балки, мм^3) між опорами на консолі	$(F_T + F_g) = \frac{4 \cdot W_x \cdot [\sigma]_{32}}{l}$ $(F_T + F_g)^I = \frac{[\sigma]_{32} \cdot W_x}{l_1}$		
2	Визначити стрілку прогину балки: ($E=2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності; I_x – момент інерції даної або вибраної балки, мм^4) між опорами: на консолі Схема стріли прогину балки:	$f = \frac{l^3 \cdot (F_T + F_g)}{48 \cdot E \cdot I_x}$ $f = \frac{(F_T + F_g) \cdot l^2 (L + l)}{3 \cdot E \cdot I_x}$		
3	Визначити радіус інерції і вибрати профіль стояка	$r = \frac{l_{cm}}{\lambda}$		
4	Розміри вибраного профілю			

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів козлового крана (табл. 10.2).
4. Результати розрахунку параметрів козлового крана (табл. 10.3).
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Які крани відносяться до кранів мостового типу?
2. У чому полягає відмінність розрахунку балки при різних положеннях електроталі?
3. У чому полягає розрахунок стріли прогину балки.
4. За яким параметром вибирається профіль балки.
5. За якою умовою вибирається профіль стояка?
6. В чому полягає на Вашу думку розрахунок механізму піднімання ?
7. В чому полягає на Вашу думку розрахунок механізму пересування?
8. На Вашу думку від чого буде залежити стійкість козлового крана ?
9. Яким параметром визначається стійкість крана ?

Лабораторна робота № 11

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗЧЕПЛЕННЯ ХОДОВИХ КОЛІС ЕЛЕКТРОТАЛІ З РЕЛЬСОМ

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією та принципом дії електроталі. Розрахувати механізм переміщення і визначити коефіцієнт зчеплення ходових коліс з рельсом.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Для механізації різноманітних робіт в промисловості і сільському господарстві широко використовуються електроталі як складові одиниці мостових, козлових, поворотних та інших типів кранів. Так, наприклад, в мостових електрокранах для піднімання і переміщення вантажів застосовують електротельфер (рис.11.1), який складається з електроталі і вантажного візка з електроприводом(рис. 11.2).

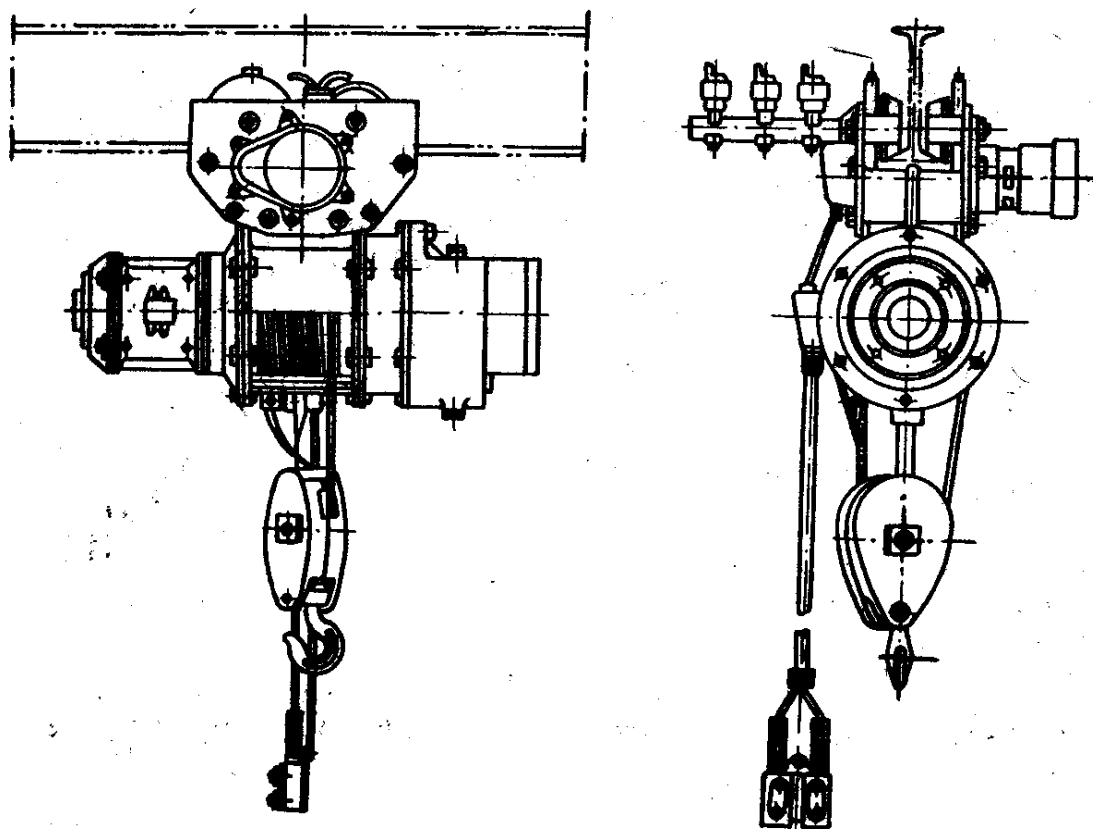


Рис. 11.1 Електротельфер

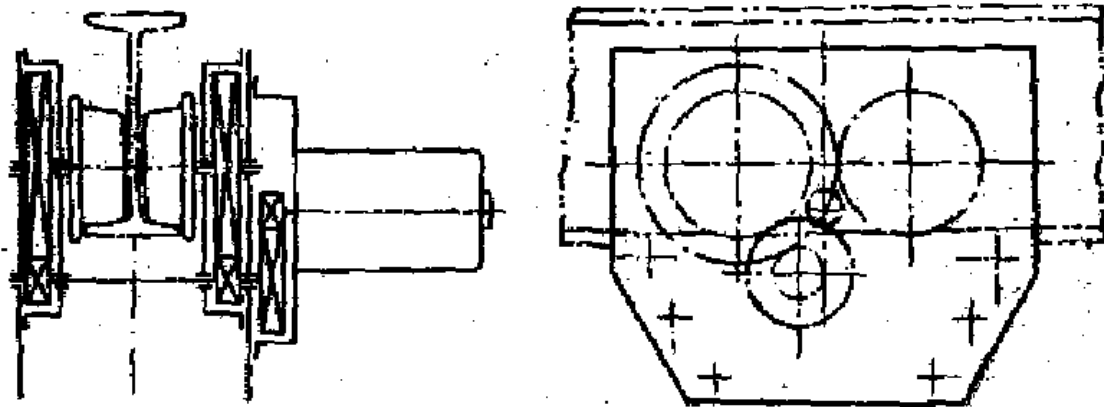


Рис. 11.2 Схема вантажного візка з електроприводом

Колеса вантажного візка електротельфера спираються на нижні полиці двотаврової балки крана, міст крана (двотаврова балка) може переміщатися спираючись на ходові візки.

На рис. 11.3 наведено кінематичну схему електроталі, яка складається з електродвигуна 1, барабана 2, поліспасти 3, зубчастого редуктора, спускного гальма з гвинтовим замиканням, дискового стопорного гальма 5 з пружинним замиканням і електромагнітним розмиканням. Кінець вала електродвигуна з'єднано муфтою 9 з валом 8, який вільно проходить через маточину барабана 2 і зубчастого колеса 7 (закріпленого на маточині барабана). На валу 8 закріпленого ведучу шестерню 6.

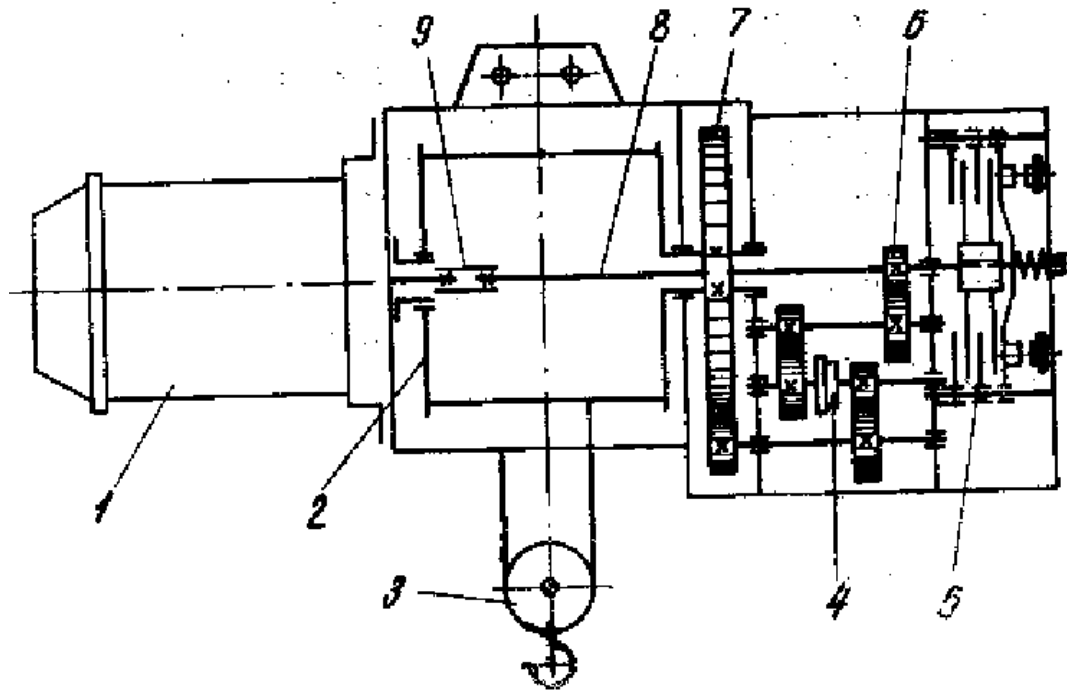


Рис.11.3 Кінематична схема електросталі

Електроталі вантажопідйомністю від 20 до 50 кН мають два гальма: одне з гвинтовим замиканням — спускне і одне з пружинним замиканням — стопорне. Електроталі вантажопідйомністю від 2,5 до 5 кН мають тільки одне — спускне дискове гальмо з гвинтовим замиканням.

Потужність на валу двигуна електроталі визначають при усталеному русі вантажу, а короточасні перевантаження в період пуску і розгону враховують коефіцієнтом запасу потужності:

$$P = \frac{kF_g V}{\eta}, \text{ Вт}, \quad (11.1)$$

де F_g - вантажність електроталі, Н; V - швидкість піднімання вантажу, м/сек; η — ККД електроталі, включаючи ККД поліспасти; $k = 1,1 \dots 1,15$ — коефіцієнт запасу потужності.

Електродвигун вибирають залежно від потужності P за відповідними каталогами.

Знаючи кількість обертів вала електродвигуна $n_{\text{дв}}$ і кількість обертів вантажного барабана $n_{\text{б}}$, можна визначити передаточне редуктора:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}}. \quad (11.2)$$

Кількість обертів вантажного барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{60V}{\pi D_{\text{б}}}, \text{ об/хв}, \quad (11.3)$$

де $D_{\text{б}}$ — діаметр барабана по центрах витків каната, укладеного на барабані, м; V — швидкість намотування каната на барабан, м/сек.

Знаючи передаточне число можна спроектувати редуктор.

Під час руху ходових коліс крана необхідно врахувати опір: перекочуванню коліс, сил інерції при запуску механізму (динамічний опір), ухилу рельс, вітру. Для кранів, що працюють у приміщенні досить врахувати перші дві складові сумарного опору.

Отже, рушійна сила, яка необхідна для переміщення візка, повинна подолати опір перекочуванню ходових коліс візка і тертя в підшипниках. На рис. 11.4, г наведено схему навантаження на колесо візка. Навантаження умовно зведене до одного колеса, на яке передаються такі сили: F_g — сила тяжіння вантажу, який піднімають, і G_o — сила тяжіння тельфера чи крана.

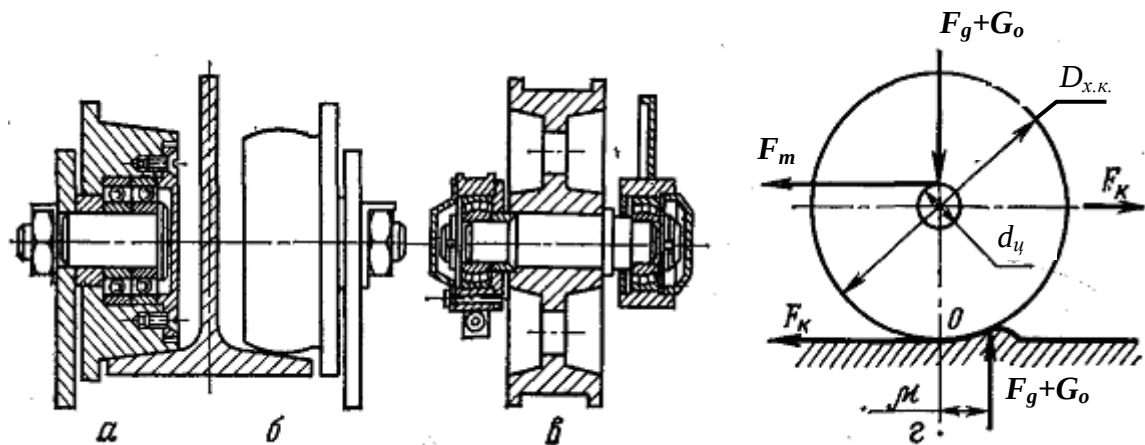


Рис.11.4 Ходові колеса: а, б і в - конструкція коліс; г – схема навантаження колеса.

Під час руху візка виникають момент тертя у підшипниках коліс $T_m = (F_g + G_o)f \frac{d_u}{2}$ - напрямлений у протилежний до обертання коліс бік, і вертикальна реакція опорної поверхні ($F_g + G_o$) зміщена у бік руху крана на величину μ (де μ — плече тертя кочення).

Щоб подолати опір руху візка, необхідно прикласти до його приводних коліс крутний момент T_m , величину якого визначається з умови рівноваги колеса:

$$(F_g + G_o)\mu + (F_g + G_o)f \frac{d_u}{2} - T_m = 0, \quad (11.4)$$

звідси

$$T_m = (F_g + G_o) \left(f \frac{d_u}{2} + \mu \right), \text{ Н.м.} \quad (11.5)$$

Визначаємо рушійну силу, яка дорівнює силі опору руху візка:

$$W_c = (F_g + G_o) \frac{f d_u + 2\mu}{D_{xk}}, \text{ Н.} \quad (11.6)$$

Коефіцієнт тертя f приймають; при підшипниках ковзання рівним 0,10...0,12; при підшипниках кочення— 0,03...0,04. Плече тертя кочення для чавунних та сталевих коліс при твердому покритті підлоги приймають $\mu = (0,12...0,15) 10^{-2} \text{ м}$; при коченні коліс по сталевих рейках $\mu = (0,05 \sim 0,08) 10^{-2} \text{ м}$. Діаметр d_u приймають рівним $0,2D_{\text{хк}}$ (де $D_{\text{хк}}$ — діаметр ходових коліс візка).

При русі ходових коліс візка може виникнути тертя маточини колеса по рамі візка і тертя ободу колеса по рейці при закругленнях колії, тому силу опору руху (6) необхідно записати у вигляді:

$$W_c = (F_g + G_o) \frac{fd_u + 2\mu}{D_{\text{хк}}} \cdot k, \text{ Н}, \quad (11.7)$$

де $k=1,5...3,0$ — коефіцієнт, який враховує цей додатковий опір.

Динамічний опір переміщенню візка можна визначити за формулою:

$$W_o = \frac{(F_g + G)V_b}{g \cdot t_n}, \text{ Н}, \quad (11.8)$$

де V - швидкість переміщення візка, м/с ; t - час розгону візка з вантажем, с .

Знаючи сумарний опір переміщенню і момент приведений до вала двигуна, можна визначити його потужність [3].

Лабораторне обладнання та інструмент

Електроталь, вимірювальний інструмент, секундомір.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з конструкцією і роботою електроталі.
2. Накреслити ескіз візка електроталі і кінематичну схему приводу.
3. Виконати необхідні заміри.
4. Визначити статичний момент опору переміщення візка, динамічний момент, час пуску, коефіцієнт зчеплення ходових коліс з рельсом.

Таблиця 11.1

Вихідні дані

№ варіанта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Вантажо- підйомність, кН	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5

Протокол

Визначення коефіцієнта зчеплення ходових коліс електроталі з рельсом

Таблиця 11.2

Експериментальне визначення основних параметрів електроталі

№ п/ п	Об'єкт вимірів	Позначення	Резуль- тат	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1	Електродвигун переміщення візка			
	а) тип	$\Phi TT-0,11/4$		
	б) потужність	$P_{\text{дв}}$	0,11	кВт
	в) число обертів	$n_{\text{дв}}$	1400	об/хв
	г) маховий момент якоря двигуна	$I_{\text{я}}$	0,01	кгм^2
	д) пусковий момент двигуна	$T_n = 1,6 T_n$		
	е) номінальний момент двигуна	$T_n = \frac{\pi n_{\text{дв}} P_{\text{дв}}}{30} \cdot 1000$		
2	Вага електроталі з візком	G_0	750	Н
3	Умовний вантаж	F_g		
4	Діаметр ходових коліс	$D_{\text{хк}}$	90	мм
5	Число ходових коліс	z		
6	Число ведучих коліс	z_b		
7	Діаметр цапфи ходових коліс	$d_{\text{ц}}$	17	мм
8	Швидкість переміщення візка	$V_{\text{в}}$		м/с
9	Передаточне число механізму переміщення	u	19,6	
10	ККД механізму переміщення	$\eta_{\text{м}}$	0,85	

Таблиця 11.3

Розрахункові параметри електро талі

№ п/ п	Величини, які визначаються	Формула	Розраху- нок	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1	Статичний опір переміщенню візка ($f = 0,02$ – коефіцієнт тертя в підшипниках кочення, $\mu = 0,004$ мм) – коефіцієнт тертя кочення сталюого колеса по рельсу, $k = 1,25$ – коефіцієнт, який враховує опір від тертя реборд)	$W_c = (F_g + G_0) \frac{f d_u + 2\mu}{D_{\text{хк}}} \cdot k$		
2	Динамічний опір переміщенню візка ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$)	$W_o = \frac{(F_g + G_0) V_b}{g \cdot t_n}$		
3	Час розгону візка з вантажем	$t_n = \frac{\frac{0,973(F_g + G_0) V_b^2}{n_{\text{об}} \eta} + \frac{1,25 I_{\text{я}} n_c}{375}}{T_n - T_c}$		
4	Статичний момент переміщенню візка, приведений до вала двигуна	$T_c = \frac{W_c D_{\text{хк}}}{2u\eta}$		
5	Момент опору на ходових колесах під час пуску	$T_{\text{хк}} = \frac{(W_c + W_o) D_{\text{хк}}}{2}$		
6	Фактичний коефіцієнт зчеплення	$\mu_o = \frac{2T_{\text{хк}} z}{(F_g + G_0) D_{\text{хк}} z_b}$		

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів електроталі (табл. 11.2).
4. Результати розрахунку параметрів електроталі (табл. 11.3).
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Які бувають приводи талей?
2. З яких основних елементів складається електроталь?

3. Що називається тельфером?
4. Від чого залежить ККД електроталі?
5. Які види опору необхідно подолати під час руху тельфера?
6. Як Ви розумієте статичний опір переміщенню візка?
7. Що таке динамічний опір переміщенню візка?
8. Які види тертя Вам відомі?
9. Яка розмірність коефіцієнтів тертя?

Лабораторна робота № 12

ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ СТАЦІОНАРНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО КРАНА

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією крана, провести виміри основних елементів металоконструкції та виконати розрахунок крана на стійкість.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Для зменшення згинальних моментів, які діють колону та перекидних моментів на поворотних кранах часто встановлюють противаги. Стійкість стаціонарних поворотних кранів залежить від правильного вибору сили ваги місця положення противаги.

Сила ваги противаги вибирається з умови рівності горизонтальних реакцій в опорах поворотного пристрою навантаженого і не навантаженого крана (рис. 12.1).

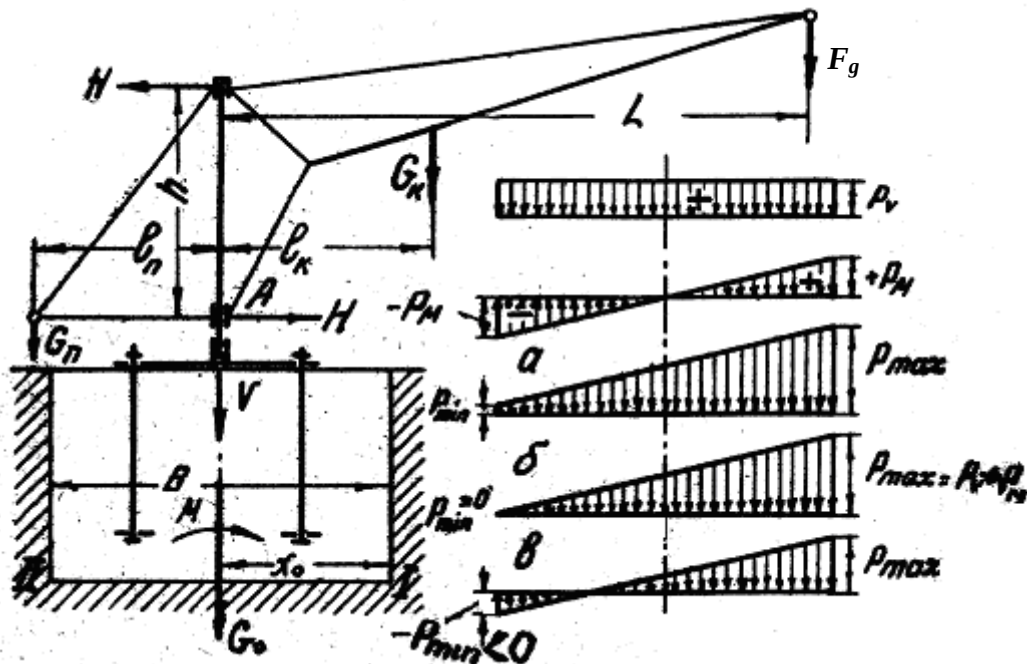


Рис. 12.1. Розрахункова схема поворотного крана

Для навантаженого крана рівняння рівноваги опорно-поворотної частини можна записати у наступному вигляді

$$-F_g L - G_k l_k + G_n l_n + Hh = 0, \quad (12.1)$$

де F_g , G_k , G_n , – відповідно сила ваги вантажу, крана і противаги κH ; H – горизонтальна складова реакції опори, κH ; h – відстань між опорами колони крана, m , L – виліт стріли, m ; l_k і l_n – відповідно відстань до центра мас крана і противаги.

З цього рівняння визначимо сили, які діють на радіальні підшипники навантаженого крана:

$$H = \frac{F_g L + G_k l_k - G_n l_n}{h}, H. \quad (12.2)$$

Для ненавантаженого крана рівняння рівноваги опорної поворотної частини матиме вигляд

$$-G_k l_k + G_n l_n - Hh = 0, \quad (12.3)$$

(момент сили H взято із знаком мінус у зв'язку з тим, що сила H при ненавантаженому крані змінює свій напрям на протилежний).

Звідси сила, що діє на радіальні підшипники:

$$H = \frac{-G_k l_k + G_n l_n}{h}, H. \quad (12.4)$$

Щоб визначити силу ваги противаги, прирівняємо праві частини рівнянь (12.2) і (12.3), внаслідок чого одержимо:

$$F_g L + G_k l_k - G_n l_n = -G_k l_k + G_n l_n,$$

звідки

$$G_n l_n = \frac{F_g L}{2} + G_k l_k \quad (12.5)$$

де $\frac{F_g L}{2}$ – перекидний момент від половини вантажу, який піднімає кран; $G_k l_k$ – повний момент від сили тяжіння поворотної частини крана.

З рівняння (12.5), задавшись l_n , можна визначити силу ваги противаги G_n . Для розрахунку крана із змінним вильотом рівняння (12.5) повинно бути складене при мінімальному вильоті стріли.

Щоб визначити силу ваги фундаменту G_o , складаємо рівняння моментів усіх сил відносно ребра перекидання I (рис. 1):

$$\begin{aligned} -F_g (L - x_o) - G_k (l_k - x_o) + G_n (l_n + x_o) + G_o x_o &= 0 \\ G_o &= \frac{F_g (L - x_o) + G_k (l_k - x_o) - G_n (l_n + x_o)}{x_o}, H, \end{aligned} \quad (12.6)$$

де $x_o = \frac{B}{2}$ – половина ширини підшви фундаменту.

Для кранів без противаги треба приймати у рівнянні (12.6) $G_n = 0$.

Для запобігання перекиданню крана разом з фундаментом треба, щоб момент стійкості у будь-якому положенні стріли був більший за перекидний, а тому силу ваги фундаменту приймають $G_{\phi} = (2 \dots 6)G_o$. Після вибору сили ваги визначають висоту фундаменту. Основа крана не повинна давати осідання, а тому треба, щоб питомий тиск на підшві фундаменту не перевищував допустимої величини.

Всі вертикальні сили, що діють на фундамент, можна звести до моменту M і сили V , що проходять через вісь колони. Осьова сила $V = F_g + G_K + G_n + G_{\phi}$ викликає появу між підшвою фундаменту (звичайно квадратною) і ґрунтом рівномірно розподіленого питомого тиску, величина якого рівна:

$$p_v = \frac{V}{B^2}, \text{ Па}$$

Момент $M = F_g L + G_K l_K - G_n l_n$ викликає на підшві фундаменту появу питомого тиску, який змінюється за законом похилої прямої (аналогічно до закону розподілу напружень при згині). Максимальну величину цього тиску можна визначити так:

$$p_m = \frac{M}{W} = \frac{6M}{B^3}, \text{ Па},$$

де $W = \frac{B^3}{6}, \text{ м}^3$ - момент опору підшви фундаменту (квадрат). Три варіанти епюри результуючих питомих тисків фундаменту на ґрунт наведені на рис. 12.1 а, б, в. Ґрунт не може сприймати від'ємних тисків, тому варіант б слід вважати граничним, а варіант в — нереальним, а тому у цих двох випадках слід збільшити розміри підшви і силу тяжіння фундаменту.

Експериментальні значення питомого тиску на ґрунт визначають за такими формулами:

$$p_{\max} = p_v + p_m < [p], \text{ Па}, \quad (12.7)$$

$$p_{\min} = p_v - p_m > 0, \text{ Па}, \quad (12.8)$$

де $[p]$ — допустимий, питомий тиск на ґрунт, Па.

Лабораторне обладнання та прилади

Макет гідравлічного крана, штангенциркуль, метрова лінійка, калькулятор.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією макету гідравлічного крана.
2. Накреслити схему макету гідравлічного крана з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні виміри елементів макету гідравлічного крана.
4. Розрахувати основні параметри макету гідравлічного крана.

5. Накреслити і описати гідравлічну схему крана.
6. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 12.1.

Вихідні дані.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Вихідні дані												
Номер кутника металоконструкції крана	2,5	2	4	3,6	3,2	4,5	2	2,5	4	4,5	3,2	2,5
Вага циліндра, H	10 0	10 0	12 0	12 0	12 0	15 0	10 0	10 0	15 0	15 0	12 0	10 0
Довжина стріли, m	2,5	2	4	3,6	3,2	4,5	2	2,5	4	4,5	3,2	2,5
Вага стояка, kH	2,5	2	4	3,5	3	4,5	2	2,5	4	4,5	3,5	2,5

*Протокол***Визначення стійкості гідравлічного стаціонарного крана**

Таблиця 12.2

Експериментальне визначення основних параметрів крана

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1	2	3	4	5
1	Відстань від вісі стояка крана до краю опорної площини (лінії перекидання)	l_{op}		m
2	Довжина стріли (згідно варіанта)	L_{cm}		m
3	Відстань від вісі стояка до центра ваги циліндра	l_{ψ}		m

Таблиця 12.3

Розрахункові параметри крана

№ п/п	Величини, які визначаються	Формули	Розрахунок	Розмірність
1	2	3	4	5
1	Координати центра ваги стріли крана (за формулами теоретичної механіки)			
2	Вага стріли (за формулами теоретичної механіки)			

1	2	3	4	5
3	Умова рівноваги крана (умова стійкості)			
4	Вантажність крана з умови його стійкості			

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів крана (табл. 12.2).
4. Результати розрахунку параметрів крана (табл. 12.3)
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Що Ви розумієте під стійкістю крана?
2. Які основні способи забезпечення стійкості крана?
3. З яких міркувань вибирають параметри противаги?
4. У якому положенні стріли необхідно перевіряти стійкість крана
5. У чому полягає розрахунок фундаменту крана?

Лабораторна робота № 13

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ФУНДАМЕНТУ ДЛЯ СТАЦІОНАРНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО КРАНА

Мета роботи: Ознайомитися з конструкціями фундаментів, провести виміри основних елементів металоконструкції, які впливають на параметри фундаменту і розрахувати необхідні параметри фундаменту.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Фундаменти є опорами кранів, що сприймають діючі на нього зусилля і передають ці зусилля на ґрунт. Фундаменти кранів будують з бетону, бутобетону і (рідше) з цегли у вигляді масиву з квадратними, прямокутними або багатокутними основами. Якщо розміри фундаменту невеликі, його бічні

стілки виконуються вертикальними; якщо розміри великі, вони виконуються з розширенням донизу, уступчастими або похилими.

Кран закріплюється до фундаменту болтами, чи спирається на нього спеціальними опорами. Стійкість фундаменту забезпечується власною вагою і правильним вибором його розмірів. Опорні металеві деталі (фундаментні плити) крана повинні мати такі розміри, щоб не відбувалося руйнування матеріалу фундаменту, а площа нижньої (дотичної з ґрунтом) опорної основи фундаменту повинна бути обрана настільки великою, щоб усувалася небезпека деформування ґрунту.

В залежності від типу крана на його фундамент (рис. 13.1) може діяти одна вертикальна сила V , або вертикальна сила V і горизонтальна сила H , чи момент пари сил. Крім цих навантажень, на бічну поверхню масиву фундаменту діє тиск ґрунту. Цей бічний тиск може викликати перекидання фундаменту (наприклад, у берегових кранах) і повинно прийматися до уваги при визначенні розмірів фундаментного масиву.

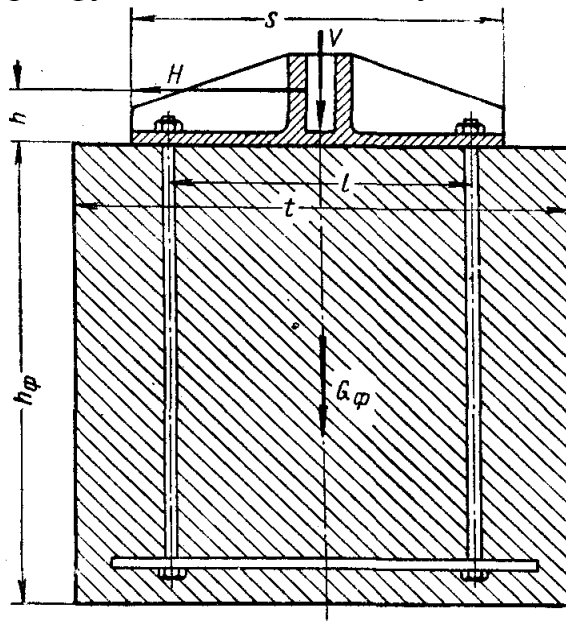


Рис. 13.1. Фундамент крана.

Опорна площа фундаментної плити. Опорна площа F фундаментної плити визначається з умови міцності на зминання дотичної з нею поверхні фундаменту:

$$F[\sigma]_{зм} \geq V + z \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot [\sigma], \quad (13.1)$$

де $[\sigma]_{зм}$ - допустиме напруження зминання фундаменту (рівне 10 – 20 кг/см^2 для бетону і 8 – 15 кг/см^2 для цегляної кладки на цементі);

z - кількість фундаментних болтів;

d_1 - діаметр болта;

$[\sigma]$ - допустиме напруження в січенні болта (400-500 кг/см^2 для сталі Ст. 3).

Плита повинна бути досить твердою, щоб забезпечувати рівномірний розподіл тиску на поверхню фундаменту.

Якщо на плиту діє момент $M=H \cdot h$ від сили H (рис. 13.1), то максимальне напруження зминання:

$$\sigma = \frac{H \cdot h}{W} + \frac{\left(V + z \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} [\sigma] \right)}{F} \leq [\sigma], \quad (13.2)$$

де W — момент опору перетину основи плити.

Верхня основа фундаменту. Кожна із сторін t верхнього перерізу основи фундаменту (рис.13.1), на якому лежить плита, щоб уникнути викришування її країв зазвичай приймається на 200—400 мм більше, ніж кожна з відповідних сторін s фундаментної плити:

$$t = s + 2(200 \div 400) \text{ мм}. \quad (13.3)$$

Фундаментні болти. Фундаментна плита кріпиться до фундаменту болтами, оскільки горизонтальна сила H , що діє на неї (рис.13.1), намагається зрушити її з місця. Кількість і внутрішній діаметр фундаментних болтів визначаються з рівняння

$$\frac{Hh}{\frac{z}{2} \cdot l} + \left(\frac{H}{\mu \cdot h} - V\mu \right) \beta = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma], \quad (13.4)$$

де z - кількість болтів;

d_1 - внутрішній діаметр болта;

$\mu = 0,5 \div 0,7$ - коефіцієнт тертя плити об фундамент;

$\beta = 1,35 \div 1,5$ - коефіцієнт, що враховує напруження від моменту кручення, при затягуванні болта;

$[\sigma]$ - напруження, що допускається, у перетині болта.

Зазвичай кількість болтів призначається парною (4, 6, 8 і т.д.), а діаметр болтів приймають $d_1 \geq 25$ мм.

Вага фундаменту. Мінімальна вага фундаменту визначається з умови:

$$\mu_1 (V + G_\phi) \geq \xi \cdot H, \quad (13.5)$$

де $\mu_1 = 0,5 \div 0,7$ - коефіцієнт тертя;

G_ϕ - вага фундаменту;

$\xi = 1,5 \div 1,7$ - коефіцієнт запасу.

В одноопорних стрілових кранах вага фундаменту повинна забезпечити стійкість крана при впливі перекидаючого моменту.

Головки фундаментних болтів рекомендується закладати як найближче до підосви фундаменту з метою охоплення ними всього масиву фундаменту. Для цього під головки часто закладають загальні для двох сусідніх болтів смуги (рейки, балки).

Під час закладання фундаменту мінімальна вага $G_{\min}$ фундаменту повинна зрівноважити суму зусиль усіх фундаментних болтів. В розрахунках зазвичай приймають коефіцієнти тертя фундаментної плити з поверхнею фундаменту і підосви фундаменту з ґрунтом однакові, тоді:

$$H \leq (G_{\min} + V)\mu. \quad (13.6)$$

За умови встановлення крана поза опалювальним будинком глибина закладення фундаменту повинна бути нижче глибини промерзання ґрунту. В залежності від кліматичних умов глибина промерзання ґрунту в різних районах України різна і коливається від 0,6 до 1 м.

Площа підшви фундаменту. Площа підшви фундаменту визначається з умови зминання ґрунту і стійкості фундаменту. При цьому можливі два випадки: 1) фундамент давить на ґрунт рівномірно і 2) фундамент давить на ґрунт нерівномірно, знаходячись під впливом перекидаючих його зусиль.

У першому випадку рівнодіюча всіх сил, що діють на фундамент, пройде через центр ваги площі нижньої опори (підшви фундаменту), тобто на фундамент по його осі діє одна вертикальна сила V .

Нехай $F=u^2$ - площа основи фундаменту (рис.13.2) і $[\sigma]_{зм}$ — допустиме напруження зминання ґрунту, тоді

$$u^2 \cdot [\sigma]_{зм} = G_{\phi} + V, \quad (13.7)$$

$$u^2 \cdot [\sigma]_{зм} = V + t^2 h_{\phi} \cdot \gamma. \quad (13.8)$$

Якщо при цьому $u > t$, то необхідно фундамент зробити внизу більш широким (зазвичай східчастим), з виступом шириною 100—200 мм і висотою, 2—3 рази перевищуючою його ширину.

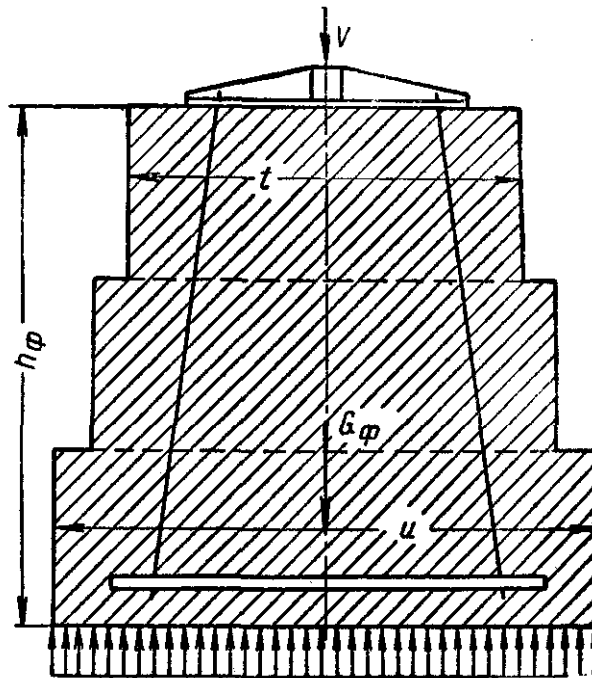


Рис. 13.2. Східчастий фундамент.

В другому випадку рівнодіюча всіх сил V не проходить через вісь фундаменту, або, крім неї, діє ще горизонтальна сила H або момент $M = H(h + h_{\phi})$. При цьому робляться припущення: 1) масив фундаменту спирається на ґрунт тільки своєю підшвою, бічні ж поверхні його зовсім

вільні і 2) напруження ґрунту під подошвою розподіляється прямолінійно. Тиски на подошву фундаменту, що змінюються прямолінійно, викликані дією зовнішніх сил на фундамент, а також власною вагою фундаменту (рис. 13.3). Тому сума R всіх цих сил повинна бути рівною сумі сил V і G_ϕ , тобто

$$R = u \cdot \frac{u \cdot \sigma_{\max}}{2} = V + G_\phi \quad (13.9)$$

або

$$u^2 \cdot \sigma_{\max} = 2(V + G_\phi). \quad (13.10)$$

Максимальне напруження ґрунту при зминанні

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} + \frac{V + G_\phi}{F}, \quad (13.11)$$

де $M = V \cdot k + H(h + h_\phi)$;

k - відстань сили V від осі фундаменту.

Перекидаючий момент крана

$$H(h + h_\phi) = Q \cdot a + G \cdot c, \quad (13.12)$$

де Q — вантажопідйомність крана;

G — власна вага крана;

a — відстань по горизонталі від точки підвішування вантажу до осі обертання;

c — відстань по горизонталі від осі обертання до центра ваги крана.

Так як $\sigma_{\max} > \sigma$, то при нерівномірному тиску розмір u завжди буде більший, ніж той же розмір при рівномірному тиску.

Допустимі тиски на ґрунт $[\sigma]$ приймають у залежності від властивостей ґрунту за наступними даними. При цьому, неприпускається поява зусиль, спрямованих нагору на стику подошви фундаменту з ґрунтом (рис. 13.3, в), і як виключення можлива відсутність їх на краю подошви (рис. 13.3, а).

Орієнтовані величини допустимих тисків на ґрунт

Ґрунт	Допустимий тиск в кг/см^2
Глина щільна	3,0
Граніт	30 - 40
Вапняк щільний	15 - 25
Пісок:	
вологий	1,5
сухий	3,0
Суглинок	2,5

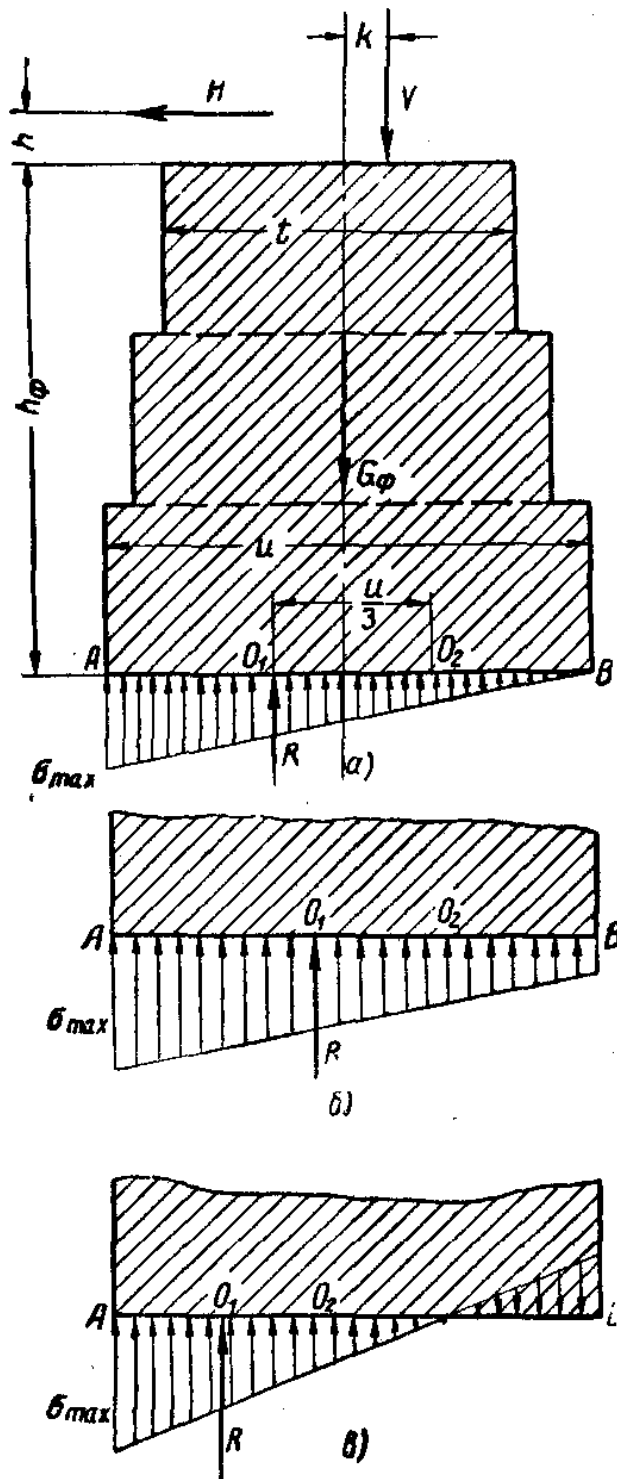


Рис. 13.3. Схеми дії тиску на фундамент.

Стійкість фундаменту. Після визначення розмірів фундаменту роблять перевірку стійкості його з урахуванням коефіцієнта запасу стійкості ($\epsilon \geq 1,5$) і перевіряють наявність зусиль, спрямованих догори в стику підшви фундаменту з ґрунтом.

Для схем а і б на рис. 13.3 можна написати рівняння моменту щодо центральної осі фундаменту:

$$H(h + h_\phi) \leq \frac{1}{6}(V + G_\phi) \cdot u. \quad (13.13)$$

Сили H і V визначають при навантаженні крана вантажем, на 25% перевищуючим його номінальну вантажопідйомність. Якщо ліва частина рівняння менше правої, розподіл напружень буде відповідати схемі б і, отже, є деякий запас стійкості фундаменту. Якщо ж ліва частина рівняння більше правої, то розподіл напружень буде відповідати схемі в і фундамент буде хиткий; для підвищення стійкості необхідно або збільшити G_ϕ і u , або зменшити h_ϕ .

Якщо відомий перекидаючий момент крана M_{opr} , то для забезпечення стійкості необхідно

$$M_{opr} \leq \frac{1}{6}(V + G_\phi) \cdot u. \quad (13.14)$$

Під час повороту крана навколо вертикальної осі на 180° , точки O_1 і O_2 поміняються місцями, а напруження в точках A і B (схема а на рис. 13.3) змінюються на зворотні, зменшуючись у точці А до нуля і зростаючи в точці В до σ_{max} . Точки O_1 і O_2 знаходяться на відстані $\frac{1}{6}u$ від центральної осі. Фундамент вважається стійким, якщо рівнодіюча R знаходиться між точками O_1 і O_2 .

Лабораторне обладнання та прилади

Макет гідравлічного крана, штангенциркуль, лінійка, калькулятор.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією макету гідравлічного крана.
2. Накреслити схему макету гідравлічного крана з нанесенням основних розмірів для визначення параметрів фундаменту крана.
3. Виконати необхідні виміри елементів макету гідравлічного крана.
4. Розрахувати основні параметри макету гідравлічного крана.
5. Накреслити і описати схему фундаменту крана.
6. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 13.1.

Вихідні дані.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Вихідні дані												
Допустимий тиск на ґрунт,												
Відстань від фундаменту до поворотної опори, м	1	1	1,2	1,2	1,2	1,5	1	1	1,5	1,5	1,2	1?

Довжина стріли, м	2,5	2	4	3,6	3,2	4,5	2	2,5	4	4,5	3,2	2,5
Вага крана, кН	2,5	2	4	3,5	3	4,5	2	2,5	4	4,5	3,5	2,5
Вага вантажу, кН												
Глибина промерзання ґрунту, м (висота фундаменту)												

Протокол

Визначення параметрів фундаменту для стаціонарного гідравлічного крана

Результати вимірів основних параметрів крана

Таблиця 13.2

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1	2	3	4	5
1	Довжина сторони опорної плити	s		м
2	Довжина стріли (згідно варіанта)	L_{cm}		м
3	Відстань від вісі стояка до центра ваги крана	l_{ψ}		м
4	Відстань між фундаментними болтами	l		м
5	Відстань від фундаменту до першої опори повороту крана	h	?	м

Таблиця 13.3

Розрахункові параметри фундаменту

№ п/п	Величини, які визначаються	Формули	Розрахунок	Розмірність
1	2	3	4	5
1	Координати центра ваги крана (за формулами теоретичної механіки)			
2	Умова рівноваги крана (умова стійкості)			
1	2	3	4	5
3	Перекидаючий момент крана (за формулами теоретичної механіки)			
4	Діаметр фундаментних болтів	$\frac{Hh}{z \cdot l} + \left(\frac{H}{\mu \cdot h} - V\mu \right) \beta = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]$		

5	Опорна площа фундаментної плити	$\sigma = \frac{H \cdot h}{W} + \frac{\left(V + z \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} [\sigma] \right)}{F} \leq [\sigma]$		
6	Сторона верхнього перерізу	$t = s + 2(200 \div 400)$		мм
7	Вага фундаменту	$\mu_1(V + G_\phi) \geq \xi \cdot H$		
8	Площа підшви фундаменту	$u^2 \cdot [\sigma]_{cm} = V + t^2 h_\phi \cdot \gamma$		
9	Максимальне напруження ґрунту при зминанні	$\sigma_{max} = \frac{M}{W} + \frac{V + G_\phi}{F}$		

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів крана (табл. 13.2).
4. Розрахункові параметри фундаменту (табл. 13.3)
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Для чого призначений фундамент крана?
2. Які існують види фундаментів?
3. Від чого залежить площа опори фундаменту?
4. Від чого залежить висота фундаменту?
5. Яким чином встановлюються фундаментні болти?

Лабораторна робота № 14

ВИВЧЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДУ ГІДРАВЛІЧНОГО КРАНА

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією та принципом дії гідроприводу крана. Розрахувати основні параметри гідроприводу крана.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Гідравлічний привід широко використовують в кранах завдяки таких переваг як застосування швидкісного поліспада, піднімання стріли за допомогою гідроциліндра.

Будова і принцип дії гідроприводу наступні (рис. 14.1): гідронасос 1, який приводиться від двигуна, подає рідину (мастило) з гідромісткості 2 через гідророзподільник 5 в робочий циліндр 6 стріли крана, створюючи тиск рідини на поршень і шток, внаслідок чого піднімається вантаж. Наявність запобіжних гідроклапанів 3, 4 попереджає вихід з ладу гідроприводу під час виникнення в системі тиску, що перевищує максимальний, а фільтра 7 – забрудненню мастила механічними включеннями, які потрапляють в нього в процесі роботи приводу.

Піднятий вантаж опускають вручну, випускаючи рідину з робочого циліндра 6 в гідромісткості 2 за допомогою гідророзподільника 5. Гальмування і безпечне опускання вантажу виконується регулюванням об'єму рідини, що випускається із гідроциліндрів. Перед початком експлуатації гідроприводу в резервуар 2 необхідно залити робочу рідину (мастило) до вказаного рівня.

Розрахунок даного приводу полягає у визначенні сили, що діє на шток гідро циліндра, швидкості опускання і піднімання вантажу.

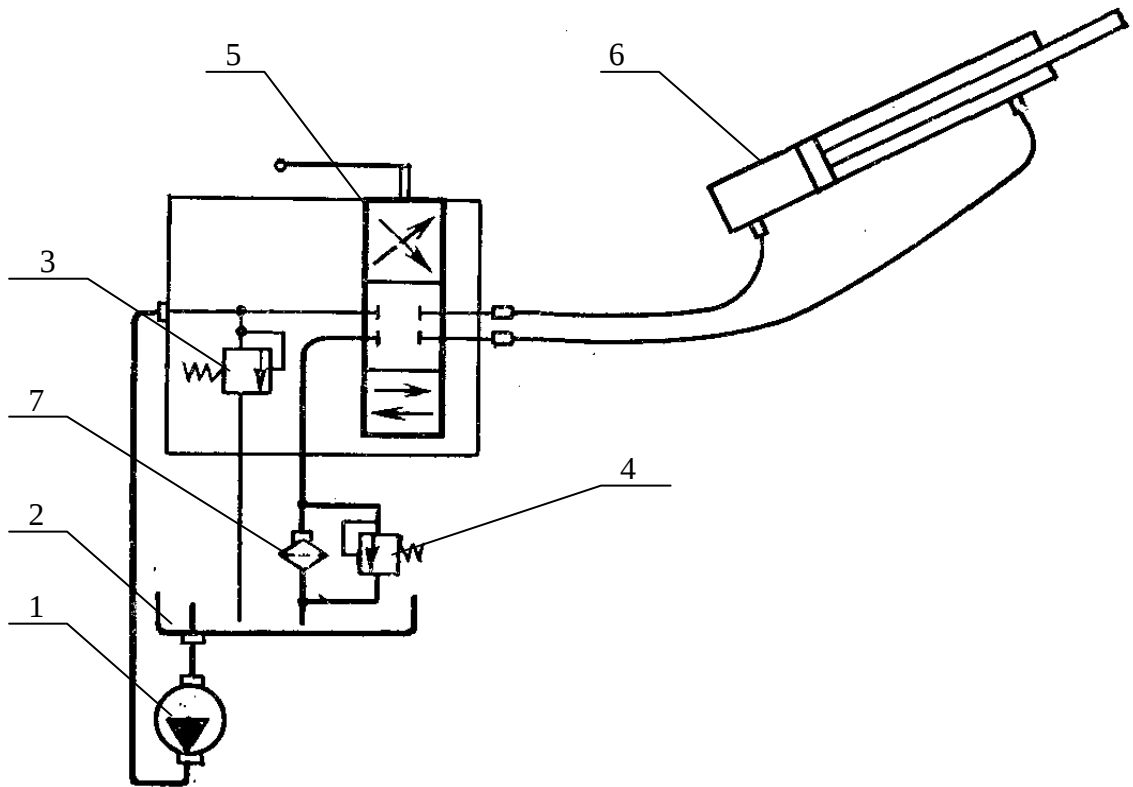


Рис. 14.1 Схема гідроприводу крана

Силу, що діє на шток гідроциліндра, можна визначити за формулою:

$$F = F_g u, H, \quad (14.1)$$

де F_g — вантажність крана, H ; u — передаточне число важільної системи.

Швидкість руху поршня гідроциліндра під час піднімання вантажу визначається за формулою:

$$g_n = \frac{4Q}{\pi D^2} \eta, \text{ м/с}, \quad (14.2)$$

де Q — продуктивність гідронасоса, $\text{м}^3/\text{с}$; D — внутрішній діаметр гідроциліндра, м ; η — ККД насоса.

Час повного ходу поршня гідроциліндра під час піднімання:

$$t_n = \frac{H}{g_n}, \text{ с}, \quad (14.3)$$

де H — хід поршня, м .

Потужність на гаку гідрокрана:

$$P_1 = \frac{Q_{\max} g_{\text{en}}}{102} \quad (14.4)$$

де g_{en} — швидкість піднімання вантажу, м/с ;

$$g_{\text{en}} = g_n u$$

$F_{g\max}$ — максимальна вантажність крана, H ;

$$F_{g\max} = \frac{\pi D^2 - p_{y\max}}{4u}, \quad (14.5)$$

де $p_{y\max}$ — тиск створюваний насосом, МПа .

Решту розмірів визначають з розрахунку на міцність за загальноприйнятою методикою.

Лабораторне обладнання та прилади

Макет гідравлічного крана, штангенциркуль, метрова лінійка, калькулятор.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з конструкцією макету гідравлічного крана та його приводом.
2. Накреслити схему приводу гідравлічного крана.
3. Виконати необхідні виміри параметрів елементів приводу гідравлічного крана.
4. Розрахувати основні параметри гідравлічного крана.
5. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 14.1.

Варіант завдання

Вантажність крана, H	100	150	200	250	300
Передаточне число важільної системи					
2	1	2	3	4	5
3	6	7	8	9	10
4	11	12	13	14	15

Протокол

Вивчення та дослідження приводу гідравлічного крана

Таблиця 14.2.

Експериментальне визначення основних параметрів крана гідравлічного

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Резуль- тат	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1.	Електродвигун: а) тип б) потужність в) число обертів	P n		
2.	Гідронасос: а) марка б) продуктивність в) максимальний тиск	$HШ-10$ Q P_{max}		
3.	Масло гідросистеми: а) марка б) коефіцієнт в'язкості кінемат в) об'ємна вага	D_n-11 ν γ		
4.	Внутрішній діаметр гідроциліндра	D		
5.	Діаметр штока	$d_{ш}$		
6.	Хід поршня	H		
7.	Внутрішній діаметр маслопроводів	d_m		
8.	Довжина нагнітальних маслопроводів	l_m		
9.	Плечі важільної системи	L_1 L_2		
10.	Передаточне число важільної системи	u		

1	2	3	4	5
11.	Вантажність	F_g		
12.	Тиск в системі (покази манометра)	p		
13.	Час підйому вантажу	t		
14.	Висота підйому вантажу	h		
15.	Покази амперметра	I		
16.	Покази вольтметра	U		

Таблиця 14.3.

Розрахункові параметри крана гідравлічного

№ п/п	Величини, які визначаються	Формули	Розраху- нок	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1.	Швидкість руху поршня гідроциліндра при підніманні	$g_n = \frac{4Q}{\pi D^2} \eta$		
2.	Швидкість руху поршня гідроциліндра при опусканні вантажу	$g_o = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d_u^2)} \eta$		
3.	Час повного ходу поршня гідроциліндра при підніманні	$t_n = \frac{H}{g_n}$		
4.	Час повного ходу поршня гідроциліндра при опусканні	$t_o = \frac{H}{g_o}$		
5.	Швидкість руху мастила в нагнітальному трубопроводі	$g_m = \frac{D^2}{d_m^2} v_y \leq 3.5$		
6.	Швидкість піднімання вантажу	$g_{en} = g_n u$		
7.	Швидкість опускання вантажу	$g_{eo} = g_o u$		
8.	Сила на штоку гідро циліндра при підніманні вантажу	$F = F_g u$		
9.	Тиск масла під поршнем при підніманні вантажу	$p_y = \frac{4F}{\pi D}$		
10.	Приведена довжина трубопроводів а) опір в коліні під прямим кутом, еквівалентний опору в прямому маслопроводі довжиною 0,75м б) опір в гумовому шланзі довжиною 0,5м, еквівалентний опору в прямому маслопроводі довжиною 1м	l'		

1	2	3	4	5
11.	Динамічний коефіцієнт в'язкості	$\mu = \frac{\nu \gamma}{g} 10^{-6}$		
12.	Втрати тиску масла на шкідливий опір в маслопроводі	$p' = \frac{32l' g_m \mu}{d_m^2}$		
13.	Число Рейнольдса	$R_e = \frac{g_m d_m}{\nu} 10^3 < 2320$		
14.	Тиск масла необхідний для підйому стріли	$p = p_y + p'$		
15.	Максимальний тиск під поршнем гідроциліндра, створюваний гідронасосом	$p_{y \max} = p_{\max} - p'$		
16.	Максимальна вантажність крана	$F_{g \max} = \frac{\pi D^2 - p_{y \max}}{4u}$		
17.	Потужність яку розвиває двигун при підніманні вантажу	$P = IU$		
18.	Потужність на гаку гідрокрана	$P_1 = \frac{Q_{\max} g_{\text{ен}}}{102}$		

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Розрахункові схеми елементів гідрокрана.
3. Результати вимірів та розрахунку.
4. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. У чому полягає суть швидкісного поліспада?
2. Переваги та недоліки кранів з гідравлічним приводом?
3. Будова гідроприводу.
4. В чому полягає розрахунок основних елементів.
5. Для чого використовують гідророзподільник?

Лабораторна робота № 15

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЛАНЦЮГОВОГО СКРЕБКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Мета роботи: Ознайомитися з конструкцією та принципом дії ланцюгового скребкового транспортера. Визначити його конструктивно-технологічних параметрів.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Скребкові, планчаті і пластинчаті транспортери широко розповсюджені у сільськогосподарському виробництві як самостійні машини, так і механізми, які вмонтовані у складні машини. Вони використовуються в технологічних потокових лініях, а також на вантажо-розвантажувальних і транспортувальних роботах. Тяговим органом цих транспортерів є ланцюги.

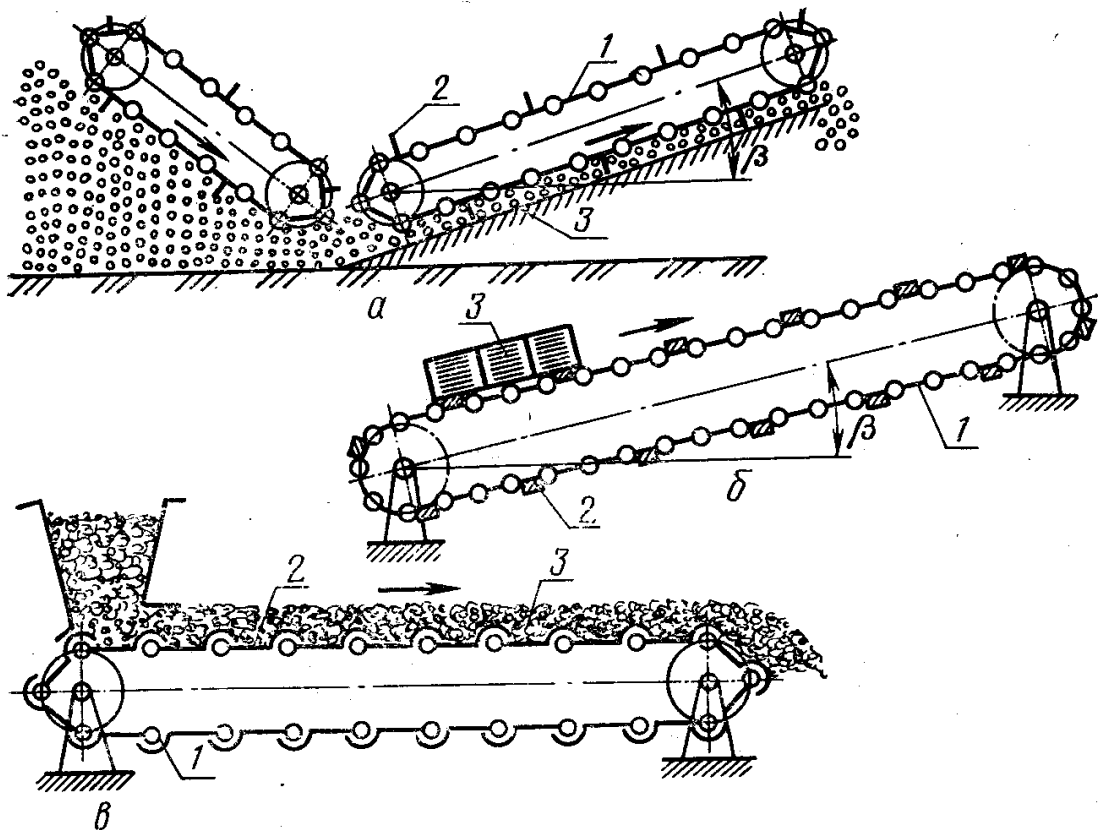


Рис. 15.1. Схеми ланцюгових транспортерів:
а) скребковий; б) планчатий; в) пластинчастий.

Скребкові транспортери працюють за принципом волочіння вантажу, що транспортується, по жолобу і поділяються на стаціонарні, пересувні, підвісні та розбірні. Вони бувають із суцільними скребками і відкритим жолобом та із закритим жолобом і контурним скребком. В планчатих транспортерах тягові органи оснащені планками, які розташовані на деякій відстані, а в пластинчастих – суцільним настилом із пластин і одночасно виконують вантажонесучу функцію.

Ці транспортери застосовують для переміщення насипних, поштучних і волокнистих вантажів. За їх допомогою транспортують важкі поштучні вантажі, для яких не можна використовувати стрічкові транспортери. Велика міцність і невеликі витягування ланцюгів дають змогу транспортувати вантажі на значні відстані.

Ланцюгові транспортери поділяються за кількістю тягових органів на одноланцюгові, дволанцюгові, три- та чотириланцюгові, а за кількістю приводів - одноприводні (основний тип) і, рідше, багатоприводні. За напрямом переміщення вантажу вони бувають горизонтальні, похилі та комбіновані.

До переваг ланцюгових транспортерів можна віднести високу надійність їх в роботі, можливість транспортування широкого асортименту вантажів з більшим (порівняно із стрічковими) кутом підйому траси, забезпечення безперевантажувального переміщення матеріалів на будь-яку відстань. Недоліки: велика лінійна маса; висока вартість; обмежена швидкість руху ланцюгів (до 1,25 м/с); можливість пошкодження вантажу; зношування направляючих транспортера; потреба регулярного мащення і догляду обладнання; велика витрата енергії.

У транспортерах застосовують такі типи пластинчастих ланцюгів(рис.15.2.): прості шарнірні; втулково-роликові для легких режимів роботи; втулково-коткові з гладенькими котками та з ребордними котками на підшипниках ковзання і кочення. Для транспортерів із складною трасою використовують двохарнірні ланцюги.

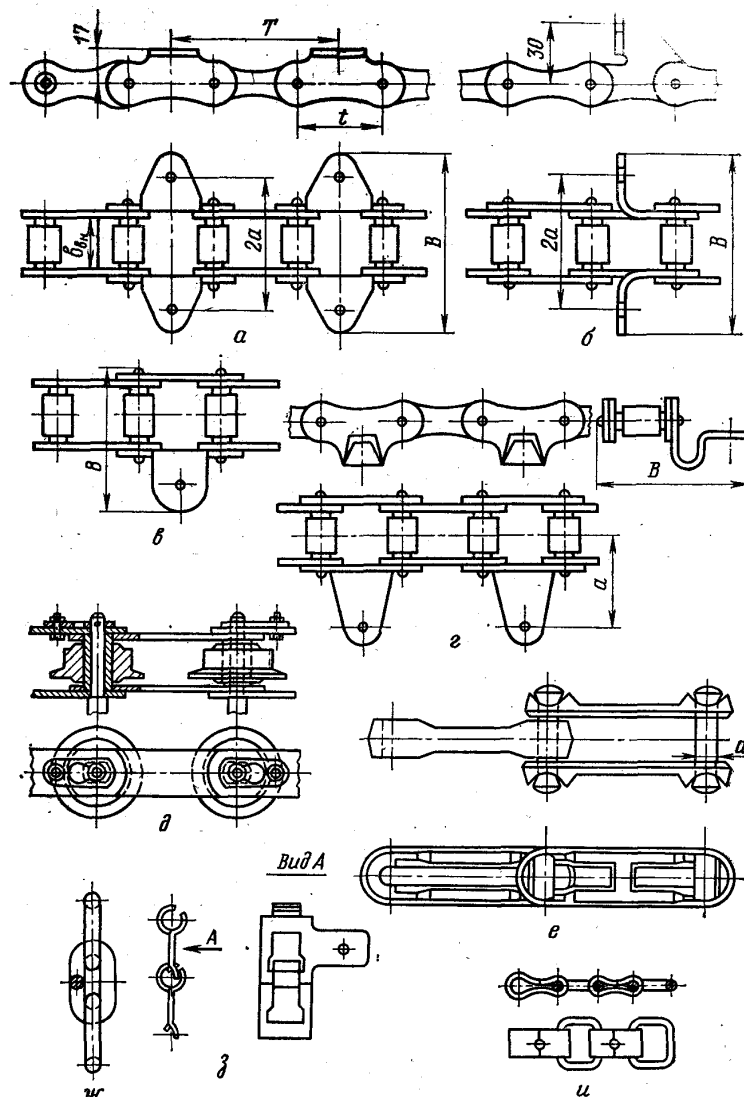


Рис. 15.2. Конструкції тягових ланцюгів

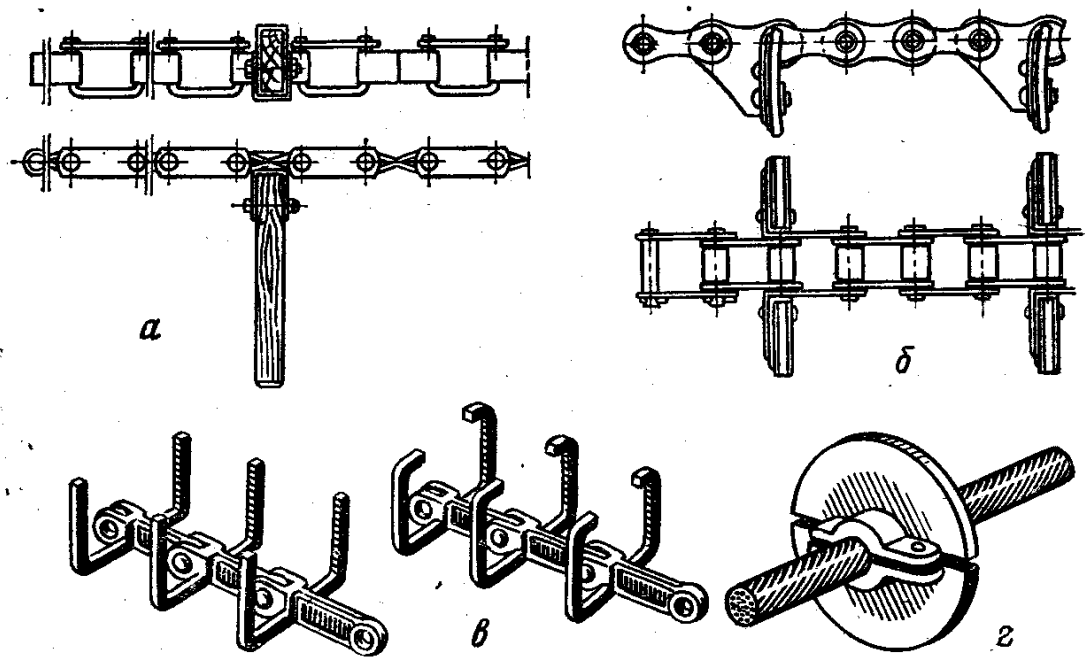


Рис. 15.3. Різновидність скребків

Настил транспортерів складається з окремих пластин листової сталі, рідше з деревини і пластмас. Конструкція і форма настилів визначаються властивостями вантажів, що транспортуються.

Привід ланцюгових транспортерів складається з двигуна, редуктора та зірочок. Зірочки для тягових ланцюгів поділяють на приводні, які встановлюють у головній частині, натяжні та відхильні. Виготовляють їх з малим числом зубців, а підвищення стійкості проти спрацювання зубців досягається термічною обробкою. Приводи похилих транспортерів обладнують зупинником або гальмом.

Натяжні механізми в ланцюгових транспортерів бувають двох типів: гвинтові — для легких і пружинно-гвинтові — в транспортерах великої довжини.

При порційному волочинні насипний вантаж розміщується перед скребком у вигляді окремих порцій з кутом нахилу, близьким до кута природного укусу. Точно врахувати ступінь заповнення матеріалом простору між скребками нелегко, тому при визначенні розрахункової площі перерізу вантажу в жолобі вводять коефіцієнт ψ заповнення жолоба:

$$A = Bh\psi k_{\beta}, \text{ мм}^2, \quad (15.1)$$

де B і H — відповідно робочі ширина і висота жолоба, мм; ψ — коефіцієнт заповнення жолоба ($\psi = 0,5 \dots 0,6$ для легкоспіких вантажів; $\psi = 0,7 \dots 0,8$ для кускових); k_{β} — коефіцієнт, який урахує зменшення об'єму матеріалу перед скребками зі збільшенням кута нахилу транспортера ($k_{\beta} = 0,55$ при $\beta = 10^\circ$, $k_{\beta} = 0,5$ при $\beta = 40^\circ$).

Продуктивність скребкового транспортера

$$Q = 3600Av\rho = 3600B\psi h k_{\beta} v\rho, \text{ м/год}, \quad (15.2)$$

Відношення ширини жолоба до висоти, як правило, $\lambda = B/h = 2...4$.

Ширину жолоба як головний параметр транспортера визначають за формулою

$$B = \sqrt{\frac{\lambda\Pi}{3600\psi k_{\beta} v\rho}}, \text{ мм.} \quad (15.3)$$

Висота жолоба $h = B/(2,4...4)$.

Конструктивно висоту скребка беруть на 25...50 мм більшою, ніж висота жолоба.

Крок скребка p_c вибирають з умов забезпечення максимального наповнення жолоба матеріалом залежно від висоти скребка:

$$P_c = (2..4)h_{c.}, \text{ мм.} \quad (15.4)$$

Ширину жолоба і крок скребоків транспортера треба перевірити за кускуватістю вантажу, виходячи з таких умов:

$$p_c \geq 1,5a_{\max}; \quad B = k_k a_{\max},$$

де k_k — коефіцієнт, який залежить від конструкції транспортера і характеру матеріалу; для дволанцюгових транспортерів $k_k = 3...4$ при переміщенні сортованих матеріалів; для одноланцюгових — $k_k = 5...7$ (для сортованих вантажів) та $k_k = 3...3,5$ (для несортованих).

Тяговий розрахунок транспортера виконують універсальним методом обходу контуру. Опір переміщенню вантажу і робочих органів

$$W = (qw_{\text{жс}} + q_1 w_1)L \cos \beta \pm (q + q_1)L \sin \beta, \text{ Н}, \quad (15.5)$$

де q і q_1 — відповідно лінійні навантаження вантажу та рухомих частин транспортера, Н/м; L — довжина транспортування, м; β — кут нахилу транспортера, град.

В даній формулі w_1 — коефіцієнт опору рухові ланцюга з ходовими котками

$$w_1 = (fd + 2k) \cdot k_p / D_p, \quad (15.6)$$

де f — коефіцієнт тертя в підшипнику; D_p — зовнішній діаметр ролика (котка); d — діаметр цапфи ролика (котка); $k_k = 1,1...1,4$ — коефіцієнт опору в ребордах коліс;

$w_{\text{жс}}$ — коефіцієнт опору рухові матеріалу в жолобі,

$$w_{\text{жс}} = f_{\text{жс}} \left(1 + h_{\text{ср}} n_{\delta} / B \right), \quad (15.7)$$

де $f_{\text{жс}}$ — коефіцієнт тертя насипного вантажу по жолобу; $h_{\text{ср}}$ — середня висота вантажу; n_{δ} — коефіцієнт бокового тиску сипкого вантажу,

$$n_{\delta} = \frac{k(1,2 + v)}{1 + 2f_1^2}, \quad (15.8)$$

k_{δ} — коефіцієнт, який залежить від конструкції транспортера ($k_{\delta} = 1$ для стаціонарних і $k_{\delta} = 1,1...1,2$ — для пересувних); f_1 — коефіцієнт

внутрішнього тертя насипного вантажу; при русі в металевому жолобі $f_1 = 0,3 \dots 0,95$ (менші значення — для, легких вантажів, більші — для важких)].

Після визначення загального опору рухові ланцюга W знаходять потужність електродвигуна

$$P = Wv \cdot 10^{-3} / \eta, \quad (15.9)$$

де v – швидкість руху стрічки, м/с; η – ККД приводу.

Вибирають ланцюг і визначають динамічні навантаження в ньому за максимальним розривним зусиллям [2].

Лабораторне обладнання та прилади

Транспортер (макет), штангенциркуль, метрова лінійка, калькулятор.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією макету транспортера.
2. Накреслити ескіз макету транспортера з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні виміри елементів макету транспортера.
4. Розрахувати основні параметри макету транспортера.
5. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 15.1.

Варіант завдання

Транспортуючий матеріал	Довжина транспортера, м				
	4	6	15	12	9
картопля	1	2	3	4	5
буряк	6	7	8	9	10
сіно	11	12	13	14	15

Протокол

Дослідження роботи планчатого ланцюгового транспортера

Таблиця 15.2

Експериментальне визначення основних параметрів транспортера

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1	Електродвигун: а) тип б) потужність в) число обертів	AOL P n		
2	Редуктор: а) тип б) передаточне число	$u_{ред}$		
3	Крок ланцюга відкритої передачі	t_d		
4	Крок тягового ланцюга	t_m		
5	Поперечний переріз жолоба: ширина висота	B H		
6	Розміри скребка: ширина висота	b h		
7	Довжина транспортера	L		
8	Віддаль між скребками	s		
9	Транспортуєчий матеріал об'ємна вага, γ .			
10	Число зубців зірочок відкритої передачі: ведучої веденої	z_1 z_2		
1	2	3	4	5
	<i>При включенні транспортера знаходимо</i>			
11	Швидкість руху транспортера	V		
12	Показники : амперметра вольтметра	A U		

Розрахункові параметри транспортера

№ п/п	Величини, які визначаються	Формула	Розраху- нок	Розмір- ність
1	2	3	4	5
1	Передаточне число відкритої передачі	$u_1 = \frac{z_2}{z_1}$		
2	Передаточне число приводу	$u = u_p \cdot u_1$		
3	Число обертів ведучої зірочки транспортера	$n_1 = \frac{n}{u}$		
4	Число зубців ведучої зірочки транспортера	z_b		
5	Дільний діаметр ведучої зірочки транспортера	$D_b = \frac{t_m}{\sin \frac{180^\circ}{z_b}}$		
6	Швидкість переміщення ланцюга транспортера	$v = \frac{n_1 D_b \pi}{60}$		
7	Продуктивність транспортера $\psi=0,9$ - коефіцієнт заповнення міжскрепкового простору; $\kappa_1=0,96$ – коефіцієнт, що враховує вплив швидкості на заповнення транспортера $\kappa_2=0,9$ – для плоских скрепків	$Q = 3600 B v \kappa_1 \kappa_2$		
8	Погонне навантаження транспортера матеріалом	$q_b = \frac{Q}{3,6v}$		
9	Погонна вага тягового ланцюга $m = 5H$ – вага однієї ланки ланцюга $p_{\text{л}}$ – кількість ланок на 1 м.	$q_{\text{л}} = m \cdot p_{\text{л}}$		
10	Сила опору руху на робочій вітці транспортера $k_s = 3$ – коефіцієнт опору переміщення вантажу і тягового ланцюга	$W = (q_b + q_{\text{л}}) L k_s$		
11	Колова сила на ведучій зірочці $C = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує тертя в підшипниках і жорсткість ланцюга	$F_t = W \cdot C$		
12	Потужність на валу ведучої зірочки	$P = F_t V_{\text{л}}$		

1	2	3	4	5
13	Необхідна потужність двигуна $\eta = 0,75$ – ККД передачі	$P_{\text{дв}} = \frac{P}{\eta}$		
14	Втрати потужності на холостий хід	$P_1 = AU$		

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів козлового крана.
4. Результати розрахунку параметрів козлового крана.
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Яке призначення праспортерів у сільському господарстві?
2. Які основні типи транспортерів Вам відомі?
3. Які основні види тягових органів Вам відомі?
4. Яку роль відіграють робочі органи?
5. З чого складається привід транспортера?
6. Для чого призначені натяжні пристрої?
7. Від чого залежить продуктивність транспортера?
8. У чому заключається розрахунок ланцюгового транспортера?

Лабораторна робота №16

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ВАНТАЖІВ У ГРАВІТАЦІЙНОМУ ТРАНСПОРТІ

Мета роботи: Ознайомитися з принципом руху вантажів у гравітаційному транспорті та визначення параметрів, що його характеризують.

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Переміщення штучних і сипких вантажів під дією сили тяжіння називають гравітаційним або самотічним транспортуванням. Для такого переміщення використовують спускові пристрої, скати, роликові і гвинтові спуски, а для сипких вантажів — жолоби і труби. Відсутність приводних механізмів робить їх найбільш простими і економічними в експлуатації.

Спускові пристрої (рис. 16.1, а) — лотки і дошки — застосовують для переміщення штучних вантажів. Залежно від призначення вони можуть

працювати в режимах прискорюючого руху з постійною швидкістю або сповільненням. Змінний рух досягається із використанням криволінійних або комбінованих поверхонь спусків..

Комбінований спуск (скліз) (рис. 16.1, б) складається з двох похилих простих спусків; на ньому можна одержати будь-які кінцеві швидкості.

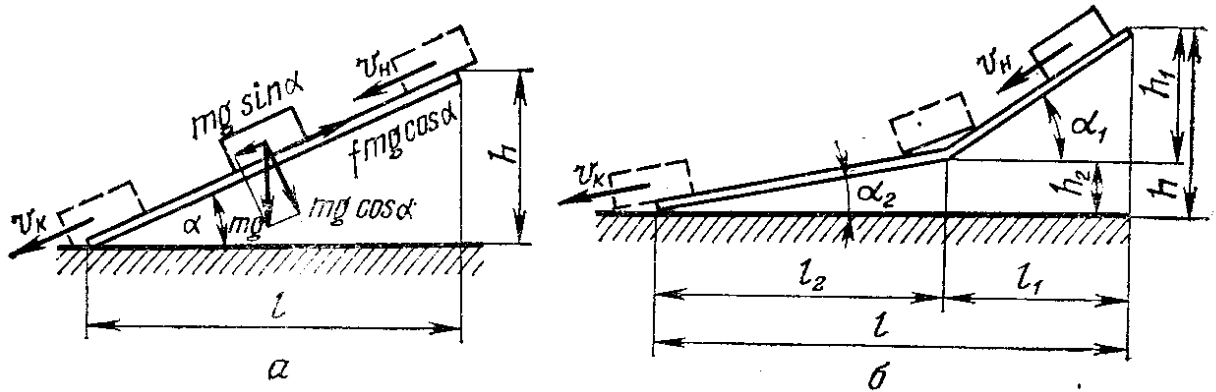


Рис. 16.1. Схеми розрахунку швидкості руху на похилому спуску:

Основна умова безвідмовної дії спуску — правильний вибір кута нахилу α , початкової швидкості v_n , форми і матеріалу поверхні. Надмірне збільшення кута підйому спуску може привести до розпилення і пошкодження вантажів, а також до збільшення габаритів конструкції, тобто матеріаломісткості споруди.

Швидкість v_k в кінці спуску визначають з рівняння кінетичної енергії (рис. 15.1, а):

$$\frac{m}{2}(v_k^2 - v_n^2) = mgh - fmg l, \quad (16.1)$$

звідки

$$v_k = \sqrt{2g(h - fl) + v_n^2}, \text{ м/с}, \quad (16.2)$$

де h - висота спуску вантажу, м; l - довжина транспортування, м; f - коефіцієнт тертя; g - прискорення земного тяжіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

При швидкості $v_k \leq 2 \text{ м/с}$ (для сільськогосподарських продуктів) з рівнянням (16.2) можна визначити l або h .

Для зменшення кінцевої швидкості кінець спусків (рис. 16.1, б) роблять з меншим кутом α_2 , а на стику спусків оформляють плавний перехід. Зниження швидкості можна досягти, виготовляючи поверхню кінця спуску із матеріалу з великим коефіцієнтом тертя f_2 . Ввівши позначення $f_2 / f_1 = k_f$, $h_2 / h_1 = k_h$ і перетворюючи з їх врахуванням формулу (2), одержимо

$$v_k = \sqrt{2g \left(h - f_1 \frac{k_h k_f + 1}{k_h + 1} l \right) + v_n^2}, \text{ м/с}, \quad (16.3)$$

де h_1, h_2 - відповідна висота перепадів ділянок спуску, м; f_1, f_2 - відповідний коефіцієнт тертя поверхні ділянок спуску.

З цього виразу можна визначити початкову або кінцеву швидкість, кут нахилу спуску та інші параметри.

Залежно від фізико-механічних властивостей матеріалів, стану поверхні і форми спускових пристроїв для транспортування вантажів, значення мінімальних кутів нахилу коливається в межах 14...60°.

Для похилих спусків, які складаються з двох ділянок, швидкість руху вантажу рекомендується приймати на крутих ділянках не більше 5 м/с, а на пологих – не менше 1,5 м/с.

В конструкціях спуску необхідно передбачати можливість регулювання кутів нахилу, значення яких дані в таблиці 1.

Таблиця 16.1

Рекомендовані значення кутів нахилу поверхні спуску

Вантаж	Кут нахилу α град. при матеріалі поверхні спуску	
	сталь	дерево
Вироби і тара металеві	25...13	30...20
Ящики, корзини, мішки, пакунки	34...26	36...18

Примітка. Великі значення α приймають при $\vartheta_n=0$, менші — при $\vartheta_n>0$.

Продуктивність похилих спусків (пропускна здатність) можна визначити за формулою

$$Q = \rho A v_k \psi, \text{ кг/с}, \quad (16.4)$$

де ρ - насипна щільність матеріалу, кг/м^3 ; A – площа поперечного перерізу транспортуючого матеріалу на похилому спуску, м^2 ; ψ - коефіцієнт його заповнення, $\psi = 0,2...0,6$.

До засобів гравітаційного транспортування вантажів відносяться роликові і гвинтові спуски, жолоба та труби [1,2].

Лабораторне обладнання та інструмент

Похила площина, вимірювальний інструмент, калькулятор.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою похилого спуску.
2. Накреслити ескіз похилого спуску з нанесенням розрахункових розмірів.
3. Виконати необхідні виміри, проставити розмірності.
4. Визначити розрахункові величини похилого спуску.
5. Оформити звіт за протоколом.

Таблиця 16.2

Вихідні дані

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Матеріал вантажу	пшениця							коренеплоди							
Матеріал похилої поверхні	сталь							дерево							
Висота транспортування, м	6	4	3	5	2	6	4	3	6	5	4	6	4	3	2
Продуктивність, кг/с	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Профіль поперечного перерізу спуска	круг							прямокутник							

*Протокол***Дослідження руху вантажів у гравітаційному транспорті**

Таблиця 16.3

Експериментальне визначення основних параметрів похилого спуску

№ п/п	Об'єкт вимірів	Позначення	Результат	Розмірність
1	2	3	4	5
1	Коефіцієнт тертя	f		
2	Насипна щільність матеріалу	ρ		кг/м ³
3	Кількість ділянок спуска	n		
4	Коефіцієнт заповнення	ψ		
5	Початкова швидкість вантажу	v_n		м/с

Таблиця 16.4

Розрахункові параметри похилого спуску

№ п/п	Величини, які визначаються	Формула	Розрахунок	Розмірність
1	2	3	4	5
1	Довжина транспортування	$v_k = \sqrt{2g(h - fl) + v_n^2},$ $l =$		м

1	2	3	4	5
2	Площа поперечного перерізу спуска	$Q = \rho A v_k \psi$, $A =$		мм^2
3	Розміри поперечного перерізу (виходячи із заданого профілю)			мм

Зміст звіту

1. Мета роботи.
2. Схема експериментальної установки.
3. Результати вимірів основних параметрів похилого спуску (табл. 16.3).
4. Результати розрахунку параметрів лебідки (табл. 16.4).
5. Висновки.

Питання для самоконтролю

1. Які засоби відносяться до гравітаційного транспорту?
2. Який основний критерій оцінки гравітаційного транспортування?
3. Використання якої теореми дає можливість визначити швидкість руху вантажу?
4. Які параметри похилого спуску впливають на швидкість руху вантажу?
5. Як визначається продуктивність пристроїв гравітаційного транспортування?

Список рекомендованої літератури

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. / М.П. Александров – М.: Высшая школа, 1985. -520 с.
2. Иванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. / Ф.К. Іванченко. – К.: Вища школа, 1993.- 413 с.
3. Подъемно-транспортные машины. / [Красников В.В. и др.] за общ. ред. Красникова В.В. – М.: Агропромиздат, 1987.- 272 с.
4. Усов П.В. Подъемно-транспортные машины. / П.В. Усов – М.: Высшая школа, 1967. -236 с.