

Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

О.В. ГРИГОРОВ, Н.О. ПЕТРЕНКО

ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МАШИНИ

Навчальний посібник

*Рекомендовано
Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник
для студентів напрямку «Інженерна механіка»
спеціальності 7.090 214 «Підійомно-транспортні,
будівельні і дорожні машини»*

Харків
2005

ББК 39.9я73
Г 14
УДК 621.86/87 (075.8)

Рецензенти:

Л. В. Назаров, д-р техн. наук, проф., зав. каф. «Підійомно-транспортні, будівельні дорожні машини та обладнання», Харківський національний автомобільно-дорожній університет;

А. П. Кудряш, д-р техн. наук, проф., Інститут проблем машинобудування

*Гриф присвоєний Міністерством освіти і науки України,
лист № 14/18.2-1344 від 16.06.2004 р.*

Григоров О. В., Петренко Н. О.

Г 14 Вантажопідійомні машини: Навч. посібник. — Харків: НТУ «ХП», 2005. — 304 с.

ISBN 966-000-000-0.

Наведено параметри вантажопідійомних машин, їх гнучких елементів, деталей для навивки та звивання гнучких елементів, блоків та інших елементів вантажопідійомних машин. Розглянуті різноманітні приводи та механізми ВПМ, конструкції мостових, козлових кранів. Докладно відображені питання динамічного навантаження ВПМ та запобіжні засоби ВПМ.

Рекомендовано для студентів вищих навчальних закладів за спеціальностями 7.090214 «Підійомно-транспортні, будівельні і дорожні машини», 7.090506 «Турбіни», для аспірантів та інженерів.

Іл. Табл. Бібліограф. 31. Назван.

ББК 39.9я73

ISBN 966-000-000-0

© О. Г. Григоров,
Н. О. Петренко, 2005 р.

ЗМІСТ

| | |
|--|-----------|
| ВСТУП | 6 |
| Розділ 1. УЯВЛЕННЯ ПРО ВАНТАЖОПІДІЙОМНІ МАШИНИ, ТА ОБЛАСТІ ЇХ ЗАСТОСУВАННЯ | 7 |
| 1.2. Класифікація | 7 |
| 1.3. Основні схеми ВПМ | 10 |
| 1.4. Історія розвитку | 15 |
| Розділ 2. ПАРАМЕТРИ ВАНТАЖОПІДІЙОМНИХ МАШИН | 28 |
| 2.1. Основні розрахункові параметри ВПМ | 28 |
| Розділ 3. НАВАНТАЖЕННЯ ВАНТАЖОПІДІЙОМНИХ МАШИН | 35 |
| 3.1. Класифікація і загальна характеристика основних навантажень ВПМ | 35 |
| 3.2. Навантаження від вітру | 36 |
| 3.3. Розрахункові випадки навантажень | 44 |
| Розділ 4. КЛАСИФІКАЦІЯ, КОНСТРУКЦІЯ, ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ, ЗАСОБИ ВИГОТОВЛЕННЯ І РОЗРАХУНОК ГНУЧКИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ПІДВІШУВАННЯ ВАНТАЖІВ | 46 |
| 4.1. Класифікація гнучких органів для підвішування вантажів | 46 |
| 4.2. Конструкція, область застосування, засоби виготовлення і розрахунок зварювальних і пластинчастих ланцюгів ДСТ 2319-70; ДСТУ EN818-1-2001, ДСТУ EN818-2-2001; ТУ12.0173856.015-86; ТУ ВКФР 303613.005-93 | 46 |
| Розділ 5. КАНАТИ | 51 |
| 5.1. Пенькові та бавовняні канати | 51 |
| 5.2. Стальні дротяні канати | 51 |
| 5.3. Розрахунок канатів | 57 |
| 5.4. Магнітна дефектоскопія сталевих канатів [1] | 65 |
| Розділ 6. КОНСТРУКТИВНІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ВПМ | 68 |
| 6.1. Характеристика матеріалів для ВПМ | 68 |
| 6.2. Еквівалентні навантаження | 70 |
| 6.3. Розрахунок по граничному стану | 72 |
| 6.4. Імовірний розрахунок ВПМ на міцність | 73 |
| Розділ 7. ПОЛІСПАСТИ | 75 |
| 7.1. Поліспасты. Схеми поліспастів | 75 |
| 7.2. Кратність поліспастів | 77 |
| 7.3. ККД поліспастів | 77 |
| Розділ 8. БЛОКИ | 81 |
| 8.1. ККД блоків | 81 |
| 8.2. Конструкція, матеріал, розрахунок блоків | 82 |
| Розділ 9. БАРАБАНИ ВАНТАЖОПІДІЙОМНИХ МАШИН | 85 |
| Розділ 10. ВАНТАЖОЗАХОПЛЮВАЛЬНІ ОРГАНИ ВПМ | 93 |
| 10.1. Класифікація ВПМ | 93 |
| 10.2. Конструкція, матеріал, способи виготовлення й область застосування гаків | 93 |
| 10.3. Розрахунок однорогих і дворогих кованих гаків | 95 |

| | |
|---|------------|
| Розділ 11. ГАКИ | 101 |
| 11.1. Клепані однорогі і дворогі гаки за ДСТ 6619-75 | 101 |
| 11.2. Конструкція і розрахунок петель — суцільно кованих і шарнірних | 102 |
| Розділ 12. ГАЛЬМА | 112 |
| 12.1. Призначення гальмових пристроїв | 112 |
| 12.2. Класифікація гальмових пристроїв | 112 |
| 12.3. Конструкція і розрахунок двоколodкового гальма з вантажним і пружним замиканням | 115 |
| Розділ 13. СТРИЧКОВІ ГАЛЬМА | 120 |
| Розділ 14. ПРИВІД ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН | 129 |
| 14.1. Загальні відомості | 129 |
| 14.2. Ручний привід | 130 |
| 14.3. Паровий привід | 130 |
| 14.4. Привід від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) | 131 |
| 14.5. Пневматичний привід | 134 |
| 14.6. Електричний привід | 136 |
| 14.7. Дизель — електричний привід | 146 |
| 14.8. Гідростатичний привід | 147 |
| 14.9. Гідродинамічний привід | 155 |
| 14.10. Електромагнітні муфти та гальма | 161 |
| 14.11. Методика визначення оптимального типу приводу для механізму вантажопідйомної машини | 165 |
| Розділ 15. МЕХАНІЗМИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН (ОСТ 24.090.85-88; ОСТ 24.190.06-86; ОСТ 36-62-81) | 167 |
| 15.1. Механізм підйому вантажу | 167 |
| 15.2. Механізми ВПМ | 167 |
| Розділ 16. МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНІВ І КРАНОВИХ ВІЗКІВ | 174 |
| 16.1. Механізми пересування мостових кранів | 174 |
| 16.2. Конструкція і розрахунок сталевих ходових коліс (ГОСТ 28648-90; ОСТ 24.090.77-84; ОСТ 24.090.44-82) | 177 |
| 16.3. Термічна обробка ходових коліс | 181 |
| 16.4. Знос ходових коліс мостових кранів і шляхи підвищення терміну їхньої служби | 183 |
| 16.5. Поперечні сили, що навантажують опори крана | 188 |
| Розділ 17. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕСУВАННЯ | 195 |
| Розділ 18. КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ МЕХАНІЗМІВ ОБЕРТАННЯ | 202 |
| 18.1. Схема механізмів повороту кранів | 202 |
| 18.2. Кулькові опорно-поворотні пристрої | 204 |
| 18.3. Роликовий опорно-поворотний пристрій | 204 |
| 18.4. Розрахунок механізму повороту крана | 205 |
| Розділ 19. МЕХАНІЗМИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ СТІЛИ | 208 |
| 19.1. Класифікація | 208 |
| 19.2. Поліспастиний механізм зміни вильоту стріли | 208 |
| Розділ 20. СТАЦІОНАРНІ ПОВОРОТНІ КРАНИ | 214 |
| 20.1. Конструктивні схеми кранів | 214 |

| | |
|---|------------|
| 20.2. Визначення статичного моменту опору повороту M_C для конструкції опор | 215 |
| 20.3. Розрахунок фундаменту | 216 |
| 20.4. Розрахунок фундаментних болтів | 217 |
| Розділ 21. СТІЛОВИЙ ПОВОРОТНИЙ КРАН З НЕПОВОРОТНОЮ КОЛОНОЮ | 218 |
| 21.1. Конструктивна схема крана та визначення зусиль у його стрижнях | 218 |
| 21.2. Розрахунок фундаментних болтів | 219 |
| 21.3. Перевірка крана | 220 |
| 21.4. Розрахунок металокопункції | 221 |
| Розділ 22. СТІЛОВІ ПЕРЕСУВНІ КРАНИ | 224 |
| 22.1. Конструктивна схема крана | 224 |
| 22.2. Розрахунок моменту опору повороту | 225 |
| 22.4. Сучасні велосипедні крани-штабелери фірми «Демаг» | 229 |
| Розділ 23. МОСТОВІ КРАНИ | 234 |
| 23.1. Класифікація | 234 |
| 23.2. Мостові крани загального призначення | 234 |
| 23.3. Призначення ферм | 237 |
| Розділ 24. РОЗРАХУНОК СУЦІЛЬНОСТІННИХ МОСТОВИХ КРАНІВ | 239 |
| 24.1. Конструктивна схема крана і побудова епюр згинального моменту і поперечних сил | 239 |
| 24.2. Розрахунок максимальних нормальних напружень | 241 |
| 24.3. Підрахунок максимальних перерізних напружень | 241 |
| Розділ 25. РОЗРАХУНОК РЕШІТЧАСТИХ МОСТІВ | 244 |
| 25.1. Розрахунок зусиль від постійного навантаження | 244 |
| 25.2. Визначення зусиль в елементах головної ферми від рухомого навантаження | 245 |
| 25.3. Визначення сил інерції, що виникають при пуску і гальмуванні крана | 248 |
| 25.4. Розрахунок кінцевих балок | 249 |
| 25.5. Магнітна діагностика та контроль остаточного ресурсу металокопункції підйомних споруд [1] | 251 |
| Розділ 26. СТІЙКІСТЬ ПЕРЕСУВНИХ КРАНІВ | 256 |
| Розділ 27. СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНИХ ЗА ШВИДКОДІЄЮ РЕЖИМІВ КЕРУВАННЯ РУХОМ КРАНІВ | 261 |
| 27.1. Вступ в оптимальне керування кранами з гнучким підвісом вантажу | 261 |
| 27.2. Вибір параметра керування та динамічної і математичної моделей | 266 |
| 27.3. Визначення оптимального режиму керування рухом візка з підвищеним вантажем | 269 |
| 27.4. Оптимальне керування рухом при обмеженні відхилення вантажу від вертикалі | 273 |
| 27.5. Огляд систем оптимального керування кранами | 280 |
| Розділ 28. ПРОБЛЕМА ПЕРЕКОСІВ ХОДОВИХ КОЛІС МОСТОВИХ КРАНІВ | 287 |
| ЗАКЛЮЧЕННЯ | 295 |
| СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ | 297 |

ВСТУП

Зміст посібника відповідає програмі курсу «Вантажопідйомні машини», затвердженої Міністерством освіти і науки України, за фахом 7.090214 «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини та обладнання».

У посібнику наведені конструкції і розрахунок окремих елементів, приводів, механізмів, різних кранів. Поряд із традиційними питаннями розрахунку і конструювання вантажопідйомних машин значна увага приділяється розгляду нових перспективних напрямків розвитку науки і техніки в даній області з урахуванням досягнень спеціалізованих підприємств, організацій і кафедр.

У посібнику досить повно викладаються питання розрахунку на міцність основних деталей вантажопідйомних машин, розрахунку механізмів з урахуванням динамічних навантажень, результати ряду теоретичних і експериментальних досліджень, врахований багаторічний досвід викладання курсу в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут».

Цей посібник може бути використано студентами при вивченні курсу «Вантажопідйомні машини», при виконанні курсових і дипломних проектів, а також аспірантами і інженерно-технічними працівниками, що займаються проектуванням, виготовленням і експлуатацією вантажопідйомних машин.

Розділ 1

УЯВЛЕННЯ ПРО ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МАШИНИ, ТА ОБЛАСТІ ЇХ ЗАСТОСУВАННЯ

Вантажопідйомною машиною (ВМП) називається машина періодичної дії для транспортування на незначну відстань різних вантажів: штучних, сипучих і т.д.

Вантажопідйомна машина характеризується наступними основними ознаками: наявністю механізму підйому вантажу, циклічністю, відсутністю постійних місць завантаження і розвантаження. Кран — це складна вантажопідйомна машина, яка характеризується можливістю надання різних рухів вантажів по тій чи іншій траєкторії.

До вантажопідйомних машин відносяться: домкрати, талі, лебідки, стрілові поворотні крани, консольні крани, мостові крани, мостові перевантажувачі, крани металургійного циклу і т. ін.

Вантажопідйомні машини застосовуються в промисловості, будівництві, на транспорті. Особливо велика насиченість кранами на металургійних заводах, у портах, де іноді встановлюються багато десятків, а іноді і сотні кранів.

1.2. Класифікація

Велика кількість різноманітних видів і типів вантажопідйомних машин ускладнює їхню класифікацію. Відомі спроби класифікувати вантажопідйомні машини за кінематичним (проф. Р. Дуб), конструктивним (проф. Н. Ф. Руденко) і іншими ознаками (проф. Л. Г. Кіфер). В основу викладеної нижче класифікації вантажопідйомних машин, розробленої у свій час проф. Д. Н. Тамаріним і доповненої проф. Гайдамакою В. Ф. покладені наступні основні ознаки: призначення, число і характер рухів, конструкція і режими роботи механізмів.

Залежно від призначення усі вантажопідйомні машини можна поділити на два класи: *загального* і *спеціального* застосування.

Вантажопідйомні машини *загального призначення* застосовуються для виконання різноманітних вантажно-транспортних операцій з вантажами загального характеру. До цього класу машин

відносяться найпростіші підйомні механізми: домкрати, талі, лебідки, прості стаціонарні і пересувні стрілові поворотні крани, мостові і консольні крани складських приміщень, машинобудівних підприємств та ін.

Характерними ознаками машин загального призначення є відносна простота будови механізмів і невелика їх кількість (звичайно не більш двох-трьох), застосування найпростіших вантажозахоплювальних пристроїв (гаків, петель, скоб).

Вантажопідйомні машини *спеціального призначення* застосовуються для виконання спеціальних технологічних операцій, а також для переміщення окремих категорій спеціальних вантажів (ракет, бомб і ін.) До цього класу машин відносяться: металургійні крани, літальні крани для монтажу конструкцій, маніпулятори та автоматичні оператори, що обслуговують складальні і технологічні лінії машинобудівних підприємств і ін.

Характерними можливими ознаками вантажопідйомних машин спеціального призначення є конструктивна складність, застосування спеціальних вантажозахоплювальних пристроїв, однотипність (монотипність) технологічних операцій, що виконуються, напруженість роботи, високий ступінь автоматизації окремих операцій, що не потребують переналаджувальних робіт. Деякі вантажопідйомні машини належать до класу спеціальних лише через виробництво підйомно-транспортних робіт особливого призначення. До числа таких машин належать, наприклад, машини, що обслуговують космічні ракетні установки.

Класифікація ВПМ залежно від числа рухів, що повідомляються вантажу:

Види ВПМ:

- ВПМ, що повідомляє вантажу лише один піднімальний рух;
- ВПМ, що забезпечують не більш двох-трьох рухів;
- ВПМ, що надають більшу кількість рухів.

Сучасні вантажопідйомні машини можуть надавати вантажу наступні види руху:

- 1) вертикальний чи похилий у бік підйому чи опускання вантажу;
- 2) поперечний чи радіальний у горизонтальному напрямку (баштовий і мостовий крани);
- 3) поворотний навколо вертикальної чи горизонтальної осі (напольно-завалочна машина);
- 4) обертальний навколо вертикальної осі (стрілові, порталні крани);
- 5) хитальний (напольно-завалочна машина);

- 6) захоплювальний (пратцен крани, маніпулятори);
- 7) перекидальний (розливочний ливарний кран).

Вертикальний піднімальний рух зустрічається у всіх кранах загального і спеціального призначення.

Перший вид ВПМ у свою чергу поділяється на два підвиди:

а) вантажопідйомні машини, що володіють лише одним піднімальним рухом і забезпечують підйом вантажів за допомогою відповідного привода (домкрати, талі, лебідки);

б) підйомні машини чи підйомники, що забезпечують рух вантажонесучого органу вздовж напрямних, встановлених у вертикальному чи похилому напрямках (кліткові, скіпові підйомники шахт, доменних пічей).

До другого виду ВПМ належать крани загального призначення.

До третього виду ВПМ належать спеціальні крани, технологічні вантажотранспортувальні маніпулятори.

Відмінною рисою всіх машин, названих кранами, є обов'язкова наявність стаціонарної чи рухомої металевої конструкції, що служить опорою для окремих механізмів.

Отже, краном можна назвати вантажопідйомну машину періодичної дії, призначену для підйому і наступного транспортування по складній просторовій трасі різних вантажів, переміщуваних за допомогою індивідуально керованих механізмів, розташованих на металевій конструкції машини.

Класифікація ВПМ залежно від характеру зв'язку з зоною обслуговування:

- 1) стаціонарні;
- 2) ВПМ, що переносяться чи перевозяться (домкрати, лебідки);
- 3) ВПМ, що переміщуються за допомогою власного механізму.

Класифікація ВПМ залежно від сполучення поворотного і позовжньо-поступального руху:

- 1) ВПМ, що мають поворотний рух без позовжньо-поступального (наприклад, стаціонарні стрілові поворотні крани);
- 2) ВПМ, що мають позовжньо-поступальний рух без поворотного (наприклад, мостові крани загального призначення);
- 3) ВПМ, що мають поворотний і позовжньо-поступальний рух (наприклад, автомобільний кран, баштовий кран та ін.).

Класифікація ВПМ залежно від режиму експлуатації.

Усі конструкції кранів з машинним приводом відповідно до правил Держгіртехнагляду до 1982 р. поділялися на наступні режими: легкий, середній, важкий і надто важкий.

Відповідно до Держстандартів 25546-82 і 25835-83 діє нова класифікація кранових механізмів за групами режимів роботи, що визначаються залежно від класу використання механізмів, часу роботи і класу навантаження.

Розрахунок усіх механізмів, вузлів, деталей, елементів металевих конструкцій виконується з обов'язковим обліком дійсної групи режиму їхньої роботи. Група режиму роботи крана визначається класом використання і класом навантаження крана. Група режиму роботи металевої конструкції крана відповідає групі режиму роботи крана.

1.3. Основні схеми ВПМ

Нижче на рис. 1.1—1.18 наведені схеми основних вантажопідіймних механізмів і машин, що застосовуються при виконанні різних підйомно-транспортних робіт.

Рис. 1.1. Гвинтовий домкрат. Знаходить застосування при ремонтних і монтажних роботах. Вантажопідйомність від 2 до 20 т при висоті підйому $0,25 \div 1$ м. Гідравлічні домкрати мають вантажопідйомність до 100 т. Для ремонтних робіт у залізничному транспорті висота підйому сягає $3 \div 4$ м.

Рис. 1.2. Поліспасти. Застосовуються для монтажних робіт у сполученні з лебідками, а також у всіх підйомних механізмах і кранах (виключення складають підйомники, де поліспасти застосовуються рідко).

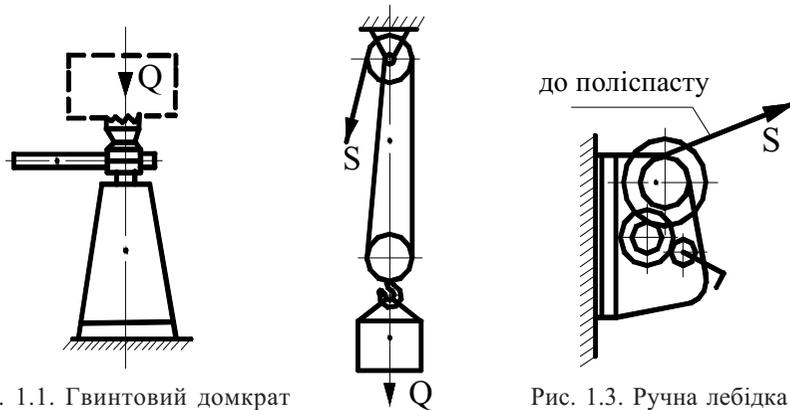


Рис. 1.1. Гвинтовий домкрат

Рис. 1.2. Поліспасти

Рис. 1.3. Ручна лебідка

Рис. 1.3. Ручна лебідка. Застосовується в основному як допоміжне монтажне устаткування. Вантажопідйомність від 0,5 до 10 т при канатоємності до 300 м.

Рис. 1.4. Пересувна електроталь знаходить застосування при ремонтно-монтажних і транспортних роботах для підйому малих вантажів. Стандартні талі мають вантажопідйомність $0,25 \div 80$ т, швидкість підйому — від 5 до 25 м/хв і висоту підйому $13 \div 18$ м. За кордоном електроталі широко використовуються при створенні легких візків мостових та козлових кранів.

Рис. 1.5. Стационарний поворотний кран з нерухою колоною; не має руху пересування усього крана; має поширення при будівництві висотних споруд, реставраційних роботах у щільних умовах.

Рис. 1.6. Стационарний кран з поворотною колоною і постійним вильотом.

Рис. 1.7. Стационарний кран з поворотною колоною і перемінним вильотом.

Рис. 1.8. Консольний поворотний кран. Вантажопідйомність $2 \div 10$ т, виліт $4 \div 10$ м.

Рис. 1.8. Мостовий двохбалковий кран з верхнім візком. Деякі мости мають решітчасту конструкцію. Широко застосовуються також мостові крани з мостом суцільностінчастої конструкції. Стандартні мостові крани загального призначення мають вантажопідйомність від 5 до 300 т. Для монтажних робіт на могутніх гідроелектростанціях створені крани вантажопідйомністю 500 т.

Рис. 1.9. Візок мостового крана загального призначення.

Рис. 1.10. Козловий кран. Широко використовується на будівельних і

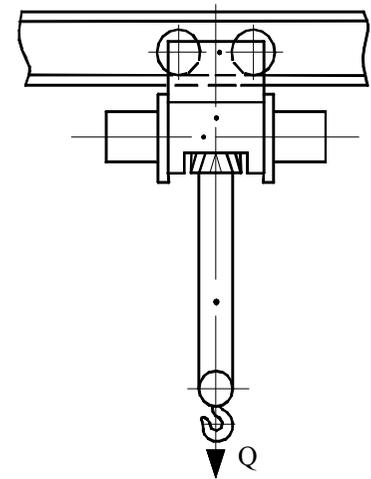


Рис. 1.4. Пересувна електроталь

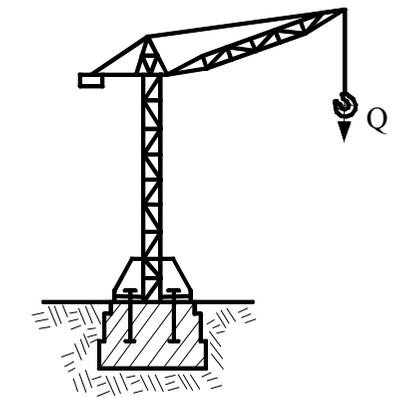


Рис. 1.5. Стационарний поворотний кран з нерухою колоною

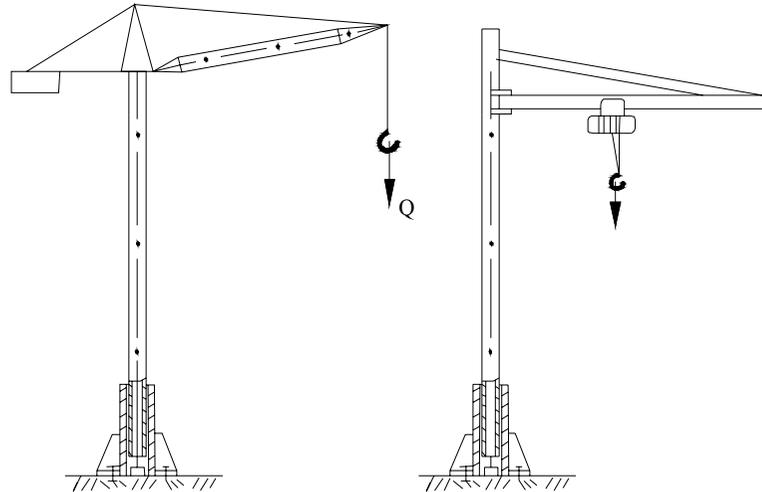


Рис. 1.6. Стационарний поворотний кран з можливістю нарощування висоти башти

Рис. 1.7. Консольний поворотний кран: вантажопідйомність 2—10 т, виліт 4—10 м

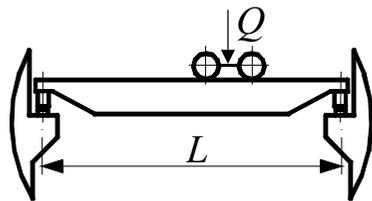


Рис. 1.8. Мостовий двобалковий кран з верхнім візком

монтажних роботах. Вантажопідйомність козлових кранів загального призначення сягає 63 т. При будівництві могутніх гідросилових і атомних електростанцій застосовуються козлові крани вантажопідйомністю до 200 т і більш, а при будівництві суден використовуються монтажні козлові крани вантажопідйомністю 800 т. Окремі козлові крани-перевантажувачі мають прогін $L = 72,2$ м.

Рис. 1.11. Автомобільний кран. Ці крани застосовуються на вантажно-розвантажувальних роботах зі штучними вантажами при монта-

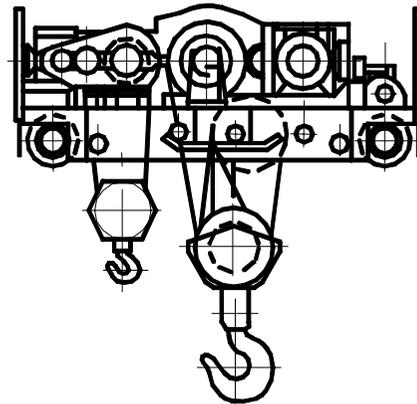


Рис. 1.9. Візок мостового крана загального призначення

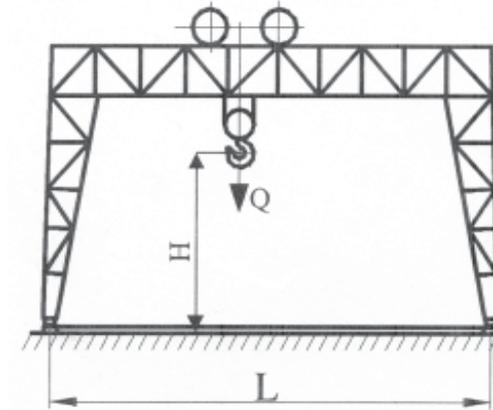


Рис. 1.10. Козловий кран

жі конструкцій і технологічного устаткування. Вітчизняною промисловістю випускаються крани вантажопідйомністю від 4 до 40—50 т. Крани на пневмоколісному шасі сягають вантажопідйомності 250 т.

Рис. 1.12. Гусеничний кран. Крани подібного типу є основними монтажними машинами в промисловому та енергетичному будівництві. Вони мають гарну прохідність і маневреність і випускаються як універсальні крани-екскаватори (драгліяни). Вантажопідйомність — від 6,3 до 1600 т.

Рис. 1.13. Кран на тракторі. Застосовується на вантажно-розвантажувальних роботах, при монтажі будівельних конструкцій

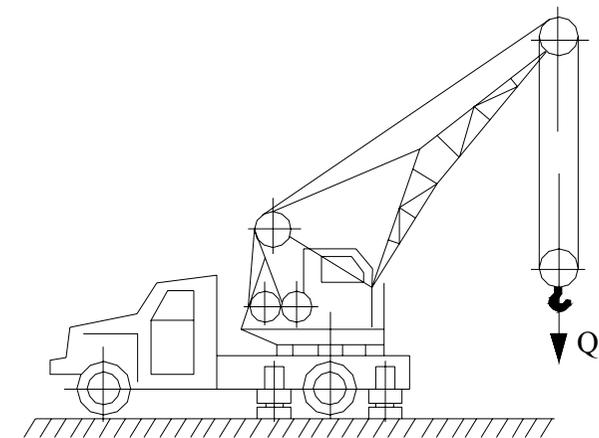


Рис. 1.11. Автомобільний кран

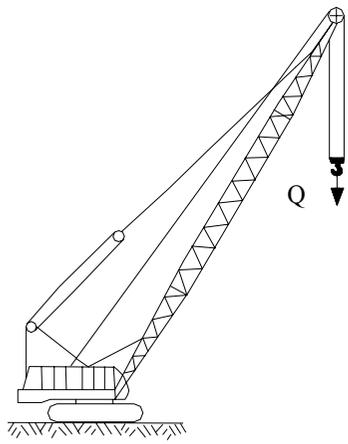


Рис. 1.12. Гусеничний кран

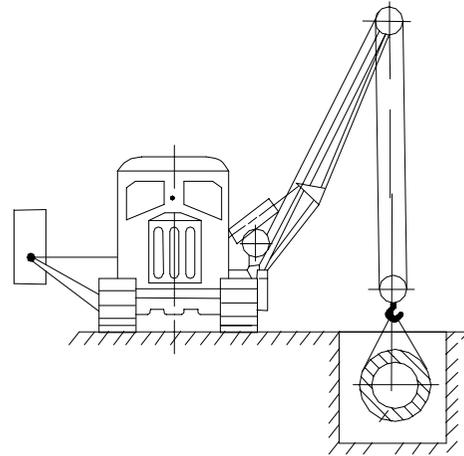


Рис. 1.13. Кран на тракторі

і технологічного устаткування, а також на спеціальних роботах в умовах бездоріжжя (укладання труб у траншеї, установка опор ліній зв'язку і т. ін.). Вантажопідйомність сягає 25 т.

Рис. 1.14. Баштовий кран. Цей кран широко використовується в промисловому і цивільному будівництві. Вантажопідйомність баштових кранів при найбільшій вильоті може досягати 25 т, при найменшому — 7 т (наприклад, для крана БК-1425).

Рис. 1.15. Мостовий кран-штабелер. Вантажопідйомність від 0,15 до 6 т. Застосовується на складах з багатоярусним збереженням вантажів, може працювати в автоматичному режимі.

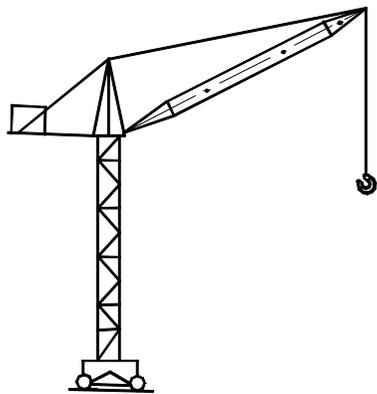


Рис. 1.14. Баштовий кран

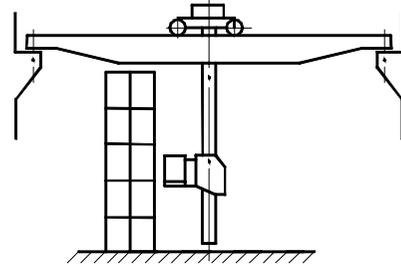


Рис. 1.15. Мостовий кран-штабелер

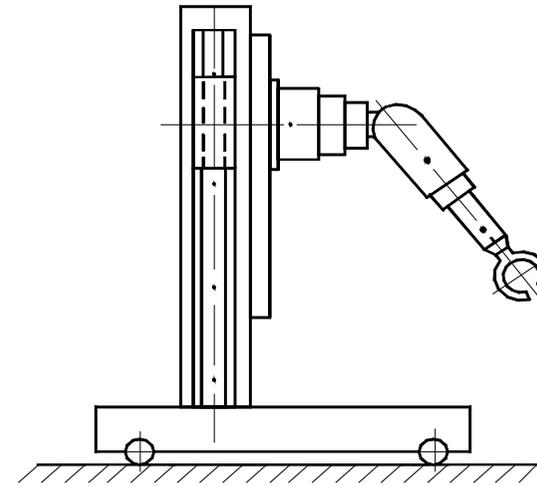


Рис. 1.16. Промисловий робот-маніпулятор

Рис. 1.16. Промисловий маніпулятор-робот. Широко застосовується при виконанні шкідливих для людини і монотонних операцій. Вантажопідйомність від 0,5 до 150 кг і більше. Наприклад, робот «Янбот-800» японської фірми «Тойота» переміщує вантажі вагою 1000 кг.

1.4. Історія розвитку

Застосування найпростіших вантажопідйомних машин без машинного приводу було відоме ще в далекій давнині. На рис. 1.18 наведено процес будівництва примітивних сховищ нашими далекими предками за допомогою важелів [1]. Ці перші піднімальні пристрої є класичними наочними прикладами того, як люди вміли використовувати підручні допоміжні засоби задовго до того, як вони змогли пояснити, як і чому той чи інший засіб забезпечує бажаний ефект.

Матеріальні свідчення цих ранніх піднімальних пристроїв майже не збереглися, здебільшого — лише їхні відбитки. Самою давньою відомою археологічною знахідкою є наконечник списа, вік якого обчислюється в 290 000 років і який був знайдений у районі озера Clayton-on-Sea у Південній Англії.

Людство мало змогу одержати досить наочну картину «дерева століття» завдяки наскальним рисункам, що дають уявлення про те, як працювали з цими пристроями.

Установити час появи важеля, клина, гвинта, ворота неможливо. Однак вже у китайському рукописі, написаному більш чотирьох тисяч років тому назад, описується криничний коловорот (рис. 1.18).



Рис. 1.17. Стовбур дерева був важелем в одному з перших створених людиною допоміжних вантажопідіймних пристроїв

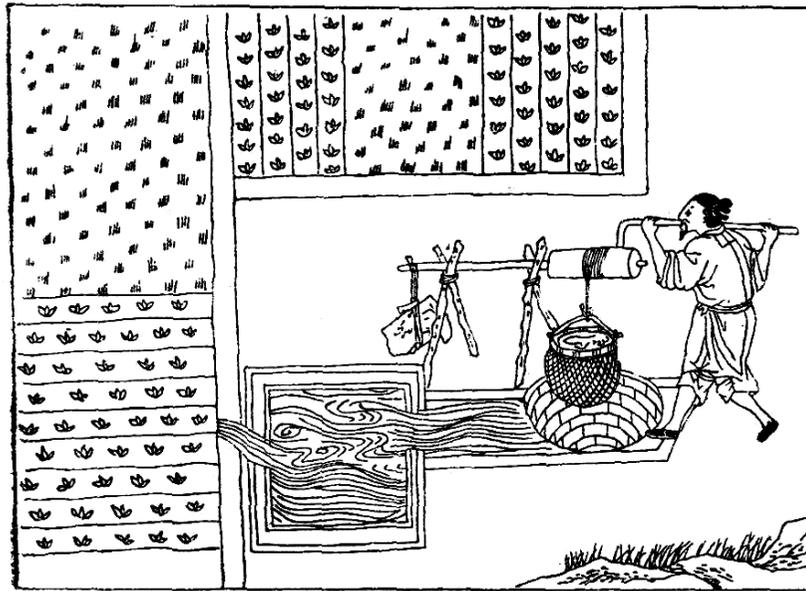


Рис. 1.18. Рисунок з найдавнішої технічної китайської книги, виготовленої раніше 2200 р. до н.е., що ілюструє підйом води з колодязя за допомогою стародавнього коловороту

Більш того, навіть у XX столітті в Китаї застосовувалися технології, запозичені з далекої давнини (рис. 1.19). Наприклад при будівництві теплоелектростанцій в Китаї у 50-х роках XX століття ротор і статор турбіни переміщувалися сотнями людей з використанням мотузок і бамбукових тичин під мірний дріб барабанів.

Більш 3500 років тому єгиптяни переміщали колонні плити вагою понад 90 т за допомогою котків, важелів, блоків і похилих площин. Вага багатьох статуй сягала сотень тонн; статуя Рамзеса II, встановлена в Єгипті, важила майже 1000 т; піраміда Хеопса висотою 147 м складена частково з каменів вагою до 20 т. Однак, ніде в текстах і на рисунках єгиптян, що залишили так багато текстів і рисунків, не згадали і не зобразили вантажопідіймні пристрої, за допомогою яких зводилися піраміди. Згодом 1,5—2 тисячі років після зведення пірамід Геродот залишив нам опис методу їхнього будівництва. У наш час серед археологів існують суперечності щодо питання описаних ним методів будівництва пірамід. Так, деякі дослідники заперечують можливість зведення пірамід таким способом. Вони пишуть, що якби Геродот піднявся хоча б на 5 східців піраміди, то йому стало б ясно, що ширина сходини занадто мала для того, щоб на ній можна було установити піднімальний пристрій (важіль). Сьогодні в цьому може перекопатися будь-

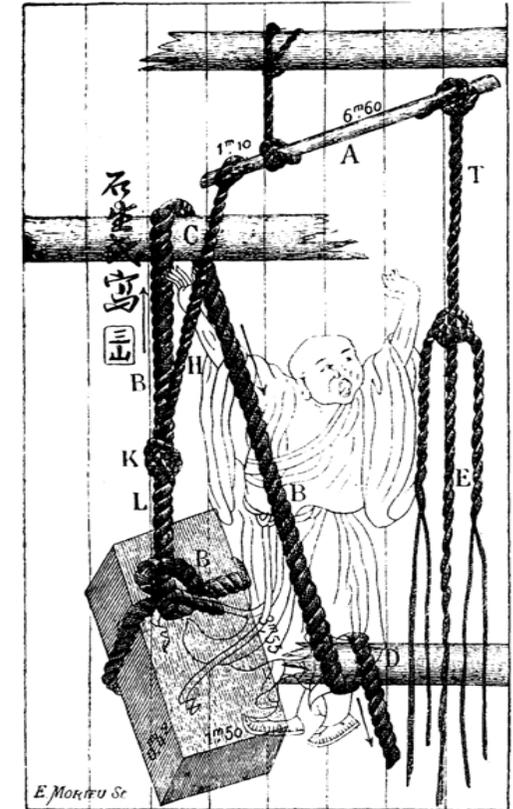


Рис. 1.19. Ілюстрація китайського художника ходу робіт з підйому важкого вантажу більш 6 т, за допомогою стародавньої (понад 3,5 тис. років тому) технології, яку використовували в Китаї аж до XX століття

якого вантажопідіймні пристрої, за допомогою яких зводилися піраміди. Згодом 1,5—2 тисячі років після зведення пірамід Геродот залишив нам опис методу їхнього будівництва. У наш час серед археологів існують суперечності щодо питання описаних ним методів будівництва пірамід. Так, деякі дослідники заперечують можливість зведення пірамід таким способом. Вони пишуть, що якби Геродот піднявся хоча б на 5 східців піраміди, то йому стало б ясно, що ширина сходини занадто мала для того, щоб на ній можна було установити піднімальний пристрій (важіль). Сьогодні в цьому може перекопатися будь-

який турист. Крім того, ламають голову вже дві тисячі років над останньою фразою в описі будівництва пірамід Геродотом. Вона звучить так: «тому на початку виготовляли вершину (піраміди), а потім будівництво пірамід йшло зверху вниз до самої нижньої сходини». Для того щоб пояснити незвичайний метод будівництва, висувалися теорії про те, що єгиптяни мали у своєму розпорядженні вертольоти, чи одержували допомогу від космічних пришельців. Із сучасної точки зору Геродот, найімовірніше, не правильно розчув, коли йому розповідали про метод будівництва пірамід (рис. 1.20).

Блоки храму Сонця в Бальбеке (нинішній Ліван) важили більш 350 т, а плити платформи, спорудженої там же раніше, — більш 1000 т. Зображення перших піднімальних машин у вигляді криничного журавля і ворота були відомі більш двох тисяч років до нашої ери. У IV ст. до н. е. греки застосовували поліспасти, горизонтальні і вертикальні вороти, нерухомі і похилі стовпи з блоками.

Перші описи вантажопідійомних машин містяться в працях Аристотеля (384—322 р. до н.е.) — це піднімальні блоки, важелі, поліспасти та ін. Герон Олександрійський описав елементарний коловорот, що є прототипом сучасних лебідок (більш 2 тисяч років тому).

У I ст. до н. е. з'явилися перші найпростіші піднімальні крани. У період середньовіччя працюють і публікують свої праці Леонардо да Вінчі, Георг Агрикола, Цонка та ін., що дали опис майже усіх

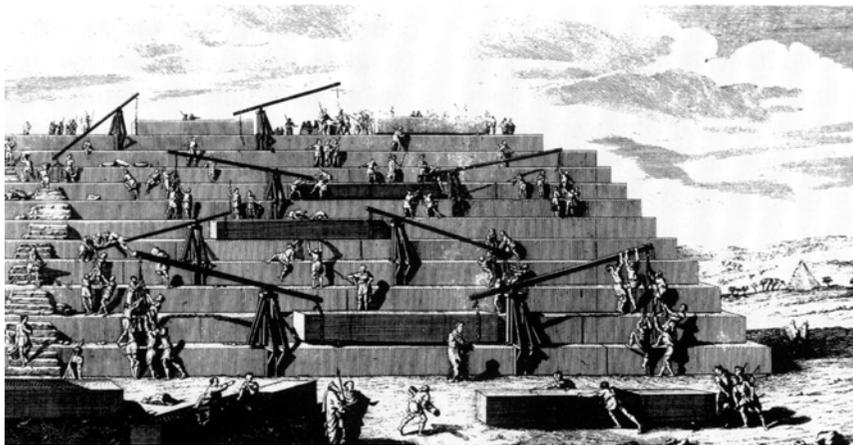


Рис. 1.20. Гравюра на міді ілюструє описане Геродотом будівництво пірамід, однак, мабуть, не варто довіряти зображенням на мідній гравюрі повідомленням Геродота. Також, як він повідомляє, будують піраміду згори вниз

відомих тоді елементів вантажопідійомних машин. Судити про будову вантажопідійомних машин, що застосовувалися більш двох тисяч років тому, можна по керівництву, написаному римським архітектором Вітрувієм у 16—13 р. до н. е..

У середині 17 сторіччя був винайдений вакуумний насос. У 1661 р. в Магдебурзі відомий німецький учений Отто-фон-Геріке провів демонстрацію свого експерименту, що надалі ввійшов в історію як «Магдебурзькі півкулі». Виготовлені з міді дві півсфери з'єднувалися в кулю діаметром близько одного магдебурзького ліктя. Через спеціально зроблений вентиль з кулі відкачувалось повітря. Отто-фон-Геріке затверджував, що повітря поза кулею так міцно стискає обидві половини, що розділити їх не під силу навіть шістнадцятьом коням (рис. 1.21). Проведений експеримент на подив усіх глядачів довів його твердження. У сучасній техніці цей принцип широко використовується.

Аж до початку XIX століття засоби вантажопідійомної техніки характеризувалися двома особливостями: застосування ручного (гузевого) приводу і використання дерева як основного конструкційного матеріалу. У цей період тільки для найбільш відповідальних деталей (ланцюгів, гаків, валів і т.ін.) застосовувалися метали. Необхідність збільшення вантажопідійомності і робочих швидкостей на початку XIX століття привела до використання механічних приводів і металевих конструкцій. Першим типом механічного приводу

Рис. 1.21. Експеримент 1661 р. Отто фон Геріке з безповітряними півкулями в Магдебурзі, відбитий на мідній гравюрі 1664 р.

вантажопідйомних машин був гідропривід, у якому активною силою була вода, що подавалася по трубопроводу під тиском у кілька десятків атмосфер. Перший піднімальний кран з гідроприводом виготовлений у 1846 р. Підйом гака цього крана виконується гідроциліндром через поліспагну систему. Цей тип приводу згодом набув застосування в стаціонарних піднімальних кранах (рис. 1.22).

При появі парової машини паровий привід став застосовуватися у підйомно-транспортних машинах. Перший паровий привід вантажопідйомного крана був виготовлений у 1827 р. На рис. 1.23 наведено один з таких кранів.

На початку 80-х років минулого сторіччя з'явилися перші крани і підйомники з електричним приводом, а в 1889 р. — мостовий багатомоторний електричний кран.

Історія вітчизняного підйомно-транспортного машинобудування має велику кількість оригінальних рішень складних задач щодо підйому і переміщення вантажів. До нас дійшли друковані праці минулих років (XVII—XVIII ст.): «Статут ратних, гарматних і інших справ» (1607—1621 рр.); «Книга переписна на Тульських металургійних заводах» (1647 р.); «Перші підстави металургії» М.В. Ломоносова (1785 р.), в яких згадувалося про перші типи піднімальних і транспортувальних машин і наведений їхній опис.

У цей період російськими майстрами проведені унікальні підйомно-транспортні роботи: у 1668 р. — підйом дзвону вагою 130 т на дзвіницю

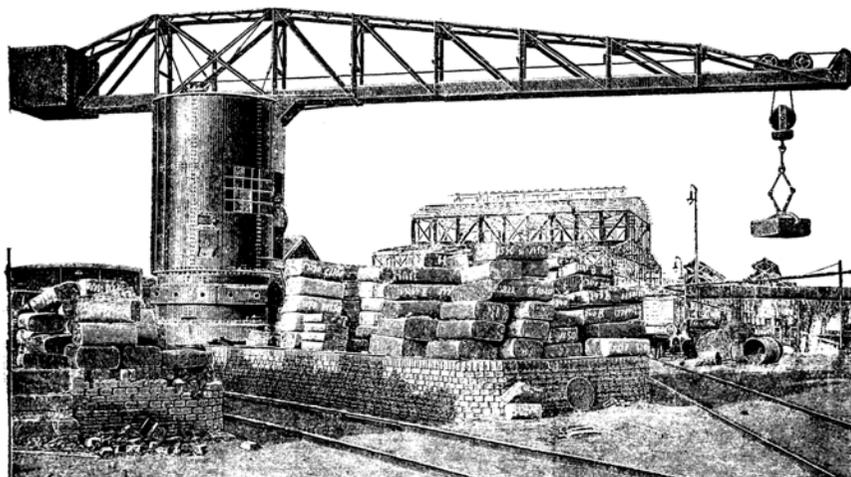


Рис. 1.22. Гідравлічний кран вантажопідйомністю 5 т, з вильотом стріли 14 м, виготовлений у 1886 р. заводом Штукенгольца в Німеччині

в Кремлі, транспортування й установка цокольного каменя вагою близько 1000 т для пам'ятника Петрові I у 1769 р.

Цього ж часу російський механік К. Д. Фролов здійснив кілька комплексних схем механізації транспортних процесів на металургійних заводах Алтаю (підйом і транспортування руди, відкачка води із шахт, механізація внутрішньозаводського транспорту).

У 1828—1832 рр. у Петербурзі були проведені складні і трудомісткі роботи з установки колон Ісакієвського собору і Олександрійської колони вагою 600 т. Трохи пізніше зборку залізничного моста через річку Єнісей було здійснено за допомогою дерев'яного козлового крана (рис. 1.24).

Одним з найбільших творінь людського генія було у свій час будівництво Суецького каналу в пустелі (рис. 1.25). Він будувався 10 років і відкрився в 1869 р., мав довжину 160 км, ширину від 60 до 90 м і глибину 11 м. Закінченню будівництва вирішальним образом сприяло впровадження двох типів машин, побудованих у Франції за американськими прототипами.

Першим типом машин були екскаватори – скіпові підйомники циклічної дії (рис. 1.26) і безперервної дії (рис. 1.27). Іншим типом машин були наддовгі стрічкові транспортери.

Представником унікальних вантажопідйомних машин є підйомник для судів (рис. 1.28). Один з таких підйомників з успіхом працює під Магдебургом уже більш 70 років.

Наприкінці XIX століття (1898—1900 р.) почало розвиватися вітчизняне кранобудування на Брянському, Московському, Краматорському, Путіловському, Сорновському та інших заводах Росії. Першим

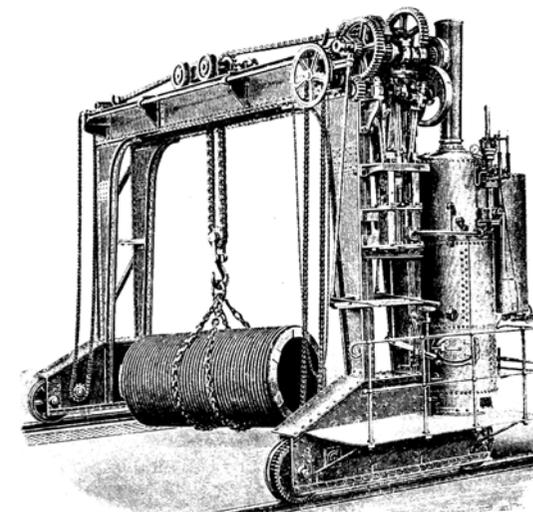


Рис. 1.23. Козловий кран заводу Штукенгольца в Німеччині з паровим приводом вантажопідйомністю 15 т для зміни валків у прокатних станах

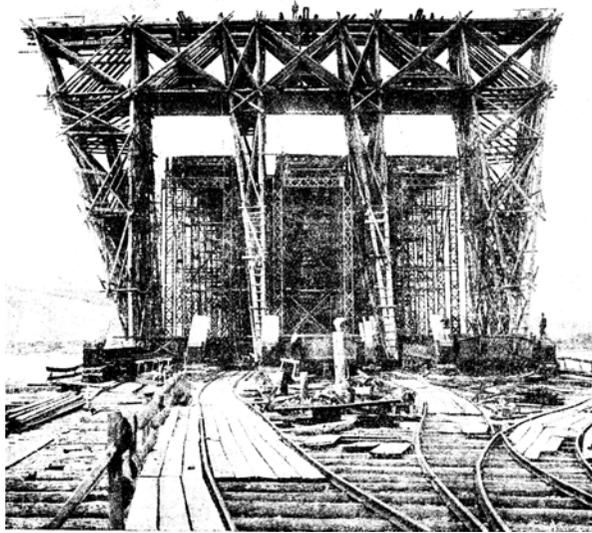


Рис. 1.24. Дерев'яний пересувний кран кінця XIX століття, за допомогою якого відомим у Росії будівельником мостів інженером К. К. Кнорре було виконане складання усіх прогонів великого залізничного моста через річку Єнісей на Сибірській залізниці

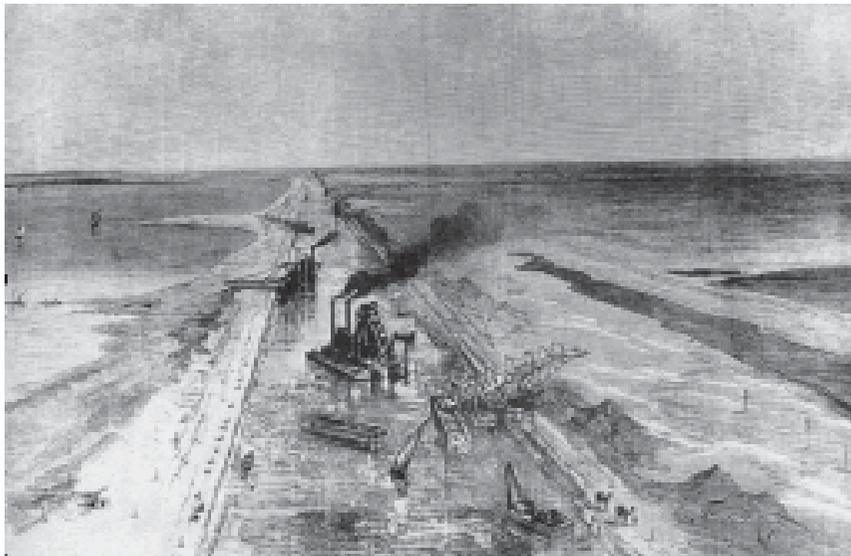


Рис. 1.25. Механізація будівництва Суецького каналу в пустелі. Будівництво закінчено у 1869 р.

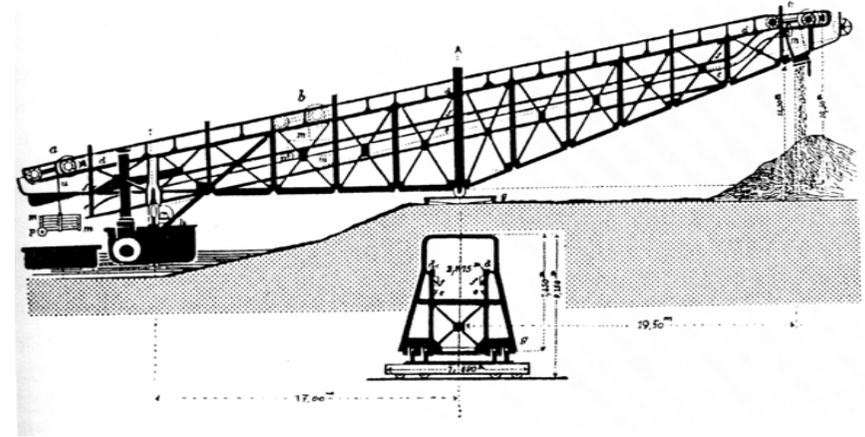


Рис. 1.26. Екскатор—скиповий підіймник циклічної дії для транспортування піску та землі, використовувався при будівництві Суецького каналу

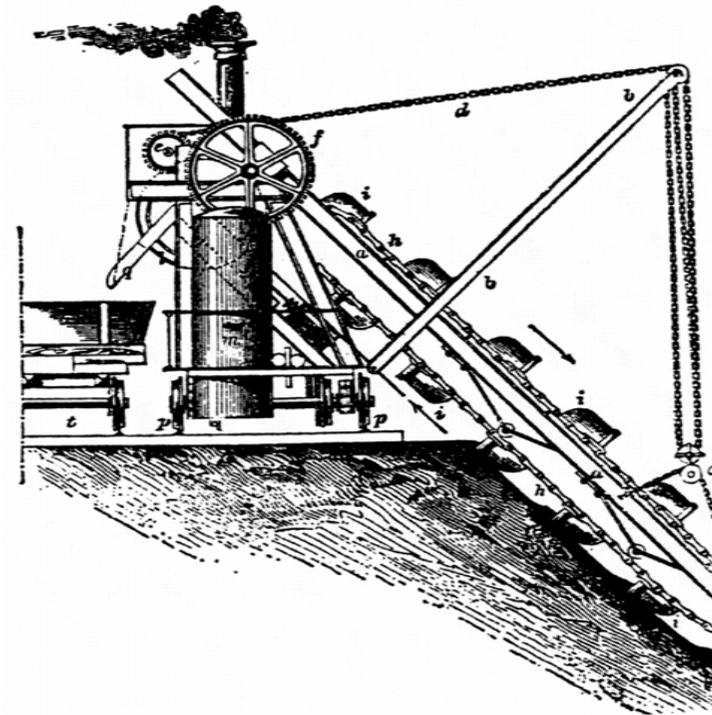


Рис. 1.27. Паровий кар'єрний екскаватор безперервної дії

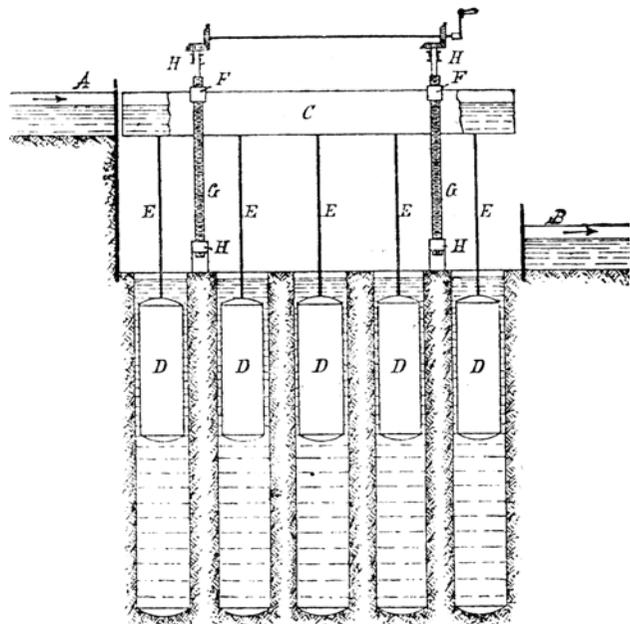


Рис. 1.28. Підйомник для суден (Schiffshebewerk), побудований на початку ХХ століття біля Генрихенбурга у Вестфалії на Дортмундському каналі за проектом заводу Ганіель і Люег (Haniel und Lueg) у Дюссельдорфі

підручником щодо вантажопідйомних машин, виданим у другій половині минулого сторіччя, був курс проф. Н. Н. Вишнеградського. До 1900 р. вантажопідйомні машини на вітчизняних заводах майже не виготовлялися, а механізми ввозилися з-за кордону.

Після Жовтневої революції, в роки перших трьох п'ятирічок виготовлення ВПМ виділилося в окрему спеціалізовану область. Були побудовані спеціалізовані заводи по виготовленню кранового устаткування у Краматорську (НКМЗ, СКМЗ), Свердловську (УЗТМ), Санкт-Петербурзі (з-д ім. Кірова). В даний час ВПМ виготовляють у Харкові, Туапсе, Одесі, Вузловій, Могильові, Нікополі, Сизрані. У 1930 р. створюється ВНДПТМАШ, що став незабаром науково-технічним центром в області ВПМ.

Успіхам в області ВПМ сприяли теоретичні роботи професорів та доцентів В. Е. Тіра, Л. Г. Кіфера, Н. Н. Ємцова, А. О. Співаковського, А. М. Дукельського, М. Ф. Руденко, Д. Н. Тамаріна, М. М. Гохберга, П. З. Петухова, М. П. Александрова, Б. С. Ковальського, Б. І. Жермунського, В. Ф. Гайдамаки, Б. П. Румянцева, В. Ф. Семенюка,

Л. Я. Будикова, Ю. І. Калюха, Н. К. Гончаренко, Г. Ф. Смирнова, Г. В. Вишневецького, В. О. Коваленка, Н. О. Петренко, В. П. Свіргуна, В. О. Томарева, П. Г. Лосева, С. А. Пашкиної.

Сучасний обсяг підйомних споруд, які експлуатуються в Україні, а також їх технічний стан наведено у табл. 1.1.

Як бачимо з табл. 1.1, відпрацювали нормативний строк служби і потребують заміни:

- 70 % стрілових самохідних кранів;

Таблиця 1.1

Кількість об'єктів підйомних споруд в Україні
(Журнал «Подъемные сооружения и специальная техника №12 за 2003 р.»)

| № | Найменування ТУ | Вантажопідйомні крани | Стрілові самохідні | Мостового типу | Баштові | Портальні | Ліфти | В т.ч. встановлених в житлових будинках | Ескалаторів | Канатних доріг | Всього |
|----|------------------|-----------------------|--------------------|----------------|------------|------------|---------------|---|-------------|----------------|----------------|
| | | | | | | | | | | | |
| 1 | АР Крим | 6044* 3470 | 4225 2094 | 1028 823 | 598 418 | 183 135 | 5044 911 | 4125 880 | 2 2 | 7 7 | 17131 7860 |
| 2 | Вінницька | 2771 1717 | 1961 1157 | 665 421 | 145 139 | — | 1641 312 | 1382 254 | — | — | 7183 3746 |
| 3 | Волинська | 1406 939 | 900 659 | 190 109 | 98 84 | — | 1172 144 | 947 131 | — | — | 3766 1935 |
| 4 | Дніпропетровська | 11683 8624 | 4778 2936 | 5876 4759 | 986 897 | 43 32 | 12042 1909 | 10657 1529 | 24 2 | 1 1 | 35433 19160 |
| 5 | Донецька | 9360 7116 | 3760 2624 | 5632 4163 | 392 292 | 76 37 | 11369 2331 | 9382 1861 | 7 1 | 7 2 | 30603 16566 |
| 6 | Житомирська | 5049 2947 | 3249 1895 | 1669 1201 | 130 85 | 1 1 | 1723 305 | 1174 257 | — | — | 11821 6434 |
| 7 | Закарпатська | 1119 772 | 690 489 | 313 179 | 116 104 | — | 780 89 | 427 42 | — | 2 | 3020 1633 |
| 8 | Запорізька | 4701 3211 | 2402 1583 | 2063 1468 | 162 86 | 74 74 | 4768 1932 | 4107 1894 | — | — | 14170 8354 |
| 9 | І.—Франківська | 1828 1456 | 1122 925 | 629 456 | 75 73 | 2 2 | 1379 321 | 1117 109 | 4 1 | — | 5039 3234 |
| 10 | Київська | 7751 6525 | 4130 3474 | 2679 2294 | 870 729 | 33 33 | 26048 5071 | 19756 3760 | 182 — | 1 1 | 41694 18127 |
| 11 | Кіровоградська | 2562 1427 | 1659 1015 | 608 327 | 95 85 | — | 1873 198 | 1483 41 | — | — | 6797 3052 |
| 12 | Луганська | 4765 3995 | 2357 1952 | 2218 1880 | 189 162 | 1 1 | 4326 1820 | 3825 1710 | 2 2 | 4 4 | 13862 9816 |
| 13 | Львівська | 3203 2050 | 1966 1245 | 950 615 | 286 190 | 1 — | 4244 1200 | 3820 1150 | 3 — | 4 3 | 10657 5303 |
| 14 | Миколаївська | 2811 1864 | 1384 787 | 1115 819 | 171 125 | 141 133 | 2512 711 | 2173 302 | — | — | 8134 4439 |

Закінчення табл. 1.1

| № | Найменування ТУ | Вантажопідійомні крани | Стригові самохідні | Мостового типу | Баштові | Портальні | Ліфти | В т.ч. встановлених в житлових будинках | Ескалаторів | Канатних доріг | Всього |
|----|-----------------|------------------------|--------------------|----------------|--------------|-------------|-----------------|---|-------------|----------------|------------------|
| 15 | Одеська | 3755 2710 | 1883 1265 | 1301 958 | 144 121 | 427 366 | 5379 1306 | 4284 910 | 4 — | 1 1 | 12894 6727 |
| 16 | Полтавська | 3341 2694 | 1946 1634 | 1182 858 | 201 189 | 12 12 | 2555 197 | 2134 134 | — — | — — | 9237 5584 |
| 17 | Рівненська | 1901 1459 | 1016 963 | 706 340 | 179 156 | — — | 1549 182 | 1352 146 | — — | 1 1 | 5352 3101 |
| 18 | Сумська | 2379 1241 | 975 659 | 1367 555 | 34 27 | 3 — | 2078 143 | 1603 143 | — — | — — | 6836 2625 |
| 19 | Тернопільська | 909 694 | 538 430 | 315 208 | 56 56 | — — | 1112 195 | 909 190 | — — | — — | 2930 1583 |
| 20 | Харківська | 8743 6437 | 4783 3044 | 3584 3025 | 374 366 | 2 2 | 12368 2360 | 9224 1889 | 57 — | 1 1 | 29912 15235 |
| 21 | Херсонська | 2384 2059 | 1294 1251 | 907 640 | 98 89 | 85 79 | 1911 316 | 1610 227 | — — | — — | 6679 4434 |
| 22 | Хмельницька | 2209 1876 | 1434 1273 | 652 491 | 123 112 | — — | 2044 180 | 1378 82 | — — | — — | 6462 3932 |
| 23 | Черкаська | 2251 1977 | 1357 1279 | 789 596 | 98 97 | 7 5 | 2197 259 | 1842 207 | — — | — — | 6699 4213 |
| 24 | Чернівецька | 799 618 | 433 380 | 287 167 | 78 70 | 1 1 | 827 154 | 491 17 | — — | — — | 2425 1390 |
| 25 | Чернігівська | 1623 994 | 1064 648 | 452 281 | 98 59 | 9 6 | 1682 360 | 931 282 | — — | — — | 4928 2348 |
| | ВСЬОГО | 95347 68872 | 51306 35661 | 37177 27633 | 5796 4811 | 1101 919 | 112623 22906 | 90133 18147 | 285 8 | 29 21 | 303664 160831 |

Примітка: Підйомні споруди 303664*
160831

*Верхньою цифрою в таблиці позначена загальна кількість об'єктів; нижньою — об'єктів, що відпрацювали строк служби, встановлений розробниками проекту або нормативними документами (за станом на 01.01.03).

Інформацію надано Держнаглядохоронпраці України

- 83 % кранів баштового типу;
- 84 % кранів порталних;
- 20 % ліфтів;
- 2,7 % ескалаторів;
- 72 % канатних доріг;

тобто загалом 43,6 % підйомних споруд.

Таким чином, в найближчі роки можна очікувати різкого збільшення виробництва підйомних споруд.

Література

Основна

1. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины. — М.: Высшая школа, 1989.
2. Александров М. П. Грузоподъемные машины: Учеб. пособие для вузов. /Под ред. М. П. Александрова. — М.: Высшая школа, 1986.
3. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. — М.: Высшая школа, 1985.

Додаткова

1. Александров М. П., Решетов Д. Н. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций. — М.: Машиностроение, 1973.
2. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. — М.: Высшая школа, 1972.
3. Парницкий А. Б. и др. Мостовые краны общего назначения. — М.: Машиностроение, 1971.
4. Руденко Н. Ф., Руденко В. Н. Атлас конструкций грузоподъемных машин. — М.: Машиностроение, 1970.
5. Иванченко Ф. К. и др. «Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин». — Киев: Вища школа, 1975; 1978.
6. Руденко Н. Ф., Александров М. П., Лысяков А. Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. — М.: Машиностроение, 1971.
7. ВНИИПТМАШ. Расчеты крановых механизмов и их деталей. — М.: Машиностроение, 1971.
8. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. — Держнаглядохоронпраці України. — К.: Форт, 2002.

Розділ 2

ПАРАМЕТРИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

2.1. Основні розрахункові параметри ВПМ

До розрахункових параметрів ВПМ відносяться: вантажопідйомність, робочі швидкості, прогін моста і виліт стріли крана, висота підйому вантажу, група режиму роботи, продуктивність.

Вантажопідйомність — це маса максимального вантажу, який транспортується краном. Номінальна вантажопідйомність Q (у тоннах) приймається по нормальному ряду вантажопідйомності, що рекомендується ДСТ 1575-87, лежить у межах 0,05—1000 т (0,05; 0,1; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 22,5; 25; 26...320...500...1000). Окремі унікальні плавучі крани мають вантажопідйомність до 2500 т.

$$Q_{\text{корисна}} = \alpha \cdot Q_{\text{ном}}$$

У номінальну вантажопідйомність ($\alpha = 1$) крюкових кранів входить тільки маса вантажу, що піднімається, а для кранів зі спеціальними захоплювальними пристроями $\alpha = 0,4 - 0,6$ (грейфер, ковш, кубель та ін.) у номінальну вантажопідйомність, крім маси вантажу, входить також маса захоплювального пристрою.

Робочі швидкості ВПМ: підйому вантажу, пересування моста і візка (у м/хв); обертання платформи (стріли) (у об/хв) приймаються за стандартами на відповідні машини. Так наприклад, швидкості руху для мостових кранів приймаються за ДСТ 7890-93, 1575-87, 13556-91, 20278-90, 12612-79, 12613-79, 12614-79.

Допускається відхилення від ДСТ $\pm 15\%$. У сучасних ВПМ приймаються наступні швидкості:

1. Для кранів загального призначення:
 - а) механізм підйому $V \leq 25 \div 35$ м/хв;
 - б) механізми пересування кранових візків $V \leq 35 \div 40$ м/хв;
 - в) механізми пересування кранів $V \leq 90 \div 120$ м/хв.
2. Для кранів, застосовуваних при масовій переробці вантажів:
 - а) механізм підйому $V \leq 90 \div 120$ м/хв;
 - б) механізм пересування візку $V \leq 300 \div 360$ м/хв;
 - в) канатні візки $V \leq 600$ м/хв.

Швидкість повороту сучасних кранів $n \leq 3$ об/хв.

При виборі швидкостей необхідно враховувати наступні фактори:

- вантажопідйомність крана;
- необхідну продуктивність;
- потужність двигунів транспортних засобів, якщо кран розташований на них;
- вартість переробки 1 т вантажу (економічний показник);
- мінімальний шлях переміщення вантажонесучого органа.

Приклад того, що не можна довільно призначати швидкість V , а треба знати шлях крана H та прискорення a .

Якщо t_p — час розгону механізму, t_y — час усталеного руху, t_r — час гальмування, a — прискорення, уповільнення. Шлях крана H визначається площею трапеції (рис. 2.1):

$$H = \frac{1}{2}(t + t_y) \cdot V_{\text{max}}$$

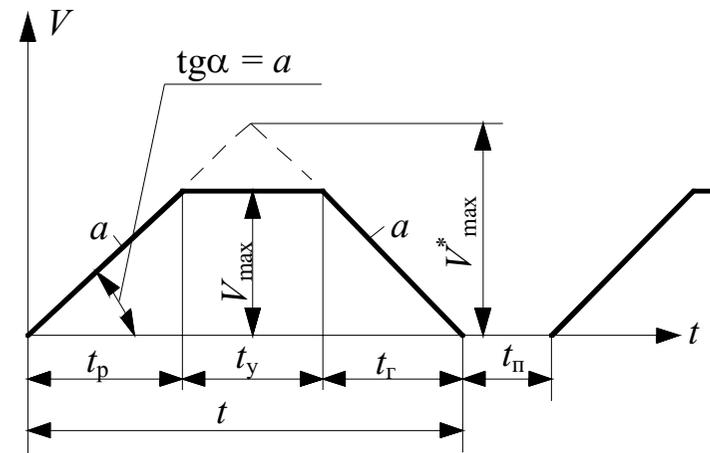


Рис. 2.1. Тахограма механізму пересування мостового крана

При деякій швидкості V_{max}^* трапеція перетвориться в трикутник і шлях крана H при цьому дорівнює:

$$H = \frac{1}{2} t \cdot V_{\text{max}}^*, \quad t = \frac{2V_{\text{max}}^*}{a}$$

У цьому випадку $\frac{t}{2} = \frac{V_{\text{max}}^*}{a}$, тоді $H = \frac{V_{\text{max}}^{*2}}{a}$; $V_{\text{max}}^* = \sqrt{H \cdot a}$; $V_{\text{max}} \leq \sqrt{H \cdot a}$; таким чином при визначенні V необхідно знати H та a .

Прогін моста, виліт крана. Прогін стандартних типів мостових кранів коливається від 5 до 32 м. Але зустрічаються мостові крани з прогоном до 55 м. Підвісні мостові крани при зчепленні між собою мають ще більший прогін.

Прогоном (L) називається відстань між осями підкранових рейок (рис. 2.2). Прогони мостових кранів див. ДСТ 534-78.

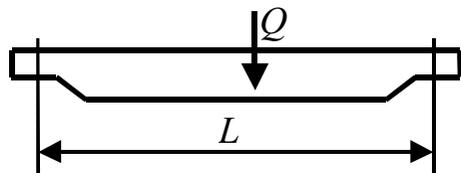


Рис. 2.2. Прогін моста мостового крана

Вильотом (a) крана називається відстань від осі обертання крана до крайнього положення центра ваги вантажу Q (рис. 2.3); у деяких порталних кранів доходить до 50—60 м.

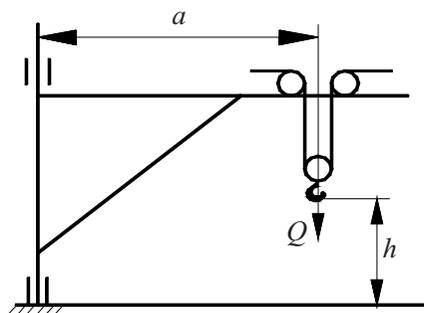


Рис. 2.3. Виліт консольного крана та висота підйому вантажу

Висота підйому вантажу (h) — відстань по висоті від рівня розташування навантажувальної площадки до крайнього верхнього положення вантажонесучого органа, обмеженого тільки місцем розташування обмежника висоти підйому. У деяких типах мостових кранів $h = 500$ м (застосовуються на деяких копальнях). Висота підйому вантажу окремих геофізичних лебідок сягає 13 000 м.

Режим роботи механізмів регламентується наступними документами: ДСТ 25546-82, ДСТ 25835-83 «Крани вантажопідійомні», «Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів», розробленими на підставі ISO 4301/1.

«Група класифікації (режиму)» має на увазі кілька варіантів показників класифікації в групах. Такими варіантами є сполучен-

ня класів використання і навантаження для кожної групи режиму класифікації. Зазначені сполучення можна оцінити числом, що визначається як добуток показників класів використання (число циклів чи час роботи) і навантаження (коефіцієнт розподілу навантажень).

Отримане число, однакове для усіх варіантів однієї групи, назовемо нормативним модулем групи режиму. Значення нормативних модулів груп зручно визначати для дуже важкого режиму навантаження ($K_p = 1$). При такому варіанті значення нормативних модулів дорівнюють числу циклів навантаження кранів чи числу годин роботи механізмів відповідних класів використання (див. нижче табл. 2.1—2.4).

Таблиця 2.1

Групи класифікації (режиму) кранів у цілому за МС ІСО 4301/1 і за ГОСТ 25546-82

| Клас використання | | Максимальне число робочих циклів (загальне число циклів роботи крана за строк служби) C_T | Група класифікації (режиму) (група режиму роботи) для режимів навантаження (класів навантаження) з коефіцієнтом розподілу навантажень K_p (коефіцієнтами навантаження) | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|-------|---|--|------|---------------|------|---------------|------|---------------|------|---------------|------|--|--|--|
| | | | дуже легкий | | легкий | | середній | | важкий | | дуже важкий | | | | |
| | | | ІСО | ГОСТ | ІСО | ГОСТ | ІСО | ГОСТ | ІСО | ГОСТ | ІСО | ГОСТ | | | |
| | | | Q_0 | | Q_1 | | Q_2 | | Q_3 | | Q_4 | | | | |
| ІСО | ГОСТ | | $K_p = 0,063$ | | $K_p = 0,125$ | | $K_p = 0,250$ | | $K_p = 0,500$ | | $K_p = 1,000$ | | | | |
| U_0 | C_0 | $1,6 \cdot 10^4$ | — | — | — | — | 1Ka | A1 | 1K | A2 | 2K | | | | |
| U_1 | C_1 | $3,2 \cdot 10^4$ | — | — | — | 1Ka | A1 | 1K | A2 | 2K | A3 | 3K | | | |
| U_2 | C_2 | $6,3 \cdot 10^4$ | — | 1Ka | A1 | 1K | A2 | 2K | A3 | 3K | A4 | 4K | | | |
| U_3 | C_3 | $1,25 \cdot 10^5$ | (A1) | 1K | A2 | 2K | A3 | 3K | A4 | 4K | A5 | 5K | | | |
| U_4 | C_4 | $2,5 \cdot 10^5$ | (A2) | 2K | A3 | 3K | A4 | 4K | A5 | 5K | A6 | 6K | | | |
| U_5 | C_5 | $5 \cdot 10^5$ | (A3) | 3K | A4 | 4K | A5 | 5K | A6 | 6K | A7 | 7K | | | |
| U_6 | C_6 | $1 \cdot 10^6$ | (A4) | 4K | A5 | 5K | A6 | 6K | A7 | 7K | A8 | 8K | | | |
| U_7 | C_7 | $2 \cdot 10^6$ | (A5) | 5K | A6 | 6K | A7 | 7K | A8 | 8K | — | 8Ka | | | |
| U_8 | C_8 | $4 \cdot 10^6$ | (A6) | 6K | A7 | 7K | A8 | 8K | — | 8Ka | — | — | | | |
| U_9 | C_9 | понад $4 \cdot 10^6$ | (A7) | 7K | A8 | 8K | — | 8Ka | — | — | — | — | | | |

Група класифікації (режиму роботи) кранів у цілому A1÷A8 за МС ІСО 4301/1 і 1K÷8K за ГОСТ 25546-82 визначається за табл. 2.1 залежно від класу використання ($U_0 \div U_9$), що характеризується величиною максимального числа циклів за заданий термін служби та режиму навантаження ($Q_0 \div Q_4$).

Режим навантаження крана характеризується величиною коефіцієнта розподілу навантажень K_p (лежить у межах $0,063 \div 1$), що визначається за формулою:

$$K_p = \sum_{i=1}^n \left[\frac{C_i}{C_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \right],$$

де C_i — середня кількість робочих циклів з окремим рівнем маси вантажу P_i ;

C_T — сумарне число робочих циклів за весь термін служби крана:

$$C_T = \sum_{i=1}^n C_i;$$

P_i — значення випадкових мас окремих вантажів (рівня навантаження) при типовому використанні крана;

P_{\max} — маса найбільшого вантажу (номінальний вантаж), який дозволяється піднімати краном.

Таблиця 2.2

Групи класифікації (режиму) механізмів у цілому за МС ІСО 4301/1 і за ГОСТ 25835-83

| Клас використання | Загальна довготривалість використання (час роботи механізму), t_i , год | Група класифікації (режиму) (група режиму роботи) для режимів навантаження (класів навантаження) з коефіцієнтом розподілу навантажень K_m (коефіцієнтами навантаження) | | | | | | | | | |
|-------------------|---|--|------|----------|------|--------|------|-------------|------|---------------|------|
| | | легкий | | середній | | важкий | | дуже важкий | | | |
| | | ІСО | ГОСТ | ІСО | ГОСТ | ІСО | ГОСТ | ІСО | ГОСТ | ІСО | ГОСТ |
| | | L1 | B1 | L2 | B2 | L3 | B3 | L4 | B4 | $K_m = 1,000$ | |
| T0 | — | 200 | — | — | — | — | M1 | — | M2 | — | |
| T1 | — | 400 | — | — | M1 | — | M2 | — | M3 | — | |
| T2 | A0 | 800 | M1 | 1M6 | M2 | 1Ma | M3 | 1M | M4 | 2M | |
| T3 | A1 | 1 600 | M2 | 1Ma | M3 | 1M | M4 | 2M | M5 | 3M | |
| T4 | A2 | 3 200 | M3 | 1M | M4 | 2M | M5 | 3M | M6 | 4M | |
| T5 | A3 | 6 300 | M4 | 2M | M5 | 3M | M6 | 4M | M7 | 5M | |
| T6 | A4 | 12 500 | M5 | 3M | M6 | 4M | M7 | 5M | M8 | 6M | |
| T7 | A5 | 25 000 | M6 | 4M | M7 | 5M | M8 | 6M | — | — | |
| T8 | A6 | 50 000 | M7 | 5M | M8 | 6M | — | — | — | — | |
| T9 | — | 100 000 | M8 | — | — | — | — | — | — | — | |

Таблиця 2.3

Нормативні модулі груп класифікації (режиму) кранів

| Група МС ІСО | — | A1 | A2 | A3 | A4 | A5 | A6 | A7 | A8 | — |
|----------------------|------------------------|-----|-----|-----|-----|------|----|----|-----|-----|
| Модуль $10^4 \times$ | 0,4 | 0,8 | 1,6 | 3,2 | 6,3 | 12,5 | 25 | 50 | 100 | 200 |
| Група ГОСТ 25546-82 | 1Ka | 1K | 2K | 3K | 4K | 5K | 6K | 7K | 8K | 8Ka |
| Правила 1969 р. | Л (рідке використання) | Л | | С | | | Т | | ВТ | |

Група класифікації (режиму роботи) механізмів М1÷М8 за МС ІСО 4301/1 і 1М÷6М за ГОСТ 25835-83 у цілому визначається за табл. 2.2,

Таблиця 2.4

Нормативні модулі груп класифікації (режиму) механізмів

| Група МС ІСО | M1 | M2 | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 |
|---------------------|------------------------|-----|-----|-----|------|------|------|-------|
| Модуль \times | (100) | 200 | 400 | 800 | 1600 | 3200 | 6300 | 12500 |
| Група ГОСТ 25546-82 | 1M6 | 1Ma | 1M | 2M | 3M | 4M | 5M | 6M |
| Правила 1969 р. | Л (рідке використання) | Л | | | С | Т | ВТ | |

залежно від класу використання механізму ($T_0 \div T_9$), що характеризується загальною тривалістю використання механізму (у годинах) та режимом навантаження ($L_1 \div L_4$).

Режим навантаження механізму характеризується величиною коефіцієнта розподілу навантаження K_m , що визначається за формулою:

$$K_T = \sum_{i=1}^n \left[\frac{t_i}{t_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \right],$$

де t_i — середня тривалість використання механізму при окремих рівнях навантаження P_i .

t_T — загальна тривалість при всіх окремих рівнях навантаження:

$$t_T = \sum_{i=1}^n t_i,$$

P_i — значення окремих навантажень (рівні навантажень), характерних для застосування даного механізму;

P_{\max} — значення найбільшого навантаження, що прикладається до механізму.

Примітка 1. Крани, що транспортують розпечені вироби, вибухонебезпечні чи взагалі небезпечні для обслуговуючого персоналу виробу, розплавлені метали незалежно від умов фактичної роботи відносяться до кранів режиму «8К» — дуже важкий.

Примітка 2. Якщо кран призначений для транспортування, в числі інших вантажів і людей, то він також відноситься до числа кранів режиму «8К» — дуже важкий.

Продуктивність ВПМ — кількість тонн (m^3) вантажу, перевантаженого протягом години (звичайно).

Годинна виробність

$$П = Q_{\text{ном}} \cdot Z \cdot K_{\text{ч}} \cdot K_{\text{вп}},$$

де $K_{\text{вп}}$ — коефіцієнт використання крана за вантажопідійомністю;

$$K_{\text{вп}} = \frac{Q_{\text{ср}}}{Q_{\text{ном}}},$$

$Q_{\text{ср}}$ — середня маса корисного вантажу;

Z — число робочих циклів у годину;

$K_{\text{ч}}$ — коефіцієнт використання машини за часом.

Число робочих циклів машини в годину $Z = \frac{360}{T_{\text{ц}}}$,

де $T_{\text{ц}}$ — тривалість одного робочого циклу,

$$T_{\text{ц}} = \varepsilon \cdot (t_1 + t_2 + \dots + t_n),$$

де ε — коефіцієнт одночасності роботи механізмів, що враховує сполучення операцій;

t_1, t_2 — час прискорення, сталого ходу, гальмування і т. ін.

Для монтажних і ремонтних кранів $\varepsilon = 1$; для перевантажувальних і виробничих кранів $\varepsilon = 0,7 - 0,8$; t_n — час паузи.

Коефіцієнт використання машини за часом

$$K_{\text{ч}} = \frac{t_{\text{роб}}}{t_{\text{кал}}},$$

де $t_{\text{роб}}$ — час фактичної роботи механізмів крана протягом заданого календарного часу;

$t_{\text{кал}}$ — календарний час використання крана (година, зміна, місяць, рік). Значення $K_{\text{ч}}$ залежить від ступеня організації робіт і визначається за фактичними графіками використання крана.

Шляхи підвищення продуктивності вантажопідйомної машини:

- 1) підвищення вантажопідйомності;
- 2) збільшення числа робочих циклів;
- 3) застосування технічних засобів, що прискорюють автоматизацію процесу захоплення і підйому вантажу;
- 4) поліпшення організації праці.

Число циклів Z можна збільшити в основному за рахунок зменшення часу на додаткові операції (захоплення вантажу, підв'язка, знімання його) та за рахунок сполучення окремих рухів і операцій, особливо при застосуванні мікропроцесорної техніки з оптимальним керуванням рухів крана.

Розділ 3

НАВАНТАЖЕННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

3.1. Класифікація і загальна характеристика основних навантажень ВПМ

При розрахунку ВПМ враховуються наступні види навантажень:

- 1) навантаження від власної ваги крана;
- 2) навантаження від вітру (якщо кран працює на відкритому повітрі);
- 3) навантаження від вантажу, що транспортується;
- 4) навантаження від ваги вантажозахоплювальних пристроїв;
- 5) навантаження від снігу, льоду (якщо кран працює на відкритому повітрі);
- 6) від температурних впливів (особливо, якщо крани застосовуються в гарячих цехах, у районах Далекої Півночі, тропіках);
- 7) від сейсмічних впливів (якщо крани застосовуються в сейсмічно небезпечних районах);
- 8) монтажні навантаження;
- 9) технологічні навантаження (для кранів, що виконують спеціальні технологічні операції);
- 10) аварійні навантаження;
- 11) транспортні навантаження (під час перевезення кранів);
- 12) інерційні навантаження (при пуско-гальмівних процесах);
- 13) від розгойдування вантажів, підвішених на канатах (вантажних);
- 14) навантаження, які виникають при хитанні, крені, диференті плавучих споруд, якщо на них розташовані крани;
- 15) навантаження від вибухових хвиль.

Усі навантаження поділяються на *постійні* і *тимчасові*.

Постійні — від власної ваги кранового спорудження; іноді до них відносять і навантаження від вантажозахоплювальних органів (якщо вони значні і постійно підвішені до крана).

Інші — тимчасово діючі; причому вони поділяються на *постійно-прикладені* і *рухливі*. На стрілових кранах, наприклад, вантаж прикладається найчастіше наприкінці вильоту стріли і навантаження від нього є постійно прикладеним.

Тимчасове навантаження від корисного вантажу у мостових кранах переміщується і є рухливим.

Навантаження від власної ваги крана. Це постійне, найважливіше навантаження, завжди враховується при розрахунку кранів. У випадку мостових електрокранів загального призначення вага корисного вантажу складає приблизно 15÷50 % від власної ваги кранів, а для порталних кранів при вантажопідйомності $Q=3\div75$ т вага корисного вантажу складає 4÷11 % від ваги конструкції самого крана.

При розрахунку кранів виникає питання про попереднє визначення розрахункової ваги крана. Існує декілька методик визначення власної ваги:

- 1) за допомогою аналогічних проектів;
- 2) за допомогою літературних джерел;
- 3) розрахункова методика конструктивних коефіцієнтів (стосовно решітчастих конструкцій);
- 4) послідовні розрахункові наближення.

3.2. Навантаження від вітру

Розрахунок зусиль від вітрового навантаження проводиться відповідно до рекомендацій ГОСТ 1451-77 «Крани підйомні. Навантаження від вітру». Розрізняють вітрове навантаження робочого і неробочого станів.

Вітрове навантаження на кран

$$P_B = p_B \cdot (F_B + F_K),$$

де p_B — вітрове навантаження на 1 м² навітряної площі;

F_K, F_B — навітряна площа крана та вантажу відповідно, м². Величина F_B призначається безпосередньо за габаритами переміщуваного вантажу чи (при відсутності необхідних даних) приймається за табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Навітряні площі F_B вантажів

| Маса вантажу, т | 1 | 2 | 3,2 | 5 | 6,3 | 10 | 20 | 32 | 50 | 63 | 80 | 100 |
|---------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|----|----|----|----|----|----|-----|
| Навітряні площі, м ² | 2,8 | 4,0 | 5,6 | 7,1 | 8,0 | 10 | 16 | 20 | 25 | 28 | 32 | 36 |

Навітряна площа крана (чи його елементів)

$$F_K = F_G \cdot \varphi_c,$$

де F_G — площа контуру, м²; φ_c — коефіцієнт суцільності: для решітчастих ферм із прямокутних профілів $\varphi_c = 0,2\div0,6$; для решіт-

частих конструкцій із труб $\varphi_c = 0,2\div0,4$; для суцільних конструкцій (вантажі, кабіни, суцільні балки тощо) $\varphi_c = 1$.

Вітрове навантаження на 1 м² навітряної площі визначається відповідно до ДСТ 1451-77.

$$p_B = q_0 \cdot n \cdot c \cdot \beta,$$

де q_0 — швидкісний натиск вітру на висоті до 10 м, Н/м²;

n — поправочний коефіцієнт на зростання швидкісного натиску зі збільшенням висоти конструкції (табл. 3.2);

Таблиця 3.2

Коефіцієнт n зростання швидкісного напору залежно від висоти (за ДСТ 1451-77)

| Висота над поверхнею землі h , м | До 10 | 10—20 | 20—30 | 30—40 | 40—50 | 50—60 | 60—70 | 70—80 | 80—90 | 90—100 |
|------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| n | 1,00 | 1,32 | 1,50 | 1,70 | 1,80 | 1,90 | 2,00 | 2,12 | 2,18 | 2,24 |

c — аеродинамічний коефіцієнт. Для балок із зовнішніми ребрами і для ферм $c = 1,6$; $c = 1,4$ — для цілого ряду конструкцій із прямокутних профілів типу швелерів, куточків, двотаврів; $c = 1,2$ — для канатів, противаг кранів, для кабіни машиністів; $c = 1,2$ — для кранової конструкції з трубчастих елементів.

Для конструкцій, виконаних з двох балок чи ферм, розташованих на відстані b одна від одної і маючих висоту h .

$$c' = c \cdot \eta + c,$$

де η — поправочний коефіцієнт, прийнятий залежно від коефіцієнта суцільності і відношення b/h ; коефіцієнт лежить у межах 0,15÷1. Для двох однакових ферм $c' = c + c \cdot \eta$. Докладні таблиці щодо c — див. Вайнсон А. А. Будівельні крани;

β — коефіцієнт, що враховує динамічний характер вітрового навантаження. У загальному випадку

$$\beta = 1 + m \cdot \xi,$$

де m — коефіцієнт пульсації вітрового навантаження. Періоди пульсації 2 секунди;

ξ — коефіцієнт динамічності самої конструкції,

$$\xi = f(T),$$

де T — період власних коливань металевої конструкції крана. Наприклад, рис. 3.1 для баштових кранів

$$T = \beta \sqrt{\frac{H_K}{L_c}},$$

де H_k — висота крана, L_c — довжина стріли (див. Вайнсон А. А. Будівельні крани);

β — див. ДСТ 13994-75.

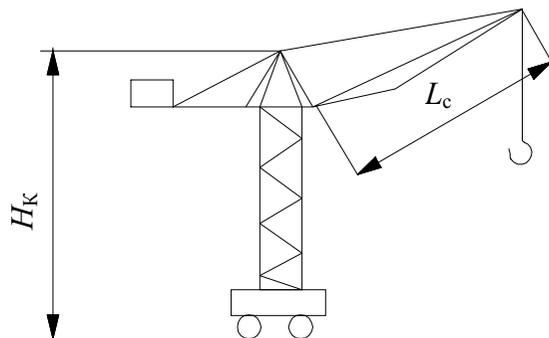


Рис. 3.1. Схема баштового крана

Для кранів, що знаходяться у неробочому стані, швидкісний натиск вітру визначають за шкалою Бофорта (рис. 3.2).

Територія СНД розподілена залежно від інтенсивності дії вітрового навантаження на 7 районів. Є карта (див. Вайнсон А. А. Будівельні крани) зонального розподілу вітрових навантажень (рис. 3.3). По карті знаходять зону, далі — швидкість V вітру,

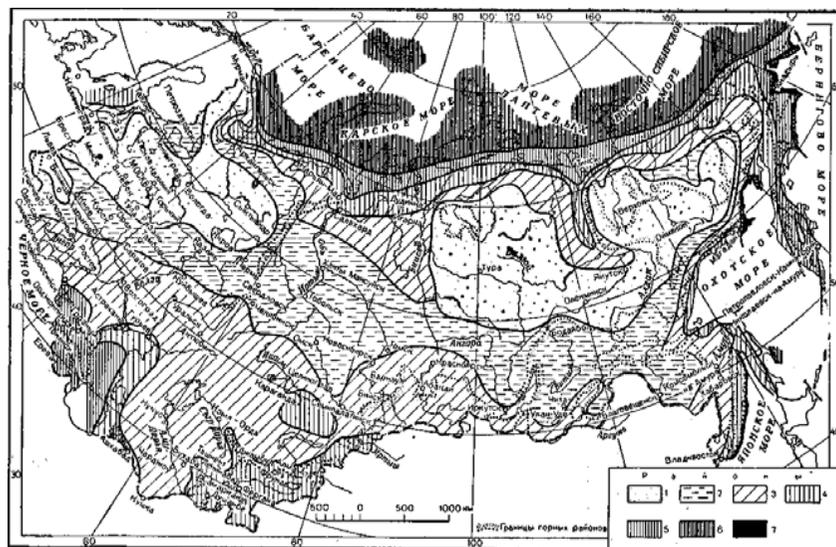


Рис. 3.2. Карта районування ближнього зарубіжжя за швидкісним вітровим натиском відповідно до ДСТ 1457-77

а потім за допомогою шкали Бофорта знаходять q_0 . На шкалі Бофорта позначені швидкості вітрових потоків на висоті 10 м над землею.

Якщо крани повинні поставлятися в райони, розташовані на Курилах, Камчатці, Північному Льодовитому океані, Баку і Новоросійську, то це повинно обумовлюватися в технічних умовах на проектування крана.

Відповідно до рекомендацій ВНДПТМАШ при виборі двигунів можна прийняти швидкісний натиск $q_0 = 60 \text{ Н/м}^2$, при їхній перевірці на можливість пуску $q_0 = 90 \text{ Н/м}^2$ і при розрахунку деталей на міцність від утомленості (у відповідальних випадках) $q_0 = 30 \text{ Н/м}^2$. При розрахунку стійкості кранів, перевірці гальмівних систем для робочого стану крана, а також розрахунках на статичну міцність відповідно до стандартів варто приймати $q_0 = 150 \text{ Н/м}^2$. У спеціальних випадках це навантаження збільшують до 250 Н/м^2 .

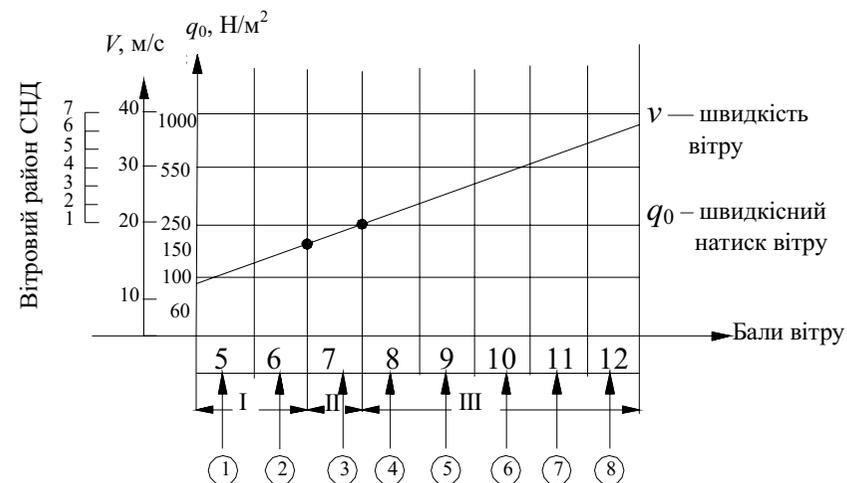


Рис. 3.3. Шкала Бофорта:

I — зона (5 та 6 балів); II — зона (7 балів); III — неробоча зона;
5 — вітер свіжий; 6 — дуже свіжий; 7 — міцний; 8 — дуже міцний; 9 — шторм; 10 — сильний шторм; 11 — жорсткий шторм; 12 — ураган

При розрахунку крана в неробочому стані швидкісний натиск вітру (вантаж знятий) приймаємо за табл. 3.3 (див. Павлов «Приклади розрахунків кранів» чи за шкалою Бофорта).

Для випадку, якщо місця розташування крана невідомі, приймаються навантаження для п'ятого району.

Таблиця 3.3

**Швидкісний натиск вітру неробочого стану
на висоті до 10 м над рівнем землі (за ДСТ 1451-77)**

| Райони СНД | Швидкість вітру, м/с | Швидкісний тиск, Н/м ² |
|------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 1 | 21 | 280 |
| 2 | 24 | 350 |
| 3 | 27 | 450 |
| 4 | 30 | 580 |
| 5 | 33 | 700 |
| 6 | 37 | 850 |
| 7 | 40 | 1000 |

Шостий і сьомий райони відповідають умовам роботи в районі далекосхідних морів, Баку і Новоросійська.

Навантаження від снігу, льоду відноситься до кранів, що працюють на відкритому повітрі. Розрахункова інтенсивність навантажень від снігу коливається в межах 500÷2000 Н/м². Для середньої Європейської смуги її приймають 1000 Н/м². При несприятливих кліматичних умовах можуть виникнути великі навантаження від льоду. Якщо температура повітря не перевищує -5 °С та повітря дуже вологе, то це створює умови для ожеледі. При розрахунках допускається поява кірки льоду до 1,2 см завтовшки.

Сейсмічні навантаження — виникають у сейсмічно небезпечних районах. Вони завжди спрямовані горизонтально:

$$P_c = K_c \cdot G,$$

де P_c — горизонтальна сила інерції;

G — вага всього крана чи частини, що розраховується;

K_c — сейсмічний коефіцієнт, прийнятий за табл. 3.4 залежно від розрахункової сейсмічності (СН і П 11-7-81).

Таблиця 3.4

Характеристика сейсмічних навантажень

| Розрахункова сейсмічність у балах за шкалою Ріхтера | 7 | 8 | 9 |
|---|------|------|------|
| Значення сейсмічного коефіцієнта K_c | 1/40 | 1/20 | 1/10 |

Температурні навантаження P з'являються внаслідок дії високих чи низьких температур. Вони мають значення для статично невизначених конструкцій і залежать від перепаду температур $(t_1 - t_2)$, модуля пружності E , площі перерізу конструкції F .

$$\Delta L = \frac{P \cdot L_1}{E \cdot F}, \text{ тоді } P = \frac{E \cdot F}{L_1} \cdot \Delta L,$$

але $\Delta L = \alpha \cdot L_1 \cdot (t_1 - t_2)$ — приростання початкової довжини L_1 , де α — коефіцієнт температурного розширення матеріалу, з якого виготовлений даний стрижень, L — довжина стрижня при збільшенні температури, наприклад, для сталі $\alpha = 0,0000118$.

Припустимо $(t_1 - t_2)$ — зміна температури, причому t_2 — початкова температура, при якій ведеться монтаж даної конструкції. Тоді навантаження

$P = E \cdot F \cdot \alpha \cdot (t_1 - t_2)$ — формула для визначення температурних зусиль у даному елементі.

Завжди приймаємо $(t_1 - t_2) = \pm 25$ °С, але у всіх випадках різниця температур не повинна перевищувати ± 40 °С.

Для гарячих цехів, для районів Далекої Півночі, тропічних районів — температурні інтервали спеціально обумовлюються в проектних завданнях.

Монтажні навантаження виникають при монтажі кранів. У проекті повинні бути зазначені граничні значення навантажень від вітру, при яких допускається вести монтаж. Наприклад, при використанні механізмів козлового крана для самомонтажу, виникають монтажні навантаження. Навантаження, що виникає при укладанні стріли плавучого крана в похідне положення, прирівнюються до монтажного.

Транспортні навантаження виникають при транспортуванні кранів за допомогою засобів залізничного, морського, річкового транспорту тощо.

Технологічні навантаження виникають у процесі роботи технологічних кранів, що застосовуються для виконання спеціальних операцій. Ці крани застосовуються переважно на металургійних виробництвах: кувальні, стриперні, кліщові, пратцен-крани тощо. Часто ці навантаження не вдається визначити розрахунком. У машинах ці навантаження обмежуються за допомогою спеціальних запобіжних пристроїв (фрикційних муфт тощо).

Інерційні навантаження — це найбільш важливі навантаження. Вони виникають у двох випадках:

- 1) при здійсненні пуско-гальмівних операцій механізму;
- 2) коли має місце нерівномірний рух механізму чи його елементів при сталій роботі приводної частини механізму.

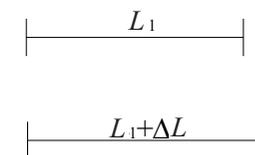


Рис. 3.4. Схема зростання довжини стрижня при збільшенні температури

Інерційні навантаження можуть діяти у вертикальному, горизонтальному напрямках і можуть бути довільно орієнтовані в просторі. Найчастіше зустрічаються вертикальні і горизонтальні навантаження.

Вертикально діючі інерційні навантаження враховуються за допомогою динамічних коефіцієнтів, величина яких залежить від багатьох факторів, у тому числі від групи режиму роботи крана.

Розрахунок горизонтально діючих інерційних навантажень, що виникають при переміщенні кранів,

$$J = \frac{Q + G_B + G_{кр}}{g} \cdot a,$$

де a — прискорення або уповільнення;

Q — вага вантажу;

G_B — вага візка;

$G_{кр}$ — вага крана;

g — прискорення вільного падіння.

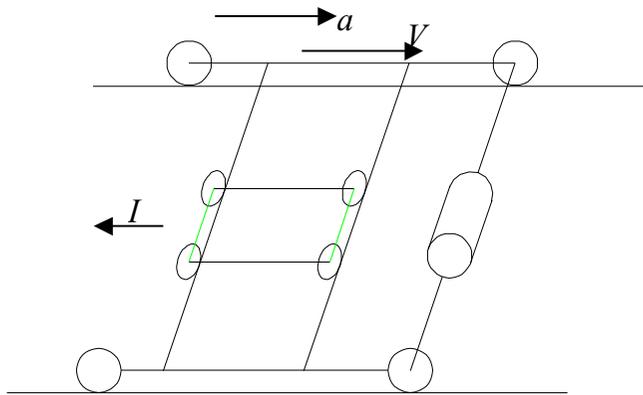


Рис. 3.5. Інерційні навантаження при переміщенні крана

Граничні значення інерційних навантажень з'являються під час різкого гальмування чи розгону. Допустимо, що під час різкого гальмування сила інерції дорівнює силі зчеплення:

$$J = \frac{Q + G_B + G_{кр}}{g} \cdot a = \frac{Q + G_B + G_{кр}}{n} \cdot n_0 \cdot \mu,$$

де n_0 — число приводних ходових коліс;

n — загальне число ходових коліс;

μ — коефіцієнт зчеплення приводних ходових коліс з підкрановими рейками. Після перетворення одержимо: $\frac{a}{g} = \frac{n_0}{n} \cdot \mu$.

Прийmemo $n = 4$, $n_0 = 2$, $\mu = 0,2$ (це його граничне значення), одержимо: $\frac{a}{g} = \frac{2}{4} \cdot 0,2 = 0,1$, тобто $J = 0,1 \cdot (Q + G_B + G_{кр})$ при $n_0 = 2$; з іншого боку, $a_{\text{тах}}$ — максимальне прискорення, при цьому $a_{\text{тах}} = 0,1 \cdot 9,8 \text{ м/с}^2 \cong 1 \text{ м/с}^2$.

Якщо $n_0 = 4$, тобто всі ходові колеса приводні, то

$$J = 0,2 \cdot (Q + G_B + G_{кр}), \quad a_{\text{тах}} = 2 \text{ м/с}^2.$$

Методика визначення інерційних навантажень внаслідок коливання вантажу.

При відхиленні вантажу центр ваги піднімається на висоту « δ » $\frac{Q \cdot V^2}{2g} = Q \cdot \delta$, тобто кінетична енергія дорівнює потенційній

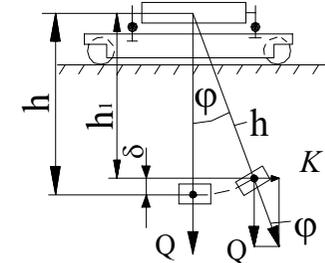


Рис. 3.6. Перехід кінетичної енергії в потенційну

$$\delta = h - h_1 = h - h \cdot \cos \varphi = h \cdot (1 - \cos \varphi), \text{ див. рис. 3.6.}$$

$$\text{Тоді } \frac{V^2}{2g} = h \cdot (1 - \cos \varphi); 1 - \cos \varphi = \frac{V^2}{2gh}, \quad \varphi = \arccos \left(1 - \frac{V^2}{2gh} \right).$$

$$K = Q \cdot \text{tg} \varphi,$$

де K — сила інерції;

Приклад: $h = 5 \text{ м}$; $V = 120 \text{ м/хв} = 2 \text{ м/с}$. Одержимо $\varphi \cong 150^\circ$; $K = 0,268 Q$.

Аварійні навантаження враховують можливість виникнення аварійних ситуацій, наприклад, при ударі крана чи кранового візка об обмежувальний буфер. При цьому кінетична енергія руху

крана повинна перейти в потенційну енергію деформації пружини буферних пристроїв

$$\frac{QV^2}{2g} = \frac{P \cdot f}{2},$$

де Q — вага кранової конструкції; P — сила стиску пружини, f — осідання пружини.

У знаменнику маємо 2, бо спочатку $P = 0$, а наприкінці $P = P$, тобто стиск йде по трикутнику залежно від осідання пружини f .

$$f = P \cdot f_1,$$

де f_1 — піддатливість пружини (осідання пружини) від одиничного навантаження

$$\frac{Q \cdot V^2}{2g} = \frac{P^2 \cdot f_1}{2},$$

$$\frac{QV^2}{g} = P^2 \cdot f_1; \quad P = \sqrt{\frac{Q \cdot V^2}{g \cdot f_1}}.$$

Кращі буферні пристрої виробляє фірма «Oleo».

3.3. Розрахункові випадки навантажень

Як розрахункові комбінації цих навантажень приймаються три випадки:

А. Нормальне навантаження робочого стану, тобто навантаження, що діє в період нормальної експлуатації вантажопідійомної машини, в якому враховуються:

- а) власна вага машини;
- б) номінальна вага вантажу і вага вантажозахоплювальних пристроїв (крюкова підвіска, грейфер, електромагніт);
- в) інерційні навантаження, що виникають у період пуску і гальмування механізмів при нормальних робочих швидкостях і прискореннях, а також при проході по нерівностях шляху;
- г) вітрові навантаження робочого стану, що діють на навітряні поверхні елементів вантажопідійомних машин від еквівалентного вітру;
- д) навантаження, що виникають при роботі машини на негоризонтальній основі (ухил, крен, диферент, осідання ресор та коліс).

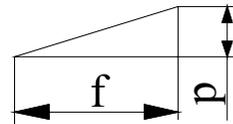


Рис. 3.7. Осідання пружини буфера під дією сили стиску

Для цього випадку деталі механізмів повинні бути розраховані на міцність по межі текучості і на витривалість по границі плинності витривалості; деталі з чавуну на міцність по межі міцності. На міцність розраховуються тільки ті деталі, що не розраховуються на витривалість.

Б. Максимальне навантаження робочого стану, в якому враховуються:

- а) власна вага машини;
- б) номінальна (іспитова) вага вантажу і вага вантажозахватних пристроїв;
- в) інерційні навантаження, що виникають при інтенсивному (терміновому) гальмуванні механізмів або при різкому розгоні;
- г) граничні вітрові навантаження робочого стану;
- д) навантаження, що виникають при максимально припустимому відхиленні машини від горизонтального положення, максимально припустимому ухилі машини (крен, диферент, осідання ресор).

Деталі механізмів для цього випадку повинні бути розраховані на міцність з мінімальним припустимим запасом міцності по межі плинності для сталі і межі міцності для чавуну.

Максимальне навантаження робочого стану виявляється при недотепному керуванні і перевантаженні кранів. Їхня величина обмежується запобіжними муфтами граничного моменту, електричним захистом двигуна.

Максимальне навантаження неробочого стану (тобто навантаження, що діє в періоди тривалої зупинки вантажопідійомної машини), в якому враховуються:

- а) власна вага машини;
- б) вага вантажозахоплювальних пристроїв;
- в) вітрові навантаження неробочого стану, що діють на навітряні поверхні машини;
- г) навантаження, що виникають при максимальному відхиленні від горизонтального положення;
- д) сейсмічні навантаження.

По цьому випадку розраховуються елементи механізму зміни вильоту стріли, механізму повороту, протиугінні і гальмові пристрої, металева конструкція.

Усі деталі перерахованих механізмів для цього випадку розраховуються на міцність із забезпеченням регламентованого запасу міцності.

Розділ 4

КЛАСИФІКАЦІЯ, КОНСТРУКЦІЯ, ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ, ЗАСОБИ ВИГОТОВЛЕННЯ І РОЗРАХУНОК ГНУЧКИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ПІДВІШУВАННЯ ВАНТАЖІВ

4.1. Класифікація гнучких органів для підвішування вантажів

Гнучкі органи для підвішування вантажів поділяються на:

а) ланцюги прості зварні (калібровані, некалібровані), пластинчасті;

б) канати прядив'яні та сталеві;

Сталеві канати підрозділяються:

- 1) за типом звивки (хрестові, однобічні, комбіновані);
- 2) по торканню;
- 3) по гнучкості.

До гнучких органів ВПМ належать ланцюги і канати.

До цих елементів ВПМ висуваються наступні основні вимоги:

- а) невисока вартість;
- б) невелика вага 1 погонного метру;
- в) надійність;
- г) зручність кріплення до елементів;
- д) гнучкість;
- е) довговічність.

Якщо гнучкі елементи є складовою частиною механізму підйому, то їх називають *вантажними канатами* або *ланцюгами*; якщо ж вони використовуються для обв'язки вантажу і для кріплення його до вантажного гака, то їх називають *чалочними канатами* або *ланцюгами*.

4.2. Конструкція, область застосування, засоби виготовлення і розрахунок зварювальних і пластинчастих ланцюгів ДСТ 2319-70; ДСТУ EN818-1-2001, ДСТУ EN818-2-2001; ТУ12.0173856.015-86; ТУ ВКФР 303613.005-93

Зварювальні ланцюги — виготовляються за допомогою ковальського чи контактного зварювання з круглої сталі (Ст 2 чи Ст 3, Ст 10) з межею міцності $\sigma_{\text{вп}} = 370 - 450$ МПа з овальними ланками.

За точністю виготовлення ланцюги розподіляються на два види виконання:

- 1 — калібровані (відхилення від номінального кроку $t \pm 0,03d$);
- 2 — некалібровані ($t \pm 0,1d$).

До позначення ланцюга включають: тип (А, В), виконання (1, 2), діаметр прутка (калібр), крок та номер стандарту.

Наприклад:

Ланцюг типу А, виконання 1, калібра 10 мм з кроком 28 мм;

Ланцюг А1-10х28 ДСТ 2319-81;

Ланцюг типу В, виконання 2, калібра 10 мм, з кроком 35 мм;

Ланцюг В2-10х35ГОСТ 2319-81.

Ланцюги залежно від відношення між розмірами кроку t та діаметром прутка d сталі підрозділяють на коротколанкові (рис. 4.1а), тип А: $t \leq 3d$, де t — крок ланцюга, d — діаметр прутка; довголанкові (рис. 4.1б) тип В: $t > 3d$; та ланцюги морського виконання (рис. 4.1в); при цьому для підвищення міцності у ланки вварюють додаткові перемички.

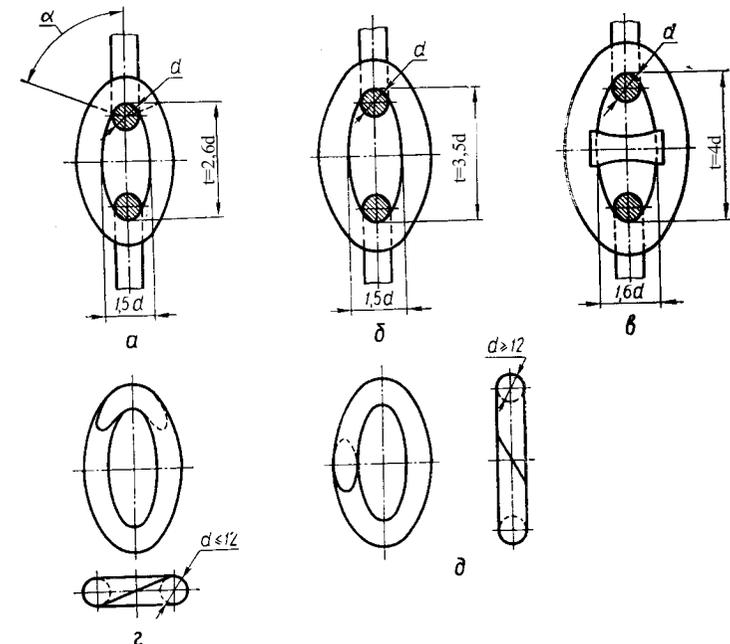


Рис. 4.1. Конструкція ланок простих зварних ланцюгів (а, б, в) та розташування місць зварювання ланок ланцюгів (г, д)

Застосування. Зварні ланцюги застосовуються в підйомних машинах невеликої вантажопідйомності (талі, лебідки, крани з ручним приводом; найбільше ж застосування вони мають у вигляді чалочних канатів).

Недоліки — велика власна вага, чутливість до поштовхів, раптовість розриву, великий знос ланок у місцях сполучення.

Переваги — велика гнучкість в усіх напрямках, можливість застосування малих діаметрів блоків і барабанів, простота конструкції і виготовлення.

Розрахунок ланцюгів. Ланка крім розтягувальних зусиль відчуває ще деформацію вигину. Звичайно ланцюг розраховується на розтягування за формулою $S_{\max} \leq \frac{S_{\text{розр}}}{K}$, де S_{\max} — максимальний робочий натяг ланцюгів; $S_{\text{розр}}$ — розривне зусилля ланцюга; K — запас міцності.

Внаслідок небажаності зносу і витягування коефіцієнт запасу міцності каліброваного ланцюга, що працює на зірочці, при машинному приводі приймається більше, ніж для простого зварного некаліброваного ланцюга. Для підйому вантажів застосовують тільки коротколанкові ланцюги. Зварні ланцюги повинні випробуватися під навантаженням, що дорівнює половині руйнівного навантаження, при цьому ніякі залишкові деформації не допускаються.

Таблиця 4.1

Дані для вибору ланцюгів

| Вид ланцюгів | Вид приводу | K | $\frac{D}{d} \geq 30$ | Число зубів у зірочці | V_{\max} |
|--|-------------|----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------------|
| Зварний, некалібрований, вантажний, працюючий на гладкому барабані | Ручний | 3 | ≥ 20 | | $\leq 1,5$ м/с |
| | Машинний | 6 | ≥ 30 | | |
| Зварний, некалібрований, працюючий на зірочці | Ручний | 3 | | ≥ 5 | $\leq 0,5$ м/с |
| | Машинний | 8 | | ≥ 5 | |
| Зварний, некалібрований для стропів | Ручний | 5 | | | |
| | Машинний | 5 | | | |
| Пластинчасті ланцюги | Ручний | ≥ 3 | — | > 8 | $\leq 0,25$ м/с, |
| | Машинний | ≥ 5 | — | | до 1,5 м/с, при цьому $K=8$ |

D — діаметр барабана або блока;

d — діаметр прутка ланцюга.

Діаметр початкового кола (рис. 4.2):

$$D_{\text{н.о.}} = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2},$$

де t — крок ланцюга;

d — діаметр прутка ланцюга;

z — число гнізд на зірочці (умовне число зубів).

Для каліброваних ланцюгів $z \geq 5$. Ланки каліброваних ланцюгів лежать не на циліндричній поверхні, а на плоскій поверхні гнізд, тому вони не відчувають додаткового вигину, що має місце при роботі ланцюга на гладкому барабані з гвинтовими канавками. Ця обставина дає можливість працювати на зірочках малого діаметра.

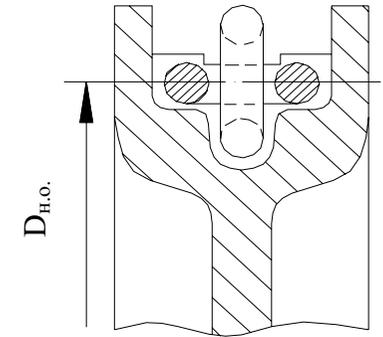


Рис. 4.2. Ведуча зірочка каліброваного ланцюга

Шарнірні пластинчасті ланцюги

Шарнірні ланцюги складаються з пластин, шарнірно з'єднаних між собою валиками (рис. 4.3). Число пластин від двох до дванадцяти. Пластинчасті ланцюги працюють тільки з зірочками:

1-й тип — характерний тим, що зборка ланцюга складається в розклепанні валика, недолік — деформація валика;

2-й тип — в розклепанні валика під шайбу;

3-й тип — зборка ланцюга за допомогою шплінта;

4-й тип — за допомогою шплінта і шайби.

Переваги пластинчастих ланцюгів у порівнянні зі зварними ланцюгами: виготовляються з цільних елементів без застосування зварювання; надійні в роботі; мають велику плавність у роботі і не затискуються у западинах зірочки.

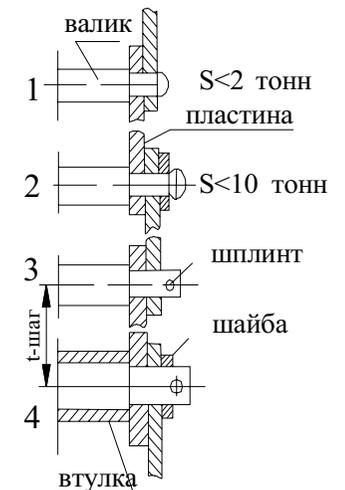


Рис. 4.3. Варіанти пластинчастих ланцюгів

Недоліки: велика вага; висока вартість виготовлення; знос шарнірів ланцюга; ланцюг не згинається в поперечному напрямку.

Матеріал для пластин і пальців: Сталь 10, Сталь 40, Сталь 45 і Сталь 50, $\sigma_{вр} = 570\text{—}600$ МПа.

Розміри ланцюгів — див. ДСТ 191-82.

Швидкість ланцюга $V \leq 0,25$ м/с, при підвищенні швидкості до 1,5 м/с запас міцності варто збільшити до 8.

Цей вид ланцюгів у ВПМ застосовується дуже рідко при особливо стислих габаритних умовах у ручних і тихохідних машинах і лебідках (заміна барабана зубчатим блоком значно меншого діаметра), а також при роботі у воді і при високих температурах, тому що вони менш чутливі до іржі і температури, чим дротові канати.

Розрахунок — аналогічний зварним ланцюгам, тобто $S_{\max} \leq \frac{S_{\text{розр}}}{K}$,

де $K \geq 5$ — для механізмів з машинним приводом; $K \geq 3$ для механізмів з ручним приводом.

Профіль зубів зірочки — приведений у ДСТ 590-63. Діаметр початкового кола

$$D_{\text{н.о.}} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

де t — крок ланцюга; z — кількість зубів зірочки (див. рис. 4.4).

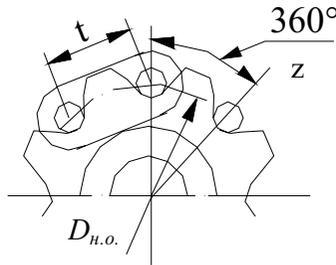


Рис. 4.4. Зірочка з пластинчастим ланцюгом

Розділ 5

КАНАТИ

5.1. Пенькові та бавовняні канати

Пенькові та бавовняні канати (ДСТ 483-55, 1088-71) мають низькі механічні властивості: швидкий знос, невелику міцність, схильність до механічних пошкоджень та їх характеристики значною мірою залежать від стану атмосфери. Через це вони у ВПМ застосовуються рідко, головним чином як чалочні для обв'язки підйомного вантажу та прикріплення його до гака механізму підйому. Як підйомні елементи вони зустрічаються тільки у підйомних пристроях з ручним приводом.

Пенькові та бавовняні канати звивають із трьох скалок (кабалок) еліптичного перерізу; скалки звивають з окремих волокон та для запобігання розкручування каната мають напрямок звивання, протилежний напрямку звивання скалок у канаті.

В експлуатації застосовують пенькові та бавовняні канати двох видів: прості несмолені (більні канати) та канати, що просочувані смолою (смоляні канати). Більні канати мають велику міцність, але застосовуються тільки у сухих приміщеннях тому, що вони легко руйнуються під дією вологи. Смоляні канати добре чинять опір вологи, але органічні кислоти, що утримуються у смолі, ослаблюють волокна скалок, тому міцність смоляних канатів на 10 % нижче, ніж більних. Для більних канатів межа міцності на розтягання $[\sigma] = 10$ МПа, для смоляних — $[\sigma] = 9$ МПа.

5.2. Стальні дротяні канати

У ВМП найбільше поширення знайшли стальні дротяні канати. Вони мають у порівнянні з ланцюгами такі переваги: високу міцність, велику гнучкість в усіх напрямках, меншу лінійну (погонну) масу, краще сприйняття поштовхів, безшумність роботи, більшу довговічність та надійність у роботі тому, що зовнішні дроти руйнуються раніше внутрішніх та сигналізують про небезпеку задовго до розриву каната.

Мабуть, нема у вантажопідйомних машинах іншого елемента, вузла, деталі, яким би приділялось стільки досліджень, як канатам. Над проблемою канатів працювала численна плеяда дослідників за кордоном, у СНД і Україні. З вітчизняних вчених слід назвати проф., д.т.н.

Нестерова П. П. та його школу, проф., д.т.н. Гончаренко Н. К. та її школу, проф., д.т.н. Малиновського В. А., проф., д.т.н. Дубовика К. А. та його школу, проф., д.т.н. Сергієва С. Т., проф., д.т.н. Глушко М. Ф., проф., Ветрова А. П. та багато інших.

Перші дротяні канати, застосовувались на початку XIX століття для висячих мостів, були не заплетені, а склалися з ряду паралельних дротів і на деякій відстані стягувались кільцями.

У 1834 р. на Гарцьких рудниках (Німеччина) були застосовані перші заплетені дротяні канати, які винайдені керівником гірничого округу на Гарці Альбертом. Періодично дослідники канатів (проф. Мелентьєв О. П.) звертаються до пращурів сучасних канатів — окремих сталевих дротів або стрічок, виготовлених із високоміцної сталі завтовшки 0,1+1 мм, і пропонують їх використовувати, наприклад в ліфтовому підйомі.

Однак, такі конструкції не стали розповсюдженими. Нині Україна продуктує широкий спектр вантажопідйомних канатів на Харцизькому сталедротовому, Харківському, Одеському, Макиївському канатних заводах.

Дротяний канат уявляє конструкцію, що звита з деякої кількості канатних пасмів, кожна з яких звита з певної кількості дротів (рис. 5.1).

Виготовляють канати з високоміцного сталевого або оцинкованого дроту діаметром $0,2 \div 3$ мм ($\sigma_B = 1300 \dots 2600$ МПа). У підйомних машинах застосовують канати з $\sigma_B = 1600 \dots 2000$ МПа, оскільки при більших σ_B підвищується жорсткість каната, знижу-

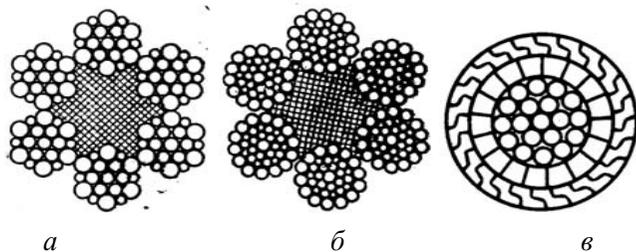


Рис. 5.1. Переріз канатів:

a — подвійного звивання типу ЛК-Р 6x19 дротів з одним органічним осердям ДСТ 2688-80; *б* — подвійного звивання типу ЛК-РО 6x36 дротів з одним органічним осердям ДСТ 7668-80; *в* — закритий несучий спіральний канат з одним шаром зетоподібного дроту та осердям типу ТК, ДСТ 7675-72

ється його довговічність. Довжина канатів, які виготовляють на спеціальних заводах — 250, 500, 1000, 1500 м.

За механічними властивостями дроту канати розділяють на канати з дротом вищої марки В, першої — I, другої — II. Дріт марки В застосовують для особливо відповідальних канатів. Для інших канатів застосовують дріт марок I та II. Для спеціальних умов дроти канатів виготовляють із нержавіючої сталі.

За конструкцією, що визначається кількістю звивання, канати розрізняють канати *одинарного, подвійного та потрійного* звивання. Найбільш простим канатом є *спіральний* канат одинарного звивання. У ньому усі дроти розташовуються концентричними шарами таким чином, що напрямок звивання одного шару протилежний другому. Ці канати мають велику поперечну жорсткість, тому їх застосовують звичайно як несучі у канатних дорогах та кабельних кранах. Недоліками цих канатів є перетирання та відгин зовнішніх дротів. Закриті спіральні канати, які мають рівну циліндричну зовнішню поверхню та складаються з дротів спеціального некруглого перерізу, від цього недоліку позбавлені.

Для вантажопідйомних машин звичайно застосовують канати подвійного звивання, які виготовлені з пасмів, що звиті навколо осердя. Кожне пасмо складається з центрального дроту, навколо якого вздовж гвинтової лінії у декількох шарів також звиті дроти.

У канатах потрійного звивання замість звичайних дротів використовують пасма, що виготовлені з дротів малого діаметра. Ці канати частіше застосовують для підйомників. Вони менш довговічні, ніж канати звичайної конструкції, за причиною зносу тонких дротів, однак мають підвищену гнучкість.

За напрямком звивання пасмів у канаті розрізняють канати *лівого та правого* звивання.

Напрямок звивання має значення тільки при ненарізних барабанах. При підвісці гака або грейфера на двох та більш гілках для зменшення кручення належить застосовувати канати різного звивання.

Напрямок звивання каната визначається: для канатів одинарного звивання — напрямком звивання дротів зовнішнього шару; для канатів подвійного звивання — напрямком звивання пасмів зовнішнього шару; для канатів потрійного звивання — напрямком звивання стренг у канатах.

За напрямком звивання канатів та його елементів розрізняють канати таких звивань (рис. 5.2): хрестового (напрямок звивання каната та напрямки звивання стренг і пасмів протилежні) — *a* — лівого

та b — правого; однобічного (паралельного — напрямки звивання каната та звивання пасмів по зовнішнім дротам однакові) — v — лівого та z — правого; комбінованого (напрямки звивання пасмів чергуються через одне пасмо) — d — лівого та e — правого.

Канати потрійного звивання виготовляють тільки *хрестового звивання*. Такі канати мають підвищену жорсткість, менш довговічні

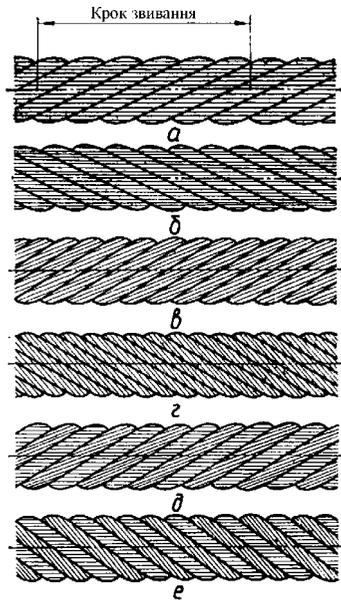


Рис. 5.2. Зовнішній вигляд дротяних канатів з різними напрямками звивання дротів та пасмів: a, b — хрестова відповідно ліва та права; v, z — однобічна відповідно ліва та права; d, e — комбінована відповідно ліва та права

зменшують знос дротів та запобігають корозії. Також застосовують канати з осердям із синтетичних волокон (нейлон, капрон). Канати з азбестовим осердям використовують для роботи у гарячих цехах.

Канати з металевим осердям використовують для підвищення його структурної міцності, особливо при багат шаровій навивці на барабан та при різко змінюваних навантаженнях, при необхідності підвищити розривне зусилля каната без збільшення його діаметра. Як металеве осердя застосовують окреме пасмо або канат подвійного

через точковий контакт дротів з поверхнею барабана. Строк служби їх на 25...50 % менше, ніж канатів з паралельним звиванням. Вони кращі для багат шарового навивання на барабан.

Канати *паралельного звивання* найбільш гнучкі та зносостійкі, однак вони самостійно розкручуються при підвішуванні вантажу до одного каната, тому їх застосовують переважно у ліфтах, де одночасно працюють 2-4-6-8 канатів.

Залежно від конструкції осердя розрізняють канати з гнучкими пеньковими і синтетичними, з жаростійкими азбестовими та жорсткими сталевими осердям. Дослідженнями доведено, що працездатність канатів значною мірою залежить від конструкції та якості осердя. Найбільш поширені органічні осердя (з рослинних волокон — пеньки), які є нагромаджувачем мастила,

звивання. Канати з металевими осердям значно жорсткіші і швидше зношуються.

За способом звивання дротів у пасма розрізняють канати з контактом дротів: точкове (ТК), лінійне (ЛК), точково-лінійне (ТЛК) (рис. 5.3). Якщо дроти двох суміжних шарів паралельні, то утворюється лінійний контакт дротів, якщо ні, — то спостерігається точкове дотикання дротів у шарах пасм. Якщо два шари дроту навіті в один бік, а третій — в протилежний, то це канат типу ТЛК. Залежно від

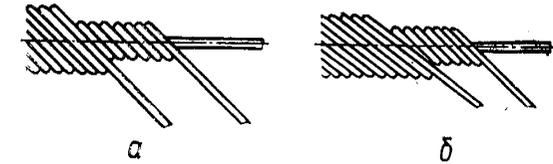


Рис. 5.3. Пасма дротяних канатів з контактом дротів: a — лінійним, b — точковим

конструкції пасмів канати типу ЛК, виготовлені з двохшарових пасмів, розділяють на канати з дротами: рівного діаметра в зовнішньому шарі пасма ЛК-О (рис. 5.4а); різного діаметра в зовнішньому шарі пасма ЛК-Р (рис. 5.4б); різного та рівного діаметрів в окремих шарах пасма ЛК-РО (рис. 5.4в), з дротами заповнення (дроти малого діаметра заповнюють проміжки між двома шарами основних дротів) ЛК-3 (рис. 5.4г).

Канати типу ЛК частіше застосовують у ВПМ тому, що вони мають краще заповнений переріз, гнучкіше (довговічніше в 1,5 рази, ніж канати типу ТК), міцніше канатів з точковим дотиканням дротів. Причому пасма типу ЛК-Р мають краще заповнення перерізу, ніж пасма типу ЛК-О, та у більш товстих зовнішніх дротах пасмів типу ЛК-О швидше настає втомлений злам, через це у ВПМ частіше застосовують канати типу ЛК-Р. Канати типу ТК використовують при невеликих навантаженнях.

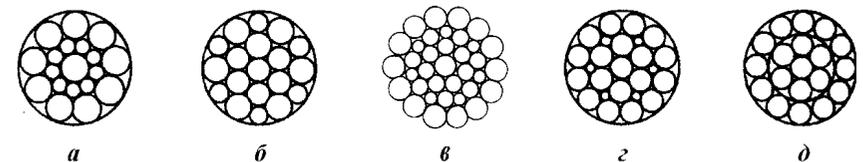


Рис. 5.4. Конструкції пасмів сталевих дротяних канатів: a — тип ЛК-О (тип Сил); b — тип ЛК-Р (тип Варрінгтон); v — тип ЛК-РО (тип Варрінгтон-Сил); z — тип ЛК-3 (тип Філлер); d — стандарт

За кордоном, а також у нашій країні в минулому, канати типу ЛК-Р носили назву Варрінгтон; канати типу ЛК-О — типу Сил, канати типу ЛК-3 з дротами заповнення малого діаметра типу Філлер. Є також канати типу Варрінгтон—Сил, у яких у зовнішньому шарі дроти однакового діаметра, а у суміжному внутрішньому — дроти різних діаметрів, і є канати стандарту (рис. 5.4д).

На основі досвіду експлуатації кранів та досліджень з усієї різноманітності канатів можна орієнтуватися на два типи канатів: ЛК-Р 6x19 + 1о.с за ДСТ 2688-80 (типу Варрінгтон); ЛК-РО 6x36 + 1 о.с за ДСТ 7668-80 (типу Варрінгтон—Сил).

Залежно від типу звивання розрізняють канати простого, нерозкрутного та некрутного звивання. *Нерозкрутні* канати звиті з дротів та пасмів, яким перед звиванням надано форми, відповідної їх положенню у канаті. Вони відрізняються відсутністю внутрішнього напруження у ненавантаженому стані, більшою гнучкістю, довговічністю завдяки підвищеному опору втомленим напруженням при згині каната та більш рівномірному розподіленню розтяжувальних зусиль між пасмами.

Некрутні канати звиваються з пасмів, що мають протилежний напрямок звивання пасмів в окремих шарах. Недоліком цих канатів є випинання окремих пасмів при переході канатних блоків та внаслідок зношення.

З метою підвищення довговічності промисловість випускає нові конструкції сталевих дротяних канатів, виготовлених із шести пластично радіально-обтиснутих пасмів.

У результаті протяжки пасма з дротів круглого перерізу через спеціальний калібр лінійний контакт дротів перетворюється на контакт по поверхні. При цьому розміщення дротів ущільнюється, підвищується опір зносу при незначному збільшенні звичайної жорсткості. На основі досвідних даних та результатів заводських випробувань сталеві канати з пластично радіально-обтиснутими пасмами мають підвищений тимчасовий опір розриву на 15...18 % та підвищену довговічність на 30...50 %. Таким чином, залежно від технології виробництва пасмів сталеві канати розрізняються на канати з вільно розташованими та радіально-обтиснутими пасмами.

Залежно від покриття канати розділяються на канати, що мають або не мають антикорозійне покриття дротів. Як антикорозійне покриття використовують оцинкування. Однак ці канати менш міцні та погано опираються дії кислот.

Залежно від форми пасмів відрізняють канати з круглими та фасонними (овальними та тригранними) пасмами. У канатах з фасонними пасмами зменшуються контактні напруження в канавках шківів, і вони довговічніше круглопасмових, однак вони відрізняються більшою конструкційною складністю та вартістю. У середині овального пасма розташовано один овальний дріт, у середині тригранного пасма — три фасонних дроти, які утворюють форму трикутника.

Залежно від кількості пасмів канати розрізняють на одно-, три-, п'яти-, шести-, семи-, восьми- і вісімнадцятипасмові.

Найпоширеніші в підйомних машинах шестипасмові канати хрестового звивання з числом дротів 222 і 366; для підйомників використовують канати паралельного звивання. Нові (семипасмові) канати з центральним металевим пасмом на 15 % міцніше, ніж шестипасмові.

Восьмипасмові канати застосовують для підйомних механізмів з малим діаметром барабана або у підйомниках з канатоведучими шківками. Закриті спіральні канати можуть бути використані як напрямні, наприклад у шахтних підйомниках при будівництві шахт або несучі — в канатних дорогах.

5.3. Розрахунок канатів

Порядок вибору каната

Мінімальний діаметр каната визначається за формулою

$$d = C \cdot \sqrt{S},$$

де C — коефіцієнт вибору каната,

S — максимальне зусилля в канаті.

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K'} \cdot \frac{1}{R_0}},$$

де K' — емпіричний коефіцієнт мінімального розривного навантаження каната даної конструкції по ІСО 2408-85 (табл. 5.1);

R_0 — мінімальна межа міцності на розтяг дротів каната, Н/мм²; у більшості ВПМ застосовують канати з $R_0 = 1568$ Н/мм² та $R_0 = 1666$ Н/мм²;

Z_p — мінімальний фактичний коефіцієнт використання, залежить від класифікаційної групи механізму (табл. 5.2);

S — максимальне зусилля в канаті:

$$S = \frac{Q}{m \cdot \eta_{\text{п}}},$$

де Q — вантажопідйомність, Н;

m — кількість канатів на яких висить вантаж;

$\eta_{\text{п}}$ — ККД поліспасти.

У табл. 5.1 наведені данні для канатів вітчизняного виробництва, які найбільш поширені у ВПМ.

Таблиця 5.1

Значення емпіричного коефіцієнта мінімального розривного навантаження каната K'

| Конструкція каната | Найбільш поширені канати за стандартами | | Коефіцієнт K' для канатів | |
|--------------------|---|---------------------|-----------------------------|---------------------|
| | з органічним осердям | з металевим осердям | з органічним осердям | з металевим осердям |
| Від 6x19 до 6x37 | 2688-80 | 3081-80 | 0,330 | 0,356 |
| | 3074-80 | | | |
| | 3079-80 | | | |
| | 7665-80 | | | |
| | 7668-80 | | | |

Таблиця 5.2

Значення коефіцієнта Z_p

| Група класифікації механізму | | Мінімально припустимий коефіцієнт використання каната Z_p | |
|------------------------------|-----------------|---|-----------------|
| по ІСО 4301/1 | по ДСТ 25835-83 | рухомі канати | нерухомі канати |
| M1 | 1M | 3,15 | 2,5 |
| M2 | 1M | 3,35 | 2,5 |
| M3 | 1M | 3,55 | 3,0 |
| M4 | 2M | 4,0 | 3,5 |
| M5 | 3M | 4,5 | 4,0 |
| M6 | 4M | 5,6 | 4,5 |
| M7 | 5M | 7,1 | 5,0 |
| M8 | 6M | 9,0 | 5,0 |

Вибраний канат перевіряють за формулою

$$F_0 \geq S \cdot Z_p,$$

де F_0 — розривне зусилля каната, Н, що приймається за сертифікатом.

Норми відбракування канатів

Відбракування канатів вантажопідйомних машин, що знаходяться в експлуатації, повинно проводитися згідно з інструкцією експлуатації, укладеною з урахуванням вимог ІСО 4309, або за відсут-

ністю в інструкції відповідного розділу відбракування канатів проводять згідно з додатком 10 «Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів» [6].

Для оцінки безпечності використання канатів застосовують такі критерії:

- характер та кількість обривів дротів, у тому числі наявність обривів дротів біля кінцевих закладень, наявність місць зосередження обривів дротів, інтенсивність зростання кількості обривів дротів;
- розрив пасма;
- поверхневе та внутрішнє спрацювання;
- поверхнева та внутрішня корозія;
- місцеве зменшення діаметра каната, включаючи розрив осердя;
- зменшення площі поперечного перерізу дротів каната;
- деформація у вигляді хвилястості, корзиноподібності, видавлювання дротів з пасм, розчавлення пасмів, перегинів;
- пошкодження в результаті термічної дії або електричного дугового розряду.

Бракування канатів, що працюють зі сталевими та чавунними блоками, слід проводити за кількістю обривів дротів згідно з табл. 5.3. Норма бракування залежить від групи класифікації (режиму) механізму, типу звивання, конструкції канатів, кількості несучих дротів у зовнішніх пасмах.

Канати вантажопідйомних машин, що призначені для підймання людей, а також транспортування розплавленого або розжареного металу, вогнебезпечних та отруйних речовин, вибраковують за вдвічі меншої кількості обривів дротів.

При зменшенні діаметра каната в результаті поверхневого спрацювання або корозії на 7 % і більше порівняно з номінальним діаметром канат підлягає відбракуванню навіть за відсутності видимих обривів дротів.

При зменшенні діаметра каната у результаті пошкодження осердя, внутрішнього спрацювання, зминання, розриву і т. ін. (на 3 % від номінального діаметра канатів, що не крутяться, та на 10 % інших канатів) канат підлягає відбракуванню навіть за відсутності видимих обривів дротів.

За наявності у канаті поверхневого спрацювання або корозії дротів кількість обривів, як ознака бракування, повинна бути зменшена згідно з наступними даними. Норми бракування каната залежать від поверхневого спрацювання або корозії (табл. 5.4).

Кількість обривів дротів, за наявності яких канати подвійного звання, що працюють зі сталевими та чавунними блоками, відбраковуються

| кількість несучих дротів у зовнішніх пасмах <i>n</i> | Конструкція канатів | | Тип звивки | ДСТ на канат | Група класифікації (режиму) механізму | | | | | | | | |
|--|---|--|------------------------------|---|---------------------------------------|----|----------------|----|----------------------|----|----------------------|----|----|
| | по ISO (типові зразки конструкцій) | по міждержавним стандартам | | | М1, М2, М3, М4 | | М5, М6, М7, М8 | | одно-сторонне звання | | одно-сторонне звання | | |
| | | | | | хрещате звання | | хрещате звання | | хрещате звання | | | | |
| | | | | | 30d | 6d | 30d | 6d | 30d | 6d | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | |
| $n \leq 50$ | 6x7 (6/1) | 6x7(1+6)+1x7(1+6) 6x7(1+6)+1 о.с. 8x6(0+6)+9 о.с. | ЛК-О ЛК-О ЛК-О | 3066-80 3069-80 3097-80 | 2 | 4 | 1 | 2 | 4 | 8 | 2 | 4 | |
| $51 \leq n \leq 75$ | 6x19 (9/9/1)* | 6x19(1+9+9)+1 о.с.* 6x19(1+9+9)+ +7x7(1+6)* | ЛК-О ЛК-О | 3077-80 3081-80 | 3 | 6 | 2 | 3 | 6 | 12 | 3 | 6 | |
| $76 \leq n \leq 100$ | | 18x7(1+6)+1 о.с. | ЛК-О | 7681-80- | 4 | 8 | 2 | 4 | 8 | 16 | 4 | 8 | |
| $101 \leq n \leq 120$ | 8x19 (9/9/1)* 6x19 (12/6/1) 6x19(12/6+6F/1) 6x25FS(12/12/1)* | 6x19(1+6+6/6)+ +7x7(1+6) 6x19(1+6+6/6)+1о.с. 6x25(1+6; 6+12)+1о.с. 6x25(1+6;6+12)+ +7x7(1+6) | ЛК-Р ЛК-Р ЛК-3 ЛК-3 | 14954-80 2688-80 7665-80 7667-80 | 5 | 10 | 2 | 5 | 10 | 19 | 5 | 10 | |
| $121 \leq n \leq 140$ | | 8x16(0+5+11)+9 о.с. | ТК-О | 3097-80- | 6 | 11 | 3 | 6 | 6 | 11 | 22 | 6 | 11 |
| $141 \leq n \leq 160$ | 8x19(12/6+6F/1) | | | | 6 | 13 | 3 | 6 | 6 | 13 | 26 | 6 | 13 |

Закінчення табл. 5.3

| | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------|------------------------|---|------------------------|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
| $161 \leq n \leq 180$ | 6x36(14/7+ +7/7/1)* | 6x30(0+15+15)+7о.с. 6x36(1+7+ +7/7+14)+1о.с. 6x36(1+7+ +7/7+14)+7x7 (1+6)* | ЛК-О ЛК-РО ЛК-РО | 3083-80 7668-80 7669-80 | 7 | 14 | 4 | 7 | 14 | 29 | 7 | 14 |
| $181 \leq n \leq 200$ | | 6x31(1+6+6/6+12) +1 о.с. 6x31(1+6+6/6+12) +7x7 (1+6) 6x37(1+6+15+15) +1 о.с.* | ЛК-О ЛК-О ТЛК-О | 16853-80 16853-80 3079-80 | 8 | 16 | 4 | 8 | 16 | 32 | 8 | 16 |
| $201 \leq n \leq 220$ | 6x41(16/8+ +8/8/1)* | | | | 9 | 18 | 4 | 9 | 18 | 38 | 9 | 18 |
| $221 \leq n \leq 240$ | 6x37(18/12/6/1) | 18x19(1+6+6/6)+1 о.с.* | ЛК-Р | 3088-80 | 10 | 19 | 5 | 10 | 19 | 38 | 10 | 19 |
| $241 \leq n \leq 260$ | | | | | 10 | 21 | 5 | 10 | 21 | 42 | 10 | 21 |
| $261 \leq n \leq 280$ | | | | | 11 | 22 | 6 | 11 | 22 | 45 | 11 | 22 |
| $281 \leq n \leq 300$ | | | | | 12 | 24 | 6 | 12 | 24 | 48 | 12 | 24 |
| $300 < n$ | | | | | 0,04n | 0,08n | 0,02n | 0,04n | 0,08n | 0,16n | 0,04n | 0,08n |

Примітки до табл. 5.3:

1. n — кількість несучих дротів у зовнішніх пасмах каната, d — діаметр каната, мм.

2. Дроти заповнення не вважаються несучими, тому не підлягають обліку. В канатах з металевим сердечником останнє розглядається як внутрішнє пасмо і не враховується під час підрахунку кількості несучих дротів.

3. Кількість обривів не слід плутати з кількістю обірваних кінців дротів, що може бути вдвічі більше.

4. Клас конструкції канатів, у яких діаметр зовнішніх дротів перевищує діаметр дротів нижніх шарів, знижений і позначений зірочкою.

5. У випадку роботи каната цілком чи частково з блоками із синтетичного матеріалу чи з металу із синтетичною футерівкою характерна поява значної кількості обривів дротів усередині каната до появи видимих ознак обривів дротів чи інтенсивного зносу на зовнішній поверхні каната. Такі канати відбраковуються з урахуванням втрати внутрішнього перетину.

6. Незаповнені рядки в графі «Конструкція канатів» означають відсутність конструкцій канатів з відповідною кількістю дротів. У випадку появи таких конструкцій канатів, а так само для канатів із загальною кількістю дротів більше 300, кількість обривів дротів, при яких канат відбраковується, визначається за формулами, наведеними у нижньому рядку табл. 5.3, при цьому знайдене значення округлюється до цілого у більший бік.

7. Конструкція канатів за ISO наведена схематично відповідно до ISO 4309, ISO 3878:

- знаком «/» відділений один шар дротів від іншого чи в одному шарі відділені дроти різного діаметра;

- кількість дротів пасм зазначена від периферії до центра каната;

- «F» — канати з дротами заповнення, «SF» — канати із синтетичним осердям.

Норми бракування каната залежать від поверхневого спрацювання або корозії

Таблиця 5.4

| Зменшення діаметра дротів у результаті поверхневого спрацювання або корозії, % | Кількість обривів дротів на крок звання, % від норм, вказаних у табл. 5.3 |
|--|---|
| 10 | 85 |
| 15 | 75 |
| 20 | 70 |
| 25 | 60 |
| 30 та більше | 50 |

При зменшенні первинного діаметра зовнішніх дротів у результаті спрацювання або корозії на 40 % і більше канат відбраковується.

Для оцінки стану внутрішніх дротів (тобто для контролю втрати металевої частини поперечного перерізу каната) канат необхідно піддавати дефектоскопії по всій його довжині. При реєстрації за допомогою дефектоскопа втрати перерізу металу дротів, що досягає 17,5 % і більше, канат відбраковується.

При виявленні в канаті одного або кількох обірваних пасмів подальша робота каната не допускається.

Канати не повинні допускатися до подальшої роботи при виявленні: корзиноподібної деформації, видавлювання осердя, видавлювання або розшарування пасмів, місцевого збільшення або зменшення діаметра каната, пересувань, зломів, перегинів.

Діаметр барабана і блоку. Держнаглядохоронпраці регламентує мінімальне співвідношення між діаметром обраного каната і діаметром барабана чи блоку

$$D_6 \geq d \cdot h,$$

де d — діаметр каната;

D_6 — діаметр блоку або барабана, обмірюваний по середній лінії навитого каната;

h — коефіцієнт, прийнятий за нормами Держнаглядохоронпраці залежно від режиму роботи і типу вантажопідійомної машини (табл. 5.5).

Таблиця 5.5

Коефіцієнти вибору діаметра

| Класифікаційна група механізму | Коефіцієнти вибору діаметра | | |
|--------------------------------|-----------------------------|-------------|-----------------------------|
| | барабана h_1 | блоку h_2 | вирівнювального блоку h_3 |
| 1М | 11,2 | 12,5 | 11,2 |
| 1М | 12,5 | 14,0 | 12,5 |
| 1М | 14,0 | 16,0 | 12,5 |
| 2М | 16,0 | 18,0 | 14,0 |
| 3М | 18,0 | 20,0 | 14,0 |
| 4М | 20,0 | 22,4 | 16,0 |
| 5М | 22,4 | 25,0 | 16,0 |
| 6М | 25,0 | 28,0 | 18,0 |

Розрахунок каната за терміном служби зводиться до того, щоб канат даної конструкції в даних умовах забезпечував заданий термін служби. (див. Ковальський Б. С. Розрахунок кранових канатів по терміну служби /

Збірник «Сталеві канати». Вип. 2. — Київ: Техніка, 1965).

Термін служби окремих канатів коливається у межах від декількох тижнів до декількох років. Серед учених, які внесли значний внесок у розвиток теорії та практики довговічності канатів, слід назвати Колчіна А.І., Житкова Д.Г., Масленнікова К.М., Ковальського Б.С.

Першим кроком у розрахунку піднімальних канатів повинні бути — після вибору конструкції — визначення діаметра d .

Підрахунки показують, що діаметр канатів може бути прийнятий у межах $0,29\sqrt{T} < d < 0,36\sqrt{T}$ (1), де T — робочий натяг каната. В усіх випадках повинне бути:

$$D/d > 14 \text{ для канатів } 6 \times 37 + 1 \text{ о.с.}$$

$$D/d > 20 \text{ для канатів } 6 \times 19 + 1 \text{ о.с.}$$

Маючи діаметр каната по (1), знаходимо діаметр блоків. Рішення задачі: вибираємо комбінацію D і d . Як одна з можливих для забезпечення заданого терміну служби каната, що дозволяє оптимізувати конструкцію піднімального пристрою,

$$D = A \cdot B \cdot C \cdot E \cdot F \cdot \left(d + 0,2 \frac{T}{d} \right),$$

де A, B, C, E, F — розрахункові табличні коефіцієнти;

A — враховує число перегинів каната на блоках поліспасти;

B — враховує конструкцію каната;

C — вводиться для обліку впливу розмірів каната (залежить від d , мм, найбільш оптимальним діаметром є ($d = 18—20$ мм));

E — коефіцієнт групи режиму роботи крана;

F — коефіцієнт блоку (враховує радіус канавки блоку і матеріал блоку).

Запас міцності в канаті:

$$K = \frac{P}{T} > K_{\min},$$

де P — розривне зусилля;

$$K_{\min} = \frac{2}{\gamma} + 300 \cdot (d/D)^2,$$

γ — береться з таблиць і залежить від числа обривів дротів у відсотках.

Напрацювання $N = C \cdot (D/d)^2$ (довговічність) каната — для кожного каната при конкретному K . По А. І. Дукельському напрацювання, $N = C \cdot (K - 2) \cdot (D/d)^2$, де K — коефіцієнт запасу міцності на розтягання, C — постійний коефіцієнт. (Заходи збільшення терміну служби канатів

див. у лекції по блоках). Серед факторів, що визначають термін служби

каната, основним є відношення $\frac{D}{d}$, потім впливає величина - середня

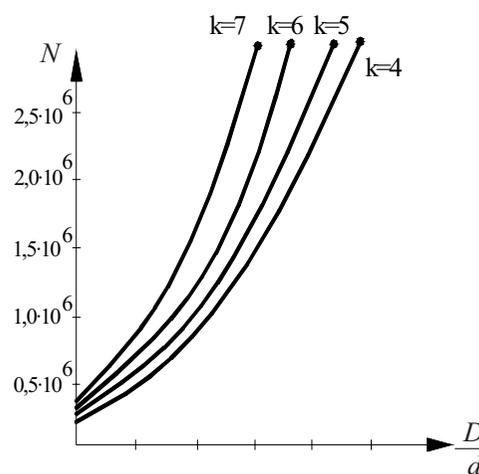


Рис. 5.5. Залежність напрацювання каната від відношення D/d і запасу міцності K

номінальна напруга розтягання в канаті, наприклад, $K = 5$, з цього видна варіантність рішення задачі: вибирається комбінація D і d . Як одна з можливих для забезпечення заданого терміну служби каната, що дозволяє оптимізувати конструкцію піднімального пристрою.

5.4. Магнітна дефектоскопія сталевих канатів [1]

Через незадовільний технічний стан кранів зростає аварійність та травматизм, одна

з причин аварійності — обриви вантажних і стрілових канатів. У Росії в 2001 р. з 45 аварій кранів 5 були наслідком обриву канатів, а за період з вересня 2001 р. по квітень 2002 р. — 6 чоловік загинули через обрив канатів. В Україні з 1999 по 2001 р. з цієї причини відбулося 12 аварій із смертельними випадками.

У теперішній час візуально визначаються деформація і порушення конструкції каната, наявність зовнішніх обривів дротів, видимих слідів температурних впливів, корозія та абразивний знос зовнішніх дротів. Очевидна суб'єктивність візуального методу контролю, що дозволяє дати головним чином якісну оцінку стану каната.

Інструментальний контроль, що не руйнує, — найважливіший засіб одержання об'єктивної інформації про технічний стан об'єкта. Для інструментального неруйнівного контролю канатів застосовують магнітні дефектоскопи. Магнітна дефектоскопія канатів дозволяє одержати об'єктивні і документовані дані про відносну втрату перетину каната і про наявність на поверхні та усередині каната обірваних дротів. Таким чином, магнітна дефектоскопія дозволяє кількісно оцінити стан каната в умовах експлуатації, знайти навіть приховані дефекти і визначити їхнє місце розташування.

Добре відомо, що візуального контролю зовсім недостатньо для правильного визначення стану каната. Важко і майже неможливо

ретельно оглянути канат, покритий змащенням і брудом, довжина якого часом перевищує сотні метрів. Крім того, візуальний контроль, у силу своєї суб'єктивності, створює можливості для несумлінного виконання оператором інспекційних функцій. Навпаки, при дефектоскопії оператор не може обмежитися суб'єктивним висновком про стан каната, тому що дефектоскоп видає документ у вигляді звіту стандартної форми. Виявивши аномалії у звіті і дефектограмах, оператор зобов'язаний детально їх описати.

На Україні одна з найбільших аварій кранів за останні роки відбулася 11.04.2001 р. із краном СКР-3500ЄМ на спорудженні енергоблоку № 4 Рівненської АЕС. При розслідуванні причин аварії було виявлено, що розрив стрілопідйомного каната відбувся в результаті його значного корозійного ушкодження.

У силу великої розмаїтості конструкцій піднімальних споруджень і умов їхньої роботи види ушкоджень канатів і місце розташування ділянок найбільшого зносу можуть розрізнятися дуже істотно. Наприклад, для вантових канатів баштових кранів характерні корозійні поразки, що призводять до зменшення перетину поблизу місць закладення канатів у муфту. Вантажопідйомні канати мостових кранів найчастіше втрачають запас міцності через обриви дротів у зоні зрівняльного блоку, а в гарячих цехах металургійних підприємств — через спільну дію термічних і механічних навантажень на рухливих блоках поліспастичних пар, що призводить до зменшення перетину і зміни структури металу дротів. Практика дефектоскопії канатів вимагає розробки спеціальних методик, призначених для конкретних ситуацій.

У квітні 1998 р. відбувся обрив сталевих канатів з металевим осердям мостового крана ОАО «Северсталь», м. Череповець. Обрив відбувся під час завантаження конвертора, у результаті чого ківш із розплавленим чавуном упав на підлогу цеху. Обірвані канати після аварії були демонтовані з крана і піддані якісним і металографічним дослідженням. Результати досліджень показали, що канат, нагрітий до температури 600—800 °С та після цього охолоджений до кімнатної температури, утрачає свою навантажувальну здатність більше ніж у 3 рази. Дослідження, виконані в лабораторії ТОВ «Інтрон Плюс» і на канатах крана конвертерного цеху ОАО «Северсталь», підтвердили, що дефектоскоп ІНТРОС дозволяє виявляти ділянки, які піддалися термічному впливу, і кількісно оцінювати втрату їхньої несучої здатності. На основі отриманих

даних створюється методика дефектоскопії сталевих канатів, які піддалися термічному впливу.

Література

1. Мироненко А. С., Прохоров В. В. Магнитная дефектоскопия стальных канатов. //Подъемные сооружения. Специальная техника. — 2003. — № 7. — Одесса. — С. 32—33.
2. Котельников В. С. Современное российское законодательство в области промышленной безопасности и задачи Госгортехнадзора России по повышению уровня надежности и безопасной эксплуатации подъемных сооружений. //Сб. тр. науч.-практ. конф. “Проблемы производства и безопасной эксплуатации подъемных сооружений в Украине и России”. — Одесса, 2002. — С. 25—38.
3. Дерновой Л. К. Проблемы промышленной безопасности подъемных сооружений. //Подъемные сооружения. Специальная техника. — 2002. — № 9. — С. 24—25.
4. Котельников В. С., Жуков В. Г., Худоши А. А., Сухоруков В. В. Значение дефектоскопии канатов для повышения безопасности эксплуатации грузоподъемных кранов. //Безопасность труда в промышленности. — 2002. — № 9. — С. 15—19.
5. Печников О. С. Так кто же виноват? //Международная ассоциация исследователей стальных канатов. Бюллетень 4, Одесса, 2002. — С. 34—41.
6. Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів. — Харків: Форт, 2002. — 391 с.

Розділ 6

КОНСТРУКТИВНІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ВПМ

6.1. Характеристика матеріалів для ВПМ

ВПМ відносяться до машин, що працюють в умовах різко виражених змінних і ударних навантажень. Тому до основних механічних характеристик конструкційних матеріалів ВПМ пред'являються підвищені вимоги, а саме:

- а) до межі міцності;
- б) до межі текучості;
- в) до межі витривалості;
- г) до ударної в'язкості (для машин, що працюють при низьких температурах).

Елементи ВПМ поділяються на три групи:

1. *Нерозраховані елементи* (сходи, настили, огороження).
2. *Невідповідальні елементи* (діафрагми, кронштейни та ін).
3. *Відповідальні елементи* (несучі балки).

Матеріали вибираються за ступенем відповідальності металоконструкцій. Сталь виробляється мартенівським і бесемерівським способом. Правилами Держнаглядохоронпраці *забороняється* застосування сталей, виготовлених *бесемерівським (конверторним способом)* тому, що ці сталі містять багато шкідливих домішок, що сприяють деформації, особливо при низьких температурах. Дозволяється застосовувати сталі, отримані тільки *мартенівським способом*. Але мартенівські сталі можуть бути спокійної, напівспокійної та киплячої плавки. Найкращі властивості для металевих конструкцій мають сталі спокійної плавки. Сталі киплячої плавки можна застосовувати для металевих конструкцій, кранів, що працюють у закритому приміщенні чи на відкритому повітрі при оточуючій температурі не нижче -20°C .

Для металоконструкцій і вузлів рекомендовано:

- для 1-ї групи (нерозраховані елементи) рекомендуються: Ст 0; МСт 0;
- для 2-ї групи (невідповідальні елементи) рекомендуються: Ст 2, Ст 3кп, Ст 3; ВСт 3; ВСт 3кп;
- для 3-ї групи (відповідальні елементи) рекомендуються: В Ст 3, Ст 3 (до -40°C) Ст 3кп (до -20°C); ВМСт 3сп, М16С; Ст 3мост

(застосовуються у зварених, а також клепаних конструкціях при особливо низьких температурах — до -40°C);

- для кранів, працюючих при важких і дуже важких умовах роботи, застосовується Сталь М-18а.

Останнім часом застосовуються низьколеговані сталі: для роботи при низьких температурах: 15ХСНД, 10ХСНД, 09Г2, 09Г2С при температурі до -65°C .

Ці низьколеговані сталі не рекомендується застосовувати в металевих зварених конструкціях при важких умовах роботи тому, що вони схильні до утворення тріщин від утомленості, особливо у місцях концентрації напруг. Краще ці сталі застосовувати для листових чи клепаних конструкцій. Вони (ці сталі) істотно знижують вагу конструкцій у тих випадках, коли розміри перетинів визначаються з умов міцності, а не з умов деформації, стійкості чи втоми. Тому чим більше вантажопідйомність машин, тим більш раціональне їхнє застосування. Усі низьколеговані сталі мають високе значення межі текучості (вони мають у 1,5 рази більше значення $\sigma_{\text{тек}}$, ніж низьковуглецеві), меншу холодноламкість, велику стійкість проти корозії, добре зварюються. *Недолік*: велика вагітність, велика чутливість до концентрації напруг.

Усі конструкційні сталі поділяються на три групи:

1. Група А — поставляється за гарантованими механічними властивостями. Наприклад: Ст 0, Ст 1, Ст 2, Ст 3, Ст 4, Ст 5.
2. Група Б — поставляється за гарантованим хімічним складом. Наприклад: БСт 0, БСт 1, БСт 2, ... БСт 6.
3. Група В — поставляється за гарантованими механічними властивостями і хімічним складом. Наприклад: ВСт 1, ВСт 2, ... ВСт 6, мартенівська сталь МСт 2.

Сталі спокійної плавки на 10—25 % дорожче сталей киплячої плавки. Треба бути особливо уважним при виборі сталі для машин, що працюють при низьких температурах.

Приклад. Ст 3кп застосовується при t не нижче -20°C , тому, що ударна в'язкість цієї сталі зі зниженням температури дуже швидко знижується.

Так, для Ст 3кп при зниженні t з $+15$ до -40°C ударна в'язкість знижується в 16 разів, у той час як для Ст 3, ВСт 3 при зниженні t з $+15$ до -40°C ударна в'язкість знижується у 2 рази. При більш низьких t рекомендується застосовувати ВМСт 3сп, М16С, 10ХСНД, 15ХСНВ і ін., які відрізняються гарною зварюваністю.

Конструкційні матеріали старіють з часом і дія старіння така ж, як і дія низьких температур. При старінні основні механічні характеристики

меж міцності і текучості підвищуються, наближаючись до рівня крихкої міцності і зближаються між собою (Стрелецький). Процес старіння прискорюється дією вібраційних навантажень. Дрібно-кришталева структура при старінні переходить у крупно-кришталеву і матеріал стає крихким.

6.2. Еквівалентні навантаження

При розрахунках на витривалість користаються еквівалентними навантаженнями. Під еквівалентною розуміють умовно постійне за часом навантаження при дії якого забезпечується така ж довговічність, як і при фактичних умовах експлуатації машини. У літературі приводяться графіки усереднених навантажень. На рис. 6.1 зображені графіки завантаження механізму підйому крана.

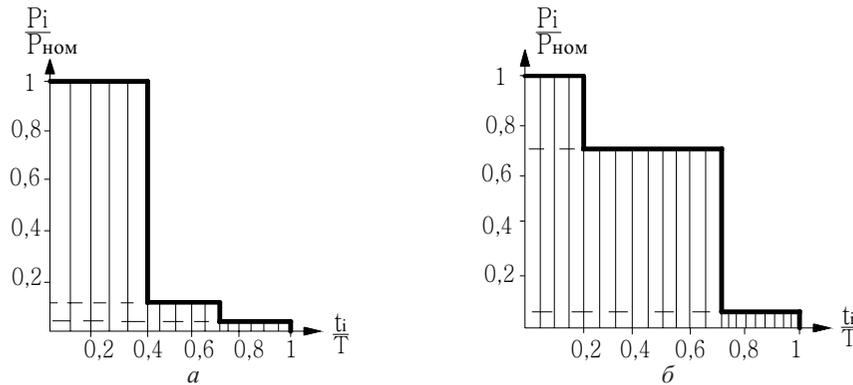


Рис. 6.1. Графіки завантаження механізму підйому крана: *a* — для груп режиму роботи 2К, 3К (для легкого режиму); *б* — для груп режиму роботи 6К, 7К (для важкого режиму роботи)

З розглянутих графіків видно, що при групах режиму роботи крана 6К, 7К (важкому режимі) виконується більша робота, тому що площа графіка більше. Еквівалентне навантаження при заданому терміні служби деталей:

$$P_{\text{екв}} = K_d P_{\text{ном}},$$

де K_d — коефіцієнт довговічності,

$P_{\text{ном}}$ — номінальне навантаження деталі.

Коефіцієнт K_d для валів у загальному випадку

$$K_d = \sqrt{\frac{60 \cdot T \cdot n_1}{n_0}} \cdot \sqrt{\sum \left[\frac{t_i}{t} \left(\frac{P_i}{P_{\text{ном}}} \right)^m \cdot \frac{n_i}{n_1} \right]},$$

де T — розрахунковий термін служби деталі, у годинах;

n_1 — число навантажень деталі в хвилину;

n_0 — базове число циклів навантаження, обумовлене по кривій утоми Вьолера — для деталей діаметром менше 50 мм — $n_0 = 10^7$, для деталей діаметром більше 50 мм — $n_0 = 5 \cdot 10^7$;

$P_{\text{ном}}$ — розрахункове навантаження деталі, тому $60 \cdot T \cdot n_1$ — число циклів за весь період експлуатації машини;

t_i , P_i , n_i — відповідно час у годинах, навантаження і число навантажень у хвилину при даному розрахунковому режимі;

t — загальний час роботи механізму, у годинах; за весь період експлуатації;

m — показник ступеня кривої утоми.

$$\sigma_{-1} = K_d \cdot \sigma_{\text{max}},$$

де σ_{-1} — границя витривалості при симетричному циклі напружень;

σ_{max} — максимальне напруження;

$$K_d = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_i}{\sigma_{\text{max}}} m \sqrt{\frac{n_i}{n_0}}.$$

При розрахунку на згинальну міцність $m = 9$

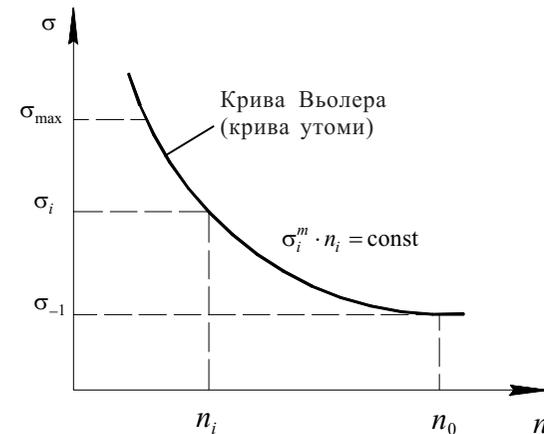


Рис. 6.2. Крива Вьолера (крива утоми)

Розрахунок на міцність і витривалість за методом допустимих напружень

Розрахунок на міцність для пластичних матеріалів:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n};$$

для крихких матеріалів:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{n};$$

σ — максимальна напруга в деталі під дією розрахункового навантаження без врахування концентрації;

σ_T — границя текучості при розтяганні з урахуванням розмірів деталі, термообробки;

σ_B — межа міцності з урахуванням технічних факторів;

n — запас міцності;

$$n = n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + 1;$$

де n_1 — запас міцності, що враховує пороки, дефекти матеріалу, поковок, виливків, корозію;

n_2 — запас міцності, що враховує неточність визначення зовнішніх навантажень;

n_3 — запас міцності, що залежить від режиму ВПМ; $n_3 = 1,0 \div 1,3$;

n_4 — запас міцності, що залежить від конфігурації деталі, наявності концентраторів напруги, від чистоти обробки поверхні.

Існують спеціальні таблиці для вибору запасів міцності і допустимих напружень (див. табл. 6.1).

Таблиця 6.1

Вибір напруг для Ст 3, Ст 3_{кп}, М16С, М18а

| Група режиму роботи | Випадок навантажень | | | | І — нормальні навантаження робочого стану II — максимальні навантаження робочого стану |
|---------------------|---------------------|----------------|------------------|----------------|---|
| | I | | II | | |
| | $ \sigma $, МПа | $ \tau $, МПа | $ \sigma $, МПа | $ \tau $, МПа | |
| 1К÷5К (Л, С) | 160 | 100 | 180 | 110 | II — максимальні навантаження робочого стану |
| 6К÷8К (Т, ВТ) | 140 | 85 | 170 | 100 | |

6.3. Розрахунок по граничному стану

Розрахункові норми розглядають три основних граничних стани:

1. По несучій здатності

$$Q < R,$$

де Q — розрахункове зусилля в розрахунковому елементі машини;

R — гранична несуча здатність даного елемента, що залежить від механічних якостей матеріалу і геометричної характеристики даного елемента.

2. По розвитку граничних деформацій:

$$f < [f],$$

де $[f]$ — гранична деформація, наприклад граничний прогин.

3. По місцевих ушкодженнях:

$l \leq [l]$, де $[l]$ — граничне розкриття місцевої тріщини.

6.4. Імовірний розрахунок ВПМ на міцність

Методика імовірного розрахунку заснована на тому, що зовнішнє навантаження ВПМ і несуча здатність конструкційного матеріалу — величини випадкові, підкоряються визначеному закону розподілу. Стосовно будівельних конструкцій цю методику вперше

розробив проф. М. С. Стрелецький. При розрахунку кранових конструкцій вона знаходить своє застосування.

На осі абсцис (рис. 6.3) маємо — зовнішнє навантаження Q і несучу здатність R . Приймаємо, що ці величини підкоряються законам розподілу по кривих Гаусса (так називаються криві нормального розподілу). Аналітичні вирази приводяться в курсі металевих конструкцій. На визначеній ділянці криві перекривають одна одну. Імовірність руйнування конструкції, тобто імовірність того, що $P(Q > R)$: $(Q > R) = P(Q_n < Q) \cdot P(R < R_n)$, оскільки ці події незалежні. Неприпустимі випадки коли:

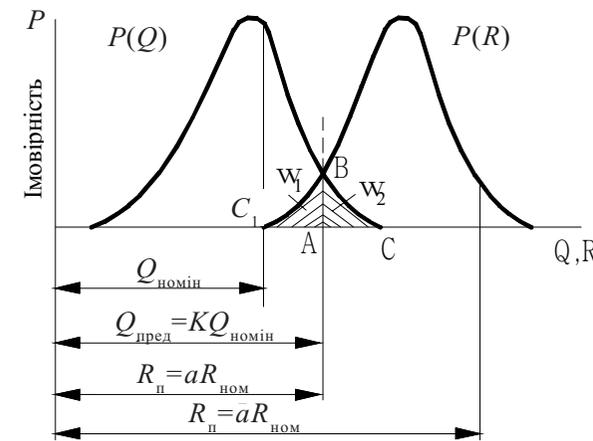


Рис. 6.3. Імовірність появи навантаження і несучої спроможності

1) Навантаження більше граничного $Q > Q_n$.

2) Несуча здатність менше граничної $R < R_n$, тобто ордината AB є крайньою припустимою для Q і R . Площа ABC відповідає випадку $P(Q > Q_n)$. Площа ABC_1 відповідає випадку $P(R_n < R)$.

Тоді можна записати:

$$P(Q > R) = P(Q_n > Q) \cdot P(R > R_n) = \omega_2 \cdot \omega_1 \approx [P],$$

$[P]$ — припустима імовірність, що визначається з умов мінімуму витрат на експлуатацію даної конструкції. Якщо позначити

витрати на експлуатацію конструкції C , тоді можна дорівняти нулю

$\frac{\partial C}{\partial p} = 0$ і звідси знайти припустиму імовірність. Функція C є невідомою

і повинна знаходитися на основі обробки статистичних даних.

Розділ 7

ПОЛІСПАСТИ

7.1. Поліспасти. Схеми поліспастів

Вантажі підвішуються до механізмів підйому безпосередньо не до каната, а до поліспастів (у величезній більшості випадків). **Поліспастом** називається конструкція, яка складається з ряду блоків (рухливих і нерухомих), що огинаються гнучким елементом, яка застосовується для виграшу в силі (силові поліспасти) чи швидкості (швидкісні поліспасти). Поліспасти залежно від призначення поділяються на: а) кратні; б) ступеневі.

Кратні:

- для виграшу в силі;
- для виграшу у швидкості.

Для вантажопідйомних машин найчастіше використовуються перші, вони забезпечують:

- а) зменшення навантаження на вантажні канати;
- б) зменшення крутного моменту на барабані піднімальної установки, зменшення габаритів і ваги механізму підйому.

На рис. 7.1 представлені конструктивні схеми одинарних поліспастів.

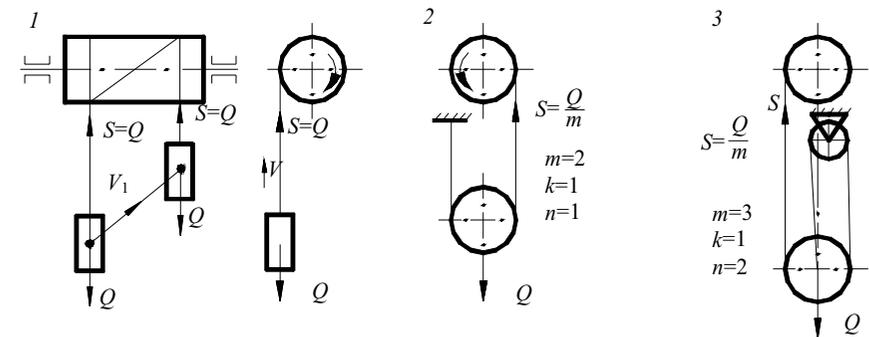


Рис. 7.1. Одинарні поліспасти:

m — число гілок каната, до яких підвішується вантаж; n — число блоків; k — число гілок каната, що йдуть до барабана

Якщо $k = 1$ — це *одинарні поліспасти*.

Їх недоліки:

1. Немає можливості точно вертикально переміщати вантаж.
2. Не забезпечується стійке положення вантажу.

Ці недоліки виправляються *подвоєними поліспастами*.

Можна було б замість урівняльного (D_y) блока ставити важільний (урівняльний) балансир.

При цьому, замість одного каната встановлюються два, що особливо вигідно в механізмах з великою кратністю поліспасти, де вимагаються канати великої довжини. При коливаннях вантажу відбувається зміна напруг і потрібний урівняльний блок, що вирівнює натяг в окремих гілках каната при коливанні вантажу.

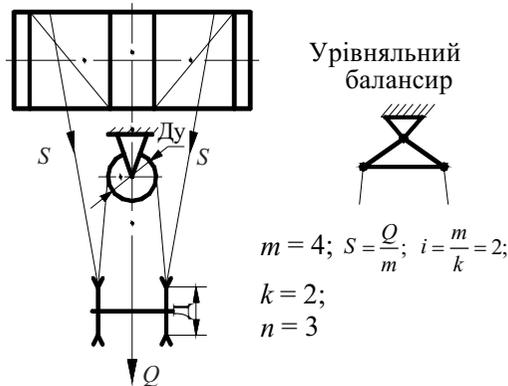


Рис. 7.2. Подвоєний поліспаст

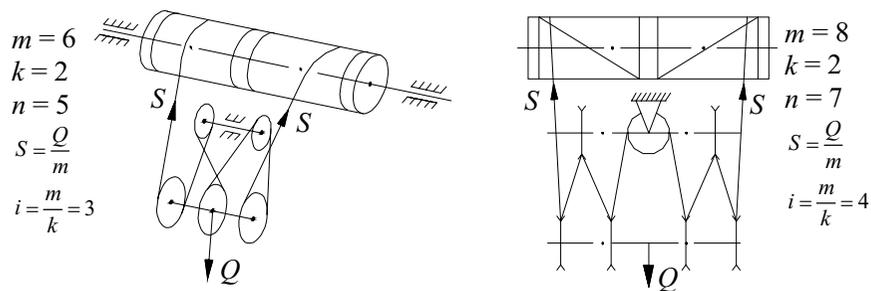


Рис. 7.3. Подвоєні поліспасти

Цей поліспаст забезпечує вертикальний підйом, але виключити коливання не може.

Кількість гілок t залежить від вантажопідйомності. Якщо блок переміщується з вантажем по вертикалі, то такий блок називається *рухливим*. Рухлива група блоків — гакова обойма.

Недоліки одинарних поліспаств:

1. Неможливе точно вертикальне переміщення.
2. Розгойдування вантажу при переміщенні крана, візка.

На практиці найчастіше застосовуються *подвоєні поліспасти*. *Урівняльний блок* — вирівнює натяг в окремих гілках каната. Урівняльний блок може бути замінений балансиром.

7.2. Кратність поліспаств

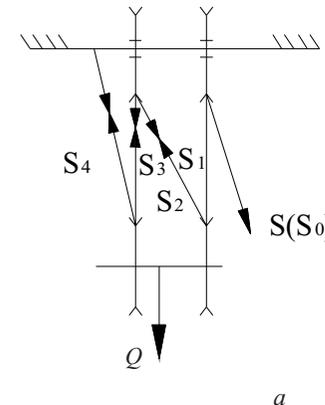
Кратність поліспаств (передаточне число поліспасти — i) — це відношення числа гілок каната, на яких висить вантаж, до числа гілок каната, які йдуть на барабан $i = \frac{m}{k}$.

7.3. ККД поліспаств

Під ККД поліспасти розуміють відношення натягу каната без урахування втрат до натягу каната з урахуванням втрат:

$$\eta_0 = \frac{S_0}{S}$$

Визначення ККД кратних поліспаств для виграшу в силі поліспасти I роду



поліспасти II роду

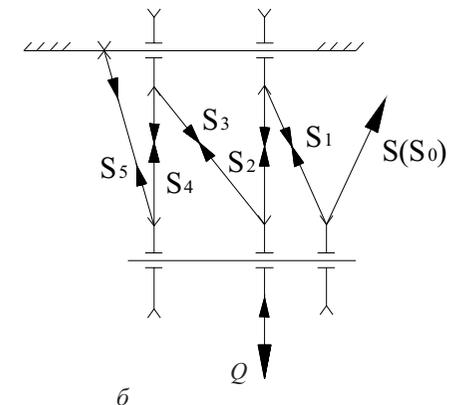


Рис. 7.4. Схема до визначення ККД в поліспастах I (а) і II роду (б): m — кількість гілок каната, на яких висить вантаж; n — число блоків рухливих і нерухомих; k — кількість гілок каната, які йдуть на барабан; S_0 — натяг у гілках каната без урахування втрат у блоках; S — натяг у тих же гілках при підйомі вантажу з урахуванням втрат

за схемою а (рис. 7.4)

$$S_0 = \frac{Q}{m} = \frac{Q}{n},$$

$$Q = S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n = \\ = S_n = S_n^n = S \cdot \eta + S \eta^2 + \\ + S \eta^3 + S \eta^4 = S \eta \times$$

$$\times (1 + \eta + \eta^2 + \eta^{n-1}) = S \eta \cdot \frac{\eta^n - 1}{\eta - 1},$$

т.е.

$$Q = S \eta \frac{\eta^n - 1}{\eta - 1} = S \frac{\eta^{n+1} - \eta}{\eta - 1}, \text{ т.е.}$$

$$S = \frac{Q(\eta - 1)}{\eta^{n+1} - \eta} = \frac{Q(1 - \eta)}{\eta(1 - \eta^n)},$$

$$\eta_0 = \frac{S_0}{S} = \frac{Q}{n} \cdot \frac{(\eta^{n+1} - \eta)}{Q \cdot (\eta - 1)} = \\ = \frac{1}{n} \cdot \frac{(\eta^{n+1} - \eta)}{\eta - 1} = \frac{\eta \cdot (\eta^n - 1)}{\eta \cdot (\eta - 1)} = \\ = \frac{\eta \cdot (1 - \eta^n)}{\eta \cdot (1 - \eta)} = \eta_0,$$

$$S = \frac{Q}{n \cdot \eta_0 \text{ пол. I роду}} = \frac{Q}{m \cdot \eta_{\text{пол. I роду}}},$$

тобто ККД поліспасти залежить від η блоків та кількості блоків.

Кратні поліспасти для виграшу у швидкості

$S = Q$; m — кількість гілок каната, які сприймають силу Z ;
 n — кількість блоків;

за схемою б (рис. 7.4)

$$S_0 = \frac{Q}{m} = \frac{Q}{n+1},$$

$$Q = S + S_1 + S_2 + S_3 + \\ + S_4 + S_5 + S + S \eta + \\ + S \eta^2 + \dots + S \eta^n = S \times \\ \times (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^n) = \\ = S \cdot \frac{1 - \eta^{n+1}}{1 - \eta},$$

$$S = \frac{Q(1 - \eta)}{1 - \eta^{n+1}}, \text{ тому що}$$

$$1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^n = \frac{\eta^{n+1} - 1}{\eta - 1},$$

тобто змінюємо знаки на зворотні

$$\eta_0 = \frac{S_0}{S} = \frac{Q}{n+1} \cdot \frac{1 - \eta^{n+1}}{Q \cdot (1 - \eta)} = \\ = \frac{1 - \eta^{n+1}}{(n+1)(1 - \eta)} = \eta_0,$$

$$S = \frac{Q}{m \cdot \eta_{\text{пол. II роду}}} = \\ = \frac{Q}{(n+1) \cdot \eta_{\text{пол. II роду}}},$$

Z_0 — зусилля плунжера при нерухомому стані вантажу;
 Z — зусилля плунжера при підйомі вантажу.

ККД поліспасти $\eta_{\text{пол}} = \frac{Z_0}{Z}$; $Z > Z_0$, тому що деяку частину Z треба затратити на подолання опорів в вісях блоків і на подолання жорсткості каната (рис. 7.5).

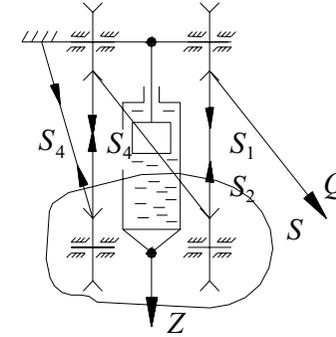


Рис. 7.5. Схема кратного поліспасти для виграшу у швидкості

$$\left. \begin{aligned} S_{10} = S_{20} = S_{30} = S_{40} = Q \\ Z_0 = m \cdot Q = n \cdot Q \end{aligned} \right\} \text{ у нерухомому стані,}$$

$$S_1 > Q; S_2 > S_1; S_3 > S_2; S_4 > S_3 \dots$$

Виріжимо нижню частину поліспасти

$$S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n = z \text{ — у русі } S_1 \cdot \eta = Q; S_1 = \frac{Q}{\eta} = \varepsilon \cdot Q,$$

де ε — коефіцієнт опору блока $\varepsilon > 1$;

$$S_2 = \frac{S_1}{\eta} = \varepsilon \cdot S_1 = \varepsilon^2 \cdot Q; S_n = \varepsilon^n \cdot Q,$$

$$\varepsilon \cdot Q + \varepsilon^2 \cdot Q + \varepsilon^3 \cdot Q + \dots + \varepsilon^n \cdot Q = Z,$$

$$\varepsilon \cdot Q (1 + \varepsilon + \varepsilon^2 + \dots + \varepsilon^{n-1}) = Z \text{ чи } \varepsilon \cdot Q \frac{1 - \varepsilon^n}{1 - \varepsilon} = Z,$$

$$\eta_{\text{поліспасти}} = \frac{Z_0}{Z} = \frac{n \cdot Q}{\varepsilon \cdot Q \left(\frac{1 - \varepsilon^n}{1 - \varepsilon} \right)} = \frac{n \cdot (1 - \varepsilon)}{\varepsilon (1 - \varepsilon^n)}.$$

Можна одержати важливу розрахункову величину, наприклад тиск у гідроприводі $P = \frac{Z}{F}$ (МПа); Z збільшується з коефіцієнтом опору кожного блока, кількістю блоків, з ростом Q .

Поняття про ступеневі поліспасти для виграшу в швидкості
Недолік: великі габарити по вертикалі.

$$S = \frac{Q \cdot 2^n}{\eta_n},$$

де n — число рухливих блоків.

$$\eta_n = \eta^{n+1} \cdot \left(\frac{2}{1+\eta} \right)^n,$$

де η_n — ККД поліспасти;

n — загальне число рухливих блоків;

η — ККД окремого блока.

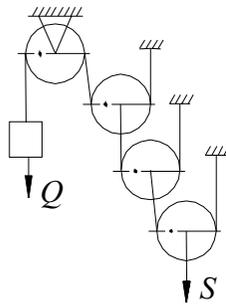


Рис. 7.6. Схема ступеневого поліспасти

Розділ 8

БЛОКИ

8.1. ККД блоків

Блоки поділяються на канатні і ланцюгові.

А. ККД нерухомого блока:

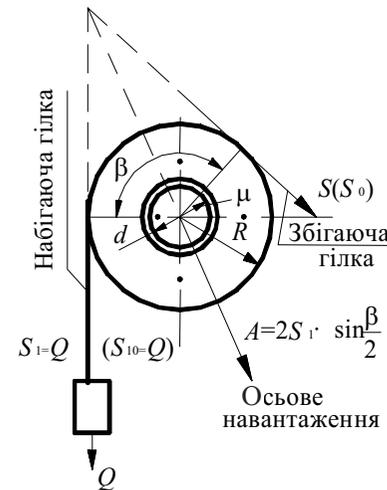


Рис. 8.1. Схема до розрахунку ККД нерухомого блока

S_0 — зусилля в збігаючій гілці, при нерухомому вантажі; S — зусилля збігаючої гілки при підйомі вантажу Q ; $S > S_1 = Q$, тому що треба перебороти опір жорсткості каната, опір у опорах; тобто виконується не тільки корисна робота, але і робота на подолання опору від сил тертя у опорах від жорсткості каната.

При підйомі вантажу:

$$S > S_1 = Q;$$

$$S\eta = S_1 = Q; \quad \eta = \frac{S_1}{S} = \frac{Q}{S}.$$

Розглянемо рівновагу сил, діючих на блок. Складемо ΣM відносно осі.

$$S \cdot R = S_1 \cdot R + \alpha \cdot S_1 \cdot R + A \cdot \mu \cdot \frac{d}{2};$$

$$S \cdot R = S_1 \cdot R + \alpha \cdot S_1 \cdot R + 2S_1 \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2};$$

$$S = S_1 + \alpha S_1 + S_1 \mu \frac{d}{R} \sin \frac{\beta}{2} = S_1 \left(1 + \alpha + \mu \frac{d}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right);$$

$$\left(1 + \alpha + \mu \frac{d}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right) \text{ представимо як } \varepsilon, \text{ тоді:}$$

$$S = S_1 \cdot \varepsilon,$$

де ε — коефіцієнт опору блока $S = \frac{S_1}{\eta}$;

$\varepsilon = \frac{1}{\eta}$, якщо маємо підшипники котіння, тоді $\eta = 0,98$, якщо маємо підшипники тертя котіння тоді $\eta = 0,99$.

$\alpha \cdot S_1 \cdot R$ — момент, що враховує вплив жорсткості вантажного каната;
 $A \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$ — момент, що враховує сили тертя у опорі блока;

$\frac{d}{R}$ — враховує конструкцію блока;

β — кут обхвату блока канатом.

Коефіцієнт опору блока ε залежить від наступного:

- жорсткості каната;
- конструкції опори блока (опора тертя ковзання чи опора тертя котіння);
- величини коефіцієнта тертя, що залежить від конструкції опори і якості змащення;
- розмірів блока;
- від кута обхвату канатом блока.

Б. ККД і коефіцієнт опору рухомих блоків.

S_0 — зусилля в гілках при нерухомому вантажі $S_0 = \frac{Q}{2}$.

При підйомі вантажу $S > S_1$ тому, що частина зусилля затрачується на тертя.

Очевидно, якщо

$$S\eta = S_1,$$

де η — ККД нерухомого блока;

$$\eta_{\text{рух.блока}} = \frac{S_0}{S}, \text{ тому що } S_1 < S.$$

Розглянемо рівновагу трьох сил: $S + S_1 = Q$,
 $S + S\eta = Q$, $S = \frac{Q}{1+\eta}$, $\eta_{\text{рух.блока}} = \frac{S_0}{S} = \frac{Q/2}{Q/1+\eta} = \frac{1+\eta}{2}$,

тобто ККД рухомого блока більше, ніж ККД нерухомого блока.

8.2. Конструкція, матеріал, розрахунок блоків

Блок (рис. 8.3) — конструкція, що складається з маточини, диска і верхньої (канатної) частини блока, у яку вкладається виток каната.

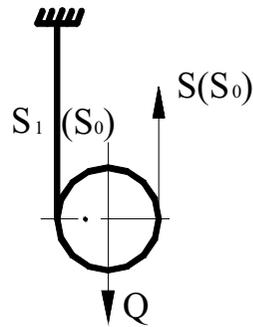


Рис. 8.2. Схема до розрахунку ККД рухомого блока

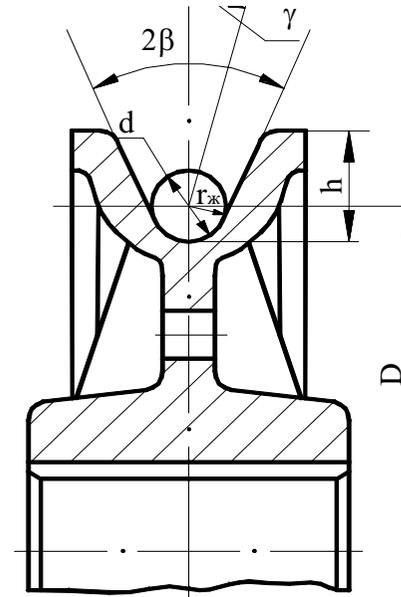


Рис. 8.3. Канатний блок

Кут розхилу $2\beta = 40\text{—}50^\circ$, до 60° , що допускає відхилення каната γ до 6° (кут девіації). Кут γ обмежується умовою, щоб канат при максимально допустимому відхиленні не надавлював на край жолоба блока.

Радіус кривизни напівкруглої частини блока $r_{\text{ж}} = 0,6\text{—}0,7d$ — для того, щоб уникнути заклинювання. Профіль жолоба вибирають згідно з ДСТ 24.191.01.

Глибина жолоба h вибирається залежно від призначення і місця установки блока. Для блоків, що встановлюються на кінці стріли крана, $h = 5\text{—}6d$ для запобігання від зіскакування каната з блока, при розгойдуванні вантажу. В інших блоках $h = 2\text{—}2,5d$.

Основний розмір канатного блока $D \geq e \cdot d_{\text{к}}$, де e або h_1 — вибираються по таблицям Держнаглядохоронпраці.

Матеріал блоків: чавун СЧ 15-32, СТ 3 (штампування), модифікований чавун МСЧ 28-48.

Напрямні блоки машин режимів «Т» і «ВТ» рекомендується виконувати сталевими (лиття) зі сталі Ст 20Л; Ст 25Л. На рис. 8.4 наведено варіанти ланцюгових блоків:

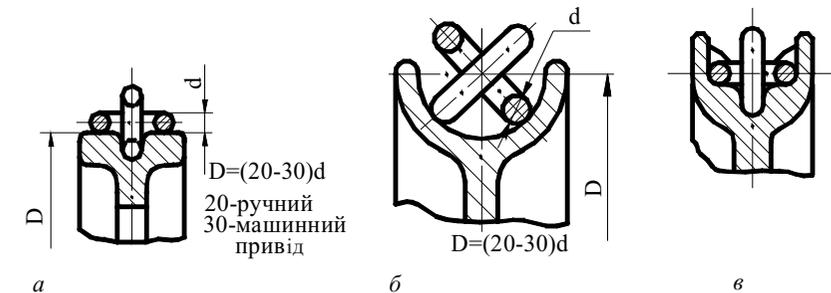


Рис. 8.4. Варіанти ланцюгових блоків:

а — напрямний блок для некаліброваного ланцюга; б — блок, забезпечуючий зниження поперечних зусиль; в — ланцюговий блок для передачі крутного моменту

$$\text{Розрахунок блока: } D = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2};$$

де l — довжина ланки ланцюга; d — діаметр дроту ланцюга; z — число вічок; $z_{\min} = 4$, щоб не було заїдання ланцюга.

Розрахунок зірочки для пластинчастого ланцюга

Діаметр кола, яке ділиться

$$D_{\text{н.о}} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$$

де Z — число зубців, t — крок ланцюга) залежить від величини навантаження на ланцюг. При навантаженні на ланцюг: $S_{\max} \leq 30000 \text{ Н} - z_{\min} = 8$ (дані випробувань).

При $S_{\max} \approx (30\,000 - 200\,000) \text{ Н} - z_{\min} = 9$;

При $S_{\max} > 200\,000 \text{ Н} - z_{\min} = 10$.

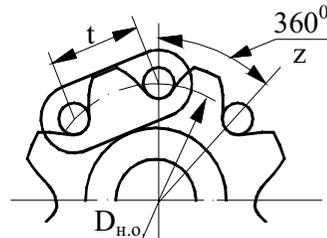


Рис. 8.5. Зірочка з пластинчастим ланцюгом

Заходи щодо поліпшення роботи сталевих блоків і канатів:

1. Необхідно відмовитися від виготовлення блоків, що швидко зношуються і тим погіршують умови роботи канатів; щоб зменшити інтенсивність зносу блоків, їх варто виготовляти з міцних сталей із жорсткістю порядку $HV = 250-350$ і більш з великою чистотою обробки — чистове точіння.

2. Застосовувати блоки якомога більшого діаметра D .

3. Стан жолобів повинен перевірятися і підтримуватися службою механіка. Шаблони для перевірки ступеня зносу жолобу канатного блока повинно обмежити величиною $r_{\text{ж}}/d_{\text{к}} = 0,6$.

4. Футерування блока капроном, пластмасами-поліетиленом, пропіленом, футерування транспортерною стрічкою. Термін служби канатів з футеровкою збільшується в 1,5—2,5 рази.

5. Покриття сталевих канатів полімерними матеріалами: капрон, поліамід (покрів зовні і застосування в якості осердя). Це виключає корозію, зменшує знос зовнішніх елементів, запобігає витіканню мастила із осердя каната. Ці канати у визначених умовах мають у 2—3 рази більшу довговічність у порівнянні із звичайними.

6. Для канатів, працюючих в агресивних середовищах, застосовуються протекторні дроти з алюмінію або з корозійностійких матеріалів.

Розділ 9

БАРАБАНИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Барабани поділяються на *нарізні* і *ненарізні*. Залежно від форми поверхневої навивки барабани поділяються на циліндричні, конічні і гіпоїдні. Частіше застосовуються циліндричні.

$D_6 \geq e d_{\text{к}}$, де e (або h) вибираються за нормами Держнагляд-охоронпраці. Нарізка на барабані виконана вздовж гвинтової лінії. Вона охороняє канат від підвищеного зносу. Залежно від конструкції нарізка може бути дрібною і глибокою. Ненарізні барабани називаються гладкими (рис. 9.1).

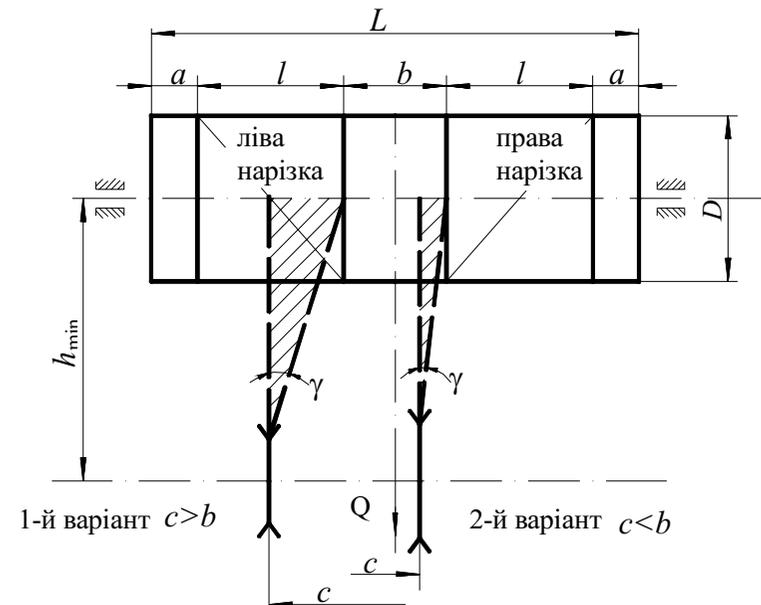


Рис. 9.1. Схема до розрахунку кута девіації каната

Довжина барабана $L = 2l + 2a + b$, тобто дорівнюють довжині двох нарізаних ділянок, двох ненарізаних плюс поле. Якщо z — загальне число витків на полі нарізки, t — крок нарізки, то

$$l = z \cdot t = (z_1 + z_2 + z_3) \cdot t = \left(\frac{H \cdot i}{\pi \cdot D_6} + (2 \div 3) + (1,5 \div 2) \right) \cdot t,$$

де z_1 — число робочих витків;
 z_2 — число запасних витків (фрикційних);
 z_3 — число витків, використаних для закріплення каната;
 H — задана висота підйому;
 i — передаточне число поліспасти;
 d — діаметр каната.

При попередніх розрахунках приймаємо $b \cong 0,2D_6$; $a = 0,2D_6$
чи $a \cong (3-4)t$. За нормами заводів звичайно $t = d + (2-3)$ мм.
Див. схему вище. Кут девіації канатів γ :

для 1-го випадку: $\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \frac{b-c}{2 \cdot h_{\min}} \leq \operatorname{tg} 6^\circ$ — згідно з нормами Держ-
наглядохоронпраці.

для 2-го випадку: $\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \frac{-b+c}{2 \cdot h_{\min}} \leq \operatorname{tg} 6^\circ$.

Величина γ визначає довговічність каната: чим більше γ , тим
більше канат буде тертися об пелюсток блока і тим більше знос.

Вузол закріплення каната

Вузол кріплення (рис. 9.2) придатний для сталевих і чавунних
барабанів. Для сталевих можна застосовувати також болти, що
угвинчуються, або шпильки.

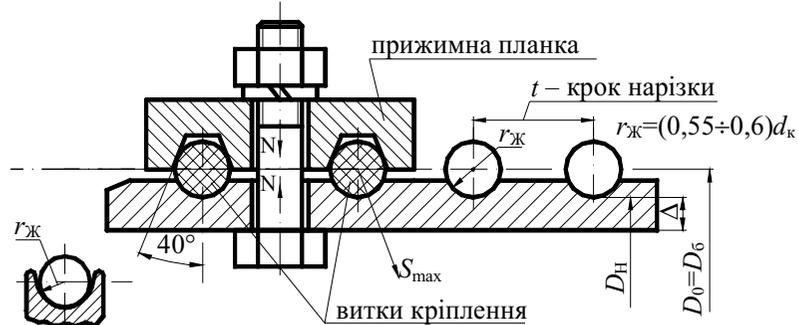


Рис. 9.2. Вузол закріплення каната

Способи кріплення каната притискними планками залежно від діаметра каната

Планок повинно бути не менш двох. Іноді, щоб не було дуже
велике загальне число витків z барабана, збільшують діаметр бара-
бана і зменшують z , але чим більше діаметр барабана, тим менше
передаточне число і механізм барабана менш компактний.

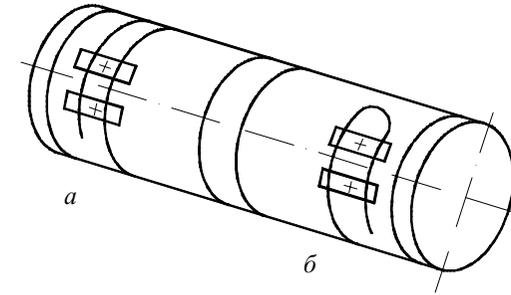


Рис. 9.3. Варіанти закріплення каната на барабані: *a* — варіант кріплен-
ня при $d_k \geq 20,5$ мм; *b* — варіант кріплення при $d_k \leq 20,5$ мм

Визначення довжини ненарізного барабана (РД 24.090.92-89)

Ненарізні барабани з багатошаровою навивкою (рис. 9.4). Такі
барабани інколи застосовуються в ВПМ. Вони призначені для
підйому вантажу на відносно велику висоту: будівельні лебідки,
механізми підйому вантажу баштових кранів. Цей барабан
простий за конструкцією, але головним недоліком є те, що
він сприяє швидкому зносу каната. Тут варто застосовувати
канати з дрововим осердям, щоб уникнути змінання ниж-
ніх шарів.

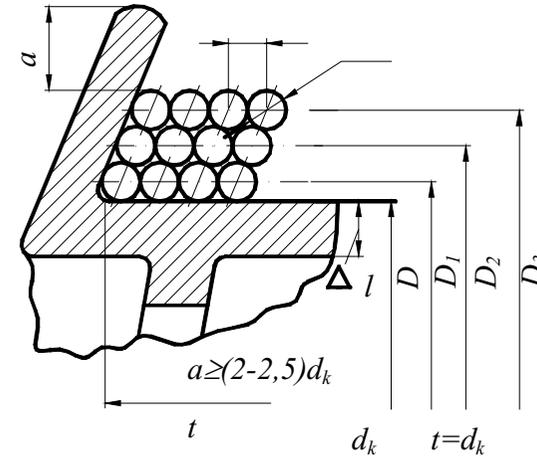


Рис. 9.4. До розрахунку ненарізного барабана.

Розрахунок барабана (РТМ 24.090.21-76)

D визначається також, як і діаметр нарізного барабана. Для
визначення l треба знати: L — канатоємність, загальну довжину
каната, що навивається на барабан, число витків у шарі — z , чис-
ло шарів каната n . Звичайно L задається. Розраховувач приймає
визначене n ; визначає z , а по z і кроку навивки t визначає довжи-
ну барабана.

Позначимо: L_1 — довжина каната, що відповідає 1-му шару навивки;

L_2 — довжина каната, що відповідає 2-му шару навивки;

L_3 — довжина каната, що відповідає 3-му шару навивки;

L_n — довжина каната, що відповідає n -му шару навивки.

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + \dots + L_n = \pi \cdot (D + d) \cdot z + \pi \cdot (D + 3d) \cdot z + \pi \cdot (D + 5d) \cdot z + \dots$$

$$+ \pi \cdot [D + (2n - 1) \cdot d] z = \pi \cdot z \cdot \{n \cdot D + d [1 + 3 + \dots + (2n - 1)]\} =$$

$$= \pi z \left[nD + d \frac{1 + (2n - 1)n}{2} \right] = \pi z (nD + dn^2) = \pi z n (D + dn).$$

$$\text{Звідси число витків у шарі } z = \frac{L}{\pi \cdot n \cdot (D + n \cdot d)}.$$

Довжина барабана

$$l = \frac{z + z_0}{\varphi} \cdot t,$$

де t — крок навивки, $t = d$;

z_0 — запасні витки (2—3 витки) і на закріплення каната на барабані;

$\varphi \cong 0,9$ — коефіцієнт заповнення.

Закріплення каната на барабані здійснюється найчастіше за допомогою клина.

Розрахунок барабана на міцність

Барабан — товстостінний циліндр, що працює на 3 види деформації: стиск, вигин, крутіння. Найбільш важлива з них — деформація стиску. Її (напругу стиску) враховують при розрахунку барабана. Останній являє собою товстостінну судину, яка з усіх боків навантажена силами стиску витків каната.

Формула Ляме для товстостінної судини для часткового випадку навантаження, МПа:

$$\sigma_{\max}^A = P_B \frac{D_H^2 + D_B^2}{D_H^2 - D_B^2} - 2P_H \cdot \frac{D_H^2}{D_H^2 - D_B^2}, \quad (7.1)$$

де P_H — питомий тиск вздовж зовнішнього контуру;

P_B — питомий тиск вздовж внутрішнього контуру, $P_B = 0$ тому, що це тільки атмосферний тиск.

Якби барабан був заповнений газом, тоді б враховували 1-й співмножник. Виділимо елементарну площу dF . Складемо рівняння рівноваги всіх сил на півкільце барабана на вертикаль (рис. 9.5).

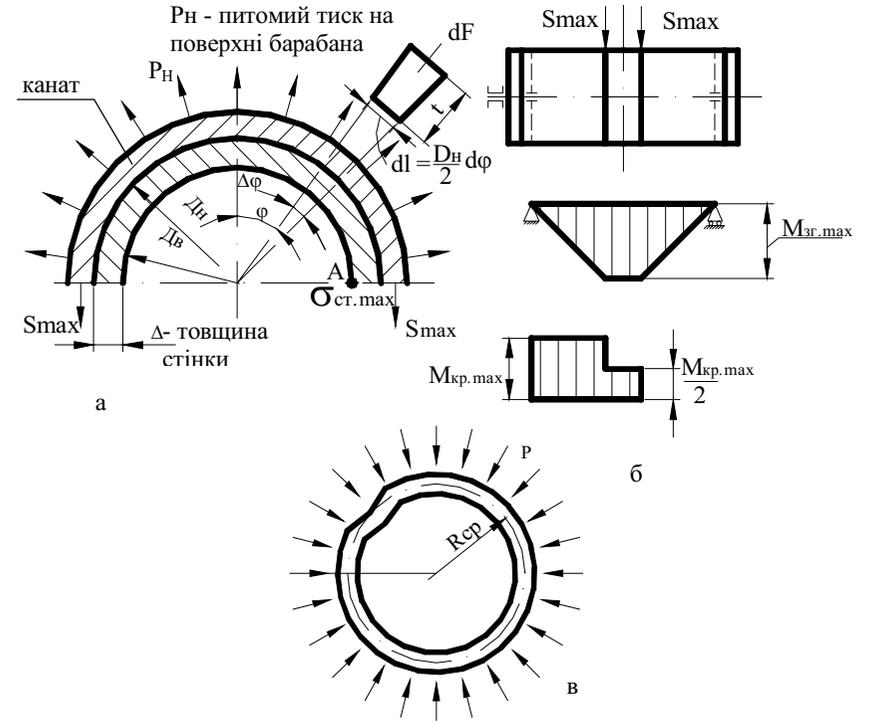


Рис. 9.5. До розрахунку барабана на міцність: а — розрахунок на стиск; б — розрахунок на згинання і крутіння; в — розрахунок на стійкість

$$2S_{\max} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} P_H \cdot \frac{D_H}{2} \cdot d\varphi \cdot t \cos \varphi, \text{ тому що } dl = R d\varphi = \frac{D_H}{2} \cdot d\varphi;$$

$$dF = \frac{D_H}{2} d\varphi \cdot t, \text{ тобто } S_{\max} = \frac{D_H}{2} \cdot P_H \cdot t \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \varphi d\varphi = \frac{D_H}{2} \cdot P_H \cdot t \cdot \sin \varphi \Big|_0^{\frac{\pi}{2}}.$$

$$\text{тобто } S_{\max} = \frac{D_H}{2} P_H \cdot t, \quad P_H = -\frac{2S_{\max}}{D_H \cdot t}, \text{ МПа.}$$

Підставимо значення P_H у формулу (7.1):

$$\sigma_{\max}^A = -2 \frac{2 \cdot S_{\max}}{D_H \cdot t} \cdot \frac{D_H^2}{D_H^2 - D_B^2} = -\frac{4 \cdot S_{\max} D_H}{t \cdot [D_H^2 - (D_H^2 - 4D_H \cdot \Delta + 4\Delta^2)]} =$$

$$= -\frac{4 \cdot S_{\max} \cdot D_H}{t \cdot 4D_H \cdot \Delta} = -\frac{S_{\max}}{t \cdot \Delta},$$

тому, що $D_B = D_H - 2\Delta$, величина $4\Delta^2$ дуже мала і не враховується, $\sigma_{ст. max}^A = -\frac{S_{max}}{t \cdot \Delta}$; це максимальна стискальна напруга вздовж внутрішнього контуру стінки барабана. Для сталевих барабанів товщина стінки $\Delta \cong d_k$. Для чавунного барабана $\Delta \cong 0,02D_H + (6 \div 10)$ мм.

На практиці користуються формулою $\sigma_{ст. max} = \frac{S_{max}}{t(\Delta - \Delta_1)}$ (МПа);

Δ_1 — відхилення внаслідок помилки, $\Delta - \Delta_1 = \Delta_{min}$;

Δ — теоретична товщина стінки. $\Delta_{max} - \Delta_{min} \leq 5$ мм (рис. 9.6).

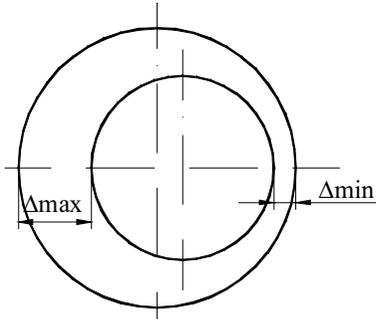


Рис. 9.6. До розрахунку максимальних стискальних напружень

Значення напруг, що допускаються,

і матеріал при розрахунку барабана на стиск

1. Для модифікованого сірого чавуну МС4 28-48 — $[\sigma] = 120$ МПа;
2. Для прокатних сталей Ст 3, Ст 4 — $[\sigma] = 100$ МПа;
3. Для сталевих лиття — $[\sigma] = 90$ МПа.
4. Для сірого чавуну СЧ 15-36 — $[\sigma_{сж}] = 80$ МПа.

$$\sigma_{ст. max} = \frac{S_{max}}{\Delta \cdot t};$$

де S_{max} — максимальне зусилля у канаті;

$$S_{max} = \frac{Q}{m \cdot \eta_{пол}},$$

де m — число гілок каната, на яких висить вантаж;

$\eta_{пол}$ — ККД поліспасти.

Барабани можуть виготовлятися литими, звареними, литі — чавунні. Литі барабани виготовляються в серійному виробництві, зварені — при індивідуальному виробництві. Іноді барабани виготовляються зі зварених труб, якщо їх діаметр не перевищує 400 мм.

Литі барабани мають вагу більшу на 20—25 %, ніж зварені. Недолік литих барабанів — можливість появи раковин.

Розрахунок міцності барабанів з багатошаровою навивкою

$$\sigma_{ст. max} = A \cdot \frac{S_{max}}{(\Delta - \Delta_1) \cdot t}, \text{ МПа} \leq [\sigma_{ст.}],$$

де A — коефіцієнт, що враховує вплив наступних шарів. Для одного шару $A = 1$; для двошарової навивки $A = 1 + \frac{1}{1 + \lambda}$; для тришарової навивки $A = 1 + \frac{2 + 3\lambda}{(1 + \lambda) \cdot (1 + 2\lambda)}$, де $\lambda = \frac{E_k \cdot F_k}{E_6 \cdot F_6}$,

E — модуль пружності 1-го роду каната і барабана;

F_k — площа поперечного перерізу дротів у канаті;

$F_{бар.} = \Delta \cdot t$, $E_{каната} \cong 1 \cdot 10^5$ МПа.

$E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Перевірка барабана на крутіння і на вигин (див. рис. 9.5б).

На крутіння варто перевіряти барабани, що мають діаметр, який перевищує $2L$, де L — довжина барабана.

На вигин варто перевіряти довгі барабани з довжиною барабана $L > 2D_6$.

$M_{кр. max} = k \cdot S_{max} \cdot R_{бараб.}$, де k — кількість гілок каната, що йдуть на барабан. Напруга в стінці барабана:

$$\sigma_{сум} = \frac{\sqrt{(M_{зг}^{max})^2 + (M_{кр}^{max})^2}}{W_{x-x}},$$

де W_{x-x} — момент опору при вигині.

Перевірка стінки барабана на стійкість (див. рис. 9.5в, рис. 9.7).

При значних діаметрах і довжинах стінка барабана може втратити стійкість. Звичайно при $D \geq 1200$ мм, $l \geq 1000$ мм. Перевірка на стійкість зводиться до визначення критичного питомого тиску $P_{кр} \geq (1,25 - 1,35) \cdot P_H$.

$$P_{кр} = \frac{E_6 \cdot (\Delta - \Delta_1)^3}{4 \cdot R_{ср}^3},$$

де E_6 — модуль пружності барабана;

$(\Delta - \Delta_1)$ — мінімальна товщина стінки барабана.

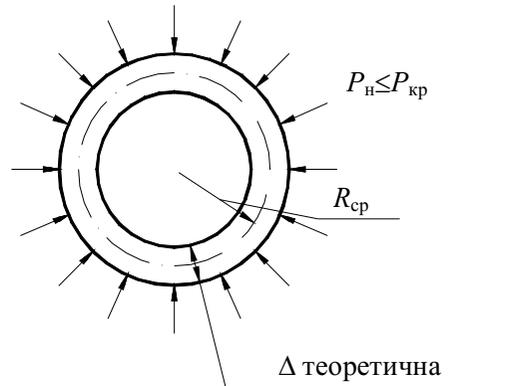


Рис. 9.7. До розрахунку стійкості барабана

Фрикційні барабани

У цих барабанах передача зусилля здійснюється завдяки тертю між канатом і поверхнею барабана. Такі барабани застосовуються в спеціальних тяглових лебідках, поміщених на транспортних засобах (кораблях, залізничних вагонах). Розрахунок таких барабанів зводиться до визначення необхідної кількості витків за формулою Ейлера $S_{\max} = S_{\min} \cdot e^{\mu \cdot \alpha}$, $S_{\min} = 150 - 250 \text{ Н}$. S_{\max} — визначається з умов тягового розрахунку; μ — коефіцієнт тертя каната по поверхні барабана. $\mu = 0,13$ (канат ОБ сталевий чи чавунний барабан); $\mu = 0,25$ — при дерев'яній футерівці барабана; $\alpha = 2\pi \cdot n$, де n — потрібне число

витків, тобто $S_{\max} = S_{\min} \cdot e^{2\pi \cdot \mu \cdot n}$; звідси число витків каната, що потрібно

$$n = \frac{\lg S_{\max} - \lg S_{\min}}{\lg e \cdot 2\pi \cdot \mu}$$

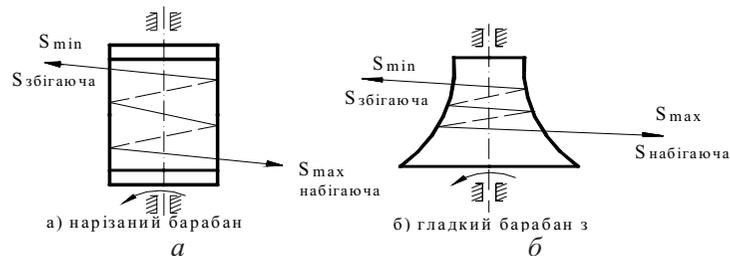


Рис. 9.8. Варіанти фрикційних барабанів: а — нарізний барабан; б — гладкий барабан з конічною поверхнею

Розділ 10

ВАНТАЖОЗАХОПЛЮВАЛЬНІ ОРГАНИ ВПМ

10.1. Класифікація ВПМ

Поділяються вантажозахоплювальні органи ВПМ на 2 групи: прості і спеціальні. До простих відносяться: гаки однорогі і дворогі та петлі суцільноковані і шарнірні. Спеціальні розділяються на такі: а) кліщі; б) ексцентрикові захвати; в) пневматичні захвати; г) електромагніти; д) грейфери.

Прості вантажозахоплювальні органи призначені для транспортування головним чином штучних вантажів, але можна транспортувати і сипкі вантажі, що знаходяться в тарі. За допомогою грейфера можна транспортувати сипкі вантажі, але, з іншого боку, при застосуванні спеціальних вантажозахоплювальних органів можна транспортувати і штучні вантажі за допомогою електромагнітів, кліщів.

10.2. Конструкція, матеріал, способи виготовлення й область застосування гаків

Виготовляються гаки методом кування чи штампування ДСТ 1050-88 зі Ст 20, Ст 3 (ДСТ 380-94, ДСТУ 2651-94) спокійної плавки, що має гарні пружні якості. Іноді гаки великої вантажопідйомності виготовляють пластинчасті.

Литі і зварні гаки не застосовуються, тому що в них можливі усадочні раковини. Відносно подовження матеріалів для гаків: $\epsilon \geq 33\%$. Після кування чи штампування кожен гак піддається термічній обробці — відпалу для зняття внутрішніх напружень. Після відпалу твердість поверхні гака в будь-якому місці повинна знаходитися в межах $HV = 95 - 135$. Після відпалу кожен гак піддається випробуванню вантажем на 25%, перевищуючим розрахунковий, і витримується протягом 10 хв. Не повинно після цього спостерігатися ніяких тріщин, зламів, деформацій. Кожен гак має мати штамп ВТК, товарний знак заводу, номер ДСТУ, порядковий номер виготовлення, рік виготовлення.

У процесі експлуатації в результаті дії перемінних ударних навантажень волокниста структура металу переходить у крупнозер-

нисту, небезпечну для міцності гака. Тому в процесі експлуатації гаки періодично піддаються відпалу, що повертає первісну структуру матеріалу, однак відпал супроводжується появою окалини.

Верхня частина гака (рис. 10.1) має нарізку висотою h_2 , що служить для закріплення гака до елементів гакової підвіски. Нарізка: трикутна, прямокутна, трапецієподібна, упорна. Трикутна нарізка застосовується для гаків малої вантажопідйомності — не більше 5 т; звичайно $d \leq 75$ мм. Трикутна нарізка — концентратор місцевих напружень і тому становить небезпеку. Прямокутна застосовується при вантажопідйомності до 50—60 т; трапецієподібна та упорна застосовуються при $Q > 60$ т. Зустрічаються гаки з круглим, овальним, прямокутним перетинами у вигнутій частині. Найбільш вдалі і економічні гаки — з трапецієподібним перерізом.

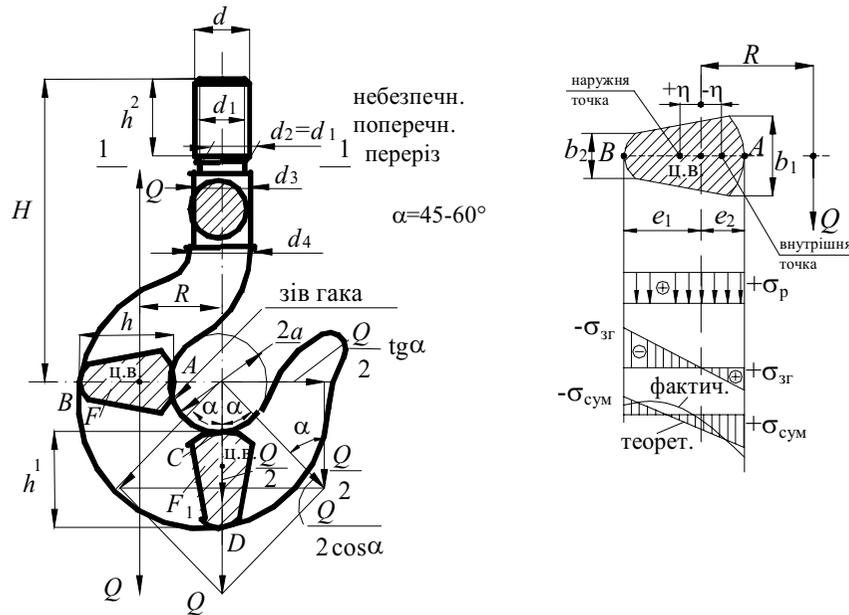


Рис. 10.1. Однорогі гаки за ДСТ 6627-74, ДСТ 2105-75

Внутрішня частина гака — зів гака. У зів вводять гілки чалочного каната. H — висота гака; h і h_1 — висота трапецієподібних перетинів у небезпечних місцях. Гаки бувають *укорочені*: $H = (2 - 2,5)h$ і *подовжені*: $H = (4 - 5)h$. $2a$ — діаметр зів гака вибирають таким, щоб помістилися 2 гілки чалочного каната. Вантажопідйомність гаків однорогих для кранів з ручним приводом $Q = 0,25—20$ т; для

кранів з машинним приводом $Q = 0,25—75$ т. Укорочені гаки застосовують у сполученні з так званими подовженими підвісками. Подовжені гаки застосовуються в сполученні з укороченими підвісками (рис. 10.2).

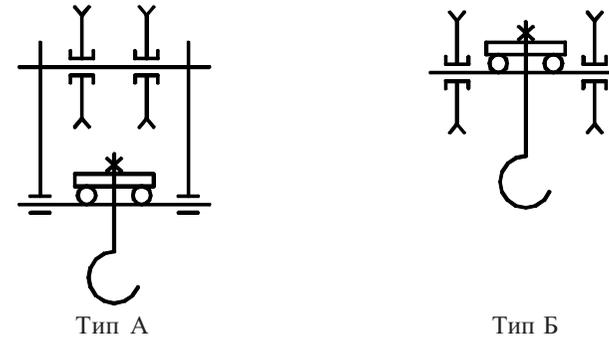


Рис. 10.2. Варіанти підвісок:

А — подовжена підвіска з укороченим гаком, Б — укорочена підвіска з подовженим гаком

Основні переваги укороченої підвіски — менші габарити за висотою. Вона забезпечує можливість обслуговування більшої висоти в приміщеннях. Наведений гак виготовляють методом вільного кування чи штампування зі сталі Ст 20, тому що ця сталь володіє гарними пружними властивостями.

10.3. Розрахунок однорогих і дворогих кованих гаків

Розрахунок однорогих гаків (див. рис. 10.1). Гак має декілька небезпечних місць.

а) У перерізі 1—1 гак працює на розрив і на вигин.

Розраховується тільки на розрив за формулою

$$\sigma_p = \frac{Q}{\pi d^2} \leq [\sigma_p];$$

де Q — вертикальна сила, що навантажує гак. Для кранів з ручним приводом $[\sigma_p] = 80$ МПа, з механічним приводом $[\sigma_p] = 50$ МПа. Це знижені допустимі напруження тому, що може з'явитися ексцентриситет (не показаний) від хитання вантажу і т.ін.

б) Витки гайки перевіряються на питомий тиск, висота гайки $h_{\text{гайки}} < h_2$,

$$h_{\text{гайки}} = \frac{Q \cdot t}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2) \cdot [p]}$$

де t — крок нарізки гайки;

$[p] = 30 \div 40$ МПа — питомий тиск, що допускається.

г) Розрахунок гака в небезпечному поперечному перерізі АВ (переріз працює на розрив і вигин). Існують 2 способи розрахунку: наближений і точний.

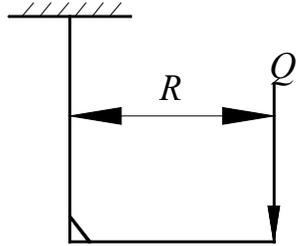


Рис. 10.3. До наближеного розрахунку гака
 W_{x-x}^A — момент опору.

Відповідно до наближеного розрахунку гак розглядається як балка (брус) (рис. 10.1, 10.3) з ексцентриситетом R і навантаженням Q для точки A .

$$\sigma_{\text{сум. max}}^A = \sigma_{\text{розр}}^A + \sigma_{\text{зг}}^A = \frac{Q}{F} + \frac{M_{\text{зг}}}{W_{x-x}^A} \leq [\sigma_{\text{зг}}],$$

де F — площа небезпечного поперечного перерізу;

$$M_{\text{зг}} = Q \cdot R,$$

де R — радіус кривизни;

$$W_{x-x}^A = \frac{I_{x-x}}{l_1}.$$

Точка В: $\sigma_{\text{сум. max}}^B = \sigma_{\text{розр}}^B + \sigma_{\text{зг}}^B = \frac{Q}{F} - \frac{M_{\text{зг}}}{W_{x-x}^B} \leq [\sigma]$ $M_{\text{зг}} = Q \cdot R;$

$$W_{x-x}^B = \frac{I_{x-x}}{e_2}.$$

Викладений спосіб дає похибку 20—30 %; для точки A — напруга знижується, для B — збільшується (рис. 10.1).

Точний спосіб розрахунку гака

Вигнута частина гака розглядається як криволінійна балка і напруга визначається:

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M}{F \cdot R} + \frac{M}{K \cdot F \cdot R} \cdot \frac{\eta}{\eta + R};$$

R — відстань між центром ваги небезпечного перерізу і центром кривизни вигнутої частини гака;

K — коефіцієнт форми поперечного перерізу гака;

$$K = \int_{e_1}^{e_2} -\frac{1}{F} \cdot \frac{\eta}{\eta + R} dF = -\frac{1}{F} \int_{e_1}^{e_2} \frac{\eta}{\eta + R} dF.$$

У посібнику є формули для визначення коефіцієнта K для різних поперечних перерізів.

Прийmemo наступні допущення: силу Q будемо позначати знаком «+»; згинальний момент — знаком «-», тому що його дія збільшує радіус кривизни. Величину η будемо відзначати знаком «-», якщо точка, в якій визначається напруга, знаходиться у внутрішній частині гака і навпаки, — будемо позначати «+», якщо відповідна точка знаходиться в зовнішній частині гака. Припускаємо, що нейтральна вісь вигнутої частини гака в районі перерізу АВ проходить через центр ваги:

$$\sigma_A = \frac{Q}{F} - \frac{Q \cdot R}{F \cdot R} - \frac{Q \cdot R}{K \cdot F \cdot R} \cdot \frac{-e_1}{R - e_1} = \frac{Q}{K \cdot F} \cdot \frac{e_1}{R - e_1} \leq [\sigma_{\text{зг}}];$$

$$\sigma_B = \frac{Q}{F} - \frac{Q \cdot R}{F \cdot R} - \frac{Q \cdot R}{Q \cdot F \cdot R} \cdot \frac{e_2}{R + e_2} = -\frac{Q}{KF} \left(\frac{e_2}{R + e_2} \right) \leq [\sigma_{\text{зг}}];$$

знак «-» свідчить про те, що мають місце стискальні напруги.

Точний метод розрахунку дає помилку 3—4 %.

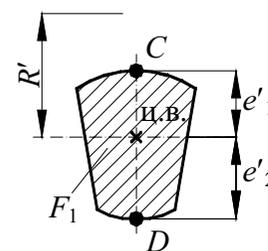


Рис. 10.4. До розрахунку перерізу CD одного гака

Переріз CD (рис. 10.4) (однорогий гак) знаходиться в складному напруженому стані. Тому потрібно шукати приведені, сумарне напруження — з урахуванням вигину, розтягу, зрізу.

Напруження сумарне у точці C :

$$\sigma_{\text{сум}}^C = \sqrt{(\sigma_c^C)^2 + 3\tau_c^2} \leq \sigma_{\text{зг}},$$

Для точки C :

$$\sigma_c^C = \frac{Q}{2} \cdot \text{tg} \alpha \cdot \frac{e'_1}{R' + e'_1} \leq [\sigma_{\text{зг}}]; \quad \tau_c = \frac{Q/2}{F_1}.$$

Напруження в точці D : $\sigma_{\text{сум}}^D = \sqrt{(\sigma_c^D)^2 + 3\tau_d^2} \leq [\sigma_{\text{зг}}];$

$$\sigma_c^D = -\frac{Q}{2} \cdot \text{tg} \alpha \cdot \frac{e'_2}{R' + e'_2} \leq [\sigma_{\text{зг}}]; \quad \tau_D = \frac{Q}{2F_1}.$$

Потім знаходять сумарне напруження — це точний розрахунок. При наближеному розрахунку припускають, що переріз працює тільки на зріз.

Як видно з рис. 10.1, посередині перетину гака напруга матеріалу приблизно дорівнює нулю. Тому з метою полегшення гака та економії матеріалу в Німеччині застосовують гаки за рис. 10.5 та табл. 10.1.

Таблиця 10.1

Геометричні параметри гаків, які застосовуються у Німеччині

| Для ланцюгів з номінальним діаметром прутка, мм | Вантажо-підйомність, кг | Маса, кг | Розміри, мм | | | | | Номер замовлення | Ціна за штуку, ЕУ |
|---|-------------------------|----------|-------------|----|----|----------------|----------------|------------------|-------------------|
| | | | E | H | A | D ₁ | G ₁ | | |
| 6* | 1120 | 0,2 | 80 | 20 | 15 | 20 | 18 | 119514 | 11,10 |
| 8* | 2000 | 0,5 | 106 | 28 | 19 | 24 | 26 | 119516 | 14,00 |
| 10* | 3150 | 1,0 | 126 | 33 | 25 | 31 | 30 | 1195517 | 20,40 |
| 13* | 5300 | 1,9 | 155 | 40 | 30 | 39 | 38 | 119518 | 31,40 |
| 16* | 8000 | 3,4 | 175 | 47 | 37 | 47 | 44 | 119519 | 52,90 |
| 19 | 11200 | 4,7 | 200 | 53 | 46 | 55 | 56 | 119520 | 75,20 |
| 22 | 15000 | 7,2 | 230 | 61 | 50 | 70 | 65 | 119521 | 114,50 |
| 26 | 21200 | 9,3 | 257 | 70 | 55 | 70 | 71 | 119522 | 145,00 |
| 32 | 31500 | 16,4 | 299 | 89 | 64 | 66 | 73 | 119524 | 479,00 |

На рис. 10.6 та в табл. 10.2 наведені характеристики гака з вертлюгом, в якому також має місце економія металу за рахунок більш раціонального перетину гака.

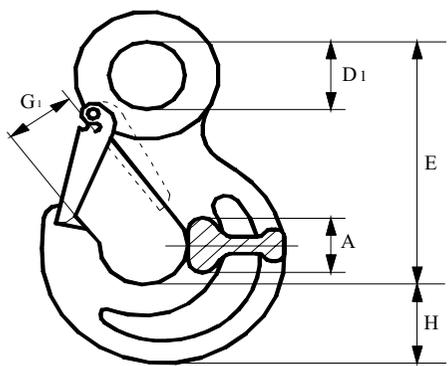


Рис. 10.5. Гак з запобіжною засувкою (Німеччина) для використання сумісно з чалочним ланцюгом

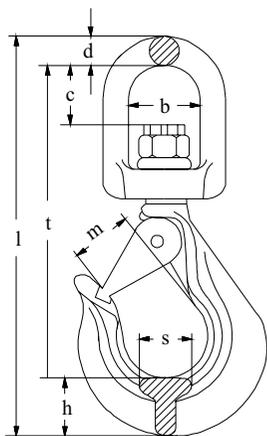


Рис. 10.6. Гак з вертлюгом (Німеччина)

Таблиця 10.2

Характеристики гаків з вертлюгом, які застосовуються у Німеччині

| Номер замовлення | Вантажо-підйомність, кг | Для ланцюгів з номінальним діаметром прутка, мм | b, мм | c, мм | d, мм | h, мм | l, мм | m, мм | s, мм | t, мм | Маса, кг |
|------------------|-------------------------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|
| 3676293 | 1120 | 6 | 28 | 21 | 10 | 27 | 166 | 19 | 21 | 128 | 0,6 |
| 3676297 | 2000 | 8 | 36 | 32 | 17 | 32 | 229 | 28 | 30 | 180 | 1,4 |
| 3676298 | 3150 | 10 | 38 | 30 | 18 | 42 | 261 | 33 | 31 | 201 | 2,5 |
| 3676299 | 5300 | 13 | 61 | 58 | 28 | 48 | 357 | 44 | 42 | 288 | 5,5 |

Дворогі ковані гаки за ДСТ 6628-73 та їх розрахунок.

Розглянемо похилий переріз АВ. Переріз працює на розтяг, вигин, зріз (рис. 10.7)

$$\sigma_{\text{сум}}^A = \sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot \tau_A^2} \leq \sigma_{\text{зр}}; \quad \sigma_A = \frac{C \cdot Q}{2 \cos \alpha} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{K \cdot F} \cdot \frac{e_1}{R - e_1};$$

$$\tau_A = \frac{C \cdot Q \cdot \cos(\alpha + \beta)}{2 \cos \alpha \cdot F}.$$

Аналогічно визначаємо напруження в точці В.

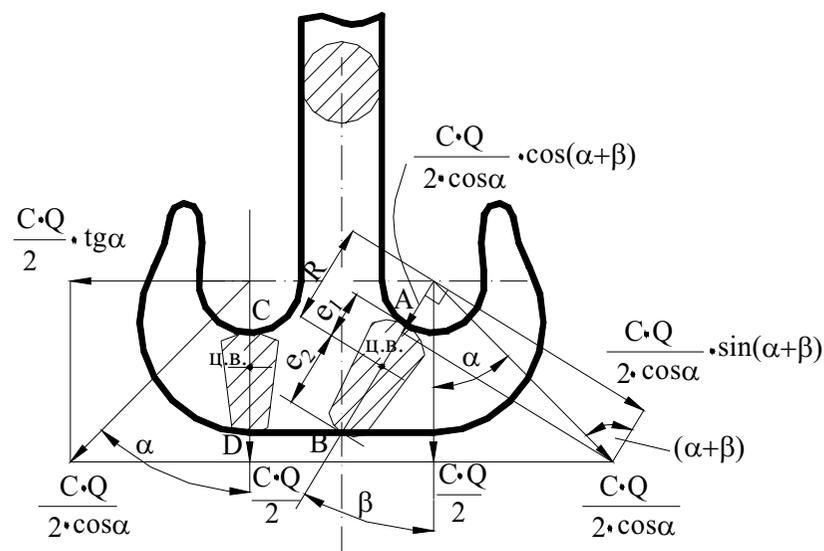


Рис. 10.7. Дворогий гак

Вертикальний переріз CD працює на вигин, розтяг, зріз, тобто розрахунок, аналогічний раніше виконаному.

Припустимо завантажений один ріг дворогого гака (рис. 10.8) використовувати заборонено нормами Держнаглядохоронпраці. Переріз AB (круглий) працює на розтяг, вигин, зріз і розраховується за аналогічними формулами:

$$\sigma_{A \text{ сум.}} = \sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot \tau_A^2} \leq [\sigma_{зг}]; \quad \sigma_A^{\max} = \frac{Q \cdot \cos \alpha}{2F} + \frac{M_{\text{изг. max}}}{W_{x-x}^A},$$

$$\text{де } M_{зг. \max} = \frac{Q}{2} \cdot \cos \alpha R; \quad W_{x-x}^A = \frac{I_x}{d}; \quad \tau_A = \frac{Q \cdot \sin \alpha}{2 \cdot F}.$$

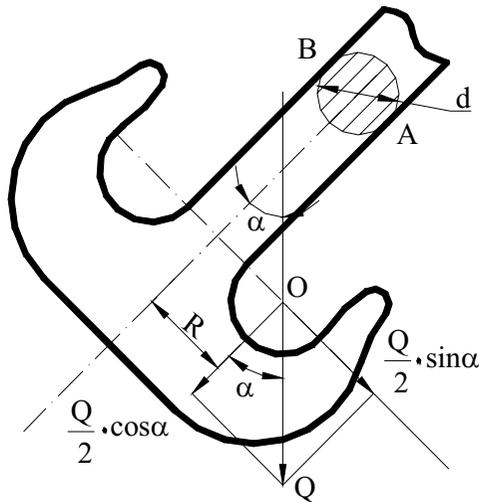


Рис. 10.8. Завантаження одного рога дворогого гака

Розділ 11 ГАКИ

11.1. Клепані однорогі і дворогі гаки за ДСТ 6619-75

Пластинчасті гаки призначені для транспортування розплавленого металу (спеціальні підвіски). Виготовляються вони зі сталевих

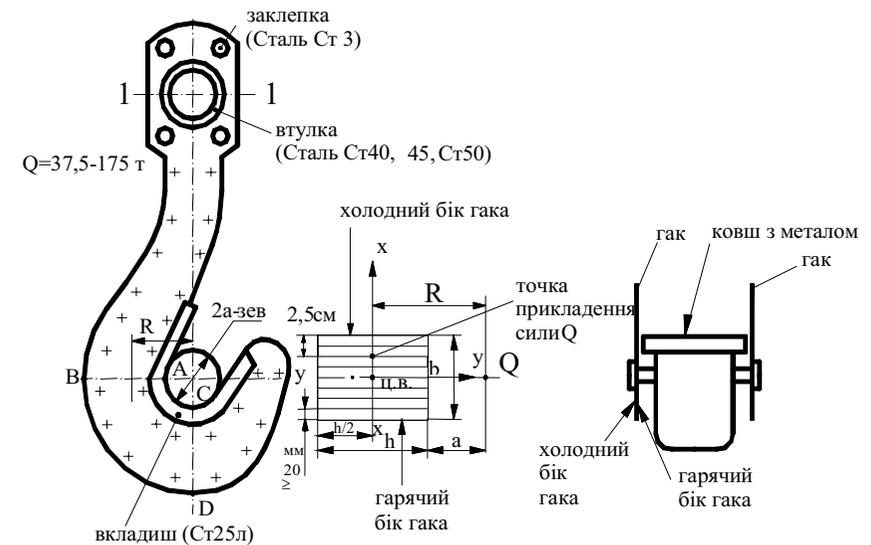


Рис. 11.1. Клепанний однорогий гак

пластин шляхом склепки їх у пакет. Товщина листів ≥ 20 мм. Матеріал — Сталь Ст.3 (має високу пружність). Діаметр заклепок 22—30 мм. Крок розміщення заклепок $t = 200—250$ мм. Заклепки ніде не повинні попадати у небезпечні перерізи гака. Гаки розраховуються в небезпечних поперечних перерізах (1—1, A—B, C—D). Наприклад, для перетину A—B:

$$\sigma_{A \max} = \frac{Q}{kF} \cdot \frac{\frac{h}{2}}{R - \frac{h}{2}} + \frac{M_{\text{изг } y-y}^{\max}}{W_{x-x}^A} \leq [\sigma_{из}] = 100 \text{ МПа};$$

$$M_{\text{изг } y-y}^{\max} = Q \left(\frac{b}{2} - 2,5 \right),$$

$$W_x^A = \frac{I_{y-y}}{b}; \quad I_{y-y} = \frac{hb^3}{12}.$$

Перша складова враховує згинальний момент щодо осі $x-x$ та розрив. Друга складова враховує нецентрове прикладення навантаження Q , тобто згинальний момент відносно $y-y$. Заклепки не повинні попадати в небезпечні перетини 1—1, $A-B$, $C-D$. Клепанний гак надійніше кованого — легше спостерігати за станом пластин і він застосовується при більшій вантажопідйомності. На рис. 11.2 приведено конструкцію клепаного дворогого гака. Він розраховується аналогічно.

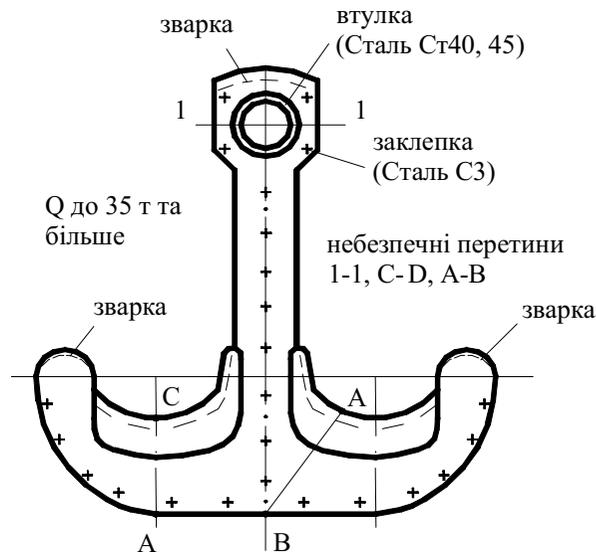


Рис. 11.2. Клепанний дворогий гак

11.2. Конструкція і розрахунок петель — суцільнокованих і шарнірних

Петлі застосовуються при великій вантажопідйомності. Поперечка суцільнокованої петлі працює на вигин. Перша складова — для суцільнокованої петлі $\frac{Ql}{6}$, а не $\frac{Ql}{4}$, тобто поперечку розглядають не як статично визначену балку $\frac{Ql}{4}$ і не як заділану в стіну

$\left(\frac{Ql}{8}\right)$, а беруть середнє значення $\frac{Ql}{6}$. На рис. 11.3 зображена еюра згинальних моментів при розрахунку точним способом, з неї видно, що на вигин працюють не тільки поперечка, але і тяги, але тяги звичайно розраховуються на розтяг по силі $\frac{Q}{2} \cos \beta$. Петлі виготовляються зі Сталі Ст 20.

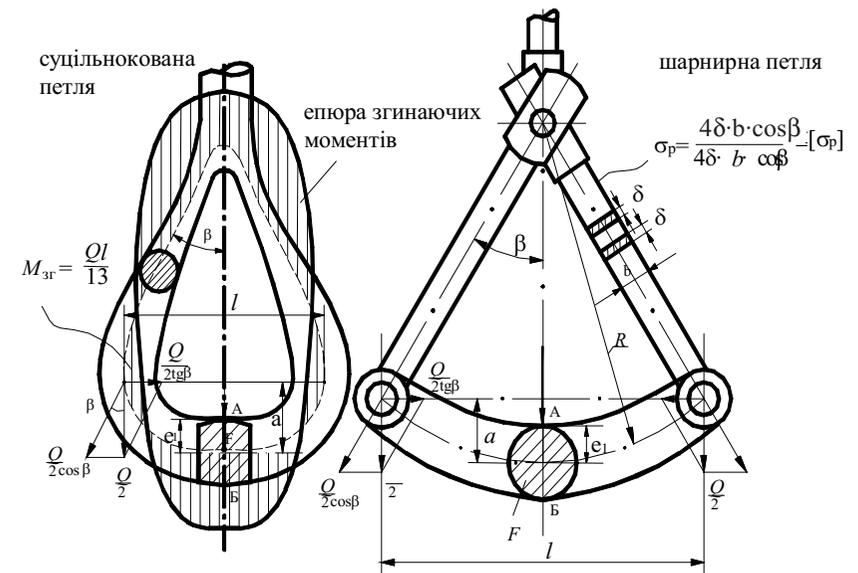


Рис. 11.3. Суцільнокована (а) і шарнірна (б) петлі

Наближені розрахунки петель

а) Наближений розрахунок (суцільнокованої петлі):

$$\sigma_{A \max} = -\sigma_{сж} - \sigma_{из} = -\frac{Q \operatorname{tg} \beta}{2F} - \frac{\frac{Ql}{6} + \frac{Q}{2} \operatorname{tg} \beta \cdot a}{W_{x-x}^A} \leq 80 \text{ МПа};$$

$$W_{x-x}^a = \frac{I_x}{e_1}.$$

б) Наближений розрахунок шарнірної петлі

$$\sigma_{A \max} = -\sigma_{сж} - \sigma_{из} = -\frac{Q \operatorname{tg} \beta}{2F} - \frac{\frac{Ql}{4} + \frac{Q}{2} \operatorname{tg} \beta \cdot a}{W_{x-x}^A} \leq [\sigma_u] = 80 \text{ МПа}.$$

Точний розрахунок для шарнірної петлі:

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M}{FR} + \frac{M}{K \cdot F \cdot R} \cdot \frac{\eta}{\eta + R};$$

R — див. рис. 11.3 щодо шарнірної петлі;

$$\sigma_A = -\frac{Q \operatorname{tg} \beta}{2F} + \frac{M}{F \cdot R} - \frac{M}{K \cdot F \cdot R} \cdot \frac{e_1}{R - e_1} \leq 120 \text{ МПа};$$

$$M = \frac{QL}{4} + \frac{Q}{2} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot a.$$

Спеціальні вантажозахоплювальні органи (кліщі, скоби, електромагніти, грейфери)

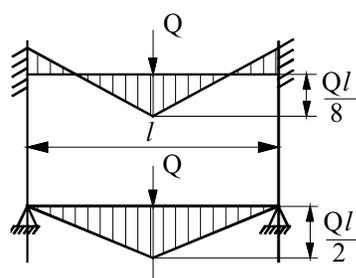


Рис. 11.4. До наближеного розрахунку петлі

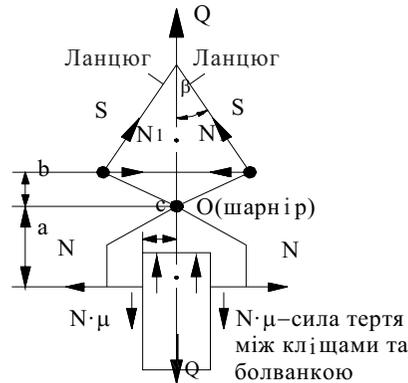


Рис. 11.5. Схема навантаження кліщів

Розрахунок кліщів (рис. 11.5). Вони призначені для транспортування штучних вантажів (болванок, шухляд, мішків). Умова невинтаження болванки:

$$2Nm > Q; \quad 2Nm = K \cdot Q,$$

де $K = 1,3—1,5$;

K — коефіцієнт запасу; тобто $N \geq \frac{KQ}{2\mu}$.

Складемо умову рівноваги сил, що діють на ліву половину лебідки, навколо точки O. $Na - N_1b - N\mu c = 0$;

$$N(a - \mu c) = N_1b, \quad N_1 = N \frac{a - \mu c}{b},$$

$$S \cdot \sin \beta = N_1 = N \frac{a - \mu c}{b} \geq \frac{KQ}{2\mu} \frac{a - \mu c}{b};$$

$$\frac{Q}{2} = S \cos \beta, \text{ тобто } S = \frac{Q}{2 \cos \beta}; \text{ перепишемо це рівняння, тобто}$$

$$S \cdot \sin \beta \geq \frac{KQ}{2\mu} \frac{a - \mu c}{b}, \text{ але } S = \frac{Q}{2 \cos \beta}, \text{ тобто } \frac{Q \sin \beta}{2 \cos \beta} \geq \frac{KQ}{2\mu} \frac{a - \mu c}{b},$$

звідси $\operatorname{tg} \beta \geq \frac{K}{\mu} \frac{a - \mu c}{b}$, тобто розміри кліщів не залежать від ваги

вантажу, що транспортується, а лише від геометричної конфігурації, від коефіцієнта тертя (існують таблиці для $\mu = 0,12—0,18$). Кліщі ненадійні, тому, що μ залежить від багатьох причин, у тому числі від атмосферних умов.

Переваги кліщів: простота конструкції, можливість автоматизації вантажозахоплювального пристрою.

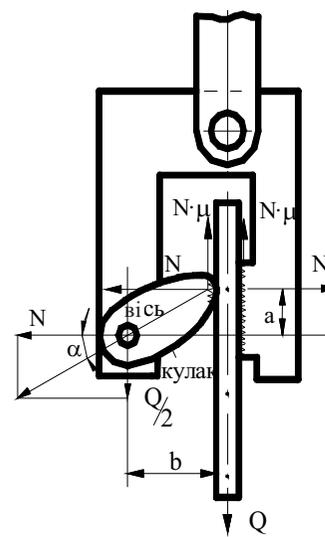


Рис. 11.6. Схема до навантаження затискача.

Розрахунок затискача для транспортування листового прокату (рис. 11.6)

Умова невинтавання вантажу: $N\mu + N\mu_1 > Q$; $N \cdot (\mu + \mu_1) > Q$; $N \cdot (\mu + \mu_1) = KQ$ (K — той же, що і для кліщів).

$$\mu + \mu_1 = K \cdot \frac{Q}{N}; \text{ з рис. 11.6 видно, що}$$

$$\frac{Q}{2N} = \operatorname{tg} \alpha, \text{ тобто } \mu + \mu_1 = 2K \operatorname{tg} \alpha = 2K \frac{a}{b},$$

звичайно $\mu = \mu_1$, тобто $\mu = K \operatorname{tg} \alpha = K \frac{a}{b}$.

На цей час в Україні нема єдиного виробника, який би виробляв такі затискачі. Кожне підприємство може їх виробляти за наявності дозволу Держнаглядохоронпраці та відповідного експертно-технічного центру. Деяку увагу про захвати, які фактично виробляються в Німеччині, дає рис. 11.7 та табл. 11.1.

Таблиця 11.1

Затискач для транспортування листового прокату

| Тип | Вантажо-підйомність, т | Діапазон Z затискача, мм | Маса, кг | A, мм | B, мм | ØC, мм | D, мм | E, мм | F, мм | G, мм | H, мм | I, мм | Номер замовлення |
|---------|------------------------|--------------------------|----------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------------------|
| TBS 1,0 | 1,0 | 0—20 | 4,6 | 126 | 270 | 50 | 49 | 70 | 95 | 63 | 12 | 23 | 5020.0302 |
| TBS 2,0 | 2,0 | 0—32 | 14,0 | 192 | 382 | 80 | 75 | 96 | 132 | 92 | 20 | 30 | 5020.0303 |
| TBS 3.0 | 3.0 | 0—32 | 14.0 | 192 | 382 | 80 | 75 | 96 | 132 | 92 | 20 | 30 | 5020.0304 |

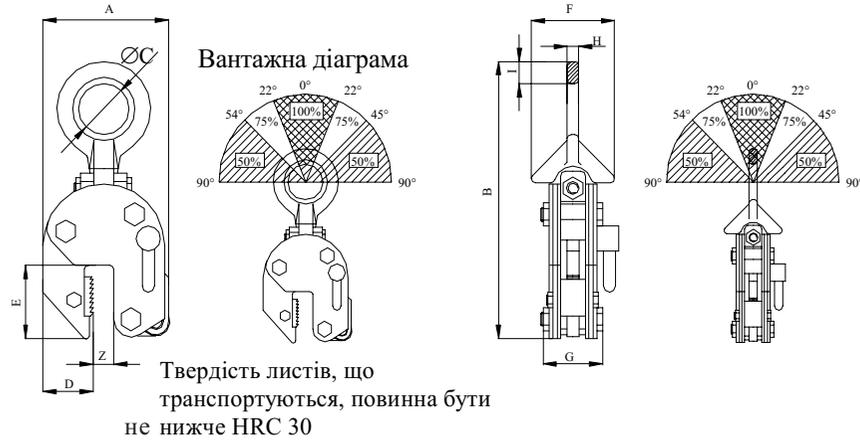


Рис. 11.7. Затискач для транспортування вертикально розташованого листового прокату (Німеччина)

Такі ж зауваження відносяться і до затискачів для транспортування горизонтального розташування листів. Тому деяку увагу про затискачі для такого розташування листів дають рис. 11.8 та табл. 11.2.

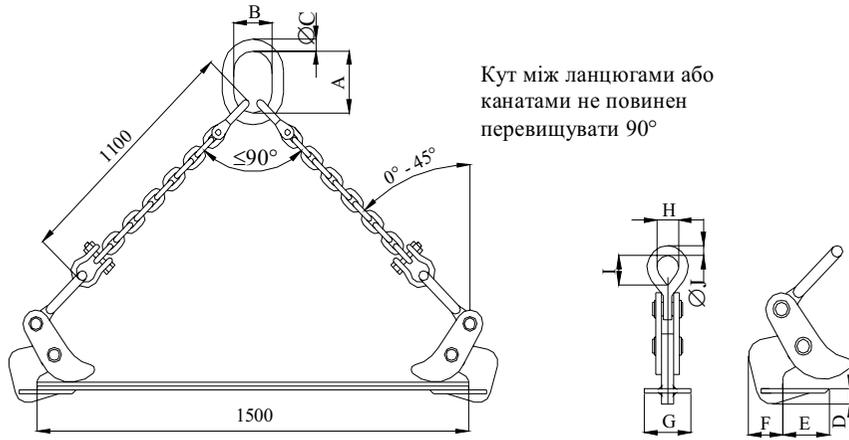


Рис. 11.8. Затискач для транспортування горизонтально розташованого листового прокату (Німеччина)

Таблиця 11.2

Затискачі для транспортування листового прокату

| Тип | Вантажопідійомність, т* | Вантаж, т | Вага, кг | Регулювання лап виділкового затискача А, мм | Корисна висота В, мм | Довжина лап С, мм | Розмір лап D, мм | Загальна висота E, мм | І, мм | Н, мм | G, мм | F, мм | E, мм | D, мм | ØC, мм | A, мм | B, мм | ØA, мм | Маса, кг** | Діапазон Z, мм | Номер замовлення |
|------------|-------------------------|-----------|----------|---|----------------------|-------------------|------------------|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|--------|------------|----------------|------------------|
| TCH 1,0 | 1,0 | 1,0 | 140 | 350—900 | 1100—1600 | 1000 | 100x30 | 1420—1920 | 44 | 32 | 100 | 65 | 82 | 15 | 18 | 135 | 75 | 18 | 8,0 | 0-50 | 5050.1502 |
| TCH 2,0 | 2,0 | 1,5 | 165 | 350—900 | 1300—2000 | 1000 | 100x40 | 1650—2350 | 72 | 49 | 100 | 61 | 83 | 32 | 22 | 160 | 90 | 22 | 10,0 | 5-32 | 5050.1503 |
| TCH 4,0 | 4,0 | 2,0 | 220 | 400—900 | 1300—2000 | 1000 | 120x40 | 1655—2355 | 89 | 62 | 99 | 75 | 114 | 44 | 26 | 180 | 100 | 26 | 17,0 | 5-50 | 5050.1504 |
| TCH 6,0 | 6,0 | 3,0 | 280 | 450—900 | 1300—2000 | 1000 | 120x50 | 1720—2420 | 127 | 90 | 129 | 97 | 172 | 58 | 32 | 200 | 110 | 32 | 45,4 | 5-75 | 5050.1505 |
| TCH 8,0 | 8,0 | 5,0 | 380 | 500—1000 | 1300—2000 | 1000 | 150x60 | 1710—2410 | 130 | 90 | 128 | 100 | 170 | 56 | 36 | 260 | 140 | 36 | 51,0 | 5-75 | 5050.1506 |
| TCH 10,0/1 | 10,0 | 3,0 | 280 | 450—900 | 1300—2000 | 1000 | 120x50 | 1720—2420 | 113 | 113 | 149 | 116 | 216 | 70 | 40 | 300 | 160 | 40 | 93,8 | 5-100 | 5050.150 |
| TCH 10,0/2 | 10,0 | 5,0 | 380 | 500—1000 | 1300—2000 | 1000 | 150x60 | 1710—2410 | 113 | 113 | 150 | 116 | 218 | 66 | 40 | 300 | 160 | 40 | 108,6 | 50-150 | 5050.1508 |

* Для пари

** Вага для 2 окремих затискачів (без ланцюга).

Таблиця 11.3

Затискачі для транспортування листового прокату

| Тип | Вантаж, т | Вага, кг | Регулювання лап виділкового затискача А, мм | Корисна висота В, мм | Довжина лап С, мм | Розмір лап D, мм | Загальна висота E, мм | Номер замовлення |
|-------------|-----------|----------|---|----------------------|-------------------|------------------|-----------------------|------------------|
| TKG 1,0 vhs | 1,0 | 140 | 350—900 | 1100—1600 | 1000 | 100x30 | 1420—1920 | 5340,7531 |
| TKG 1,5 vhs | 1,5 | 165 | 350—900 | 1300—2000 | 1000 | 100x40 | 1650—2350 | 5340,7532 |
| TKG 2,0 vhs | 2,0 | 220 | 400—900 | 1300—2000 | 1000 | 120x40 | 1655—2355 | 5340,7533 |
| TKG 3,0 vhs | 3,0 | 280 | 450—900 | 1300—2000 | 1000 | 120x50 | 1720—2420 | 5340,7534 |
| TKG 5,0 vhs | 5,0 | 380 | 500—1000 | 1300—2000 | 1000 | 150x60 | 1710—2410 | 5340,7535 |

На рис. 11.9 наведені технічні характеристики виделкового затискача, який використовується для транспортування різноманітних штучних вантажів.

Електромагніти

Застосовуються вони для транспортування матеріалів та виробів, що намагнічуються. Електромагніти залежно від конфігурації поділяються на круглі і прямокутні. *Круглі* електромагніти застосовуються для транспортування вантажів різної конфігурації; *прямокутні* — для транспортування довгомірних вантажів. Електромагніт складається зі сталевго корпусу та котушки. Котушка живиться постійним струмом. Піднімальна сила електромагніта залежить від ряду факторів: конфігурації вантажів, хімічного складу, атмосферних умов, температури вантажу. Наприклад: гніт М 1000 спроможний переміщати 11 т сталевих болванок і тільки 250 кг сталевго стружки, 700—750 кг сталевго брухту, 4 т чавунних баб.

➤ При наявності 4 % марганцю в хімічному складі виробу, що транспортується, $Q_{з.м}$ знижує в 2 рази.

Якщо вміст Mn > 12 %, то магніт не транспортує вантаж зовсім.

➤ При $t = +700$ °С сталеві вироби не намагнічуються, при $t = 300$ °С піднімальна сила магніта різко падає.

➤ Тонка кірка льоду суттєво знижує $Q_{з.м}$, але сніг, вода на вантажопідйомності практично не впливають.

Переваги електромагніта:

— Можливість автоматизації затискача сталевих і чавунних виробів.

— Можливість кращого використання корисного простору складів.

Недоліки:

— Велика витрата електроенергії.

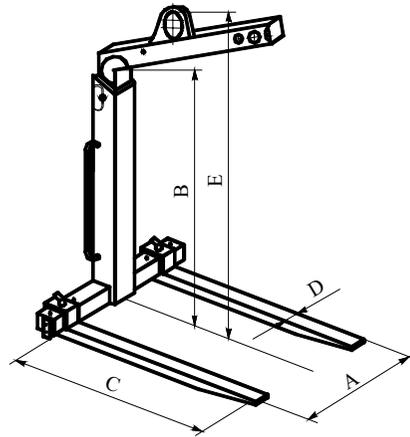


Рис. 11.9. Виделковий затискач з противагою для транспортування різноманітних вантажів

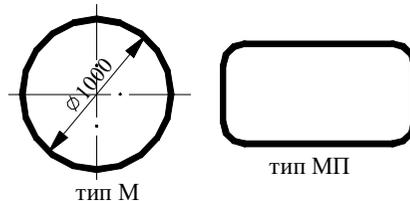


Рис. 11.10. Типи електромагнітів

— Негативно впливає на корисну вантажопідйомність крана.

— Небезпека використання — при припиненні струму — вантаж падає.

— Потрібний спеціальний пристрій для навивки струмопровідного кабелю.

Грейфери

Грейферні захоплювальні пристрої застосовуються для транспортування різноманітних сипучих матеріалів: піску, вугілля, руди, щебеню, цементу. Існують спеціальні грейфери для транспортування соломистих, стружкоподібних, штучних матеріалів (камені). Залежно від умов експлуатації їх поділяють на «Л», «С», «Т», «ВТ» умови роботи.

• Грейфери «Л» мають обсяг чаші до 10 м³. Призначені для транспортування сипучих матеріалів з $\gamma \leq 1$ т/м³ (зола, зерно, борошно, борошняні продукти).

• Грейфери для «С» умов роботи мають об'єм чаші ≤ 3 м³ і застосовуються для транспортування сипучих вантажів з $\gamma = 1—2$ т/м³ (вугілля, кокс, пісок).

• Грейфери для «Т» і «ВТ» мають об'єм чаші $\leq 2,5$ м³ $\gamma \geq 2$ т/м³ (руда, гравій, щебень).

Наведена класифікація є умовною. У наш час з'являються грейфери вантажопідйомністю 40 т і більше для $\gamma = 2$ т/м³ і більше.

Основним робочим елементом грейфера є щелепи.

Залежно від кількості щелеп грейфери розділяються на двох- і багатощелепні. Залежно від способу керування грейфери розрізняють: одноканатні, двоканатні, моторні.

Робота двоканатного грейфера (рис. 11.11)

При обертанні барабана замикаючої лебідки щелепи грейфера взаємно зближуються, захоплюють сипучі матеріали.

Після закінчення замикання грейфера включається на підйом лебідка, що його підтримує. І обидві лебідки піднімають грейфер з вантажем.

Для розвантаження грейфера барабан лебідки, що підтримує, необхідно загальмувати і розгальмувати барабан замикаючої лебідки. Під дією власної ваги і ваги матеріалу грейфер спорожнюється і розмикається.

Для опускання грейфера в розкритому стані барабани піднімальної і підтримуючої лебідок обертаються синхронно у бік опускання.

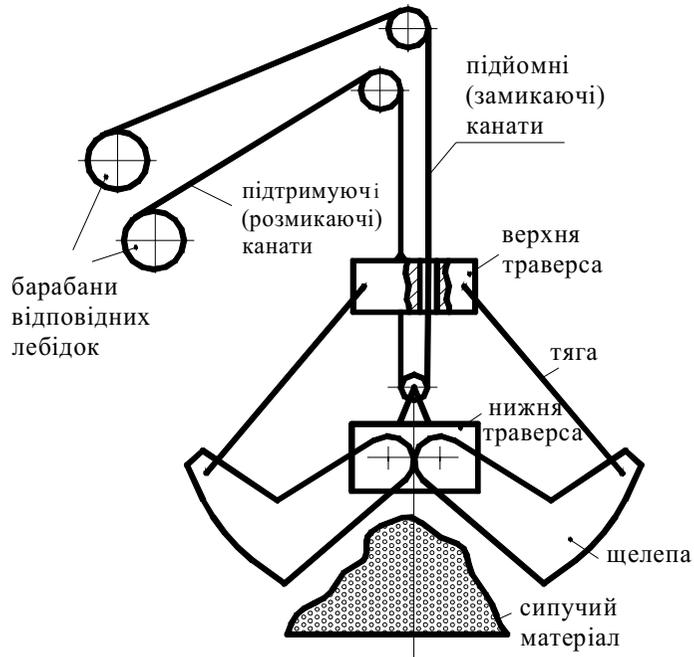


Рис. 11.11. Двоканатний грейфер

Недоліки двоканатних симетричних грейферів:

- Необхідність наявності 2 лебідок.
- Недостатнє зусилля замикання.

Асиметричні двоканатні грейфери трохи усувають останній з перелічених недоліків.

Переваги двоканатних грейферів:

- Велика продуктивність.
- Можливість розвантаження на будь-якій висоті.

Одноканатний грейфер (рис. 11.12).

Недоліки:

- Мала продуктивність.
- Ненадійна робота замка.
- Недостатня стійкість грейфера.
- Не завжди є можливість розвантаження на будь-якій висоті.

Перевага: можна застосовувати на будь-якій піднімальній машині.

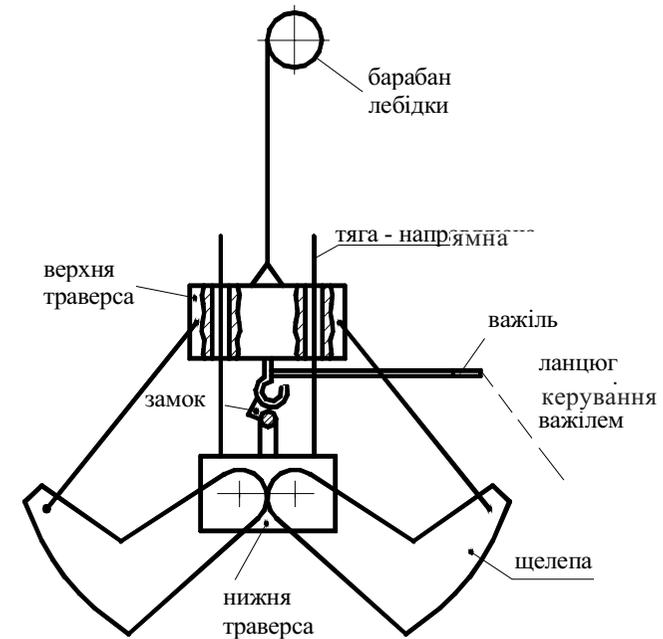


Рис. 11.12. Одноканатний грейфер

Розділ 12

ГАЛЬМА

12.1. Призначення гальмових пристроїв

Кожна ВПМ за деякими виключеннями обладнується спеціальними пристроями, які призначаються для стопоріння чи зупинки машини на заданому шляху гальмування. Ці пристрої поділяються на 2 групи: 1 — останови; 2 — гальма.

Останови — застосовуються для стопоріння машини. *Гальма* — застосовуються для зупинки машини на заданому шляху гальмування. Гальма можуть мати й іншу функцію: регулювання швидкості опускання вантажу чи швидкості пересування робочого органа машини.

12.2. Класифікація гальмових пристроїв

1. Залежно від призначення гальмові пристрої поділяються на стопорні і спускні. Стопорні — застосовуються для стопоріння машин чи зупинки. Спускні — для регулювання швидкості опускання вантажу.

2. Залежно від принципу дії всі гальмові пристрої бувають: а) керовані; б) автоматично діючі.

3. Залежно від конструкції функціональних елементів вони бувають: а) стрічкові; б) колодкові; в) конічні; г) пластинчасті (чи дискові).

4. Залежно від стану гальма під дією зовнішнього зусилля всі гальма ВПМ поділяються на: а) нормально відкриті; б) нормально закриті (замкнені).

5. Залежно від виду сили, що забезпечує процес гальмування, всі гальма поділяються на: а) ручні; б) вантажні (з вантажним замиканням); в) пружинні (із пружинним замиканням).

6. Залежно від сили, що забезпечує процес їхнього розмикання, усі гальма ВПМ поділяються на: а) ручні; б) електромагнітні; в) гальма з електрогідравлічним штовхачем, підштовхувачем; г) гальма з електричним керуючим двигуном.

Існують й інші конструкції гальм: гідромеханічні, електропорошкові, індукційні.

Найбільш часто в ВПМ застосовуються гальма, робота яких заснована на використанні фрикційної сили тертя, що діє між двома фрикційними поверхнями (стрічкові, колодкові, конічні, дискові).

У цьому випадку в якості одного з робочих фрикційних елементів застосовується сталевий стрічка, колодка, диск плоский чи конічний.

Для ВПМ застосовуються, як правило, автоматично діючі, нормально замкнені електромагнітні фрикційні гальма з вантажним чи пружинним замиканням. Однак, в окремих випадках застосовуються і фрикційні гальма відкритої конструкції, наприклад, для механізмів повороту баштових і порталних кранів, в окремих випадках для механізмів пересування монтажних і інших кранів.

Згідно з Правилами Держнаглядохоронпраці гальма можуть не застосовуватися в наступних випадках:

1. Для візків стрілових поворотних і мостових кранів з ручним приводом.

2. Для механізмів пересування електроталі, керованої з підлоги (при неможливості мимовільного руху візка).

3. Для механізмів пересування кранів з машинним приводом, якщо швидкість пересування кранів не перевищує $V \leq 32$ м/хв.

Колодкові гальма поділяються на одно- і двоколодкові, найбільше поширення мають двоколодкові.

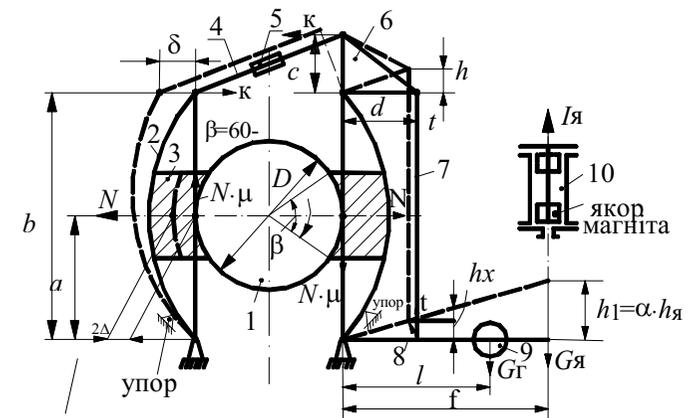


Рис. 12.1. Двоколодкове електромагнітне гальмо з вантажним замиканням: 1 — гальмовий диск; 2 — важіль; 3 — колодка гальмова; 4 — тяга; 5 — регулювальна гайка; 6 — двоплечий важіль; 7 — тяга; 8 — замикаючий важіль; 9 — замикаючий вантаж; 10 — електромагніт

Електромагніт забезпечує розмикання гальма.

Якщо колодки закріплені жорстко — це не сприяє рівномірному зносу поверхні тертя. Шарнірне з'єднання колодок зменшує знос, робить його найбільш рівномірним. До кожної колодки кріпиться фрикційна стрічка. Кріплення виконується за допомогою мідних чи алюмінієвих заклепок. У наш час знайдений спосіб кріплення за допомогою клею. Колодки виконують з чавуну чи сталі.

Гальмовий диск виробляють також з чавуну чи сталі. Для механізму підйому гальмівні диски виконуються тільки зі сталі, тому що вони більш надійні.

Поверхня гальмування диска добре обробляється, гартується та шліфується для збереження постійного значення коефіцієнта тертя.

Δ — відхід колодки від гальмівного диска; він має такі значення: при $D = 100—200$ мм; $\Delta = 0,5$ мм; $D = 300—400$ мм; $\Delta = 1$ мм; $D = 500—600$ мм; $\Delta = 1,5$ мм; $D = 700—800$ мм; $\Delta = 2$ мм, де D — діаметр гальмівного диска.

Переваги такого типу гальма:

- можливість виготовлення в умовах будь-якого підприємства;
- реверсивність;
- двобічне навантаження на вал.

Недоліки:

- ударна робота;
- великий «мертвий хід» вантажу, якщо гальмо застосоване для механізму підйому (тому що має місце велика кількість шарнірів);
- недовговічність;
- труднощі регулювання і необхідність ретельного нагляду.

Вибір електромагніта — вибирається за так званою еквівалентною

роботою, враховуючою «мертвий хід» важільної системи внаслідок зносу

шарніра і розгальмування $I_{\text{я}} \cdot h_1 \geq 2N\Delta \frac{1}{\eta_m}$; $h_1 = \alpha \cdot h_{\text{я}}$,

де $\alpha = 0,6—0,7$;

$h_{\text{я}}$ — табличне значення ходу якоря;

η_m — ККД важільної системи = 0,95;

$I_{\text{я}}$ — сила втягування — вказується в таблицях щодо електромагніта;

$M_{\text{г}} = 2N \cdot \mu \cdot \frac{D}{2}$; $N = \frac{M_{\text{г}}}{\mu \cdot D} H$; $M_{\text{г}}$ — розрахункове значення гальмового моменту;

$$M_{\text{г}} = K_{\text{г}} M_{\text{к}},$$

де $K_{\text{г}}$ — запас гальмування;

$M_{\text{к}}$ — крутний момент на валу гальма, Нм

$$M_{\text{к}} = \frac{N [\text{кВт}]}{\omega \left[\frac{1}{\text{с}} \right]},$$

12.3. Конструкція і розрахунок двоколодкового гальма з вантажним і пружним замиканням

Значення запасу гальмування за нормами Держнаглядохоронпраці для механізму підйому вантажу $K_{\text{г}} = 1,25$ — ручні ВПМ.

Якщо в приводі застосовані 2 гальма, тоді запас гальмування для кожного $K_{\text{г}} \geq 1,25$. Якщо даний механізм обслуговує 2 приводи, а в кожному з них використовується по 2 гальма, то $K_{\text{г}} \geq 1,1$.

Машинний привід для режиму: 1М÷3М («Л») $K_{\text{г}} = 1,5$;
4М («С») $K_{\text{г}} = 1,75$;
5М («Т») $K_{\text{г}} = 2,0$;
6М («ВТ») $K_{\text{г}} = 2,5$

Передаточне число важільної системи гальма $i_{\text{г}}$ необхідно знати, щоб визначити вагу замикаючого вантажу $i_{\text{г}} = 8—15$ для таких гальм

$$i_{\text{г}} = \frac{h_1}{2\Delta} = \frac{b}{a} \cdot \frac{d}{c} \cdot \frac{f}{d}.$$

Визначення ваги замикаючого вантажу. Складемо рівняння

рівноваги важеля $G_{\text{я}} \cdot f + G_{\text{г}} l - t \cdot d = 0$, $G_{\text{г}} = \frac{t \cdot d - G_{\text{я}} \cdot f}{l}$, щоб ви-

значити t , знайдемо рівновагу $K \cdot b - N \cdot a = 0$, $K = \frac{N \cdot a}{b}$; з іншого

боку $K \cdot c = t \cdot d$, тобто $t = K \cdot \frac{c}{d} = N \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \right)$.

Перевірка гальма на питомий тиск. $q = \frac{N}{F} \leq [q]$, Н/м², F —

поверхня контакту колодки з гальмівним диском $F = \beta \cdot \frac{D}{2} \cdot b$ (м²),

де b — ширина гальмівного диска; у літературі дивись $[q]$, β — кут обхвату в радіанах.

Перевірка на нагрівання.

$$qv \leq [qv], \text{ Н/м}^2 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$, м/с — колова швидкість гальмівного диска; у літературі означено як $[qv]$.

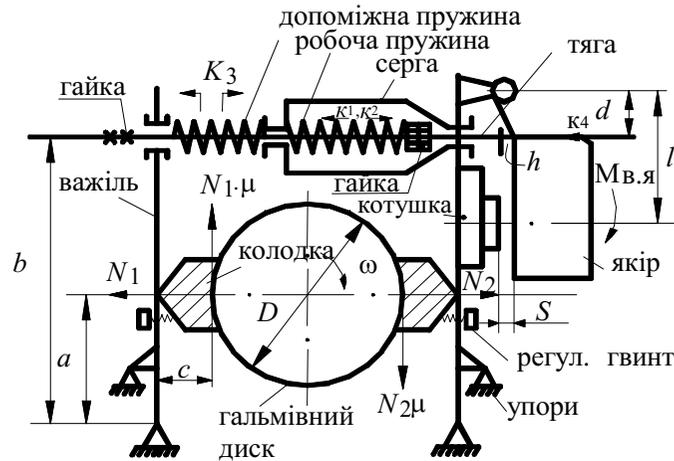


Рис. 12.2. Двоколодкове гальмо з пружинним замиканням

Розрахунок двоколодкового гальма з пружинним замиканням (рис.12.2). Це — стандартні гальма.

Розрахунок зводиться до вибору з таблиць. Електромагніт служить для розгальмування гальма, а робоча пружина — для загальмування гальма. Допоміжна пружина допомагає розгальмуванню гальма.

Перевірка робочої пружини на міцність. Пружина працює на крутіння під дією поздовжньої стискальної сили $K_{зар}$.

$$K_{зар} = K_1 + K_2 + K_3 + K_4,$$

де K_1 — сила стиску пружини, відповідає розрахунковому гальмівному моменту при загальмованому стані гальма;

K_2 — додаткова сила стиску основної пружини, з'являється у процесі розгальмування гальма;

K_3 — додаткова сила стиску робочої пружини з боку допоміжної;

K_4 — додаткова сила стиску пружини, викликана моментом від власної ваги якоря магніта.

1. Визначення K_1 .

Розглянемо рівновагу лівого вертикального важеля гальма.

$$K_1 \cdot b - N_1 \cdot a - N_1 \cdot \mu \cdot c = 0; \quad K_1 \cdot b = N_1(a + \mu \cdot c); \quad N_1 = K_1 \frac{b}{a + \mu \cdot c}.$$

Складемо умови рівноваги сил, що діють на правий важіль: одержимо

$$K_1 \cdot b + N_2 \cdot \mu \cdot c = N_2 \cdot a, \text{ тобто } K_1 \cdot b = N_2 \cdot (a - \mu \cdot c), \quad N_2 = K_1 \frac{b}{a - \mu \cdot c}, \text{ тобто}$$

зусилля N_2 і N_1 — різні. Створюється бічний тиск на гальмо — це недолік. Зусилля N_1 і N_2 повинні давати момент тертя, що дорівнює гальмівному моменту, тобто

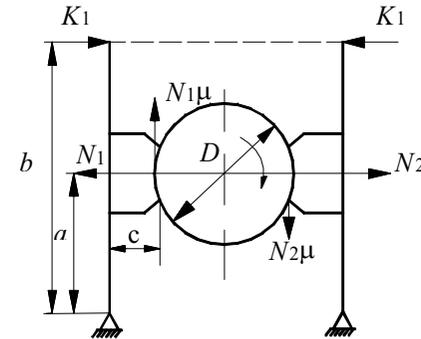


Рис. 12.3. Схема до визначення зусилля K_1

$$\frac{D}{2} \cdot (N_1 + N_2) \cdot \mu = M_r = k_r \cdot M_{кр},$$

де k_r — коефіцієнт запасу гальмування.

Підставимо значення N_1 і N_2 до розглянутого рівняння:

$$\frac{D}{2} \left(K_1 \frac{b}{a + \mu \cdot c} + K_1 \frac{b}{a - \mu \cdot c} \right) \cdot \mu = k_r \cdot M_{кр};$$

$$\frac{D}{2} \cdot K_1 \cdot b \cdot \left(\frac{1}{a + \mu \cdot c} + \frac{1}{a - \mu \cdot c} \right) = k_r \cdot M_{кр};$$

$$\frac{D}{2} \cdot K_1 \cdot b \cdot \left(\frac{a - \mu \cdot c + a + \mu \cdot c}{a^2 - (\mu \cdot c)^2} \right) \cdot \mu = k_r \cdot M_{кр};$$

$$\text{тобто } D \cdot K_1 \cdot b \cdot \left(\frac{a}{a^2 - (\mu \cdot c)^2} \right) \cdot \mu = k_r \cdot M_{кр};$$

$$\text{Звідси } K_1 = \frac{k_r \cdot M_{кр}}{D \cdot b \cdot a \cdot \mu} \left[a^2 - (\mu \cdot c)^2 \right]. \text{ Якщо покласти } c = 0, \text{ то}$$

$$N_1 = N_2 = K_1 \cdot \frac{b}{\alpha}; \text{ вираз для } K_1 \text{ спроститься.}$$

2. Визначення K_2 — додаткової сили основної пружини, що з'являється в процесі розгальмування гальма. З опору матеріалів відома формула:

$$K_2 = \frac{G \cdot d^4 \cdot h}{8 \cdot D^3 \cdot n},$$

де G — модуль пружності 2-го роду в Н/м² (для Ст 65Г; $G = 0,77 \cdot 10^5$ МПа);

d — \emptyset пружинного матеріалу;

D — середній \emptyset пружини;

n — число витків;

h — осада пружини при розгальмуванні гальма.

$$\frac{h}{S} = \frac{l}{d} \text{ (див. рис. 12.2)}$$

3. $K_3 = 20 \div 80$ Н — додаткова сила від допоміжної пружини.

4. $K_4 = \frac{M_{в.я}}{d}$ — незначна сила моменту якоря електромагніта від своєї ваги ($M_{в.я}$ — момент електромагніта від власної ваги).

Максимальна напруга в пружині

$$\tau = c \frac{8K_{\text{сум}} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau];$$

$$c = f \left(\frac{D}{d} \cdot n \right);$$

n — число витків якщо $n > 12$, то $c = 1$.

Для Ст 65Г $[\tau] = 450$ МПа.

Параметри електромагнітів вибираються з таблиць щодо еквівалентної роботи розгальмування гальма.

$$(M - M_{в.я}) \cdot \alpha \cdot K \geq (N_1 + N_2) \cdot \Delta \cdot \frac{1}{\eta},$$

де M — табличне значення моменту електромагніту, Н·м;

$M_{в.я}$ — момент електромагніта від власної ваги;

α — кут повороту якоря електромагніта в радіанах при розгальмуванні;

K — коефіцієнт, враховуючий знос гальмівних обкладок і можливий «мертвий» хід $K = 0,9 - 0,95$;

η — ККД важільної системи гальма, дорівнює 0,95 — для даного гальма;

Δ — хід однієї гальмівної колодки.

Перевірка гальма на питомий тиск і нагрів така ж, як і для попереднього випадку.

Недоліки цього типу гальма:

1. Ударна робота при гальмуванні.

2. Обмежене число типорозмірів: тільки для $\emptyset 100-200-300$ мм.

3. Велике ударне навантаження на вал гальмівного диска.

Відказ колодкових гальм обумовлюється зносом гальмівних накладок і шківів. Для підвищення довговічності накладки рекомендується виготовляти її з вальцьованої стрічки 8-229-63, що забезпечує при роботі із сталевим шківом коефіцієнт тертя $f = 0,45$ та із шківом з чавуну ВЧ 50-1,5 $f = 0,51$, а робочим поверхням шківів додає підвищену твердість. Фірма Krupp (ФРН) застосовує в гальмах шків діаметром 315—710 мм із легкого сплаву з напорошеною молібденовою робочою поверхнею, колодки з легкого сплаву і пальці шарнірів із твердим хромуванням, установлені у втулки з полімерного матеріалу.

Розділ 13

СТРІЧКОВІ ГАЛЬМА

Стрічкові гальма відрізняються простотою своєї конструкції. При однакових замикаючих зусиллях і однаковому діаметрі шківів вони розвивають більший гальмівний момент, ніж колодкові. Широко застосовуються в будівельних лебідках, екскаваторах, верстатах та іншій техніці.

Просте стрічкове гальмо — призначене для роботи в один бік, але може працювати і в інший з меншим гальмівним моментом.

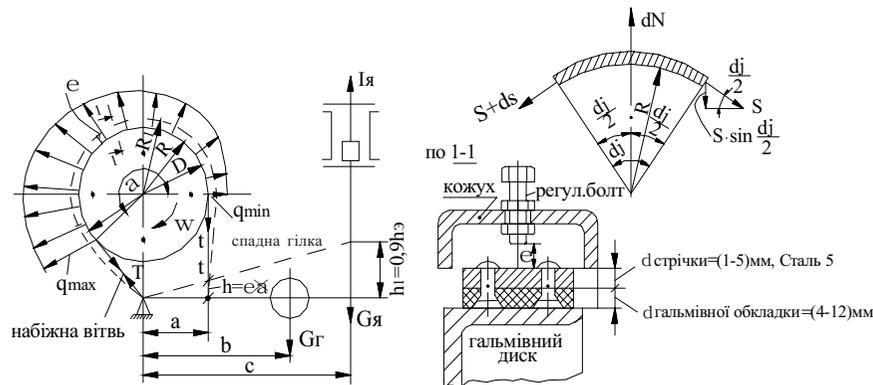


Рис. 13.1. Просте стрічкове гальмо

Переваги стрічкового гальма: 1) простота; 2) можливість виготовлення в примітивних умовах; 3) дешевина.

Недоліки: 1) однобічне навантаження на вал приводу; 2) нереверсивність його — тому він застосовується тільки для механізмів підйому вантажу.

Фрикційні обкладки виготовляються зі спеціальної азбестової тканини.

Розрізняють стрічки типу «А» — просочені бітумом, $\mu = 0,37$; типу «Б» — просочені олією $\mu = 0,35$.

Найбільш часто застосовуються вальцьовані азбестові стрічки, що виготовляються на спеціальних вальцмашинах, які мають спеціальну конструкцію $\mu = 0,42 - 0,53$.

Розрахунок гальма зводиться до наступного: 1) визначення ваги замикаючого вантажу; 2) визначення номера електромагніта з таблиць; 3) перевірки гальма на питомий тиск і нагрів; 4) розрахунку елементів гальма на міцність.

1. *Визначення ваги замикаючого вантажу.* Він повинен бути не більш 8—15 кг, тому що чим більше вантаж, тим більше буде жорсткий удар.

Складемо рівняння рівноваги важеля:

$$G_y \cdot c + G_r \cdot b - t \cdot a = 0.$$

За формулою Ейлера

$$T = t \cdot e^{\mu\alpha};$$

де μ — коефіцієнт тертя обкладки по шківу;

$$\alpha = (0,7 - 0,8) \cdot 2\pi;$$

α — кут обхвату в радіанах; з іншого боку,

$$T - t = P_m \text{ — колове гальмівне зусилля,}$$

$$P_T = \beta \frac{2M_{TK}}{D},$$

де β — коефіцієнт запасу гальмування, звідси

$$t \cdot e^{\mu\alpha} - t = P_T, \text{ тобто } t \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) = P_T, \text{ тобто } t = \frac{P_m}{e^{\mu\alpha} - 1};$$

$T = P_T \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}$ — по T розраховуємо стрічку на міцність.

2. *Визначення номера електромагніта* — по еквівалентній роботі розгальмування: $I_y \cdot h_1 \geq th \frac{1}{\eta}$; $h_1 = 0,9 \cdot h_e$, де h_e — табличний хід якоря електромагніта; $\eta = 0,95$ — ККД важільної системи.

Знайдемо необхідний h при відході стрічки на величину

$$\varepsilon = (0,5 - 2) \text{ мм.}$$

Довжина пунктирної дуги αR_1 , довжина суцільної дуги дорівнює αR , $\alpha R_1 - \alpha R = h$, тобто $\alpha \cdot (R_1 - R) = h$, $R_1 - R = \xi$, тобто $\alpha \cdot \varepsilon = h$.

Місце розташування електромагніта: рекомендовано дотримуватися відношення $\frac{c}{a} \leq 10$.

3. *Перевірка гальма на питомий тиск і нагрів* (див. рис. 13.1б).

Спроекуємо сили на вертикальну вісь:

$$S \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} + (S + dS) \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} = dN, \text{ або } S \cdot \frac{d\varphi}{2} + (S + dS) \cdot \frac{d\varphi}{2} = dN;$$

$$S \cdot \frac{d\phi}{2} + S \cdot \frac{d\phi}{2} + dS \cdot \frac{d\phi}{2} = dN;$$

$dS \cdot d\phi = dN$ — величина другого порядку меншості, тобто $S \cdot d\phi = dN$;

$$q = \frac{dN}{dF} = \frac{dN}{b \cdot dl} = \frac{dN}{b \cdot d\phi \cdot \frac{D}{2}} = \frac{S \cdot d\phi}{b \cdot d\phi \cdot \frac{D}{2}} = \frac{2S}{b \cdot D};$$

де dl — довжина дуги; b — ширина стрічки; $q_{\max} = \frac{2T}{b \cdot D}$ (у точці

ліворуч); $q_{\min} = \frac{2t}{b \cdot D}$ (у точці праворуч); таким чином, гальмо на питомий тиск варто перевірити у лівій точці, тобто q розподіляється за логарифмічним законом — крива ця називається логарифмічною спіраллю.

Перевірка на нагрівання: $q_{\max} \cdot V \leq [q_{\max} \cdot V]$.

Диференціальне стрічкове гальмо. Визначимо вагу вантажу.

При гальмуванні

$$G'_{гр} \cdot b + T \cdot c - t \cdot a = 0,$$

де $G'_{гр}$ — приведена вага вантажу з урахуванням моменту від ваги якоря,

$$G'_{гр} = \frac{1}{b} \cdot (t \cdot a - T \cdot c);$$

$$G'_{гр} = \frac{1}{b} \cdot t \cdot (a - c \cdot e^{\mu\alpha}).$$

При $a = c \cdot e^{\mu\alpha}$ вантаж не потрібен, тобто гальмо само затягується. У зв'язку з цим на практиці ці гальма застосовуються рідко, вони мають ударну дію: $c = (30 - 50)$ мм, $a = (2 - 2,5) \cdot c$, тобто це гальмо застосовується, коли $a > c \cdot e^{\mu\alpha}$.

Переваги: 1) простота конструкції; 2) малогабаритність, потрібний малий груз для замикавання гальма.

Недоліки: 1) неспокійна робота при гальмуванні; 2) швидкий знос стрічки; 3) нереверсивна робота.

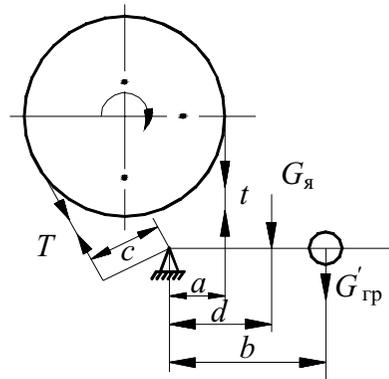


Рис. 13.2. Диференціальне стрічкове гальмо в загальмованому стані

Стрічкове підсумовуюче гальмо (рис. 13.3) — реверсивне.

Умови рівноваги: 1 — $G'_{гр} \cdot c = Ta + tb$;

$$2 — G'_{гр} \cdot c = ta + Tb.$$

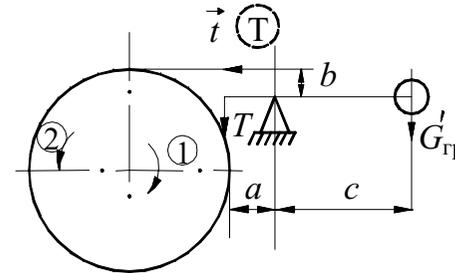


Рис. 13.3. Стрічкове підсумовуюче гальмо

Другий варіант підсумовуючого гальма (рис. 13.4). У цьому випадку для реверсивності дії необхідно $a = b$; з 1 можна вивести:

$$G'_{гр} = \frac{t}{c} \cdot (a \cdot e^{\mu\alpha} + b) = \frac{P_m}{(e^{\mu\alpha} - 1) \cdot c} \cdot (a \cdot e^{\mu\alpha} + b),$$

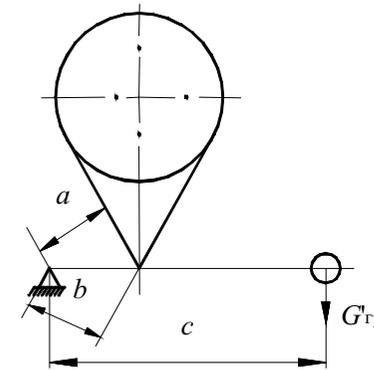


Рис. 13.4. Варіант підсумовуючого гальма

З цього виходить: необхідно, щоб вага вантажу не мінялась, тобто

$$T \cdot a + t \cdot b = t \cdot a + T \cdot b.$$

Це можливо, коли $a = b$.

Вага вантажу $G'_{гр} =$

$$= \frac{a}{c} \cdot (T + t); \quad T + t — \text{сума}$$

зусиль тому гальмо називається підсумовуючим.

тобто вага замикаючого вантажу у випадку реверсивного гальма більша у порівнянні з величиною замикаючого вантажу для розглянутих раніше гальм при однакових M_r . Це основний недолік указанного типу, бо гальмо некомпактне.

Дискові гальма (рис. 13.5). **Переваги:** 1) можливість одержання значно більшої поверхні тертя, ніж у колодкових при одних і тих же габаритах; 2) можливість повної герметизації; 3) рівномірність розподілу тиску на фрикційні пари; 4)

сталість гальмівного моменту незалежно від ступеня зносу фрикційного матеріалу.

Гальмівний момент дискового гальма визначається:

$$M_r = Z \cdot \mu \cdot k \cdot R_{ср},$$

де Z — число пар поверхонь тертя (на рис. 13.5 $Z = 7$);

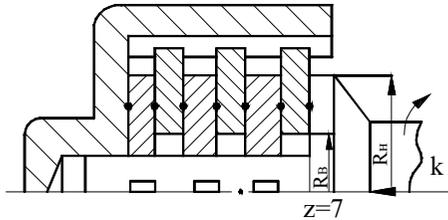


Рис. 13.5. Дискове гальмо

μ — коефіцієнт тертя; K — осьове зусилля, Н; $R = \frac{R_H + R_B}{2}$.

Гальмо розраховується на питомий тиск $q = \frac{K}{F}$, МПа $\ll [q]$.

Конічне вантажоупорне гальмо, що замикається автоматично під дією вантажу (рис. 13.6). При спуску вантажу $M_Q = i = M_K = KR_q \cdot \text{tg}(\alpha - \beta)$, $\alpha - \beta$ — тому, що опускаємо, вантаж $M_T = \beta M_K$; $\beta = 1,25 - 1,35$; $K = 2N \sin \beta$; $M_T \geq 2N \cdot \mu \cdot R_c = \beta \cdot K \cdot R_q \cdot \text{tg}(\alpha - \beta)$;

×

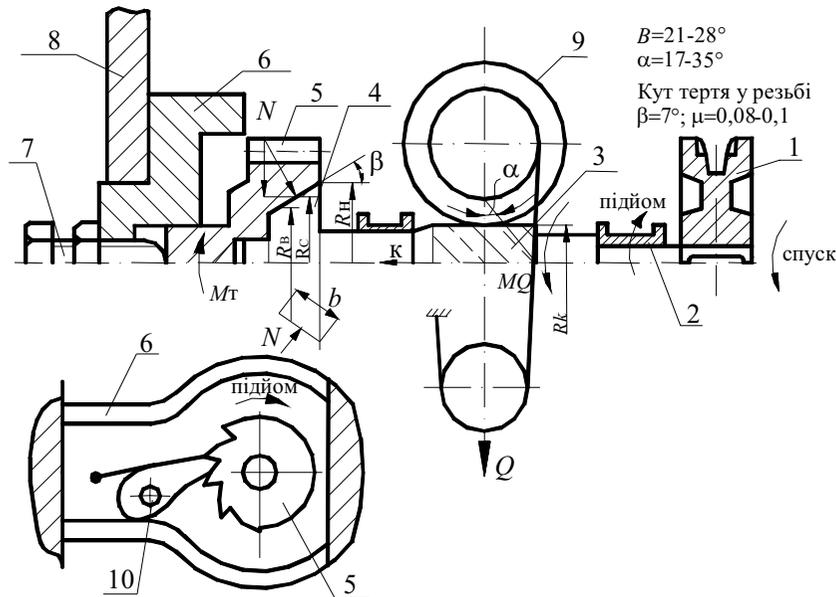


Рис. 13.6. Конічне вантажоупорне гальмо:

1 — ведуча зірочка; 2 — підшипник; 3 — черв'як; 4 — конічний упор; 5 — храповик; 6 — корпус гальма; 7 — регулювальний болт; 8 — станина гальма; 9 — черв'ячне колесо; 10 — вісь собачки

$$2N = \frac{K}{\sin \beta}, \text{ тобто } \frac{K}{\sin \beta} \cdot \mu \cdot R_c = \beta \cdot K \cdot R_q \cdot \text{tg}(\alpha - \beta), \quad R_c = \frac{\beta \cdot R_q}{\mu} \cdot \text{tg}(\alpha - \beta) \cdot \sin \beta.$$

Перевірка на питомий тиск, МПа:

$$q = \frac{2N}{2\pi \cdot R_c \cdot b} \ll (0,1 \div 0,15).$$

Дискові гальма кранових приводів. Застосування дисків як гальмівних елементів завдяки меншим величинам їхнього моменту інерції мас та їх великим припустимим значенням сталої температури поверхонь тертя (350 °С), має перевагу в порівнянні з барабанами. Тому вони усе частіше застосовуються, наприклад, у Німеччині

в приводах кранів, гальма яких працюють в умовах великого термічного навантаження та при великих швидкостях.

Як тільки пара гальмівних колодок починає впливати на диск, то гальмуюче зусилля створює гальмівний момент на гальмівному валу. Стандартизовані зовнішні діаметри дисків відповідають діаметрам гальмівних барабанів у колодкових гальмах. У теперішній час у Німеччині застосовуються цільні диски завтовшки 15 і 30 мм та диски з радіальними (вентиляційними) каналами завтовшки 30, 42, 80 та 112 мм.

Ці самовентильовані диски мають велику тепловіддачу. Їхнє застосування вигідне в гальмах для повної зупинки, якщо вони працюють у верхньому температурному діапазоні.

Більш дешеві масивні диски мають при однаковій товщині

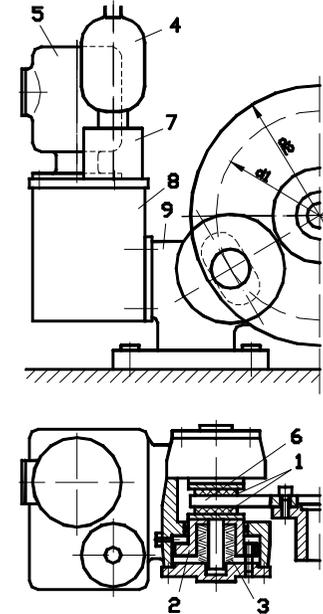


Рис. 13.7. Дискове гальмо (Stromag): 1 — накладка гальмівна; 2 — гідравлічний поршень; 3 — тарілчаста пружина; 4 — акумулятор; 5 — насос; 6 — гальмівний диск; 7 — блок клапанів; 8 — масляний резервуар; 9 — корпус гальма

велику теплоакумулюючу здатність. Їхнє застосування рекомендується в стопорних і аварійних гальмах. У приводах невеликої потужності дискові гальма інтегруються з електродвигуном.

Для дисків, що зазнають великих термічних навантажень, варто упевнитися, що середня температура поверхні тертя не перевищує 350 °С; хід розрахунку дивися у DIN 15433.

Види конструкційних виконань дискових гальм наведені на рис. 13.4, 13.5, 13.6.

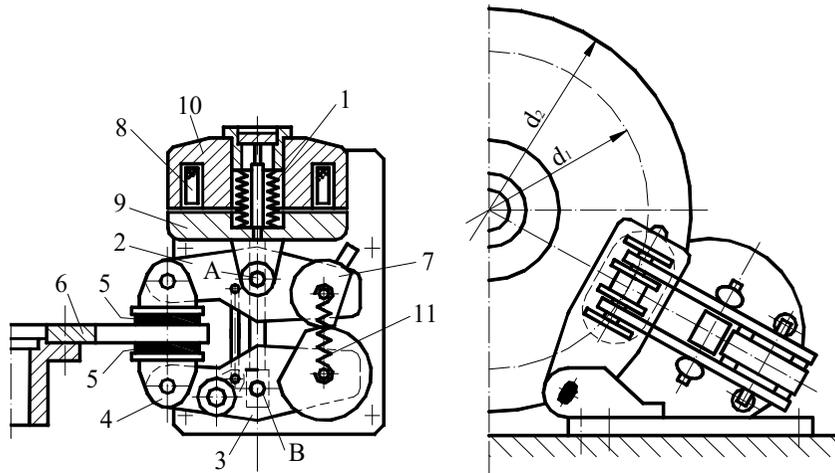


Рис. 13.8. Дискове гальмо (Sime):

1 — гальмівна пружина; 2, 3 — клішові важелі; 4 — гальмівні колодки; 5 — гальмівні накладки; 6 — гальмівний диск; 7 — ексцентрики; 8 — магнітна котушка; 9 — яркі; 10 — корпус; 11 — пружина зворотного ходу

На рис. 13.4 наведене гальмо прямої дії фірми Stromag із створенням гальмівного зусилля пружинами (час замикання близько 0,15 с), гальмівні накладки 1 розташовані на двох працюючих один проти одного гідравлічних поршнях 2. Пакет тарілчастих пружин 3 створює гальмівне зусилля між накладками 1 і диском 6.

Масло під тиском з акумулятора 4 відкриває гальмо після впливу на клапан. Постійний тиск забезпечується насосом 5, що утворює з акумулятором 4, блоком клапана 7, масляним резервуаром 8 єдиний конструктивний вузол, що з'єднується з корпусом гальма 9 нарізним сполученням.

На рис. 13.8 наведене дискове гальмо фірми Sime (час спрацьовування близько 0,17 с). Гальмівна пружина 1 натискає на розташовані радіально стосовно диска клішові важелі 2 і 3 і стискає їх,

причому важіль 3 повертається тільки навколо нерухомого фіксованого центра обертання та створює тиск на гальмівні колодки 4, на які наклеєні гальмівні накладки 5, притискаючи колодки до гальмівного диска 6. Ексцентрики 7 забезпечують переустановку, що враховує наслідки зносу. Відкриття дискового гальма здійснюється магнітним полем котушки 8, що переборює дію гальмівної пружини, впливає на ярмо 9 і

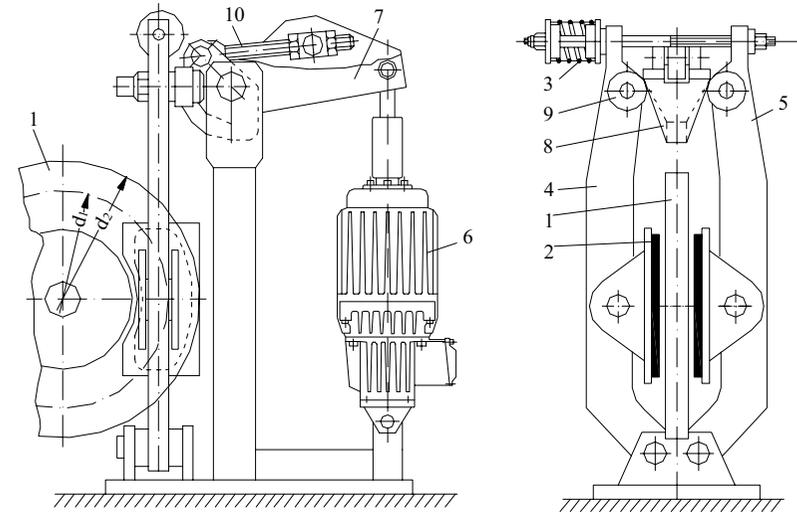


Рис. 13.9. Дискове гальмо (Asku-Scholten):

1 — гальмівний диск; 2 — гальмівні накладки; 3 — пружина; 4, 5 — гальмівні важелі; 6 — електрогідравлічний штовхальник; 7 — важіль; 8 — поворотний диск, що розміщує ролики; 9 — ролики; 10 — різьбова штанга

притягає його до корпусу 10, збільшуючи таким чином віддалення точок опори клішових важелів А і В. Пружина зворотного ходу 11 забезпечує повне відкриття кліщів. Для збільшення гальмівного моменту вздовж периметра диска можуть бути встановлені декілька дискових гальм.

На рис. 13.9 приведене дискове гальмо фірми «Asku-Scholten». Гальмівне зусилля між диском 1 і гальмівними накладками 2 створюється пружиною 3 через два, розташованих паралельно до поверхні тертя, важеля 4 і 5. Відкриття гальма здійснюється за допомогою електрогідравлічного штовхальника 6. Час спрацьовування від 0,2 с до 0,6 с залежно від типу та розміру електрогідравлічного штовхальника. Штовхальник через важіль 7 і діючу між гальмівними важелями 4 і 5 поворотну шпонку 8 впливає на гальмівну пружину 3. Ролики 9

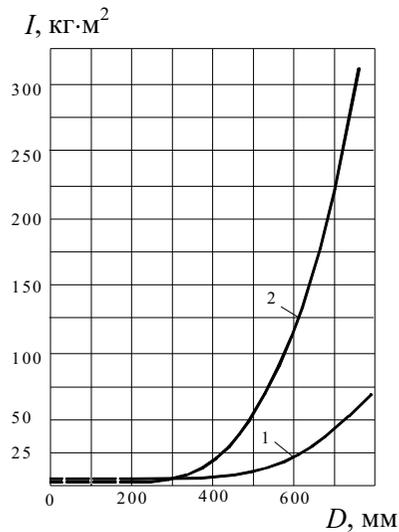


Рис. 13.10. Моменти інерції шківів та дисків

високі гальмівні моменти, стабільність роботи та збільшений термін служби фрикційної пари: менший момент інерції (2) гальмівного диска (крива 1 на рис. 13.10), ніж у шківі (крива 2), що знижує пікове навантаження електродвигуна та час пуску (майже вдвічі) і гальмування [1], рівномірність тиску на гальмівні накладки при рівномірному їхньому зносі, що дозволяє автоматизувати його компенсацію.

У сучасних транспортних засобах застосовуються вуглепластикові дискові гальма, в яких момент інерції порівняно зі сталевими знижено у 2 рази і які здатні витримувати більш високу температуру, ніж сталеві [2].

Література

1. Шабашов А. П., Лысяков А. Г. Мостовые краны общего назначения. — М.: Машиностроение, 1980.
2. Автомобілі світу. Каталог за 2003 рік.

зменшують силу тертя шпонки. Регулювання, що враховує виникаючий знос, здійснюється автоматично чи вручну, за допомогою різьбової штанги 10. При великих гальмівних моментах на іншому боці диска може бути встановлена друга гальмівна пара, зв'язана з першою за допомогою тяги. Ця пара приводиться у дію тим же самим електрогідравлічним штовхальником.

Дисково-колодкові гальма, які одержують усе більше поширення, мають у порівнянні з колодковими ряд переваг: малий (близько 0,1) коефіцієнт перекриття, що дозволяє збільшити тепловіддачу і забезпечити у зв'язку з цим більш

Розділ 14

ПРИВІД ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

14.1. Загальні відомості

Широка номенклатура вантажопідйомних машин (ВПМ) визначає розгалужений перелік варіантів приводів для них.

У ВПМ застосовуються різні типи приводів:

- ручний;
- паровий;
- від двигуна внутрішнього згорання;
- пневматичний;
- електричний;
- дизель-електричний;
- гідростатичний;
- гідродинамічний;
- привід від електромагнітних муфт.

Слід зазначити, що кожен із переважної більшості названих типів приводів має свою класифікацію за різними ознаками. Наприклад, двигуни електричного приводу бувають:

- сталого та змінного струму;
- нерегульованими, ступенево-регульованими та плавно регульованими;
- нормального, захищеного та закритого вибухозахищеного виконання тощо.

Повна ж класифікація електричних машин нараховує 220—240 позицій, а номенклатура електричних двигунів нараховує тисячі найменувань.

Раціональний вибір приводу для конкретної ВПМ має враховувати:

- характеристики та режим навантаження;
- механічні характеристики двигуна;
- характеристики гальмівного пристрою;
- характеристики пускогальмівних процесів;
- теплові характеристики приводу;
- регульовальні властивості приводу;
- показники надійності, довговічності тощо.

В кінцевому ж підсумку критерієм доцільності вибору приводу для ВПМ є величина зведених витрат на переробку однієї тонни вантажу.

На первинній стадії проектування ВПМ розробникові варто скористатися з деяких рекомендацій відносно вибору приводу, що ґрунтуються на результатах аналізу реалій експлуатації кранів у різних галузях промисловості.

14.2. Ручний привід

Маємо досить підстав вважати цей тип приводу за анахронічний. Слід зауважити, що в деяких, навіть новітніх галузях застосування мануального приводу вантажопідійомних машин є цілком доцільним. Так, мостові крани з ручним приводом можна зустріти в лабораторіях центрів ядерних досліджень і в інших місцях, де потрібна дуже висока надійність та точність позиціонування, незалежність від енергопостачання за невисоких вимог щодо швидкості виконання операцій.

Головним недоліком цього приводу є мала потужність і відповідно мала швидкість виконання вантажопідійомних операцій.

Для виконання такелажних робіт із великою номенклатурою вантажопідійомних операцій за дешевої робочої сили та підвищеної вартості енергії застосування ручного приводу може виявитися доцільним.

14.3. Паровий привід

Свого часу цей привід був основним для вантажопідійомних машин. Нині ж він застосовується в деяких залізничних стрілових кранах.

Він має низький ККД, отже витрачає багато палива, є громіздким. Окрім того, приведення його у робочий стан вимагає досить тривалого часу.

На рис. 14.1 показані механічні характеристики парового приводу — залежності кутової швидкості ω обертання робочого органу (наприклад, ходового колеса чи барабана) від моменту навантаження M за різних значень подачі пари Q , м³/год (тут $Q_1 > Q_2 > Q_3$). Граничне значення моменту $M_{гр}$ забезпечується запобіжним клапаном.

Цей привід має деякі переваги перед іншими відносно механічних характеристик:

- ▲ можливість плавного регулювання швидкості;
- ▲ здатність витримувати великі перевантаження;

▲ завдяки м'якій механічній характеристиці малий вантаж транспортується з більшою швидкістю, а великий — з меншою.

Нині ведуться дослідницькі роботи з метою створення малогабаритних парових двигунів із високим (до 40—45 %) ККД, із періодом готовності до 30 с. Отже, можна сподіватися, що через декілька років парові приводи знову посядуть значне місце у лавах сучасних приводів вантажопідійомних машин.

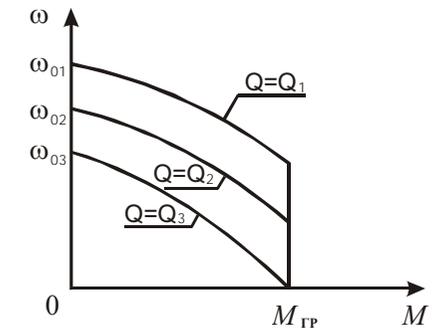


Рис. 14.1. Механічні характеристики парового приводу за різних величин подачі пари

14.4. Привід від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ)

Там, де виникають проблеми з електричним енергопостачанням, доцільно використовувати приводи з автономним енергоживленням. Ці приводи передбачають застосування карбюраторних чи більш економічних дизельних ДВЗ. Такі двигуни дозволяють здійснювати плавне регулювання швидкості подачею пального, але забезпечити стабільність швидкості непросто: дуже м'яка механічна характеристика спричиняє різку зміну обертів відповідно до зміни зусилля навантаження.

На рис. 14.2 показані механічні характеристики приводу з ДВЗ, що відрізняються величиною подачі пального ($Q_1 > Q_2$).

На відміну від переважної більшості двигунів ДВЗ не здатні розвивати пусковий момент (момент нерухомого вала). Із цим пов'язана необхідність застосування спеціальних пускових пристроїв.

Отже, потрібна більш-менш складна трансмісія:

- коробка передач (мануальна чи автоматична);
- гідروпередача (гідромумфта чи гідротрансформатор);

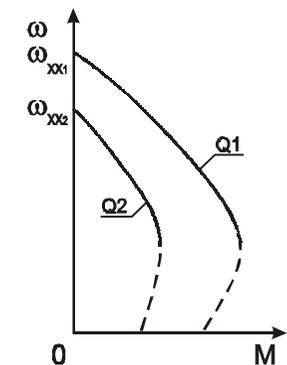


Рис. 14.2. Механічні характеристики двигуна внутрішнього згорання за різних величин подачі пального.

- електромеханічна система «генератор—двигун»;
- гідрооб'ємна система «насос—гідромотор» (в якості гідромотора можуть бути використані гідроциліндри).

Найпростіший варіант приводу від ДВЗ (із коробкою передач) застосовується в автомобільних стрілових кранах малої вантажопідйомності (до 6,3 т). Привід має такі недоліки:

- 1) мала перевантажувальна спроможність, пов'язана з тим, що названий привід дуже чутливий до величини робочого зусилля;
- 2) незадовільні пускові характеристики: привід важко запустити під робочим навантаженням;
- 3) привід неможливо реверсувати під навантаженням.

Варто зауважити, що привід із ДВЗ є індивідуальним: кожний двигун створюється для конкретної групи (серії) машин. Отже, дуже проблематичним є застосування двигуна від автобуса у приводі механізму підйому крана – навіть за однакової потрібної потужності. Цієї особливості позбавлені, наприклад, електричні двигуни.

Істотно поліпшити експлуатаційні характеристики приводів із ДВЗ можна застосуванням електромеханічної, гідродинамічної чи гідрооб'ємної трансмісії. Гідродинамічна трансмісія забезпечує необхідні пускові характеристики, надійне запобігання перевантаження у трансмісії та підвищує перевантажувальну спроможність приводу з ДВЗ. Застосування системи «генератор—двигун» забезпечує бездоганні пускові, регульовальні та запобіжні характеристики вантажопідйомної машини з ДВЗ. Використання ж гідрооб'ємної (гідростатичної) системи забезпечує виключно високі експлуатаційні властивості складного вантажопідйомного обладнання: незалежне регулювання руху поступальних і обертальних робочих органів у широкому діапазоні швидкостей найпростішими і найзручнішими засобами. Названі типи трансмісій фактично є самостійними видами приводів і будуть розглянуті окремо.

Надто м'яка механічна характеристика і практично нульовий пусковий момент ДВЗ змушує агрегувати їх із гідромуфтами чи гідротрансформаторами. Для поліпшення характеристик приводу з ДВЗ (для забезпечення задовільних пускових та запобіжних властивостей) найбільш ефективним є застосування гідротрансформатора чи гідромуфти.

Гідротрансформатор (рис. 14.3) складається з розміщених у корпусі 1 трьох співосних коліс – насосного 12, турбінного 3 та спрямовального 2 (реактора), що створюють замкнений контур, заповнений рідиною. Насосне колесо 12 зв'язане з валом 4 двигу-

на, турбінне — з валом 11 приводу, реактор є нерухомим. Для циркуляції та охолодження робочої рідини використовується радіатор 5, в який рідина подається шестеренним насосом 6. У системі є клапан 7, фільтр 8 та бак 9. Для керування процесом циркуляції масла застосований пневмоштовхач 14, що діє на золотник 13, який керує ежектором та дифузором 10.

У цій системі з трьох коліс 12, 2, 3 рідина під дією відцентрової сили обтікає послідовно лопатки коліс, причому реактор, сприймаючи за допомогою лопаток тиск рідини, переводить статичний тиск у динамічний, який, складаючись із тиском, створеним насосним колесом, збільшує крутний момент, що передається турбінним колесом.

На рис. 14.4а показана механічна характеристика гідротрансформатора. Тут індекс «н» відповідає насосному колесу, а «т» – турбінному. Величина η характеризує ККД гідротрансформатора.

Максимальний момент на валу турбінного колеса за частоти обертання вала турбінного колеса дорівнює нулю. Із збільшенням частоти $n_{\text{турб}}$ обертання вала турбінного колеса момент, що розвивається ним, спадає і може стати меншим за момент на валу насосного колеса. За зміни $n_{\text{турб}}$ момент змінюється. Ступінь зміни моменту визначає так звану ступінь «прозорості» гідротрансформатора. За малої «прозорості» зміна моменту є невеликою, тобто момент обмежується. Ця властивість використовується для забезпечення запобіжних властивостей приводу — для обмеження навантажень в елементах приводу.

Застосування гідротрансформатора суттєво поліпшує характеристики приводу з ДВЗ — рис. 14.4б, де показано, що зі збільшенням частоти обертання n_n зростає не лише потужність N_d , але й момент M_t на турбінному валу. Штриховими лініями показані момент M_d і потужність N_d двигуна. Оскільки високий ККД може бути в обмеженому діапазоні швидкості, величина

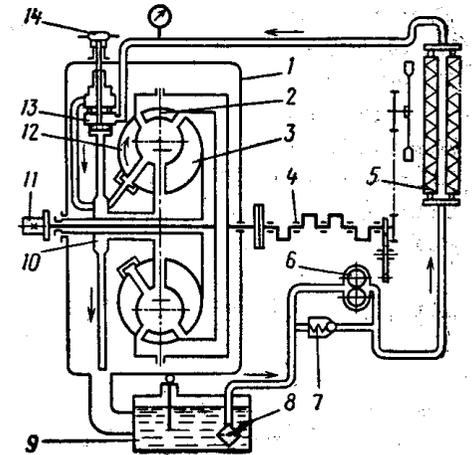


Рис. 14.3. Схема гідротрансформатора

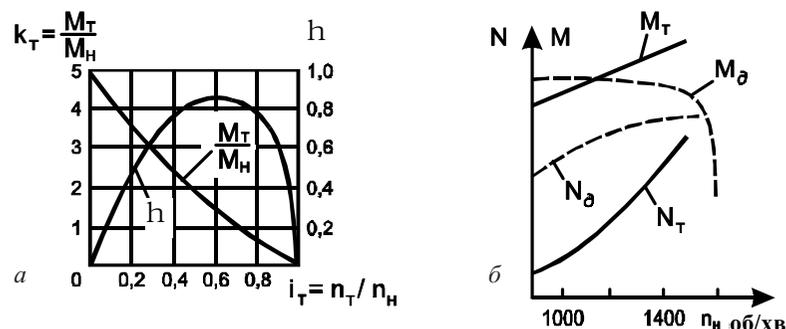


Рис. 14.4. Характеристика привода з ДВЗ: *a* — механічна характеристика гідротрансформатора; *б* — характеристика трансформування крутного моменту ДВЗ

швидкості турбінного колеса може бути зменшена до 1/3 від номіналу.

Гідротрансформатори застосовуються в приводах самохідних кранів на спеціальному автомобільному шасі, а також в автомобільних стрілових кранах.

14.5. Пневматичний привід

За наявності джерела пневматичної енергії (компресора) застосовується привід із пневмодвигунами, які бувають пневмооб'ємного чи аеродинамічного типу. У першому з названих типів двигунів статичний тиск повітря в циліндрі діє на поршень, спонукаючи його рухатись, отже виконувати корисну роботу. Найпростішим представником цього типу пневмодвигунів є відомий усім пневмоциліндр. Лінійне пересування поршня легко перетворити на оберտальне. Закомутувавши пневматично групу пневмоциліндрів, за допомогою відомих механічних передач, можна мати пневмодвигуна обертальної дії. Це може бути здійснено за допомогою колінчастого вала чи кривошипних механізмів. Другий з названих типів стосується застосування турбінки, що обертається під дією потоку повітря, що виходить із сопла.

Будь-який пневмопривід має м'яку механічну характеристику: зміна зусилля навантаження викликає істотні зміни робочої швидкості.

На рис. 14.5 *a, б* показано сімейство механічних характеристик пневмодвигунів об'ємного (поршневого) та аеродинамічного (газотурбінного) типів за різних значень величини годинної витрати Q ,

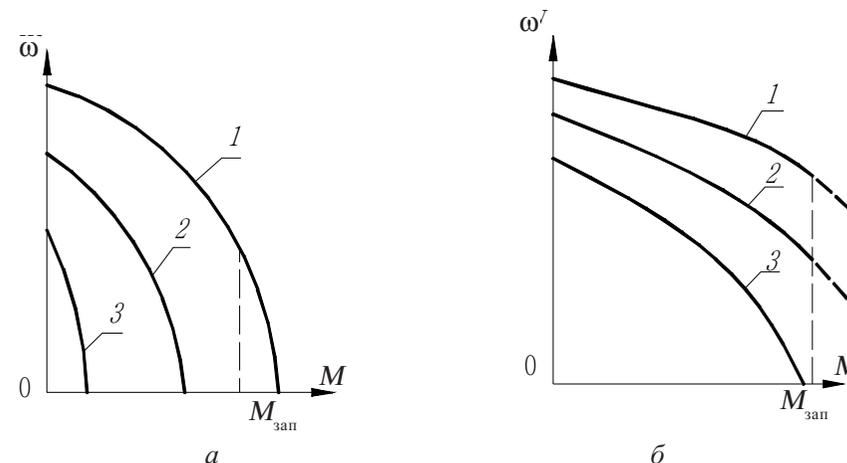


Рис. 14.5. Механічні характеристики пневмодвигунів об'ємного (*a*) та аеродинамічного (*б*) типів

$m^3/\text{год}$ повітря. Криві *1* на обох позиціях (*a, б*) відповідають найбільшій величині Q , криві *3* — найменшій.

Жорсткість характеристики є тим меншою, чим меншою є величина витрат Q повітря. Газотурбінні двигуни мають більшу жорсткість характеристики, робоча ділянка характеристики близька до лінійної.

Переваги пневмоприводу:

- 1) плавність роботи;
- 2) надійний захист механізмів від перевантажень;
- 3) зручність регулювання робочих швидкостей;
- 4) можливість роботи у вибухонебезпечних умовах.

Недоліки:

- 1) залежність від джерела стислого повітря;
- 2) недостатньо високий ККД внаслідок витікання повітря через зазори і нещільні з'єднання повітроводу;
- 3) небезпечність експлуатації в разі порушення пневмоприводу.

Найбільшою мірою переваги пневмоприводу реалізуються за використання лінійних гідромоторів — пневмоциліндрів. Тут застосування звичного підходу відображення механічних характеристик є недоцільним. Гідроциліндр забезпечує зусилля

$$P_{\text{ц}} = pS_{\text{ц}},$$

де p — тиск стислого повітря (звичайно $p = 0,4 \dots 0,8$ МПа); $S_{\text{ц}}$ — площа торцевої поверхні поршня, m^2 .

Сфера застосування пневмоприводу у вантажопідійомних машинах є обмеженою.

14.6. Електричний привід

14.6.1. Загальні відомості

Цей привід використовується в переважній частині механізмів вантажопідійомних машин завдяки таким перевагам як компактність, високий ККД, невелика вартість, задовільні експлуатаційні характеристики та висока надійність. Практично повсюдно, де є мережа електричного енергозабезпечення, застосовується саме цей привід.

Сучасний електропривід здатний задовольнити будь-які вимоги до силового обладнання. Для нього є характерним дуже широкий діапазон потужностей та робочих швидкостей, регулювання швидкостей може бути ступінчастим чи плавним, глибина регулювання швидкостей сягає тисяч. Є можливість програмного регулювання швидкостей за дуже складними законами, автоматичного їх регулювання із зворотним зв'язком. Є змога забезпечити запобіжні властивості приводу. Екологічні показники цього приводу дуже високі.

Але варто нагадати головну тезу проектування вантажопідійомних машин, згідно з якою доцільним критерієм щодо конструкції чи проектних параметрів є мінімальні зведені витрати на транспортування однієї тонни вантажу за термін служби вантажопідійомної машини. Отже, практика створення вантажопідійомних машин визначила певні пріоритети, згідно з якими переваги віддаються досить простим та надійним типам приводів, що задовольняють переважну більшість специфічних вимог до механізмів підйому, пересування та обертання кранів.

14.6.2. Привід із двигунами сталого струму

У важко навантажених кранах металургійного циклу передбачені приводи з двигунами сталого струму. Вони потребують досить складних випрямлювачів струму, що знижують загальний ККД приводу. Ці класичні двигуни мають добрі регульовальні характеристики, забезпечують певний вибір механічних характеристик. Є три головних типи двигунів сталого струму, що відрізняються механічними характеристиками:

- з паралельним з'єднанням обмоток (шунтові двигуни);
- з послідовним (консеквентним) з'єднанням обмоток (серієсні двигуни);

- із змішаним з'єднанням обмоток (компаундні двигуни).

У разі паралельного з'єднання обмотки збудження із якірною обмоткою маємо жорстку механічну характеристику — так звана природна характеристика 1 на рис. 14.6. При $M=0$ маємо граничну кутову швидкість $\omega_{гр}$.

Неважко зрозуміти, що нульовому значенню швидкості ($\omega=0$) відповідатиме дуже велике значення моменту, отже дуже велике значення струму якірної обмотки. Можна здобути уявлення про величину моменту пускового (моменту короткого замикання), якщо продовжити пряму 1 до перетинання із віссю абсцис. Для

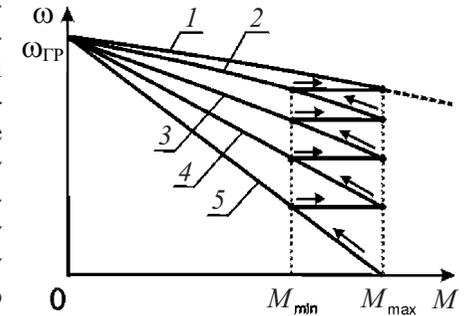


Рис. 14.6. Характеристики шунтового електродвигуна

того, щоб запобігти екстраординарних явищ при пуску двигуна, застосовують реостати у якірному ланцюгу. Вводячи резистори, ми змінимо характеристику двигуна — отримаємо певну кількість штучних механічних характеристик — прямі 2, 3, 4, 5. Остання із штучних характеристик (пряма 5) вже не є жорсткою, в режимі короткого замикання маємо цілком прийнятну величину «моменту відсікання» $M_{відс} = M_{max}$, отже цілком прийнятну величину пускового струму. Якщо підключити його на цій характеристиці, двигун почне набирати обертів і при тому зменшуватиметься величина електромагнітного моменту M . Коли M стане дорівнювати величині мінімального моменту M_{min} , мусимо ввести інший резистор (матимемо нову штучну механічну характеристику) — пряма 4. Далі маємо прямі 3, 2 і наприкінці вийдемо на природну робочу характеристику — пряму 1. Оскільки характеристика є жорсткою, зміни моменту навантаження практично не впливатимуть на швидкість обертання.

Такий двигун із жорсткою характеристикою доцільно застосовувати, наприклад, у механізмах пересування кранів із розділним приводом через малу жорсткість прогонної балки (козлові крани, перевантажувачі). У зворотному випадку, тобто при м'якій, дуже похилій характеристиці двигунів, права і ліва частини крана мають рухатися із різними швидкостями (наприклад, внаслідок різних зусиль опору пересуванню), що має спричинити до «забігу» сторін, перекошування крана, в найгіршому випадку — до аварії.

На відміну від шунтових, — серієсні двигуни завдяки послідовному з'єднанню обмотки збудження із якірною обмоткою, мають дуже м'яку механічну характеристику (рис. 14.7 — крива 1). Цей двигун не має граничної кутової швидкості, при малому навантаженні швидкість може бути надзвичайно великою: теоретично вона є безмежною при нульовому навантаженні. Такі двигуни неприпустимо вмикати без навантаження.

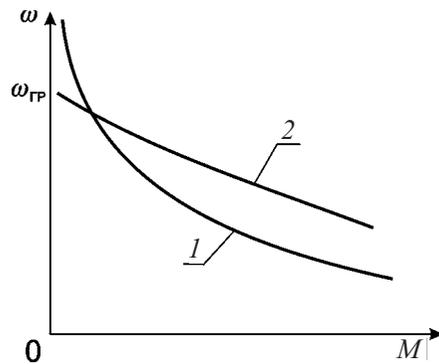


Рис. 14.7. Характеристики серієсного і компаундного електродвигунів

Неважко збагнути, що такий двигун не можна застосувати в механізмах, де за умов експлуатації можливі зовнішні зусилля в напрямку руху (вітрові навантаження, складова сили ваги в процесі руху «під гору»), бо можливі аварійні режими роботи. Такі двигуни мають обмежене практичне застосування в ПТМ. Вони, зокрема, можуть з успіхом бути застосовані в механізмах певних металургійних кранів

(розливальних, лещатних тощо). Але споріднені з ними компаундні двигуни, що мають складне послідовно-паралельне з'єднання обмоток, мають досить значну сферу розповсюдження. Вони мають граничну кутову швидкість і досить м'яку механічну характеристику (на рис. 14.7 — крива 2). Можливе ступінчасте та плавне регулювання швидкості.

Усі кранові електродвигуни сталого струму мають позначку «МП».

14.6.3. Привід із двигунами змінного струму

Номенклатура двигунів змінного струму дуже велика. У механізмах вантажопідйомних машин використовуються двигуни трифазного струму — асинхронні і в деяких випадках (приводи високої потужності понад 1000 кВт, наприклад, для шахтного підйому) — синхронні двигуни, головною і єдиною перевагою яких є дуже високий коефіцієнт потужності так званий $\cos \varphi$. Швидкість не регулюється, якщо не брати до уваги виняткового способу зміни частоти напруги живлення. Механічна характеристика синхронних двигунів надзвичайно жорстка.

Відносно асинхронних двигунів треба відмітити, що вони становлять основу всього парку двигунів підйомно-транспортних машин завдяки таким незаперечним перевагам, як висока надійність, простота конструкції та експлуатації. Ці двигуни надають, хоча і дещо обмежену, можливість регулювання швидкості.

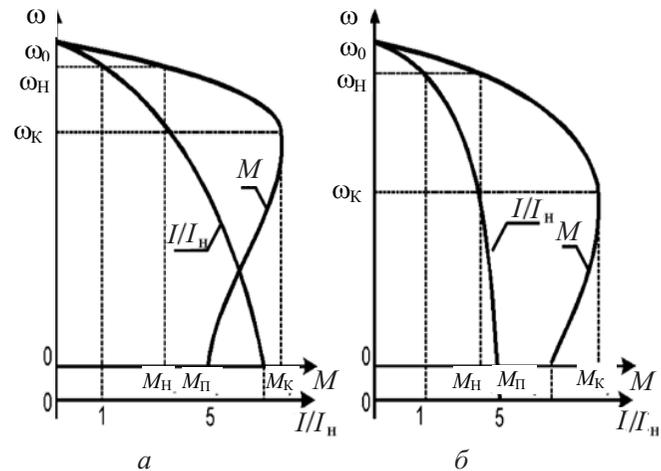
Найпростішими є асинхронні короткозамкнені двигуни кранових серій. Ці двигуни також безпосередньо вмикаються в мережу: повне навантаження миттєво подається на обмотки. Краново-металургійні короткозамкнені двигуни відрізняються від короткозамкнених двигунів загальнопромислового призначення підвищеною спроможністю витримувати теплові навантаження. У роторних обмотках використовується мідь замість алюмінію, спеціальні матеріали ізоляції обмоток класів F та H. За рахунок цього кранові та металургійні двигуни здатні працювати за умов частих вмикань. Як відомо, пусковий режим характеризується багатократно підвищеним струмом, отже і надзвичайно високим тепловиділенням.

На рис. 14.8а показано механічну та струмову характеристики короткозамкненого двигуна загальнопромислового призначення, а на рис. 14.8б — ті ж характеристики двигуна кранової серії. На цих рисунках умовні позначення: ω_0 — синхронна кутова швидкість, ω_n , ω_k — номінальна та критична кутова швидкості; M_n , M_k , M_n — номінальний, критичний та пусковий моменти; $I_{\text{пуск}}/I_n$ — кратність пускового струму $I_{\text{пуск}}$ відносно номінального значення I_n .

Порівнюючи рисунки, бачимо, що двигун краново-металургійної серії має істотно меншу жорсткість механічної характеристики і значно меншу кратність пускового струму. Зменшення пускового струму здійснено за рахунок підвищеного опору роторної обмотки. Якщо загальнопромислові двигуни мають кратність пускового струму в межах $I_{\text{пуск}}/I_n = 6-8$, то краново-металургійні двигуни з короткозамкненим ротором — $I_{\text{пуск}}/I_n = 3,5-5$. Загальнопромислові двигуни мають обмежену можливість використання в кранових механізмах. Так, ці двигуни успішно експлуатуються в механізмах пересування будівельно-монтажних кранів та інших кранових механізмах за малих значень груп режиму роботи.

На рис. 14.8в подані агрегатні механічні характеристики асинхронного двигуна. Вони є агрегатними, бо описують електромагнітний момент в усіх характерних режимах. На рисунку бачимо дві взаємно-опозитні конкурентні криві:

- пряме вмикання (підйом);
- реверсивне вмикання (спускання).



Вони відрізняються напрямом обертання електромагнітного поля: в разі підйому маємо синхронну кутову швидкість ω_0 , в разі спускання — на рівні $-\omega_0$. Третя крива «Динамічне гальмування» характерна тим, що передбачає нульове значення синхронної швидкості: електромагнітне поле є нерухомим. На піктограмах: M_d — момент двигуна, M_c — момент статичного навантаження.

Основний режим роботи двигуна — режим в зоні малих ковзань — у зоні найбільшої жорсткості механічної характеристики (в нашому разі це ділянка між точками B і E . На опозитній характеристиці це ділянка, розташована в зоні, де позначені точки F і G . Ці ділянки великої жорсткості є частинами кривих:

- двигунового режиму (квадрант I);
- режиму рекуперативного гальмування (квадрант II).

Такі ж ділянки неважко знайти і на опозитній характеристиці.

Названий вище основний режим роботи характеризується найбільш високим ККД.

Отже, підйом малого вантажу (за масою меншого від номінального) характеризується точкою A . І тому точка A може характеризувати режим роботи приводу механізмів пересування, повороту, зміни вильоту, коли навантаження є меншим за номінальне. В разі збільшення навантаження робоча точка пересунеться праворуч від точки A . Надномінальне навантаження характеризуватиметься точкою B . Якщо ж у процесі роботи виникне екстремне навантаження (наприклад, наїзд каретки чи крана на препону), яке перевищить критичне значення, спостерігається явище «Overturn» (перекидання) — фактично релаксація електромагнітного моменту. Електромагнітний момент двигуна зменшується (точка C), отже швидкість падає аж до нульового значення, і їй відповідає момент $M_{пуск}$. Якщо ж навантаження є активним (на відміну від сил тертя, сили ваги, вітру є активними: вони спроможні не лише зупинити привід, а й спричинити рух у зворотному напрямі), робоча точка потрапляє у IV квадрант — режим противмикання. Тут напрям обертання ротора є протилежним напрямку обертання магнітного поля ($\omega = -\omega_c$). Таким чином, перехід із двигунового режиму в режим рекуперативного гальмування — точка E , квадрант II. Це може статися внаслідок дії активного зусилля, спрямованого у бік руху об'єкта (це може бути наслідком дії вітру чи ухилу). Тут двигун

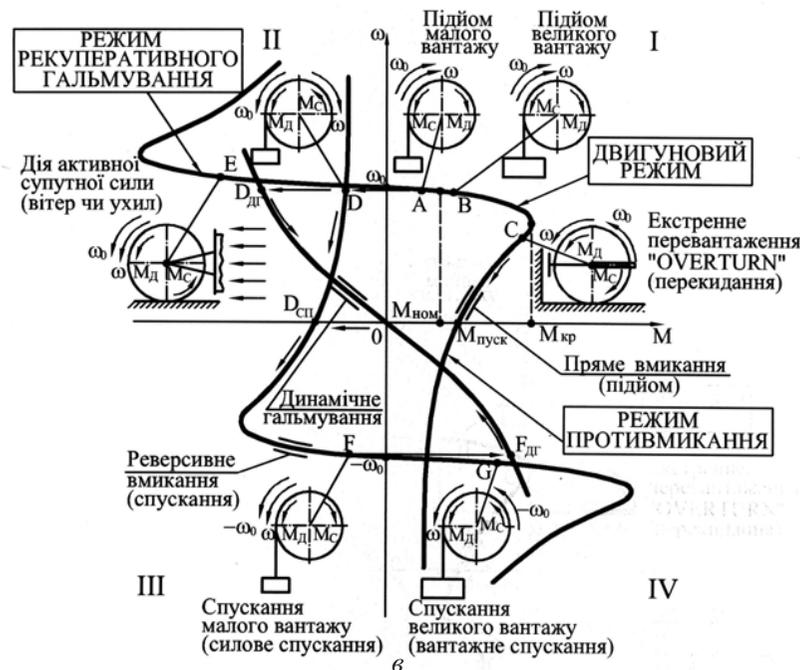


Рис. 14.8. Характеристики асинхронних двигунів (I/I_n — струмова; M — механічна): а) характеристики двигуна загальнопромислової серії; б) характеристики двигуна краново-металургійної серії; в) агрегатні механічні характеристики асинхронного двигуна

має кутову швидкість, спрямовану у бік обертання поля, але величина $\omega > \omega_0$.

Як бачимо, робота із надсинхронною швидкістю пов'язана із зміною знака електромагнітного моменту — момент стає гальмівним. Робота в цьому режимі забезпечує рекуперацію енергії: електроенергія видається у мережу (звичайно, не повністю).

Варто розглянути типовий процес (операцію) роботи механізму підйому. На першому переході операції здійснимо розгін — як звичайно, за допомогою пускових резисторів внаслідок перемикачів здійснюється поетапний вихід робочої точки за ступенями штучних характеристик у зону точки *A* чи *B*. Щоб досягти заданої координати позиціонування, маємо здійснити зупинку. Цього можна досягти таким чином:

— реверсуванням двигуна (перехід до точки *D*) з подальшим вимиканням, коли кутова швидкість сягне значення, близького до нульового;

— динамічним гальмуванням (перехід до точки *D*_{дг}, тут «ДГ» значить «динамічне гальмування») з подальшим вимкненням, коли швидкість наблизиться до нульового значення до точки *O*.

Наступний перехід передбачає спускання вантажу. Внаслідок реверсивного перемикачів робоча точка переходить із точки *O* в точку *D*_{сп}, де «СП» значить «спускання», і далі — або в точку *F* (силове спускання, коли вага вантажу є менше ніж зусилля опору рухові); або в точку *G* (вантажне спускання, коли вага вантажу є досить великою).

Після досягнення вантажем координати зони позиціонування настає перехід гальмування. Перемикачів у режим динамічного гальмування переводить роботу до точки *F*_{дг} і далі до точки *O*.

Іноколи після підйому вантажу є потреба негайного реверсу. Тоді, маючи фазу динамічного гальмування, після реверсивного перемикачів робоча точка миттєво переміщується від точки *A* чи *B* — до точки *D* і далі, аналогічно раніше розглянутому випадку до точки *F* чи *G*.

Подальший розвиток ідеї обмеження пускового струму за рахунок підвищення опору роторної обмотки має свою межу. За досить великого опору ротора отримуємо дуже малу номінальну швидкість. Тому визнано за доцільне збільшувати опір роторної обмотки лише у пускових режимах, виводячи резистори в кінці пускового процесу. Саме це здійснено в фазнороторних двигунах, що є головним типом двигунів кранових механізмів.

На рис. 14.9а показані механічні характеристики фазнороторного двигуна в різних режимах навантаження за різного значення опору *R* резисторів у роторному ланцюгу ($R3 > R2 > R1$). Обертальний момент *M* є нелінійною функцією ковзання $S = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}$, де ω_0 — синхронна кутова швидкість обертання магнітного поля (для конкретного двигуна однозначно визначається частотою напруги силової мережі); ω — кутова швидкість ротора двигуна. Крива 1 описує природну механічну характеристику двигуна (резисторів у контурі ротора немає).

За нульового ковзання ($S = 0$) обертального моменту немає, кутова швидкість ротора дорівнює швидкості магнітного поля — це синхронне обертання. Навантаживши ротор деяким моментом, зазначимо збільшення ковзання *S*. У режимі номінального навантаження моментом M_n матимемо номінальне ковзання S_n , а відтак — номінальну кутову швидкість ротора $\omega_n = \omega_0(1 - S_n)$. Нарощуючи момент навантаження, зазначатимемо подальше збільшення ковзання — аж до деякої величини, що зветься критичним ковзанням $S_{к1}$. Якщо спробуємо ще «завадити» обертанням двигуна, маємо спостерігати явище «перекидання двигуна». Електромагнітний

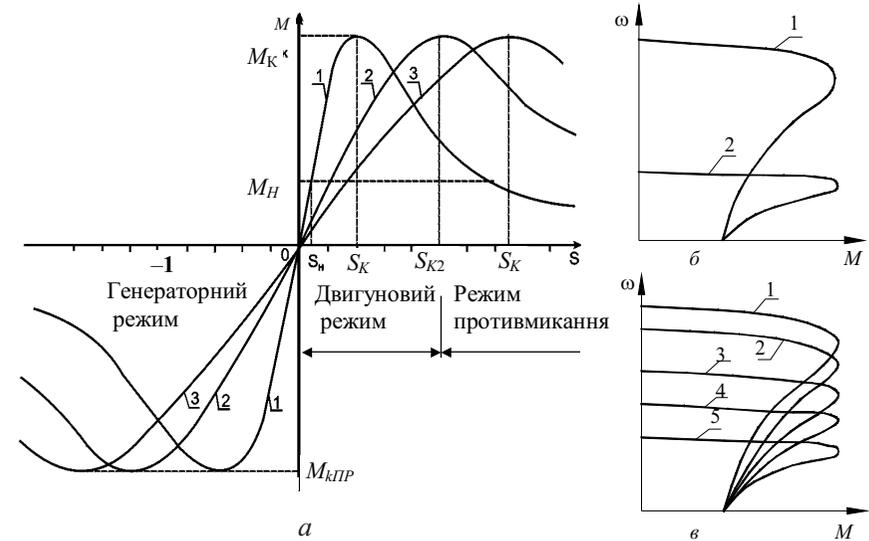


Рис. 14.9. Механічні характеристики: *a* — фазнороторних двигунів; *б* — багатшвидкісних двигунів; *в* — асинхронних двигунів із частотним регулюванням швидкості

момент за величин ковзання $S > S_{к1}$ зменшується, струм статорної обмотки різко збільшується. В режимі закритичних ковзань двигун довго не протримається: одна-дві хвилини роботи в такому режимі призведе до виходу з ладу обмоток ротора або статора, або обох разом. Якщо ротор зупиниться, матимемо режим короткого замикання із струмом статорної обмотки $I_{пуск}$, що в $i_{пуск} = 4 \div 8$ разів перевищує струм номінальний ($i_{пуск} = I_{пуск} / I_{ном}$). Якщо змусити ротор обертатися у зворотному напрямку, матимемо подальше зменшення моменту M і суттєве збільшення величини $i = I / I_{ном}$ — аж до двадцятикратного значення.

Якщо ж змусити ротор двигуна обертатися зі швидкістю $\omega > \omega_0$ (це відповідає негативним значенням ковзання $S < 0$), електромагнітний момент змінить знак і стане гальмівним. Цей режим зокрема спостерігається в процесі спуску вантажу. В зоні від'ємних ковзань теж є свій критичний момент $M_{кпр}$, що перевищує значення M_k і тому теж спостерігається явище «перекидання двигуна».

Якщо запустити двигуна з нульової швидкості, як це звичайно відбувається, починається процес із режиму короткого замикання, що характеризується великим пусковим струмом. Часті пуски призводять до перегріву обмоток двигуна і, отже, до його передчасного виходу з ладу. Саме тому у приводі машин, що працюють у повторно-короткочасному режимі (вантажопідйомні машини — найяскравіший приклад названих машин), зменшення теплової напруженості досягається введенням у контур ротора резисторів, що істотно змінюють механічні характеристики двигуна, суттєво зменшують величину пускового струму. Криві 2, 3 на рис. 14.9 — то є «штучні» механічні характеристики двигуна. Чим більше опір резистора, тим «м'якішою» стає механічна характеристика, тим менше значення пускового струму. Процес пуску починається з найм'якішої характеристики та після досягнення певної швидкості маємо перемкнутися на чергову характеристику і наприкінці переходимо до природної характеристики із жорсткою робочою ділянкою, що забезпечує мінімальну варіацію швидкості за умов значної варіації навантаження.

Механічні характеристики асинхронних двигунів описуються рівнянням Клосса, що має декілька модифікацій — залежно від конструкції двигуна та вимог до аналітичного виразу.

У найпростішому випадку щодо кранових двигунів використовують запис у формі

$$M = \frac{2M_r}{\frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S}} F_{напр},$$

де $F_{напр}$ — поправна функція, що характеризує жорсткість електричної мережі.

Величина критичного ковзання S_k може бути обчислена приблизно за формулою

$$S_k = (4 \div 5) \frac{\omega_0 - \omega_n}{\omega_0},$$

де ω_n — номінальна кутова швидкість двигуна (паспортна величина).

Величина $F_{напр} = (U/U_n)^2$, де U, U_n — реальна напруга в момент пуску та номінальне значення напруги.

Припустимо зниження напруги сягає 15 % від номінального значення. Отже, в найгіршому випадку

$$F_{напр} = \left(\frac{0,85U}{U} \right)^2 = 0,85^2 = 0,725.$$

Гранична (синхронна) частота обертання ω_0 ротора визначається частотою електричної мережі f та числом P пар полюсів:

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{P}.$$

Це дозволяє створити багатошвидкісні асинхронні двигуни, перемикання швидкості в яких здійснюється перемиканням числа полюсів статорних обмоток. У такому разі маємо не одну, а кілька механічних характеристик одного двигуна — рис. 14.9б, де показано дві характеристики: крива 1 відповідає числу пар полюсів $P = 1$, крива 2 — числу $P = 3$.

Варто пам'ятати, що ті характеристики не є рівнозначними за інтенсивністю використання. Одна з них (з найбільшою швидкістю) є основною, режим роботи двигуна орієнтований саме на цю ступінь. Решта ступенів є допоміжними, тривалість їх використання регламентована паспортом двигуна.

За рахунок зміни числа пар полюсів можна отримати фіксований набір швидкостей. Так, за звичної промислової частоти 50 Гц можемо мати значення синхронних обертів, об/хв: 3000, 1500, 1000, 750, 600, 500, Дуже широкий діапазон між 3000 та 1500, а також між 1500 та 1000 об/хв є істотним недоліком приводу з перемиканням полюсів.

Змінити синхронну швидкість асинхронного двигуна можна зміною частоти f напруги. Асинхронний привід із частотним регулюванням застосовується в промисловості з п'ятдесятих років минулого сторіччя.

Тоді асинхронний двигун підключався до машинного генератора змінної частоти (умформера). Система не витримувала критики за економічними показниками, а експлуатаційні показники поступалися перед іншими типами плавнорегульованих приводів. Істотним етапом розвитку частотнорегульованих асинхронних приводів було створення компактних тиристорних генераторів. Тепер частотнорегульований асинхронний привід може розглядатися як альтернатива іншим регульованим приводам, і тут вибір має здійснюватися за генеральним критерієм. Для певних механізмів ПТМ спеціаліст може знайти оптимальну нішу для тих приводів.

На рис. 14.9в показана сім'я механічних характеристик асинхронного двигуна із частотним керуванням. Тут криві 1, 2, 3, 4 відповідають різним частотам, причому $f_1 > f_2 > f_3 > f_4 > f_5$.

Варто зазначити, що для даного приводу є оптимальна робоча частота, яка забезпечує найбільший ККД (як бачимо, жорсткість характеристик є різною для різних частот). Як правило, це найбільша частота на рівні 50 Гц. Решта частот забезпечує менший ККД і тривалість їх використання є регламентованою паспортом приводу.

14.7. Дизель — електричний привід

То є комбінація двигуна внутрішнього згорання (переважним чином дизельного) та електричних машин — генератора і двигуна. Переважним чином застосовуються електричні машини сталого струму. Цей привід є автономним, бо не потребує електричної мережі, маючи свою електростанцію. Двигун легко запускається без навантаження і працює в більш-менш стаціонарному режимі. Немає потреби в складних механічних трансмісіях, бо є можливість використання потрібної кількості виконавчих двигунів механізмів.

Класичний варіант дизель-електричного приводу передбачає поєднання ДВЗ із системою «генератор — двигун» (або скорочено «Г—Д», раніше мала назву системи Леонардо). ДВЗ має сталу швидкість, отже ротор генератора сталого струму має теж сталу швидкість і сталу напругу робочого, якірного ланцюга. Від генератора можуть бути задіяні багато виконавчих двигунів — в межах сумарної потужності. Кожен із виконавчих двигунів може регулюватися незалежно: швидкість обертання ротора може плавно змінюватися в широких межах.

На рис. 14.10 показано групу механічних характеристик виконавчого двигуна системи «Г—Д». Тут ω_0 — гранична кутова швидкість за

максимального опору в ланцюгу обмотки збудження, $\omega_{01} \dots \omega_{08}$ — граничні швидкості, що відповідають штучним характеристикам (за зниженим опором збуджувальної обмотки); $M_{\text{відс}} = M_{\text{max}}$ — граничне значення моменту, визначене системою максимального захисту.

За плавного регулювання кількість таких паралельних прямих із малим кутом нахилу (висока жорсткість характеристики) є нескінченною. Є можливість забезпечення не лише плавного розгону чи переходу

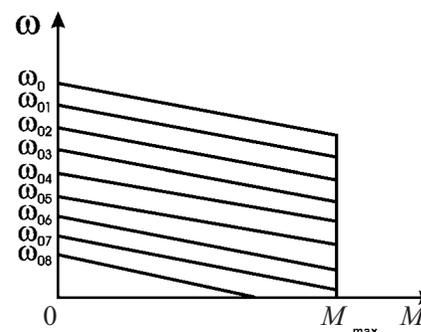


Рис. 14.10. Характеристики виконавчого двигуна в системі «Г-Д»

на нову сталу швидкість, але й реалізації досить складного закону зміни швидкості.

Система «Г—Д» має альтернативи. Є системи, що передбачають використання двигунів із тиристорним керуванням. У найпростішому варіанті з ДВЗ з'єднується генератор змінного струму і від нього задіяна група асинхронних виконавчих двигунів.

З точки зору експлуатаційних характеристик дизель-електричний

привід майже не має недоліків, успішно застосовується в самохідних стрілових кранах в умовах браку зовнішніх джерел електроенергії.

Розширення сфери використання такого приводу є проблематичним і в усякому разі це питання може бути вирішене лише на підставі обчислення питомих зведених витрат на 1 тону вантажу. Але апріорі ясно, що використання цього приводу пов'язане з великими капітальними та експлуатаційними витратами.

14.8. Гідростатичний привід

Цей привід концентрує в собі переваги системи «Г—Д» найдосконаліших тиристорних приводів щодо регульованих властивостей, а окрім того, забезпечує бездоганні запобіжні характеристики.

Привід передбачає наявність насоса та систему гідромоторів. Як насос, так і гідромотори можуть бути регульованими. Гідромотори можуть бути ротаційними та лінійними (гідроциліндри).

На схемі рис. 14.11 показана класифікація об'ємних гідропередач. Гідромотори поступального типу інакше зветься гідроциліндрами. Головною характеристикою насоса є подача або інтенсивність потоку рідини Q , що може бути сталою (нерегульований насос) та варіативною (регульований насос): л/хв; л/с; м³/с; м³/хв; м³/год. Головною

характеристикою гідромотора є його об'ємний параметр q , що вимірюється у $\text{см}^3/\text{об}$, $\text{л}/\text{об}$, $\text{м}^3/\text{об}$ (обертальні гідромотори) чи $\text{л}/\text{хід}$, $\text{л}/\text{м}$



Рис. 14.11. Класифікація об'ємних гідропередач гідростатичного приводу

(гідромотори поступального типу).

Якщо, наприклад, гідромотор обертального типу має об'ємний параметр $q = 0,5$ л/об і задіяний від насоса з подачею $Q = 150$ л/хв, то швидкість обертання гідромотора

$$n = \frac{Q}{q} = \frac{150}{0,5} = 300 \text{ об/хв.}$$

Якщо від того ж насоса ($Q = 150$ л/хв) буде задіяний гідроциліндр короткоходовий з $V = 3$ л/хід, то тривалість його ходу становитиме

$$t_x = 60 \frac{q}{Q} = 60 \frac{3}{150} = 1,2 \text{ с.}$$

Швидкість пересування довгоходового гідроциліндра із $q = 5$ л/м

$$V_{\text{цпл}} = \frac{Q}{q} = \frac{150}{5} = 30 \text{ м/хв.}$$

Швидкість будь-якого гідромотора може регулюватися трьома способами:

— регулюванням подачі рідини від насоса за допомогою дроселя;
— зміною подачі рідини насосом за рахунок зміни робочого об'єму насоса;

— зміною об'ємного параметра гідромотора.

Переваги дросельного регулювання: простота конструкції, легкість керування; велика «чутливість», тобто реактивність (малим змінам дросельного отвору відповідає значна зміна швидкості гідромотора). Недоліки: низький ККД, значне ковзання під навантаженням (м'яка механічна характеристика). Дросельне регулювання застосовується переважно в кранових приводах малої потужності, що виконують установчий рух.

Привід із об'ємним регулюванням має високий ККД, велику жорсткість механічних характеристик, малі габарити та масу.

За зміни подачі насоса при нерегульованому гідромоторі маємо сталі значення обертального моменту чи тяглового зусилля, легко здійснюється реверс, у широких межах плавно змінюється швидкість гідромотора (глибина регулювання вимірюється тисячними частками, є приклади глибини регулювання 1:120000000).

Основні параметри гідроприводу:

— робочий тиск p ;

— подача насоса Q ;

— об'ємні постійні насоса q_n та гідромотора $q_{\text{гм}}$;

— потужність N та швидкість n двигуна приводу насоса.

Робочий тиск стандартизований, найчастіше $p = 10, 16, 20, 25, 32$ МПа, інколи $p = 40, 55, 70$ МПа. Теоретично робочий тиск може бути підвищений до 700 МПа.

Привід насоса може здійснюватись від двигуна внутрішнього згорання чи від електричного двигуна.

Регулювання швидкості виконавчого механізму може бути об'ємним чи дросельним. Відносно енергетичних показників і точності регулювання перший з названих способів є більш досконалим.

Класичним є гідростатичний привід із регульованим насосом і нерегульованим гідромотором (рис. 14.12).

Привід функціонує так. Стан готовності до роботи характеризується тим, що гонний двигун є ввімкненим, отже, жорстко з'єднаний з ним ротор насоса обертається із сталою швидкістю, насос має нульову виробність: рідина не нагнітається до гідросистеми, бо регулятор перебуває у висхідному положенні (нульовий ексцентриситет радіально поршневого чи радіально-лопатевого насоса, або нульовий кут нахилу регулювальної шайби аксіально-поршневого насоса). Відхилення

положення регулятора від нульового стану переводить насос до робочого стану: насос забезпечує потік рідини відповідної інтенсивності

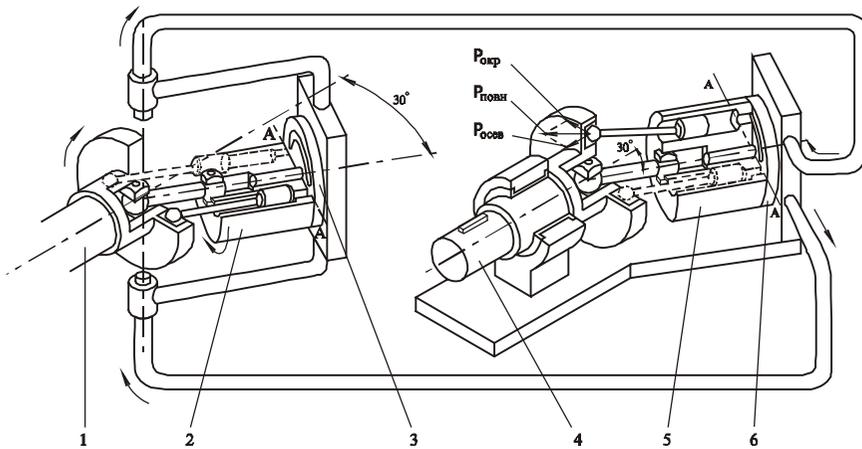


Рис. 14.12. Схема роботи гідроприводу: 1 — вал насоса; 2 — блок циліндрів насоса; 3 — розподільник насоса; 4 — вал гідромотора; 5 — блок циліндрів гідромотора; 6 — розподільник гідромотора

(виробності). Потік рідини надходить до гідромотора, забезпечуючи обертання ротора з відповідною швидкістю. Тиск у гідросистемі визначається силовими чинниками опору робочих органів і граничне його значення в разі силових перевантажень забезпечується запобіжним клапаном. Оскільки тиск у гідросистемі є прямо пропорційним крутному моменту, маємо бездоганну систему обмеження навантажень у трансмісії. Зміна положення регулятора (мануальна чи автоматична) за будь-яким законом у часі дозволяє отримати відповідний закон зміни швидкості робочого органа. Закон може бути дуже складним, і головний показник дозвільної спроможності за швидкодією (стала часу T) в об'ємному гідроприводі є в декілька разів нижчим, ніж в електромеханічному приводі відповідної потужності: регульовальна інерційність гідростатичного приводу є мінімальною із існуючих плавнорегульовувальних приводів.

Динамічна характеристика такого приводу може бути описаною рівнянням

$$T\dot{\omega} + \omega = K_{\omega} \cdot \gamma - \frac{M}{F},$$

де T — гідромеханічна стала часу формування робочої характеристики, с;

ω — реальна кутова швидкість обертання, 1/с;

$K_{\omega} \cdot \gamma$ — задана швидкість, визначена регулятором, 1/с;

γ — параметр регулювання насоса, рад;

F — жорсткість механічної характеристики, Н·м·с;

M — статичний момент навантаження, Н·м.

Вираз для статичної механічної характеристики

$$M = M_n \frac{\omega_{гр} - \omega_{рег}}{\omega_{гр} - \omega_n},$$

де M_n , ω_n — номінальні значення моменту та кутової швидкості гідромотора;

M — поточне значення моменту гідромотора;

$\omega_{гр}$ — граничне значення кутової швидкості гідромотора за нульове навантаження (визначається регулятором)

$$\text{Отже, } \omega_{рег} = \omega_{гр} - \frac{M}{M_n} (\omega_{гр} - \omega_n), \quad F = \frac{M_n}{\omega_{гр} - \omega_n},$$

де $\omega_{гр}$ — гранична швидкість, що відповідає режимові номінального навантаження, коли $\omega = \omega_n$; $M = M_n$.

Звичайно, за дуже малої величини T маємо безінерційну ідеальну систему, для якої зв'язок між поточною швидкістю, граничною швидкістю та моментом визначається статичною механічною характеристикою.

На рис. 14.13 показана сім'я статичних механічних характеристик гідроприводу за різних значень граничної швидкості $\omega_{гр}$ — прямі 1—9. Величина моменту відсікання $M_{відс}$ визначає граничне значення моменту, що забезпечується запобіжним клапаном. Останній наструюється на тиск, що в 1,5÷1,8 рази перевищує номінальне робоче значення. Однак використовувати гідромашини в режимах, близьких до тиску спрацювання запобіжних клапанів, небажано, бо це істотно скорочує термін служби машин. Отже, виявляється очевидною необхідність використання автоматизованої системи керування гідроприводом із стабілізацією тиску в пуско-гальмівних режимах.

Багаторічний зарубіжний досвід експлуатації вантажопідйомних машин свідчить, що крани з об'ємним гідроприводом споживають електроенергії на 1 т переваленого вантажу менше, ніж крани з електромеханічним приводом. Тут значною мірою позначається чинник ефективності рекуперації енергії, характерний для регульованого

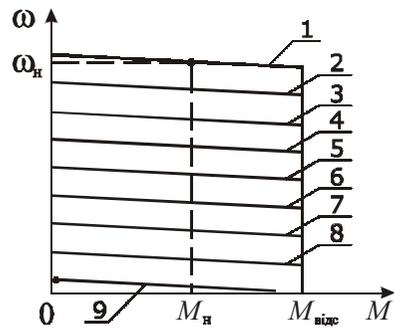


Рис. 14.13. Механічні характеристики гідроприводу

об'ємного гідроприводу. Окрім того, зазначається відчутно підвищена експлуатаційна надійність гідрофікованих кранів порівняно з аналогами з електромеханічним приводом — головним чином, за рахунок зниження динаміки системи.

Численні дослідження щодо економічних аспектів застосування об'ємного гідроприводу підійомно-транспортних машин доводять, що капітальні витрати в мостових ливарних кранах на 30—40 %, а експлуатаційні — на 15—25 % нижчі, ніж у разі застосування традиційного приводу.

Остаточний висновок про доцільність або недоцільність використання гідроприводу в тих чи інших вантажопідіймних машинах можна зробити лише на підставі обчислення питомих зведених витрат на 1 т вантажу.

Апріорі ж можна зазначити, що об'ємний гідропривід не має жодної альтернативи для тих вантажопідіймних машин, де принаймні один із основних робочих механізмів (основними вважаються механізми, що суттєво впливають на експлуатаційну виробність агрегату) має застосувати лінійні силові елементи — гідроциліндри.

Об'ємний гідропривід широко застосовується у стрілових кранах найрізноманітніших типів та конструкцій, у кранах, що експлуатуються на судах, є певний досвід використання цього типу приводу на мостових кранах.

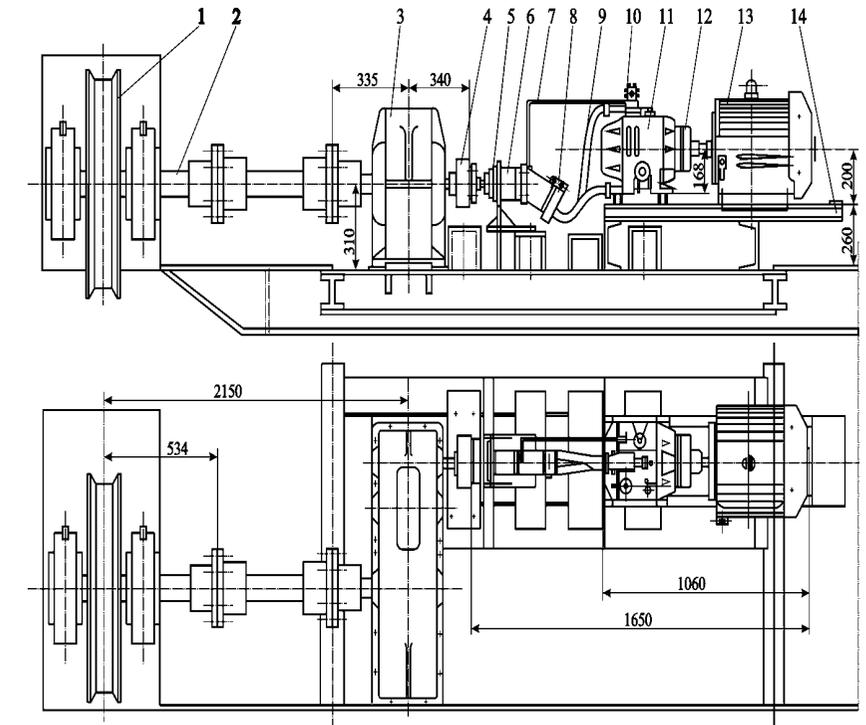
На рис. 14.14 наведена конструкція роздільного регульованого гідроприводу механізму пересування мостового крана вантажопідіймністю 30/5 т виробництва Харківського заводу ПТО. Кожен з роздільних приводів складається з електродвигуна АО-62-4 потужністю 10 кВт 13 і регульованого насоса ПД № 5 11.

Гідропривід працює за замкнутою схемою з номінальним тиском 10 МПа. Тиск, що розвивається насосом, передається по трубопроводах 9 у низькомоментні гідромотори типу ПМ № 5 6. Тут енергія тиску перетворюється в крутний момент, що передається через пружну муфту з гальмовим шківом 4 редуктору (РМ-500) 3 і далі через трансмісійний вал 2 приводному ходовому колесу 1

діаметром 800 мм. Витоки з гідромотора відводяться по дренажному трубопроводу 7. Коробка запобіжних клапанів 8 з тиском спрацьовування 16 МПа зберігає механізм пересування від надмірних перевантажень. Поповнюючий бачок 10 (рис. 14.14) служить для поповнення внутрішніх витоків гідросистеми.

На рис. 14.15 наведено схему конструкції роздільного регульованого об'ємного гідроприводу з високомоментними гідродвигунами механізму пересування мостового крана вантажопідіймністю 15/3 т виробництва Узловського машинобудівного заводу. У кожному з роздільних приводів застосовано електродвигун 8 типу АОС-52-4,

Рис. 14.14. Роздільний регульований об'ємний гідропривід механізму пересування мостового крана вантажопідіймністю 30/5 т:



1 — ходове колесо; 2 — трансмісійний вал; 3 — редуктор; 4 — пружна муфта з гальмовим шківом; 5 — кронштейн кріплення гідромотора; 6 — гідромотор ПМ № 5; 7 — дренажний трубовід; 8 — коробка запобіжних клапанів; 9 — трубопроводи; 10 — поповнюючий бачок; 11 — насос ПД №5; 12 — пружна муфта; 13 — приводний електродвигун АО-62-4; 14 — рама

регульований насос (ПД № 5) 6, нерегульований високомоментний гідромотор (ГКХ) 4, що виконано на базі високомоментних радіально-плунжерних гідромоторів ДП-510 з дворядним розташуванням плунжерів багаторазової дії, що випускаються серійно Горловським машзаводом. Гідромотор ГКХ має робочий об'єм 2100 см³/об, номінальний тиск — 10 МПа, номінальне число обертів — 57 об/хв; номінальний крутний момент 3200 Н·м. У даному варіанті відсутні

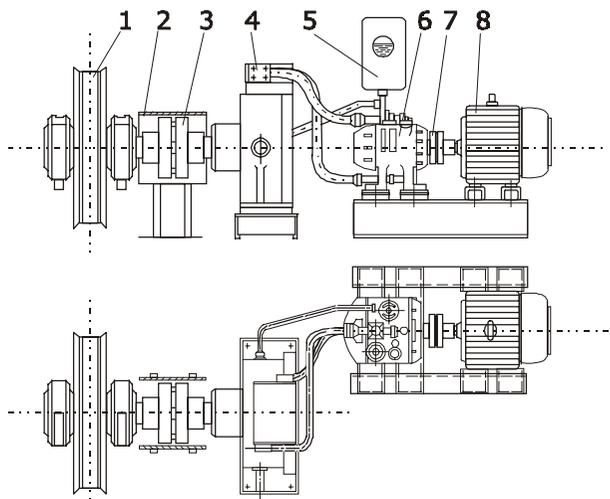


Рис. 14.15. Механізм пересування мостового крана вантажопідйомністю 15/3 т з роздільним приводом і високомоментними гідромоторами: 1 — ходове колесо; 2 — кожух; 3 — муфта; 4 — високомоментний гідромотор ГКХ; 5 — поповнюючий бачок; 6 — регульований насос ПД № 5; 7 — муфта; 8 — приводний електродвигун

редуктор і гальмо, їхні функції виконує високомоментний гідромотор. Досягнуто зменшення динамічних навантажень в елементах трансмісії у 1,5 рази в порівнянні з базовим електромеханічним приводом. Досягнуто глибину регулювання швидкості 1:30.

14.9. Гідродинамічний привід

Гідродинамічні муфти відносяться до класу пристроїв, у яких енергія передається внаслідок дії сил інерції та в'язкості. Найважливішою рисою гідродинамічної муфти є те, що вона не перетворює обертального моменту, а передає його без зміни величини.

На рис. 14.16 показано схему типової гідромуфти.

До складу гідромуфти входять колесо відцентрового насоса та колесо реактивної турбіни. Колесо насоса, обертаючись разом із ротором двигуна (жорсткий чи пружний кінематичний зв'язок), передає

енергію двигуна робочій рідині, що заповнює робочий простір муфти. Насосне колесо віддає рідині запас кінетичної енергії та енергії тиску. Рідина із запасом енергії під дією відцентрових сил рухається від центру до периферії та надходить на лопатки турбіни.

Тоді енергія рідини, що накопичена на насосному колесі, перетворюється на механічну енергію турбінного колеса. Виходячи з турбіни, рідина знову потрапляє на насос. Отже, в муфті встановлюється замкнена циркуляція рідини: «насос—турбіна—насос» тощо, а з'єднальною ланкою між ведучим та веденим валами є робоча рідина.

Така передача енергії супроводжується певними втратами, які зовнішньо знаходять відображення в тим, що виходить: ковзання — типовий прояв асинхронного руху. Ковзання збільшується із зростанням навантаження.

Маємо три складових частини гідродинамічного моменту, що передається муфтою:

— обмін моментів кількості руху в процесі внутрішньої циркуляції рідини з насоса на турбіну і навпаки (циркуляційний чинник);

— через тертя рідини, що знаходиться між робочими колесами гідромуфти (чинник рідинного тертя);

— через механічне тертя в ущільненнях, внутрішніх підшипниках тощо (чинник механічного тертя).

Під час роботи муфти у сталому режимі, тобто за малих значень ковзання, чинники рідинного та механічного тертя незначні (менше 1 % від величини моменту). Чинник рідинного тертя набуває значення в режимах, близьких до гальмівного (ковзання $S = 0,7 \div 1,0$).

Зазначимо, що

$$S = \frac{\omega - \Omega}{\omega},$$

де ω , Ω — кутові швидкості насосного та турбінного коліс.

Гідродинамічний момент (основна, циркуляційна складова) визначається згідно з рівнянням Ейлера формулою

$$M_{\Gamma} = \lambda \rho \omega^2 D_a^5,$$

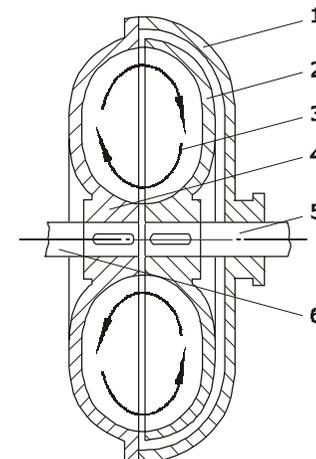


Рис. 14.16. Схема гідромуфти: 1 — кожух обертальний; 2 — колесо турбінне; 3 — робоча порожнина; 4 — колесо насосне; 5 — вал турбінного колеса; 6 — вал насосного колеса

де λ — безрозмірний коефіцієнт моменту;

ρ — густина робочої рідини;

D_a — активний діаметр гідромумфи (найбільший діаметр робочої порожнини).

Бачимо, що за малої швидкості ω досягти потрібного моменту можна, збільшивши величину D_a , тобто підвищивши габарити гідромумфи. Можна також підвищити тяглову спроможність мумфи, застосувавши важку рідину: синтетичні мастила типу Вугоп-Джаксон ($\rho \approx 2000 \text{ кг/м}^3$) або навіть ртуть ($\rho \approx 13\,600 \text{ кг/м}^3$). Щоправда, комплексна оцінка показала економічну недоцільність такого напрямку.

За призначенням гідромумфи розподіляються на обмежувальні, пом'якшувальні, регульовальні.

Регульовальні мумфи призначені для регулювання швидкості робочого органа машини.

Головне призначення *пом'якшувальної* гідромумфи — згладжування крутильних коливань, поглинання поштовхів.

Обмежувальні мумфи витримують задану величину моменту, що передається; їх можна розподілити на розгінні, запобіжні та мумфи сталого моменту. Остання з перелічених мумфа підтримує крутий момент на певному рівні незалежно від кутової швидкості турбінного колеса.

Запобіжні мумфи захищають двигун та трансмісію від експлуатаційних перевантажень, дають змогу працювати двигунові навіть у разі екстренної зупинки виконавчого механізму.

Розгінні гідромумфи обмежують крутий момент на валу двигуна під час пускового процесу системи з великими маховими масами. Гідромумфа дозволяє двигунові одразу ж після пуску набрати кількість обертів, близьку до номінальної, розвинути момент, що не перевищує припустимого протягом усього процесу розгону, незалежно від частоти обертання вала виконавчого механізму.

Типова механічна характеристика запобіжної гідромумфи у двигуновому режимі (коли кутова швидкість насосного колеса перевищує кутову швидкість турбінного) подана на рис. 14.18 — крива 1. Криві 2, 3 характеризують гідродинамічний момент M залежно від ковзання S за менших кутових швидкостей насосного колеса ω , причому $\omega_1 > \omega_2 > \omega_3$. Тут M_H , S_H — номінальні значення моменту та ковзання.

На величину гідродинамічного моменту впливають, окрім кутової швидкості насосного колеса, такі чинники, як ступінь заповнення робочої

порожнини, чинник часу формування потоку рідини в перехідних режимах.

У першому наближенні гідродинамічний момент мумфи може бути поданим у вигляді

$$T_r \dot{M}_r + M_r = M_{гст},$$

де T_r — величина, що визначає інерційність формування гідродинамічного моменту мумфи часткового заповнення, аналог сталої часу, с;

M_r — гідродинамічний момент мумфи — поточне значення, Н·м;

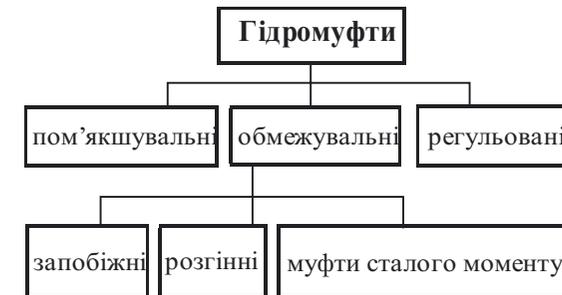


Рис. 14.17. Класифікація гідромумф

$M_{гст}$ — гідродинамічний момент мумфи за статичною механічною характеристикою, Н·м.

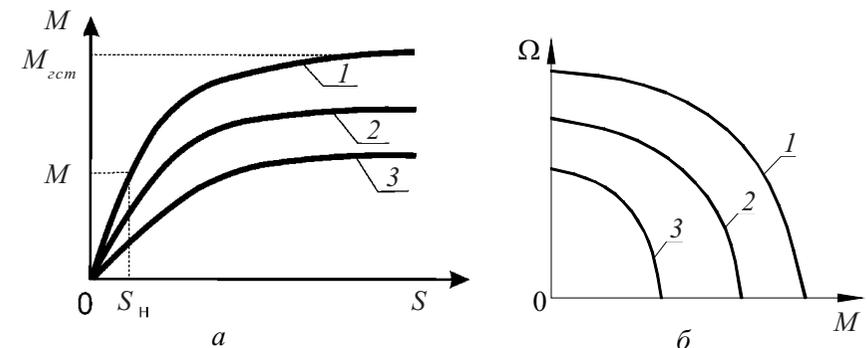


Рис. 14.18. Сімейство механічних характеристик гідромумфи (залежність кутової швидкості Ω турбінного колеса від моменту) за різних значень кутової швидкості насосного колеса ω : 1 — ω_1 ; 2 — ω_2 ; 3 — ω_3 ($\omega_1 > \omega_2 > \omega_3$). а — механічна характеристика запобіжної гідромумфи у координатах M — S ; б — механічна характеристика запобіжної гідромумфи у координатах M — Ω

Статична механічна характеристика гідромумфти у двигуновому режимі може бути описана виразом

$$M_{\text{гст}} = \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 (aS^2 + bS) F_{\text{зап}},$$

де ω , ω_n — кутова швидкість насосного колеса та її номінальне значення, рад/с;

a , b — коефіцієнти апроксимації зовнішньої механічної характеристики гідромумфти ($\omega = \omega_n$);

$F_{\text{зап}}$ — функція залежності величини гідродинамічного моменту від ступеня заповнення робочої порожнини гідромумфти.

Характер цієї функції визначається експериментально: за різних значень заповнення $V = V_p / V_{\text{max}}$ (V_p — реальна кількість робочої рідини, що залита в гідромумфту; V_{max} — максимальна кількість рідини, що може розміститися в гідромумфті) визначається відповідна величина стопового моменту (при загальмованому турбінному колесі).

Реально $F_{\text{зап}}$ може бути описана виразом

$$F_{\text{зап}} = \frac{1}{M_{\text{стн}}} (d_1 V^2 + d_2 V),$$

де d_1 , d_2 — коефіцієнти апроксимації;

$M_{\text{стн}}$ — величина гідродинамічного стопового моменту, що відповідає номінальному, паспортному заповненню, Н·м.

Величину T_r беруть на рівні: $T_r = 0,5 \dots 1$ с, для заповненої гідромумфти і $T_r = 2 \dots 3$ с для мумфти із заповненням робочої порожнини на рівні $0,7 \dots 0,8$.

Слід підкреслити, що визначення гідродинамічного моменту мумфти головним чином ґрунтується на результатах стендових експериментальних досліджень. Моделювання перехідних режимів роботи механізму з гідродинамічним приводом дає задовільну точність: похибка не перевищує $15 \div 20$ %.

На рис. 14.19 показаний характер зміни швидкостей та моменту, що передається гідромумфтою, в процесі розгону механізму пересування мостового крана.

Після вмикання привідного двигуна починається інтенсивне зростання кутової швидкості насосного колеса, при цьому зростає момент гідромумфти. Спочатку турбінне колесо залишається нерухомим, бо утримується силами опору рухові. Після того, як момент гідромумфти перевищить момент сил опору M_0 , починається рух турбінного колеса, а відтак — робочого органу (в даному разі — ходових коліс). На останньому етапі розгону процес стабілізується: різниця між швидкостями

ми ω і Ω формується на рівні, що відповідає сталому ковзання, момент мумфти стабілізується на рівні M_0 .

Гідродинамічний привід забезпечує плавність протікання пускальових процесів, усуваючи небезпеку буксування привідних ходових коліс кранів, і водночас сприяє зменшенню динамічних навантажень в елементах металоконструкції.

Застосування гідромумфти дозволяє відмовитися від використання фазнороторних двигунів на користь простих — короткозамкнених. Методом імпульсного вмикання двигуна можна забезпечити малу посадочну швидкість (на рівні $5 \dots 10$ % від номінальної).

Завдяки зазначеним перевагам гідродинамічний привід знайшов застосування в кранових механізмах.

На рис. 14.20 показано механізм пересування

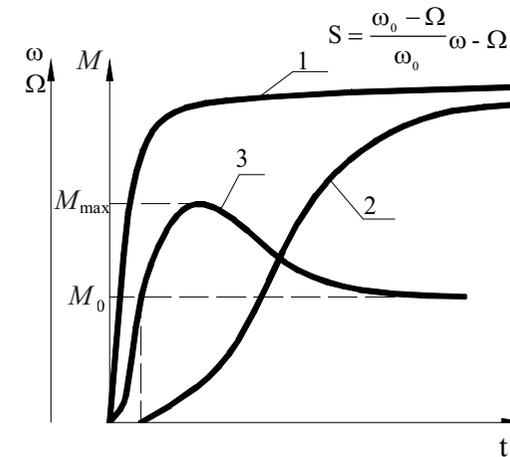


Рис. 14.19. Характер зміни кутових швидкостей насосного колеса ω (крива 1), турбінного колеса Ω (крива 2) та гідродинамічного моменту M (крива 3)

мостового крана з розділним гідродинамічним приводом, а окремий привідний блок — на рис. 14.21.

На рис. 14.22 зображений сучасний механізм пересування мостового крана фірми Demag з гідродинамічним приводом (пропозиція НТУ «ХП»).

Привідний блок механізму пересування баштового крана показаний на рис. 14.23.

На рис. 14.24 показано конструкцію механізму обертання баштового крана, а на рис. 14.25 — портального крана «Ганц».

Варто зазначити, що механізм пересування та обертання інтенсивно навантажуваних кранів має бути забезпечений додатковою системою повітряного охолодження.

14.10. Електромагнітні мумфти та гальма

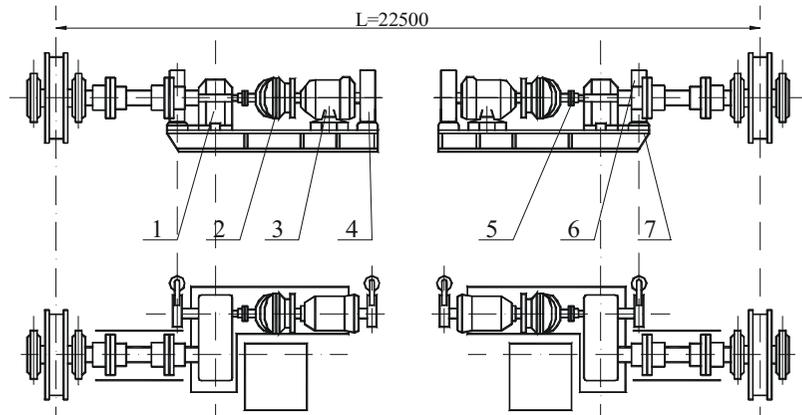


Рис. 14.20. Механізм пересування мостового крана вантажопідйомністю 15 тон Вузловського машинобудівного заводу (розробка НТУ «ХП»): 1 — редуктор; 2 — гідромuftа; 3 — двигун; 4, 6 — гальма; 5 — муфта зубчата; 7 — рама

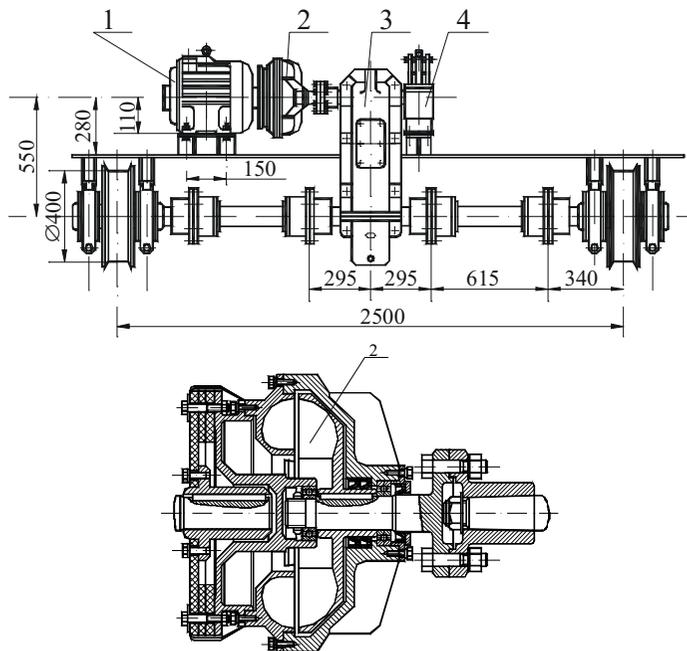


Рис. 14.21. Привідний блок механізму пересування візка мостового крана вантажопідйомністю 30/5 т Харківського заводу ПТО (розробка НТУ «ХП»): 1 — електродвигун; 2 — гідромuftа; 3 — редуктор; 4 — гальмо

Для поліпшення пуско-гальмівних характеристик механізмів ПТМ широко використовуються спеціальні муфти електромагнітної дії. То електромагнітні пристрої: фрикційні багатодискові, індукційні (вихрові), порошкові муфти.

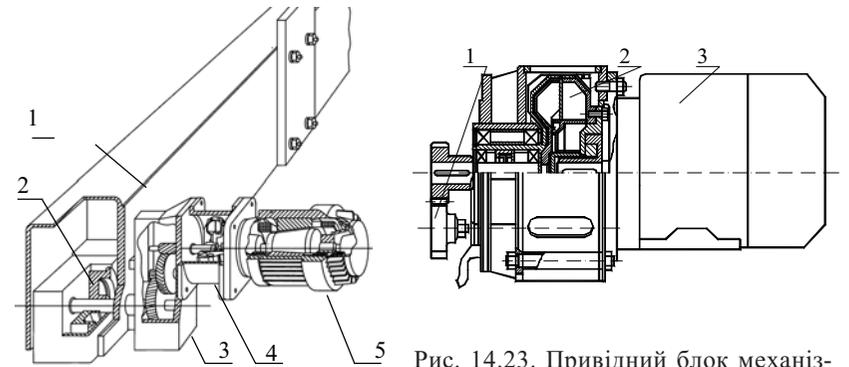


Рис. 14.22. Блочний механізм пересування з гідромuftою мостового крана фірми Demag (пропозиція НТУ «ХП»): 1 — кінцева балка; 2 — ходове колесо; 3 — редуктор; 4 — гідромuftа; 5 — електродвигун із вмонтованим гальмом

Рис. 14.23. Привідний блок механізму пересування з гідромuftою баштового крана КБ-410 вантажопідйомністю 10 т Ржевського заводу баштових кранів (розробка НТУ «ХП»)

Електромагнітні порошкові муфти використовують властивість феромагнітного порошку консолідуватись під дією магнітного поля. Частки порошку взаємно притягуються, як будь-які феромагнітні тіла в магнітному полі, причому сила зчеплення є тим більшою, чим більшою є магнітна індукція, яка, в свою чергу, пропорційна величині струму збудження, котра є регульованою. Отже, величина струму збудження визначає силу зчеплення в масиві порошку, що є проміжним тілом між парою напівмуфт. Якщо одна напівмуфта зафіксована, вона вже є статором, і пристрій є гальмом.

Регулюючи величину струму збудження, змінюємо силу зчеплення, а відтак — момент (фрикційний) муфти чи гальма. За нульового струму збудження немає моменту: муфта не передає моменту. Плавню наращуючи струм збудження муфти, можемо забезпечити плавне навантаження приводу в процесі розгону, щоправда — ціною значних нагрівальних втрат енергії. Питання доцільності

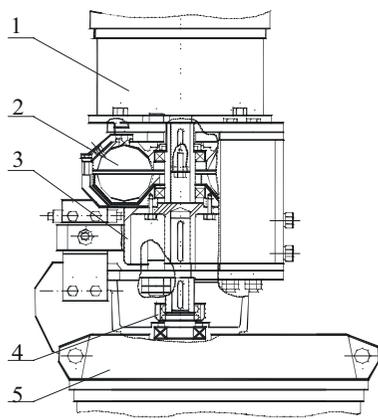


Рис. 14.24. Механізм обертання з гідродинамічним приводом баштового крана КБ 405.2А вантажопідіймністю 9,3 т (розробка НТУ «ХП»): 1 — електродвигун; 2 — гідромuftа; 3 — гальмо; 4 — муфта; 5 — редуктор

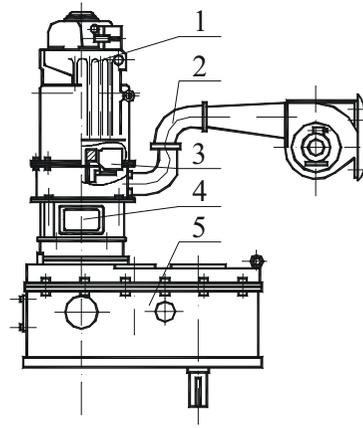


Рис. 14.25. Механізм обертання з гідромuftою порталного крана «Ганц» вантажопідіймністю 6,3/5 т (розробка НТУ «ХП»): 1 — електродвигун; 2 — охолоджувальна система; 3 — гідромuftа; 4 — гальмо; 5 — редуктор

використання порошкових муфт остаточно не вирішено стосовно кранових механізмів.

На рис. 14.26 показано конструктивну схему електромагнітної порошкової муфти. Внутрішнє ведуче колесо 1 зв'язане з ротором 5 двигуна і має якірну частину 6, виконану із сталі підвищеної магнітопровідності (з малим змістом вуглецю). Якірна частина ведучого колеса розміщена всередині порожнини магнітопроводу веденої (індукторної) частини 2 і виконана також із сталі підвищеної магнітопровідності. У веденій частині розміщено обмотки збудження 3 і кільця рухомого електричного контакту 4. У порожнині між ведучим і веденим колесами розміщена певна кількість феромагнітного порошку.

За відсутності струму збудження порошок є пасивним і зв'язку між ведучим і веденим колесами практично немає. Струм збудження породжує зчеплення часток порошку між собою і так само — з поверхнями обох робочих коліс. Тепер ведуче колесо передає фрикційний крутний момент веденому колесу. Якщо величина струму збудження стане достатньою для створення фрикційного моменту, що переважить момент робочого опору на веденій частині, матимемо

асинхронне обертання коліс. Великою струму збудження можна забезпечити потрібну величину граничного моменту, тим самим забезпечивши надійне запобігання перевантаження двигуна, трансмісії і робочого органу.

На рис. 14.27 показана механічна характеристика муфти в координатах «момент M — ковзання

$$S$$
, де $S = \frac{\omega - \Omega}{\omega}$.

Тут ω, Ω — кутова швидкість ведучої та веденої частин.

За досягнення граничного значення моменту $M_{гр}$ муфта негайно переходить у режим повного ($S = 1$)

ковзання. Залежно від особливостей конструкції муфти цей перехід може характеризуватися кривими 1, 2 чи 3.

Електромагнітні порошкові муфти можуть забезпечувати (за відповідної характеристики сил навантаження) регульовальні властивості приводу, тобто плавну зміну швидкості обертання веденої частини.

На рис. 14.28 показано регульовальну характеристику муфти — залежність кутової швидкості веденої частини від величини струму збудження. За досить великого струму збудження $\Omega = \omega$. Зменшення i_{36} приводить до появи ковзання ($\Omega < \omega$). Подальше зменшення i_{36} веде до зменшення швидкості Ω до нульового значення. Звичайно, за більшого

моменту навантаження $M_2 > M_1$ стопоріння досягається за більшого значення $i_{362} > i_{361}$.

Електромагнітні індукційні муфти ковзання (ІМК) передають електромагнітний момент, величина якого визначається величиною струму збудження якірної обмотки.

На рис. 14.29 показана схема приводу з ІМК. Ротор асинхронного короткозамкненого двигуна 1 жорстко з'єднаний із ведучою півмуфтою муфти 2. У веденій

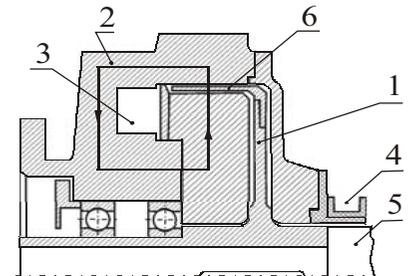


Рис. 14.26. Конструктивна схема електромагнітної порошкової муфти

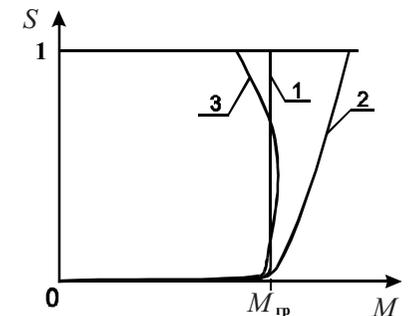


Рис. 14.27. Механічна характеристика порошкової муфти

півмуфті розміщені обмотки збудження, напруга на яких забезпечується на потрібному рівні за допомогою автотрансформатора 4. Ця регульована напруга подається на обмотку збудження через випрямлювач 5 і рухомі контактні кільця на веденій півмуфті. Таким чином, робочий орган машини 3 має частоту обертання на рівні, що визначається величинами:

— струму збудження I_{36} ;

— моменту навантаження з урахуванням характеру залежності того моменту від швидкості обертання.

На рис. 14.30 показані механічні характеристики муфти – залежність ковзання $S = \frac{\omega - \Omega}{\omega} \cdot 100$ (тут

ω, Ω — кутові швидкості ведучого і веденого валів) від моменту,

що передається (момент, що передається, віднесено до

номінального значення $\frac{M}{M_H} = 1$).

Криві 1—6 описують штучні механічні характеристики муфти за різних значень струму збудження (крива 1 відповідає мінімальному струму, тобто 20 %, крива 6 — максимальному, тобто 100 % від номінального значення).

Штрихами показане значення номінального моменту навантаження. Крива 7 визначає навантажувальну характеристику типу «вентиляторний момент».

Змінюючи напругу збудження, отримуємо можливість змінювати в певних межах (до 30—40 %) швидкість обертання робочого органу.

Такі муфти випускаються серійно. На жаль, для них характерна підвищена матеріалоемність порівняно з іншими типами електромагнітних муфт.

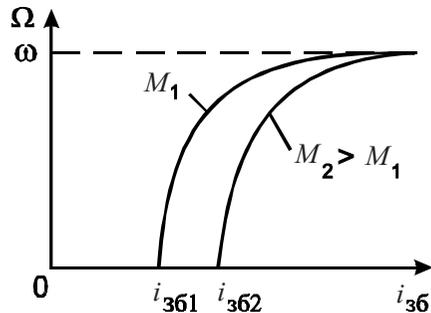


Рис. 14.28. Регульована характеристика порошкової муфти

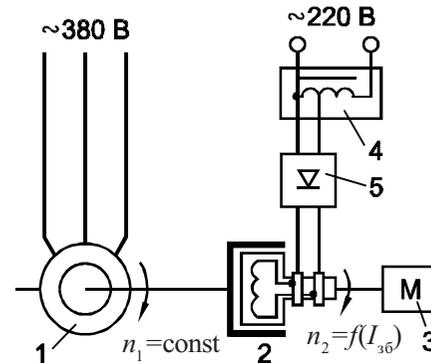


Рис. 14.29. Схема приводу з ІМК

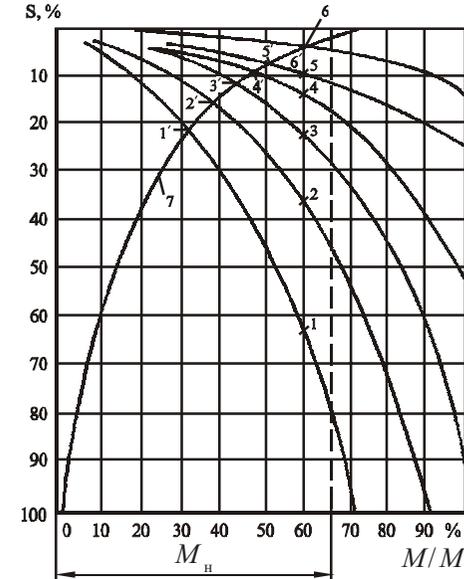


Рис. 14.30. Механічні характеристики ІМК

За наявності широкої, розгалуженої номенклатури приводів вибір оптимального приводу для заданого механізму не є простим завданням. Врахуванню підлягають багато чинників. У такому разі необхідно визначитися щодо критерію оптимальності, яких існує дуже багато. Понад усе інколи деякі фахівці вважають за доцільне запровадження водночас багатьох критеріїв. У деяких випадках такий підхід можна вважати цілком слушним. Проте це не стосується нашої галузі, де всі рішення підпорядковані ідеї економічної доцільності з урахуванням обмежень, що накладаються вимогами правил безпеки.

Отже, критерієм оптимальності вибору приводу механізму вантажопідйомних машин є величина питомих зведених витрат на 1 т переробленого вантажу (або різниця названих величин між базовим та проектним варіантами за термін служби ПТМ).

Маємо, грн/т

$$B = \frac{1}{A} \cdot [E_H \cdot (K_6 - K_H) + C_6 - C_H],$$

де A — річний вантажопотік на задану вантажопідйомну машину, т/рік;

E_H — коефіцієнт окупності капітальних витрат (якщо немає конкретних міркувань, можна брати традиційну величину $E_H = 0,15$ за 1 рік).

K_6, K_H — капітальні витрати за базовим та проектним варіантами (враховують оптові ціни усіх вузлів машини та витрати на транспортування і монтаж), грн;

C_6, C_H — річні експлуатаційні витрати за базовим та проектним варіантами, грн/рік.

14.11. Методика визначення оптимального типу приводу для механізму вантажопідйомної машини

За наявності широкої, розгалуженої номенклатури приводів вибір оптимального приводу для заданого механізму не є простим завданням. Врахуванню підлягають багато чинників. У такому разі необхідно визначитися щодо критерію оптимальності, яких існує дуже багато. Понад усе інколи деякі фахівці вважають за доцільне запровадження водночас багатьох критеріїв. У деяких випадках такий підхід можна вважати цілком слушним. Проте це не стосується нашої галузі, де всі рішення підпорядковані ідеї економічної доцільності з урахуванням обмежень, що накладаються вимогами правил безпеки.

Для переважної більшості механізмів вантажопідйомних машин за базовий слід вважати електричний асинхронний привід із фазовим ротором. Але в будь-якому варіанті за базовий можна вважати і привід механізму, який підлягає заміні на новий — оптимальний.

Обчисливши потрібну кількість варіантів, маємо зупинити вибір на тому, де величина B буде найбільшою, тобто оптимальний варіант. Будь-які інші обґрунтування раціональності вибору приводу не є авторитетними.

Розділ 15

МЕХАНІЗМИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН (ОСТ 24.090.85-88; ОСТ 24.190.06-86; ОСТ 36-62-81)

15.1. Механізм підйому вантажу

Механізм підйому складається з електродвигуна, редуктора, муфти з гальмовим шківом, гальма, барабана і поліспасти. Як провідні двигуни звичайно використовують асинхронні двигуни трифазного току з фазним ротором. Як гальма застосовують нормально замкнуті електрогідравлічні або електромагнітні гальма з пружинним замиканням. Редуктори циліндричні двох чи триступеневі. Найбільш часто вихідний вал редуктора має зубчатий вінець, за допомогою якого він з'єднується з зубчатою полумуфтою барабана. В окремих випадках застосовують механізм підйому вантажу з відкритою зубчатою передачею замість триступеневого редуктора.

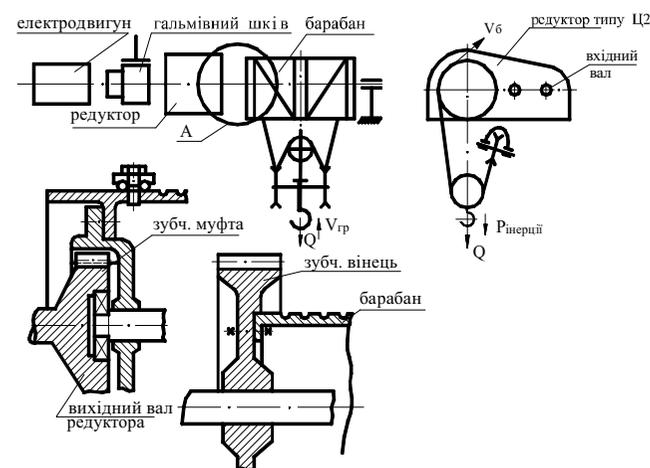


Рис. 15.1. Схема механізму підйому вантажу і варіанти виконання окремих вузлів.

15.2. Механізми ВПМ — це механізми підйому, пересування, повороту, зміни вильоту стріли.

Порядок розрахунку механізму підйому.

Вихідні дані для розрахунку:

- 1) вантажопідйомність Q з вагою вантажозахоплювальних пристроїв;
- 2) висота підйому H ;
- 3) швидкість підйому $V_{гр}$;
- 4) задана група режиму роботи.

1. Вибір типу поліспасти.

Вибір схеми підвісу вантажу ведеться з урахуванням вантажопідйомності і характеру переміщення вантажу. Якщо необхідно забезпечити вертикальне переміщення вантажу і механізм підйому розташовується безпосередньо над ним, то застосовується здвоєний поліспаст. Кратність поліспасти $i_{пол}$ знаходиться за умов, щоб статичне зусилля піднімального каната знаходилося в межах $S_{max} = 5—10$ т при вантажопідйомності крана до 100 т і в межах $S_{max} = 10—15$ т при вантажопідйомності крана понад 100 т. Як показує досвід проектування і експлуатації кранів великої вантажопідйомності, виконання цієї умови забезпечує мінімальну вартість механізму. У деяких механізмах вантажопідйомністю більше 100 т застосовуються поліспасти зменшеної кратності, при яких натяг однієї галузки каната сягає $S_{max} = 25$ т.

$$S_{max} = \frac{Q}{m \cdot \eta_{пол}},$$

де m — число гілок, на яких висить вантаж; $\eta_{пол}$ — ККД поліспасти.

Кратність поліспасти i рекомендовано вибирати з табл. 15.1:

Таблиця 15.1

Кратність поліспасти i

| Вантажопідйомність, т | 5—10 | 15 | 20—30 | 50—75 |
|--------------------------|------|-------|-------|-------|
| Кратність поліспасти i | 2 | 2 ÷ 3 | 3 ÷ 4 | 4 ÷ 5 |

2. Вибір каната. Визначаємо розривне зусилля — у вантажно-му канаті, $P_{разр} \geq K \cdot S_{max}$, де K — запас міцності каната; S_{max} — максимальне зусилля у канаті. Далі за $P_{разр}$ і за таблицями стандартів підбираємо канат — це старий варіант вибору каната. Сучасна методика за правилами Держнаглядохоронпраці полягає в наступному:

$$\text{діаметр каната } d = c \sqrt{S_{max}},$$

$$\text{звідки коефіцієнт } c = \sqrt{\frac{Z_p}{K' \cdot R_0}},$$

де K' — емпіричний коефіцієнт мінімального розривного зусилля каната даної конструкції; для звичайно застосованих у ВПМ канатів від 6х19 до 6х37 з органічним осердям $K' = 0,330$, з металевим осердям $K' = 0,356$ (див. ІСО 2408);

R_0 — мінімальна межа міцності на розтягання дротів каната, Н/мм²; у ВПМ застосовують переважно канати з $R_0 = 1568$ Н/мм², $R_0 = 1766$ Н/мм²;

Z_p — мінімальний фактичний коефіцієнт використання, що залежить від класифікаційної групи (див. табл. 15.2).

Таблиця 15.2

Значення коефіцієнтів в Z_p

| Класифікаційна група механізму | | | Z_p |
|--------------------------------|---------------|------------|-------|
| Режим роботи | за ІСО 4301/1 | ГОСТ 25835 | |
| Л | M1 | 1M | 3,15 |
| Л | M2 | 1M | 3,35 |
| Л | M3 | 1M | 3,55 |
| Л | M4 | 2M | 4,0 |
| Л | M5 | 3M | 4,5 |
| С | M6 | 4M | 5,6 |
| Т | M7 | 5M | 7,1 |
| ВТ | M8 | 6M | 9,0 |

Потім канат необхідно перевірити на розривне зусилля за формулою:

$$F = S_{max} \cdot Z_p > F_p,$$

де F — розрахункове розривне зусилля;

F_p — розривне зусилля за каталогом на канати.

Таблиця 15.3

Коефіцієнти вибору h_1, h_2, h_3

| Класифікаційна група механізму | Коефіцієнти вибору діаметра | | |
|--------------------------------|-----------------------------|-------------|-----------------------------|
| | барабана h_1 | блока h_2 | вирівнювального блоку h_3 |
| 1M | 11.2 | 12.5 | 11.2 |
| 1M | 12.5 | 14.0 | 12.5 |
| 1M | 14.0 | 16.0 | 12.5 |
| 2M | 16.0 | 18.0 | 14.0 |
| 3M | 18.0 | 20.0 | 14.0 |
| 4M | 20.0 | 22.4 | 16.0 |
| 5M | 22.4 | 25.0 | 16.0 |
| 6M | 25.0 | 28.0 | 18.0 |

3. Визначення діаметра барабана. Розрахункове значення діаметра барабана $D \geq h_1 \cdot d_{каната}$, де h_1 — коефіцієнт за нормами Держнаглядохоронпраці залежно від групи режиму роботи.

4. Визначення числа оборотів барабана:

$$n_6 = \frac{V_6}{\pi \cdot (D_6 + d_{кан})},$$

де D_6 — діаметр барабана;

$d_{\text{кан}}$ — діаметр каната;

$$\text{або } n_6 = \frac{V_{\text{вант}} \cdot i_{\text{пол}}}{\pi \cdot D_6},$$

де $V_{\text{вант}}$ — швидкість підйому вантажу;

$i_{\text{пол}}$ — передаточне число поліспасти.

5. *Визначення розрахункового значення статичної потужності електродвигуна.* Розрахунок робиться стосовно сталої швидкості.

$$N_{\text{уст (статич)}} = \frac{Q \cdot V_{\text{вант}}}{1000 \cdot \eta} \text{ кВт},$$

де Q [Н], $V_{\text{вант}}$ [м/с]; η — ККД механізму.

За розрахунковим значенням потужності підбираємо двигун з каталогів.

При цьому треба враховувати групу режиму роботи, ПВ(%), вид струму, напругу і призначення механізму. При цьому беремо менший за потужністю найближчий двигун і потім його перевіряємо.

6. *Вибір редуктора.* Редуктор вибирається по передаточному числу механізму

$$i_p = \frac{n_1}{n_6};$$

де n_1 — число оборотів ротора (якоря) електродвигуна;

n_6 — число оборотів барабана; редуктор вибирається з таблиць щодо i_p потужності, ПВ(%).

При цьому може мати місце відхилення фактичної швидкості від заданої не більш ніж $\pm 15\%$.

7. *Вибір гальма.* Гальмо вибирається за потрібною величиною гальмового моменту M_r з урахуванням коефіцієнта запасу гальмування K_r .

$M_r = K_r \cdot M_{\text{статич}}$; значення K_r : режим 1М ÷ 3М (Л) — 1,5; 4М (С) — 1,7; 5М (Т) — 2; 6М (ВТ) — 2,5.

$M_{\text{статич}}$ — приведений до вала гальма момент від ваги вантажу, Н·м:

$$M_{\text{статич}} = \frac{Q \cdot D_6 \cdot \eta_{\text{механізму}}}{2 \cdot i_{\text{полісп}} \cdot i_{\text{редукт}}};$$

$$\eta_{\text{механізму}} = \eta_{\text{бар}} \cdot \eta_{\text{пол}} \cdot \eta_{\text{редуктор}} = 0,85 \div 0,87.$$

За величиною M_r із каталогів вибираємо гальмо.

8. *Визначення часу пуску механізму підйому.*

Момент електродвигуна з часом змінюється, тому вводимо в розгляд середній пусковий момент електродвигуна.

$$M_{\text{ср. пуск}} = \frac{M_{\text{пуск min}} + M_{\text{пуск max}}}{2}.$$

Для забезпечення надійного розгону: $M_{\text{ср. пуск}} \geq 1,5 M_{\text{статич}}$.

$$M_{\text{min}} = 1,1 \cdot M_{\text{номин}}, \quad M_{\text{номин}} = 9550 \frac{N_{\text{ном}} (\text{кВт})}{n (\text{об/хв})} (\text{Н} \cdot \text{м}),$$

$$M_{\text{max}} = (0,85 - 0,9) M_{\text{ном}} \cdot \lambda,$$

де

$$\lambda = \frac{M_{\text{пуск max}}}{M_{\text{ном}}},$$

λ — коефіцієнт перевантаження за максимальним пусковим моментом $\lambda = (2,3 - 3,2)$ для кранових електродвигунів, тобто

$$M_{\text{ср. пуск}} = \frac{1,1 \cdot M_{\text{ном}} + (0,85 - 0,9) \cdot \lambda \cdot M_{\text{ном}}}{2}.$$

$M_{\text{ср. пуск}}$ витрачається на подолання моменту статичного опору від вантажу $M_{\text{ст}}$, на подолання інерції поступального руху мас $M_{\text{ін}}^I$ і на подолання інерції обертових мас $M_{\text{ін}}^{II}$, тобто

$M_{\text{ср. пуск}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{ін}}^I + M_{\text{ін}}^{II}$, усі моменти розглядаємо приведені до вала електродвигуна.

$$M_{\text{ст}} = \frac{Q \cdot D_6}{2 \cdot i_{\text{полісп}} \cdot i_{\text{редукт}} \cdot \eta_{\text{мех-ма}}} (\text{НЧМ});$$

$$\eta_{\text{механізму}} = \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{пол}} \cdot \eta_{\text{бар}}.$$

$$M_{\text{ін}}^I = P_{\text{ін}} \cdot R \cdot \frac{1}{i_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{мех}}} = Q_{\text{вант}} \cdot \frac{V_{\text{вант}}}{t_p} \cdot \frac{D_6}{2 \cdot i_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{мех}}},$$

де $Q_{\text{вант}}$ - вантажопідійомність, кг;

Q - вантажопідійомна сила, Н.

$$P_{\text{ін}} = Q_{\text{вант}} \cdot a; \quad R = D_6/2; \quad \frac{V_{\text{вант}}}{t_p} = a; \quad i_{\text{мех}} = i_{\text{ред}} \cdot i_{\text{пол}},$$

тобто $V_{\text{вант}} = \frac{V_6}{i_{\text{полісп}}} = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60 \cdot i_{\text{полісп}}} = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_1}{60 \cdot i_{\text{полісп}} \cdot i_{\text{редукт}}} = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_1}{60 \cdot i_{\text{мех}}}$, тому що $n_6 = \frac{n_1}{i_{\text{редукт}}}$,

тобто $M_{\text{ін}}^I = \frac{D_6}{2 \cdot i_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{мех}}} \cdot \frac{Q_{\text{вант}}}{t_p} \cdot \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_1}{60 \cdot i_{\text{мех}}} = \frac{Q_{\text{вант}} \cdot D_6^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot i_{\text{мех}}^2 \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot t_p}$;

$$M_{\text{ін}}^{II} = I \cdot \varepsilon = \frac{I \cdot \omega_1}{t_p} = I \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_p} = \beta \cdot I_1 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_p} = \beta \cdot I_1 \cdot \frac{n_1}{9,55 \cdot t_p},$$

де $M_{\text{ін}}^{II}$ у Н·м;

I — приведений до вала електродвигуна момент інерції всіх обертових мас привода;

ε — кутове прискорення вала.

На практиці $I = \beta \cdot I_1$, де I_1 — момент інерції мас, що знаходяться на першому валу електродвигуна, $\beta = 1,1 \div 1,15$.

$I_1 = I_{1 \text{ ротора ел. двигуна}} + I_{1 \text{ гальм. диска}} + I_{1 \text{ з'єдн. муфти}} + I_{1 \text{ вала редуктора}} + I_{1 \text{ шест. редуктора}}$; тобто β — враховує інші обертові маси редуктора і барабана,

$$\text{тобто } M_{\text{ср.пуск}} - M_{\text{ст}} = \frac{A}{t_p},$$

$$\text{де } A = \frac{Q_{\text{вант}} \cdot D_0^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot i_{\text{мех}}^2 \cdot \eta_{\text{мех}}} + \frac{\beta \cdot I_1 \cdot n_1}{9,55}; \quad t_p \geq \frac{A}{M_{\text{ср.пуск}} - M_{\text{ст}}}.$$

Перевірка правильності знайденого часу: прискорення $a = \frac{V_{\text{вант}}}{t_p}$,

$$t_p = \frac{V_{\text{вант}}}{a}, \text{ тобто } \frac{V_{\text{вант}}}{a} \geq \frac{A}{M_{\text{ср.пуск}} - M_{\text{ст}}}, \text{ тобто } a \leq \frac{V_{\text{вант}} \cdot (M_{\text{ср.пуск}} - M_{\text{ст}})}{A},$$

a у м/с². Для монтажних кранів і кранів, що транспортують розплавлені метали припустиме значення $[a] = 0,1$ м/с².

Для кранів механоскладальних цехів $[a] = 0,2$ м/с².

Для всіх металургійних кранів, за винятком транспортуючих розплавлені метали, $[a] = 0,5$ м/с².

9. Перевірка двигуна на нагрівання

Момент еквівалентний:

$$M_e = M_{\text{ср.кв}} = \sqrt{\frac{M_{\text{ср.пуск}}^2 \cdot t_p + M_{\text{ст}}^2 \cdot t_y}{\sum t}};$$

де $\sum t = t_p + t_y + t_T + t_{\text{п}}$.

$$N_e = \frac{M_{\text{ср.кв}} \cdot n_1}{10000 \cdot \eta} \text{ кВт}; \quad t_y = \frac{H}{V_{\text{підйому}}},$$

$N_e < N_{\text{дв}}$ — який обраний за статичною потужністю.

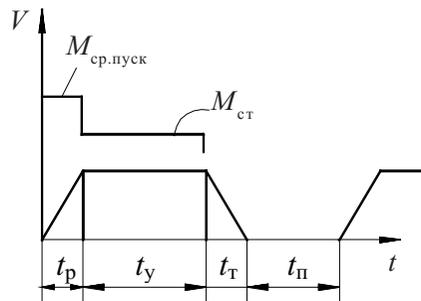


Рис. 15.2. Графік зміни залежно від часу та швидкості

10. Перевірка двигуна на припустиме перевантаження.

Така перевірка має сенс при заданому часі пуску; перевантаження $\psi = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}} \leq [\psi] = 2,3 - 3,2$, таку перевірку варто проводити,

якщо t_p не розраховувалося, стосовно з $M_{\text{ср.пуск}}$, а призначалося заздалегідь, тому що в протилежному випадку, тобто при розрахунку за $M_{\text{ср.пуск}}$ можна сказати, що ця перевірка заздалегідь буде задоволена. Таким чином у разі потреби, Н·м:

$$M_{\text{пуск}} = \frac{Q \cdot D_0}{2 \cdot i_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м}}} + \frac{Q_{\text{вант}} \cdot D_0^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot i_{\text{м}}^2 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot t_p} + \frac{\beta \cdot I_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_p}, \text{ що менше чи дорівнює } M_{\text{пуск.макс}} \text{ — за каталогом для обраного електродвигуна.}$$

11. Визначення часу гальмування.

11. Визначення часу гальмування.

Зазвичай гальмо вибираємо за виразом

$$M_{\text{г}} = K \cdot M_{\text{статич}},$$

де K — запас гальмування. Але більш коректно можна визначити $M_{\text{г}}$ так:

$$M_{\text{г}} = M_{\text{статич}} + M_{\text{динаміч}} = \frac{Q \cdot D_0}{2 \cdot i_{\text{мех}}} \cdot \eta_{\text{мех}} + \frac{Q_{\text{вант}} \cdot D_0^2 \cdot n_1 \cdot \eta_{\text{мех}}}{38,2 \cdot i_{\text{мех}}^2 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot t_{\text{гальм}}} + \frac{\beta \cdot I_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_{\text{гальм}}} \leq M_{\text{г.факт}},$$

де $M_{\text{г.факт}}$ — гальмовий момент фактичного гальма;

η — записується в чисельнику, тому що втрати в приводі

сприяють гальмуванню. Отже $M_{\text{статич}} + \frac{A_1}{t_{\text{г}}} \leq M_{\text{г.факт}}$, тобто

$t_{\text{г}} \geq \frac{A_1}{M_{\text{г.факт}} - M_{\text{статич}}}$. На відміну фактичного значення ПВ від номінального ведуть перерахунок потужності двигуна за формулою

$$N_{\text{фактич}} = N_{\text{ном}} \sqrt{\frac{\text{ПВ}(\%)_{\text{ном}}}{\text{ПВ}(\%)_{\text{фактич}}}}.$$

Розділ 16

МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНІВ І КРАНОВИХ ВІЗКІВ

Залежно від типу приводу розрізняють механізми пересування: ручні і механічні.

Залежно від місця розташування приводу розрізняють: механізми пересування, привід яких розташований на об'єкті, що переміщується, і механізми пересування, привід яких розташовується поза переміщуваним об'єктом.

Залежно від конструкції основного елемента, забезпечуючого переміщення ВПМ, механізми пересування кранів поділяються на колісні, гусеничні, крокуючі. Найчастіше застосовуються перші, гусеничні — перспективні при використанні на нерівних поверхнях; крокуючі — в екскаваторах, відвалоутворювачах.

16.1. Механізми пересування мостових кранів

З тихохідним валом і центральним приводом. Відрізняється надійністю роботи. *Недолік:* важкий трансмісійний вал. Для його

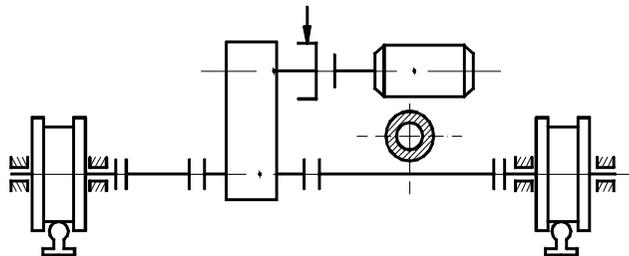


Рис. 16.1. Схема механізму пересування з тихохідним валом

полегшення застосовують трубчастий перетин валів, досить часто застосовуються при малих прогонах — до 16 м.

Із швидкохідним валом. *Переваги:* мала вага трансмісійного вала, а значить, і механізму; блочність конструкції; легкість монтажу і демонтажу.

Недоліки: складність монтажу швидкохідної частини — вона повинна бути ретельно відцентрована; ненадійність роботи. Схема запозичена із США.

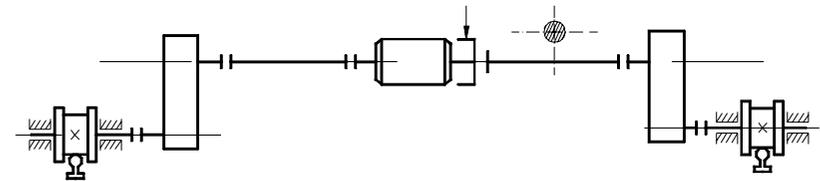


Рис. 16.2. Схема механізму пересування із швидкохідним валом

Із середньоходовим валом. *Переваги:* зручність застосування для мостового крана з решітчастим мостом; простота конструкції; надійність у роботі. Ходове колесо може стежити за рейкою, зрушуватися може вправо і вліво. Забезпечує надійність і збільшує термін служби ходової частини крана (колес).

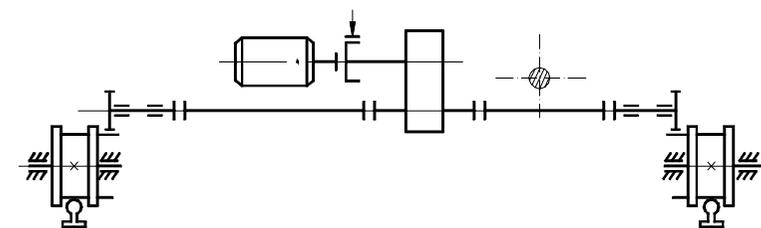


Рис. 16.3. Схема механізму пересування із середньоходовим валом

Недоліки: швидкий знос відкритої зубчастої пари; труднощі монтажу і демонтажу ходових коліс.

Роздільний привід в останні роки має велике розповсюдження. Синхронізації між електродвигунами немає. Привід добре працює при

$$\frac{L}{B} \leq 6,$$

де B — база крана.

Якщо відношення більше 6, то ця схема погано працює.

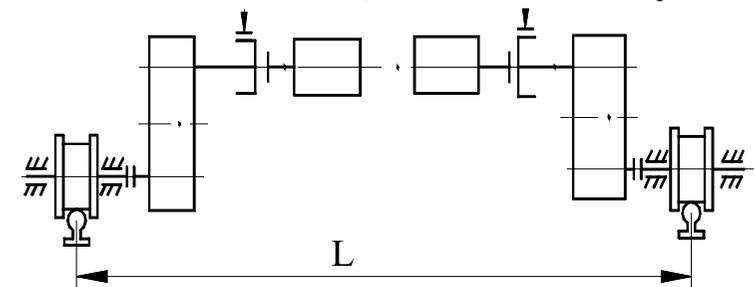


Рис. 16.4. Схема роздільного приводу

Переваги: мала вага; блочність конструкції; легкість монтажу і демонтажу; деяке зменшення бічних навантажень на рейки при переміщенні крана.

Недоліки: треба мати два приводи на одному крані; не задовольняється основне питання щодо продовження термінів служби ходових коліс.

Ця конструкція сприяє тривалому навантаженню та підвищенню сил навантаження ходових коліс і кранових реск при перекосах кранів, що знижує термін їхньої служби.

Кран мостового типу з безребордними колесами. Осьові навантаження безребордних ходових коліс сприймають бічні ролики.

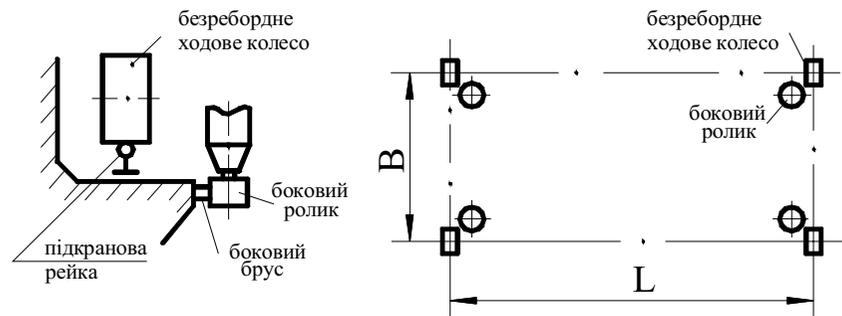


Рис. 16.5. Схема мостового крана з безребордними колесами

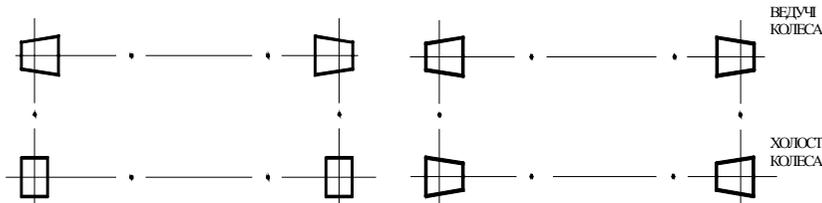


Рис. 16.6. Мостовий кран з ведучими конічними та циліндричними холостими ходовими колесами

Рис. 16.7. Кран з конічними ходовими колесами, установленими способом «зворотний конус»

Конічні ведучі ходові колеса стабілізують рух моста, сприяють зменшенню бічних навантажень, продовжують термін служби підкранових колій; посилено рекомендуються останнім часом; значно знижують сили перекоосу, збільшують термін служби ходових коліс.

В останній час, особливо в Німеччині, спостерігається тенденція до широкого застосування карданних валів для приводу ведучих ходових коліс механізмів пересування мостових кранів [1] (рис. 16.8).

Це дає суттєву перевагу перед звичайним приводом від трансмісійного вала з зубчастими муфтами, що дозволяє мати переки до $1,5\text{--}2^\circ$. У випадку з карданним валом можливий переки сягає 30° і більш, це дає широкий простір для вільного комплектування усього механізму пересування, тобто електродвигун, редуктор, трансмісійний вал, ходове колесо.

Для з'єднання електродвигуна з редуктором широке застосування у Німеччині мають пружні гумові муфти (рис. 16.9), які мають більший резерв перекоосу і тобто сприяють м'якій передачі крутного моменту від електродвигуна до редуктора [1].

16.2. Конструкція і розрахунок сталевих ходових коліс (ГОСТ 28648-90; ОСТ 24.090.77-84; ОСТ 24.090.44-82)

Ходові колеса можуть бути чавунними, сталевими і відлитими з бронзи (для вибухонебезпечних середовищ). Залежно від поверхні катання ходові колеса можуть бути циліндричними і конічними. Клас шорсткості поверхні не нижче 5, квалітет не менше 9, жорсткість НВ 300—350, глибина загартування не менше 15 мм.

В даний час у механізмах пересування мостових кранів не застосовуються ходові колеса з зубцюватими вінцями і всі передачі відносини реалізуються в редукторі. При цьому ходове колесо з валом являє собою єдину складальну одиницю (рис. 16.14). При цьому в країнах СНД найбільше поширення одержала конструкція за схемою рис. 16.14а, тобто застосовуються букси з кутовим розташуванням

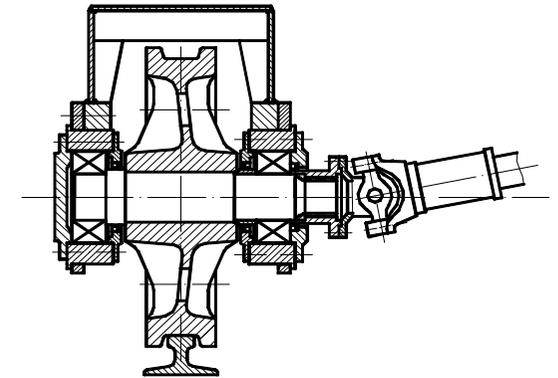


Рис. 16.8. Привід ведучого ходового колеса від карданного вала

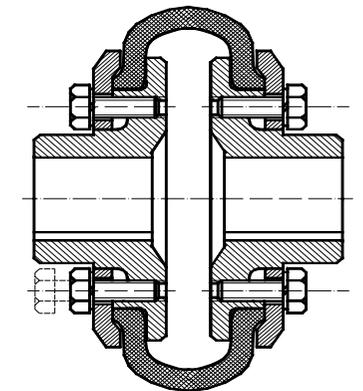


Рис. 16.9. Пружна муфта

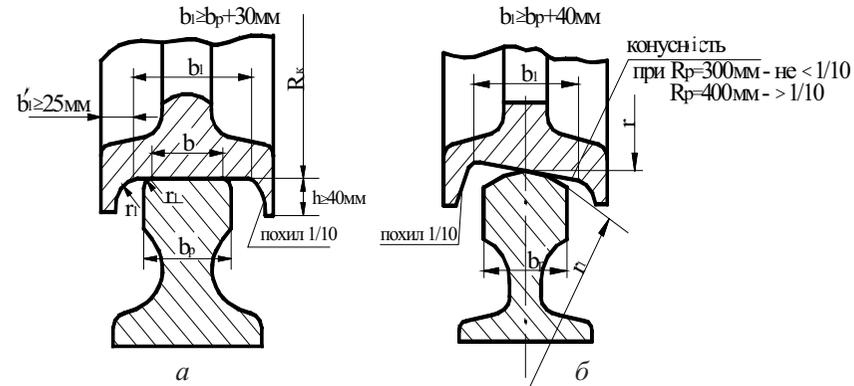


Рис. 16.10. Варіанти взаємодії циліндричних і конічних коліс з відповідними рейками: *a* — рейка типу «КР» з плоскою головкою; *б* — рейка типу «Р» з напівкруглою головкою

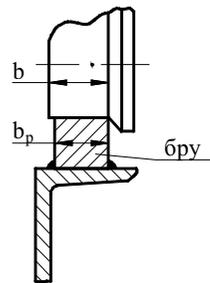


Рис. 16.11. Одно-ребордне ходове колесо для їзди по брусу

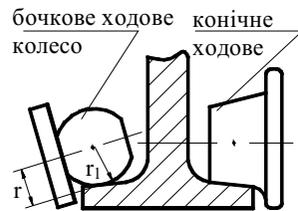


Рис. 16.12. Варіанти одно-ребордних ходових коліс для їзди по двотавру

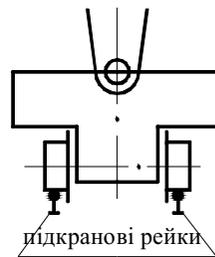


Рис. 16.13. Подвійна установка ходових коліс (при великій вантажопідйомності)

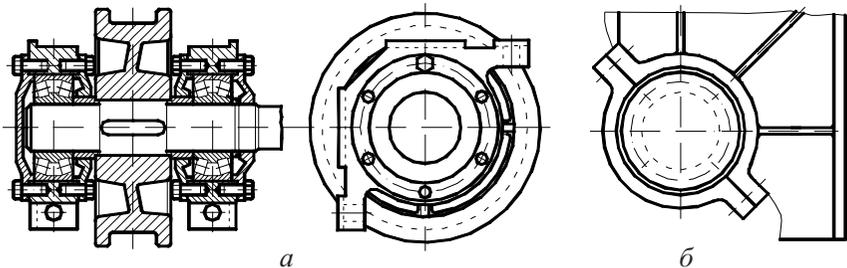


Рис. 16.14. Ходове колесо з валом: *a* — буска з кутовим розташуванням у кінцевій балці та центруванням за допомогою пластиків; *б* — буска з похилим розташуванням роз'єму та вварюванням половини корпусу підшипника у кінцеву балку

у кінцевій балці та центруванням за допомогою пластиків. При цьому не можна гарантувати великої точності виставки ходових коліс як у плані, так і їхній «розвал». До недоліків цієї схеми відноситься відсутність гарантії, що після розбірки або ремонту будемо мати той же самий «розвал» і сходження, що і до ремонту. Крім того, кутове розташування сприяє появі багатьох тріщин у надбуксових листах, що потребує ремонту.

В Німеччині має широке розповсюдження схема за рис. 16.14 *б*, тобто застосовується букса з похилим розташуванням роз'єму та вварюванням половини корпусу підшипника у кінцеву балку [2]. При цьому виставка ходових коліс проводиться за допомогою лазерного або оптичного методу з застосуванням теодолітів з великою точністю, що відповідає нормам DIN. У зв'язку з тим, що одна половина букси вварена у кінцеву балку, є повна гарантія, що після розробки або ремонту ходове колесо буде мати той же самий «розвал» і «сходження».

У швидкохідних кранових візків американських мостових перевантажувачів вісь ходових коліс уже протягом декількох років встановлюється завжди на підресорену опору (Dravo Corp., Pittsburg) з використанням циліндричних пружинних ресор.

У такий же спосіб у багатьох випадках підресорюються і самі ходові колеса кранів, причому в цих випадках підресорювання мусить, у першу чергу, забезпечити рівномірний розподіл опорного навантаження на досить велике число ходових коліс і тим самим виконати функцію, подібну тій, котру виконують традиційні балансири ходових коліс.

Також і швидкохідні кранові візки виробництва Shaw-Box Crane & Hoist Co, Muskegon, Michigan у багатьох випадках виготовляються з ходовими колесами, що мають підресорювання.

Зовсім інший шлях обрала фірма Demag, Duisburg у проведеному кілька років назад експерименті [1], установивши підресорювання, що вмонтовано в саме ходове колесо (рис.16.15).

При цьому конструктивному виконанні бандаж ходового колеса *a* спирається за допомогою двох каучукових шайб *b* на маточину ходового колеса *c*. Кожна каучукова шайба *b* міцно скріплена з двома бічними сталевими дисками *d* за допомогою процесу вулканізації. Сталеві диски, у свою чергу, входять у контакт (зацеплення) через нагвинчені штирі з відповідними отворами в бандажі ходового колеса і з обома насадженими на втулку фланцями *e* і *с*, таким чином, сприймають навантаження на колесо. Гайка *f*, що

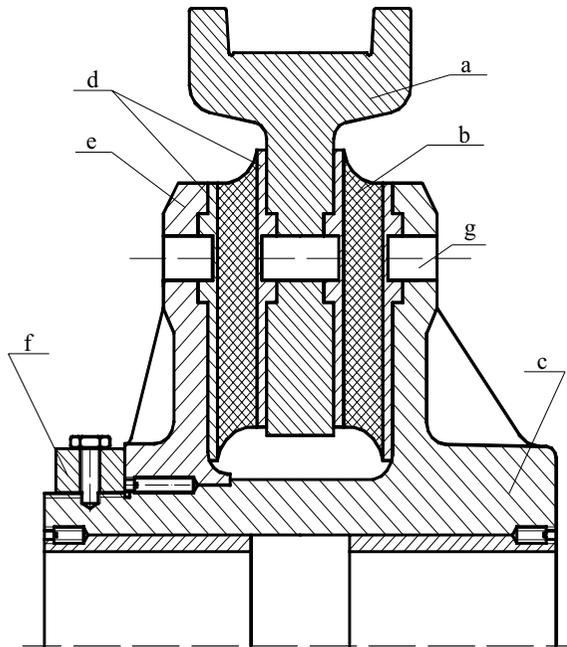


Рис. 16.15. Підпружне ходове колесо мостового крана: *a* — бандаж ходового колеса; *b* — шайба з синтетичного каучуку; *c* — маточина; *d* — сталеві диски, завулканізовані між собою із синтетичним каучуком; *e* — фланець; *f* — гайка; *g* — повідкові пальці

стосовно крана змінює тільки бандаж колеса, таким чином, насаджений на маточину колеса зубчастий вінець може приводитися в рух звичним способом, у той час як при підресореній опорі всієї осі ходового колеса привід повинний організуватися за допомогою хиткої навколо цієї осі несучої конструкції. Висновок про довговічність експлуатації каучукових шайб і одержуваної з їхньою допомогою амортизації може бути зроблений тільки на основі довголітнього досвіду експлуатації.

Розрахунок ходових колес залежить від того, який вид контакту ходового колеса з рейкою має місце — лінійний (рис. 16.10 *a*; 16.11; 16.12 *b*) або точковий (16.10 *b*, 16.12 *a*).

Величина місцевих напружень зминання при лінійному контакті

$$\sigma_{зм} = 0,418 \sqrt{\frac{N_{розр} \cdot E_{пр}}{b \cdot r}} \leq [\sigma_{зм}];$$

знаходиться на втулці, утримує разом окремі частини. Рівномірно розподілені повідкові штирі *g* передають обводові сили. У приводних колес на фланець-маточину насаджується ще і зубчастий вінець. Зображене на рис. 16.15 ходове колесо призначене для мостового крана вантажопідйомністю 13 т і повинне сприймати навантаження на колесо в 32 т. І при статичному навантаженні в 48 т пружна деформація сягає величини в 16 мм. У порівнянні з американськими ця конструкція має, насамперед, ту перевагу, що під час підресорювання своє положення

при точковому контакті

$$\sigma_{зм} = m \sqrt[3]{\frac{N_{розр} \cdot E_{пр}^2}{r_{max}}} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $N_{розр}$ — розрахункове навантаження на колесо; $E_{пр}$ — приведений модуль пружності матеріалів колеса і рейки; b — ширина поверхні катання обода колеса; r — радіус колеса; r_{max} — найбільший із двох радіусів r чи r_1 контактуючих поверхонь (див. рис. 16.10*b*, 16.12*a*); m — коефіцієнт, залежний від відношення r_1/r при $r_1 < r$, чи r/r_1 при $r < r_1$; m коливається в межах 0,97—0,39.

Допустимі напруження для колес із Ст 45 при HB 300...400 при лінійному контакті $[\sigma_{зм}] = 750$ МПа, при точковому $[\sigma_{зм}] = 1800$ МПа.

$$E_{пр} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \text{ — приведений модуль пружності;}$$

E_1 — модуль пружності матеріалу колеса;

E_2 — модуль пружності матеріалу рейки.

Для сталевих колес і рейок $E_1 = E_2 = E_{пр} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

16.3. Термічна обробка ходових колес

Ходові колеса кранів групи режиму роботи 5М і 6М служать кілька місяців, якщо вони неправильно встановлені і погано термічно оброблені. Одночасно з ходовими колесами зношуються рейки.

Поверхні катання і реборди термічно обробляються: гартуються, щоб уникнути швидкого зносу ходового колеса. Застосовують *об'ємне загартування* або *сорбітизацію*. Об'ємне загартування полягає в тому, що все колесо гартується, а при сорбітизації — загартується тільки поверхня катання. Сорбітизація виконується на спеціальних машинах. Сорбітизаційна машина (рис. 16.16) являє собою ванну, заповнену водою, куди вставляється колесо на опорні ролики. Нижній опорний ролик приводний і обертається з визначеною швидкістю, яка може змінюватися. Опускається у ванну тільки обід. Перед сорбітизацією проводять нормалізацію і *відпуск*. У термічному цеху колеса встановлюють на спеціальні візки і подають у нагрівальну піч, де вони нагріваються до температури 840—

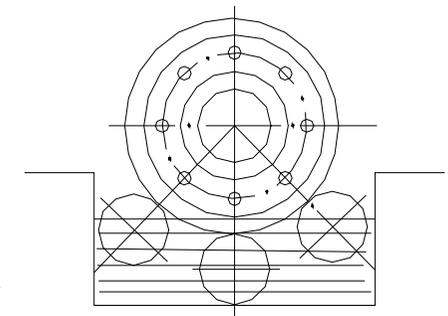


Рис. 16.16. Сорбітаційна установка

860 °С. У печі колесо залежно від розмірів знаходиться від 1 до 2 год. Потім колесо подають на сорбитаційну установку, де його обертають від 1,5 до 4 хв. Після цієї операції колеса попадають в електропіч, де проходить *відпуск* у шпині 3—4 год при 480—520 °С. Далі колеса проходять природне охолодження повітрям. НВ дорівнює 269...361 при цьому. Для конічного ходового колеса твердість повинна бути не нижче 350 НВ.

В табл.16.1 за Ковальським Б. С. [3] наведено жорсткості ходових коліс.

Основними причинами виходу з ладу ходових коліс є знос реборд при перекосі крана відносно кранових рейок і неправильна установка коліс (у плані) щодо моста. Зносостійкість коліс підвищують, виготовляючи їхні заготовки суцільнокатаними із сталі 75 або 65 Г з доріжкою

Таблиця 16.1

Жорсткості ходових коліс

| Вид заготовки | Марка матеріалу | Вид термооброби, жорсткість по Бринелю |
|---------------|------------------------------|--|
| | Сталь 45 ГОСТ 1050-74 | Нормалізація, НВ 200 |
| Поковка | Сталь 50 ГОСТ 1050-74 | Загартування, відпуск, НВ 240 |
| | Сталь 75 і 65Г ГОСТ 14959-79 | Загартування, відпуск, НВ 300 ÷ 350 |
| Прокат | Сталь 75 і 65Г ГОСТ 14959-79 | Загартування, відпуск, НВ350 |
| | Сталь за ГОСТ 10791-81 | Загартування, відпуск, НВ 320 |
| Відливка | Сталь 55 Л ГОСТ 977-75 | Віджиг, НВ 190 |

катання, сформованою загартуванням на сорбіт. Є наступні дані про терміни служби коліс, загартованих ТВЧ та із сорбційними ободами [4].

| | | | |
|----------------------|------------|-----|-----|
| Група режиму роботи | 1М, 2М, 3М | 4М | 5М |
| Термін служби, роки: | | | |
| при загартуванні ТВЧ | 1 | 0,6 | 0,4 |
| при сорбітизації | 5 | 3 | 2,5 |

Для коліс невеликого діаметра може бути застосоване об'ємне загартування з наступним відпуском.

16.4. Знос ходових коліс мостових кранів і шляхи підвищення терміну їхньої служби

При експлуатації кранів встановлено, що 90 % ходових коліс виходить з ладу і замінюється новими через інтенсивний знос ре-

борд, а 60—70 % підкранових рейок — через знос їхніх бічних граней. Значно рідше проводиться заміна коліс при виході з ладу підшипників і ще рідше — в силу руйнування від утомленості металу бігової доріжки колеса [13].

Обстеження роботи кранів довело, що термін служби коліс колодязних кранів Дніпродзержинського металургійного заводу складає 3—6 місяців, Макіївського — 4—6 місяців. На металургійному заводі м. Комунарськ щорічно замінюються понад 500 кранових коліс.

Ходове колесо замінюється новим при зносі 40—50 % товщини реборди. В окремих випадках колеса вибраковуються і при частковому зносі реборд, викликаною перекосами крана через похибки при монтажі коліс і кранового моста, тому що крани вітчизняного виробництва збираються за так званою «твердою» схемою. У цьому випадку кінцеві балки подаються на загальне складання разом з установленими на них ходовими колесами і зварюються з головними балками. Після зварювання неминуче виникають перекоси, що негативно впливає на працездатність і довговічність коліс. Особливо високий однобічний знос реборд коліс характерний для металургійних кранів. Це викликано тим, що візок для вантажу постійно знаходиться з одного боку моста і тому викликає поздовжній зсув усього крана у бік, протилежний переміщенню візка, внаслідок чого колеса постійно притискаються ребордами до рейок і інтенсивно зношуються. Крім того, при русі крана міст повторює всі нерівності шляху у горизонтальній площині, що викликає динамічні навантаження на реборди від горизонтального переміщення маси крана. Усе це в значній мірі знижує термін служби коліс металургійних кранів.

Проте термін служби ходових коліс кращих закордонних кранів складає 6—10 років. Вивчення зносу ходових коліс показує, що важливе значення для підвищення їхньої довговічності має склад застосовуваних сталей, технологія виготовлення і вид термооброби. Колеса закордонних кранів виготовлені з високовуглецевої сталі зі змістом вуглецю приблизно 0,8 % і марганцю близько 1 %, мають дворобордний профіль, сформований прокаткою, їхня термообробка здійснюється об'ємним загартуванням.

Головними способами підвищення зносостійкості при механічному зносі є збільшення твердості третьових поверхонь, підбір матеріалів третьових пар, зменшення тиску на поверхні тертя, підвищення якості поверхонь і правильне змащення.

Вплив твердості на зносостійкість поверхонь, схильних до дії абразиву (корунду), показаний на рис. 16.17. За одиницю прийнята зносостійкість поверхні з HV 500 (~HRC 45). Підвищення твердості на кожні 500 одиниць HV збільшує зносостійкість у 10 разів [5].

Сучасна технологія має у своєму розпорядженні ефективні способи підвищення поверхневої твердості: цементация і обробка ТВЧ (HV 500—600); азотування — (HV 800—1200); берилізація (HV 1000—1200); дифузійне хромування (HV 1200—1400); плазмове наплавлення твердими сплавами (HV 1400—1600); борування (HV 1500—1800); бороціанування (HV 1800—2000) і ін.

Інший напрямок полягає в поліпшенні антифрикційних властивостей поверхонь осадженням фосфатних плівок (фосфатування), насиченням поверхневого шару сіркою (сульфидування), графітом (графітування), дисульфідом молібдену та ін. При помірній твердості такі поверхні мають підвищену слизькість, малий коефіцієнт тертя, високу стійкість проти задиру, заїдання і схоплювання. Ці способи (особливо сульфидування та обробка дисульфідом молібдену) збільшують зносостійкість сталевих деталей у 10—20 разів. Застосовують і сполучення обох методів (наприклад, сульфоціанування, що підвищує одночасно твердість і слизькість поверхонь).

Важливе значення має правильне сполучення твердості парних поверхонь тертя. При русі з малими швидкостями під високими навантаженнями доцільно максимальне підвищення твердості обох поверхонь, а при русі з великими швидкостями у присутності змащення — сполучення твердої поверхні з м'якою, що має підвищені антифрикційні властивості.

Ефективним способом збільшення зносостійкості є зменшення тиску в тертьових з'єднаннях. Іноді цього можна досягти зменшенням навантажень (раціональна роздача сил) та зниженням ступеня циклічності і ударності навантажень. Найбільш простий спосіб полягає у збільшенні площі поверхні тертя, габаритних розмірів, що досягається нерідко без істотного збільшення габаритів вузлів.

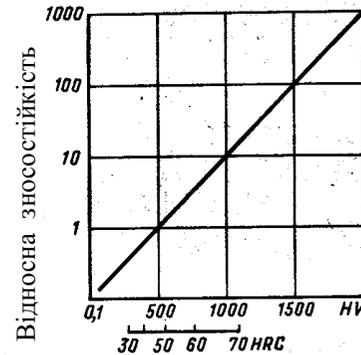


Рис. 16.17. Залежність зносостійкості від поверхневої твердості

В умовах, коли застосування рідких мастил неможливо (робота при високих чи низьких температурах, при радіації, у хімічно агресивних середовищах, глибокому вакуумі) чи неефективно (при коливальних рухах малої амплітуди, при ударних і височастотних навантаженнях), застосовують сухоплівочні змащення на основі сульфідів, селенідів і телуридів Mo, W, V і ін. зі зв'язуваннями металів Fe, Ni, Ag, Au. Коефіцієнт тертя з'єднань із сухоплівочними змащеннями $f = 0,1—0,25$.

Інший спосіб – змащення сухими порошками, що складаються з мікросфер ($d = 1—3$ мкм), виготовлених із твердих (HV 800...900) матеріалів (вольфрамові сплави, науглецьоване карбонільне залізо). У таких випадках відбувається переكات однієї несучої поверхні щодо іншої по мікросферах, головним же чином — ковзання по дуже рухливому і текучому шару порошку (псевдорідинне тертя).

За даними німецьких джерел, для виготовлення литих ходових коліс використовують переважно литу сталь марок від GS-50 до GS-70, іноді також застосовують чавун з шаровидним графітом марок від GGG-50 до GGG-70 [2].

Сталі марок від Ck-35 до Ck-60 застосовуються для кувально-штампованих і круглокатаних ходових коліс для колісних бандажів. Значно більшу зносостійкість, тобто і тривалий термін служби мають ходові колеса з низьколегованих сортів сталі, наприклад GS-42CrMo4, GS-37CrNiMo6, коли вони після поліпшення одержують індуктивне загартування поверхні. Досягнута глибина загартованого шару має при цьому вирішальне значення (рис. 16.18).

Знос ходових коліс і рейок здебільшого у багато разів вище на бічних поверхнях реборд і рейок, чим на поверхнях котіння. Тому тривалість терміну експлуатації в багатьох випадках у меншій мірі залежить від довжини пройденого відрізка ходового шляху, ніж від напрямних властивостей ходового механізму і якості ходового шляху. Термін служби може досягати кілька років, але може скласти тільки кілька місяців чи навіть тижнів.

Помітного збільшення тривалості терміну служби можна домогтися за допомогою планомірного змащення бічних поверхонь чи реборд голівок рейок. Утім, зволоження (змочування) поверхонь катання чи рейки ходового колеса змащенням при цьому повинно бути надійно виключено для того, щоб було забезпечено замикання сил. Наприклад у Німеччині застосовують мастильний пристрій, що має два диски, які прокочуються по бічній поверхні головки рейки та оснащені накладками з твердого сукна і щогодини, дозовано, подають від 3 до 5 г змащення та створюють на боковій поверхні рейки і реборді твердий, сухий і міцний

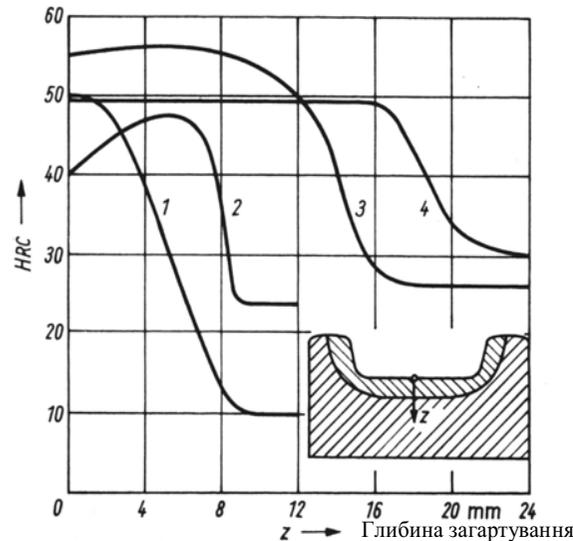


Рис. 16.18. Характеристика загартованості по Роквеллу поверхонь катання ходових коліс із загартованою поверхнею катання, як функція глибини загартовування: 1 — середнє значення для GS-Ck 45; 2 — середнє значення для GS-42CrMo4; 3 — малі значення для GS-37CrNiMo6; 4 — середні значення для спеціальної сталі «Infafigable» – «Невтомна»

гладкий, відштотвхуючий шар ковзання на бічних поверхнях рейок і на ребордах усіх ходових коліс. Жодна із діючих у даний час технічних норм і технологій конструювання і розрахунку ходових коліс і рейок для рейкових ходових механізмів вантажопідійомних машин не визначає цілком вірно навантаження, що діє в цій кінематичній парі. Це вірно і в якісному, і у кількісному відношенні, і є основною причиною незадовільних експлуатаційних якостей багатьох ходових механізмів вантажопідійомних машин.

Найбільш важливими недоліками є наступні:

- параметри ходових коліс визначаються відповідно до навантажень на поверхню катання, хоча в більшості випадків знос реборд обмежує термін їхньої служби;
- значна частка горизонтальних сил, що передаються в площині контакту за допомогою тертя (окружні і аксіальні сили) не

шар змащення, що знижує опір тертя. Завдяки дуже ошадливій подачі змащення поверхня катання не торкається змащення.

Інше рішення цієї проблеми являє собою сухий спосіб змащення за допомогою мастильних стрижнів, до складу яких входять графіт, дисульфід вуглецю чи дисульфід молібдену і які за допомогою пружин притискаються до бічних поверхонь обох реборд кожного ходового колеса. Термін служби стрижнів складає від 5 до 6 тижнів і вони також створюють

приймаються в розрахунок відносно навантаження на матеріал і відносно зносу;

- вплив пластичної деформації на зміну геометричних параметрів і властивостей матеріалів не визначається зовсім або визначається невірно;
- усупереч численним даним про більш відповідний матеріал, більш придатні профілі площин катання реборд і рейок у практичному застосуванні і досі залишаються далеко не кращі конструкції.

Граничний стан ходового колеса чи рейки визначається їхнім зносом. На ребордах ходових коліс знос характеризується видаленням шару матеріалу і, навпроти, не відзначається будь-якої появи наклепів матеріалів, викликаних пластичною зміною форми. Ступінь і серйозність зносу залежать від твердості і структури матеріалу, при дуже високих навантаженнях і невисокій твердості знос може підвищитися до явищ задирання матеріалів.

Висока ступінь напруженості зони контакту площини катання в результаті дії колової колісної сили і сили ваги, яка припадає на колесо, приводить до утворення зони впливу на його при недостатньо термічно оброблених ходових колесах, проникає у глибокі шари колеса за рахунок пластичних деформацій і підвищує твердість матеріалів від 30 до 50 %, внаслідок чого несуча здатність поверхонь катання підвищується. Однак, для граничного стану поверхонь катання усе визначається зносом, що характеризується видаленням матеріалу, а не його втомою. Якщо площини катання загартовані на достатню глибину, то при правильному виборі параметрів навантаження не перевищують межі пружності матеріалу.

Знос з видаленням матеріалу значно зменшує термін служби колеса. Якщо ж глибина загартовування виявляється недостатньою, то під загартованим шаром матеріалу у внутрішніх шарах обода ходового колеса з'являються пластичні деформації, що призводить до значного викришування матеріалу у площині катання.

Знос кінематичних пар катання всякого роду являє собою предмет дослідження у численних теоретичних і практичних експериментах. Огляд і аналіз застосування пари катання ходове колесо—рейка в ВПМ, зроблений у [6], нові результати стендових іспитів з реальними (оригінальними) ходовими колесами опубліковані в [7]. Площини котіння ходових коліс схильні до формозмінного зносу в результаті впливу передавальних нормальних сил і матеріалоруйнуючого зносу. Виникаючи у результаті діючих у площині контактів, горизонтальні сили приводять до виникнення відносного руху (так званого прослизання) контактуючих поверхонь. Матеріалоруйнуючий знос зростає приблизно в лінійній

залежності із зростаючим числом кількості ходових прокатувань. Частки зносу являють собою маленькі точкові, у формі лусочок шматки, чи тонкі пелюсткові шари. Здебільшого вони складаються з приблизно рівних часток — заліза і оксиду заліза. Найважливішими величинами, що впливають на знос, є навантаження та матеріал колеса, у першу чергу — його структура і твердість.

Вплив проміжних шарів між колесом та підкрановою рейкою, таких як частки зносу, бруд кількісно не визначено.

На рис. 16.19 показано відомий зносозменшуючий вплив мартенситу, особливо, зносостійкі властивості дрібнозернистих шаруватих перлітних структур. Створені нещодавно кранові колеса з високою зносостійкістю, за даними німецьких учених, мають дуже дрібнозернисту структуру з перліту і фериту, а також надто низький зміст неметалічних включень. Використання сірого чавуну з шаровидним графітом дозволяє зменшити знос на 20..30 %, причому поряд із структурними

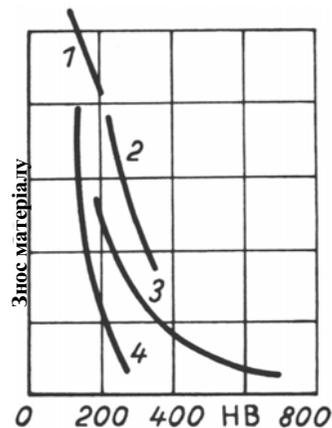


Рис. 16.19. Вплив структури та твердості матеріалу на знос: 1 — перліт зернистий; 2 — структура після загартування з відпусткою; 3 — мартенсит; 4 — перліт шаруватий

властивостями головну роль при цьому грає зменшення коефіцієнта поперечного тертя. Загартування поверхонь до 400..450 НВ значно знижує механічний знос. Співвідношення твердості ходового колеса і твердості рейки в 1,1...1,3 вважається сприятливим.

16.5. Поперечні сили, що навантажують опори крана

Поперечні сили викликаються перекосами крана і цілим рядом інших факторів.

Статичні випробування натурних кранів показали, що у випадку однакової жорсткості опор, допущення про рівномірний розподіл між ними моменту, що перекошує, може бути прийнятним.

Тоді сила перекоосу F створює бічні навантаження R_F :

$$R_F = F \cdot \frac{L}{2B},$$

де L і B — прогон і база крана.

З додаткових факторів, що обумовлюють поперечні навантаження, у даний час є критерії лише для оцінки сил поперечного ковзання для кранів, що мають порівняно невисокі швидкості руху. Про вплив цього фактора свідчить різке зменшення зносу реборд після усунення перекосів коліс у плані шляхом ретельного вивірення [8, 9, 10]. Останнім часом способам вивірення положення ходових коліс починає приділятися велика увага [11, 12], з'явилися і перші спроби обґрунтування їхніх припустимих перекосів.

Процес ковзання коліс вивчається дослідниками, що працюють в області залізничного транспорту. Результати цих досліджень успішно поширюються зараз у кранобудуванні.

Якщо площа котіння колеса не збігається з напрямком його руху, виникає пружне прослизання в поперечному напрямку, що супроводжується появою бічної сили. За своєю природою поперечне прослизання аналогічно поздовжньому крипу колеса, що розвиває деяке тягове (чи гальмове) зусилля. Більш того, було встановлено, що зв'язок тягової сили і поздовжнього прослизання не тільки якісно, але і кількісно збігається з залежністю поперечного ковзання і бічного навантаження. Ця обставина дозволила обґрунтувати пропозицію про те, що поздовжнє і поперечне ковзання є компонентами сумарного ковзання, що відповідає рівнодіючій тяговій і поперечній сил.

На рис. 16.20 представлений графік залежності відносних поперечних сил T (величина максимальної сили зчеплення $T = P \cdot \psi$, де P — вертикальний тиск, а ψ — коефіцієнт зчеплення, $\psi = 100\%$) від поперечного ковзання u .

Відносне поперечне ковзання u

$$u = \operatorname{tg} \gamma,$$

де γ — кут між площиною обертання колеса і напрямком його руху (кут перекоосу колеса). Оскільки γ не перевищує $1\text{--}2^\circ$, тому $\operatorname{tg} \gamma = \gamma$.

Як бачимо, уже при перекосах коліс у 0,001, регламентованому нормами на установку, сила поперечного ковзання дорівнює приблизно 25 % максимальної сили зчеплення. З урахуванням припустимого відхилення рейок у горизонтальній площині в 0,0007 (20 мм на довжині 30 м) вона досягає приблизно 45 % T_{\max} . Фактичні сумарні кути перекосів коліс можуть складати до 0,5—1,0 і більш відсотків. У цих умовах сили поперечного ковзання досягають 85—95 % T_{\max} .

Зіставимо бічні сили для реальних козлових кранів №1 та №2, визвані перекосами крана і поперечним ковзанням. Наприклад, для крана №1 опір руху опор рівний $W_{2max} = 38$ кН, $W_{1min} = 28$ кН. Тоді сила перекоосу $F = 1,1$ кН і зумовлені нею бічні сили $R_F = 26$ кН. Максимальне вертикальне навантаження на балансир (P_{max}) складають тут близько 500 кН. При перекоосі колеса в 0,1 % і $\psi = 0,2$ одержимо силу поперечного ковзання $R_{nc} = 25$ кН. При перекоосі колеса в 1 % вона досягає 95 кН. Для крана №2 $F = 13$ кН, $R_F = 25$ кН, $P_{max} = 460$ кН, $R_{nc} = 23$ кН (u

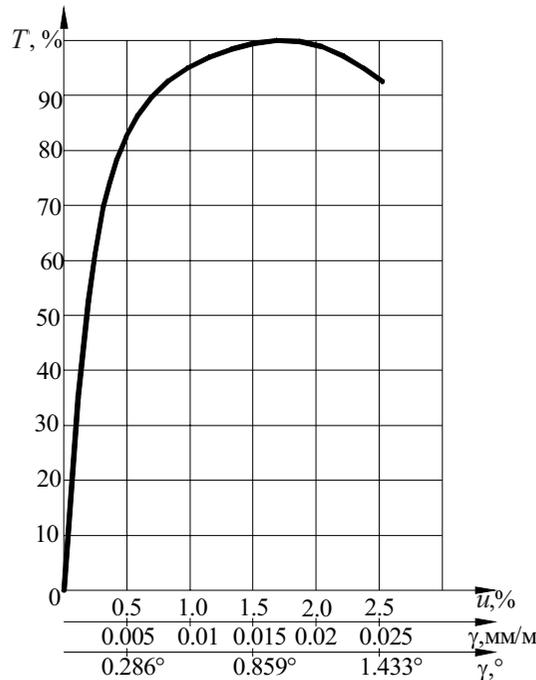


Рис. 16.20. Залежність бічних сил від відносного поперечного ковзання колеса

$= 0,1 \%$) і $R_{nc} = 85$ кН ($u = 1 \%$). Так, навіть при мінімальних кутах перекоосу коліс сили поперечного ковзання практично дорівнюють бічним навантаженням, викликаним максимальними перекоосами крана, а при великих і значно перевищують їх.

Дуже великі по величині сили поперечного ковзання, що постійно навантажують реборди коліс, є головною причиною їхнього зносу. Зокрема, останнє підтверджується даними, отриманими на ряді випробуваних кранів.

Протягом останніх 100 років було запропоновано багато конструкцій мостових кранів, що повинні були звести до мінімуму перекошуючі сили в мостових кранах. Однією з найбільш цікавих і до того ж виконаної в металі є конструкція мостового крана, виконана на Олександрівському заводі ПТО в 1965 році.

Оригінальність цієї конструкції (рис. 16.21) полягає в тому, що міст крана складається з двох напівмостів 1 і 4, з'єднаних між собою за допомогою опорних 2 і бічних роликів. За задумом кон-

структора Попова, що запропонував цю конструкцію, кран своїми ходовими колесами мусить контролювати відхилення в плані підкранових рейок і розвертатися у плані під впливом перекоєсних навантажень.

На жаль, такий кран виявився працездатним тільки при легкому режимі роботи; при важкому режимі кран сам розбовтується та ушкоджує підкранові рейки.

На тему дослідження перекоєсів ходових коліс написані сотні статей, виконані десятки дисертацій, однак питання остаточно не вирішене: ми тільки наближаємося до його рішення.

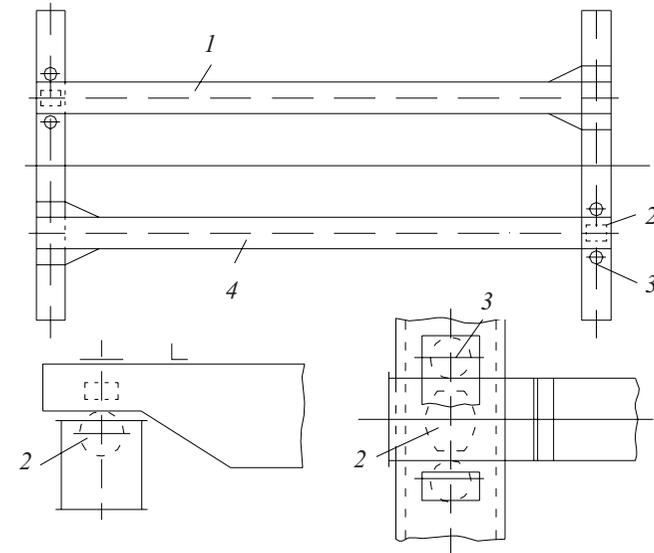


Рис. 16.21. Схема моста статично визначеної конструкції: 1, 4 — напівмости; 2 — опорний ролик; 3 — боковий ролик

Найбільш простим і надійним є метод прямого виміру сил, діючих на металеву конструкцію крана при перекоєсі. В цьому випадку датчики можна настроювати безпосередньо на величину максимально допустимих навантажень. Небезпечними для кінцевих балок мостів або для опор козлових кранів є бічні сили, тому саме їх треба обмежувати. Бічні навантаження ліпше вимірювати на ходових колесах. Із обмежувачів, працюючих за цим принципом, відомий зображений на рис. 16.22 (патент Німеччини №1120658); він має по обидва боки ходового колеса тарілчасті пружини, котрі утримують ходове колесо в певному положенні і дозволяють йому переміщуватися поздовж осі або вала, на

яких воно утримується. Очевидно, що найкраще цей пристрій може працювати при розміщенні ходових коліс на опорах ковзання або на роликів підшипниках.

Одним із способів, яких фірма KONE реально впровадила для запобігання перекосів кранів мостового типу шляхом виставки ходових коліс за вимогами діючих норм, є пристрій, зображений на рис. 16.23, KONE при виставці ходових коліс кранів пропонує використовувати теодоліт і лінійки з магнітною підставкою. Базову лінію відбивають паралельно підвізковій рейці на відстані 2 м від нього до боковини головної балки. Теодоліт установлюють безпосередньо на базову лінію близько 100 мм зовні щодо кінцевої балки і повертають на 90° у напрямку кінцевої балки.

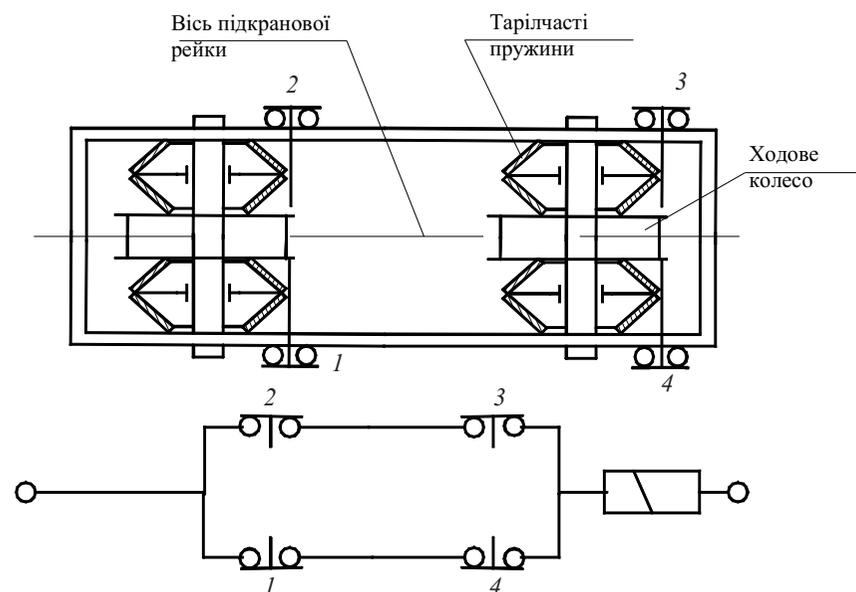


Рис. 16.22. Обмежувач перекосів кранів (патент Німеччини №1120658): 1, 2, 3, 4 — вимикачі, які спрацюють при появі сил перекоосу, більших за розрахункові

При вертикальному вирівнюванні магнітні лінійки закріплюють на бічній поверхні ходового колеса, як показано на рис. 16.23 [6].

Нахил ходових коліс 1 вимірюється теодолітом. Припустимий вертикальний нахил складає — 0,5 мм/м (усередині) і 2 мм/м (зовні). Конструкція букси, завдяки ексцентриковим фланцям 3, 5, дозволяє

регулювати вертикальний і горизонтальний нахили колеса 1. При необхідності відрегулювання вертикального положення відпускаються фіксаторні гвинти 6 і поворотом внутрішнього фланця 3 по годинниковій стрілці чи проти неї (залежно від сторони нахилу) здійснюється регулювання. При повороті фланця на один градус нахил змінюється на 0,1 мм/м.

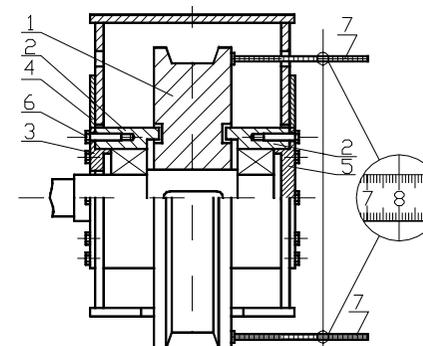


Рис. 16.23. Установка ходового колеса: 1 — ходове колесо; 2 — корпус підшипника; 3, 5 — ексцентриковий фланець; 4 — направляюча пластина; 6 — фіксаторні гвинти; 7 — лінійки з магнітною підставкою

Аналогічно проводиться горизонтальне вирівнювання: магнітні лінійки встановлюються на горизонтальній осі колеса. Максимальне відхилення складає $\pm 0,4$ мм/м. Регулювання здійснюється поворотом зовнішнього фланця 5. При повороті фланця на один градус нахил змінюється на 0,1 мм/м.

Література

1. Hellmut Erust «Die Hebezeuge», Band I Grundlagen und Bauteile, Braunschweig 1958.
2. Scheffler M. Grundlagen der Fördertechnik – Element und Triebwerke, Braunschweig/Wilsbaden, 1994.
3. Ковальський Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов. 2-е изд. — Луганск: Вост.-укр. нац. ун-т, 2000.
4. Шабашов А. П., Лысяков А. Г. Мостовые краны общего назначения. Изд. 5. — М.: Машиностроение, 1980.
5. Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие. — М.: Машиностроение, 1988.
6. Kliesch. M.: Verschleiß und Zuverlässigkeit von Kranlaufrädern. Dresden, Techn. Univ., Diss. V., 1984.

7. Dies. K.; Mailänder, R.: beitrage zur erforschung der Vorgänge beim Verschleiß. Archiv für das Eisenhüttenwesen, Dusseldorf 16(1943) 10, S 385 – 398.

8. Зинкин А.В. Приспособление для выверки колес электромостового крана. //Автомобильная промышленность. — 1966. — № 5.

9. Патрикеев А. Б., Щукин Я. А. К вопросу о горизонтальных силовых взаимодействиях ходовых колес мостовых кранов с рельсами. //Вестник машиностроения. — 1965. — № 1.

Розділ 17

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕСУВАННЯ

Порядок розрахунку:

1. Залежно від вантажопідйомності крана і його конструктивних особливостей з урахуванням аналогічних проектів вибираються з таблиць стандартів вузол (блок) опори «ходове колесо—букси».

2. З таблиць стандартів знаходимо конструктивний тип рейки.

3. Визначаємо розрахункову силу опору руху крана і візка

$$W = W_1 + W_2 + W_3,$$

де W_1 — враховує опір сил тертя в цапфі підшипники котіння або підшипників ковзання при перекатуванні по рейках

$$W_1 = K_p \cdot \left((Q + G_b + G_k) \cdot \left(\mu \cdot \frac{d_{\text{ц}}}{2} + f \right) \cdot \frac{2}{D_{\text{х.к}}} \right) \cdot \cos \alpha;$$

де G_k — врахуємо, якщо виконуємо розрахунок механізму пересування крану;

K_p — коефіцієнт реборд ходових коліс, який враховує додатковий опір, що не можна зробити прямим розрахунком. K_p залежить

від співвідношення прогону і бази $\frac{L}{B}$, конструкції ходових коліс

(циліндричні чи конічні), конструкції опор тертя. Залежно від цих факторів K_p знаходиться у межах 1,2÷2,5;

μ — коефіцієнт опору в опорі ходового колеса, $\mu = 0,015—0,12$;

$d_{\text{ц}}$ — діаметр цапфи підшипника ковзання, діаметр бігової доріжки чи середній діаметр підшипника котіння;

f — коефіцієнт тертя котіння колеса по рейці (рис. 17.1), $f = 0,03—0,12$ — залежить від $D_{\text{х.к}}$, від типу і конструкції рейки, від матеріалу ходового колеса і рейки;

$W_2 = (Q + G_k + G_b) \cdot \sin \alpha$ — враховує опір від нахилу шляху. Варто враховувати, що якщо підкранова колія знаходиться на залізобетонних опорах, то $\sin \alpha \cong 0,001$. Якщо підкранова колія знаходиться на шпальних і щелебневих опорах, то $\sin \alpha \cong 0,002$;

W_3 — опір від вітрового навантаження;

$$W_3 = P_b \cdot (F_k + F_b) \text{ Н};$$

P_b — питоме вітрове навантаження $\cong 150 \text{ Н/м}^2$ для розрахунку механізму пересування;

F_k — навітряна площа крана;

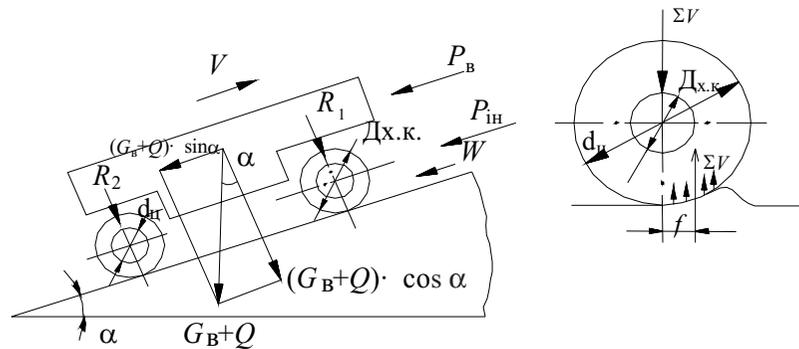


Рис. 17.1. Схема до розрахунку механізму пересування

F_B — навітряна площа вантажу.

4. *Визначаємо розрахункове значення статичної потужності двигуна і щодо нього — за таблицями з урахуванням ПВ(%) вибираємо двигун. При виборі двигуна треба враховувати рід і напругу електричного струму, кВт:*

$$N_{ст} = \frac{W \cdot V_{кр}}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_{мех}},$$

де W — в Н, $V_{кр}$ — у м/хв;

$$N_1 = N_2 = (0,55 - 0,6) \cdot N_{ст}.$$

За статичною потужністю підбираємо двигун з каталогів.

При цьому *число обертів ходового колеса (приводного) залежно від швидкості пересування крана чи його візка, об/хв*

$$n_{x.k} = \frac{V_{кр}}{\pi \cdot D_{x.k}},$$

5. *Знаходимо розрахункове значення передаточного числа механізму і за таблицями стандартів залежно від переданої потужності з обліком ПВ(%) підбираємо стандартний редуктор. Для кранових візків застосовуються редуктори вертикального виконання*

$$i_{м-му} = \frac{n_{дв}}{n_{x.k}} = \frac{n_1}{n_{x.k}}.$$

6. *Визначення часу пуску механізму пересування. Момент електродвигуна змінюється з часом залежно від обертів ω . Тому вводимо для розрахунків середньопусковий момент*

$$M_{сеп. пуск} = \frac{M_{пуск. min} + M_{пуск. max}}{2};$$

$$M_{пуск. min} \cong 1,1 \cdot M_{ном.};$$

$$M_{пуск. max} = (0,85 - 0,9) \cdot \lambda \cdot M_{ном.};$$

$$M_{ном} = 9550 \cdot \frac{N_{ном, кВт}}{n_1, об/хв} \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\lambda = \frac{M_{пуск. max. возм}}{M_{ном}}$ — коефіцієнт перевантаження за максимальним пусковим моментом.

$\lambda = 2,3 - 3,2$ для кранових електродвигунів, тобто

$$M_{сеп. пуск} = \frac{1,1 \cdot M_{ном} + (0,85 - 0,9) \cdot \lambda \cdot M_{ном.}}{2};$$

$$M_{сеп. пуск} = M_{W_1} + M_{W_2} + M_{W_3} + M_{in}^{\prime} + M_{in}^{\prime\prime}.$$

$M_{сеп. пуск}$ витрачається на подолання моменту опору руху крана: $M_W = M_{W_1} + M_{W_2} + M_{W_3}$, на подолання сил інерції мас, що поступово рухаються, M_{in}^{\prime} і на подолання сил інерції обертючих мас $M_{in}^{\prime\prime}$, тобто $M_{сеп. пуск} = M_W + M_{in}^{\prime} + M_{in}^{\prime\prime}$;

$$M_W = \left\{ K_p \cdot (Q + G_B + G_{кр}) \left(\mu \cdot \frac{d_{ц}}{2} + f \right) + \left[(Q + G_k + G_B) \sin \alpha + P_B \cdot (F_B + F_{кр}) \right] \cdot \frac{D_{x.k}}{2} \right\} \cdot \frac{1}{i_m \cdot \eta_{мех}};$$

$$M_{in}^{\prime} = \frac{\sum V \cdot D_{x.k}^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot i_{мех}^2 \cdot \eta_{мех} \cdot t_n},$$

де $\sum V = Q + G_B + G_k$ — сила ваги вантажу, візка, крана в Н;

$$M_{in}^{\prime\prime} = \beta \cdot \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_n}.$$

Час розгону

$$t_n = \frac{A}{M_{сеп. пуск} - M_W},$$

$$\text{де } A = \frac{\sum V \cdot D_{x.k}^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot i_{мех}^2 \cdot \eta_{мех}} + \frac{\beta \cdot J_1 \cdot n_1}{9,55}.$$

Знайшовши час розгону, перевіряємо правильність визначеного

часу на прискорення $a = \frac{V_{кр}}{t_n}$; $t_n = \frac{V_{кр}}{a}$; тобто $\frac{V_{кр}}{a} \geq \frac{A}{M_{сеп. пуск} - M_W}$,

$$\text{тобто } a \leq \frac{V_{\text{кр}} \cdot (M_{\text{сер. пуск}} - M_w)}{A} \text{ м/с}^2;$$

Для монтажних кранів і кранів, що транспортують розплавлені метали, $[a] = 0,1 - 0,2 \text{ м/с}^2$.

Для інших кранів:

а) якщо приводних ходових коліс $n_0 = \frac{n}{4}$, де n — загальне число ходових коліс, $[a] = 0,2 \div 0,4 \text{ м/с}$ для попередніх розрахунків;

б) якщо $n_0 = \frac{n}{2}$, $[a] = 0,4 - 0,7 \text{ м/с}^2$;

в) якщо $n_0 = n$, $[a] = 0,8 - 1,2 \text{ м/с}^2$;

7. Перевірка двигуна на нагрівання

Еквівалентна потужність двигуна $N_{\text{екв}}$ повинна бути меншою за статичну потужність N_w , кВт:

$$N_{\text{екв}} \leq N_w;$$

$$N_{\text{екв}} = \frac{M_{\text{екв}} \cdot n_1}{9550 \cdot \eta};$$

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{M_n^2 \cdot (t_1 + t_2) + t_y \cdot (M_1^2 + M_2^2)}{t_{\text{ц}} \cdot \text{ПВ}\%}},$$

де M_n — пусковий момент двигуна;

M_1 — момент статичного опору пересування навантаженого крана;

M_2 — момент статичного опору пересування розвантаженого крана;

t_1 — час розгону навантаженого крана, с;

t_2 — час розгону розвантаженого крана;

t_y — час сталого руху крана, с;

$t_{\text{ц}}$ — час циклу.

Якщо знаходимо t_1, t_2 , то замість M_n ставимо середньопусковий момент $M_{\text{с.п}}$; моменти вважаємо приведеними до вала електродвигуна.

$$t_y = \frac{t_{\text{ц}} \cdot \text{ПВ}\% - (t_1 + t_2) - 2 \cdot t_{\tau}}{2},$$

де t_{τ} — час гальмування, с.

8. Перевірка двигуна на припустиме перевантаження (має сенс при заданому часі пуску $t_{\text{п}}$)

$$\psi = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}} \leq [\psi] = 2,3 - 3,2 \text{ для електродвигунів серії МТФ, МТН.}$$

$$M_{\text{пуск}} = M_w + M'_{\text{ин}} + M''_{\text{ин}} =$$

$$= \left\{ K_p (Q + G_B + G_{\text{кр}}) \left(\mu \frac{d_{\text{ц}}}{2} + f \right) + [(Q + G_B + G_k) \cdot \sin \alpha + P_B \cdot (F_k + F_B)] \cdot \frac{D_{\text{х.к}}}{2} \right\}$$

$$\times \frac{1}{i_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{мех}}} + \frac{\sum V \cdot D_{\text{х.к}}^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot i_{\text{мех}}^2 \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot t_n} + \beta \frac{I_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_n} \leq M_{\text{пуск.макс}} \text{ — за каталогом для обраного електродвигуна.}$$

9. Визначення розрахункового значення гальмового моменту і вибір гальма.

За нормами Держнаглядохоронпраці $M_{\Gamma} = K_{\Gamma} \cdot M_{\text{кр}}$ — на валу електродвигуна. На практиці вважають інакше, $M_{\Gamma} = M_{\text{дин}} - M_{\text{статич}}$.

Розглянемо випадок, коли кран розташований на горизонтальному шляху в закритому приміщенні:

$$M_{\Gamma} = M_{\text{дин}} - M_{\text{статич}} =$$

$$= \beta \frac{I_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_{\Gamma}} + \frac{\sum V \cdot D_{\text{х.к}}^2 \cdot n_1 \cdot \eta_{\text{мех}}}{38,2 \cdot i_{\text{мех}}^2 \cdot t_2} - \sum V \cdot \left(\mu \frac{d_{\text{ц}}}{2} + f \right) \cdot \frac{\eta_{\text{мех}}}{i_{\text{мех}}};$$

$\sum V = Q + G_k + G_B$; ККД — у чисельнику, тому що втрати в механізмі сприяють гальмуванню. Коефіцієнта K_p немає тому, що гальмування може витрачатися, коли опір у ребордах відсутній.

Розглянемо загальний випадок: кран на відкритому повітрі, на ухилі, тобто кран рухається під ухил. Для цього випадку розрахункова формула має вид, Н·м:

$$M_{\Gamma} = M_{\text{дин}} + M_{\text{ухил}} + M_{\text{вітру}} - M_{\text{статич}} =$$

$$= \left[\beta \frac{I_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_{\Gamma}} + \frac{\sum V \cdot D_{\text{х.к}}^2 \cdot n_1 \cdot \eta_{\text{мех}}}{38,2 \cdot i_{\text{мех}}^2 \cdot t_{\Gamma}} + (\sum V \cdot \sin \alpha + P_B \cdot (F_k + F_B)) \cdot \frac{D_{\text{х.к}}}{2} \cdot \frac{\eta_{\text{мех}}}{i_{\text{мех}}} \right] -$$

$$- \sum V \cdot \left(\mu \cdot \frac{d_{\text{ц}}}{2} + f \right) \cdot \frac{\eta_{\text{мех}}}{i_{\text{мех}}}.$$

10. Визначення часу гальмування залежно від припустимого шляху гальмування.

При цьому визначається нижня межа цього часу, тобто менший час гальмування не має бути. Якщо сила зчеплення приводних ходових коліс з рейками при гальмуванні чи візка крана буде

менше сили інерції, то наступить втрата зчеплення коліс з рейками, тобто, щоб уникнути цього, сила зчеплення повинна бути більше сили інерції I :

$$Z > I, \quad Z = \frac{\sum V}{n} \cdot n_0 \cdot \mu_0,$$

де $\sum V$ — сума всіх вертикальних навантажень;

n — загальне число ходових коліс;

n_0 — число приводних ходових коліс;

$\mu_0 \cong 0,14$ (0,16 — рейки сухі; $\mu = 0,12$ — вологі);

$I = m \cdot a = \frac{\sum V}{g} \cdot a$ — якщо припустити рух рівносповільнений,

тобто $\frac{\sum V}{n} \cdot n_0 \cdot \mu_0 > \frac{\sum V}{g} \cdot a$, звідки $\frac{n_0}{n} \cdot \mu_0 > \frac{a}{g}$ (*).

Припустимий шлях гальмування позначимо S_r .

Сила інерції на цьому шляху виконує роботу:

$$I \cdot S_r = \frac{\sum V}{2 \cdot g} \cdot V^2,$$

де V — номінальна швидкість крана чи візка;

$\frac{\sum V}{g} \cdot a \cdot S_r = \frac{\sum V \cdot V^2}{2 \cdot g}$; $a \cdot S_r = \frac{V^2}{2}$, тобто $a = \frac{V^2}{2 \cdot S_r}$, підставимо

це значення a у (*), $\frac{n_0}{n} \cdot \mu_0 > \frac{V^2}{2 \cdot g \cdot S_r}$, тобто $S_r = \frac{V^2}{2g \cdot \mu_0 \cdot n_0}$, тому

що V — звичайно задається в м/хв, тобто для перерахування у м/с поділимо на 60:

$$V^2 = \left(\frac{V}{60} \right)^2,$$

тобто $S_r = \frac{V^2}{2 \cdot 3600 \cdot g \cdot \mu_0 \cdot \frac{n_0}{n}} = \frac{V^2}{7200 \cdot g \cdot \mu_0 \cdot \frac{n_0}{n}}$.

Розглянемо три випадки:

1) $\frac{n_0}{n} = \frac{1}{4}$; $S_r = \frac{V^2}{7200 \cdot 9,81 \cdot 0,14 \cdot \frac{1}{4}} \cong \frac{V^2}{2500}$, оскільки $S_r = \frac{V \cdot t_r}{2}$,

тобто $\frac{V \cdot t_r}{2 \cdot 60} = \frac{V^2}{2500}$, тобто $t_r \geq \frac{60 \cdot V}{1250}$;

2) $\frac{n_0}{n} = \frac{1}{2}$; $S_r = \frac{V^2}{5000}$, $t_r \geq \frac{60 \cdot V}{2500}$ (с);

3) $\frac{n_0}{n} = 1$; $S_r = \frac{V^2}{10000}$, $t_r \geq \frac{60 \cdot V}{5000}$ (с).

Ці формули дають значні помилки через ряд допущень, прийнятих при висновку:

— коефіцієнт зчеплення $\mu = 0,14$;

— не врахований вплив обертових мас приводу;

— вважаємо рух рівносповільненим;

— не врахований вплив металевої конструкції крана й елементів привода.

Реальні значення t_r — беруться з дослідних даних — див. Павлов «Приклади розрахунків кранів», ВНДПТМаш — Розрахунки вузлів ПТМ.

11. *Перевірка коліс на пробуксовку* (при розгоні).

Момент сил зчеплення M_Z має бути більше моменту сил опору руху крана чи візка: $M_Z > M_W$.

Позначимо:

R_1 — зусилля на приводні ходові колеса;

R_2 — зусилля на не приводні ходові колеса, тобто

$R_1 \cdot \mu_0 \cdot \frac{D_{x,k}}{2} > K_p \cdot R_1 \cdot f + K_p \cdot R_2 \cdot \left(\mu \frac{d_{ц}}{2} + f \right) + M_{вітру} + M_{ухил} + M_{інерції}$,

де $M_{інерції} = \frac{\sum V}{g} \cdot a \cdot \frac{D_{x,k}}{2}$, тобто всі моменти приведені до осі ходових коліс, інакше:

$R_1 \cdot \left(\mu_0 \cdot \frac{D_{x,k}}{2} - K_p \cdot f \right) = \varphi \cdot \left[K_p \cdot R_2 \cdot \left(\mu \cdot \frac{d_{ц}}{2} + f \right) + M_{вітру} + M_{ухил} + M_{інерції} \right]$;

$\varphi = \frac{R_1 \cdot \left(\mu_0 \cdot \frac{D_{x,k}}{2} - K_p \cdot f \right)}{K_p \cdot R_2 \cdot \left(\mu \cdot \frac{d_{ц}}{2} + f \right) + M_{вітру} + M_{ухил} + M_{інерції}} \geq [\varphi] = 1,2 + 1,3$,

де φ — запас зчеплення приводних ходових коліс з рейками.

Розділ 18

КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ МЕХАНІЗМІВ ОБЕРТАННЯ

18.1. Схема механізмів повороту кранів

Передаточне число планетарного редуктора

$$i_p = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) \cdot \left(1 + \frac{Z_6}{Z_4}\right) \cdot \left(1 + \frac{Z_9}{Z_7}\right) \approx 250 \text{ — 3-ступеневого планетарного редуктора.}$$

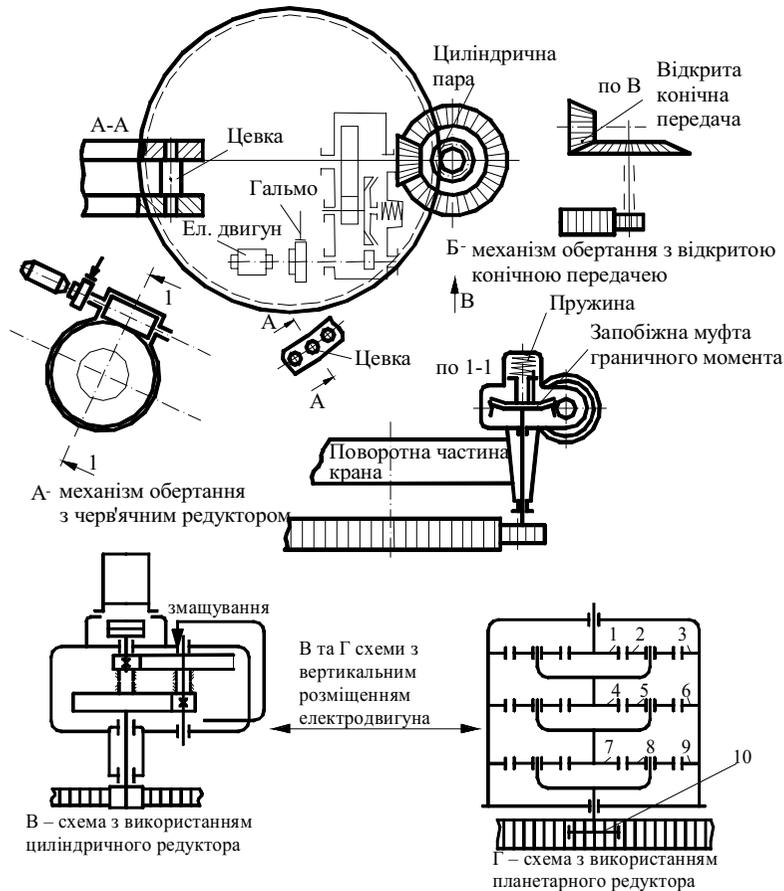


Рис. 18.1. Схеми механізмів повороту кранів

Загальне передаточне число механізму $i_{заг} = i_{відкр.передачі} \cdot i_p$;
 Наприклад: $i_p = 250$, $i_{відкр.передачі} = 6$; $i = 6 \cdot 250 = 1500$, i може сягати кількох тисяч.

На рис. 18.1 зображено: 1 — сонячна шестірня 1-го ступіня; 2 — сателіт з водилом; 3 — зубчастий вінець; 4 — сонячна шестірня 2-го ступіня і т. д.; 10 — відкрита пара.

На рис. 18.2 наведені опорно-поворотні пристрої.

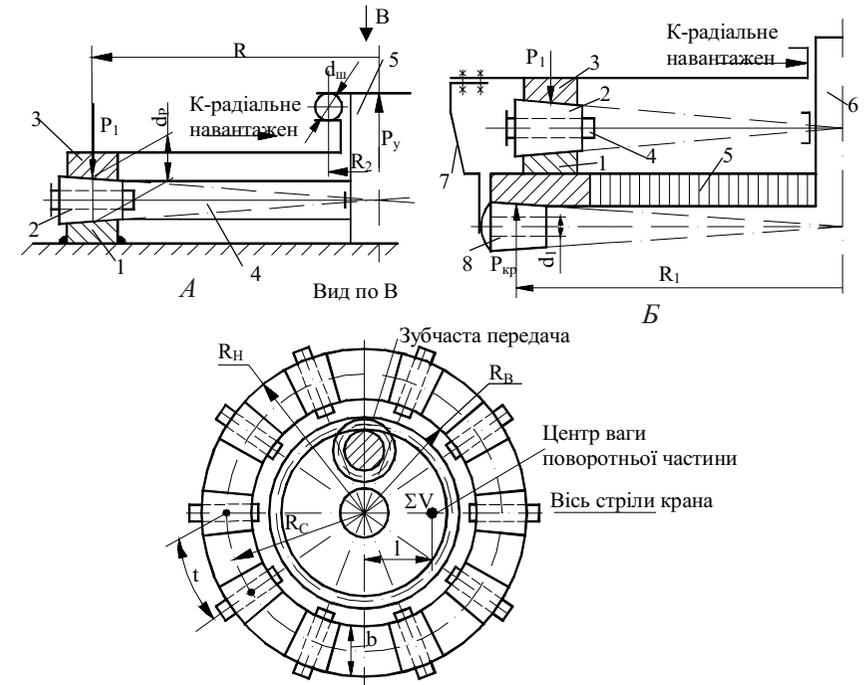


Рис. 18.2. Роликові опорно-поворотні пристрої: А — з центральною цапфою (1 — кругова рейка; 2 — ролик; 3 — поворотна опорна частина крана; 4 — сепаратор; 5 — центральна цапфа); Б — з контроліком (1 — кругова рейка; 2 — ролик; 3 — поворотна опорна частина крана; 4 — сепаратор; 5 — зубчасте колесо; 6 — центральна цапфа)

18.2. Кулькові опорно-поворотні пристрої

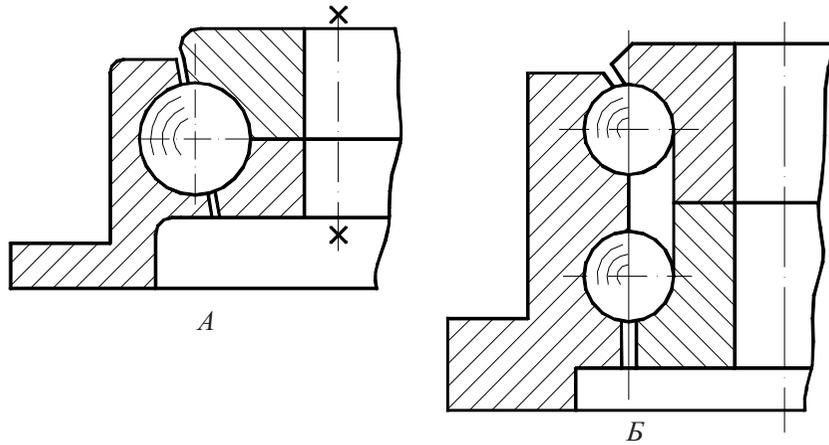


Рис. 18.3. Кулькові опорно-поворотні пристрої: А — однорядний кульковий опорно-поворотний пристрій; Б — дворядний кульковий опорно-поворотний пристрій

18.3. Роликовий опорно-поворотний пристрій — з стандартних роликів.

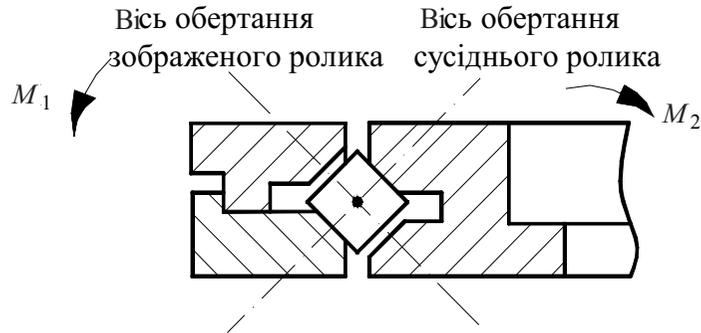


Рис. 18.4. Кулькові опорно-поворотні пристрої — з стандартних роликів

18.4. Розрахунок механізму повороту крана

Сумарний момент опору $M_W = M_{ст} + M_B + M_y + M_i$;

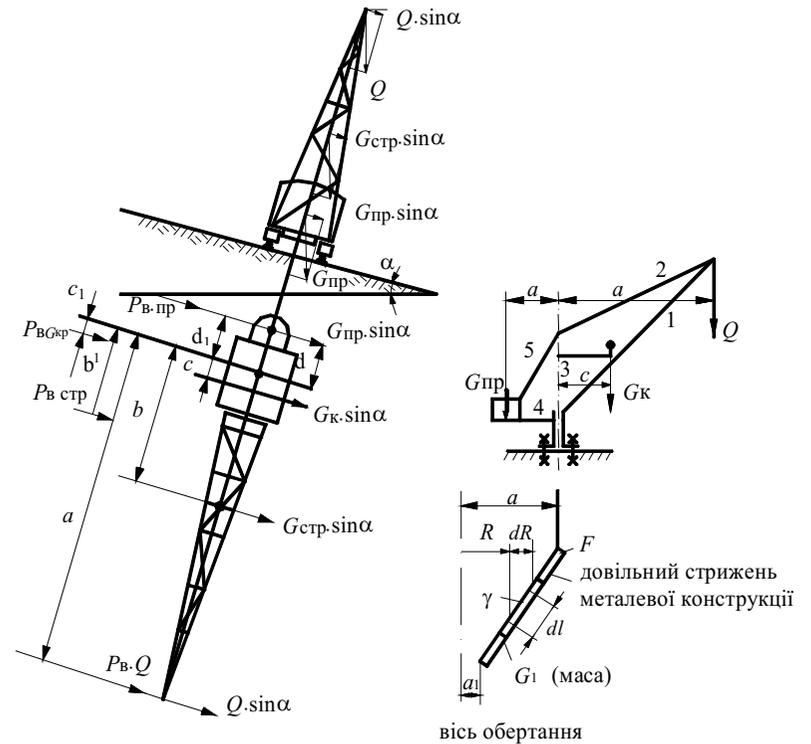


Рис. 18.5. Розрахункова схема механізму повороту крана ШКФ67

Статичний момент опору тертя в опорно-поворотному пристрої:

$M_{ст}$ — визначається залежно від виду спеціального поворотного пристрою за спеціальною формулою.

Момент опору від вітрового навантаження:

$$M_B = P_{BQ} \cdot a + P_{B,СТР} \cdot b_1 + P_{B,ГКР} \cdot c_1 - P_{B,ПР} \cdot d_1;$$

Момент від ухилу шляху:

$$M_y = Q \cdot \sin \alpha \cdot a + G_{СТР} \cdot \sin \alpha \cdot b + G_k \cdot \sin \alpha \cdot c - G_{ПР} \cdot \sin \alpha \cdot d = (Q \cdot a + G_{СТР} \cdot b + G_k \cdot c - G_{ПР} \cdot d) \cdot \sin \alpha.$$

Момент від сил інерції для схеми а:

$$M_i'' = (I_Q + I_{G_{\text{ПР}}} + I_{G_{\text{К}}}) \cdot i_p = \left(I_Q + I_{G_{\text{ПР}}} + \sum_{i=1}^n I_{G_i} \right) \cdot \frac{\omega_{\text{К}}}{t_p} = \\ = \left(I_Q + I_{G_{\text{ПР}}} + \sum_{i=1}^n I_{G_i} \right) \cdot \frac{\pi n_{\text{К}}}{30 \cdot t_p};$$

де t_p — час розгону крана.

$$n_{\text{крана}} = \frac{n_1}{i_{\text{мех}}}, \text{ тобто } M_i = \left(I_Q + I_{G_{\text{ПР}}} + \sum_{i=1}^n I_{G_i} \right) \cdot \frac{\pi n_1}{30 \cdot t_p \cdot i_{\text{м}}}$$

Момент інерції всієї ферми складається із суми моментів інерції всіх стрижнів.

Момент інерції довільного стрижня з вагою G_1 :

$$I_1 = G_1 \frac{a^2 + a_1 \cdot a + a_1^2}{3}$$

При наближених розрахунках можна знайти центр ваги крана і визначити масу крана.

Визначення статичної потужності електродвигуна механізму повороту з обліком M_c, M_b, M_y , кВт

$$N_c = \frac{(M_c + M_b + M_y) \cdot n_{\text{кр}}}{9550 \cdot \eta_{\text{мех}}}$$

Пускова потужність, кВт

$$N_{\text{ПУСК}} = \frac{(M_c + M_b + M_y + M_i) \cdot n_{\text{кр}}}{9550 \cdot \eta_{\text{мех}}},$$

$N_{\text{ПУСК}}$ — може бути в 3—10 разів більше, чим інші величини, але по $N_{\text{ПУСК}}$ двигун не вибирають.

Двигун перевіряють на повний пусковий момент — усі моменти і моменти інерції приводимо до вала електродвигуна.

$$M_n = \beta \frac{I_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_n} + \left(I_Q + I_{G_{\text{ПР}}} + \sum_{i=1}^n I_{G_i} \right) \cdot \frac{\pi n_1}{30 \cdot t_p \cdot i_{\text{м}}^2 \cdot \eta_{\text{м}}} + \frac{M_c + M_b + M_y}{i_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м}}} \leq [M_n];$$

де β — враховує маси, що обертаються на інших валах (у редукторі), $\beta = 1,1 - 1,3$.

$\frac{I_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_n}$ — враховує маси, що розподіляються на валу електродвигуна.

$\frac{\pi n_1}{30 \cdot t_p \cdot i_{\text{м}}^2 \cdot \eta_{\text{м}}} + \frac{M_c + M_b + M_y}{i_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м}}}$ — з'являється i додаткове, тому що всі моменти приводимо до вала електродвигуна, $[M_i]$ — Н·м.

У випадку складності приводу $\beta = 1,1 - 2,3$; тоді

$$M_i = \beta \cdot \frac{I_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_{\text{П}}}$$

Час пуску може задаватися в межах: $t_n = 3 - 8$ с.

Для визначення тимчасового розгону потрібно замість M_i підставляти $M_{\text{сер.п}}$ (середньопускове). При попередніх розрахунках t_n вибирають у такий спосіб: вважаємо, що рух при пуску рівноприскорений, при цьому кут повороту крана виражається:

$$\varphi = \frac{\omega_{\text{кр}} \cdot t_{\text{п}}}{2}, \text{ тобто } t_{\text{п}} = \frac{2 \cdot \varphi}{\omega_{\text{кр}}}, \omega_{\text{кр}} \text{ до } 3 \text{ об/хв.}$$

Для кранів «Л» $\varphi = 15^\circ$; це не норми, а вказівки.

«З» $\varphi = 20^\circ$,

«Т» $\varphi = 30^\circ$ — Знаючи φ , можна приблизно знайти час пуску крана, задавши його, знайти $M_{\text{ПУСК}}$ і перевірити на перевантаження.

Визначення розрахункового значення гальмового моменту. Розглянемо 2 випадки:

1) Якщо механізм повороту не має муфти граничного моменту

$$M_T = \beta \frac{I_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot t_{\text{п}}} + \left(I_Q + I_{\text{ПР}} + \sum_{i=1}^{i=n} I_{G_i} \right) \times \\ \times \frac{\pi n_1}{30 \cdot t_T \cdot i_{\text{мех}}^2} \cdot \eta_{\text{мех}} + \frac{M_b + M_y - M_c}{i_{\text{мех}}} \cdot \eta_{\text{мех}}$$

2) У механізмі застосовується муфта граничного моменту

$$M_T = \left(\frac{M_{\text{М.П.М}}}{i_{\text{мех}}} \cdot \eta_{\text{мех}} + M_1 \right) - \frac{M_c}{i_{\text{мех}}} \cdot \eta_{\text{мех}},$$

де $M_{\text{М.П.М}}$ — граничний момент муфти;

i — передаточне число частини механізму від муфти М.П.М до місця установки гальма (тому що гальмо ставлять звичайно на двигун, то i_1 — передаточне відношення від двигуна до муфти).

$\eta_{\text{мех}}$ — КПД відповідної частини механізму;

M_1 — момент від сил інерції обертових мас приводу, розташованих до вала муфти М.П.М. і приведення до вала, на який розташоване гальмо.

Розділ 19

МЕХАНІЗМИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ СТРІЛИ

19.1. Класифікація

Залежно від способу зміни вильоту стріли механізми поділяються на 2 основні групи:

а) Механізми, що змінюють робочий виліт стріли крана за допомогою візків, що переміщуються вздовж горизонтально чи похило розташованих стріл. Переміщення візків може здійснюватися за допомогою власних механізмів пересування (застосовуються в баштових і плавучих кранах), але переміщення візків частіше здійснюється канатною тягою.

б) Механізми, що змінюють виліт за допомогою зміни нахилу стріли, поділяються за конструкцією на такі:

- 1) поліспасти;
- 2) гвинтові (застосовуються в плавучих, порталних, судових кранах);
- 3) із шарнірно зчленованими укосинами (у порталних і плавучих кранах).

Група «б» застосовується в баштових, автокранах, залізничних і гусеничних кранах.

19.2. Поліспастиний механізм зміни вильоту стріли

Розрахунок

Для поліспастиного механізму зміни вильоту характерна зміна зусилля в поліспасті у процесі зміни вильоту. Максимальне зусилля — при максимальному вильоті з урахуванням одночасного обертання:

$$S_{\text{макс. полісп.}} = \frac{Q \cdot a + G_{\text{стр}} \cdot b + P_{\text{в.стр}} \cdot h_1 + P_{\text{в.стр}} \cdot h_2 + I_{\text{с.стр}} \cdot \omega^2 \cdot h_1 + I_{\text{с.стрел}} \cdot h_2 - S_{\text{макс}} C}{d};$$

$$I_{\text{с.стр}} = \frac{G_{\text{стр}} \cdot b \cdot \omega^2}{g}; \quad I_{\text{с.стр}} = \frac{Q}{g} \cdot (a+x) \cdot \omega^2 = \frac{Q}{g} \cdot (a+x) \cdot \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2$$

Визначення величини x . Складаємо пропорцію $\frac{x}{y} = \frac{C_Q}{Q}$, тобто

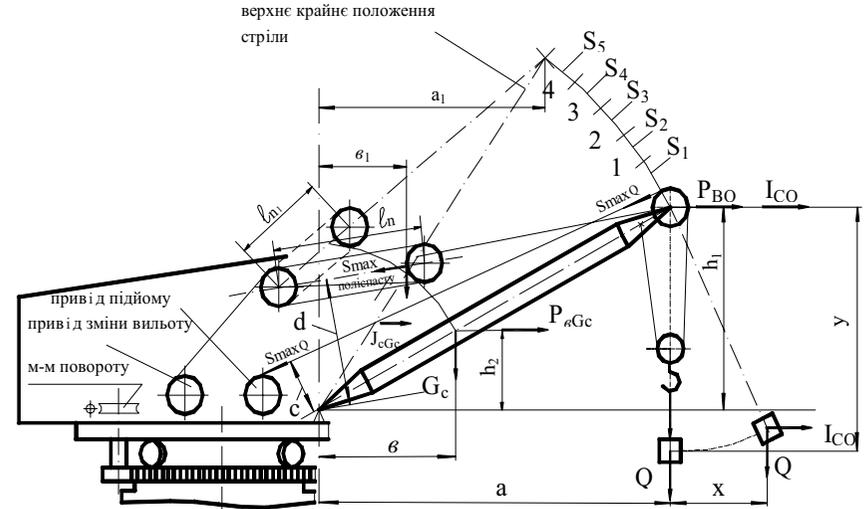


Рис. 19.1. Схема поліспастиного механізму зміни вильоту

$x = \frac{C_Q}{Q} \cdot y$, такий розрахунок застосовується, якщо $y \leq 40$ м, $n \leq 3$ об/хв.

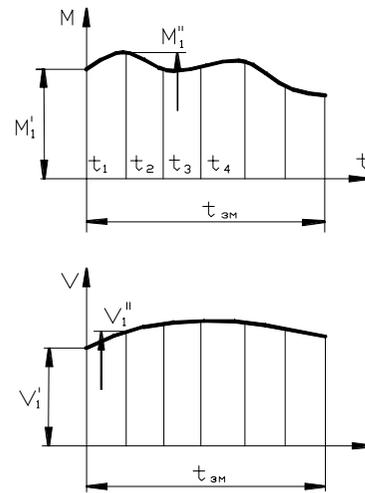


Рис. 19.2. Графіки моменту та швидкості у поліспастиному механізмі зміни вильоту стріли

Аналіз показує, що зі зменшенням вильоту стріли вантажопідйомність можна збільшувати.

У зв'язку зі зміною зусилля в поліспасті S_n при зміні вильоту доцільно вибирати потужність за еквівалентним, середньоквадратичним моментом опору (рис. 19.2):

$$M_e = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots}}$$

Для цього треба мати 2 графіки (моменту і швидкості):

- 1) $M = f(t_{\text{зм}})$, де $t_{\text{зм}}$ — час зміни вильоту стріли, тобто час скорочення поліспасти з величини l_n до l_{n1} ;
- 2) $V = f(t_{\text{зм}})$. Шлях голівки стріли при цьому розбитий на S_1, S_2, S_3, \dots

$$M_1 = \frac{M_1' + M_2''}{2}, \text{ тобто береться середнє значення за перїод } t_1.$$

$$M_2 = \frac{M_1'' + M_2'}{2}, \text{ тобто береться середнє значення за перїод } t_2 \text{ і т. д.}$$

$$t_1 = \frac{S_1}{V_1} \text{ (де } S_1 \text{ — відповідний шлях голівки стріли, а } V_1 \text{ — відпо-}$$

відна швидкість) $V_1 = \frac{V_1' + V_2''}{2}$, і аналогічно V_2, V_3 .

$$\text{Еквівалентна потужність, кВт } N_e = \frac{M_e \cdot n_{\text{двигат}}}{10000 \cdot \eta_{\text{мех}}}.$$

де $N_e < N_{\text{статич. макс}}$ — статична максимальна потужність при обліку нормальних навантажень робочого стану, тобто при $S_{\text{н. макс}}$.

3) Обраний за $M_{\text{екв}}$ двигун перевіряється на пусковий момент. Перевірка проводиться за максимальним навантаженням робочого

$$\text{стану, тобто при дії } S_{\text{н. макс}}, \text{ при цьому має бути } \psi = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}} \leq [\psi],$$

де ψ — коефіцієнт пуску $2,6 \div 3,2$.

У більш відповідальних випадках застосовують гвинтовий механізм зміни вильоту стріли (рис. 19.3)

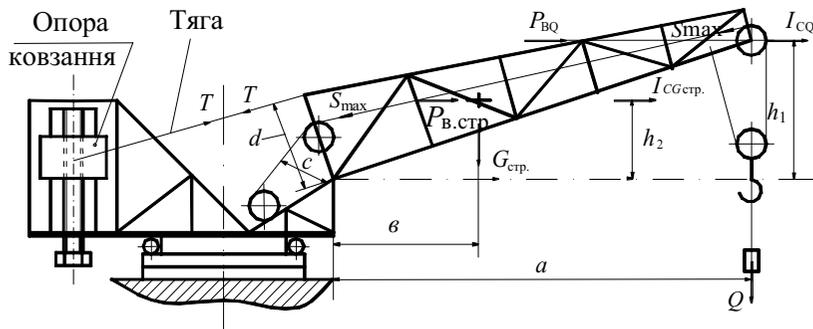


Рис. 19.3. Розрахункова схема гвинтового механізму зміни вильоту стріли

Потужність приводу механізму зміни вильоту. Орієнтовно (рис. 19.4), кВт

$$N_{\text{дв}} = \frac{T_2' \cdot V}{10000 \cdot \eta_{\text{мех}}}; \eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{привода}} \cdot \eta_{\text{гвинта}};$$

$$\text{де } T_2' = (T_2 + T_1 W),$$

де W — коефіцієнт опору руху гайки, $T_1 = T \cdot \cos \alpha$; $T_2 = T \cdot \sin \alpha$; тобто $T_2' = T(\sin \alpha + W \cos \alpha)$, якщо гайка на опорах ковзання, то $W = \mu$ (коефіцієнт тертя); якщо гайка встановлюється на роликах,

$W = K_p \cdot \left(\mu \frac{d}{2} + f \right) \cdot \frac{2}{D}$, де K_p — коефіцієнт неврахованих утрат, з урахуванням перекосу.

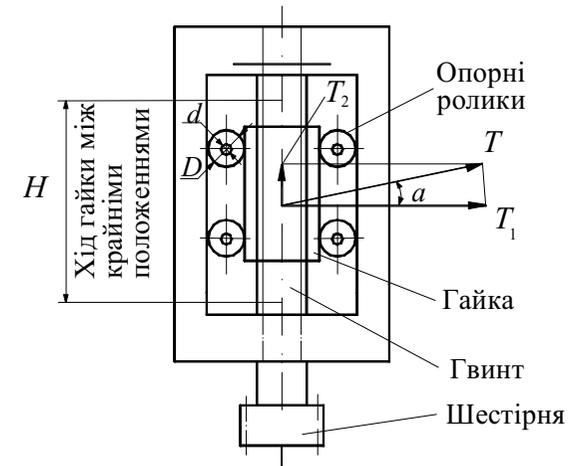


Рис. 19.4. До розрахунку гвинтового механізму зміни вильоту

$$\eta_{\text{гвинта}} = \frac{\text{tg} \alpha_1}{\text{tg} \cdot (\alpha_1 + \rho)},$$

де α_1 — кут підйому гвинта;

ρ — кут тертя.

Лінійна швидкість гайки

$$V = \omega_{\text{гвинта}} \cdot t_{\text{гвинта}};$$

$$\omega_{\text{гвинта}} = \frac{\pi n_{\text{гв}}}{30} = \frac{\pi n_1}{30 \cdot i_{\text{мех}}},$$

$$\text{де } i_{\text{мех}} = \frac{n_1}{n_{\text{гвинта}}};$$

$t_{\text{гвинта}}$ — крок гвинта.

Точний розрахунок $N_{\text{дв}}$ за $M_{\text{екв}}$ за цикл зміни вильоту; зусилля у тязі знайдемо, якщо вирішимо рівняння моментів щодо осі обертання стріли при зміні вильоту:

$$T = \frac{Q \cdot a + G_{стр} \cdot b + P_{в.О} \cdot h_1 + I_{сО} \cdot h_1 + P_{в.стр} \cdot h_2 + I_{с.Г стр} \cdot h_2 - S_{max} C}{d}$$

де T — величина перемінна, залежить від положення стріли. Варто врахувати, що основним недоліком розглянутих схем зміни вильоту стріли є те, що зі зміною положення стріли змінюється і положення вантажу. При підйомі стріли вантаж піднімається, на що витрачається відповідна потужність — це втрати потужності.

Є конструкції механізмів зміни вильоту, що забезпечують майже постійне за висотою розташування вантажу при зміні вильоту стріли крана (рис. 19.5, 19.6, 19.7).

Профілювання хобота виконується за формою «улітка», що забезпечує майже горизонтальний рух вантажу при зміні вильоту стріли.

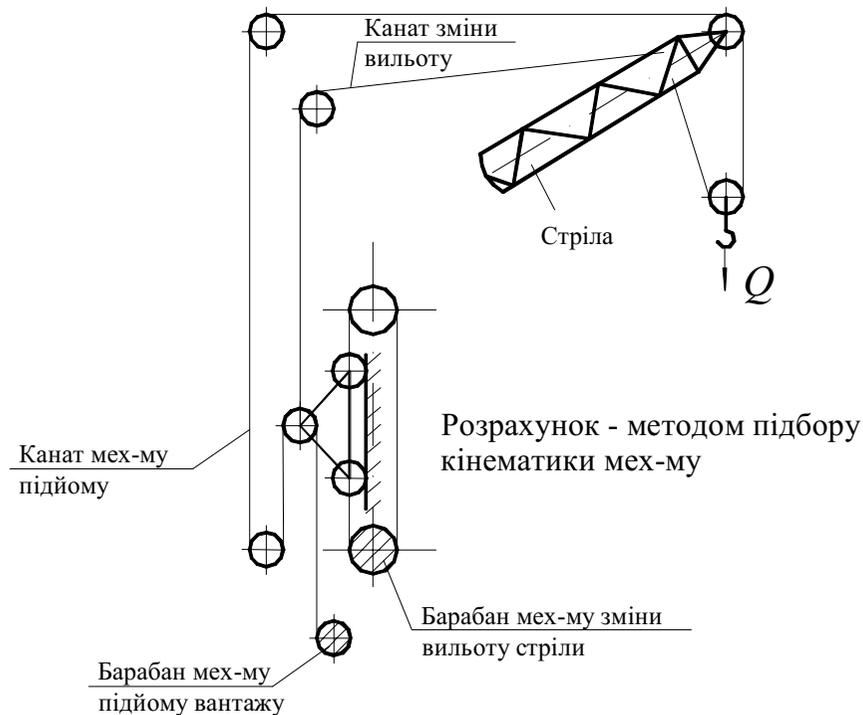


Рис. 19.5. Механізм зміни вильоту стріли із зрівняльним поліспастом

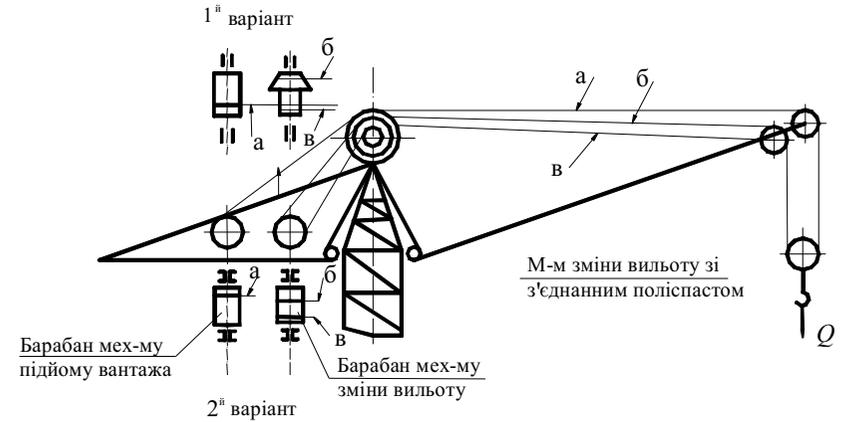


Рис. 19.6. Механізм зміни вильоту зі з'єднаними поліспастами: a — канат механізму підйому вантажу; $б, в$ — канати механізму зміни вильоту стріли; 1-й варіант — застосування конічного і циліндричного барабанів механізму зміни вильоту стріли; 2-й варіант — застосування циліндричного барабана механізму зміни вильоту стріли

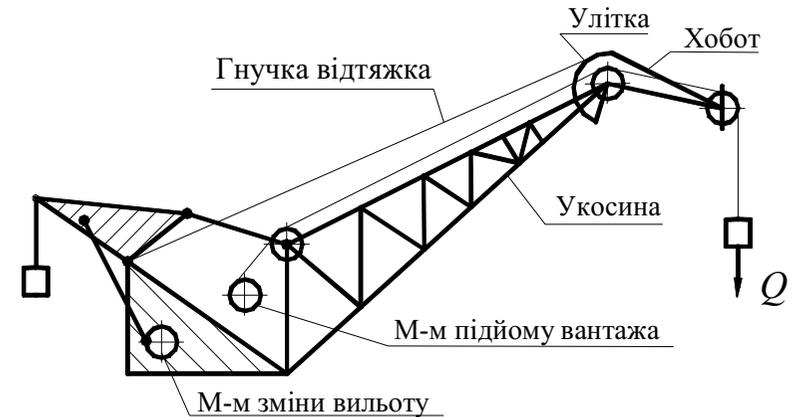


Рис. 19.7. Механізм зміни вильоту з шарнірно з'єднаною укосиною та гнучкою відтяжкою хобота

Розділ 20
СТАЦІОНАРНІ ПОВОРІТНІ КРАНИ

20.1. Конструктивні схеми кранів

На рис. 20.1 наведено схему стрілового поворотного крана із зовнішньою верхньою опорою і незмінним вильотом.

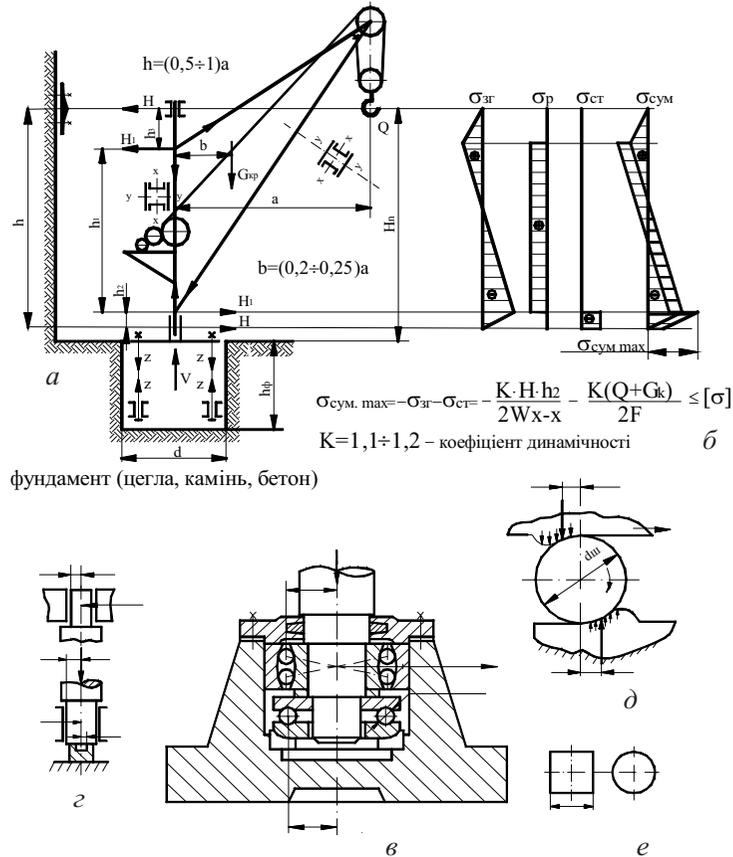


Рис. 20.1. Стріловий поворотний кран із зовнішньою верхньою опорою і незмінним вильотом: а — схема сил, діючих на кран; б — епюри навантажень, діючих на вертикальну колону; в — схема нижньої опори крана з підшипниками катання; г — схема верхньої і нижньої опори з підшипниками ковзання; д — схема виникнення моменту опору для підшипників катання; е — варіанти фундаменту

На рис. 20.2 наведена схема стаціонарного поворотного крана з пересуванням по верхньому поясу.

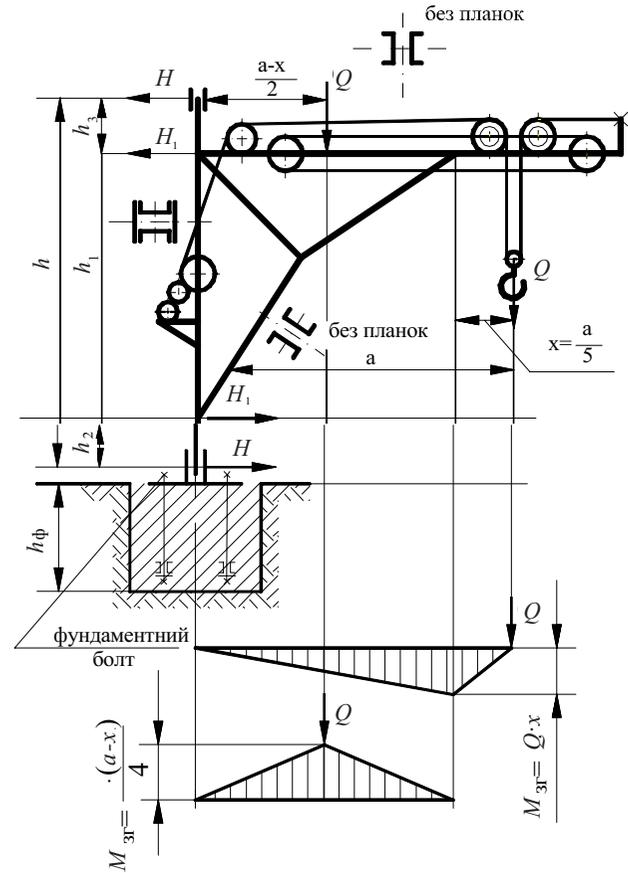


Рис. 20.2. Стаціонарний поворотний кран з пересуванням по верхньому поясу

20.2. Визначення статичного моменту опору повороту M_c для конструкції опор

$$M_c = M_{c1} + M_{c2},$$

де M_{c1} — статичний момент опору у верхній опорі;

M_{c2} — статичний момент опору в нижній опорі.

$$M_{c1} = H \cdot \mu \cdot r \text{ (підшипник ковзання);}$$

$$M_{c1} = H \cdot \mu' \cdot r_{6д} \text{ (підшипник котіння),}$$

де μ' — приведений коефіцієнт тертя для підшипника котіння;

$r_{\text{бд}}$ — радіус бігової доріжки для підшипника котіння;

$$\mu' = 0,01 \div 0,02; \mu = 0,08 \div 0,1;$$

M_{C2} залежить від конструкції опори, якщо стосовно рис. 20.1,з, то:

$$M_{C2} = H \cdot \mu \cdot r_1 + \frac{2}{3} \mu \cdot \frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2} \cdot \Sigma V.$$

Якщо у підп'ятнику вирізу немає, то $r_2 = 0$, тоді:

$$M_{C2} = H \cdot \mu \cdot r_1 + \frac{2}{3} \mu \cdot \frac{r_1^3}{r_1^2} \cdot \Sigma V.$$

Якщо застосована конструкція опори за рис. 20.1,в, то

$$M_{C2} = H \cdot \mu \cdot r_1 + \frac{V \cdot 2f}{d \cdot \mu} \cdot R; \quad V = Q + G_{\text{кр}}, \quad Q \cdot a + G_{\text{кр}} \cdot b = H \cdot h,$$

$$\text{так як } H = \frac{Q \cdot a + G_{\text{кр}} \cdot b}{h}.$$

20.3. Розрахунок фундаменту

Розрахунок зводиться до визначення ваги і розмірів фундаменту. Вага фундаменту визначається за умов стійкості положення крана проти зсуву:

$$T > H,$$

де T — сила тертя між підставою фундаменту і землею, тобто

$$T = \beta \cdot H,$$

де β — запас стійкості фундаменту $\beta = 1,8 \div 2$;

$$T = (Q + G_{\text{кр}} + G_{\text{фунд}}) \cdot \mu = \beta \cdot H.$$

$$\text{Звідси } G_{\text{фунд}} = \frac{\beta \cdot H - (Q + G_{\text{кр}}) \cdot \mu}{\mu}.$$

Висота фундаменту $h_{\text{фунд}}$ повинна бути на 100—200 мм більше граничної величини промерзання ґрунту. Потім, після визначення геометричних розмірів ґрунт під фундаментом перевіряється на питомий тиск, МПа:

$$q = \frac{Q + G_{\text{кр}} + G_{\text{фунд}}}{d^2} \leq [q].$$

Є відповідні таблиці для $[q]$, МПа:

для болотистих ґрунтів $[q] = 0,05$;

для скельних ґрунтів $[q] = 1 \div 2$;

для гравістичних ґрунтів $[q] = 5 \div 7$;

для суглинків $[q] = 2 \div 3$.

20.4. Розрахунок фундаментних болтів

Застосовуються чорні болти; при цьому виходять з того, що вони повинні бути затягнуті з такою силою затягування Z , що:

$$(Q + G_{\text{кр}} + n \cdot Z) \cdot \mu = \beta \cdot H,$$

тобто щоб це затягування плюс Q і G викликало між опорною плитою і фундаментом силу тертя, що перевищувало зміщуючу силу H на величину запасу стійкості крана β ;

μ_1 — коефіцієнт тертя між опорною плитою і фундаментом;

n — кількість болтів;

Z — сила затягування болта.

З цього виразу знайдемо:

$$n \cdot Z = \frac{\beta_1 \cdot H}{\mu_1} - (Q + G_{\text{кр}}).$$

Якщо прийняти $\beta_1 = \beta$ та $\mu_1 = \mu$, то $n \cdot z = G_{\text{фунд}}$.

Болти вибираються і розраховуються за розривним зусиллям Z .

Розділ 21

**СТРІЛОВИЙ ПОВОРОТНИЙ КРАН
З НЕПОВОРОТНОЮ КОЛОНОЮ**

**21.1. Конструктивна схема крана
та визначення зусиль у його стрижнях**

Такі крани (рис. 21.1) мають вантажопідйомність до 16 т і зазвичай виконують підйомно-транспортні операції на відкритих складах.

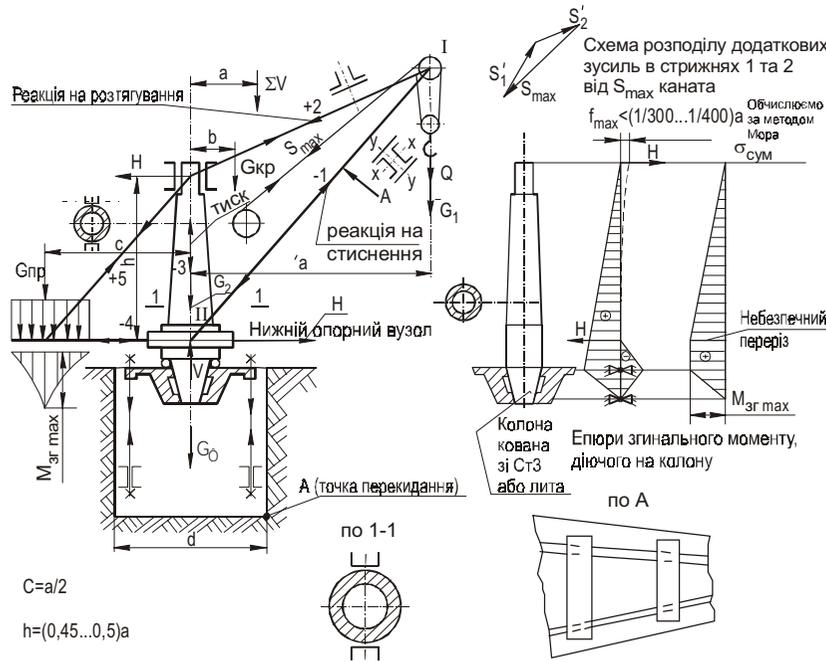


Рис. 21.1. Стріловий поворотний кран з неповоротною колоною

Колони суцільні ковані при $\varnothing \ll 150$ мм, при $\varnothing \gg 150$ мм їх роблять полими. Звичайно \varnothing колони ≤ 300 мм, h колони ≤ 3 метра.

Власну вагу крана $G_{кр}$ приводимо тільки у вузли I і II за наступною методикою: $G_1 \cdot a = G_{кр} \cdot b$; $G_1 = \frac{G_{кр} \cdot b}{a}$; $G_2 = G_{кр} - G_1$.

Реакція H в опорах і вага противаги $G_{пр}$ визначається з умови $|M_{вантаж}| = |M_{розвантаж}|$, що забезпечує сприятливі умови роботи колони на вигин, тобто коли кран навантажений:

$$Q \cdot a + G_{кр} \cdot b - G_{пр} \cdot c = H \cdot h.$$

У розвантаженому стані $Q_{пр} \cdot c - G_{кр} \cdot b = H \cdot h$. Звідси визначається H_1 , крім того, порівнюючи обидва вирази, отримаємо

$$Q \cdot a + G_{кр} \cdot b - G_{пр} \cdot c = G_{пр} \cdot c, \text{ або } G_{пр} \cdot c = \frac{Q \cdot a}{2} + G_{кр} \cdot b, \text{ тобто момент противаги врівноважує повний момент від власної ваги крана}$$

і $\frac{1}{2}$ повного моменту корисного вантажу.

На рис. 21.2 наведена діаграма Максвелла—Кремони визначення зусиль у стрижнях. При цьому перша дія: викладаємо у масштабі $Q + G_1$ і отримуємо зусилля в стрижнях 1 і 2. Друга дія (розглядаємо верхній вузол): беремо зусилля 2, відкладемо H , отримуємо зусилля 3,5. Третя дія: беремо зусилля 1, H , $\sum V - G_2$, 3, отримуємо зусилля 4.

Розрахунок фундаменту. Перевірка на питомий тиск ґрунту під фундаментом (рис. 21.3)

Питомий тиск від вертикальних навантажень

$$P_v = \frac{Q + G_k + G_{пр} + G_{\phi}}{d^2}.$$

Питомий тиск від суми моментів, тому що $\sum V$ прикладена ексцентрично: $P_M = \frac{Q \cdot a + G_k \cdot b - G_{пр} \cdot c}{W_x}$.

21.2. Розрахунок фундаментних болтів

Застосовуються чорні болти, що розраховуються як група болтів, навантажених перекидаючим моментом і скріплених опорною плитою (x -х ребро перекидання).

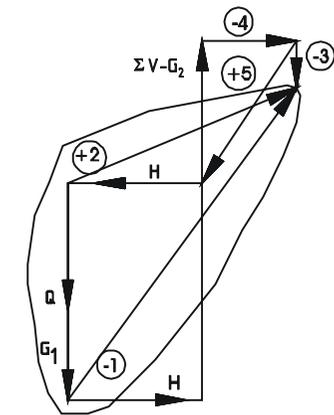


Рис. 21.2. Діаграма Максвелла—Кремони визначення зусиль у стрижнях

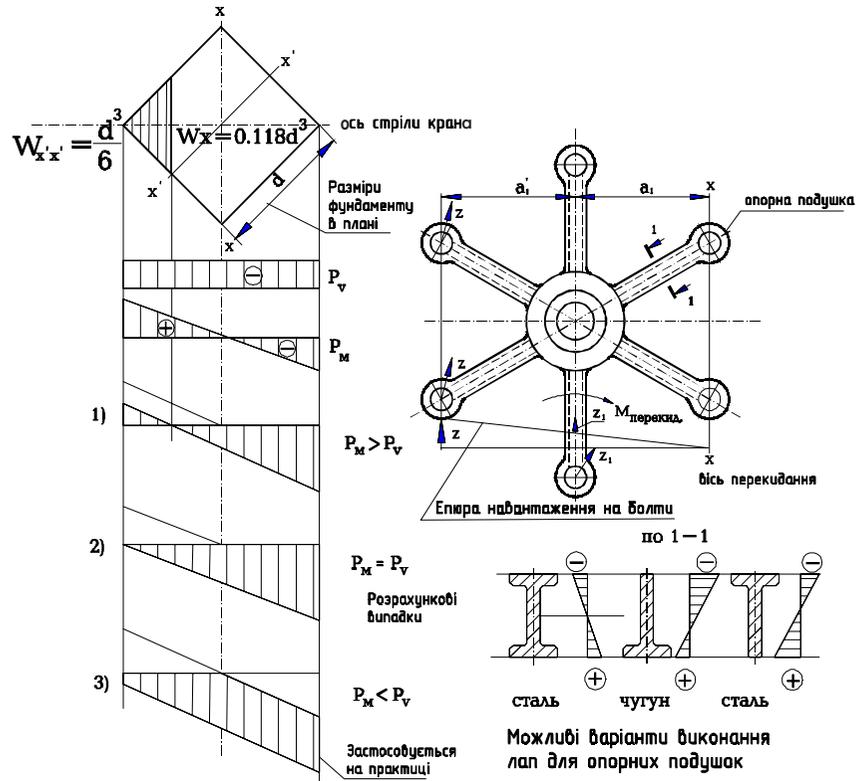


Рис. 21.3. Схема до розрахунку фундаменту і фундаментних болтів

Позначимо навантаження на болти Z і Z_1 , якщо $a = a_1$, то деформації

болтів пропорційні $\frac{Z}{Z_1} = 2 = \frac{2a_1}{a_1}$.

Рівняння моментів щодо ребра перекидання $x-x$:

$$Q \cdot (a - a_1) + G_k \cdot (b - a_1) - G_n \cdot (c + a_1) = 2Z \cdot 2a_1 + 2Z_1 \cdot a_1; \text{ з огляду}$$

що $\frac{Z}{Z_1} = 2$, можна знайти зусилля Z і Z_1 .

21.3. Перевірка крана

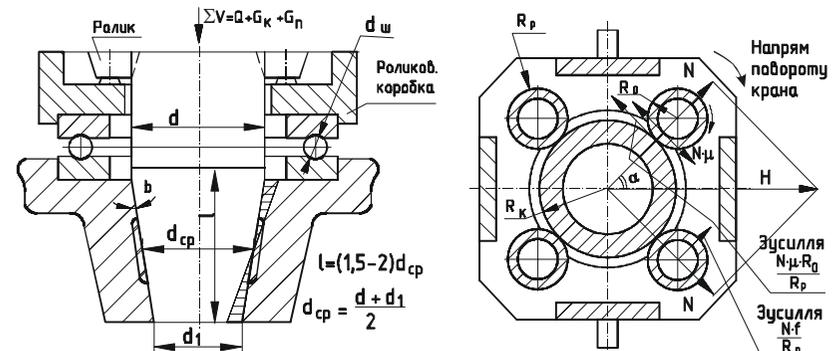


Рис. 21.4. Нижній опорний вузол

Рис. 21.5. Роликова коробка

Перевірка крана на стійкість зводиться до визначення запасу стійкості β , що є відношенням суми моментів, відновлюючи кран до суми моментів, перекидаючих щодо ребра A (рис. 21.1).

$$\beta = \frac{M_v}{M_{\text{перекид}}} = \frac{G_n \cdot \left(c + \frac{d}{2}\right) + G_\phi \cdot \frac{d}{2} + G_k \cdot \left(\frac{d}{2} - b\right)}{Q \cdot \left(a - \frac{d}{2}\right)} \geq 1,8 \div 2,0;$$

тобто ми зневажаємо активним і пасивним опором ґрунту.

Знаючи β , можна знайти з цієї формули вагу фундаменту і його розміри.

Визначення моменту опору повороту крана від сил тертя:

$$M_w = M_{w1} + M_{w2},$$

де M_{w1} — момент опору у верхньому опорному вузлі;

M_{w2} — момент у нижньому опорному вузлі.

$$M_{w2} = M'_{w2} + M''_{w2},$$

де M'_{w2} — момент у роликовій коробці;

M''_{w2} — момент в опорному підшипнику.

Навантаження (реакцію) H увесь час сприймають тільки 2 ролики.

Ролики обертаються навколо своєї осі й обертаються по колоні:

$$M'_{w2} = \frac{2 \cdot N \cdot f}{R_p} \cdot (R_p + R_k) + 2 \cdot N \cdot \frac{\mu \cdot R_0}{R_p} \cdot R_k$$

— перша складова — це момент опору котіння, друга складова — момент опору ковзання.

21.4. Розрахунок металоконструкції

Необхідно всі зовнішні сили привести у вузли.

Власну вагу крана G_k приводимо у вузли I і II (див. рис. 21.1). Будуємо діаграму Максвелла—Кремони — розрахунки за діаграмою Максвелла—Кремони див. на рис. 21.2.

Стрижень 1 (див. рис. 21.1) — стиснутий

$$\delta_{\text{ст}} = -\frac{K \cdot (S_1 + S'_1)}{2F \cdot \varphi_x} \leq [\delta],$$

де S'_1 — додаткове зусилля від S_{max} — механізму підйому вантажу;

$K \approx 1,2$ коефіцієнт динамічності;

F — площа поперечного перерізу одного швелера;

φ_x — коефіцієнт зменшення напруги, що допускається, у випадку поздовжнього вигину.

Стрижень прогнеться щодо тієї осі, де W (номінальний опір) найменший, у нашому випадку відносно x - x :

$$\varphi_x = f(\lambda_x), \text{ де } \lambda_x = \frac{\mu \cdot l}{r_{x0}},$$

де $\mu = 1$ (у нашому випадку) коефіцієнт закладення;

r_{x0} — мінімальний радіус інерції одного швелера;

$r_{x0} = \sqrt{\frac{I_{x0}}{F}}$ узятий щодо осі, де момент опору найменший.

Стрижень 4 працює на стиск і вигин

$$\delta_{\text{виг}} = -\frac{K \cdot S_4}{2 \cdot F \cdot \varphi_x} - \frac{K \cdot M_{\text{виг. max}}}{2W_{xx}}.$$

Стрижень 3 — планками не з'єднаний, він може бути і розтягнутий, і стиснутий. Розраховується на стиск при ненавантаженому крані

$$\delta_{\text{ст}} = -\frac{K \cdot S_{\text{від противаги}}}{2 \cdot \varphi_0 \cdot F} \leq [\delta];$$

Колона. Колона працює на вигин (у деяких випадках) або на вигин і подовжній стиск. Згинає сила H .

Якщо колона виконана зі сталі Ст 4 чи Ст 5, то ухил колони 1:15, 1:20 у частині, що заходить у фундаментальну плиту. Це зроблено для заклинювання колони — щоб вона не оберталася.

Довжина закладення колони у фундаментальній плиті

$$l = (1,5 \div 2) \cdot d_{\text{ср}}; \quad d_{\text{ср}} = \frac{d + d_1}{2}.$$

Прогин кінця колони f_{max} визначається за допомогою метода Мора.

$$\text{Прогин } f_{\text{max}} = \left(\frac{1}{300} \div \frac{1}{400} \right) \cdot a.$$

$$\text{Прогин кінця вильоту стріли } \frac{f_a}{f_{\text{max}}} \cong \frac{a}{n}.$$

Діаметр ролика $D_p = (0,4 \div 0,5) \cdot D_{\text{колон}}$. Ролик перевіряється на питомий тиск.

Опорна подушка сталева чи чавунна; подушка працює на вигин і стиск $[\sigma]$ — для чавуну = 20 ÷ 30 МПа; $[\sigma]$ — для сталі = 60 ÷ 50 МПа.

Розділ 22

СТРІЛОВІ ПЕРЕСУВНІ КРАНИ

22.1. Конструктивна схема крана

Поділяються на рейкові і безрейкові (на рейковому і безрейковому ході).

До рейкових кранів відносяться велосипедні, залізничні крани.

До безрейкових кранів відносяться автокрани, крани на пневмошасі, гусеничні крани, тракторні крани та ін.

Велосипедні крани. Є 2 конструкції таких кранів: з ромбовидною формою і велосипедні крани з формою прямокутного типу (це умовні назви).

Назва «велосипедний» відбулася через те, що опорний ходовий візок спирається на два або більше ходових колеса, що переміщуються по одній рейці (як велосипед).

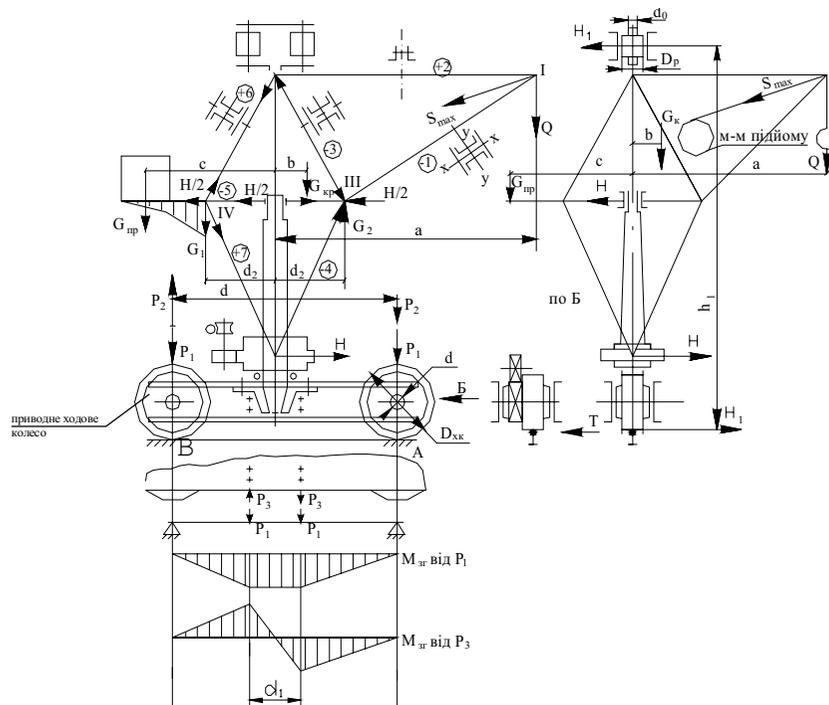


Рис. 22.1. Велосипедний кран

Цей кран за шириною малих розмірів, застосовується в складських приміщеннях. Верхній опорний візок складається з двох безребордних роликів. На крані є 3 механізми: підйому, повороту, пересування.

Швидкість повороту $n_{пов} = 1 \div 5$ об/хв;

Швидкість пересування крана 35—40 м/хв; вантажопідйомність не перевищує 5—7 т.

Металоконструкція крана більш складна, ніж у кранах, розглянутих раніше. Підбір швелерів роблять по зусиллях.

Зусилля в металоконструкції визначаються за діаграмою Максвелла—Кремони. $G_{пр}$ — розноситься у вузли III і IV у вигляді зусиль G_1, G_2 .

Це приведення виглядає так: $G_{пр} \cdot (c + d_2) = G_1 \cdot 2d_2$, тобто $G_1 = G_{пр} \cdot \frac{c + d_2}{2 \cdot d_2}$; $G_2 = G_1 - G_{пр}$.

Сила H розноситься на дві складові $H/2$ і $H/2$ у вузли III і IV.

Вага крана G_k розноситься у вузли пропорційно площі ферм.

Конструкція верхньої опори (рис. 22.2) (можливо і нижня може бути виконана за таким типом).

22.2. Розрахунок моменту опору повороту

Навантаження на i -й ролик позначимо N_i . Запишемо загальне рівняння статичного моменту опору повороту зовнішнього кільця.

$$M_c = N_{max} \cdot \frac{2 \cdot f}{d_p} \cdot R + \sum_{i=1}^{i=n} N_i \cdot \frac{2 \cdot f}{d_p} \cdot R,$$

де $N_{max} \cdot \frac{2 \cdot f}{d_p}$ — сила опору, прикладена до зовнішнього кільця,

що обертається, $M_c = \frac{2 \cdot f \cdot R}{d_p} \cdot \left(N_{max} + 2 \sum_{i=1}^{i=n} N_i \right)$, тому що $N_i = N_{max} \cdot \cos \alpha_i$

$= \frac{2 \cdot f \cdot R}{d_p} \cdot N_{max} \cdot \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos \alpha_i \right)$, тобто маємо косинусоїдальний закон розподілу зусиль між роликами.

$$H = N_{max} + 2 \sum_{i=1}^{i=n} N_i \cdot \cos \alpha_i;$$

$$H = N_{max} + 2 \sum_{i=1}^{i=n} N_{max} \cdot \cos^2 \alpha_i = N_{max} \cdot \left(1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \cos^2 \alpha_i \right),$$

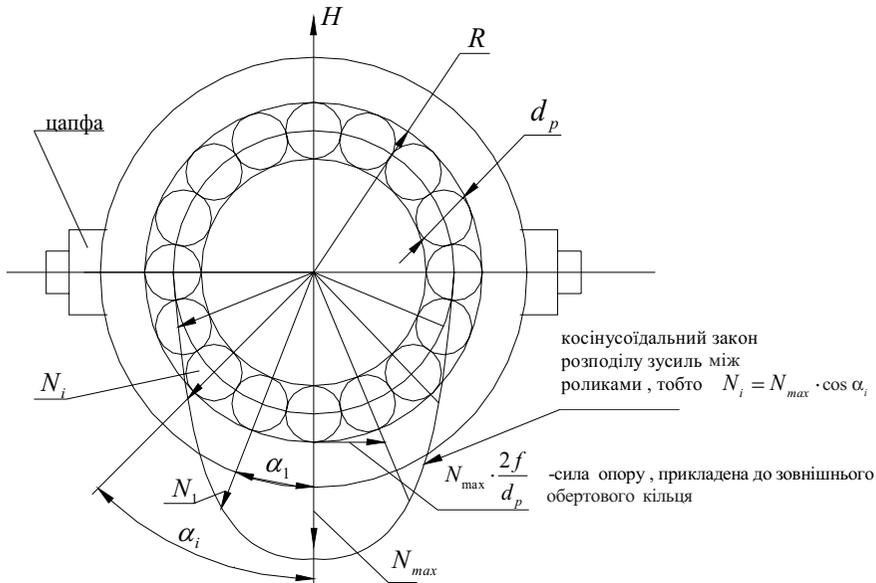


Рис. 22.2. До розрахунку моменту опору повороту зовнішнього кільця підшипника

$$\text{тоді } M_c = \alpha \frac{2 \cdot f \cdot R}{d_p} \cdot H \frac{1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \cos \alpha_i}{1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \cos^2 \alpha_i},$$

де $\alpha = 1,1 - 1,25$ — це практично коефіцієнт, що враховує перекося, забруднення та інше, тобто $M = H \cdot \mu' \cdot R$,

$$\mu' = \frac{2 \cdot f \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos \alpha_i \right)}{d_p \cdot 2 \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \cos^2 \alpha_i} \text{ — це приведений коефіцієнт тертя для}$$

нашого випадку. На практиці беруть $R = R_{cp}$. Загальний момент опору повороту визначається відповідно як і для стрілового поворотного крана з неповоротною колоною.

22.3. Розрахунок механізму пересування крана

Сила опору пересуванню визначається при стрілі, перпендикулярній до рейкового шляху.

$$W = \beta \cdot (Q + G_{кр} + G_{тел} + G_{пр}) \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + f \right) \cdot \frac{2}{D_{x.k}} + \beta_1 H_1 \cdot \left(\mu \cdot \frac{d_0}{2} + f \right) \cdot \frac{2}{D_p},$$

де β — коефіцієнт реборд;

$(Q + G_{кр} + G_{тел} + G_{пр}) \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + f \right) \cdot \frac{2}{D_{x.k}}$ — сила опору в нижньому візку;

$\beta_1 H_1 \cdot \left(\mu \cdot \frac{d_0}{2} + f \right) \cdot \frac{2}{D_p}$ — момент опору у верхньому опорному візку, при опорі ковзання $\beta = 1,75 - 2,0$; $\beta_1 = 1,1$; при опорі котіння $\beta = 3,5 - 4,0$;

$$H_1 = \frac{Q \cdot a + G_{кр} \cdot b - G_{пр} \cdot c}{h_1}.$$

Перевірка приводних ходових коліс на пробуксовку при стрілі II підкранової рейки. На рис 22.1 ходові колеса зчеплені з рейкою неміцно, тому що сила P_2 від $M_{зг}$ розвантажує привідне ходове колесо. Повинно бути: $Z > W'$. Запишемо це ж у виді рівняння; Z — сила зчеплення; W' — сила опору пересуванню, тоді

$$Z = K \cdot W'; \quad K = \frac{Z}{W'} \geq [K] = 1,2.$$

Мінімальна сила зчеплення ходових коліс $Z = (P_1 - P_2) \cdot \mu_0$, де μ_0 — коефіцієнт зчеплення; $\mu_0 = 0,14 - 0,16$ — сухі рейки; $\mu_0 = 0,12$ — вологі рейки.

$$P_1 = \frac{Q + G_{кр} + G_{пр} + G_{тел}}{2};$$

$$P_2 = \frac{Q \cdot a + G_{кр} \cdot b - G_{пр} \cdot c}{d}, \text{ тобто } (P_1 - P_2) \cdot \mu_0 = K \cdot W'.$$

У цьому випадку, коли стріла II підкранової рейки

$$W' = \beta' \cdot (Q + G_{кр} + G_{пр} + G_{тел}) \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + f \right) \cdot \frac{2}{D_{x.k}} + \beta'_1 \cdot H_1 \cdot \left(\mu \cdot \frac{d_0}{2} + f \right) \cdot \frac{2}{D_p};$$

при опорі ковзання $\beta' = 1,35 - 1,5$; $\beta'_1 = 0,1\beta_1$, тобто $\beta'_1 = 0,11$.

при опорі котіння $\beta = 2,5 - 3,0$.

$\beta'_1 \cdot H_1 \cdot \left(\mu \cdot \frac{d_0}{2} + f \right) \cdot \frac{2}{D_p}$ — у принципі ця складова повинна бути відсутня, але β'_1 вводиться для обліку різних непередбачених обставин.

Перевірка крана на стійкість зводиться до визначення коефіцієнта запасу стійкості.

а) Стріла паралельна рейковому шляху:

➤ Кран навантажений. При цьому запас стійкості

$$\beta = \frac{M_{\text{вост}}}{M_{\text{опрокид}}},$$

де $M_{\text{вост}}$ — сума моментів, що відновлюють рівновагу крана;

$M_{\text{опрокид}}$ — сума перекидаючих моментів.

У навантаженому стані кран перекидається відносно точки A ;

$$\beta = \frac{G_{\text{пр}} \cdot \left(c + \frac{d}{2}\right) + G_{\text{тел}} \cdot \frac{d}{2} + G_{\text{кр}} \cdot \left(\frac{d}{2} - b\right)}{Q \cdot \left(a - \frac{d}{2}\right)} \geq 1,4.$$

➤ Кран розвантажений

$$\beta = \frac{G_{\text{тел}} \cdot \frac{d}{2} + G_{\text{кр}} \cdot \left(\frac{d}{2} + b\right)}{G_{\text{пр}} \cdot \left(c - \frac{d}{2}\right)} \geq 1,15.$$

б) Стріла перпендикулярна рейкам:

➤ Кран навантажений, тому можливий зрив реборди. Щоб цього зриву не трапилося повинна дотримуватися умова: $H < T$, тобто

$$\beta \cdot H_1 = T; \quad \beta = \frac{T}{H_1};$$

$$T = \mu_0 \cdot (Q + G_{\text{кр}} + G_{\text{тел}} + G_{\text{пр}}); \quad H_1 = \frac{Q \cdot a + G_{\text{кр}} \cdot b - G_{\text{пр}} \cdot c}{h_1},$$

де μ_0 — коефіцієнт зчеплення;

$$\beta = \frac{T}{H_1} = \frac{(Q + G_{\text{кр}} + G_{\text{тел}} + G_{\text{пр}}) \cdot \mu_0}{H_1} \geq 1,4.$$

➤ Кран розвантажений при $T > H_1$;

$$\beta = \frac{T}{H_1} = \frac{(G_{\text{кр}} + G_{\text{тел}} + G_{\text{пр}}) \cdot \mu_0}{H_1} \geq 1,15;$$

$$H_1 = \frac{G_{\text{кр}} \cdot b - G_{\text{пр}} \cdot c}{h_1}.$$

Аналіз показує, що для стійкості найбільш небезпечно розвантажене положення крана.

H_1 — сила, що зміщує кран і може зірвати реборду, але на це не розраховують, а розраховують, що H_1 повинна дорівнювати силі тертя T .

H_1 при цьому змінює тільки свій напрямок, а не величину, тому

що H_1 визначається за умови: $H_1 = \frac{Q \cdot a + G_{\text{кр}} \cdot b - G_{\text{пр}} \cdot c}{h_1}$, або

$$H_1 = \frac{G_{\text{пр}} \cdot c - G_{\text{кр}} \cdot b}{h_1},$$

тобто вага противаги урівнює моменти, що виходять від ваги крана і $\frac{1}{2}$ ваги вантажу, тобто моменти у навантаженому і розвантаженому стані однакові. Проте розвантажений стан більш небезпечний.

22.4. Сучасні велосипедні крани-штабелери фірми «Демаг»

При створенні велосипедних кранів не передбачалося, що вони стануть основним засобом механізації сучасних автоматизованих складів.

Економічне складування вантажів за допомогою велосипедних кранів-штабелерів скорочує витрати на збереження і розподіл вантажів завдяки оптимальному використанню складського приміщення, скороченню часу, який витрачається на операції товарообігу і раціональній кількості персоналу. На рис. 22.3. наведено схеми кранів-штабелерів фірми ДЕМАГ. За допомогою велосипедних кранів-штабелерів забезпечується швидкий і безперешкодний доступ до вантажу, а так само безпечні і кращі умови праці для обслуговуючого персоналу.

Велосипедні крани-штабелери «Дестамат» I для автоматичного транспортування вантажів мають вагу близько 2000 кг. Однобалковий піднімальний візок з телескопуючими вилами і кабіною керування (пункт керування, наприклад, при поточному відході). Висувний механізм: вили типу DS із двосинусоїдальним приводом. За запитом можуть передбачатися вили з подвійною глибиною ходу для захоплення тари у спарених стелажах. Керування кранами-штабелерами від підсистеми «Дематик 88 R». Введення інформації може проводитися з клавіатури, від зчитувача баркода чи прямо від ЕОМ. Передача інформації здійснюється датчиками інфрачервоних променів.

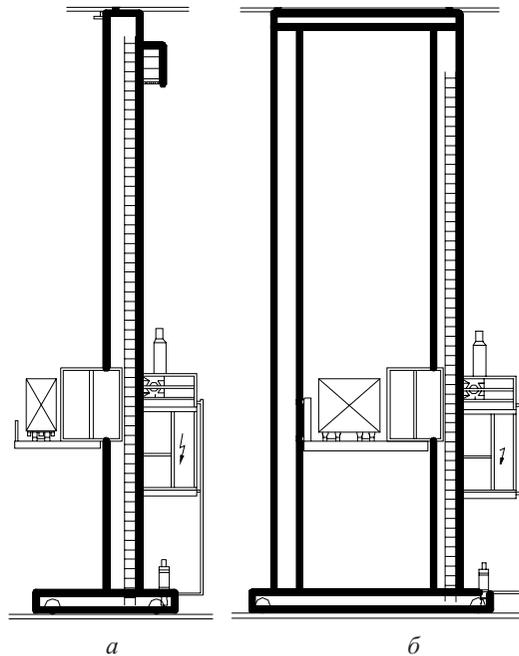


Рис. 22.3. Схеми велосипедних кранів-штабелерів фірми «Demag»
Дестамат I і Дестамат Z:

- | | |
|--|--|
| а) Дестамат I | б) Дестамат Z |
| — вантажопідйомність 2000 кг; | — вантажопідйомність 5000 кг; |
| — висота штабелера max 45 м; | — висота штабелера max 40 м; |
| — ширина проходу 1500 мм; | — ширина проходу 1500 мм; |
| — швидкість підйому (опускання) від 1 до 60 м/хв | — швидкість підйому (опускання) від 1 до 30 м/хв; |
| — швидкість переміщення від 2 до 160 м/хв; | — швидкість переміщення від 2 до 160 м/хв; |
| — швидкість телескопування вильоту від 24 до 48 м/хв; | — швидкість телескопування вильоту від 24 до 48 м/хв. |

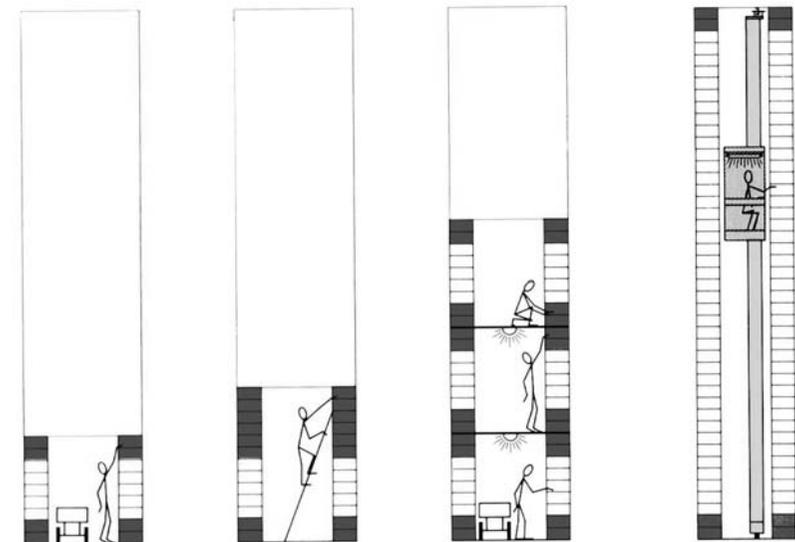
Велосипедні крани-штабелери Дестамат Z двомачтового виконання для транспортування вантажів і касет довжиною близько 8 м, великогабаритних піддонів і вантажів масою близько 5000 кг. Піднімальний візок зі спареними вилами для одночасних чи розділних операцій завантаження і розвантаження двох вантажних пакетів.

За запитом є можливість передбачати піднімальний візок із платформою для комплектування вантажів. Керування кранами-

штабелерами здійснюється переважно в автоматичному режимі від підсистеми Дематик 88 R. Ручне керування проводиться з кабіни, встановленої на піднімальному візку. У традиційних складах для комплектування вантажів зі стелажами в один чи кілька ярусів потрібна велика площа для збереження і комплектування вантажів. У таких складах комплектувальники нерідко вручну, на ділянках великої довжини переміщують візок під комплектуючий вантаж. Незручні зони доступу ускладнюють роботу (рис. 22.4).

Традиційний склад

Механізований склад



Зони доступу до вантажу

- Незручний доступ
- Зручний доступ

Рис. 22.4. Зони доступу в складах зі збереженням вантажів в один чи кілька ярусів і висотний стелажний склад із застосуванням стелажних кранів-штабелерів

При використанні велосипедних кранів-штабелерів фірми «Демаг» забезпечується ефективність процесу комплектування вантажів при мінімальних фізичних витратах. Велосипедні крани-штабелери — надійні транспортні засоби для вузьких шляхів проїзду і можуть використовуватися у складах будь-якої висоти.

Комплектувальник має можливість при одночасному переміщенні крана-штабелера і підйомі візка за короткий час забезпечити собі доступ до заданого місця збереження. Для того щоб покращити умови праці, можуть передбачатися столи сталеві, кулькові і роликові, а також вантажопідйомні вили.

В автоматизованому складі для дрібних деталей реалізується принцип «вантаж до оператора». Завдяки цьому робота комплектувальника стає ще більш ефективною; вона зводиться до власної задачі, тобто комплектуванню виробів.

При цьому оператора на борту крана-штабелера немає. Продуктивні автоматизовані крани-штабелери з високим прискоренням і коротким часом циклів руху вантажів завантажують і розвантажують ящиківу тару. Введення команд для переміщення та ком-

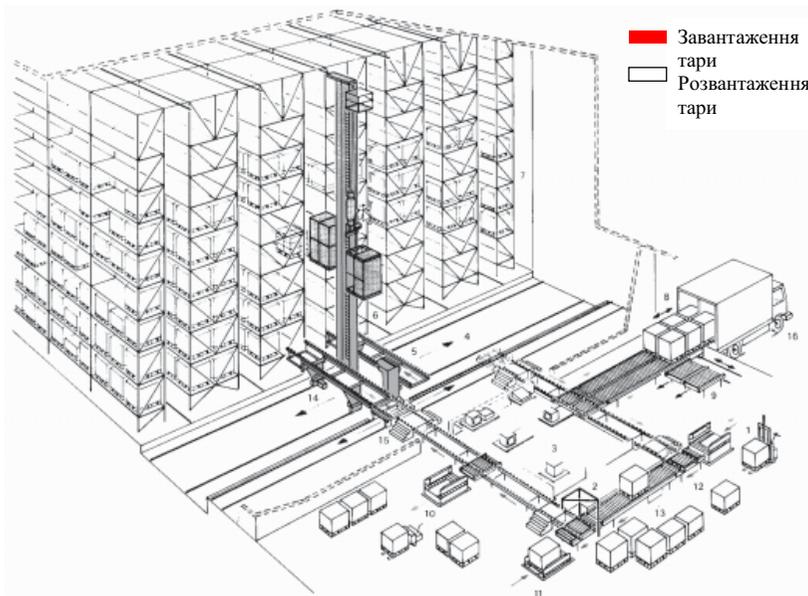


Рис. 22.5. Модульна побудова комплексних систем: 1 — захоплення і передача тари; 2 — габаритний контроль; 3 — ідентифікаційний пункт; 4 — рівень завантаження тари; 5 — трансробот; 6 — кран-штабелер; 7 — висотний стелажний склад; 8 — автоматичне завантаження і розвантаження автомобілів; 9 — накопичувачі тари, що завантажуються в автомобіль; 10 — вивід ушкодженої тари; 11 — завантаження тари в транспортну систему; 12 — роликовий піднімальний стіл; 13 — роликовий конвеєр; 14 — ланцюговий транспортер; 15 — механізований розподільний візок; 16 — автомобіль з ланцюговим транспортером на борту

плектування партій здійснюється в режимі «офф-лайн» або «он-лайн», наприклад, через кодознімач прямо в режимі від ЕОМ керування складом. Добір вантажів перед зоною сховища дозволяє оптимально улаштувати робоче місце. Пристрій зони комплектування залежить переважно від організації роботи складу і продуктивності зони комплектування партій. Виконання зони комплектування варіюється між статичними місцями збору тари і комплексних транспортних систем. Зони комплектування з U-образним транспортним потоком дозволяють організувати буферний заділ вантажів, унаслідок чого можлива відповідність часу циклів крана—штабелера до часу комплектування партій.

Фірма «Маннесманн Демаг Фордертехнік» споруджує в усьому світі підйомно-транспортні установки для всіх секторів виробництва і розподілу вантажів. Модульними елементами системи забезпечується оптимальна можливість механізації виробничих процесів (рис. 22.5).

Розділ 23 МОСТОВІ КРАНИ

23.1. Класифікація

Крани мостового типу включають: мостові, консольні, козлов. Ці крани поділяються на спеціальні і крани загального призначення. Спеціальні крани застосовуються для виконання спеціальних технологічних операцій. До їхнього числа відносяться розливочні, кліщові, стріперні, пратцен-крани, кувальні крани, перевантажувальні мости. До мостових кранів загального призначення відносяться крани, призначені для виконання загальних вантажно-транспортних операцій. Зазвичай ці крани обладнані простими вантажозахоплювальними пристроями. Однак і в мостових кранах можуть застосовуватися спеціальні вантажопідійомні органи, такі як грейфери, електромагніти і т. ін.

23.2. Мостові крани загального призначення

Мостові крани загального призначення — дуже розповсюджений тип ВПМ; він є основним засобом транспорту, що застосовується на виробництві. До цих кранів відносяться крани з простими вантажозахоплювальними пристроями. Мости цих кранів звичайно двобалкові, а в кранах легкого типу — однобалкові.

Вантажопідійомність сучасних кранів сягає 500 т і більше. Швидкості руху механізмів: пересування моста — до 120 м/хв., пересування візка — 35—50 м/хв., підйому вантажу — 25—35 м/хв.

Міст мостового крана (рис. 23.1) являє собою конструкцію з двох паралельно розташованих несучих елементів — головних балок, з'єднаних по кінцях кінцевими балками. Конструкція несучих елементів або конструкція мостів може мати три варіанти:

1. Конструкція, що складається з 4 ферм: головної, допоміжної і 2-х гальмових — верхньої і нижньої (зазвичай це мости решітчастої конструкції).

2. Конструкція, що являє собою коробчасту балку.

3. Конструкція, що являє собою одну суцільностінну балку з розвинутим верхнім поясом.

Схема моста коробчастої конструкції, так названої відкритої конструкції, або суцільностінний міст зображена на рис. 23.1.

На рис. 23.2 наведена схема перерізу головної балки моста. В цій конструкції мають витримуватися співвідношення:

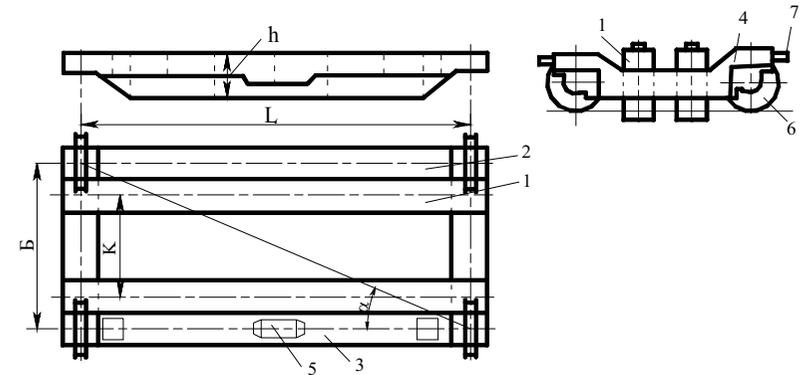


Рис. 23.1. Схема моста коробчастої конструкції: 1 — головна балка; 2 — площадка для обслуговування тролей; 3 — площадка для розміщення механізму пересування; 4 — кінцева балка; 5 — механізм пересування крана; 6 — блок викотувальних бус; 7 — буфер; L — прогон крана; B — база крана; k — колія візка; h — висота головної балки

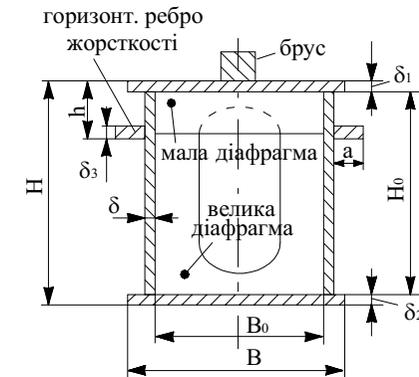


Рис. 23.2. Конструкція головної балки у розрізі

$$H = \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{23} \right) \cdot L;$$

$$B = \left(\frac{1}{50} + \frac{1}{60} \right) \cdot L, \quad \frac{B_0}{\delta_1} \leq 90.$$

Якщо $\frac{H_0}{\delta} \geq 80$, то потрібна перевірка вертикального листа на місцеву стійкість. Якщо $\frac{H_0}{\delta} \geq 160$, то потрібна установка вертикаль-

ної ребро жорсткості.

них діафрагм з кроком $b = (2 \div 3) \cdot H$ і горизонтальних ребер жорсткості, $\delta_3 \geq 5 \div 6$ мм ($\delta_1 \geq 6$ мм; $\delta_1 > \delta_2$).

Переваги коробчастих мостів: легкість виготовлення і менша вартість. Ці переваги з'явилися завдяки автоматичному і напівавтоматичному зварюванню. При малих прольотах коробчасті мости виходять легше, ніж решітчасті. Тобто проста конструкція, легке виготовлення, менша вартість виготовлення і у деяких випадках менша вага є основною перевагою коробчастих мостів відкритого типу.

Міст решітчастої (закритої) конструкції — історично найперший (рис. 23.3) являє собою 2 несучі решітчасті конструкції (балки), з'єднані кінцевими балками.

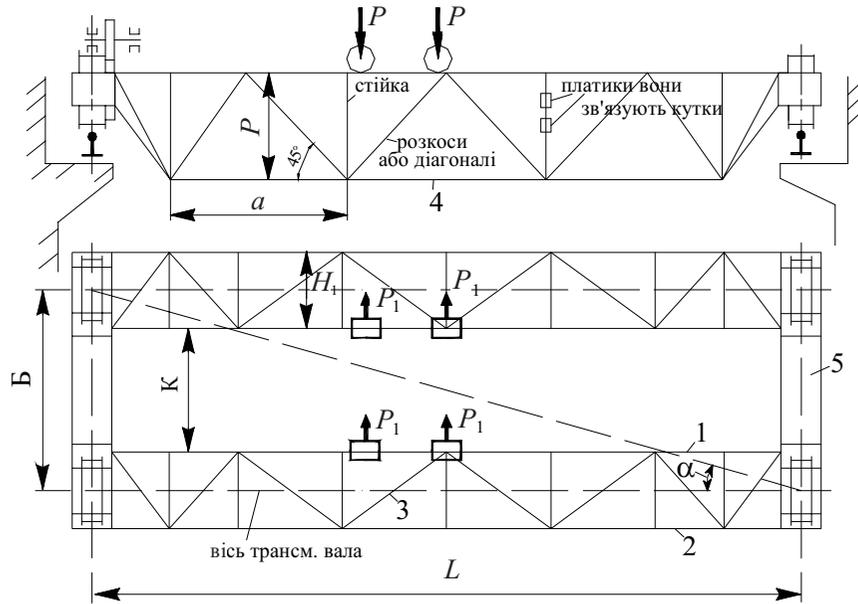


Рис. 23.3. Міст решітчастої конструкції: 1 — головна ферма; 2 — бічна ферма; 3 — верхня гальмівна ферма; 4 — нижня гальмівна ферма; 5 — кінцева балка; L — прогін; B — база крана; K — колія візка; H — висота головної балки; H_1 — ширина головної балки

Головна балка являє собою ферму, яка називається діагональною (рис. 23.4), і таких ферм дві. Верхній пояс служить для укладання підвізових рейок. Нижній пояс головної і бокової ферм є одночасно поясом нижньої гальмівної ферми (аналогічно і верхній).

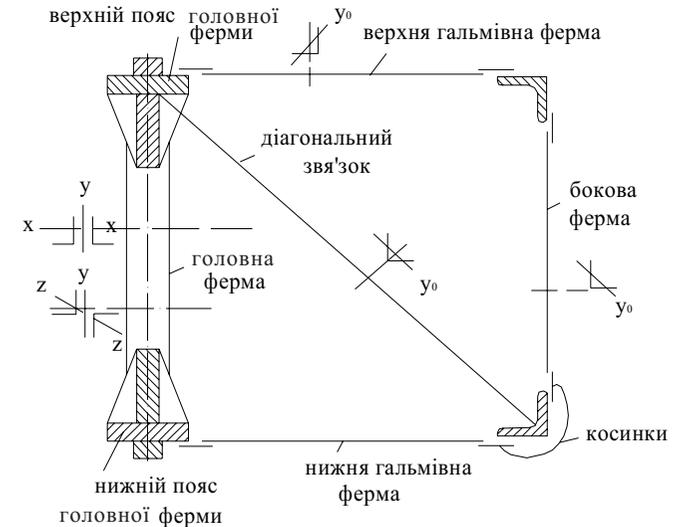


Рис. 23.4. Конструкція діагональної ферми

Прогін L вибирається відповідно до прольотів цеху, а вони стандартні. База крана B вибирається з таких розумінь: щоб при перекосі кран не заклинювався, необхідно дотримуватися наступних співвідношень між базою і прольотом крана:

$$\frac{B}{L} = \operatorname{tg} \alpha \geq \operatorname{tg} \beta = \mu \cdot \frac{B}{L};$$

$\mu = 0,1 \div 0,2$ — коефіцієнт тертя колеса об рейку; тобто $\frac{B}{L} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{5}$.

На практиці $B = \left(\frac{1}{8} \div \frac{1}{5}\right) \cdot L$. Розмір H вибирається залежно від прогону $H = \left(\frac{1}{10} \div \frac{1}{12}\right) \cdot L$, у новій літературі $H = \left(\frac{1}{14} \div \frac{1}{16}\right) \cdot L$; $H_1 = (0,8 \div 1,0) \cdot H$.

23.3. Призначення ферм

Головні ферми призначені для сприйняття рухомого навантаження від ваги візка з вантажем і частини власної ваги крана.

Гальмівні ферми застосовуються для сприйняття інерційних навантажень, що з'являються в періоди пуску та гальмування.

Класифікація навантажень, що діють на мостові крани. Навантаження поділяються на 2 категорії: основні і додаткові.

В основних навантаження залежать від власної ваги крана, від вантажу і від ваги візка.

Додаткові навантаження інерційні, вітрові, від снігу, льоду, температурних впливів. При розрахунку гальмівних ферм інерційні навантаження розглядаються як основні.

Розрізняють *постійні* і *рухомі* навантаження: постійні — від власної ваги; рухомі — від візка з вантажем.

Поштовхи й удари, що мають місце при русі крана, позначаються так називаними динамічними коефіцієнтами K і Ψ .

Значення коефіцієнтів K і Ψ наведені в наступних таблицях:

| Група кранів | Режим роботи | Швидкість пересування, м/хв | K для власної ваги |
|------------------------------------|--------------|-----------------------------|----------------------|
| Ручні крани | — | — | 1,0 |
| Крани з електромеханічним приводом | Будь-який | < 60 | 1,0 |
| | | > 60 | 1,1 |
| | | ≥ 100 | 1,2 |

| Група кранів | Згідно з Правилами 1969 р. Режим роботи | Група класифікації (режиму) крана ГОСТ 25546-82 | Ψ Для рухомого навантаження Q |
|------------------------------------|---|---|--------------------------------------|
| Ручні крани | — | — | 1,0 |
| Крани з електромеханічним приводом | Л | 5 к | 1,1 |
| | С | 6 к | 1,2 |
| | Т | 7 к | 1,3 |
| | ВТ | 8 к | 1,3 |

Розділ 24

РОЗРАХУНОК СУЦІЛЬНОСТІННИХ МОСТОВИХ КРАНІВ

24.1. Конструктивна схема крана і побудова епюр згинального моменту і поперечних сил

При розрахунку необхідно визначити максимальний розрахунковий згинальний момент $M_{згн}$ і поперечні сили. На головну балку мостового крана діє навантаження від власної ваги моста, інтенсивності q (Н/м) і рухоме навантаження від візка з вантажем.

Розглянемо довільне положення візка на відстані x від лівого краю. На рис. 24.1 штрихами відзначені передні колеса візка для випадку,

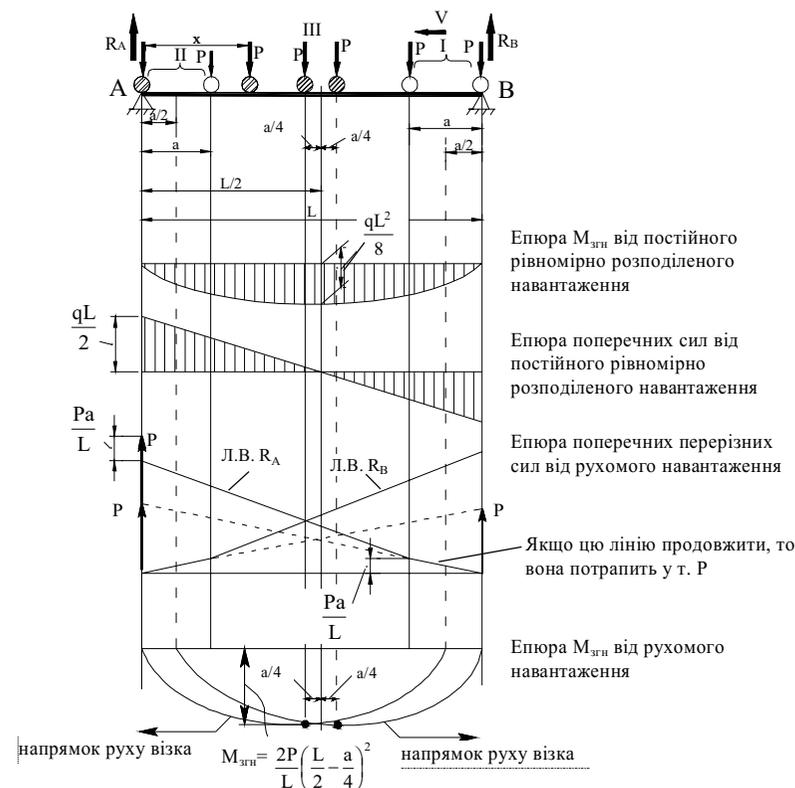


Рис. 24.1. Епюри поперечних сил та згинальних моментів, діючих на мостовий кран

коли він рухається вліво. Епюра згинальних моментів від постійного навантаження власної ваги q буде мати вид параболи. Епюра поперечних сил, що перерізують, від постійного навантаження власної ваги q має вид прямої лінії.

Побудуємо епюру поперечних сил і згинальних моментів для рухомого навантаження.

1. Визначимо R_A . Складемо рівняння рівноваги навколо точки B , тоді

$$\begin{aligned} R_A \cdot L - P \cdot (L - x) - P \cdot (L - x - a) &= 0; \\ R_A \cdot L &= P \cdot (2 \cdot (L - x) - a); \\ R_A &= \frac{P}{L} \cdot [2 \cdot (L - x) - a]. \end{aligned}$$

З цього виразу випливає, що R_A змінюється за законом прямої лінії. Розглянемо I положення візка, тоді $x = L - a$: $R_A = \frac{P \cdot a}{L}$. Роз-

глянемо II положення візка, тоді $x = 0$: $R_A = 2P - \frac{P \cdot a}{L}$.

Якщо цю лінію продовжити, то вона потрапить у т. P . Доказ цього: внаслідок того, що трикутники подібні, то $\frac{P}{y} = \frac{L}{a}$,

$y = \frac{P \cdot a}{L}$, тобто $x = (L - a)$. Ця лінія називається лінією впливу (Л.В.) опорної реакції R_A . Ця лінія в той же час зображує значення сили, що перерізує, у перетині.

2. Визначимо епюру $M_{згин}$ від рухомого навантаження:

$$M(x) = R_A \cdot x = \frac{P}{L} \cdot [2 \cdot (L - x) - a] \cdot x = \frac{P}{L} \cdot [2 \cdot (Lx - x^2) - ax],$$

тобто згинальний момент змінюється за законом квадратичної параболи. Визначимо точку, де $M(x)$ має максимальне значення. Візьмемо похідну:

$$M'(x) = \frac{P}{L} \cdot [2 \cdot (L - 2x) - a] = 0, \text{ тобто } x = \frac{L}{2} - \frac{a}{4}.$$

Аналізуючи вираз $M(x)$, можна прийти до висновку, що $M(x) = 0$

при: 1) $x = 0$; 2) $2(L - x) - a = 0$, тобто $x = 0$ та $x = L - \frac{a}{2}$ максимальне значення $M_{згин}$ від рухомого навантаження при

$$x = \frac{L}{2} - \frac{a}{4}; \quad M_{\max} = \frac{2P}{L} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right)^2.$$

При розрахунках суцільностінних мостів використовуються формули, що враховують основні навантаження чи основні і додаткові навантаження.

24.2. Розрахунок максимальних нормальних напружень

1. Розрахункові формули, що використовують основні навантаження:

$$\sigma = \frac{K \cdot M_q^{\max} + \psi \cdot M_p^{\max}}{W_{xx}} \leq [\sigma_1],$$

де M_q^{\max} — максимальний згинальний момент від постійного навантаження;

M_p^{\max} — максимальний згинальний момент від рухомого навантаження;

W_{xx} — момент опору перетину щодо осі x ;

$[\sigma_1]$ — перша межа напружень, що допускаються.

2. Розрахункові формули, що враховують додаткові навантаження:

$$\sigma = \frac{K \cdot M_q^{\max} + \psi \cdot M_p^{\max}}{W_{xx}} + \frac{\sum M_{\text{горизонт}}^{\max}}{W_{yy}} \leq [\sigma_2],$$

де $\sum M_{\text{горизонт}}^{\max}$ — сумарний момент від інерційних сил, від власної ваги, корисного і вітрового навантаження. Для Ст 3 $[\sigma_1] = 140$ МПа, $[\sigma_2] = 170$ МПа друга межа напружень, що допускаються. Для низьколегованих сталей $[\sigma_1] = 210$ МПа, $[\sigma_2] = 250$ МПа; друга межа напружень, що допускаються, має більше значення, ніж у першій межі напружень тому, що ці додаткові моменти — тимчасово діючі.

24.3. Підрахунок максимальних перерізних напружень

1. При урахуванні основних навантажень:

$$\tau = \frac{K \cdot T_q^{\max} + \psi \cdot T_p^{\max}}{2\delta \cdot J_{xx}} \cdot S'_x + \frac{K \cdot M_{\text{скр}, q}^{\max} + \psi \cdot M_{\text{скр}, p}^{\max}}{2\delta_{\min} \cdot (h + \delta_n) \cdot (b_0 + \delta_c)} \leq [\tau_1],$$

де $T_q^{\max} = \frac{q \cdot L}{2}$, H — максимальна поперечна сила від постійного

навантаження (максимальна опорна реакція від постійного навантаження);

T_p^{\max} — максимальна поперечна сила від рухомого навантаження;

$S'_x = b_n \cdot \delta_n \cdot \left(\frac{h + \delta_n}{2} \right) + \frac{\delta_c \cdot h^2}{4}$ — статичний момент напівперетину головної балки відносно осі $x-x$ (рис. 24.2);

J_{xx} — згинальний момент інерції поперечного перерізу відносно осі $x-x$;

$M_{\text{скр},q}^{\max}$ — максимальний момент, що скручує, від постійного навантаження;

$M_{\text{скр},p}^{\max}$ — максимальний момент, що скручує, від рухомого навантаження, з'являється через ексцентриситет Δ рейки щодо осі симетрії балки (рис. 24.2). Ексцентриситет не повинний бути більшим, ніж 0,1 від ширини b_n головної балки: $\Delta \leq 0,1b_n$;

δ_{\min} — мінімальна товщина стінки або поясу.

На рис. 24.2 зображено розподіл перерізних напружень внаслідок згину вздовж осі $y-y$ балки (без урахування несучої здатності рейки).

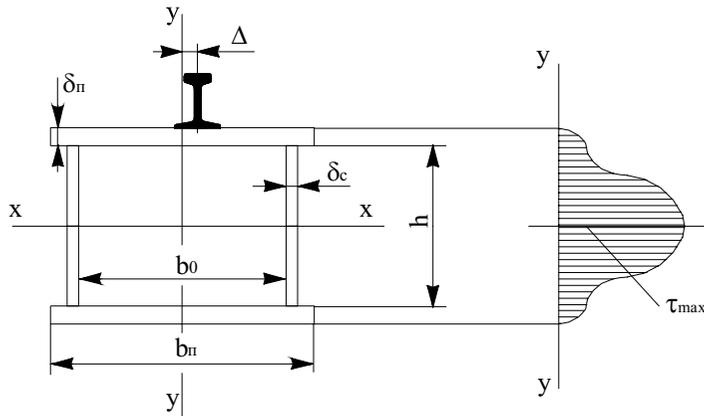


Рис. 24.2. Переріз головної балки і розподіл перерізних напружень внаслідок згину

2. При урахуванні основних і додаткових навантажень

$$\tau = \frac{K \cdot T_q^{\max} + \Psi \cdot T_p^{\max} + T_{\text{гор}}^{\max}}{2\delta J_{xx}} \cdot S'_x + \frac{K \cdot M_{\text{скр},q}^{\max} + \Psi \cdot M_{\text{скр},p}^{\max} + M_{\text{гор}}^{\max}}{2\delta \cdot (h + \delta_n) \cdot (b_0 + \delta_c)}$$

У горизонтальному напрямку діють сили інерції і вітрових навантажень.

24.4. Розрахунок суцільностінних мостів на жорсткість

Він зводиться до визначення максимального прогину від рухомого навантаження. Прогин

$$f_{\max} = \frac{P \cdot (L - a) \cdot [3L^2 - (L - a)^2]}{48EJ_{xx}} \leq [f] = \frac{L}{700},$$

де a — база візка;

L — прогін, але краще $[f] = \frac{L}{1000}$ для кранів, працюючих у важкому режимі роботи.

Розділ 25

РОЗРАХУНОК РЕШІТЧАСТИХ МОСТІВ

25.1. Розрахунок зусиль від постійного навантаження

Розрахунок решітчастих мостів зводиться до визначення максимальних зусиль в елементах ферм і при підборі перетинів.

Зусилля складаються з зусиль від постійного навантаження (рис. 25.1) і від рухомого навантаження.

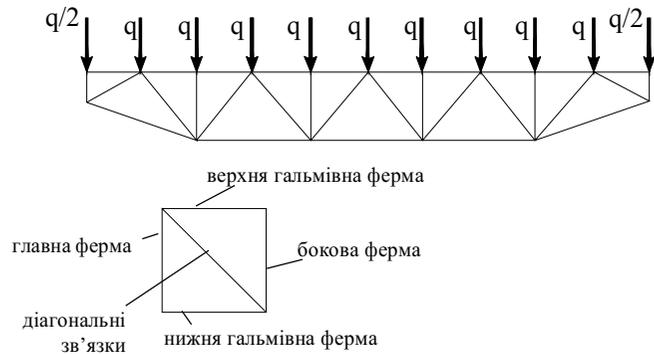


Рис. 25.1. Розподіл навантажень по вузлах решітчастого моста від постійного навантаження

Зусилля визначаються за діаграмою Максвелла—Кремони. Ферма симетрична, тому будемо зусилля для половини ферми. Через $G'_{г.ф}$ позначимо зведену вагу головної ферми через n — число вузлів по верхньому поясу ферми. Два крайні вузли приймаємо за

один вузол, тоді $q = \frac{G'_{г.ф}}{n-1}$; q — навантаження у вузлі (див. рис. 25.1);

$$G'_{г.ф} = G_{г.ф} + \frac{1}{2} \cdot G_{в.г.ф} + \frac{1}{2} \cdot G_{н.г.ф} + \frac{1}{2} \cdot G_{м-му\ пересув} + \frac{1}{2} \cdot G_{діагон.зв'язків} + \frac{1}{2} \cdot G_{настилу} + \frac{1}{2} \cdot G_{б.м}.$$

Для кранів $Q = 5 \div 39$ т ваги головної ферми можна підрахувати орієнтовно за формулою: $G_{г.ф} = Q(L-5) + 7000$, Н, де Q у кН;

L — прогін, м; $G_{бок.ферми}$ приблизно дорівнює $\frac{G_{г.ф}}{2}$; $G_{гальм.ферми}$

приблизно дорівнює $\frac{1}{3} G_{г.ф}$; $G_{діагон.зв'язків} \cong \frac{1}{30} G_{г.ф}$; $G_{м-му\ пересув} \cong \cong 0,7 \div 1,3$ т; $G_{будки\ машиніста} \cong$ до 1,5 т.

25.2. Визначення зусиль в елементах головної ферми від рухомого навантаження

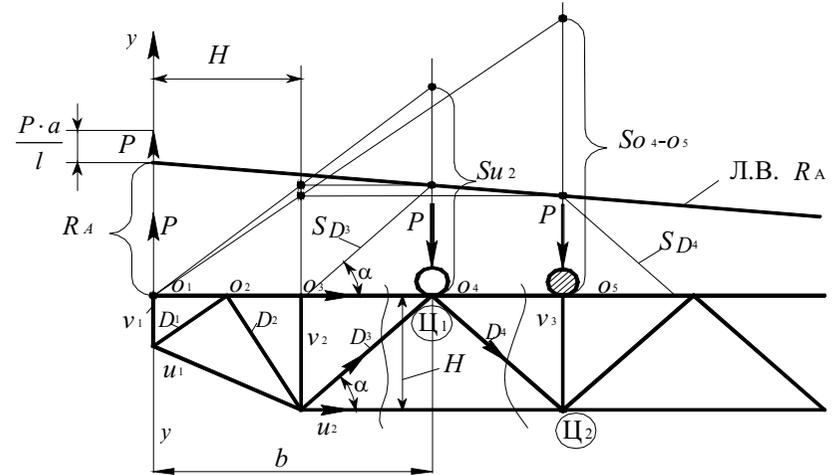


Рис. 25.2. Визначення зусиль від рухомого навантаження

Визначення зусилля S_{u2} .

Припустимо, що переднє колесо візка встановлено в позиції (Ц1). Для визначення S_{u2} розріжемо умовно ферму і візьмемо $\sum M_{Ц1} = 0$; при цьому відкинемо праву частину ферми, як показано на рис. 25.1.

$$R_{A(D)} \cdot b = S_{u2} \cdot H; \quad S_{u2} = \frac{R_{A(D)} \cdot b}{H},$$

S_{O4-O5} визначається через $\sum M$ відносно центра Ц2. S_{D4} визначається при проекції усіх сил $\sum F$ на вісь y в точці O5. S_{D3} визначається при проекції усіх сил $\sum F$ на вісь y в точці Ц1.

Висновок: 1. Зусилля залежить від згинального моменту і положення на прольоті.

2. Розрахунковими є ті стрижні, що розташовані в середній частині ферми.

3. Усі стрижні нижнього поясу розтягнуті.

Аналогічно для верхнього поясу:

1. Усі стрижні стиснуті.

2. Розрахункові стрижні знаходяться посередині крана.

Елементи верхнього поясу головної ферми зазнають не тільки стискальних зусиль, але і місцевого вигину від рухомого навантаження (рис. 25.3).

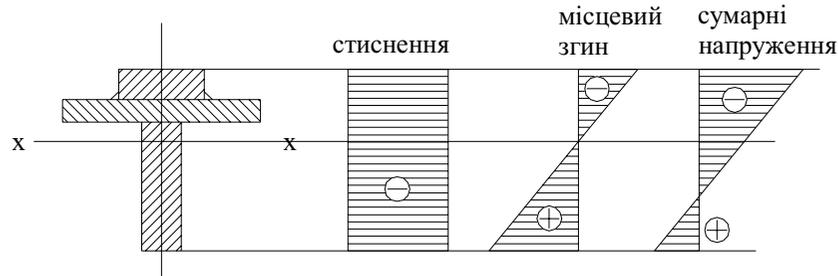


Рис. 25.3. Епюра напружень у стрижнях верхнього поясу

Стрижні верхнього поясу можуть згинатися у вертикальній і в горизонтальній площині (від пуску і гальмування). Напівпанель верхнього стиснутого поясу не може бути розглянута як балка, що обіперта на двох опорах і не може бути розглянута як балка з жорстко затиснутими кінцями. Тому $M_{\max} = \frac{P \cdot b}{6}$, замість $\frac{P \cdot b}{4}$

або $\frac{P \cdot b}{8}$, тобто беремо середнє значення.

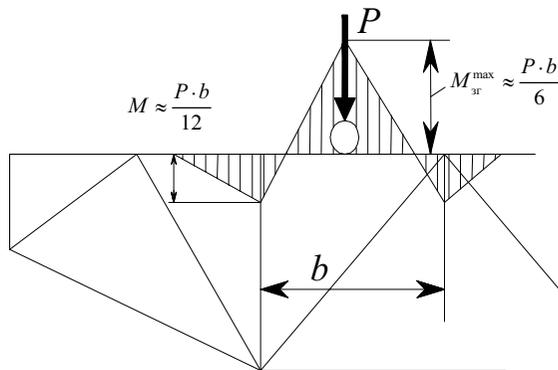


Рис. 25.4. Згинальний момент в стрижнях верхнього поясу

Розрахункові формули для елементів головної ферми решітчастого моста

| Найменування | Стрижні верхнього поясу | |
|----------------------------|--|---|
| | З урахуванням основних навантажень | З урахуванням основних і додаткових навантажень |
| При перевірці на міцність | $\sigma_{\max} = -\frac{K \cdot S_q + \psi \cdot S_p}{F_{\text{нетто}}} - \frac{\psi \cdot M_{\text{зг}}^{\max}}{F_{\text{нетто}}} \leq \leq [\sigma_1], \text{ де } M_{\text{зг}}^{\max} = \frac{P \cdot b}{6}$ | $\sigma_{\max} = -\frac{K \cdot S_q + \psi \cdot S_p + S_1 + S_2}{F_{\text{нетто}}} - \frac{\psi \cdot M_{\text{зг}}^{\max}}{W_{x \text{ нетто}}} - \frac{M_{\text{зг}}^{\max}}{W_{y \text{ нетто}}} \leq [\sigma_2]$ |
| При перевірці на стійкість | $\sigma_{\max} = -\frac{K \cdot S_q + \psi \cdot S_p}{\phi \cdot F_{\text{брутто}}} - \frac{\psi \cdot M_{\text{зг}}^{\max}}{W_{x \text{ брутто}}} \leq [\sigma_1]$ | $\sigma_{\max} = -\frac{K \cdot S_q + \psi \cdot S_p + S_1 + S_2}{\phi_x \cdot F_{\text{брутто}}} - \frac{\psi \cdot M_{\text{зг}}^{\max}}{W_{x \text{ нетто}}} - \frac{M_{\text{зг}}^{\max}}{W_{y \text{ нетто}}} \leq [\sigma_2]$ |
| Найменування | Стрижні нижнього поясу | |
| | З урахуванням основних навантажень | З обліком основних і додаткових навантажень |
| При перевірці на міцність | $\sigma_{\max} = \frac{K \cdot S_q + \psi \cdot S_p}{F_{\text{нетто}}} \leq [\sigma_1]$ | $\sigma_{\max} = \frac{K \cdot S_q + \psi \cdot S_p + S_1}{F_{\text{нетто}}} + S_2 \leq [\sigma_2],$ <p>немає, тому що нижній пояс не сприймає інерційні сили від рухомого навантаження</p> |
| При перевірці на стійкість | — | — |
| Найменування | Діагоналі і стійки | |
| | З урахуванням основних навантажень | З обліком основних і додаткових навантажень |
| При перевірці на міцність | $\sigma_{\max} = -\frac{K \cdot S_q + \psi \cdot S_p}{F_{\text{нетто}}} \leq \sigma_1$ | $\sigma_{\max} = -\frac{K \cdot S_q + \psi \cdot S_p + S_{\text{дб}} + S_1 + S_2}{F_{\text{нетто}}} \leq \sigma_2$ |
| При перевірці на стійкість | $\sigma_{\max} = -\frac{K \cdot S_q + \psi \cdot S_p}{\phi_x \cdot F_{\text{брутто}}} \leq [\sigma_1]$ | $\sigma_{\max} = -\frac{K \cdot S_q + \psi \cdot S_p + S_{\text{дб}} + S_1 + S_2}{\phi_x \cdot F_{\text{брутто}}} \leq [\sigma_2]$ |

S_q — зусилля в стрижні від постійного навантаження (з діаграми Максвелла—Кремони).

S_p — зусилля в стрижні від рухомого навантаження (визначається на підставі ліній впливу).

S_1 — інерційні сили від постійного навантаження (беремо з діаграми Максвелла—Кремони) для верхньої гальмівної ферми.

S_2 — інерційні сили від рухомого навантаження (визначається щодо Л.В.).

Сили S_1, S_2 виникають у горизонтальній площині при гальмуванні і пуску від власних мас крана і візка з вантажем.

$M_{зг}^{max}$ — максимальний згинальний момент, виникаючий у горизонтальній площині при пуску і гальмуванні від рухомого навантаження.

F_n — площа нетто елемента, що розраховується.

$M_{зг}^{max}$ — максимальне значення згинального моменту в напівпанелі, який діє у вертикальній площині на стрижень, що розраховується, у припущенні установки ходового колеса навантаженого візка в середній частині напівпанелі.

$Wx_{нетто}$ — момент опору нетто перетину, що розраховується, щодо осі x .

$F_{брутто}$ — площа бруutto елемента, що розраховується.

ϕ_x — коефіцієнт зменшення напруги, що допускається; враховує вплив поздовжнього вигину, що є функцією гнучкості стрижня, що розраховується.

$Wx_{бр}$ — момент опору бруutto щодо осі x .

Норми дозволяють вводити в розрахунок площу перетину рейки тільки при визначенні напружень від $M_{зг}$, якщо рейка приварена переривчастим швом. Якщо рейка приварена суцільним подовжнім швом, тоді можна враховувати площу рейки і при визначенні напружень від стискального навантаження.

25.3. Визначення сил інерції, що виникають при пуску і гальмуванні крана

Величина сили інерції при пуску і гальмуванні обмежується силою зчеплення ходового колеса з рейкою і не може перевищувати для $\frac{n_0}{n} = \frac{1}{2}$; $I = 0,1 \cdot (Q + G_{тел} + G_{кр})$, де n_0 — число приводних ходових коліс, n — загальне число коліс.

Якщо $\frac{n_0}{n} = 1$ то $I = 0,2 \cdot (Q + G_{тел} + G_{кр})$. Крім того, згідно з правилами Держнаглядохоронпраці межева величина сили інерції візка, що рухається з вантажем уздовж моста крана $I = \frac{1}{7} \cdot (Q + G_{віз})$. Ця сила спрямована уздовж прольоту моста крана.

25.4. Розрахунок кінцевих балок

На рис. 25.5 схематично зображені навантаження уздовж прольоту моста.

$$R_A = 2P - \frac{P \cdot b}{L} + \frac{q \cdot L}{2},$$

$2P - \frac{P \cdot b}{L}$ — від рухомого навантаження; $\frac{q \cdot L}{2}$ — від власної ваги моста.

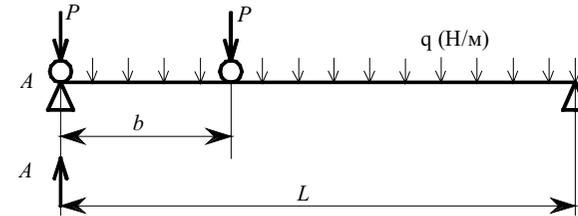


Рис. 25.5. Розподіл навантажень уздовж прольоту моста

На рис. 25.6 зображена схема кінцевої балки моста суцільностійної конструкції, а на рис. 25.7 — схема кінцевої балки решітчастої конструкції та епюри згинального моменту. Перетини 1—1 і 2—2 небезпечні. Кінцева балка сприймає зусилля, що діють не тільки у вертикальній, але й у горизонтальній площині.

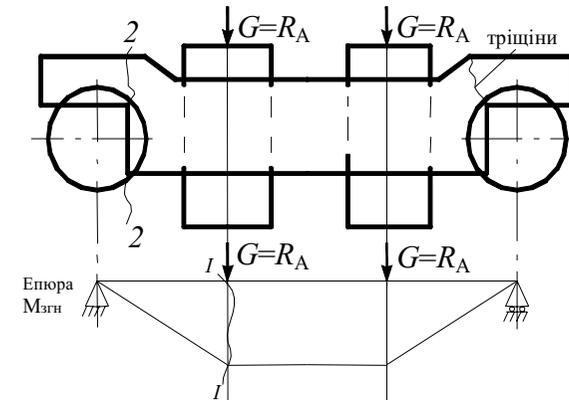


Рис. 25.6. Схема кінцевої балки моста суцільностійної конструкції від сили інерції

$$R_a = \frac{G_{г.ф}}{2} + \left(2p - \frac{P \cdot a}{I} \right),$$

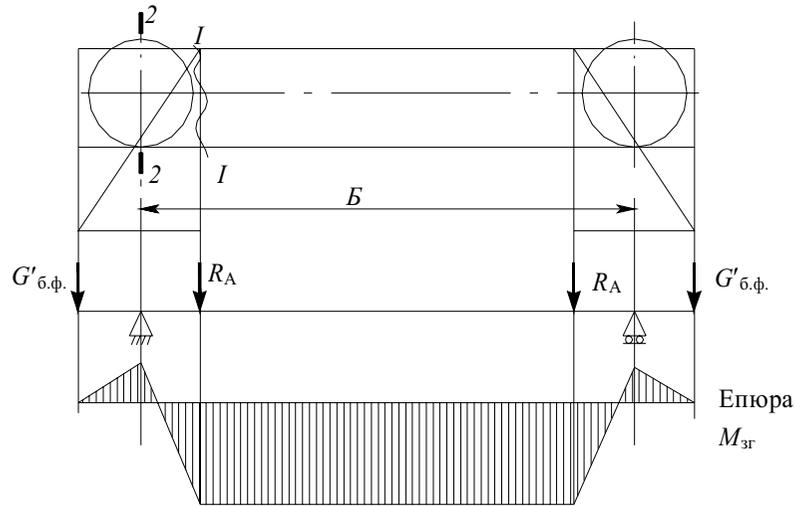


Рис. 25.7. Схема кінцевої балки моста решітчастої конструкції

$G'_{б.ф.}$ — зведена вага бічної ферми;

$G'_{г.ф.}$ — зведена вага головної ферми.

Епюра згинального моменту від сил інерції, що діють на кінцеву балку в горизонтальній площині, зображена на рис. 25.7.

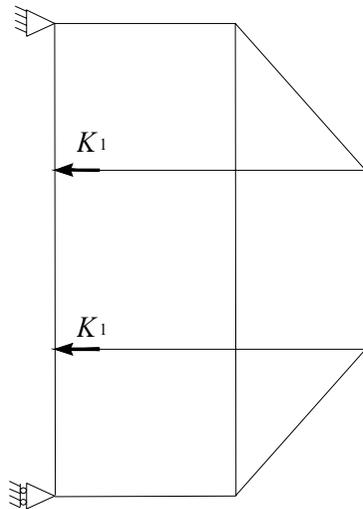


Рис. 25.8. Епюра згинального моменту, діючого на кінцеву балку у горизонтальній площині

Сили інерції сприймаються тільки однією кінцевою балкою. Рекомендовано усі вертикальні навантаження на кресленні балки зображувати збільшеними на 20 % з метою урахування додаткових навантажень (перекосу). З тією же метою Держнаглядохоронпраці передбачає зниження $[\sigma]$ до 80 МПа для сталі Ст 3.

25.5. Магнітна діагностика та контроль остаточного ресурсу металоконструкцій підйомних споруд [1]

Маючи на увазі проблему старіння устаткування, фахівці Росії та України, об'єднавши свої зусилля, провели великий обсяг наукових і прикладних досліджень, результатом яких стала розробка апаратури і методики магнітної діагностики механічних властивостей і залишкового ресурсу металоконструкцій підйомних кранів, кранових шляхів, ліфтів та іншого устаткування з маловуглецевих конструкційних сталей. Дослідження з магнітної діагностики одержали визнання на європейських і світових конференціях неруйнівного контролю у Копенгагені і Римі.

Нормативною базою магнітного контролю (МК) металоконструкцій з маловуглецевих сталей є Міждержавний стандарт ДСТ 30415, стандарт ІСО 4301 і методичні вказівки РД ІКЦ «КРАН» 007-97 «Магнітний контроль напружено-деформованого стану і залишкового ресурсу підйомних споруджень при проведенні їхнього обстеження і технічного діагностування» (узгоджені з Держтехнаглядом Росії 27.11.97 р. № 12-7/1113).

Апаратне забезпечення — магнітні структуроскопи серії КРМ-ЦК-2М та 3М, що випускаються Харківською НПФ «Спеціальні наукові розробки» разом із МНПО «Спектр» (Москва).

Експериментальні роботи фахівців ЗАТ ІКЦ «Кран» (Москва), харківських приладобудівників і теоретичне обґрунтування вчених УрО РАН (Єкатеринбург) дозволили створити науково-технічну базу нового методу на основі контролю основного магнітного параметра феромагнітного матеріалу — коерцитивної сили H_c . В основу методики покладені кореляційні залежності між фізико-механічними властивостями металу і параметром петлі магнітного гістерезису (H_c), контрольованим при статичних і сталих випробуваннях на всіх стадіях напруження аж до руйнування. Відповідно до теорії Є. І. Кондорського існує прямий зв'язок між внутрішніми напруженнями ($\sigma_{вн}$), деформацією (λ_s) і необоротним намагнічуванням, характерним коерцитивною силою H_c :

$$\Delta H_c = \frac{\lambda_s}{\mu_s \cdot M_s} \Delta \sigma_{\text{вн}} \frac{\delta}{L},$$

де $\Delta \sigma_{\text{вн}}$ — середні значення амплітуди внутрішніх напружень, λ_s — зміна лінійних розмірів — магніострикція, μ_s — абсолютна магнітна проникність, M_s — намагніченість, δ — товщина границі доменів, L — довжина хвилі напруги в металі.

Коерцитивна сила H_c є більш інформативним параметром, тому що визначається тонкою структурою металу і зв'язана з магнітною енергією і внутрішнім полем анізотропії, різними для кожного типу сталі. Тому єдність природи намагнічування металу з ростом пружних-пластичних деформацій і внутрішніх напружень, що приводить до підвищення значень коерцитивної сили в 2—3 рази в порівнянні з вихідним, дозволяє моделювати на зразках процес навантаження металу при експлуатації за умов складно-навантаженого стану. На рис. 25.9 у виді статистично оброблених номограм представлені залежності H_c від діючої напруги при статичному розтяганні плоских зразків з конструкційних сталей Ст3, ВСт3сп, 09Г2С, 17Г1С та ін.

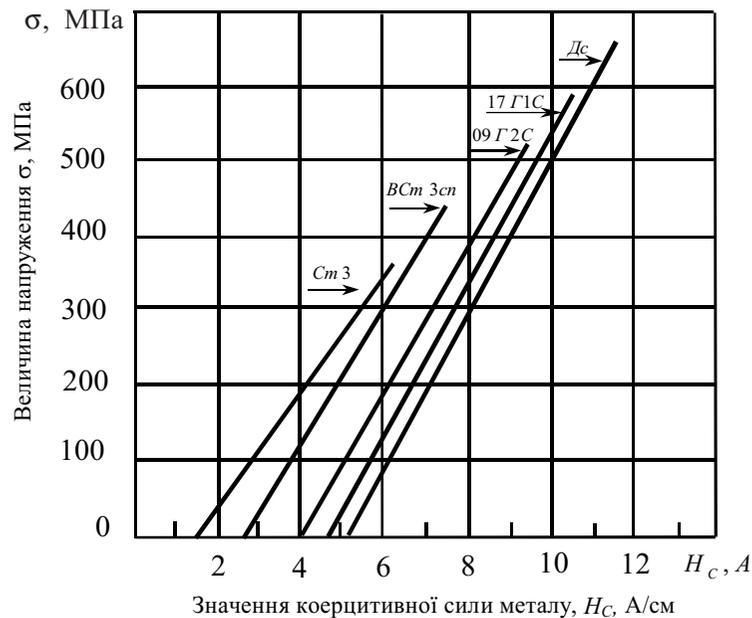


Рис. 25.9. Номограми для контролю щодо коерцитивної сили напруження в конструкціях із сталей: Ст3; ВСт3сп; Дс...

Такі номограми дозволяють вирішувати зворотні задачі — тобто визначати рівень діючих чи залишкових напружень у конструкції за даними контролю величини коерцитивної сили. А після побудови діаграм навантаження з контролем H_c у пружній і пластичній областях з'являється можливість установити базові магнітні параметри контролю за станом металу щодо величини коерцитивної сили, яка відповідає традиційним механічним властивостям:

H_c^0 — вихідне значення коерцитивної сили (мінімальне після відпалу), H_c — відповідає рівню внутрішніх напружень, що дорівнюють фізичній границі текучості сталі σ_T ($\sigma_{0,2}$), H_c^B — відповідає досягненню межі міцності сталі σ_B , H_c чи $H_c^{\text{УСТ}}$ — відповідає межі витривалості при малоцикловій утомі (МЦУ) при пульсуючому циклі навантаження.

Узагальнені дані магнітних і механічних властивостей для традиційних низьколегованих і маловуглецевих сталей представлені в табл. 25.1.

Таблиця 25.1

Магнітні і механічні властивості для сталей

| Марка сталі | Механічні властивості | | | Магнітні властивості H_c , а/см | | | |
|-------------|---------------------------------|-------------------------------------|--------------|-----------------------------------|---------|---------|--------------------|
| | σ_B , кг/мм ² | $\sigma_{0,2}$, кг/мм ² | δ , % | H_c^0 | H_c^T | H_c^B | $H_c^{\text{УСТ}}$ |
| Ст3 | 35 | 21 | 22 | 2,5 | 5 | 6 | 5,8 |
| ВСт3сп | 40 | 24 | 25 | 3 | 5,5 | 6,5 | 5,9 |
| 09Г2С | 45 | 31 | 20 | 4 | 7,8 | 9,5 | 9,5 |
| 10ХСНД | 54 | 40 | 19 | 5 | 11,5 | 14,5 | 13,5 |
| СТ20 | 42 | 26 | 24 | 4,5 | 10,5 | 13,5 | 13 |
| Ст «Дс» | 60—65 | 35—40 | 15 | 5—6 | 8—8,5 | 10—11 | 9,5—10,5 |
| 17Г1С | 52 | 35 | 23 | 4 | 10 | 14 | 14 |

Характерно, що відповідно до енергетичної теорії максимальні критичні значення коерцитивної сили для кожної марки сталі, що відповідають межі міцності і межі утоми при МЦУ, збігаються. Тобто, кожна марка сталі має визначений запас магнітної енергії, вичерпання якого, незалежно від виду навантаження, супроводжується переходом у стадію руйнування металу при $H_c^{\text{max}} = H_c^B$. Це принципова відмінність магнітної структуроскопії від інших методів, які не руйнують, дозволяє вводити фізично обґрунтовані критерії переходу металу в пластичний стан H_c^T і встановлювати граничний стан, що відповідає вичерпання запасу пластичності ста-

лі і переходу її в стадію знеміцнення (H_c^B або H_c^N). Такі критерії оцінки напружено-деформованого стану при циклічному навантаженні лягли в основу методу контролю залишкового ресурсу як окремих несучих елементів піднімальних споруджень, так і всієї металоконструкції в цілому.

Відповідно до ДСТ 27.002-89 «Надійність у техніці» залишковий ресурс — це сумарний наробіток об'єкта від моменту контролю до переходу в граничний стан. Залишковий ресурс може бути виражений у циклах, годинах і відсотках. Для визначення граничного стану були проведені циклічні іспити сталей при навантаженнях, що моделюють легкий, середній і важкий режими роботи ПС за класифікацією ISO 4301 1К-8К. Після статистичної обробки залежностей H_c -1 у довірчому інтервалі 0,95 були побудовані номограми для контролю залишкового ресурсу за величиною максимальної коерцитивної сили і встановлені режими експлуатації ПС залежно від структурного стану металу (рис. 25.10):

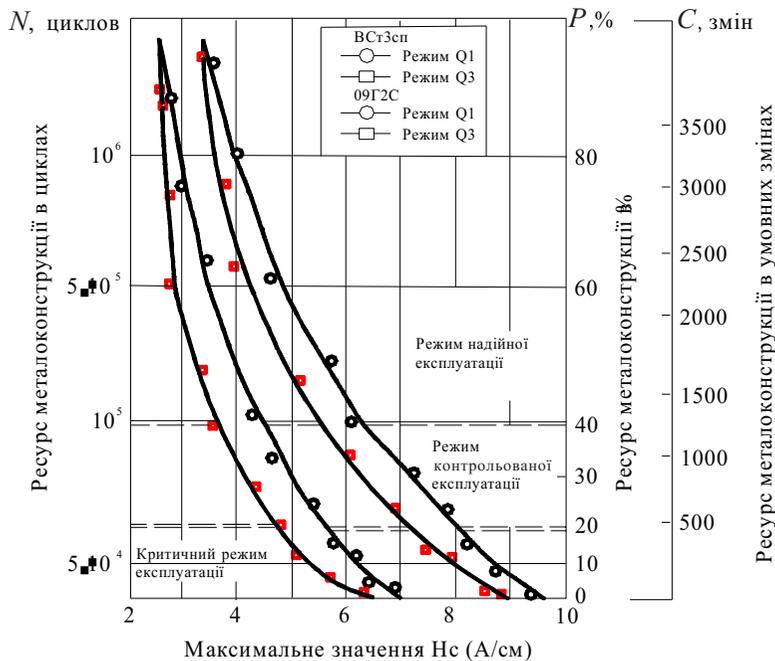


Рис. 25.10. Номограми для магнітного контролю залишкового ресурсу металоконструкцій піднімальних споруджень за ISO 4301

- режим надійної експлуатації ($H_c^{\max} \ll H_c^T$) (I)
- режим контрольованої експлуатації ($H_c^{\max} \leq H_c^T$) (II)
- критичний режим експлуатації ($H_c^B \geq H_c^{\max} \geq H_c^T$) (III)

У критичному режимі експлуатації окремі елементи ПС працюють у пружно-пластичній і пластичній областях діаграми навантаження. При цьому в кілька разів зростає технічний ризик руйнування, а в місцях концентрації напруги утворюються тріщини, де має місце наднормативна пластична деформація.

Статистичний аналіз за результатами обстеження більш, ніж 3000 підйомних кранів усіх типів і ліфтів, показав, що після 30 років експлуатації металоконструкції ПС на 60 % працюють у режимі надійної експлуатації, приблизно 25 % — у режимі контрольованої експлуатації і близько 5 % — у критичному режимі (рис. 25.11). При цьому 1,5—2 % піднімальних споруджень мають окремі несучі елементи конструкції, що вичерпали запас пластичності і не здатні витримати розрахункові навантаження.

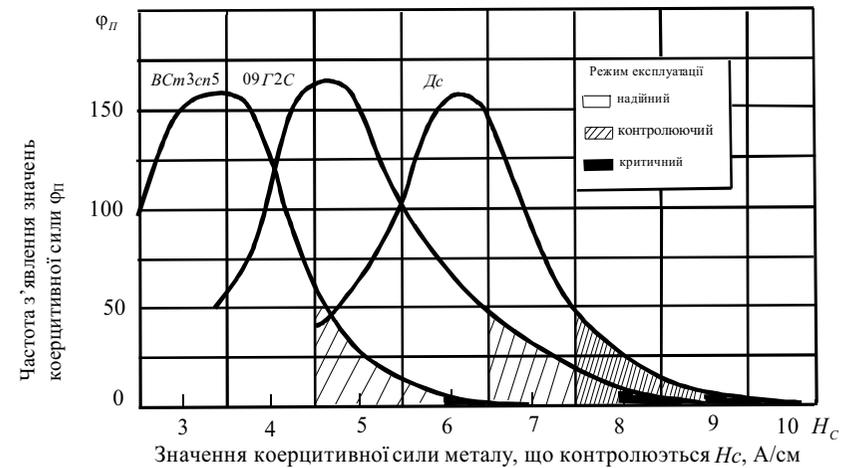


Рис. 25.11. Розподіл H_c в тонкостінних конструкціях після 30 років експлуатації

Література

1. Подъемные сооружения. //Специальная техника. — № 7. — 2002, С. 25—26.

Розділ 26

СТІЙКІСТЬ ПЕРЕСУВНИХ КРАНІВ

Правилами Держнаглядохоронпраці передбачена перевірка вантажної стійкості для 4 положень крана і перевірка його власної стійкості.

Перевірка вантажної стійкості включає 4 положення крана:

1-е розрахункове положення відповідає наступному:

а) кран розташований на робочій площі (шляху) з нахилом α° ($\alpha = 3^\circ$ — при роботі без аутригерів, $\alpha = 1,5^\circ$ — при роботі з аутригерами) і своєю найменшою базою звернений у бік нахилу шляху;

б) передбачається, що кран навантажений номінальним вантажем, а стріла опущена в крайнє нижнє положення;

в) передбачається, що здійснюються сполучені операції: повороту крана, опускання вантажу з гальмуванням і зміною вильоту стріли (якщо це припустимо інструкцією з експлуатації). При цьому значення швидкості опускання вантажу V_0 приймається таке, що дорівнює 1,5 швидкості підйому, тобто $V_0 = 1,5 \cdot V_{\text{підйому}}$. Якщо кран обладнаний реверсною лебідкою, то $V_0 = V$. Вантаж опускається і гальмується. Час гальмування приблизно дорівнює 0,5 с;

г) передбачається, що у бік перекидання крана діють вітрові навантаження робочого стану з інтенсивністю $p = 250 \text{ Н/м}^2$;

д) вважаємо, що казан для води (противага парових кранів) чи бак для палива спорожнені;

2-е розрахункове положення — визначення запасу вантажної стійкості для крана, що рухається.

Розрахункові умови для цього положення:

а) кран знаходиться на похилому шляху і найбільшою базою звернений у бік ухилу шляху;

б) кран навантажений номінальним вантажем і стріла знаходиться в крайньому нижньому положенні;

в) на кран у бік його перекидання діють вітрові навантаження робочого стану;

г) кран рухається у бік нахилу шляху з максимальною розрахунковою швидкістю й одночасно проводить максимально інтенсивне гальмування.

д) казан для води порожній або порожній бак для дизельного палива.

3-є розрахункове положення відповідає розташуванню крана на робочій площадці з найбільшим припустимим нахилом у бік перекидання крана;

б) стріла з вантажем на найбільшому вильоті спрямована в плані під кутом 45° до напрямку ребра перекидання у бік нахилу робочої площадки. На кран крім додаткових навантажень, що враховуються в першому розрахунковому положенні і спрямованих перпендикулярно до ребра перекидання, діє дотичне інерційне навантаження від маси вантажу і стріли, викликане роботою механізму повороту крана в несталому режимі.

Величина коефіцієнта вантажної стійкості K для першого і третього положень не повинна бути менше 1,15.

4-є розрахункове положення вантажної стійкості відповідає розташуванню крана на горизонтальній площадці. Враховуються тільки основні навантаження від вантажу і ваги крана. Додаткові навантаження (вітер, інерція) не враховуються, при цьому $K \geq 1,4$. У всіх інших положеннях $K \geq 1,5$.

Перевірка власної стійкості крана без вантажу в неробочому положенні перевіряється коефіцієнтом власної стійкості, при цьому передбачається наступне:

- Кран на похилому шляху з кутом нахилу α і своєю мінімальною базою звернений у бік нахилу шляху.

- Стріла піднята в крайнє верхнє положення, а кран має бути розвантаженим.

- На кран у бік його перекидання діють вітрові навантаження неробочого стану.

- Казан на паровому крані має бути заповнений цілком водою, на дизельному — заповнений паливний бак.

Коефіцієнт вантажної стійкості для 1-го розрахункового положення:

$$\beta = \frac{\sum M_{iA}}{Q(a-l)} \geq 1,15,$$

де $\sum M_{iA} = (G_n \cos \alpha \cdot c + G_n \cdot \sin \alpha \cdot h_6 + \dots)$.

При розрахунку коефіцієнта вантажної стійкості за 3-м розрахунковим положенням (без обліку додаткових сил інерції і вітру)

$$\beta = \frac{\sum M_{i(A)}}{Q(a-l)} \geq 1,4.$$

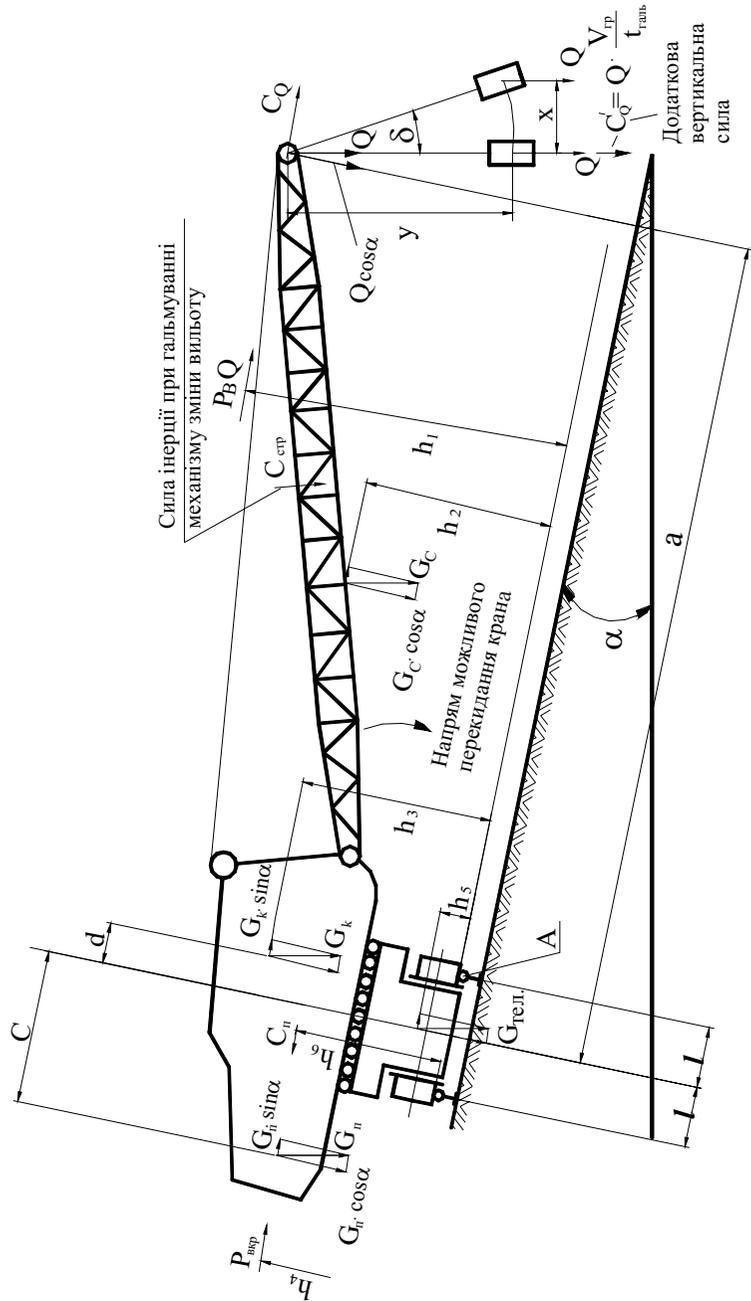


Рис. 26.1. Схема для визначення коефіцієнта вантажної стійкості за 1-м розрахунковим положенням

На рис. 26.1 позначені: C — відцентрова сила інерції; P_B — вітрове навантаження; G — вагові навантаження; Q — вага вантажу.

$$C_Q = m \cdot R \cdot \omega^2 = \frac{Q}{g} \cdot (a+x) \cdot \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 = \frac{Q}{900} n^2 \cdot (a+x);$$

$$\frac{C_Q}{Q} = \frac{x}{y} \quad (\text{при } y \leq 40 \text{ м та } n \leq 3 \text{ об/хв}); \quad x = \frac{C_Q}{Q} \cdot y;$$

$$C_Q = \frac{Q}{900} n^2 \cdot \left(a + \frac{C_Q}{Q} y\right) = \frac{Q \cdot n^2 \cdot a}{900} + \frac{C_Q \cdot n^2 \cdot y}{900},$$

$$C_Q \cdot \left(1 - \frac{n^2 \cdot y}{900}\right) = \frac{Q \cdot n^2 \cdot a}{900}; \quad C_Q = \frac{Q \cdot n^2 \cdot a}{900 - n^2 \cdot y}.$$

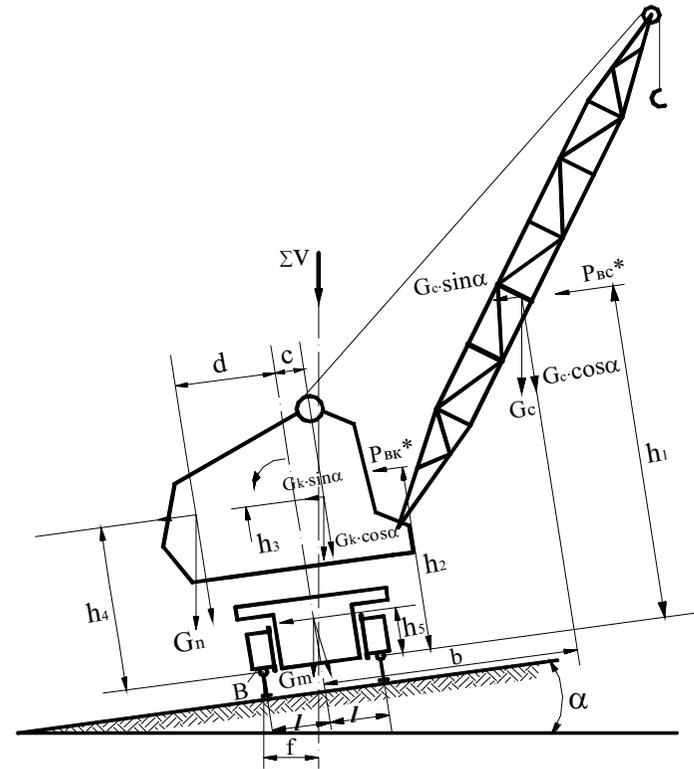


Рис. 26.2. Схема для перевірки коефіцієнта власної стійкості крана без вантажу у робочому положенні

Примітки. Усі вагові складові утворюють деяку рівнодіючу ΣV , що діє на плече f ; інженеру треба переконатися в тім, що $f \geq 0,15 \cdot 2 \cdot l$, де $2 \cdot l$ — ширина колії, дорівнює 1524 мм. На схемі $P_{\text{вс}}^*$ — вітрове навантаження на стрілу для неробочого стану.

$$\beta = \frac{\sum M_{iB}}{P_{\text{вс}}^* h_1 + P_{\text{в.к}}^* h_2},$$

де $\sum M_{iB} = G_c \cdot \cos \alpha \cdot (b + e) - G_c \cdot \sin \alpha \cdot h_1 + \dots$

Розділ 27

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНИХ ЗА ШВИДКОДІЄЮ РЕЖИМІВ КЕРУВАННЯ РУХОМ КРАНІВ

27.1. Вступ в оптимальне керування кранами з гнучким підвісом вантажу

Гнучкий підвіс вантажу суттєво впливає на керування вантажопідійомною машиною, при якому значно збільшується період руху, швидко втомлюється кранівник, що нерідко створює аварійні ситуації і т.д. Кут відхилу вантажного каната від вертикалі у звичайних умовах роботи не перевищує 8° , але можуть бути випадки, коли він сягає 17° . Це залежить від багатьох факторів, але, в першу чергу, від динамічних характеристик приводу і фазового положення вантажу відносно точки підвісу перед початком розгону або гальмування. Як правило, в реальних умовах експлуатації кранів необхідна висока точність позиціонування вантажу, тому його розгойдування не повинно перевищувати 5—10 см, а для металургійних кранів — 3—5 см.

Досвідчений кранівник достатньо успішно гасить коливання вантажу в заданому місці шляхом чергування команд на гальмування і розгін візка або крана. Однак при ручному керуванні не вдається звести до мінімуму втрати часу на заспокоєння вантажу і точне позиціонування.

Задача синтезу оптимальних за швидкодією режимів керування рухом і реалізація їх механізмами вантажопідійомних машин за допомогою автоматичних засобів досить актуальна. В загальному вигляді вона формулюється таким чином: необхідно отримати режим керування рухом механізму вантажопідійомної машини, при якому вантаж переміститься в задану точку простору без коливань після завершення циклу за мінімальний час при виконанні заданих обмежень на кінематичні характеристики руху, енергетичні витрати і т.д.

Найбільш простий режим керування базується на розв'язанні диференціальних рівнянь, що описують рух математичного маятника, коли точка підвісу (візок, кран) здійснює рівноприскорений прямолінійний рух. Якщо припустити, що вантаж перед початком руху не здійснює коливань, то для усунення розкачування вантажу

необхідно щоб точка підвісу на етапах прискорення і гальмування переміщувалась з постійним прискоренням a на протязі часу, рівного або кратного періоду власних коливань маятника (рис. 27.1,а). Тривалість етапу сталого руху залежить від відстаней, на які повинен переміститися візок (міст).

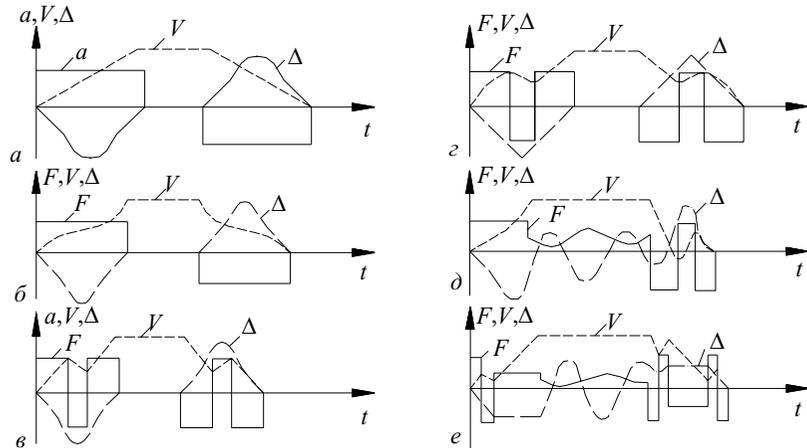


Рис. 27.1. Графіки перехідних процесів при різних режимах керування: а — керування за періодом коливань; б — керування за рушійним зусиллям; в — триступеневий закон керування за зусиллям; г — триступеневий режим керування за рушійним зусиллям; д — режим керування без обмеження на кут відхилення каната; е — режим керування з обмеженням на кут відхилення каната; F — рушійне зусилля; V — швидкість візка; Δ — відхилення вантажу; a — прискорення візка

Такий спосіб керування має ряд недоліків. Він не оптимальний за швидкодією, тому як час періодів розгону і гальмування фактично визначається довжиною підвісу вантажу і чим вона більша, тим значніші витрати часу на перехідних етапах. Не дозволяє суміщення на перехідних етапах переміщення візка з підйомом або опусканням вантажу, через те, що довжина підвісу вантажу на цих етапах повинна бути постійною. Для забезпечення постійного прискорення візка на ділянках пуску і гальмування необхідно обладнати кран складним і дорогим приводом, наприклад, тиристорним або гідрооб'ємним.

Однак спосіб керування рухом за період власних коливань вантажу завдяки своїй простоті отримав широке застосування. Він використовується на грейферних перевантажувачах фірми «Krupp» (Німеччина), обладнаних автоматичними пристроями керування приводами від мікропроцесорів.

Отримав розповсюдження ще один досить простий спосіб гасіння коливань вантажу, в якому за параметр керування використовується рушійне зусилля F (рис. 27.1б). Суть цього способу полягає в тому, що до візка (мосту) на стадії розгону або гальмування необхідно прикласти постійне рушійне (гальмівне) зусилля на протязі інтервалу часу

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m_1 l}{m_1 + m_2 g}},$$

де T — час розгону або гальмування; m_1, m_2 — маси відповідно візка (моста) і вантажу; l — довжина підвісу вантажу; g — прискорення вільного падіння.

Цей спосіб керування рухом порівняно з попереднім дає деякий вигравш у часі, тому як період T залежить від співвідношення мас m_1 і m_2 . Однак його також неможливо вважати оптимальним за швидкодією і всі недоліки попереднього способу керування за періодом коливань також притаманні і цьому способу.

З розглянутих прикладів видно, що якість керування рухом в значній мірі залежить від того, який фізичний параметр вибрано за керуючий.

Якщо параметром керування служить швидкість точки підвісу, то вдається отримати математично точне аналітичне розв'язування задачі оптимального керування рухом за допомогою принципу максимуму Л. С. Понтрягіна. Оптимальний режим зміни швидкості точки підвісу на перехідних етапах являє собою релейну кусково-сталу функцію, з мінімальним числом ділянок, яке дорівнює трьом. Через те, що будь-яке матеріальне тіло не може змінювати свою швидкість стрибкоподібно, то отримані режими руху мають обмежене практичне застосування і мають бути використані з деяким відхиленням від оптимальних режимів. Такі режими можуть бути використані, наприклад, для легких талів, у яких час розгону до номінальної швидкості відносно малий в порівнянні з періодом власних коливань вантажу.

Якщо за параметр керування вибирається прискорення точки підвісу, то можна отримати нескладне аналітичне розв'язування і оптимальний режим керування рухом являє собою кусково-сталу функцію з трьома ділянками постійних значень прискорень (рис. 27.1,в). Цей режим керування рухом отримав широке розповсюдження і реалізований у США і Японії на кранах, які обладнанні тиристорними приводами. До недоліків цього способу керування рухом необхідно віднести неможливість врахування впливу коли-

вань вантажу на рух візка, які посилюють рух візка, коли вантаж знаходиться попереду візка, і виконують гальмівну дію, коли вантаж знаходиться позаду візка. Цей вплив тим більший, чим більше співвідношення мас вантажу і візка. При цьому має місце або нерациональне використання потужності приводу (недовантаження), або його перевантаження. В цьому випадку існують значні резерви подальшого скорочення тривалості перехідних процесів.

За параметр керування може бути вибрано рушійне зусилля, величина якого обмежена можливостями приводу. Щоб досягти максимальної швидкодії, значення рушійного зусилля вибирають максимально припустимим. У двомасовій динамічній моделі крана безпосередньо враховується вплив коливань вантажу на рух візка. В результаті цього в любий момент часу візок рухається зі змінним прискоренням, яке залежить від співвідношення трьох силових факторів, діючих на візок; рушійного зусилля зі сторони приводу, опору переміщенню візка і зусилля з боку вантажу. Отриманий при розв'язуванні оптимізаційної задачі режим керування, як і в попередніх випадках — трьохступеневий (рис. 27.1,з), але час перехідних процесів в останньому режимі менший. Хоча і цей режим керування рухом не є граничним відносно позицій швидкодії. Це пояснюється тим, що у всіх розглянутих режимах керування рухом гасіння коливань вантажу проходить на стадії розгону. Досвід експлуатації кранів показує, що кваліфікований кранівник не витрачає часу на усунення розгойдування вантажу на стадії розгону, а позбавляється його на кінцевій фазі циклу, тому його швидкодії вище, ніж в розглянутих способах керування.

Внаслідок описаного постає актуальною задачею отримання оптимального режиму керування без попереднього усунення коливань вантажу при розгоні, тобто оптимальний режим гальмування при будь-якому початковому (на початку гальмування) положенні вантажу відносно візка. В цьому випадку візок розганяється найшвидше (рис. 27.1,д), а на етапі сталого руху вантаж здійснює вільні коливання, які гасяться на ділянці гальмування в три етапи. Тривалість цих етапів залежить в основному від початкового фазового стану вантажу відносно візка. При переміщенні візка на різні відстані система буде мати різні оптимальні режими керування рухом. Характерна особливість цього способу керування рухом полягає в тому, що тривалість перехідних процесів жорстко не пов'язана з довжиною підвісу вантажу. Режим керування при значній довжині підвісу (до 100 м і більше) за тривалістю незначно

відрізняється від режиму керування, отриманого для незначної довжини підвісу при всіх інших рівних умовах.

Якщо співставити даний спосіб керування, наприклад, з керуванням за періодом коливань, то можна встановити, що тривалість перехідних процесів при значній довжині підвісу вантажу скорочується в три-чотири рази. Можливий випадок, коли візок на деякій фазі гальмування починає рухатись у зворотному напрямку, але і при цьому досягається максимально можливе скорочення тривалості циклу. Значним фактором є і те, що найвища продуктивність досягається при мінімальній кількості перемикачів, що збільшує термін служби електрообладнання і механізмів крана.

Розв'язується задача оптимізації керування рухом і в більш складній постановці при накладенні обмежень на величину відхилення вантажу від вертикалі (рис. 27.1,е). Ця задача актуальна при транспортуванні вибухонебезпечних, розплавлених металів, крихких матеріалів або зріджених газів, а також при значній довжині підвісу, коли можливі значні відхилення вантажу від положення рівноваги, що небезпечно.

Оптимальні режими керування рухом відрізняються залежно від величини максимально допустимого відхилення вантажу. Якщо допустиме відхилення коливань вантажу менше амплітуди вимушених коливань двомасової моделі, то рух проходить наступним чином. На стадії розгону вантаж виводиться на максимально допустиме відхилення і розгін візка проходить з відхиленням вантажем. Після досягнення візком номінальної швидкості починається етап сталого руху з коливанням вантажу, відхилення якого від положення рівноваги не перевищує заданої величини. На стадії гальмування вантаж також утримується у відхиленому стані розрахунковою силою. При розгоні вантаж утримується позаду візка, а при гальмуванні — попереду його. Весь перевантажувальний цикл складається з дев'яти етапів і це також мінімальне число для даної постановки задачі.

Якщо задане обмеження на величину відхилення вантажу більше амплітуди вимушених коливань двомасової системи «візок—вантаж», то режим керування рухом змінюється, через те, що не має ділянок з утриманням вантажу у відхиленому стані, хоча загальне число етапів залишається таким же, як у попередньому випадку.

27.2. Вибір параметра керування та динамічної і математичної моделей

Практично у всіх відомих роботах за параметр керування вибирається один з трьох параметрів: швидкість візка, прискорення візка або рушійне зусилля. Тут і в подальшому під візком розумітимемо не тільки вантажний візок мостового крана або перевантажувача, але і сам кран, тобто той механізм, який у даному випадку визначає переміщення точки підвісу вантажу.

Проаналізуємо вибір кожного з цих параметрів як параметр керування в задачі оптимального керування рухом системи «візок-вантаж». Як було показано раніше, при виборі за параметр керування швидкості візка, оптимальний режим керування (режим зміни швидкості візка) являє собою кусково-сталу функцію, і його практично неможливо реалізувати на реальному крані з традиційним асинхронним приводом. Тому вибирати швидкість візка за параметр керування в задачі максимальної швидкодії для мостових грейферних кранів і кранів загального призначення зі ступеневим керуванням швидкості неможливо.

Порівнюючи два інших параметри — прискорення візка і рушійне зусилля — необхідно відзначити, що для крана з жорстким підвісом вантажу ці параметри лінійно взаємозалежні і не має значення, який з них приймати за параметр керування. Для гнучкого підвісу вантажу прискорення візка залежить не тільки від рушійного зусилля, але і від взаємодії з вантажем, яка змінюється залежно від фазового положення вантажу та співвідношення мас візка і вантажу.

Якщо параметром керування взяти прискорення візка, то для максимальної швидкодії прискорення візка має бути сталим і максимально допустимим на кожному етапі незалежно від фазового положення вантажу. При такому підході вплив вантажу на швидкість візка не беруть до уваги, хоч насправді дія вантажу призводить до гальмування або прискореного руху візка. З урахуванням цього постає проблема раціонального вибору значення максимально допустимого прискорення візка, так в першому випадку слід збільшувати максимальне прискорення, а в другому — зменшувати його граничне значення. У будь-якому випадку виникає або перевантаження приводу, або нераціональне використання його можливостей. Отриманий таким чином режим керування рухом не може дати максимально можливого скорочення тривалості пере-

вантажувального циклу. Крім того, для реалізації сталого прискорення кран має бути обладнаний спеціальним регулюючим приводом.

Ціннішим є розв'язування задачі оптимального керування рухом, коли за параметр керування беруть рушійне зусилля. Це зусилля також обмежується, але воно має більш природний характер, ніж обмеження прискорення візка. Воно визначається потужністю приводу, умовами зчеплення ходових коліс з рейками і вимогами міцності. Отже, швидкість і прискорення візка змінюватимуться залежно від рушійного зусилля та взаємодії візка і вантажу. Це, безумовно, ускладнює розв'язання поставлених задач, але режим, керування рухом, який буде отримано, можна вважати оптимальним з позицій швидкодії.

Для розв'язання поставлених задач використаємо двомасову динамічну модель крана у вигляді системи «візок—вантаж» (рис. 27.2), [26, 27]:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F(t) - W \operatorname{sign} \dot{x}_1 - \frac{m_2 g}{l} \cdot (x_1 - x_2); \\ m_2 \ddot{x}_2 = -\frac{m_2 g}{l} \cdot (x_1 - x_2). \end{cases} \quad (27.1)$$

Введемо деякі зміни в позначення, показані на рис. 27.2: $y_1 = x_1$; $y_2 = \dot{x}_1$; $y_3 = x_2$; $y_4 = \dot{x}_2$. Диференційні рівняння руху системи (27.1) запишемо в канонічному вигляді з використанням прийнятих позначень:

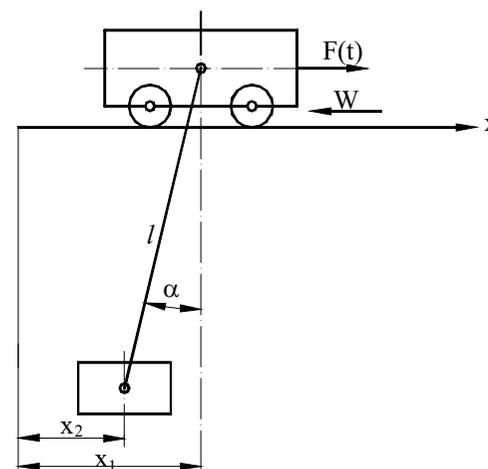


Рис. 27.2. Динамічна модель руху візка з вантажем на гнучкому підвісі

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = y_2; \\ \dot{y}_2 = (y_3 - y_1) \cdot m_2 \cdot g \cdot l + U(t); \\ \dot{y}_3 = y_4; \\ \dot{y}_4 = (y_1 - y_3) \cdot \frac{g}{l}, \end{cases} \quad (27.2)$$

де $U(t) = (F(t) - W \operatorname{sign} \dot{y}_2) / m_1$.

Параметром керування вибрано рушійне зусилля $F(t)$, але для зручності параметром керування будемо вважати функцію $U(t)$, що пропорційна $F(t)$.

Систему лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь (27.2) можна звести до одного диференціального рівняння четвертого порядку:

$$y_3^{IV} + \lambda^2 \ddot{y} = U(t) \cdot \frac{g}{l}, \quad (27.3)$$

де
$$\lambda = \sqrt{\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \cdot \frac{g}{l}}.$$

Використовуючи метод Коші, можна знайти часткове розв'язання рівняння (27.3), якщо відома фундаментальна система розв'язань відповідного однорідного рівняння, для знаходження якої розв'язати характеристичне рівняння:

$$K^4 + \lambda^2 \cdot K^2 = 0.$$

Знаючи фундаментальну систему розв'язків однорідного рівняння (27.3), можна записати загальний розв'язок рівняння (27.3). Тоді система рівнянь (27.2) запишеться в такому вигляді:

$$\begin{aligned} y_1 &= b_1 + b_2 t - b_3 \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \cos \lambda t - b_4 \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \sin \lambda t + \\ &+ \int_0^t \left[\frac{g}{l \lambda^2} (t - \tau) + \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{g}{l \lambda^3} \right) \cdot \sin \lambda \cdot (t - \tau) \right] U(\tau) \cdot d\tau; \\ y_2 &= b_2 + b_3 \lambda \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \sin \lambda t - b_4 \lambda \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \cos \lambda t + \\ &+ \int_0^t \left[\frac{g}{l \lambda^2} + \left(1 - \frac{g}{l \lambda^2} \right) \cdot \cos \lambda \cdot (t - \tau) \right] U(\tau) \cdot d\tau; \\ y_3 &= b_1 + b_2 t + b_3 \cdot \cos \lambda t + b_4 \cdot \sin \lambda t + \\ &+ \int_0^t \left[\frac{g}{l \lambda^2} \cdot (t - \tau) - \frac{g}{l \lambda^3} \cdot \sin \lambda \cdot (t - \tau) \right] U(\tau) \cdot d\tau; \end{aligned} \quad (27.4)$$

$$\begin{aligned} y_4 &= b_2 - b_3 \lambda \cdot \sin \lambda t + b_4 \cdot \cos \lambda t + \\ &+ \int_0^t \left[\frac{g}{l \lambda^2} - \frac{g}{l \lambda^2} \cdot \cos \lambda \cdot (t - \tau) \right] U(\tau) \cdot d\tau; \end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned} b_1 &= (m_1 \cdot y_{10} + m_2 \cdot y_{30}) / m; \\ b_2 &= (m_1 \cdot y_{20} + m_2 \cdot y_{40}) / m; \\ b_3 &= (y_{30} - y_{10}) \cdot m_1 / m; \\ b_4 &= (y_{40} - y_{20}) \cdot \lambda m_1 / m; \\ m &= m_1 + m_2; \end{aligned}$$

$y_{10}, y_{20}, y_{30}, y_{40}$ — початкові значення координат y_1, y_2, y_3, y_4 у момент часу $t = 0$.

27.3. Визначення оптимального режиму керування рухом візка з підвішеним вантажем

Для визначення виду оптимальної функції $U(t)$ використаємо принцип максимуму Понтрягіна Л. С., який можна застосувати при виконанні двох умов: умови загальності положення і умови належності точки $y_2 = 0$ до області обмежень на параметр керування. У нашому випадку друга умова завжди виконується, бо швидкість візка може набувати як додатних, так від'ємних значень. Умова загальності положення зводиться до перевірки нерівності нулю визначника, який складається з вектор-стовпців $B, A^* B, A^2 * B, A^3 * B$, де A — матриця коефіцієнтів лінійної системи (27.2), B — вектор коефіцієнтів при параметрі керування.

Запишемо для системи рівнянь (27.2) спряжену систему та її розв'язок:

$$\begin{aligned} \dot{\Psi}_i &= - \sum_{n=1}^4 \frac{\partial y_n}{\partial y_i} \cdot \Psi_n, \quad i = 1, \dots, 4; \\ \begin{cases} \dot{\Psi}_1 = \Psi_2 \cdot m_2 \cdot g / (m_1 \cdot l) - \Psi_4 \cdot g / l; \\ \dot{\Psi}_2 = - \Psi_1; \\ \dot{\Psi}_3 = - \Psi_2 \cdot m_2 \cdot g / (m_1 \cdot l) + \Psi_4 \cdot g / l; \\ \dot{\Psi}_4 = - \Psi_3; \end{cases} \\ \Psi_1 &= -C_2 - C_3 \cdot \lambda \cos(\lambda t + \alpha); \\ \Psi_2 &= C_1 + C_2 t + C_3 \sin(\lambda t + \alpha); \\ \Psi_3 &= -C_2 m_2 / m_1 + C_3 \cdot \lambda \cos(\lambda t + \alpha); \end{aligned}$$

$$\Psi_4 = C_1 m_2 / m_1 + C_2 t m_2 / m_1 - C_3 \sin(\lambda t + \alpha);$$

C_1, C_2, C_3, α — сталі інтегрування.

Згідно з принципом максимуму керування $U(t)$ оптимальне за швидкодією, коли функція Гамільтона H має максимум:

$$H = \sum_{i=1}^4 \Psi_i \cdot \dot{y}_i = \Psi_1 y_2 - \Psi_2 \cdot (y_1 - y_3) \cdot m_2 g / (m_1 l) + \\ + \Psi_2 U(t) + \Psi_3 y_4 + \Psi_4 \cdot (y_1 - y_3) \cdot g / l.$$

Аналіз функції Гамільтона показує, що вона сягає максимуму, коли режим керування має вид релейної функції:

$$U(t) = |U_0| \cdot \text{sign} \cdot [C_1 + C_2 t + C_3 \sin(\lambda t + \alpha)], \quad (27.5)$$

$$\text{де } U_0 = \begin{cases} (K - W \text{sign } y_2) / m_1 & \text{при розгоні;} \\ -(N + W \text{sign } y_2) / m_1 & \text{при гальмуванні;} \end{cases}$$

тут K, N — максимально допустиме зусилля, відповідно рушійне та гальмівне.

Функція (27.5) є оптимальним законом керування, який забезпечує максимальну швидкодію руху візка з вантажем на гнучкому підвісі.

Релейність оптимальної функції керування було встановлено також у разі симетричного керування, де було отримано аналітичні вирази для визначення моментів перемикання функції керування з одного сталого значення в інше. Оскільки в розглянутому випадку визначити моменти перемикання функції керування за допомогою принципу максимуму неможливо через наявність у виразі для U_0 розривної функції $\text{sign } y_2$, то зручно використати метод фазової площини, який успішно застосовано за різних реальних умов. Цей метод дає змогу графічно подати у вигляді кривих другого порядку весь перевантажувальний цикл і оцінити фазовий стан системи «візок—вантаж» у кожний момент часу. Крім того, за допомогою цього методу можна прогнозувати поведінку розглянутої системи, якщо на неї діятимуть ті чи інші зусилля. Але найголовніше в цьому методі полягає в тому, що він дає змогу отримати аналітичні вирази для визначення моментів перемикання функції керування.

Оскільки на кожному етапі керування $U(t) = U_0 = \text{const}$, то систему (27.4) можна записати у вигляді:

$$\begin{cases} y_1 = b_1 + b_2 t - b_3 \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \cos \lambda t - b_4 \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \sin \lambda t + \frac{U_0}{\lambda^2} \cdot \left[\frac{g t^2}{2l} + \left(1 - \frac{g}{l \lambda^2}\right) (1 - \cos \lambda t) \right]; \\ y_2 = b_2 + b_3 \lambda \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \sin \lambda t - b_4 \lambda \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \cos \lambda t + \frac{U_0}{\lambda} \cdot \left[\frac{g t}{l \lambda} + \left(1 - \frac{g}{l \lambda^2}\right) \sin \lambda t \right]; \\ y_3 = b_1 + b_2 t + b_3 \cdot \cos \lambda t + b_4 \cdot \sin \lambda t + \frac{U_0 \cdot g}{l \lambda^2} \cdot \left[\frac{t^2}{2} - \frac{1}{\lambda^2} \cdot (1 - \cos \lambda t) \right]; \\ y_4 = b_2 - b_3 \lambda \sin \lambda t + b_4 \lambda \cdot \cos \lambda t + \frac{U_0 \cdot g}{l \lambda^2} \cdot \left[t - \frac{\sin \lambda t}{\lambda} \right]; \end{cases} \quad (27.6)$$

Успішне застосування методу фазової площини багато в чому залежить від вибору системи координат. Зручно розглядати процес руху досліджуваної моделі в системі координат (ξ_1, ξ_2) , де

$$\xi_1 = (y_3 - y_1) \cdot \lambda; \quad (27.7)$$

$$\xi_2 = (y_4 - y_2) \cdot \lambda. \quad (27.8)$$

У такій системі координат траєкторії перехідних процесів системи «візок—вантаж» описуються колами, центри яких зміщені відносно осі ξ_2 на величину U_0 / λ . Це впливає з рівняння кіл, які дістають підстановкою координат системи (27.6) у (27.7) і (27.8):

$$\left(\xi_1 + \frac{U_0}{\lambda} \right)^2 + \xi_2^2 = \left(\frac{U_0}{\lambda} \right)^2 + \lambda^2 \cdot \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \cdot (b_4^2 + b_3^2) + 2U_0 b_3 \cdot \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right). \quad (27.9)$$

Отже, розгону візка буде відповідати сім'я кіл із центром у точці

$$O_1 \left(-\frac{K - W}{m_1 \lambda}, O \right) \text{ (рис.27.3), а процесу гальмування візка — сім'я кіл}$$

$$\text{з центром у точці } O_2 \left(-\frac{N + W}{m_1 \lambda}, O \right). \text{ На деякій стадії перевантажу-$$

вального циклу можливий рух візка у зворотному напрямі. У цьому разі знак при W змінюється на протилежний, тому розгону візка у зворотному напрямі відповідатиме сім'я кіл із центром у точці

$$O_3 \left(\frac{N - W}{m_1 \lambda}, O \right), \text{ а гальмуванню — сім'я кіл із центром у точці}$$

$$O_4 \left(-\frac{K + W}{m_1 \lambda}, O \right).$$

Із рівняння (27.9) випливає, що радіуси розглянутих кіл залежать від початкових фазових координат і рух вздовж них відбувається за

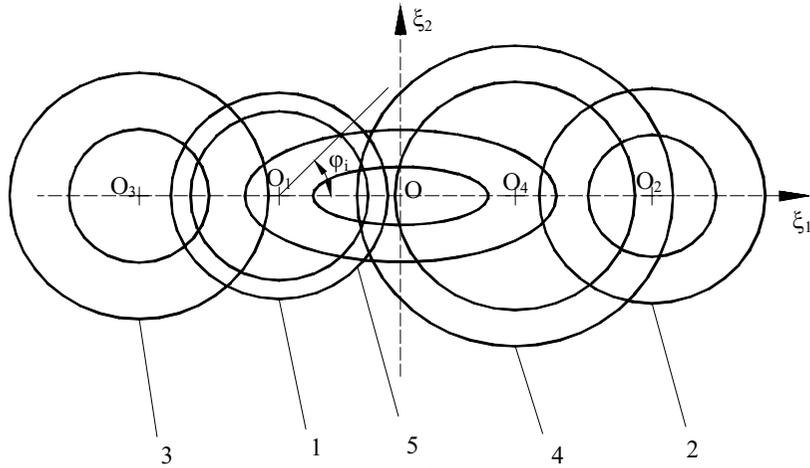


Рис. 27.3. Схема фазової площини

годинниковою стрілкою рівномірно з кутовою швидкістю λ . Отже, можна визначити час руху на будь-якій ділянці фазової траєкторії. Цей час визначається залежністю

$$t_i = \varphi_i / \lambda \quad (i = 1, \dots, n), \quad (27.10)$$

де φ_i — центральний кут, на який спирається дуга кола (рис. 27.3); i — номер етапу; n — кількість етапів руху.

Постійний режим руху системи, коли візок рухається з номінальною швидкістю, а вантаж здійснює вільні коливання, описується системою рівнянь (27.2) при $y_2 = 0$, розв'язок яких має вигляд:

$$y_1 = y_{10} + y_{20} \cdot t;$$

$$y_2 = y_{20};$$

$$y_3 = y_{10} + y_{20} \cdot t + (y_{30} - y_{10}) \cdot \cos \mu t + \mu^{-1} \cdot (y_{40} - y_{20}) \cdot \sin \mu t;$$

$$y_4 = y_{20} - (y_{30} - y_{10}) \cdot \mu \sin \mu t + (y_{40} - y_{20}) \cdot \cos \mu t, \quad (27.11)$$

де $\mu = \sqrt{\frac{g}{l}}$.

Для отримання закону $U(t)$ при постійному русі систему рівнянь (27.1) слід записати відносно $U(t)$ при $\ddot{x}_1 = 0$. У результаті дістаємо диференційне рівняння

$$\ddot{U}(t) + \left(\frac{g}{l}\right) \cdot U(t) = 0. \quad (27.12)$$

Рівняння (27.11) має такий розв'язок:

$$U(t) = -\frac{m_2 g}{m_1 l} \cdot \left[(y_{30} - y_{10}) \cdot \cos \mu t + \mu^{-1} \cdot (y_{40} - y_{20}) \cdot \sin \mu t \right]. \quad (27.13)$$

Використовуючи вирази (27.7), (27.8) і (27.11), було встановлено, що режиму постійного руху на фазовій площині (ξ_1, ξ_2) відповідає еліпс, рівняння якого записується у вигляді

$$\frac{\xi_1^2}{\xi_{10}^2 + (\mu^{-1} \lambda \xi_{20})^2} + \frac{\xi_2^2}{(\xi_{10} \cdot \mu^{-1} \lambda)^2 + \xi_{20}^2} = 1,$$

де ξ_{10}, ξ_{20} — початкові фазові координати.

Рух по еліпсу відбувається рівномірно з кутовою швидкістю μ за годинниковою стрілкою, а тривалість будь-якого етапу сталого режиму визначається залежністю

$$t_i = \alpha_i / \mu \quad (i = 1, 2, \dots, n_1), \quad (27.14)$$

де α_i — кут між відрізками, які з'єднують початок координат з граничними точками досліджуваної ділянки еліпса (рис. 27.3);

n_1 — кількість ділянок руху.

У кінці перевантажувального циклу фазова точка має розміщуватися на початку координат фазової площини при виконанні умов

$$y_1 = S; \quad (27.15)$$

$$y_2 = 0. \quad (27.16)$$

27.4. Оптимальне керування рухом при обмеженні відхилення вантажу від вертикалі

Постановка задачі керування рухом при обмеженні відхилення вантажу від вертикалі налічує кілька десятиліть. Нині актуальність цієї задачі не зменшилася, а навпаки — зросла. Це пояснюється підвищенням швидкостей, прискорень робочих рухів, збільшенням висоти підйому вантажу, зростанням числа циклів, що здійснюються краном в одиницю часу. В існуючих умовах роботи кранів витрати часу на заспокоєння вантажу при наведенні його на місце посадки становлять велику частину від загального часу циклу, що спричиняє істотне зниження продуктивності крана.

До вантажопідійомних машин, які працюють в інтенсивному режимі, належать морські і річкові перевантажувачі, козлові, порталні, будівельні баштові та деякі мостові крани, тому бажано обмежувати відхилення вантажу від вертикалі та виконувати точне наведення його на місце посадки без подальшого заспокоєння.

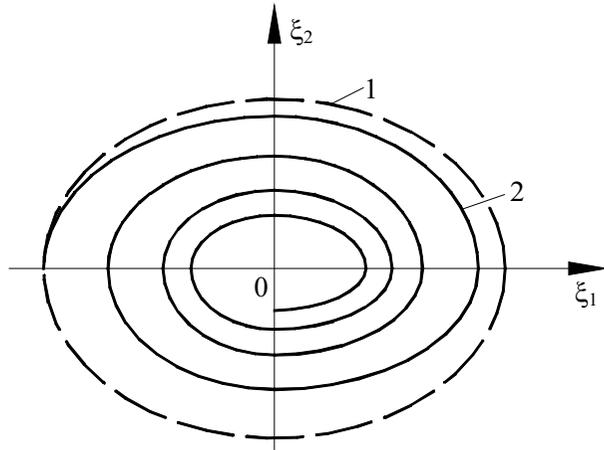


Рис. 27.4. Оптимальний закон керування рухом з урахуванням гасіння коливань

У розглянутій задачі також використаємо двомасову модель крана, яка є системою кран-вантаж (див. рис. 27.1). Поставлена задача формулюється так: за мінімально можливий час перемістити кран із вантажем на задану відстань x_0 так, щоб у періоди розгону, рівномірного руху та гальмування втримувалось обмеження на величину відхилення вантажного каната від вертикалі Δ , а в кінці гальмування вантаж не мав коливань при обмеженнях на рушійну та гальмівну сили K .

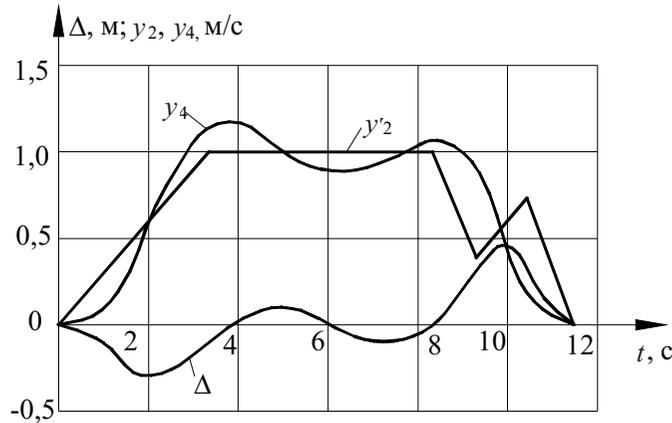


Рис. 27.5. Графіки кінематичних характеристик крана з урахуванням загасання коливань вантажу

Нехай система рухається з початкового стану $y_1 = x_0, y_2 = 0, y_3 = x_0, y_4 = 0$. При цьому вважається, що $x_0 > 0$. Нульовим станом вважатимемо початок координат фазового простору системи (27.2).

Для задачі, яку розглядаємо згідно з принципом максимуму, рух усередині області допустимих фазових координат відбувається при $y_2 < 0$ зі значеннями параметра керування $u_1 = -\frac{K-W}{m_1}$ або

$$u_2 = \frac{K+W}{m_1} \text{ і при } y_2 > 0 \text{ з } u_3 = -\frac{K+W}{m_1} \text{ або } u_4 = \frac{K-W}{m_1}.$$

Траєкторія системи (27.2) при різних параметрах керування $u_i (i=1, 2, 3, 4)$ відповідають таким рівнянням:

$$\left(\lambda \cdot \left(y_3 - y_1 - \frac{K-W}{m_2 \cdot \lambda^2} \right) \right)^2 + (y_2 - y_4)^2 = \left(b_3 \cdot \lambda^3 \frac{l}{g} \right)^2 + \left(b_4 \cdot \lambda^3 \frac{l}{g} \right)^2 + \left(\frac{W-K}{m_1 \cdot \lambda} \right) + 2 \cdot b_3 \cdot \frac{l}{g} \cdot \frac{K+W}{m_1} \cdot \lambda^2;$$

$$\left(\lambda \cdot \left(y_3 - y_1 + \frac{K+W}{m_2 \cdot \lambda^2} \right) \right)^2 + (y_2 - y_4)^2 = \left(b_3 \cdot \lambda^3 \frac{l}{g} \right)^2 + \left(b_4 \cdot \lambda^3 \frac{l}{g} \right)^2 + 2 \cdot b_3 \cdot \frac{l}{g} \cdot \frac{K+W}{m_1} \cdot \lambda^2;$$

$$\left(\lambda \cdot \left(y_3 - y_1 - \frac{K+W}{m_1 \cdot \lambda^2} \right) \right)^2 + (y_2 - y_4)^2 = \left(b_3 \cdot \lambda^3 \frac{l}{g} - \frac{K+W}{m_1 \cdot \lambda} \right)^2 + \left(b_4 \cdot \frac{l}{g} \cdot \lambda^3 \right)^2; \quad (27.17)$$

$$\left(\lambda \cdot \left(y_3 - y_1 + \frac{K-W}{m_1 \cdot \lambda^2} \right) \right)^2 + (y_2 - y_4)^2 = \left(b_3 \cdot \lambda^3 \frac{l}{g} - \frac{K-W}{m_1 \cdot \lambda} \right)^2 + \left(b_4 \cdot \lambda^3 \cdot \frac{l}{g} \right)^2.$$

Ортогональними проекціями цих траєкторій на координатну площину $\xi_1 = \lambda \cdot (y_3 - y_1)$ і $\xi_2 = y_2 - y_4$ є кола із центрами в точках

$$\text{відповідно: } O_1 \left(\frac{K-W}{m_1 \lambda}, 0 \right); \quad O_2 \left(-\frac{K+W}{m_1 \lambda}, 0 \right); \quad O_3 \left(\frac{K-W}{m_1 \lambda}, 0 \right); \quad O_4 \left(-\frac{K+W}{m_1 \lambda}, 0 \right).$$

Проекція фазової точки рухається вздовж цих кол проти годинникової стрілки з кутовою швидкістю λ .

Якщо на рух системи не накладено обмежень, то оптимальне керування має такий вигляд: етап розгону — рух по I_1 , етап гальмування — рух по I_2 , перехід з I_1 на I_2 здійснюється з урахуванням потрапляння системи в початок координат фазового простору. На рис. 27.6 показано різні варіанти такого переходу.

Якщо при розгоні швидкість досить велика, то потрапляння з I_1 на I_2 відбувається вздовж деякої траєкторії HFG . Інакше траєкторія переходу може мати ділянку руху $y_2 > 0$ — MSP . При такому способі керування визначаються два моменти часу, які відповідають точкам H і $F(S)$. Ці моменти можна знайти з умов $y_1 = y_2 = \xi_1 = \xi_2 = 0$ у кінці руху, використовуючи розв'язок (27.6) і запропоновану форму керування $U(t)$.

Нехай існує обмеження на швидкість $|y_2| \leq V_0$. Тоді з'явиться етап руху з номінальною швидкістю $y_2 = -V_0$, бо $x_0 > 0$. Знаючи $y_2(t)$, визначаємо функцію керування, яка реалізує цей рух:

$$U(t) = -\frac{m_2}{m_1} \cdot \frac{g}{l} \cdot \left[(y_{30} - y_{10}) \cdot \cos \mu t + (y_{40} - y_{20}) \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \sin \mu t \right]. \quad (27.18)$$

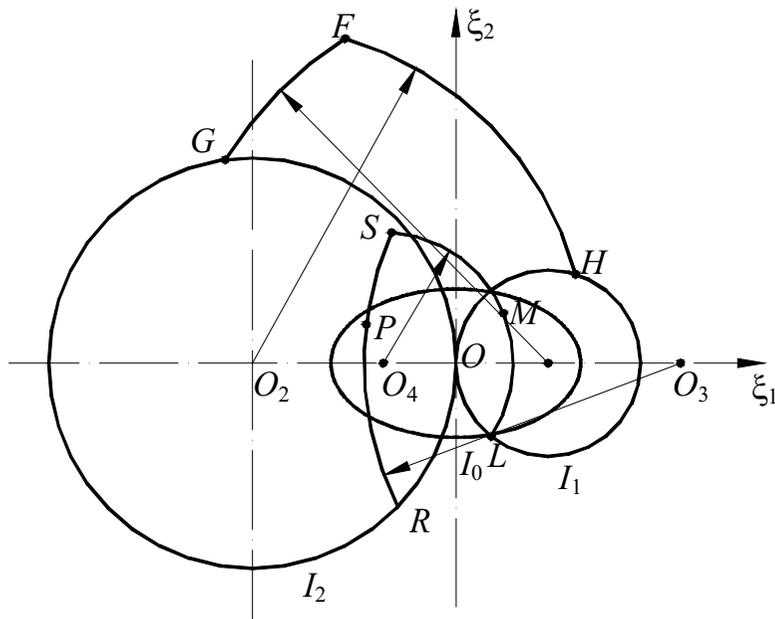


Рис. 27.6. Проекції фазової траєкторії в разі руху системи без обмежень на величину Δ

На фазовій площині ξ_1, ξ_2 цьому керуванню відповідає рух фазової точки вздовж еліпсу I_0 проти годинникової стрілки:

$$\xi_1 = \xi_{10} \cdot \cos \mu t - \frac{\lambda}{\mu} \cdot \xi_{20} \cdot \sin \mu t;$$

$$\xi_2 = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \xi_{10} \cdot \sin \mu t + \xi_{20} \cdot \cos \mu t;$$

або
$$\xi_1^2 + \frac{\xi_2^2}{a^2} = \xi_{10}^2 + \frac{\xi_{20}^2}{a^2};$$

де
$$\mu = \sqrt{\frac{g}{l}}; \quad a = \sqrt{\frac{m_1}{m_1 + m_2}};$$

$$\xi_{10} = \lambda \cdot (y_{30} - y_{10}); \quad \xi_{20} = y_{20} - y_{40}.$$

При обмеженні $|y_{20}| \leq V_0$ розгін по I_1 закінчується в момент досягнення номінальної швидкості, після чого система рухається по I_0 . Перехід на ділянку гальмування здійснюється, як і раніше, проте в перехідному процесі може виникнути ділянка руху з номінальною швидкістю.

Тепер урахуємо обмеження $\Delta = y_3 - y_1$ при фіксованому l : $|\Delta| \leq \Delta_0$. Якщо значення x_0 досить мале, то це обмеження може бути неістотним, і задача зводиться до вже розглянутих випадків.

Нехай $\Delta_0 = (K - W) / (m_1 \cdot \lambda^2)$ (рис. 27.7). Тоді оптимальна траєкторія розгону пов'язана з попаданням в зону

$$y_1 - y_3 \geq -\Delta_0; \quad y_2 - y_4 = 0. \quad (27.19)$$

або в точку A з подальшим рухом за умови $|\Delta| = \Delta_0$.

Якщо на ділянці СВ номінальної швидкості не досягається, то проекції оптимального потрапляння на (27.19) — дуги OB і BA . Іншими словами, виникає ділянка руху при $y_{20} = -V_0$ і оптимальною буде траєкторія ONN_1A , де N — точка досягнення номінальної швидкості.

Із рівняння $y(t) - y_1(t) = \Delta_0$ можна знайти керування для руху в (27.19).

$$U = -\Delta \lambda^2.$$

Вважатимемо це керування допустимим.

Якщо $\Delta_0 > \frac{K - W}{m_1 \cdot \lambda^2}$, то точка O_1 лежить усередині області допустимих координат. У цьому разі, щоб не перетнути межу $\xi_1 = \lambda \Delta_0$,

із кола I_1 слід перейти на деяке коло радіуса r системи (27.2) при

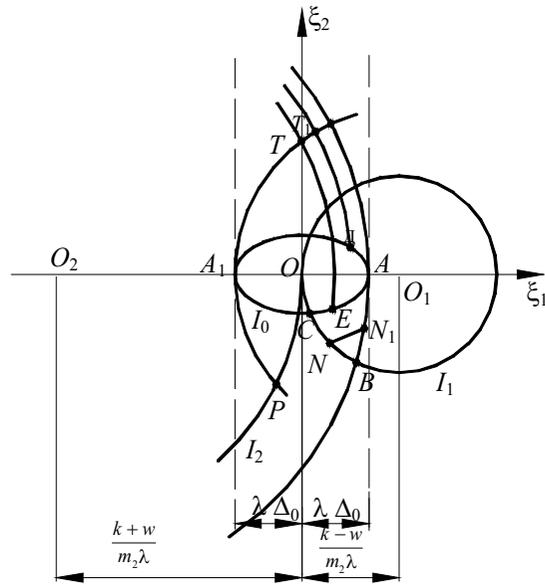


Рис. 27.7. Проекція фазової траєкторії системи при $\Delta_0 \leq \frac{K-W}{m_2 \cdot \lambda^2}$

$U = u_1$ так, щоб зберігалася нерівність $\lambda \Delta_0 - \frac{K-W}{m_1 \cdot \lambda} \leq r < \frac{K-W}{m_1 \cdot \lambda}$. При цьому вид режиму керування рухом істотно залежить від значення x_0 і V_0 . Якщо значення V_0 достатньо велике, то перехід з I_1 на I_2 здійснюється по найкоротшій дузі, яка з'єднує ці кола при $U = u_1$. Використовуючи принцип максимуму, можна описати всі можливі варіанти руху і методом перебору знайти найкращий.

Координати всіх вказаних точок перемикання керування можна визначити, використавши геометрію руху (див. рис. 27.6, 27.7). Знаючи швидкість руху фазової точки вздовж кола, неважко знайти відповідні моменти перемикання керування. Після завершення розгону можливий рух із номінальною швидкістю під дією керування виду (27.18). При $m_1 > m_2$ це керування буде допустимим і обмеження $|\Delta| \leq \Delta_0$ у разі такого руху не порушується.

Побудуємо режим оптимального гальмування з урахуванням раніше прийнятих обмежень. Наявність цих обмежень приводить до появи проміжкового гальмування на множині (27.19) при $\Delta_0 \leq (K-W)/(m_1 \cdot \lambda^2)$ або на деякій дузі кола системи (27.2) при

$U = u_2$ і $\Delta_0 > (K-W)/(m_1 \cdot \lambda^2)$. У першому випадку оптимальна траєкторія гальмування має вигляд ETA_1PO (див. рис. 27.7). В інших випадках режим гальмування можна шукати так, як і при розгоні.

При побудові режиму гальмування може статися, що на ділянці T_1A_1 швидкість перевищує номінальну. В цьому разі множиною точок початку гальмування буде деяка дуга I_0 . Якщо $\Delta \leq (K-W)/(m_1 \cdot \lambda^2)$ — то це дуга DA_1 (рис. 27.7). У такій ситуації, щоб потрапити до початку координат фазового перегляду системи (27.2), слід із D перейти в A_1 , а потім рухатися з номінальною швидкістю доти, поки режим гальмування не приведе систему до початку координат. При досить малих розмірах I_0 відносно $\lambda \Delta_0$ такої дуги не існує.

Як і в попередніх випадках, усі моменти перемикання керування визначаються з геометрії руху і умов, що накладаються на цей рух.

Отже, дістаємо оптимальну за швидкістю функцію керування $U(t)$ для системи (27.2). Ця функція є кусково-неперервною і реально допустимою на кожному інтервалі неперервності. Можливості гідроприводу з достатнім ступенем точності сприяють реалізації такого керування на практиці.

Розглянутий оптимальний режим керування реалізовано на мостовому крані вантажопідійомністю 30/5 т з прогоном 22,5 м виробництва Харківського заводу підйомно-транспортного обладнання. Роздільний гідростатичний привод механізму пересування крана складається з насосів ПД № 5, гідромоторів ПМ № 5 і приводних електродвигунів АО-62-4. Розрахунки оптимальних режимів керування рухом виконували для таких параметрів крана: $m_1 = 22\ 100$ кг; $m_2 = 115\ 300$ кг, $l = 13$ м, $W = 3300$ Н.

При цьому розглянуто випадок, коли зусилля $U_0(t)$ обмежене значенням $K = 690$ Н при тиску в гідравлічній системі 10 МПа. Обмеження на відхилення вантажу від вертикалі $\Delta_0 = 0,1$ м при номінальній швидкості переміщення крана $V_0 = 1,26$ м/с. Кран переміщувався на відстань $x_0 = 30$ м без розгойдування вантажу в кінці зупинки. На рис. 27.8 показано залежності за часом швидкості, шляхом переміщення крана, зусиллям, що розвивається у валопроводі, і відхиленням вантажного каната від вертикалі протягом усього циклу при оптимальному за швидкістю режимі керування рухом при заданих обмеженнях.

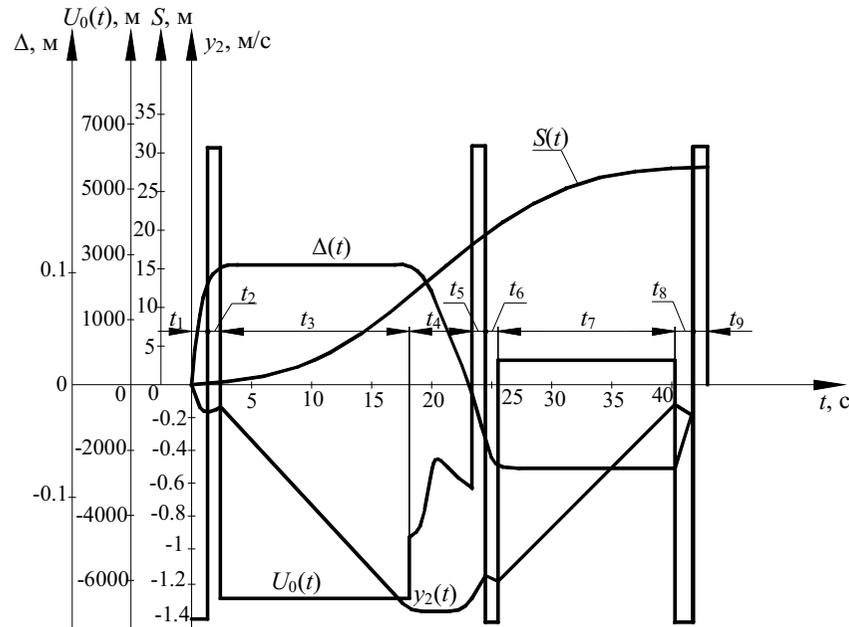


Рис. 27.8. Графіки оптимальних за швидкодією характеристик мостового крана вантажопідіймністю 30/5 т

27.5. Огляд систем оптимального керування кранами

Головна мета процесу керування — мінімізація часу здійснення керованого перевантажувального процесу, витрат енергії та експлуатаційних витрат.

Останнім часом зусилля розроблювачів спрямовані на застосування способів гасіння коливань за допомогою регульованих приводів і програмувальних систем керування.

У Магдебурзькому технічному університеті Otto von Guericke (ФРН) розроблений спосіб гасіння коливань і позиціонування підвишеного на канаті вантажу [1—7]. Відповідно до цього способу гасіння коливань вантажу здійснюється за рахунок автоматичного керування регульованим електроприводом постійного струму з паралельним збудженням і живленням від тиристора з адаптивними зворотними зв'язками. Закони зміни шляху візка і швидкості його руху задаються в програмі процесора. Регулювання параметрів здійснюється приводом через зворотні зв'язки після обчислення в процесорі. Результати моделювання зазначеного способу на

аналогової ЕОМ дають залишковий кут відхилення каната наприкінці періоду розгону і гальмування — $0,4^\circ$. На підставі приведеного способу була створена експериментальна модель автоматизованого крана. У порівнянні з даними, отриманими за допомогою аналогової моделі, отримана відносна похибка способу — менш 7,6 %.

В даний час розроблена і випробувана система керування з частотним регулюванням асинхронного короткозамкненого електродвигуна, що дає точність позиціонування 5 мм з остаточним наведенням на мету телевізійною системою.

Великі роботи з цієї тематики проводилися в Дортмундському університеті і Дрезденському технічному університеті [8, 9, 10].

Фірмою «Krupp» запропонований спосіб усунення коливань вантажу [11], що полягає в підтримці постійного прискорення візка протягом періоду вільних коливань вантажу. Цей спосіб істотно розтягує перевантажувальний цикл, тому що період вільних коливань вантажу залежить від даних підвісу вантажу.

Для мостового крана з грейферним захватом фірма «Mannesman Demag Fordertechnik» розробила автоматичну систему керування [12-15], що здійснює автоматичне переміщення до необхідної точки позиціонування. Кран оснащений трифазним електродвигуном з короткозамкненим ротором і регулюванням частоти обертання вала. Загальне керування переміщеннями і приводом здійснюється за допомогою мікропроцесора. Тим самим досягаються оптимальні характеристики розгону і гальмування крана. Регулювання швидкості переміщення крана і візка в робочому режимі і швидкості обертання електродвигунів здійснюється за сигналами імпульсних датчиків. Переміщення крана до точки позиціонування і назад до пункту завантаження в автоматичному режимі виконуються на швидкостях, на 50 % перевищуючих швидкості, що використовуються в ручному режимі керування. Тим самим значно збільшується продуктивність робіт. Програмування циклу робіт крана проводиться в режимі навчання.

Фірма Krupp Industrie und Stahlbau для пневмоколісних козлових кранів, використовуваних на автоматизованих контейнерних перевантажувальних площадках, застосовує трьохрівневі автоматизовані системи керування [16]. На крані встановлені дві послідовно включені ЕОМ, одна з яких задає програму робіт, а друга здійснює безпосереднє керування позиціями і рухами кранових механізмів, а також реєструє дані про вантажі. Зв'язок між бортовими ЕОМ і центральною ЕОМ здійснюється за допомогою інду-

ктивної системи, струмоводи якої розміщені в трубах, покладених уздовж кранових шляхів. На кранах змонтовані приймальні антени, існують дублюючі системи зв'язку. Автоматичний режим роботи крана включається оператором-кранівником, у кабіні якого встановлений дисплей для зчитування інформації, що надходить від центральної ЕОМ. Бортові ЕОМ відповідно до наказів центральної ЕОМ розраховують і вибирають оптимальну траєкторію переміщення вантажу. Точна установка захвата над вантажем здійснюється за допомогою датчиків місця, встановлених на механізмі пересування крана і вантажному візку. Приводи робочих механізмів крана здійснюються від двигунів постійного струму з тиристорним керуванням по системі генератор—двигун. Система запобігання коливань підвішеного на канатах вантажу містить гідравлічні демпфери і додаткові похилі канатні відтягнення, що навиваються на барабан лебідки, що обертається синхронно з барабаном піднімальної лебідки.

Широко відомі у світі автоматизовані мостові грейферні перевантажувачі фірми «Krupp» [17]. Україна закупила три аналогічних перевантажувачі, що експлуатуються на Миколаївському глиноземному заводі. Електронна система керування разом з тиристорним приводом реалізує спосіб гасіння коливань грейфера за періодом коливань, тобто на етапі розгону і гальмування підтримується постійне прискорення вантажного візка протягом часу, що дорівнює періоду вільного коливання вантажу. У цьому випадку коливання грейфера наприкінці прискореного руху відсутні.

Систему вільного програмування на базі ЕОМ розробила і використовує на грейферному портовому перевантажувачі фірми MAN Gutehoffnungshutte G.m.B.H (Німеччина) [18]. Система забезпечує автоматичне аналогове керування приводом переміщення грейфера з контролем ЕОМ, за рахунок чого здійснюється переміщення грейфера вздовж оптимальної траєкторії і гасіння його коливань. Приводні двигуни - постійного струму з тиристорним керуванням. На дисплеї в кабіні оператора виведена інформація про положення і стан грейфера. Оператор здійснює контрольні функції. Передбачено узгодження автоматичного і ручного керування так, що кранівник за необхідністю має можливість корегувати процес перевантаження, що підвищує продуктивність. Система керування здійснює також запобіжні функції: захист від перевантаження і зіткнень перевантажувача з перешкодами. Середня, практично досягнута продуктивність перевантажувача — 850 т вугілля в годину, що складає приблизно 80 % від теоретичної продуктивності.

Фірма «Hitachi Ltd» розробила систему типу «fuzzy» — «інтелектуального» керування портовими перевантажувачами [19]. В основі проекту лежить спроба відтворення за допомогою ЕОМ процесу мислення оператора. Теоретичне обґрунтування такого керування було зроблене ще в середині 60-х років, а з 1979 р. фірма почала проводити дослідницькі роботи щодо застосування такого типу керування у виробництві. Таке керування включає постійний розрахунок і регулювання за допомогою ЕОМ всіх аспектів руху крана: оптимальна швидкість, прискорення і гальмування, виключення зайвих рухів, забезпечення переміщення вантажу вздовж оптимальних траєкторій на відміну від серії горизонтальних і вертикальних переміщень, здійснюваних за допомогою традиційних систем керування. Система доповнена також пристроєм гасіння коливань вантажу. Усе це забезпечить підвищення продуктивності навантажувальних робіт на 50 %. На думку фахівців фірми впровадження такої системи для кранів на портових терміналах зв'язано з певними труднощами, що полягають у необхідності модернізації конструкції портових перевантажувачів і самих суден. Такі системи керування цілком не виключають присутності оператора на крані. За даними фірми така система керування вже використовується на кранах виробничих цехів.

У 1979 р. японська фірма «Nippon kokau K.K.» обладнала системою автоматичного програмного керування один з мостових кранів вантажопідйомністю 40 т для металургійного підприємства [20]. До системи керування краном пред'являлися наступні вимоги:

- точність установки вантажу — не менш 50 мм;
- відсутність істотного зв'язку між алгоритмом керування, масою вантажу і довжиною шляху переміщення;
- відсутність істотного впливу між алгоритмом керування і відхилень у процесі транспортування;
- мінімізація часу переміщення вантажу.

Основний принцип побудови системи керування полягає у наявності зворотного зв'язку з реєстрацією фактичних швидкостей і інших показників, що визначають роботу крана. Основні функції, що виконує система керування: гасіння коливань вантажу при транспортуванні і забезпечення точної його установки. Система містить блоки для рішення диференціальних рівнянь, що описують рух підвішеного на канаті вантажу. Для керування кожним робочим рухом крана розроблена відповідна програма. Система керування містить мікропроцесор, датчики кута відхилення канатів від вертикалі, положення захвату, швидкостей, маси вантажу та ін. Система

забезпечує ефективне гасіння коливань, точність установки вантажу й інші якісні показники процесу транспортування. Однак час, необхідний для переміщення вантажу, у 1,3 рази перевищує той же час при ручному керуванні, що пояснюється можливістю в останньому випадку сполучення всіх робочих рухів.

Мікропроцесорну систему керування крановими електроталями вантажопідйомністю до 3 т випускає фірма Columbus Mc Kinnon Corp. (США) [21]. Система забезпечує високу точність позиювання за рахунок підтримки малої швидкості опускання вантажів. Крім того, система виключає можливість перевантаження, перегріву її вузлів і надмірного збільшення швидкості пересування вантажів.

Системами автоматизованого керування, контролю і діагностики оснащуються також талі виробництва Болгарії [22]. Мікропроцесорна система керування електроталлю ЕА-10438 забезпечує:

— обмеження розгойдування вантажу шляхом плавної зміни частоти обертання вала електродвигуна механізму пересування талі залежно від маси вантажу, що піднімається, і висоти підйому;

— завдання визначеного маршруту руху механізму пересування талі;

— постійний контроль навантаження і відключення механізму підйому при підвищенні номінального навантаження на 5 % і інші функції.

У Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» проведені різнобічні дослідження з оптимального керування мостовими кранами з електромеханічним і гідростатичним приводами [23—27].

У висновку слід зазначити, що в даний час розроблені і створені високоефективні конкретні зразки систем оптимального керування механізмами пересування і повороту різних кранів, що забезпечують швидке гасіння коливань підвішеного вантажу, точну координацію рухів вантажу, його позиювання. Однак основна маса розробок відноситься до унікальних кранів, оснащених спеціальним приводом.

Тому за конкретних умов постає задача розробки загального підходу до створення систем оптимального керування механізмами пересування і повороту серійних кранів.

Менш за все досліджені питання групового керування кранами, хоча саме такі задачі постають дуже гостро у сучасному виробництві і потрібно якнайшвидше їхнє рішення.

Отже найбільш перспективний напрямок подальшого розвитку даного питання можна сформулювати в такий спосіб: «Розробка складних логістичних систем з мікропроцесорним керуванням комплексом вантажопідйомних машин і оцінкою ризику їхньої експлуатації».

Література

1. *Palis F.*: Prozeßangepaßte Steuerung und Regelung von elektrischen Kranantrieben mit Mikrorechner. Diss., Uni Magdeburg. 1990.
2. *Palis F., Lehnert M.* Motion control of crains drives by fuzzy controller. Proc.ED & PE 1992, Int. Conf. on Power Electronics & Electrical Drives., Vol. 2, Kosice.CFSR.14—16 Sep. 1992, S. 297—301.
3. *Palis F., Lehnert M.*: Steuerung und Regelung von Kranen mit Fuzzy Logic. Proc. DFMRS Jahrestagung, 9. Sep. Forschungsbericht Nr. 93—1, S. 47—53.
4. *Laudra LT., Palis F.* Energieoptimale Lastpositionierung, Kranfachtagung 96 «Neue Trends bei automatisierten Kranen», 8 Mai. 1996.
5. *Ziems D., Hörn P.* Zur Qualitätsbeurteilung der Lastpositionierung für Automatikkrane, Kranfachtagung 96 «Neue Trends bei automatisierten Kränen», 8 Mai. 1996.
6. *Buch A., Palis F., A. Schwarzkopf, K. Albrecht.* Diskrete Zeitoptimale Posizionierung von pendelnden Lasten, Kranfachtagung «Neue Entwicklung bei automatisierten Kränen», 13 Mai. 1997.
7. *Neumann G., Ziems D.* Automatikkrane in einem Druckrollerlager: Leistungsteuerung für das Logistiksystem durch ganzzzeitliche Planung, Kranfachtagung 98, Automatisierte kranen - Einsatzverfahren und Entwicklungssteuerungen. 15 Mai 1998, Dresden.
8. *Junemann R., Kleinschnittger A., Thiemann P.*: Handhabung schwerster Lasten im Stahlwerk mit automatischen Kran. Fachpublikation anlässlich des CIM-Seminars am Mai 1993 in Magdeburg, Neue Trends bei automatisierten Kränen.
9. *Marquadt H. G., Matthias K.* «Der Balancekran — durch Automatikfunktion eine echte Alternative». Kranfachtagung 94, Neue Trends bei automatisierten Kränen, 9 Juni 1994, Dortmund, Verlag Praxiswesen.
10. *Marquadt H. G., Gottschalk, Leonardt.* «Entwicklung eines Adapters für den automatisierten Lastaufnahme — mittelwechsel an Kranen», Kranfachtagung 94, Neue Trends bei automatisierten Kränen, 8 Mai 1994.

11. *Banke T.*: Neue Umschlagtechnik für den Kombinierten Verkehr», Kranfachtagung «Neue Entwicklung bei automatisierten Kranen», 13 Mai. 1997.
12. *Wagner G.* Automatische Krananlagen-Anforderungen und Maßgebende Eigenschaften «F+H: Fördern und Heben», 1987, 37, № 4, 230, 232, 234—235, 222.
13. *Hesse W.* «Technik und Anwendung Automatische Krane», Kranfachtagung 95; Neue Trends bei automatisierten Kränen. 10 Mai 1995, Dresden.
14. *Haus-Udo Heini*; Automatikkrane für Schuttgutumschlag in der Zement- und Gipsindustrie», Kranfachtagung, Neue Trends bei automatisierten Kränen, 8 Mai 1996, Magdeburg.
15. *Haus-Udo Heini*; Autoinatikkrane für Schuttgutumschlag in der Zementindustrie; Kranfachtagung 98, Automatisierte Krane Einsatzverfahren und Entwicklungssteuerdauern. 15 Mai 1998, Dresden.
16. *Peters H.* Automatisierte gummibereifte Portalkrane für den Conteneur-Umschlag «F+H: Fördern und Heben», 1984, 34, N 4, 294-298.
17. *New unloading crane for dry bulk-carries at Emden, Germany.* «S. Afr. Mech», 1978, 28. № 6, S. 254—256.
18. *Neuer Greifer-Schiffsentlager für den Wirtschaftlichen Kohleumschlag* «F+H: Fördern und Heben», 1986, 36, № 10, S. 720—722, 702.
19. *Kogure H., Tojo M.* Recent developments in crain control. „Hitachi Rev.» 1978, 27, N 6, 315—320.
20. *Contr.Si. and Technol. Progr. Proc.* 8th Trienni. World. Cong. Int Fed. Autom. Contr., Kyoto, 24-28 Aug., 1981, Vol. 4.
21. *Microprocessor controls new hoist* «Mater. Handl. Eng.» 1984, 39, N 10, 136.
22. *Микушевич Ф. С., Моисеев И. М., Соседов В. Л.* Автоматизированные мостовые краны в СССР и за рубежом. — М.: ЦНИИ-ТЭИТЯЖМАШ, 1987. — 40 с.
23. *Григоров О. В.* Микропроцессорное управление грузоподъемными машинами. — М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1989. — 45 с.
24. *Григоров О. В.* Гидравлический привод грузоподъемных машин; М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1990. — 40 с.
25. *Григоров О. В.* Гидравлический привод подъемно-транспортных машин. — Киев: УМК ВО, 1993. — 176 с.
26. *Григоров О. В.* Улучшение характеристик крановых приводов. Автореферат докторской диссертации. — Харьков, 1995. — 30 с.
27. *Григоров О. В., Ловейкин В. С.* Оптимальное керування рухом вантажопідйомних машин. — Київ: ІЗМН, 1997. — 264 с.

Розділ 28

ПРОБЛЕМА ПЕРЕКОСІВ ХОДОВИХ КОЛІС
МОСТОВИХ КРАНІВ

Проблема перекосів ходових коліс не нова. Вона нараховує близько 150 років — з моменту появи перших кранів мостового типу і актуальна на сьогоднішній день. В даний час стосовно кранів мостового типу можна виділити декілька її аспектів: знос ходових коліс і підкранових колій; додаткові опори руху; бічні навантаження на підкранові спорудження; навантаження на металоконструкцію крана; робота металоконструкції при перекосах.

Аналіз результатів роботи механізмів пересування кранів і особливо його ходової частини свідчить про недостатню довговічність окремих вузлів, деталей і крана в цілому.

Частіше за все виходять з ладу ходові колеса, термін служби яких коливається від декількох місяців до декількох років. Тривале функціонування й економічність крана у великій мері залежить від правильної виставки його ходових коліс і рейок підкранової колії. Занадто великий знос цих конструктивних елементів спричиняє безпосереднє підвищення наступних витрат:

- а) виробничі витрати;
- б) витрати на технічний догляд і обслуговування крана;
- в) витрати, зв'язані з простоем крана.

Мостові крани є дуже розповсюдженим типом вантажопідйомних машин. Тому їм і присвячена найбільша кількість досліджень. Наприклад, дослідженням величини надбавки до опору руху (так званого «коефіцієнта реборди») займалася група німецьких учених: Ернст (1899), Гільбрандт (1908), Штокман (1926), Шефлер М. (1969), Штайн Н. (1989), Марквардт Г.Г. і вітчизняні вчені: Абрамович І.І. (1939), Балашов В.П. (1958). Знос ходових коліс досліджували: Ковальський Б.С. (1938), Миколаївський Г.М. (1946). Навантаження на підкранові спорудження, починаючи з 1939 року, вивчалися дослідниками ЦНДПСа.

Роботою, присвяченої питанню перекосів ходових коліс, є дослідження Степочкіна Л. М. [1], де розглядаються причини перекосів ходових коліс і описуються різні методи виміру відхилень коліс.

Однією з останніх публікацій з даного питання є робота Липатова А. С. [2], в якій проаналізовані різні випадки впливу погрешності установки ходових коліс на процес руху крана

Для забезпечення гарних ходових характеристик і низького зносу необхідно встановлювати і витримувати допуски, що враховують недосконалість кранового шляху і самого крана. На ходовому колесі при русі вздовж рейки зі швидкістю $V_{x.k}$ діє ряд сил: нормальна (вертикальна) сила — F_n , тангенціальна (колова) — F_t , аксіальна (бічна) — F_a , рис. 28.1.

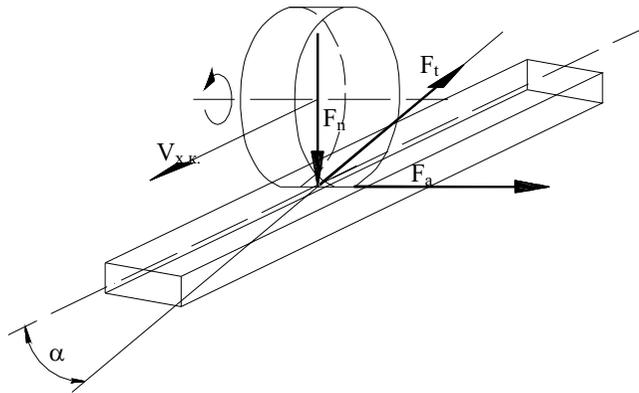


Рис. 28.1. Сили, діючі на ходовому колесі

У дослідженні Марквардта Г. Г. і Шефлера М. [3] була отримана формула, що виражає залежність аксіальної сили від кута перекосу.

$$\frac{F_a}{\mu_0 F_n} = 1 - \left(1 - 7,1 \cdot 10^3 \frac{\alpha}{\mu_0 P_H} \right)^2, \quad (28.1)$$

де μ_0 — коефіцієнт тертя між колесом і рейкою;

P_H — контактна напруга зминання за Герцем.

На рис. 28.2 приведений чисельний аналіз рівняння (28.1), при заданих значеннях напруги зминання за Герцем P_H і твердості матеріалу ходових коліс НВ для різних коефіцієнтів тертя μ_0 .

Виходячи з рис. 28.2 можна зробити наступні важливі висновки:

— величина аксіальної сили при заданому значенні кута перекосу ходового колеса зменшується з підвищенням значення контактних напруг зминання;

— максимальне значення аксіальної сили досягається вже при зовсім малих значеннях кута перекосу.

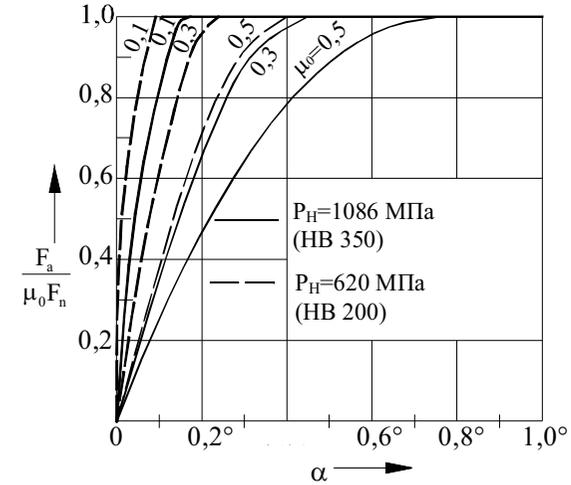


Рис. 28.2. Залежність відносної аксіальної сили $\frac{F_a}{F_n}$ від кута перекосу α°

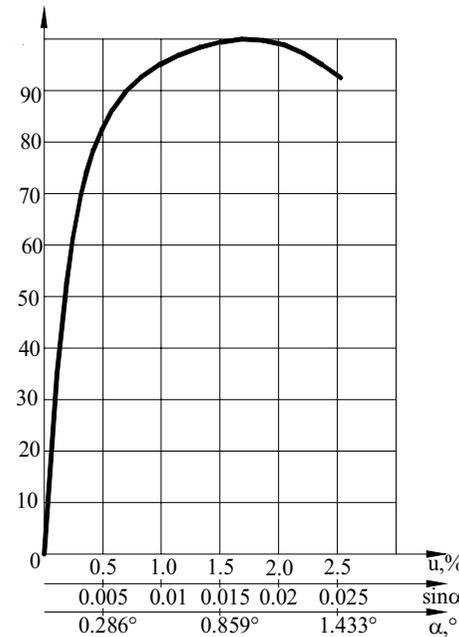


Рис. 28.3. Залежність відносних бічних сил T , % від відносного поперечного ковзання u , %.

У дослідженнях Андрієвського С. М. [4] було встановлено, що зв'язок тягової сили і подовжнього прослизання якісно і кількісно збігається з залежністю поперечного ковзання і бічного навантаження. На рис. 28.3 представлений графік залежності відносних поперечних сил (величина максимальної сили зчеплення $T = P \cdot \mu_0$, де P — вертикальний тиск, а μ_0 — максимальний коефіцієнт зчеплення приводного колеса з рейкою, прийнятий за одиницю від поперечного ковзання u). Відносне поперечне ковзання u дорівнює $\text{tg } \alpha$, де α — кут між площиною обертання колеса і напрямком його

руху (кут перекоосу колеса). Оскільки α не перевищує $1^\circ\text{--}2^\circ$, тому $\operatorname{tg}\alpha = \alpha$. Як видно з рис. 28.3, уже при перекоосах коліс у $0,0006$ рад, регламентованому нормами на установку, сила поперечного ковзання дорівнює приблизно 20 % максимальної сили зчеплення. Фактичні кути перекоосів коліс можуть складати понад $0,005\text{--}0,01$ рад і більше, тобто $0,286\text{--}0,573^\circ$. За цих умов сили поперечного ковзання досягають $85\text{--}95\%$ T_{\max} — сили ваги крана, яка припадає на дане ходове колесо.

На підставі представлених даних можна зробити висновок, що незначне збільшення кута перекоосу веде до різкого збільшення бічних сил. Однак при досягненні перекоосу в $0,4$ бічні сили досягають максимального значення, тому боротьба повинна вестися в діапазоні $0 \div 0,4^\circ$ причому має значення кожна сота і тисячна частка градуса.

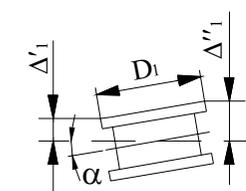
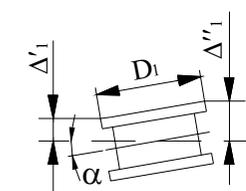
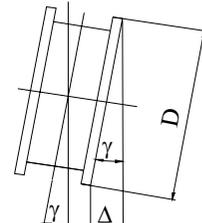
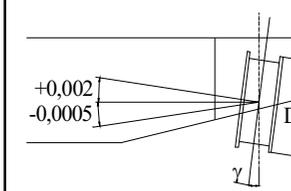
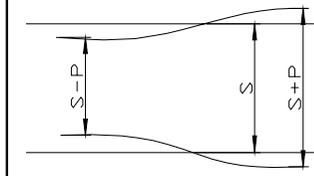
У нас і за кордоном установлені наступні допуски (див. табл. 28.1).

Дотримання норм ДСТ 27584-88 і ДНАОП 0.00-1.03-02 повинно забезпечити добрі ходові характеристики кранів. Однак вітчизняні виробники через застаріле і недосконале устаткування не завжди забезпечують необхідну точність установки ходових коліс, через що кран починає працювати з перекоосом ходових коліс, який у 2—4 рази перевищує норму, що викликає передчасний знос ходової частини крана. Дослідженнями К. І. Смальчевського та А. С. Смальчевського. Коноплі встановлено, що тільки в 20 % кранів, виготовлених на вітчизняних заводах, точність установки відповідає нормативним документам.

Як видно з табл. 28.1, допуски за VDI 3571 у два рази жорсткіше ДСТ 27584-88. Для забезпечення такої точності за рубежом при контрольних обмірюваннях ходової частини крана і підкранових колій застосовують оптичний метод. Найбільшу точність забезпечують методи, що ґрунтуються на застосуванні лазера. На підприємствах Німеччини, виготовляючі крани, для виставки ходових коліс користуються теодолітами і лазерними установками. Г. О. Ганновер [5] описує лазерний вимірювальний пристрій з п'ятикутними (пентагональними) призми. При цьому методи виміру гелій-неоновий лазер і пентагональні призми (PP_1 і PP_2) (рис.28.4) закріплюються на поперечній балці вимірюваного кранового моста. У результаті цього безпосереднього закріплення вдається уникнути виникнення відносних рухів між вимірюваним об'єктом і вимірювальним пристроєм. Базовий промінь виставляється паралельно однієї з базових кранових осей (яка, наприклад, установлюється у центрах осей коліс 11 і 12) і одночасно базовий промінь

Таблиця 28.1

Порівняння виробничих допусків для кранів

| Найменування відхилення | Схема | |
|---|---|---|
| | Допуски за ДСТ | Допуски по VDI |
| Відхилення ходових коліс в плані | ДСТ 27584-88  $K = \frac{\Delta_1'' - \Delta_1'}{D_1} = \sin \alpha,$ $K = 0,0006 \text{ рад, тобто } \alpha = 0,0344^\circ$ | VDI 3571 (1995)  $K = 0,0003 - 0,0004 \text{ рад, тобто } \alpha = 0,0172 - 0,0229^\circ$ |
| Відхилення від вертикальної площини – нахил | ДСТ 27584-88  $\frac{\Delta}{D} = \sin \gamma = 0,005 \text{ рад - у обидва боки, тобто } \gamma = 0,286^\circ$ | VDI 3571 (1995)  $\sin \gamma = -0,0005 \dots +0,002 \text{ рад, тобто } \gamma = -0,0286^\circ \dots +0,115^\circ$ |
| Відхилення величини прогону S у плані | ДНАОП 0.00-1.03-02 $P = 15 \text{ мм}$  | VDI 3571(1995) Найбільше припустиме відхилення ΔS від номінального прольоту S складає: для $S \leq 15 \text{ м, } P = \pm 3 \text{ мм}$ Для $S > 15 \text{ м; } P = \pm [3 + 0,25 \cdot (S - 15)]; P_{\max} = \pm 25 \text{ мм}$ |

виставляється також на однакову висоту з рейками підкранової колії чи з якою-небудь іншою рівною базовою площиною. Обидві пентагональні призми (кут повороту: 90° , погрішність виміру — 11) встановлюються і фіксуються на крані так, що вони лежать у промені лазерного пристрою. Таким чином, на кожній стороні з поперечною балкою є вимірювальний промінь, і обидва промені рівнобіжні один одному. Стосовно цих променів вимірюються положення чотирьох ходових коліс. Як видно з рис. 28.4, вимірюють-

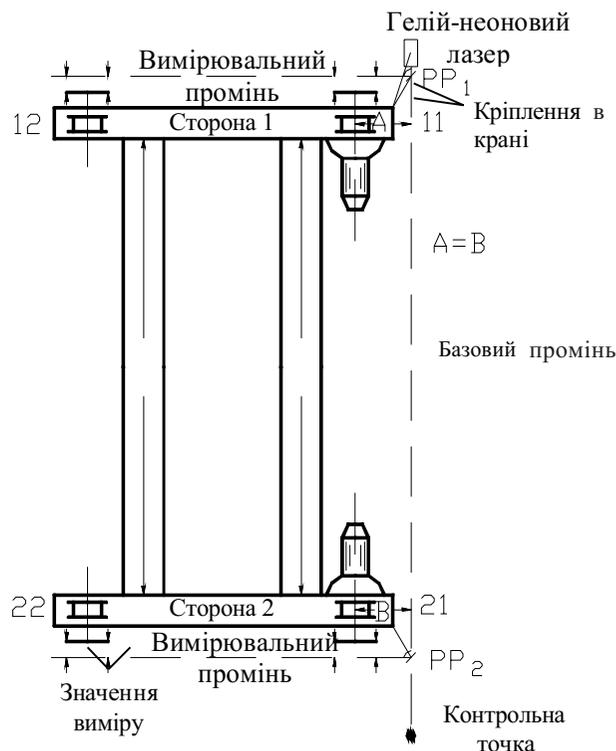


Рис. 28.4. Лазерний метод виміру для визначення перекосу коліс і погрішності неспіввісності

ся відстані між променем і двома точками на ходовому колесі. З різниці обмірюваних відстаней визначають положення перекосу ходових коліс щодо базового променя.

Отже, для того щоб підвищити точність звірення перекосів ходових коліс крана з припустимими нормами, на вітчизняних підприємствах необхідно, спираючись на досвід закордонних вироб-

ників підйомно-транспортної техніки, застосовувати сучасні пристрої для контролю і спостереження за геометричними параметрами підкранових колій і ходових коліс кранів. Однак використання оптичних стендів може не дати очікуваних результатів, оскільки застосовувані в даний час букси не дають можливості регулювати кут повороту колеса з достатньою точністю. Отже, необхідно впроваджувати нові типи вузлів кріплення ходових коліс до металокопункції крана. За рубежом для запобігання втрати точності при зборці і розбиранні половину букси зварюють з кінцевою балкою і розточення під підшипник роблять на зібраному крані за допомогою спеціальних верстатів і лазерної прострілки осей.

Григоров О. В. і Вишневецький Г. В. описують вузол, що дає можливість регулювання положення ходового колеса в процесі експлуатації [6].

На рис. 28.5 показаний вузол кріплення ходового колеса.

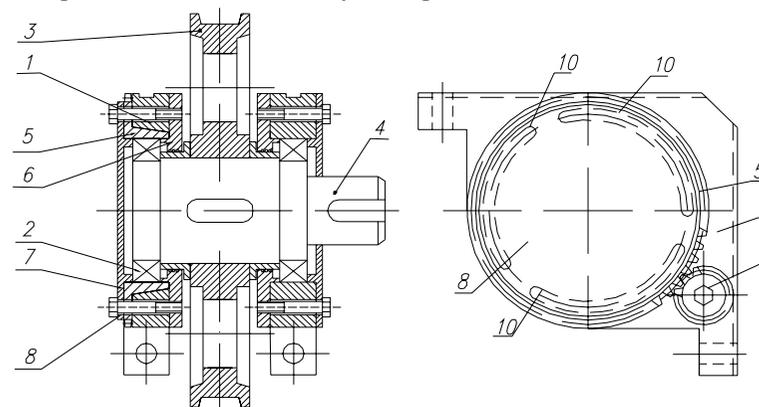


Рис. 28.5. Вузол кріплення ходового колеса

Вузол кріплення ходового колеса до металокопункції крана (див. рис. 28.3) містить буксу 1, сферичні самоустановлювальні підшипники 2, двухребордне ходове колесо 3, установлене на осі 4, конічну ексцентрикову втулку 5, упор 6, кришку 7, болти 8.

На зовнішній поверхні корпусу букси виконаний циліндричний отвір для уведення хвостовика ключа, що центрує шестірні 9. На фланцевій частині ексцентрикової втулки 5 передбачені овальні пази 10 для болтів 8, що забезпечує можливість повороту ексцентрикової втулки при ослаблених болтах 8.

На зовнішній поверхні виступу ексцентрикової втулки 5 виконаний зубцюватий вінець для взаємодії з зубами шестірні 9.

При необхідності скорегувати кут установки колеса в плані опору вивішують за допомогою домкрата, відпускають болти 8 і за допомогою ключа для шестірні 9 повертають ексцентрикову втулку 5 щодо букси 1 у межах овальних пазів 10. У потрібному положенні ексцентрикову втулку 5 фіксують за допомогою болтів 8.

Виходячи з викладеного вище можна зробити висновок, що на даний момент на вітчизняних заводах підйомно-транспортної техніки необхідне впровадження сучасних оптичних методів контролю за установкою ходових коліс і зміна конструкцій кріплення коліс до металоконструкції крана, що дозволяють регулювати перекіс з досить високою точністю.

Література

1. *Степочкин Л. М.* Исследование перекосов козловых кранов, применяющихся при строительстве мощных тепловых электростанций: Дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук, г. Харьков, 1968.
2. *Липатов А. С.* О подходе к оценке погрешности установки крановых ходовых колес. //Подъемные сооружения, специальная техника. — 2002. — №12.
3. *M. Scheffler, H. Marquardt.* Abhängigkeit der Seitenkräfte an Kranen von der Schrägstellung der Laufachsen. Hebezeuge und Fördermittel. 9 Jahrgang — Heft 8. — August 1969.
4. *Андреевский С. М.* Боковой износ рельсов на кривых. //Тр. ВНИИЖД, — М 207, 1961.
5. Hans-Otto Hannover Meßtechnische Überprüfung sichert zuverlässige Funktion von Kranen. Maschinenmarkt, Würzburg, 83 (1977) 31, стр. 620-621
6. *Вишневецкий Г. В., Григоров О. В., Коваленко В. А., Петренко Н. А.* Узел крепления ходового колеса к металлоконструкции крана. Авт. свид. SU 1557075, 1984.

ЗАКЛЮЧЕННЯ

Україна мусить прагнути до раціонального забезпечення діючих підприємств підйомно-транспортною технікою в необхідних обсягах і слушної якості. Світова статистика свідчить, що середня вартість підйомно-транспортної техніки має складати 12 % від усієї вартості технологічного устаткування, що знаходиться на підприємстві. В Україні цей показник складає 2 %. З цих цифр видно, що витрати часу і сил на переробку 1 т вантажу в Україні істотно вище, ніж в економічно розвинутих країнах.

Нами вважається, що основними напрямками розвитку підйомно-транспортної техніки в Україні мають бути наступні:

- Впровадження мікропроцесорної техніки для кранів, що переробляють масові навалочні чи штучні вантажі, наприклад, для грейферних кранів, грейферно-бункерних перевантажувачів, кранів для зборки складів ізложниць, велосипедних чи мостових кранів-штабелерів.
- Впровадження на всіх кранах «чорних скриньок», що фіксують величину вантажу, час циклів, фактичну групу режимів роботи.
- Широке впровадження об'ємного гідроприводу із сучасними системами регулювання, наприклад, системами, чуттєвими до навантаження, що дасть істотне збільшення ККД гідроприводу.
- Широке впровадження велосипедних кранів-штабелерів з автоматичним адресуванням вантажу на склад і зі складу в комплексі із широкою гамою різноманітних навантажувачів і конвеєрів, що керуються від ЕОМ з урахуванням останніх досягнень логістики. Такі впровадження дозволять Україні наблизитися до європейських країн по нормах часу на доставку кореспонденції, коли поштове відправлення доставляється адресату в будь-яке місце країни за добу, коли за добу доставляється будь-який товар, замовлений одержувачем навіть за телефоном. (приклад Німеччини, Великої Британії, Франції).
- Впровадження на заводах-виготовлювачах останніх досягнень в області оптичної і лазерної техніки, що дозволить виготовляти крани і виставляти їхні ходові колеса відповідно до останніх вимог міжнародних норм. Це дозволить істотно збільшити між-

ремонтні терміни на заміну зношених ходових коліс (приклад заводів Німеччини).

- Розробка і випуск вітчизняними заводами всіх найменувань кранів металургійного циклу: ливарних, колодязних, пратцен-кранів, стрипперних, кувальних кранів, мульдо-завалочних машин і т.ін.

- Розробка і випуск вітчизняними заводами переліку сучасних порталних кранів. На жаль, у даний час вітчизняні порти на 95 % укомплектовані порталними кранами закордонного виробництва.

- Для повного завантаження технологічного устаткування кранобудівельних підприємств варто брати замовлення на виготовлення автомобільних, залізничних мостів, шлюзових камер. Різко підвищити технологічний рівень виробництва може одержання замовлень на виготовлення нового інтелектуально насиченого устаткування, наприклад, повітряних електростанцій потужністю понад 4500 кВт з висотою вежі до 112—200 м, діаметром пропелера понад 64 м. (Приклад заводів Німеччини). Варто помітити, що пропелер виготовлений з титану і найсучасніших полімерних смол. Усі компоненти при цьому збираються на кранобудівельному заводі. При цьому можна тільки уявити, якою мусить бути належна технологічна культура виробництва на такому кранобудівельному заводі.

- Відновлення інтелектуального потенціалу хоча б на рівні, що існував до перебудови України в області канатних доріг і кабельних кранів. Тим більш, що в найближчому майбутньому канатні дороги стануть широко застосовуватися.

- Різке, в 2—3 рази збільшення бюджетних витрат на науку (у даний час ці витрати складають в Україні 0,33 % від вартості валового внутрішнього продукту, що в 4—5 разів менше, ніж у розвинених капіталістичних країнах).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Barthel M.* Die enkel des archimedes. Eine etwas andere kulturgeschichte der hebezeuge. — Witten, 1995.
2. *Kordak R.* Verleihung der Ehrendoktorwürde //Тechnische Universität Dresden, 1997.
3. *Grigorov O. W., Krause F., Marquardt H. H., Horn P.* Hydraulikantrieb der Kranmechanismen //Вестник Харьковського державного політехнічного університета. Підъемно-транспортная техника и технологии, 1999. — Выпуск 48. — С. 144—152.
4. *Grigorov O. W., Krause F., Marquardt H. G., Horn P., Banse W.* Die benutzung Strömungskupplung für den Start der Fließbänder. //Сборник научных трудов ХГПУ. Информационные технологии: наука, техника, образование, здоровье, 2000. — Выпуск 8. — С. 75—89.
5. *Брацлавский X. Л.* Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин. — М.: Машиностроение, 1976.
6. *Григоров О. В., Краузе Ф., Маквардт Г. Г.* Сравнение КПД и расход энергии в регулируемом гидростатическом и электромеханическом приводах //Зб. наук. праць ХДПУ. Високі технології в машинобудуванні. — 2000. — С. 72—78.
7. *Григоров О. В., Краузе Ф.* Сравнение по мощности электродвигателей регулируемого объемного гидропривода и электромеханического привода // Высокие технологии: развитие и кадровое обеспечение: Материалы XI междунар. науч.-техн. семинара, 12—17 сентября 2001. — Харьков: НТУ «ХПИ», Алушта, 2001. — С. 55—64.
8. *Григоров О. В., Краузе Ф., Хорн П., Банзе В.* Пути экономии энергии в подъемно-транспортных, строительных и дорожных машинах //Вестник НТУ «ХПИ», 2001. — № 6. — С. 36—47.
9. *Петров В. А.* Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. — М.: Машиностроение, 1988.
10. *Лаптев Ю. Н.* Пневмогидроаккумуляторы. — М.: Машиностроение, 1993.
11. *Weishaupt E., Völker B.* Energiesparende elektrohydraulische Schaltungskonzepte // O+P «Ölhydraulik und Pneumatik». — 1995. — № 2.

12. Backe W. Servohydraulik, Umdruck zur sun // RWTH Aachen, 1992. — № 6.
13. Backe W. Möglichkeiten zur Energieeierung in der Hydraulik // Tagungsunterlagen 11, AFK. — 1994.
14. Backe W. Technische Treds der Fluidec // O+P «Ölhydraulik und Pneumatik». — 1995. — № 11—12.
15. Kordak R. Der sekundärgeregelte hydraulische Antrieb in mobilen Arbeitsgeräten // O+P «Ölhydraulik und Pneumatik». — 1995. — № 11—12.
16. Патент США № 4663955, за 1987 г.
17. Авторское свидетельство СССР- №903638 за 1982 г., Ремарчук Н. П., Музыкин Ю. Д., Ничке В. В. «Силовой цилиндр».
18. Авторское свидетельство СССР — № 1681091 за 1991 г., Ремарчук Н. П., Мягченко В. Н. «Силовой цилиндр».
19. Lödige H., Kaplick C. «Aktive schwingungs dämpfung für nugefederte Arbeitsmaschinen»//O+P «Ölhydraulik und Pneumatik». — 1995. — № 3, P. 188—192.
20. Рустанович А. В., Філіппов В. І. Енергозберігаючі пристрої гідравлічних екскаваторів. // Будівельні і дорожні машини/ — 1986. — № 9.
21. Болтихов В.П., Качкін Ю.М., Рустанович А.В. Гідравлічний екскаватор ЕО-5124. // Будівельні і дорожні машини. — 1987. — № 8.
22. Шляхи економії енергії на самохідних будівельних і дорожніх машинах. Будівельне, дорожнє і комунальне машинобудування. // Будівельні машини. — Сер. 1. — Вип. 6. — М., 1991.
23. Ranen H. «Wettbewerbsposition und Strategien der deutschen Fluidtechnik»//O+P «Ölhydraulik und Pneumatik» — 1995. — № 4. — 2002.
24. İelduser S. «Innovationen im Maschinenbanddurch fluidtechnische Komponenten und Systeme // O+P «Ölhydraulik und Pneumatik». — 1996. — № 6.
25. Раннев А. В. Гидравлические универсальные одноковшовые экскаваторы большой мощности. // Строительные и дорожные машины. — 1996. — № 5.
26. Bönig I., Forche J., Jessen S., Wilgandt M. Tendenzender hydraulik in Baumaschinen – Nenigkeiten von der Bauma 2001 // O+P «Ölhydraulik und Pneumatik». — 2001. — № 6.
27. Гідравлічні навантажувачі великої потужності. Trend und Nenneiten bei Gewinnungsgeräten. F+H // Fördern und Heben. — 1992. — №6.

28. Rinch. Hydrunlische Antriebssysteme für Radlader großer Leistung // O+P «Ölhydraulik und Pneumatik». — 1995. — № 3.
29. Labour C., Beck J. «Fahrautrieb und Arbeitshydraulik einen Radlader» // O+P «Ölhydraulik und Pneumatik». — 2000. — № 5.
30. Ruckganer N. Entwicklungstendenzen bei hydrostatischen Antrieben in mobilen Arbeitsmaschinen// O+P «Ölhydraulik und Pneumatik». — 1993. — № 11—12.
31. O+P «Ölhydraulik und Pneumatik». — 2002. — № 2.

ДЛЯ НОТАТОК

ДЛЯ НОТАТОК

ДЛЯ НОТАТОК

ДЛЯ НОТАТОК

Навчальне видання

**ГРИГОРОВ Отто Володимирович,
ПЕТРЕНКО Надія Олександрівна**

ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МАШИНИ

Навчальний посібник

Роботу до друку рекомендував *В. Г. Дьяченко*

Редактор *О. І. Шпильова*

План 2004 р., поз. 122. Підп. до друку 20.05.2005.
Формат 60×90^{1/16}. Папір офсетний. Гарнітура Таймс. Друк офсетний.
Умов. друк. арк. 12,8. Обл.-вид. арк. 16,3.
Тираж 500 прим. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХП».
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

Друкарня НТУ «ХП»
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.