

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія
кафедра ПТМ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних занять
ісамостійної роботи з
дисципліни
«СПЕЦІАЛЬНІКРАНИ»
для напрямку підготовки
"Підйомно-транспортні,
будівельні, дорожні,
еліоративні машини і
обладнання"

Рекомендовано до використання
в учбовому процесі засіданням
кафедри ПТМ
Протокол № від 2019 р.

Краматорськ
2020р.

Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з дисципліни «Спеціальні підйомно-транспортні машини» для студентів МАГІСТРІВ Укл. І.В. Крупко –
Краматорськ: ДДМА, 2019.

Призначені для виконання дипломних та курсових проектів, розрахункових контрольних завдань, самостійної роботи, проведення практичних занять.

І.В. Крупко, доц., к.т.н.

РОЗДІЛ 1. ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ БУДІВЕЛЬНИХ КРАНІВ

1.1. ПАРАМЕТРИ БУДІВЕЛЬНИХ КРАНІВ

Визначення та параметри будівельних кранів

Параметрами називають основні величини, які характеризують кран. Серед них наступні: вантажопідіймальність, виліт, висота підйому, вантажний момент, швидкості підймання вантажу, пересування крана, обертання, час зміни вильоту, колія, база, маса та інші (ГОСТ 1575-87), табл. 1.1...1.3, рис. 1.1, рис. 1.2.

Загальним параметром для всіх вантажопідіймальних кранів є вантажопідіймальність. *Вантажопідіймальність* крана – це максимально допустима маса робочого вантажу, на підймання якого на даному вильоті розраховано кран у заданих умовах експлуатації. Розрізняють вантажопідіймальність при переміщенні із вантажем, а для автомобільних і пневмоколісних кранів – при роботі на виносних опорах і без виносних опор із спиранням безпосередньо на колеса. Маса вантажозахоплювальних органів (наприклад грейфера) та змінних вантажозахоплювальних пристроїв (траверс, захоплювачів, підхоплювачів) входить у масу вантажу, що підіймається.

Залежність вантажопідіймальності крана від вильоту називають його *вантажною характеристикою*.

Вантажний момент – це добуток від множення ваги вантажу на відповідний йому виліт.

Конструкційна маса – маса крана в незаправленому стані зі стріловим обладнанням і противагою (без баласту).

Загальна маса – повна маса крана з баластом, заправленого паливно-мастильними матеріалами та робочою рідиною.

Тиск колеса – максимальне вертикальне навантаження від загальної маси крана та робочого вантажу, що відповідає вантажопідіймальності крана, яке передається одним ходовим колесом на основу (майданчик).

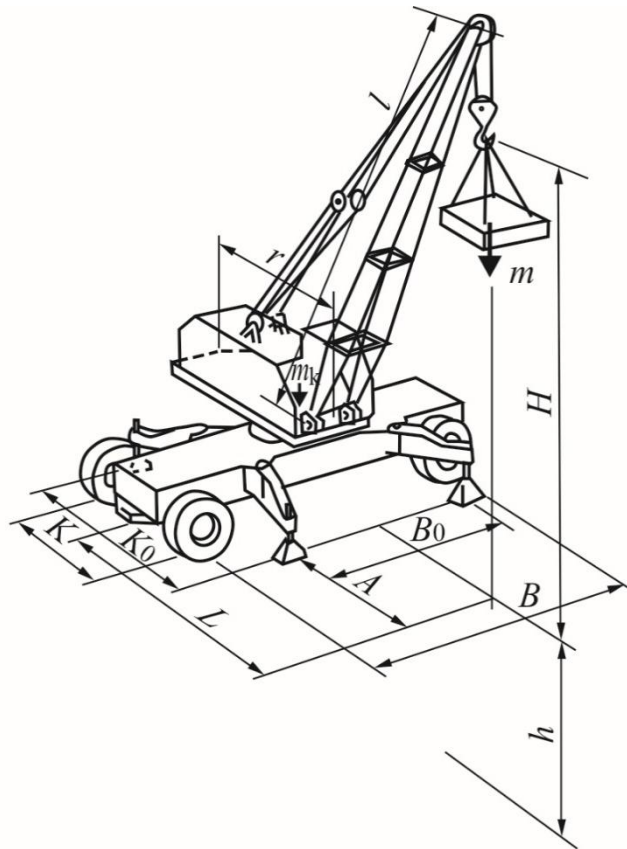


Рис. 1.1. Основні параметри стрілових самохідних кранів

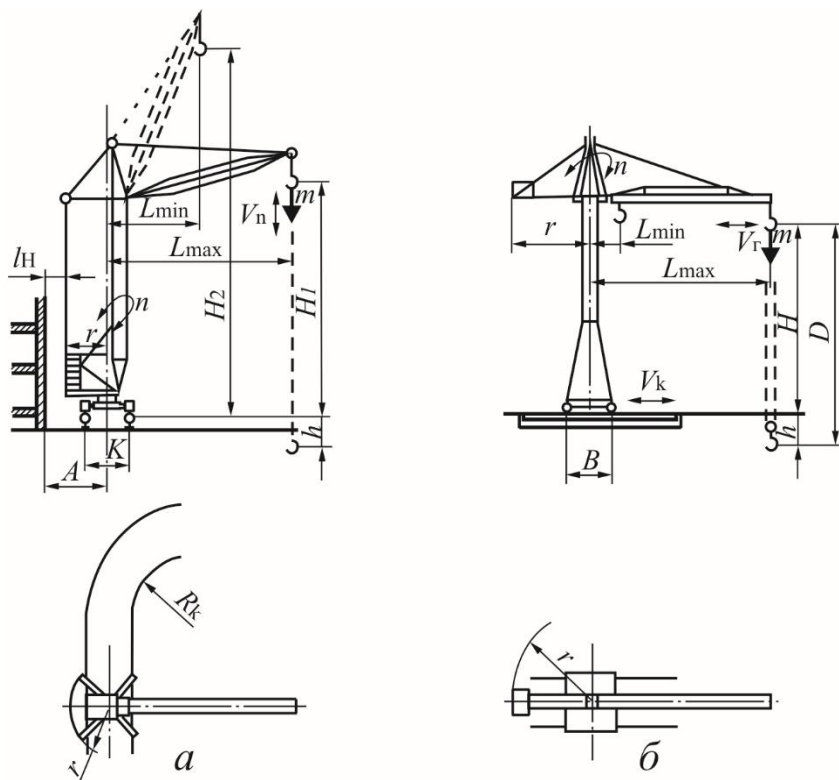


Рис. 1.2. Основні параметри баштових кранів:
 а – з поворотною баштою та підйнятною стрілою;
 б – з неповоротною баштою та балковою стрілою

Виліт – відстань від площини, що проходить через вісь обертання поворотної частини крана, до центра зіву гака при встановленні крана на горизонтальній площині.

Розрізняють мінімальний та максимальний вильоти, які відповідають максимальній та мінімальній вантажопідіймальності, а також максимальний виліт при максимальній вантажопідіймальності.

Виліт від ребра перекидання – це відстань по горизонталі від ребра перекидання крана до вертикальної осі вантажозахоплювального органу без навантаження при встановленні крана на горизонтальному майданчику.

Ребро перекидання – це лінія, що проходить через точки опирання крана, відносно яких кран нахиляється при перекиданні.

Задній габарит – максимальний радіус поворотної частини крана (поворотної платформи чи консолі противаги) з боку протилежного стріли.

Висота підіймання – відстань по вертикалі від площини, яка проходить через точки опори крана, до вантажозахоплювального органу, що знаходиться у верхньому робочому положенні. За наявності підіймальної стріли висота підіймання залежить від вильоту: максимальна при мінімальному вильоті та мінімальна при максимальному вильоті.

Глибина опускання – відстань по вертикалі від площини, яка проходить через точки опори крана, до вантажозахоплювального органу, що знаходиться в нижньому положенні.

Колія – відстань між повздовжніми осями, які проходять через середину опорних поверхонь ходового пристрою вантажопідійомного крана (вантажного візка). Колія вимірюється по осях рейок (для рейкових кранів) або коліс ходової частини (для пневмоколісних, автомобільних, гусеничних та інших кранів), рис. 1.3,а.

База – відстань між вертикальними осями передніх і задніх коліс (або балансірних ходових візків) крана, рис. 1.3,в.

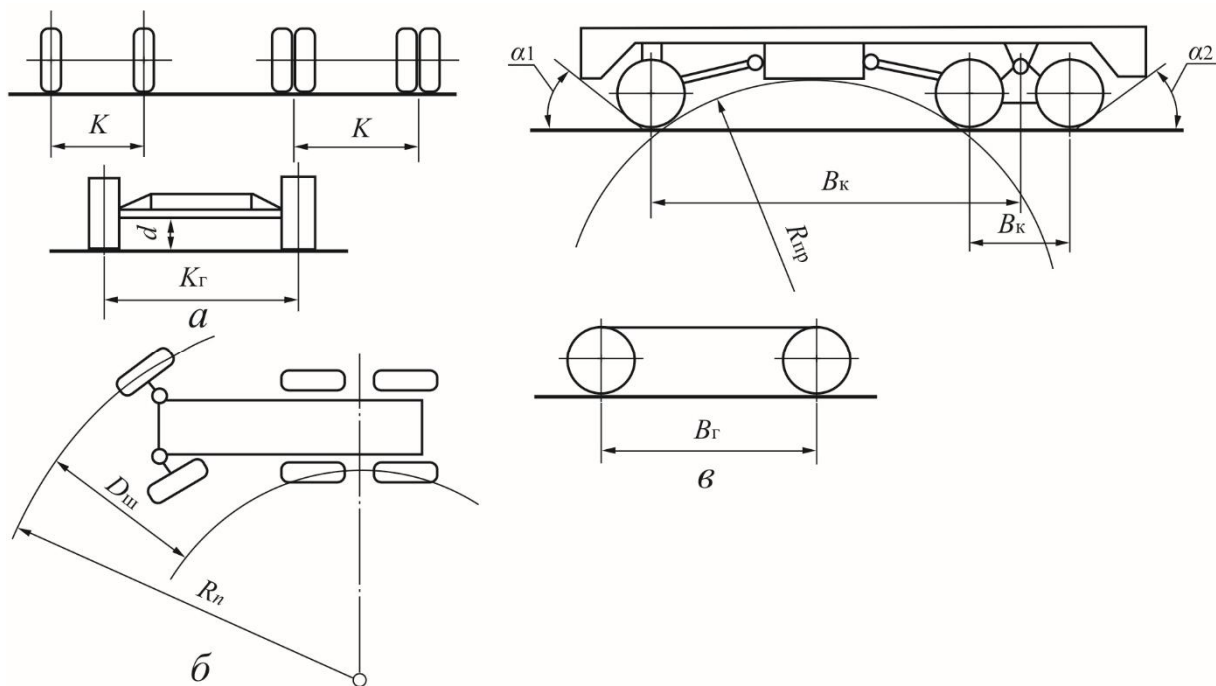


Рис. 1.3. Параметри ходового пристрою пневмоколісного та гусеничного кранів:
 a – колія; $б$ – радіус повороту шасі; $в$ – база;
 $K_{Г}$ і $B_{Г}$ – відповідно ширина колії і база гусеничного крана

Швидкість підіймання (опускання) вантажу – це швидкість вертикального переміщення робочого вантажу, який відповідає вантажопідіймальності крана, в усталеному режимі руху.

Швидкість посадки – мінімальна швидкість опускання максимального робочого вантажу в усталеному режимі руху.

Частота обертання – це частота обертання поворотної частини крана в усталеному режимі руху з робочим вантажем, який відповідає максимальній вантажопідіймальності крана, при встановленні його на горизонтальному майданчику і швидкості вітру не більш як 3 м/с на висоті 10 м.

Швидкість пересування крана – це швидкість в усталеному режимі переміщення крана по горизонтальній колії з робочим вантажем при швидкості вітру не більше 3 м/с на висоті 10 м.

Розрізняють такі швидкості пересування кранів: робочу, транспортну і буксирування.

Робочою швидкістю пересування називають швидкість пересування крана по горизонталі з робочим вантажем.

Транспортна швидкість – це швидкість пересування крана у транспортному положенні, яка забезпечується власним приводом.

Швидкість буксирування – швидкість пересування пневмоколісного крана у транспортному положенні, гусеничного крана на трейлері, баштового – на підкотному візку, який буксируються тягачем.

Швидкість переміщення візка – це швидкість пересування візка по стрілі з максимальним робочим вантажем.

Швидкість зміни вильоту – у кранів з підйимальною стрілою називається середня швидкість горизонтального переміщення робочого вантажу зі зміною вильоту від максимального до мінімального. Замість швидкості зміни вильоту в характеристиці крана зазначають *тривалість зміни вильоту*, тобто час, потрібний для повної зміни вильоту від максимального до мінімального з робочим вантажем.

Ухил колії – це ухил, на якому допускається робота крана і який відповідає відношенню різниці між рівнями двох точок колії, що знаходяться на відстані, яка дорівнює базі крана, до розміру самої бази.

Ухил який долається краном, що рухається зі сталою транспортною швидкістю, для пневмоколісних кранів становить $10...18^\circ$, гусеничних – 10° , автомобільних – $15...20^\circ$.

Мінімальний радіус повороту – це радіус кола, яке описується зовнішнім переднім колесом при максимальному куті його повороту, рис. 1.4.

Кути переднього в'їзду та заднього виїзду – утворюються опорною поверхнею майданчика та прямою, що з'єднує колесо з виступаючою частиною ходового пристрою крана.

Габаритний коридор шасі – ширина смуги в яку вписується шасі при мінімальному радіусі його повороту.

Габаритний коридор в'їзду і виїзду – це ширина проїзду, в який вписується кран при мінімальному радіусі повороту шасі під час в'їзду і виїзду.

Радіус повздовжньої прохідності – це радіус кола, що описується між колесами та нижньою точкою ходового пристрою пневмоколісного крана.

Установлена потужність – це сумарна потужність усіх електродвигунів виконавчих механізмів крана. Okремо вказують потужність силової установки двигуна внутрішнього згорання. Може наводитись потужність, яка потрібна для живлення від зовнішньої електромережі двигунів, що вмикаються одночасно.

Продуктивність крана – виробіток за одиницю часу, який визначається масою піднятих вантажів або кількістю робочих циклів за певний час.

Робочий цикл – це комплекс операцій, що виконуються краном від початку підймання одного вантажу до початку підймання наступного.

У паспорті крана вказується допустима під час роботи крана розрахункова швидкість вітру, а також район встановлення крана. Швидкість вітру для кожного району залежна від висоти над земною поверхнею. У паспорті наводять допустиму під час роботи швидкість вітру на висоті 10 м.

Вибираючи стріловий кран для спорудження будівлі, слід виходити із умов, що довжина стріли повинна бути мінімальною, але достатньою для підйому вантажів на певну висоту при певних їх розмірах, розмірах будівлі та з урахуванням умов проїзду крана.

Потрібні параметри робочого обладнання стрілових кранів визначають із врахуванням допустимого зазору 1,5 м між спорудою і стрілою і наближення вантажу до стріли.

Таблиця 1.1

Основні параметри стрілових самохідних кранів

Параметри	Типорозміри кранів																	
	КА-4	КА-6,3	КА-6,3	КА-10	КА-10	КА-16	КА-16	КА-16	КА-16	КА-16	КА-16	КА-16	КА-16	КА-16	КА-25	КА-25	КА-25	КА-25
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	14				
Максимальна вантажопідіймальність, т*: при роботі на виносних опорах m те саме, без виносних опор m_1 при розміщенні з вантажем на гаку m_2	4	6,3	6,3	10	10	16	16	16	16	16	25	25	25	25	25	25	25	25
Мінімальний висхідний виліт від осі обертання крана поперек ходової частини L , м: на виносних опорах** без виносних опор	2,8	2,8	2,8	3,8	2,9	3,5	3,5	3,1	3,1	2,5	4,0	3,1	3,1	3,1	4,0	3,1	3,1	3,1
Мінімальна висота підймання гака, м: з основною стрілою H зі змінним обладнанням H_1	3,2	3,3	-	3,5	-	3,8	3,8	-	-	-	4,2	-	-	-	4,2	-	-	-
Мінімальна швидкість підймання-опускання номінального вантажу V_3 , м/хв	1,9	1,9	2,8	2,85	2,9	2,9	3,8	3,1	3,1	4,1	3,8	3,1	3,1	3,8	3,1	3,1	3,1	3,1
Частота обертання поворотної частини, хв ⁻¹ : мінімальна n максимальна n_1	6	8	6	8	6,6	10	10	6,6	10	10	14	10	10	14	10	10	10	10
Середня швидкість зміни вильоту гака V_5 , м/хв	10	12	12	20	17	25	25	22	25	25	35	25	25	35	30	30	30	35
Максимальна швидкість пересування крана на горизонтальній ділянці дороги з твердим покриттям V_6 , км/год	12,5	12,5	12,5	10	10	7	7	7	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6
Максимальний ухил шляху α , град, який може долати кран	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Середній тиск крану у транспортному положенні на ґрунт γ , кН/м ²	2	1,8	1,8	1,6	1,6	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1	1	1	1	1	1	1	1
Максимальна конструкційна маса крану m_6 , т	15	15	15	15	15	10	10	10	10	10	6	6	6	6	6	6	6	6
	70	70	40	40	40	60	15	40	60	1	15	30	50	50	30	30	50	50
	12	12	18	18	18	12	15	18	15	15	13	18	15	13	18	18	15	15
	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	75	75	75	75	75	75	75	75
	-	-	-	-	-	-	24	-	26	26	33	-	41	41	-	-	41	41

*Для кранів КА і КШ величина m – у секторі не менше $\pm 120^\circ$, а величина m_1 – у секторі не менше $\pm 90^\circ$ від положення стріли назад за ходом крана. Для кранів типу КШ значення величин m_1 і H_1 – рекомендовані.

**Дані, наведені в чисельнику, – при робочому обладнанні з жорсткою підвіскою, у знаменнику – з гнучкою підвіскою. Для кранів типу КА, КШ, КГ – робота без виносних опор.

Основні параметри стрілових самохідних кранів

Параметри	Типорозміри кранів											
	КГ-25	КП-40	КШ-40	КГ-40	КП-63	КШ-63	КГ-63	КП-100	КШ-100	КГ-100	КГ-160	КГ-250
Вантажопідймальність, т*: при роботі на виносних опорах m те саме, без виносних опор m_1 при переміщенні з вантажем на гаку m_2	25 25 25	40 16 16	40 10 10	40 40 32	63 25 25	63 15 15	63 63 50	100 40 40	100 20 20	100 100 70	- 160 100	- 250 125
Мінімальний виліт від осі обертання крана поперек ходової частини L , м на виносних опорах** без виносних опор	2,5 - 4,1	4,0 4,3 4,3	3,1 - 3,1	3,3 - 4,6	4,2 4,8 3,6	3,5 - 3,1	4,8 - 5,1	4 5 3,8	3,5 - 3,1	6 - 6	8 - 6,5	8 - 7,4
Мінімальна висота підймання гака, м з основною стрілою H зі змінним обладнанням H_1	13,5 35	14 45	10 40	13,5 45	14 55	12 55	13 55	18 70	12 60	16,8 70	29 80	29 100
Мінімальна швидкість підймання-опускання номінального вантажу V , м/хв	6	5	5	5	4	4	4	3	3	3	2,5	1,6
Частота обертання поворотної частини, хв ⁻¹ : мінімальна n максимальна n_1	0,3 1	0,3 0,3	0,3 0,3	0,3 0,3	0,3 0,3	0,3 0,3	0,3 0,3	0,3 0,3	0,3 0,3	0,3 0,3	0,2 0,2	0,2 0,2
Середня швидкість зміни вильоту гака $V_{г}$, м/хв	6	6	6	6	4	4	4	3	3	3	2	2
Максимальна швидкість пересування крана на горизонтальній ділянці дороги з твердим покриттям $V_{к}$, км/год	1	12	50	1	10	50	0,75	8	50	0,5	0,5	0,5
Максимальний ухил шляху α , град, який може долати кран	13	12	15	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Середній тиск крана у транспортному положенні на грунт γ , кН/м ²	75	95	95	95	110	110	110	120	120	120	140	150
Максимальна конструкційна маса крана $m_{к}$, т	40	48	48	60	72	78	88	100	100	130	210	340

*Для кранів КА і КШ величина m – у секторі не менше $\pm 120^\circ$, а величина m_1 – у секторі не менше $\pm 90^\circ$ від положення стріли назад за ходом крана. Для кранів типу КШ значення величин m_1 і H_1 – рекомендовані.

**Дані, наведені в чисельнику, - при робочому обладнанні з жорсткою підвіскою, у знаменнику – з гнучкою підвіскою. Для кранів типу КК, КШ, КГ – робота без виносних опор.

Таблиця 1.2

Основні параметри базових моделей баштових кранів

Параметри	Базові моделі кранів									
	КБ-100-32Р	КБ-125-40Р	КБ-160-40Р	КБ-200-40Р	КБ-250-56Р	КБ-400-50Р	КБ-630-80Р	КБ-1000-80Р		
Максимальний вантажний момент, кН·м	1000	1250	1600	2000	2500	4000	6300	10000		
Максимальна вантажопідймальність, т:										
при максимальному вильоті	3,2	4,5	6	7,5	6,3	10	14	16		
при мінімальному вильоті	5	8	10	12,5	12,5	25	40	50		
Виліт, м:										
максимальний	25	25	25	25	35	35	40	45		
при максимальній вантажопідймальності	20	16	16	16	20	16	16	20		
Висота підймання, м:										
при максимальному вильоті	32	40	40	40	40	56	50	50		
при максимальній вантажопідймальності	32	40	40	40	56	50	80	80		
Мінімальна глибина опускання, м	5	5	5	5	5	5	8	8		
Швидкість, м/хв:										
підймання вантажу максимальної маси	20...40	20...40	20...40	30...50	30...50	16...30	8...16	6,3...16		
підймання (опускання) гакової підвіски при двократному поліпасті	30...80	40...80	40...100	40...100	90...200	90...200	12...63	12...63		
плавного посадження вантажу максимальної маси	5	5	3,2	3,2	3,2	3,2	2	2		
переміщення вантажного візка з вантажем максимальної маси	20...32	20...32	25...40	25...40	25...50	32...50	-	-		
пересування крана	16...32	16...32	16...32	16...40	12,5...40	12,5...40	10...20	10...20		
Мінімальна частота обертання поворотної частини, хв ⁻¹	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,4	0,25	0,2		
Максимальне розрахункове навантаження від колеса на рейку, кН	300	300	300	300	300	300	300	300		
Максимальний задній габарит для кранів з поворотного баштою, м	3,6	4	4,5	4,8	6	6	6	6		

Примітка. Базові моделі кранів для промислового будівництва (КБ-630-80Р та КБ-1000-Р) – з підймальною стрілою, решта кранів – з балковою стрілою.

Таблиця 1.3

Параметри баштових приставних кранів

Параметри	Типорозміри та виконання кранів					
	КБ-180 (КБ-571)	КБ-573	КБ-675 (вик. 0)	КБ-676 (вик. 1)	КБ-676 (вик. 2)	КБ-676 (вик. 3)
Максимальний вантажний момент, кН·м	2000	1600	3200	3200	3200	3200
Вантажопідіймальність, т, при вильоті: максимальному	6	4	5,6	5,6	5,6	8,28
мінімальному	10	10	12,5	12,5	12,5	12,5
Валіт, м:						
максимальний	30	40	50	50	50	35
мінімальний	2,5	2,5	3,5	3,5	3,5	3,5
при максимальній вантажопідіймальності, м	20	16;20	25,6	25,7	25,6	25,6
Висота підймання, м	110	150	114	150	120	120
Швидкість, м/с:						
підймання-опускання	0,375...0,75	0,375...0,75	0,583...1,67	0,583...1,67	0,583...1,67	0,583...1,67
посадження вантажу	0,041	0,083	0,041	0,041	0,041	0,041
переміщення вантажного візка	0,416	0,416	0,08...0,61	0,08...0,61	0,08...0,61	0,08...0,61
Частото обертання поворотної частини, хв ⁻¹	0,67	0,67	0,6	0,6	0,6	0,6
Ширина колії, м	-	-	-	-	7,5	7,5
Установлена потужність електродвигунів, кВт	75,5	75,5	124	124	137,2	137,2
Маса, т:						
крана в робочому стані	85,8	120,3	229	258	260	246
противаги	3,3	6,6	14	14	14	14
баласту	-	-	80	80	90	80

можливо передбачити, що суттєво зростатиме необхідність у баштових кранах із вильотом 50...60 м та вантажним моментом 2500...3000 кН·м.

Таблиця 1.7

Ймовірність необхідних вантажних моментів

Необхідний вантажний момент крана, кН·м	Ймовірність	
	Вибіркова	Накопичувальна
250	0,0681	0,0681
500	0,2109	0,2790
750	0,468	0,4958
1000	0,1703	0,6661
1500	0,1470	0,8131
2000	0,0547	0,8678
2500	0,0551	0,9229
3000	0,0389	0,9618
4000	0,0210	0,9828
5000	0,0106	0,9934
> 5000	0,0066	1,0000

1.2 ГРУПИ КЛАСИФІКАЦІЇ КРАНІВ ТА ЇХНІХ МЕХАНІЗМІВ

Загальні поняття. Для вантажопідіймальних кранів характерною рисою є циклічність роботи з частими пусками, зупинками і реверсами механізмів. Інтенсивність роботи й умови експлуатації, тип і призначення машини обумовлюють режим її роботи, правильний вибір якого необхідний для розрахунку механізмів і металевих конструкцій. Залежно від режиму роботи приймають запаси міцності деталей, динамічні коефіцієнти, коефіцієнти запасу гальмування, параметри й типи електродвигунів.

Залежно від співвідношення робочого часу і тривалості пауз, а також від характеру навантажень, розрізняють тривалий, короткочасний та повторно-короткочасний режим роботи електродвигунів. Для кранових механізмів використовують електродвигуни повторно-короткочасного режиму, за якого вони при роботі не встигають нагрітися до температури, яка називається усталеною, а за час пауз не встигають охолонути до температури навколишнього середовища.

Класифікація кранів і їхніх механізмів залежно від режиму роботи за групами є системою, яку використовують як апарат встановлення раціональної основи проектування кранів та основу взаємостосунків між їх виготовлювачем і споживачем. Застосовуючи класифікацію, можна підібрати конкретний кран для певних видів робіт. Класифікація визначає лише ті умови, які не залежать від типу крану і способів керування ним.

Відповідно до "Правил будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів" прийнято класифікацію кранів на основі кількості робочих циклів, які виконують протягом очікуваного терміну їх служби, та коефіцієнта навантаження для номінального режиму роботи, а стосовно механізмів – на основі тривалості їх використання та коефіцієнту навантаження.

Групи класифікації кранів у цілому. Щоб визначити групу класифікації крана в цілому, потрібно знати його клас використання та режим навантаження.

Протягом терміну служби кран має виконати певну кількість робочих циклів, яка є одним із параметрів класифікації. Для спеціальних видів робіт (наприклад, у разі розвантаження вантажів навалом за допомогою захоплювального пристрою) кількість циклів можна отримати, якщо відомі тривалість роботи крана та кількість робочих циклів за годину. В інших випадках (наприклад, для стрілових самохідних кранів) загальну кількість робочих циклів визначити важче, оскільки крани використовуються в різних умовах. Тоді кількість робочих циклів отримують дослідним шляхом.

Робочий цикл має початок (коли кран готовий до підймання вантажу) і закінчення (коли кран готовий до підймання наступного вантажу).

Загальна кількість робочих циклів крана – це сума всіх робочих циклів за заданий термін його служби. Загальна кількість циклів залежить від частоти використання крана. Весь діапазон можливої кількості робочих циклів поділено на десять класів використання (табл. 1.8).

Іншим основним параметром класифікації кранів є режим навантаження, пов'язаний з кількістю підіймань вантажів певної маси, вираженої в частках максимальної вантажопідйомності. Режим навантаження характеризується коефіцієнтом навантаження крана (табл. 1.9).

Якщо є точна інформація про масу та кількість вантажів, які кран підіймає протягом терміну служби, то коефіцієнт навантаження крана

$$K_p = \frac{C_1}{C_T} \left(\frac{P_1}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{C_2}{C_T} \left(\frac{P_2}{P_{\max}} \right)^3 + \dots + \frac{C_n}{C_T} \left(\frac{P_n}{P_{\max}} \right)^3,$$

де $C_T = C_1 + C_2 + \dots + C_n$ – сумарна кількість робочих циклів з усіма вантажами;

C_1, C_2, \dots, C_n – кількість робочих циклів у кожному класі;

P_1, P_2, \dots, P_n – маси вантажів у кожному класі;

P_{\max} – максимальна маса вантажу.

Таблиця 1.8

Класи використання кранів

Позначення класу	Максимальна кількість робочих циклів	Періодичність використання кранів
U_0	$1,6 \cdot 10^4$	Нерегулярно
U_1	$3,2 \cdot 10^4$	
U_2	$6,3 \cdot 10^4$	
U_3	$1,25 \cdot 10^4$	
U_4	$2,5 \cdot 10^5$	Регулярно, в легких умовах
U_5	$5 \cdot 10^5$	Регулярно, з перервами
U_6	$1 \cdot 10^5$	Регулярно, інтенсивно
U_7	$2 \cdot 10^6$	Інтенсивно
U_8	$4 \cdot 10^6$	
U_9	$>4 \cdot 10^6$	

Групу класифікації крана в цілому (табл. 1.10) визначають, виходячи з режиму його навантаження (коефіцієнта навантаження) і класу використання.

Групи класифікації механізмів кранів. Клас використання механізмів характеризується передбачуваною загальною тривалістю експлуатації в годинах (табл. 1.11).

Таблиця 1.9

Режими навантаження кранів

Режим навантаження	Значення K_p	Вантажі, які підіймає кран	Періодичність підймання вантажів
Q_1 – легкий	0,125	Легкі Номінальні	Регулярно Рідко
Q_2 – середній	0,25	Середні Номінальні	Регулярно Досить часто
Q_3 – важкий	0,5	Важкі Номінальні	Регулярно Часто
Q_4 – дуже важкий	1,0	Такі, що наближаються до номінальних	Регулярно

Таблиця 1.10

Група класифікації кранів у цілому

Режим навантаження	Коефіцієнт навантаження K_p	Групи класифікації при класі використання крана									
		U_0	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	U_9
Q_1	0,125			A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q_2	0,25		A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	
Q_3	0,5	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8		
Q_4	1,0	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8			

Таблиця 1.11

Класи використання механізмів баштових кранів

Позначення класу	Загальна тривалість використання, год	Періодичність використання
T_0	200	Нерегулярно
T_1	400	
T_2	800	
T_3	1600	
T_4	3200	Регулярно, в легких умовах
T_5	6300	Регулярно, з перервами
T_6	12500	Регулярно, інтенсивно
T_7	25000	Інтенсивно
T_8	50000	
T_9	100000	

Максимальну загальну тривалість експлуатації механізму можна визначити, виходячи з передбачуваного середньодобового часу використання

в годинах, кількості робочих днів у році й очікуваного терміну служби в роках. Часом роботи механізму вважають час, протягом якого він перебуває в русі.

Режим навантаження (табл. 1.12) визначає відносну тривалість дії максимального та зниженого навантаження на механізм.

Коефіцієнт навантаження механізмів визначають за формулою

$$K_M = \frac{t_1}{t_T} \left(\frac{P_1}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{t_2}{t_T} \left(\frac{P_2}{P_{\max}} \right)^3 + \dots + \frac{t_n}{t_T} \left(\frac{P_n}{P_{\max}} \right)^3,$$

де t_T – загальна тривалість дії навантаження при всіх окремих рівнях навантажень;

t_1, t_2, \dots, t_n – тривалість дії навантаження в кожному класі використання механізмів;

P_1, P_2, \dots, P_n – окремі навантаження, прикладені до механізму;

P_{\max} – максимальне навантаження.

Встановивши клас використання (див. табл.1.11) та режим навантаження (див. табл. 1.12), визначають групу класифікації механізму в цілому (табл. 1.13).

Групи режимів роботи механізмів залежать від умов роботи кранів. Орієнтовні значення груп режимів роботи механізмів наведені в табл. 1.14. При експлуатації установлювати вантажопідіймальні крани поблизу укосів котлованів або канав дозволяється за умови дотримання відстаней, зазначених у табл. 1.15.

Таблиця 1.12

Режими навантаження механізмів

Режим навантаження	Значення K_p	Навантаження, дії яких зазнає механізм	Періодичність дії навантаження
L_1 – легкий	0,125	Незначні Максимальні	Регулярно Рідко
L_2 – середній	0,25	Помірні Максимальні	Регулярно Досить часто
L_3 – важкий	0,5	Великі Максимальні	Регулярно Часто
L_4 – дуже важкий	1,0	Максимальні	Регулярно

Таблиця 1.13

Групи класифікації механізмів кранів

Режим навантаження	Коефіцієнт навантаження K_M	Групи класифікації при класі використання механізму									
		T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9
L_1	0,125			M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L_2	0,25		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
L_3	0,5	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8		
L_4	1,0	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8			

Таблиця 1.14

Орієнтовні групи режимів роботи механізмів кранів

Крани	Механізм				
	підіймання вантажу	переміщення візка	переміщення крана	повертання	змінення вильоту стріли
Монтажний будівельний для роботи в цехах і складах	M4/M3	M4/M3	M4/M3	M4/M3	
Монтажний для ремонту та обслуговування залів	M3	M2	M2	M2	
Самохідні стрілові: з гаковою підвіскою	M4	-	-	M4	M3
для роботи з грейфером	M5	-	-	M5	M4
Баштові: для будівельних і монтажних робіт	M4	M3	M3	M3	M3
для подавання бетону на гідротехнічному будівництві	M5	M4	M3	M4	M3
Консольні: на колоні	M4/ M3	M3/ M2	-	M3/ M2	-
настінні	M3/ M3	M3/ M2	-	M3/ M2	M3/ M2
пересувні	M4	M3	M4	M3	-

Найменша допустима відстань від основи укусу котловану (канави) до найближчих опор вантажопідіймального крана

Глибина котловану (канави), м	Відстань від основи укусу до найближчої опори* для ненасипного ґрунту, м				
	піщаного і гравійного	супіщаного	суглинного	глинистого	лесового сухого
1	1,5	1,25	1,0	1,0	1,0
2	3,0	2,4	2,0	1,5	2,0
3	4,0	3,6	3,25	1,75	2,5
4	5,0	4,4	4,0	3,0	3,0
5	6,0	5,3	4,75	3,5	3,5

* Під найближчою опорою розуміється край виносної опори самохідного стрілового крана або край основи укусу баластової призми вантажопідіймального крана, що переміщується рейковими коліями

1.3 РОЗРАХУНКОВІ НАВАНТАЖЕННЯ

Вантажопідіймальні крани знаходяться під дією різних навантажень, які умовно можна розділити на наступні групи:

сили (моменти) рухаючі, які приводять механізми в рух;

сили (моменти) опору рухаючим силам чи моментам;

навантаження від сил вітру, снігу, ожеледиці;

інерційні навантаження;

динамічні навантаження в пружних зв'язках механізмів і конструкцій.

Крім того, можуть виникати навантаження температурні, сейсмічні і випробувальні, монтажні і ін.

Рухаючими силами (моментами) в механізмах є момент на валу двигуна, сила дії рідини на поршень. Для визначення необхідних значень цих сил в загальному випадку необхідно знати сили корисних технологічних опорів і сили інерції мас, що рухаються.

Сили технологічних опорів залежать від призначення механізму чи машини, функцій, які вони виконують і умов роботи. В кожному конкретному випадку вони визначаються за формулами або задаються.

Навантаження від сил тяжіння окремих елементів крана є ваговими навантаженнями. Маса вантажу, який підіймається відповідає номінальній вантажопідйомності крана (спільно із вантажозахоплювальним органом).

Маси грейферів, ковшів та спеціальних захватів (траверс) також включаються у вантажопідймальність крана.

На металоконструкції кранів, що працюють на відкритому повітрі, діють *вітрові навантаження*, які залежать від питомого навантаження p_v на даній висоті і навітряної площі F_H конструкції і вантажу

$$W_v = p_v F_H. \quad (1.27)$$

Навітряна площа конструкції крана (башти, стріли, платформи та ін.) і вантажу визначаються за фактичними даними. Якщо кран проектується і даних для визначення площ нема, то орієнтовно навітряна площа для решітчастих елементів приймається як 30 % від площі контуру конструкції крану-аналога.

Розподіл по площині вітрового навантаження визначається за формулою (ГОСТ 1451-77)

$$p_v = q \cdot k \cdot c \cdot n, \quad (1.28)$$

де q – динамічний тиск вітру, який приймається залежно від вітрового району (табл. 1.16);

k – коефіцієнт, який враховує зростання швидкісного напору залежно від висоти встановлення крана над поверхнею землі (води); його значення наведено в табл. 1.17;

c – аеродинамічний коефіцієнт; для конструкції із труб $c = 0,8 \dots 1,2$; для коробчастих конструкцій, прямокутних кабін, противаг, канатів, вантажів $c = 1,2$; для балок із виступаючими поясами і зовнішніми ребрами, плоских ферм із прямокутних профілів $c = 1,5 \dots 1,9$;

n – коефіцієнт перевантаження: для робочого стану дорівнює одиниці, для неробочого стану при розрахунках за граничними станами дорівнює 1,1, а при розрахунках за допустимими напруженнями – 1,0.

Вітрове навантаження на вантаж розраховується для його верхнього крайнього положення. Площа вантажу визначається за фактичними розмірами або за табл. 1.18.

Розрізняють вітрове навантаження робочого стану, за дії якого зберігаються нормальні умови експлуатації, і навантаження неробочого стану, для якого q приймається у відповідності до вітрового району.

Вантажопідіймальні крани не працюють при вітровому навантаженні неробочого стану, але його значення враховується при розрахунках металоконструкцій, елементів механізму зміни вильоту, опорно-поворотних пристроїв і їх гальм, власної стійкості і протиугінних пристроїв.

Як правило, вплив снігового навантаження і навантаження при ожеледі при розрахунках вантажопідіймальних кранів не враховують.

Таблиця 1.16

Значення динамічного тиску

Для робочого стану							
Крани	Швидкість вітру, v , м/с				Динамічний тиск, q , Па		
Будівельні, монтажні, для полігонів залізобетонних конструкцій, стрілові самохідні загального призначення.	14				125		
Всіх типів, встановлених на морських і річкових судах	20				250		
Крани на об'єктах, виключаючих можливості перерв в роботі	28,5				500		
Для неробочого стану							
Показники вітрового навантаження	Райони країн СНД						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Швидкість вітру, V , м/с	21	24	27	30	33	37	40
Динамічний тиск, q , Па	270	350	450	550	700	850	1000

Таблиця 1.17

Залежність коефіцієнта k від висоти розміщення елемента над поверхнею землі

Висота, м	До 10	10...20	20...40	40...60	60...100	100...200	350 і вище
K	1	1,25	1,55	1,75	2,1	2,6	3,1

Орієнтовні значення навітряних площ вантажів

Маса вантажу, т	1	2	5	10	16	20	25	40	50	63	80	100
Площа, м ²	2,8	4	7,1	10	14	16	18	22	25	28	32	36

Інерційні навантаження. Навантаження від сил інерції в механізмах виникають в період несталого руху – пуску, гальмування, зміни швидкості. Сила інерції, Н, мас, що поступально рухаються

$$P_{ін} = m \cdot a = \frac{G \cdot V}{g \cdot t_H}, \quad (1.29)$$

момент сил інерції, Н·м, мас, що обертаються:

$$M_{ін} = I_{пр} \cdot \frac{\omega}{t_H}, \quad (1.30)$$

де m , G – маса і сила ваги мас елементів механізмів або крана;

V – швидкість поступального руху;

$I_{пр}$ – приведений момент інерції мас системи;

ω – частота обертання валу, до якого приведені маси;

t_H – час несталого руху приводу.

Відцентрова горизонтальна сила інерції поворотної частини крана масою m

$$P_{вц} = m \omega^2 R, \quad (1.31)$$

де R – відстань від осі обертання до центра мас крана, що обертається;

ω – частота обертання поворотної частини крана.

Дотична сила інерції стріли

$$P_{цс} = m_c \omega^2 \left(x_0 + \frac{L_c \sin \theta}{2} \right), \quad (1.32)$$

де m_c , L_c – маса і довжина стріли;

x_0 – відстань від осі обертання частини крана, що обертається, до п'яти стріли;

θ – кут нахилу стріли до вертикалі.

ω – частота обертання поворотної частини крана.

Значення моментів інерції мас таких деталей, що обертаються, як ротор двигуна, муфта, гальмовий шків, приймають за каталогами. Моменти інерції мас інших деталей визначають за відомими формулами теорії машин і механізмів.

Орієнтовні значення моментів інерції мас найбільш розповсюджених деталей визначаються за виразом

$$I = K_M m R_3^2, \quad (1.33)$$

де m – маса деталі;

R_3 – зовнішній радіус деталі;

K_M – коефіцієнт розподілу маси в тілі типових деталей механізмів кранів:

суцільний циліндр – 0,5;

порожнистий циліндр – 1,0;

блок – 0,55;

барабан – 0,7;

гальмовий шків – 0,6;

зубчате колесо – 0,64;

з'єднувальна муфта – 0,44;

ходове колесо – 0,6.

В період несталих рухів в механізмах виникають навантаження коливального характеру. Величина і характер навантажень залежать від ступеню пружності з'єднувальних ланок, величини та розподілу мас в системах, законів зміни зовнішніх навантажень – рушійних сил і сил опору.

Вплив навантажень на пружну систему приводить до коливань мас, які викликають динамічні навантаження, що переважають статичні (особливо в механізмах пересування та обертання при різких пусках та гальмуваннях).

При перевезенні та монтажу елементи крана можуть зазнавати значних перевантажень, що необхідно також враховувати при проектуванні.

Деталі механізмів та металоконструкцій розраховують на опір втомленості, довговічність та спрацювання.

Механізми та металоконструкції у випадку врахування максимальних робочих та динамічних навантажень в періоди несталих рухів розраховують на міцність відносно межі текучості.

На опір втомленості деталі механізмів розраховують за еквівалентними навантаженнями згідно з графіком завантаження в функції часу; якщо графіків немає, то – за усередненими графіками використання механізму, побудованими на основі узагальненого досвіду експлуатації. Спектр навантажень, який визначає умови завантаженості, оцінюють за допомогою приведенного розрахункового навантаження.

Еквівалентне навантаження

$$P_{\text{екв}} = k_{\text{д}} P_{\text{max}}, \quad (1.34)$$

де P_{max} – максимальне розрахункове навантаження;

$k_{\text{д}}$ – коефіцієнт довговічності

$$k_{\text{д}} = \sqrt[m]{\frac{N_3}{N_0}} \sqrt[m]{\sum \left(\frac{P_i}{P_{\text{max}}} \right)^m \frac{N_i}{N_3}} = k_{\text{с}} k_3, \quad (1.35)$$

де $k_{\text{с}}$ – коефіцієнт строку служби деталі;

k_3 – коефіцієнт змінності навантаження;

m – показник степеня рівняння кривої втомленості Велера (при розрахунках на міцність вважають середнім значення $m = 9$, для валів з пресовими посадками $m = 6$, при розрахунках деталей на контактну міцність $m = 3$);

P_i, N_i – відповідно навантаження і число циклів дії за повний строк служби деталі;

N_3 – загальне число циклів навантаження за розрахунковий строк служби деталі;

N_0 – базове число циклів навантаження, що відповідає точці перегину кривої втомленості (приймається залежно від виду деформації: $N_0 = 4 \cdot 10^6$ – для валів

зубчастих передач, $N_0=10^7$ – для валів з напресованими деталями і зубців коліс при розрахунках на контактні напруження).

При числі циклів $N_3 < 10^5$ деталі на опір втомленості не розраховують.

Загальне число циклів при розрахунку деталей механізмів

$$N_3 = 60Tn_p, \quad (1.36)$$

де T – строк служби деталі, років;

n_p – частота обертання деталі, хв^{-1} .

Максимальне розрахункове навантаження визначають залежно від типів механізмів та двигунів

$$P_{\max} = k_{\Pi} P_{\text{H}}, \quad (1.37)$$

де P_{H} – номінальне навантаження;

k_{Π} – коефіцієнт перевантаження ($k_{\Pi}=1,1$ для механізмів підйому; $k_{\Pi}=2,5$ для механізмів пересування та обертання з двигунами кранового типу постійного струму та асинхронними з фазовим ротором; $k_{\Pi}=3$ для кранового короткозамкнутого двигуна).

З урахуванням коефіцієнта тренування матеріалу $k_{\text{тр}}$ еквівалентне навантаження

$$P_{\text{екв}} = k_c k_3 k_{\text{мп}} P_{\max}, \quad (1.38)$$

де $k_{\text{мп}} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}}$ – (a – параметр накопичення пошкоджень; при великих пікових навантаженнях $a=0,05 \dots 0,10$, при невеликій кількості змін навантажень $a=1$).

Розрізняють два способи розрахунків на довговічність (за втомленістю): на обмежений строк служби при розрахунковому числі циклів за строк служби деталі $N_3 < N_0$, та на необмежений строк служби - при $N_3 > N_0$.

При виборі коефіцієнта запасу міцності враховують вимоги безпеки експлуатації кранів і збереження вантажу, а також специфіку роботи механізму у повторно-короткочасному режимі з багатьма вмиканнями. Залежно від

розрахункового варіанта коефіцієнт запасу для елементів крана можна вибирати за табл. 1.19.

Таблиця 1.19

Коефіцієнти запасу міцності для деталей і металоконструкцій кранів

Елементи крана, умови експлуатації	Комбінації навантажень*		
	I	II	III
Механізми підйому, зміни вильоту, захоплювальні пристрої, гальма, ходові та опорні вузли, протиугінні пристрої	1,6/1,8	1,6/1,8	1,4/1,6
Механізми пересування і повороту	1,4/1,6	1,4/1,6	-
Металеві конструкції	1,4	1,4	1,3
При транспортуванні розплавленого металу	1,7	1,7	1,3
Алюмінієві конструкції	1,6	1,6	-

Примітка. Цифри в чисельнику стосуються деталей з прокату та поковок, у знаменнику – з сталевих виливків.

*Комбінації навантажень приймаються згідно з табл. 1.20.

Таблиця 1.20

Розрахункові комбінації навантажень

Вид навантаження	Комбінації навантажень*		
	I	II	III
Вага крана	+	+	+
Вага номінального вантажу	+	+	-
Динамічне навантаження	+	+	-
Вітрові навантаження:			
- робочого стану	+	+	-
- неробочого стану	-	-	+
Навантаження від ухилу колії, крену крана	+	+	+

*Навантаження, що враховуються для комбінацій:

I – нормальні умови експлуатації;

II – максимальні робочі і динамічні навантаження;

III – максимальні навантаження неробочого стану (діють тільки вітрові навантаження та ухилу і крену).

1.5. НАВАНТАЖЕННЯ КОЛИВАЛЬНОГО ХАРАКТЕРУ

Незалежно від призначення і конструктивних особливостей усім машинам притаманні такі загальні властивості як пружність ланок і здатність за певних умов до збурення в них коливальних процесів. Тому теоретичні методи дослідження динамічних явищ у машинах є загальними. Розходження полягає лише в параметрах динамічних систем і режимах технологічного навантаження, що буде позначатися на ступені інтенсивності збуджених коливань.

Під час перехідних процесів, що діють у приводних лініях машин, навантаження, як правило, значно відрізняються від статичних та інерційних за величиною і характером змін. Це пояснюється пружними коливаннями, що виникають при динамічному навантаженні кожного механізму машини. Пружні коливання можуть бути подовжніми, поперечними, крутильними і складними.

Привід будь-якої машини складається з елементів, маси яких можуть бути приведені до зосереджених мас (ротора електродвигуна, маховиків, мас, що рухаються, робочих органів машини) і пружних зв'язків (канатів, ланцюгів, стрічок, валів, муфт, зубчастих передач). Під дією зовнішніх навантажень (моментів на валу електродвигуна і гальм, опорів робочої машини) пружні елементи деформуються, а зосереджені маси машин роблять, крім основного руху, малі коливання, тобто переміщуються з різними миттєвими швидкостями, і кожна з мас у деякі моменти часу випереджає сусідню масу або відстає від неї. Відповідно до цього перемінного руху мас пружні ланки між ними періодично стискаються або розтягуються зі збільшенням (зменшенням) сил щодо переданого зусилля або середнього крутного моменту. Перемінна складова сил або моментів при пружних коливаннях може бути настільки великою, що сумарні миттєві значення значно перевищують статичні й інерційні навантаження і можуть привести до перевантажень і руйнування деталей машин. Дія перемінних сил є однією з основних причин утомленого

руйнування деталей. Практично 90 % руйнувань деталей машин мають втомленісний характер, і відбуваються вони в результаті дії перемінних динамічних навантажень. Розрахунок динамічних навантажень у приводних лініях включає наступні основні етапи:

- 1) складання розрахункових приведених або еквівалентних схем механізму;
- 2) визначення величини і характеру зміни зовнішніх навантажень, прикладених до системи;
- 3) визначення жорсткості пружних зв'язків;
- 4) складання диференціальних рівнянь руху мас системи;
- 5) знаходження пружних сил і моментів у ланках приводу.

Привід машин складається з великого числа зосереджених і розподілених мас, унаслідок чого теоретичне дослідження такої системи стає досить важким або взагалі неможливим. Тому дійсну систему, за можливості, замінюють простою приведеною розрахунковою схемою з невеликою кількістю мас, що забезпечує необхідну точність розрахунку.

Звичайно, вибирають кілька найбільших приведених мас приводу (ротора, муфт, редукторів, маховиків) і робочих органів машини. Іншими масами (валами, передачами) або зневажають унаслідок їх малості, або враховують їх приблизно, розподіляючи між зосередженими масами, відповідно до існуючих методів приведення.

Реальні механізми мають кінцеву жорсткість. Жорсткість елемента характеризується коефіцієнтом, що являє собою відношення силового фактора до деформації.

Характеристика пружних зв'язків елементів і опорної поверхні виносних опор крана являє собою залежність між вертикальним переміщенням центрів мас елементів крана z_i діючого на нього вертикального навантаження вантажу. Характеристика пружного елемента може бути лінійною і нелінійною (рис. 1.18).

Похідну від силового фактора F за відповідним переміщенням δ або φ , які є наслідком деформації, називають коефіцієнтом жорсткості (c, c_φ), а обернену величину коефіцієнтом піддатливості (e, e_φ)

$$c = dF/d\delta.$$

У пружного елемента з лінійною характеристикою жорсткість постійна $c = const$ й виражається тангенсом кута нахилу характеристики, тобто

$$c = F/\delta = tg\varphi.$$

При нелінійній характеристиці жорсткість змінна. Так, для ввігнутої характеристики (рис. 1.18) жорсткість зростає зі збільшенням навантаження. Жорсткість на окремих ділянках визначається аналітично як похідна функція, якщо вона задана рівнянням, або графічно як тангенс нахилу дотичної у кожній точці. Серед точок, обраних для визначення жорсткості, обов'язково повинна бути точка, що відповідає статичному навантаженню. Характеристика пружного елемента може бути отримана дослідним шляхом або побудована аналітично.

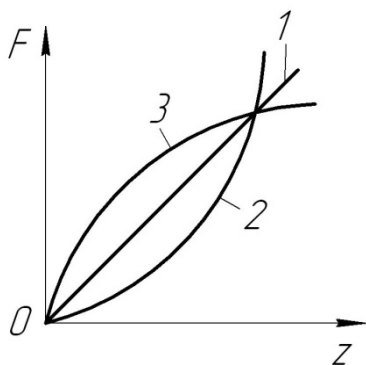


Рис.1.18. Залежність між силовим фактором і деформацією (характеристики жорсткості): 1 – лінійна $c = const$; 2 – нелінійна жорстка $c \neq const$; 3 – нелінійна м'яка $c \neq const$

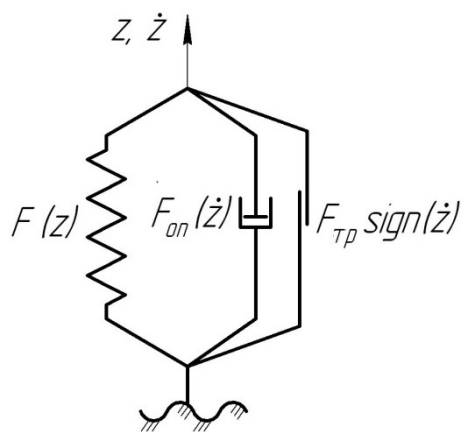


Рис. 1.19. Схематична модель підвіски

Якщо в коливальній системі відсутні спеціальні гасителі коливань, розсіювання енергії відбувається тільки внаслідок тертя в сполученнях, яке необхідно враховувати при дослідженні плавності ходу. Робота тертя

визначається площею петлі гістерезису, укладеної між кривими розвантаження й навантаження.

Тертя без мастильного матеріалу в елементах підвіски представляють звичайно у вигляді дисипативної функції Φ . Дисипативна функція розсіювання енергії визначається через силу опору $F_{\text{опр}}$ за формулою

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}} = F_{\text{опр}}(\dot{z}),$$

тобто дисипативні сили пропорційні швидкостям переміщення елементів коливальної системи. Крім того, ці сили, досягаючи крайніх точок переміщення, змінюють знак при зворотному ході. У загальному вигляді дисипативна сила

$$F_{\text{опр}}(\dot{z}) = F_{\text{тр}} \text{sign } \dot{z},$$

де $F_{\text{тр}}$ – сила тертя спокою без мастильного матеріалу;

$\text{sign } \dot{z}$ – функція впливу швидкості переміщення й зміни напрямку руху елементів підвіски.

В конструкціях стрілових самохідних кранів, зокрема, для гасіння коливань ходові рами обладнують спеціальними пристроями – амортизаторами, які бувають гідравлічними, пневматичними, гумовими й ін. Сила опору амортизаторів пропорційна швидкості переміщення

$$F_{\text{ам}} = F_{\text{тр}}(1 + \dot{z}),$$

де $F_{\text{тр}}$ – сила тертя без мастильного матеріалу або з матеріалом, що змащує амортизатори.

Характеристика амортизатора має вигляд, аналогічний характеристиці тертя без мастильного матеріалу.

Схематично коливальну систему з пружно-демпіруючими елементами можна представити у вигляді комбінації пружних і дисипативних елементів. Спрощена модель такої системи показана на рис. 1.19. Пружні елементи представлені пружиною з характеристикою $F(z)$, дисипативні – поршнем з

характеристикою $F_{оп}(\dot{z})$ і поверхнями, що труться з характеристикою $F_{тр}sign(\dot{z})$.

При розгляді елементів металевих конструкцій коефіцієнт жорсткості при розтягненні або стисканні стержня

$$c = \frac{P}{\Delta l}, \quad (1.39)$$

де P – сила, Н;

Δl – подовження (укорочення) стержня, м.

Коефіцієнт піддатливості, м/Н, і визначається за формулою

$$e = \frac{1}{c}. \quad (1.40)$$

Коефіцієнти жорсткості (нижче будемо називати просто жорсткість) деяких найбільш розповсюджених елементів визначаються наступним чином.

Подовжня жорсткість стержня

$$c = \frac{EA}{l}, \quad (1.41)$$

де E – модуль пружності матеріалу при розтягненні, Па;

A – площа поперечного перерізу, м²;

l – довжина стержня, м.

Піддатливість стержня

$$e = \frac{l}{EA}, \quad (1.42)$$

Жорсткість канатного поліспаду

$$c_{п} = \frac{E_{к}A_{к}z}{l}, \quad (1.43)$$

де $E_{к}$ – модуль пружності каната, $E_{к} = 1,2 \cdot 10^{11}$ Па;

$A_{к}$ – розрахункова площа поперечного перерізу усіх дротів каната, м²;

z – число віток поліспаду;

l – довжина поліспаду, м.

Жорсткість звитої циліндричної гвинтової пружини стискання (розтягнення)

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3z_B}, \quad (1.44)$$

де G – модуль пружності при зсуві, Па;

d – діаметр перетину прутка дроту, м;

D – середній діаметр пружини, м;

z_B – число робочих витків.

Жорсткість циліндричної пружини в осьовому напрямку з прутка прямокутного перетину, у якого a – менша і b – більша сторона

$$c = \frac{Ga^4}{\lambda D^3 n}, \quad (1.45)$$

де значення коефіцієнта λ залежно від відношення b/a наведено нижче в таблиці 1.21.

Таблиця 1.21

Значення коефіцієнта λ

b/a	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	10,0
λ	5,567	2,670	2,086	1,713	1,256	0,995	0,698	0,439	0,252
κ	0,141	0,196	0,214	0,229	0,249	0,263	0,281	0,299	0,312

Жорсткість двох пружин, які з'єднані послідовно

$$c = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}}. \quad (1.46)$$

Подовжня жорсткість параболоїдних і конічних пружин з постійним кроком ($h = const$):

a) із прутка круглого перетину

$$c = \frac{Gd^4}{16i(r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}; \quad (1.47)$$

б) із прутка квадратного перетину

$$c \approx \frac{Ga^4}{11,13i(r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}; \quad (1.48)$$

в) із прутка прямокутного перетину

$$c = \frac{Ga^4}{2\lambda i(r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}, \quad (1.49)$$

де d – діаметр перетину прутка дроту, м;

i – кількість витків;

r_1 – найменший, r_2 – найбільший радіуси робочої частини витків пружини, м;

a – сторона квадрата (менша сторона прямокутника);

λ – коефіцієнт, який залежить від співвідношення сторін поперечного перерізу

$\frac{a}{b}$ або $\frac{b}{a}$ наведений в табл. 1.21.

Подовжня жорсткість конічних пружин з постійним кутом нахилу витків ($\alpha = const$):

а) із прутка круглого перетину

$$c \approx \frac{0,294Gmd^4}{(r_2^3 - r_1^3)}; \quad (1.50)$$

$$\text{де } m = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi i};$$

d – діаметр перетину прутка дроту, м;

r_1 – найменший, r_2 – найбільший радіуси робочої частини витків пружини, м.

б) із прутка квадратного перетину

$$c \approx \frac{0,423Gmd^4}{(r_2^3 - r_1^3)}; \quad (1.51)$$

в) із прутка прямокутного перетину

$$c \approx \frac{3\kappa Gma^3b}{(r_2^3 - r_1^3)}. \quad (1.52)$$

де κ – коефіцієнт, який залежить від співвідношення довжини більшої сторони прямокутника до довжини меншої сторони.

Жорсткість суцільного гумового пружного елемента при подовжньому стисканні

$$c = \frac{AE_d}{H - \frac{D}{8}}, \quad (1.53)$$

де A – площа поперечного перетину, м^2 ;

E_d – динамічний модуль пружності гуми на стискання, Па;

H – висота елемента, м;

D – розмір поперечного перерізу (діаметр або сторона квадрата).

Жорсткість циліндричного гумового елемента з осьовим отвором залежно від сполучення параметрів $\rho = r_2/h$ і $\kappa = r_1/r_2$ визначається за наступними формулами:

$$c = \frac{EA}{h} 0,5\rho^2 \left[1 + \kappa^2 + \left(\frac{\ln \kappa}{1 - \kappa^2} - \frac{2}{3\kappa^2\rho^2} \right)^{-1} + \frac{4}{3\rho^2} \right]; \quad (1.54)$$

$$c = \frac{EA}{h} 0,5\rho^2 \left(1 + \kappa^2 + \frac{1 - \kappa^2}{\ln \kappa} \right). \quad (1.55)$$

Жорсткість гумово-металевого елемента у вигляді усіченого конуса

$$c = \frac{\pi E r_1 r_2}{h}, \quad (1.56)$$

де E – модуль пружності гуми, для м'якої гуми $E = 10^6$ Па;

r_1 і r_2 – відповідно радіуси меншої і більшої основ конуса;

h – висота конічного елемента.

Повне осадження конічного елемента висотою h

$$\Delta = \frac{Ph}{\pi E r_1 r_2}, \quad (1.57)$$

тут P – осьова навантажуюча сила.

Жорсткість гумово-металевого елемента у вигляді усіченої піраміди

$$c = \frac{(a_1 b_2 - a_2 b_1) E}{h \ln \frac{a_1 b_2}{a_2 b_1}}, \quad (1.58)$$

де a_1, b_1 і a_2, b_2 – відповідно сторони прямокутників меншої і більшої основ піраміди.

Величина осадження гумового елемента у вигляді усіченої піраміди

$$\Delta = \frac{Ph}{(a_1 b_2 - a_2 b_1)} \ln \frac{a_1 b_2}{a_2 b_1}. \quad (1.59)$$

Жорсткість колісної шини

$$c_{\text{ш}} = \pi P_{\text{ш}} \sqrt{BD}, \quad (1.60)$$

де $P_{\text{ш}}$ – внутрішній тиск у шині, Па;

B – ширина профілю, м;

D – зовнішній діаметр, м.

Жорсткість ґрунту під виносною опорою крану

$$c_{\text{г}} = K_{\text{п}} A_{\text{оп}}, \quad (1.61)$$

де $K_{\text{п}}$ – коефіцієнт пружного рівномірного стискання ґрунту (табл. 1.22, 1.23)

залежно від величини умовного розрахункового тиску на ґрунт $R_{\text{г}}$;

$A_{\text{оп}}$ – площа опори, м².

Таблиця 1.22

Коефіцієнт пружного рівномірного стискання ґрунту

Умовний розрахунковий тиск на ґрунт $R_{\text{г}} \times 10^{-5}$, Н/м ²	$K_{\text{п}} \times 10^{-7}$, Н/м ³
1,0	2,0
1,5	3,2
2,0	4,0
2,5	4,5
3,0	5,0
4,0	6,0
5,0	7,0
6,0	8,0

Примітка. Для проміжних значень тиск $R_{\text{г}}$ величину $K_{\text{п}}$ визначають інтерполяцією.

Умовний розрахунковий тиск R_r на ґрунт приймають відповідно до табл. 1.23.

Таблиця 1.23

Умовний розрахунковий тиск на ґрунт

Вид ґрунту	$R_r \times 10^{-5}$, Н/м ²	
	Щільні	Середньої щільності
Піщані		
Піски крупні незалежно від вологості	6,0	5,0
Піски середньої крупності незалежно від вологості	5,0	4,0
Піски дрібні:		
мало вологі	4,0	3,0
вологі і насичені водою	3,0	2,0
Піски пилуваті:		
мало вологі	3,0	2,5
вологі	2,0	1,5
насичені водою	1,5	1,0
Глинисті		
Супіски:	Тверді	Пластичні
з пористістю 0,5	3,0	3,0
з пористістю 0,7	2,5	2,0
Суглинки		
з пористістю 0,5	3,0	2,5
з пористістю 0,7	2,5	2,0
з пористістю 1,0	2,0	1,0
Глини		
з пористістю 0,5	6,0	4,0
з пористістю 0,6	5,0	3,0
з пористістю 0,8	3,8	2,0
з пористістю 1,0	2,5	1,0

Поперечна жорсткість. Жорсткість балок залежить від способу закріплення і наведено в курсах опору матеріалів. Наприклад, поперечна жорсткість балки круглого поперечного перерізу із защемленим кінцем (консоль), завантаженої силою на кінці

$$c = \frac{3EI}{l^3}, \quad (1.62)$$

де l – довжина балки, м;

E – модуль пружності, Па;

I – екваторіальний момент інерції перерізу, м⁴.

Поперечна жорсткість балки обпертої кінцями і завантаженої силою посередині

$$c = \frac{48EI}{l^3}. \quad (1.63)$$

Поперечна жорсткість балки із зацемленими кінцями, завантаженої силою посередині

$$c = \frac{192EI}{l^3}. \quad (1.64)$$

Жорсткість сталеві ресори (прямолінійна одиночна ресора, що працює на згинання)

$$c = \frac{12EI}{l^3}, \quad (1.65)$$

де E – модуль пружності матеріалу ресори, Па;

I – момент інерції перетину (пакету одиночних ресор). Приведена жорсткість пакета, що визначається як сума жорсткостей усіх одиночних ресор, що утворюють пакет.

Крутильна жорсткість. Коефіцієнт жорсткості c , Н·м/рад

$$c = \frac{M_{\text{кр}}}{\varphi}, \quad (1.66)$$

де $M_{\text{кр}}$ - крутний момент що закручує вал на кут $\varphi = 1$ рад, тобто $M_{\text{кр}} = c\varphi$.

Жорсткість круглого перерізу вала, Н·м/рад,

$$c = \frac{GI_p}{l}, \quad (1.67)$$

де I_p – полярний момент інерції перерізу валу, $J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$, м⁴

d – діаметр валу, м;

l – довжина ділянки валу, що закручується, м.

Динамічна жорсткість гідросистеми

$$c = \frac{4\pi^2 m}{T^2} + \frac{\kappa}{m}, \quad (1.68)$$

де m – приведена до штоків гідроциліндру маса рухомих частин, кг;

T – період коливань, с;

κ – коефіцієнт демпфірування замкнутої гідросистеми, Н·с/м

$$\kappa = \frac{2m}{T} \ln \frac{a_i}{a_{i+1}},$$

тут (a_i і a_{i+1} – дві послідовні амплітуди напівперіодів коливань).

При розрахунках більш зручно користуватися коефіцієнтом піддатливості (надалі будемо називати піддатливістю). Загальна піддатливість деталі ($1/H \cdot m$) дорівнює сумі піддатливостей окремих її ділянок.

Піддатливість круглого валу

$$e = \chi \frac{l}{d^4}, \quad (1.69)$$

де $\chi = \frac{32}{\pi G}$; для валів, виготовлених з маловуглецевої сталі, $\chi = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{Н}$;

для сталі з великим вмістом вуглецю $\chi = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{Н}$.

Піддатливість круглого порожнистого вала

$$e = \chi \frac{l}{(1 - \alpha^4)d^4}, \quad (1.70)$$

де $\alpha = \frac{d_0}{d}$ – відношення внутрішнього діаметра d_0 до зовнішнього діаметра вала d .

Піддатливість конічної ділянки вала

$$e = \chi \frac{l}{d^4} \beta, \quad (1.71)$$

де $\beta = \frac{\alpha}{3}(1 + \alpha + \alpha^2)$;

$\alpha = \frac{d_0}{d_1}$ – відношення більшого діаметра конуса d_0 до меншого діаметра d_1 .

Піддатливість зубців зубчастих коліс можна визначити також за наближеною формулою, $1/H \cdot m$

$$e \approx \chi_3 \frac{10^{-6}}{bD_{п.к.}^2}, \quad (1.72)$$

де b – ширина зубця, м;

$D_{п.к.}$ – діаметр початкового кола колеса, м.

Для зовнішнього зачеплення зубців $\chi_3 = 280 \text{ м}^2/\text{Н}$, для внутрішнього - $\chi_3 = 250 \text{ м}^2/\text{Н}$,

При розрахунках необхідно враховувати піддатливість шпонкових і шліцевих з'єднань, а також піддатливість посадок. Загальна піддатливість системи послідовно з'єднаних деталей дорівнює сумі їх окремих податливостей, тобто

$$e_{\text{заг}} = \sum_1^n e_i. \quad (1.73)$$

У системах з редуктором жорсткості приводять до одного валу (найчастіше до вала ротора електродвигуна). Після розрахунку параметрів наведеної системи визначають динамічні навантаження в пружних зв'язках механізмів.

Розглянемо динамічні навантаження в двомасовій системі з лінійною жорсткістю c і масами m_1 і m_2 , на які діють рушійні сили P і сили опору Q (рис. 1.20). До такої системи можна привести механізми підйому, де жорсткість канатів поліспастів набагато менше жорсткості самого приводу. Під дією зовнішніх сил у несталий період у пружній системі виникають коливальні процеси.

Диференціальні рівняння руху мас у перехідний період роботи механізму

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c(x_1 - x_2) &= P \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c(x_1 - x_2) &= -Q \end{aligned} \right\} \quad (1.74)$$

де x_1, x_2 – переміщення, відповідно, першої і другої мас;

Q – приймають зі знаком мінус як силу опору.

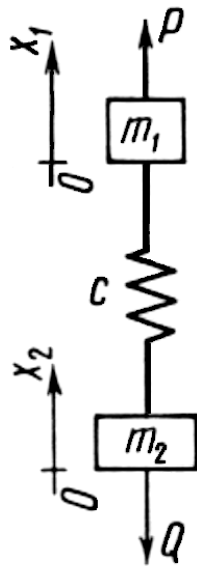


Рис. 1.20. Схема двомасової пружної системи при поступальному русі

У рівняннях (1.74) перші додатки – це сили інерції відповідної маси, другі – сили пружності в зв'язку. У правій частині рівняння – сили, що діють на систему в період несталої руху.

Помноживши перше рівняння на m_2 , друге – на m_1 і віднімаючи друге з першого та поділивши на $m_1 m_2$, одержуємо

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} c x = \frac{m_1 Q + m_2 P}{m_1 m_2}, \quad (1.75)$$

де $x = x_1 - x_2$ – різниця переміщень мас.

Диференціальне рівняння (1.75) характеризує деформацію пружної ланки або динамічне зусилля в ній, оскільки

$$P_d = (x_1 - x_2)c = c x. \quad (1.76)$$

Розв'язуючи рівняння (1.75) з врахуванням (1.76), одержимо

$$P_d = A \cos pt + B \sin pt + \frac{m_1 Q + m_2 P}{m_1 m_2}, \quad (1.77)$$

де A, B – постійні інтегрування або амплітуди коливань динамічних навантажень;

p – кругова частота власних коливань двомасової системи, c^{-1} ,

$$p = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}.$$

Період власних коливань

$$T = \frac{2\pi}{p}. \quad (1.78)$$

Для визначення постійних A і B необхідно встановити початкові умови:

$$t = 0, \quad \frac{dx}{dt} = 0, \quad P_d = 0 \quad \text{тоді}$$

$$A = -\frac{m_1 Q + m_2 P}{m_1 + m_2}, \quad B = 0.$$

Потім, підставивши постійні A і B у рівняння (1.77), одержимо формулу для визначення динамічних зусиль у пружному зв'язку

$$P_d = \frac{m_1 Q + m_2 P}{m_1 + m_2} (1 - \cos pt). \quad (1.79)$$

Постійну складову навантажень, що дорівнює сумі статичних та інерційних (від маси m_2) навантажень, визначаємо за формулою

$$P_{\Pi} = \frac{m_1 Q + m_2 P}{m_1 + m_2} = n_1 Q + n_2 P, \quad (1.80)$$

де $n_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2}$, $n_2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2}$ – коефіцієнти розподілу мас у системі.

Тоді рівняння (1.79) можна записати в такому вигляді

$$P_d = P_{\Pi} (1 - \cos pt). \quad (1.81)$$

Щоб показати, наскільки динамічні навантаження в пружних зв'язках перевищують величину статичних навантажень у період несталого руху, запишемо формулу (1.77) таким чином

$$P_d = Q + (P - Q)n_2(1 - \cos pt). \quad (1.82)$$

Максимальні значення амплітуд коливань навантаження в пружних зв'язках наступлять у момент $t = \frac{\pi}{p} = \frac{T}{2}$, коли $\cos pt = -1$, тобто при

$$P_{д \max} = Q + 2(P - Q)n_2 \quad (1.83)$$

Найменші навантаження будуть при $t = 0, \frac{2\pi}{p}$,

$$P_{д \min} = Q.$$

Якщо до початку пуску система знаходилась під навантаженням, то початкові умови мають вигляд

$$t_0 = 0; \quad \frac{dx}{dt} = 0; \quad P_{д} = Q. \quad (1.84)$$

Постійні A і B знаходимо з рівняння (1.77), підставивши початкові умови

$$Q = A + \frac{m_1 Q + m_2 P}{m_1 + m_2}, \quad B = 0. \quad \text{Звідси}$$

$$A = -\frac{m_2 P_{\text{надл}}}{m_1 + m_2} = -n_2 P_{\text{надл}},$$

де $P_{\text{надл}} = P - Q$.

Динамічні зусилля в пружному зв'язку

$$P_{д} = n_1 Q + n_2 P - n_2 P_{\text{надл}} \cos pt. \quad (1.85)$$

Становить практичне значення визначення динамічних зусиль у пружних зв'язках, коли сили опору наростають за визначений час за лінійною залежністю, а потім залишаються постійними. Такі випадки мають місце, наприклад, при підйомі вантажу з землі

$$Q \frac{t}{t_0} \text{ при } t = 0, \dots, t_0, \quad Q = \text{const} \text{ при } t \geq t_0, \quad (1.86)$$

де t_0 – час розвитку (наростання) навантаження.

Графік наростання навантажень показаний на рис. 1.21:

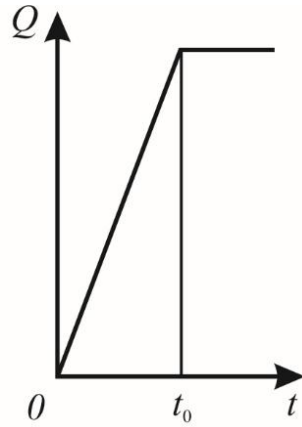


Рис. 1.21. Графік наростання навантажень

Динамічні навантаження в зв'язках після рішення диференціальних рівнянь з підстановкою значень Q можна виразити рівнянням

$$P_d = P_{\text{п}} + P_{\text{п}} \frac{\sin \frac{\pi t_0}{T}}{\frac{\pi t_0}{T}} \sin(pt + \varphi), \quad (1.87)$$

де $P_{\text{п}}$ – постійна складова пружних сил;

T – період власних коливань системи;

φ – фазовий кут.

Позначимо через $\lambda = \frac{t_0}{T}$ параметр навантаження системи.

Тоді рівняння (1.85) можна записати наступним чином

$$P_d = P_{\text{п}} + P_{\text{п}} \frac{\sin \pi \lambda}{\pi \lambda} \sin(pt + \varphi). \quad (1.88)$$

Амплітуда динамічних складових зусиль у пружних зв'язках залежить від швидкості наростання зовнішніх навантажень, або, точніше, від співвідношення тривалості наростання навантажень до періоду власних коливань системи.

Значення амплітуд динамічних зусиль можна визначити за допомогою коефіцієнта динамічності за формулою

$$k_d = 1 + \frac{\sin \frac{\pi t_0}{T}}{\frac{\pi t_0}{T}} = 1 + \frac{\sin \pi \lambda}{\pi \lambda}. \quad (1.89)$$

Графік залежності значень динамічного коефіцієнта у функції параметра навантаження показаний на рис. 1.22.

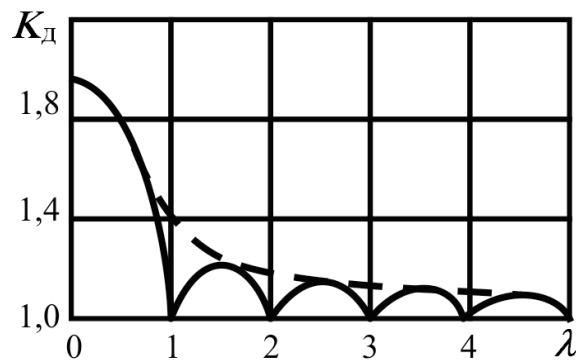


Рис. 1.22. Динамічний коефіцієнт в функції параметра навантаження

При $t_0 = 0,5T$ (на рис. 1.22 показано пунктиром)

$$k_d = 1 + \frac{T}{\pi t_0}. \quad (1.90)$$

При збільшенні часу наростання зовнішнього навантаження, амплітуда динамічних зусиль у зв'язках зменшується. При $\lambda \geq 5$ динамічні навантаження в пружних зв'язках механізму не перевищують декількох відсотків від статичних і ними можна знехтувати.

При миттєвому наростанні навантаження маємо: $t_0 = 0$; $k_d = 2$.

Приблизно можна визначити час наростання навантаження у механізмі підіймання

$$t_0 \approx \frac{y_{ст} + \lambda_{ст}}{V_0}, \quad (1.91)$$

де $y_{ст}$ – статичний прогин місця закріплення вантажного поліспасти;

$\lambda_{ст}$ – статичне подовження канатів поліспасти;

V_0 – швидкість відриву вантажу від землі.

При гальмуванні механізму підйому динамічні навантаження можуть досягати значних величин, які можна визначити за допомогою системи диференціальних рівнянь (1.74). У цьому випадку замість рушійних сил P необхідно підставити значення гальмової сили P_r , прикладеної до гальмового шківів.

У розрахунковій практиці широко використовується представлення механізмів ПТМ у вигляді систем, що складаються з дискретних (зосереджених) мас, з'єднаних невагомими пружними ланками. На рис. 1.23, а представлена розрахункова схема механізму підйому, де I_1, \dots, I_6 – моменти інерції ротора двигуна, муфти, зубчастих передач і барабана. Коефіцієнти жорсткості валів і каната позначені c_1, \dots, c_4 , маса вантажу – m_v , сила ваги вантажу – Q . До ротора двигуна прикладений момент двигуна $M_{дв}(t)$ або гальма $M_r(t)$. Схему механізму з обертовими масами і масами, що рухаються поступально, з метою спрощення розрахунку заміняють схемою, приведеною до вала двигуна (1.23, б). Приведення моментів інерції і мас здійснюється за умовою рівності кінетичних енергій мас, що приводяться ($I_1, \dots, J_6, m_{вант}$), і мас приведених ($I_1, \dots, J_{вант.п}$) елементів. Приведені коефіцієнти жорсткості ($c_1, c_2, c_{3п}, c_{4п}$) визначаються з умови рівності потенціальних енергій деформацій валів, канатів, канатів, інших ланок та їхніх аналогів, у наведеній до валу двигуна розрахунковій схемі. У вигляді ідентичних розрахункових схем також можуть бути представлені також інші механізми. У тому випадку, коли моменти інерції, маси, коефіцієнти жорсткості не змінюються, зв'язок між зовнішніми впливами $M_{дв}(t)$, $M_{вант}(t)$ і навантаженнями в пружних ланках може бути представлений у вигляді лінійного диференціального рівняння з постійними коефіцієнтами. У багатьох кранах ведуча (I_1) і ведена ($I_{вп}$) приведені маси є значно більшими проміжних, що дозволяє значно спростити розрахункову схему, звести її до двомасової схеми (1.23, в), де $I_1 = I_1$; $I_{II} = I_2 + I_3 + I_{4п} + I_{5п} + I_{6п} + I_{вп}$.

Приведений коефіцієнт жорсткості c визначається з умови заміни послідовно з'єднаних пружних ланок однією пружною ланкою.

На прикладі двомасової розрахункової схеми розглянемо методику складання залежності, що зв'язує деформацію φ і навантаження в пружній ланці $M_{\text{пр.н}}(t)$ із зовнішніми впливами $M_{\text{дв}}(t)$ і $M_{\Gamma}(t)$.

Позначимо φ_I і φ_{II} – кутові переміщення першої і другої мас. Пружна деформація ланки дорівнює різниці переміщень $\varphi = \varphi_I - \varphi_{II}$.

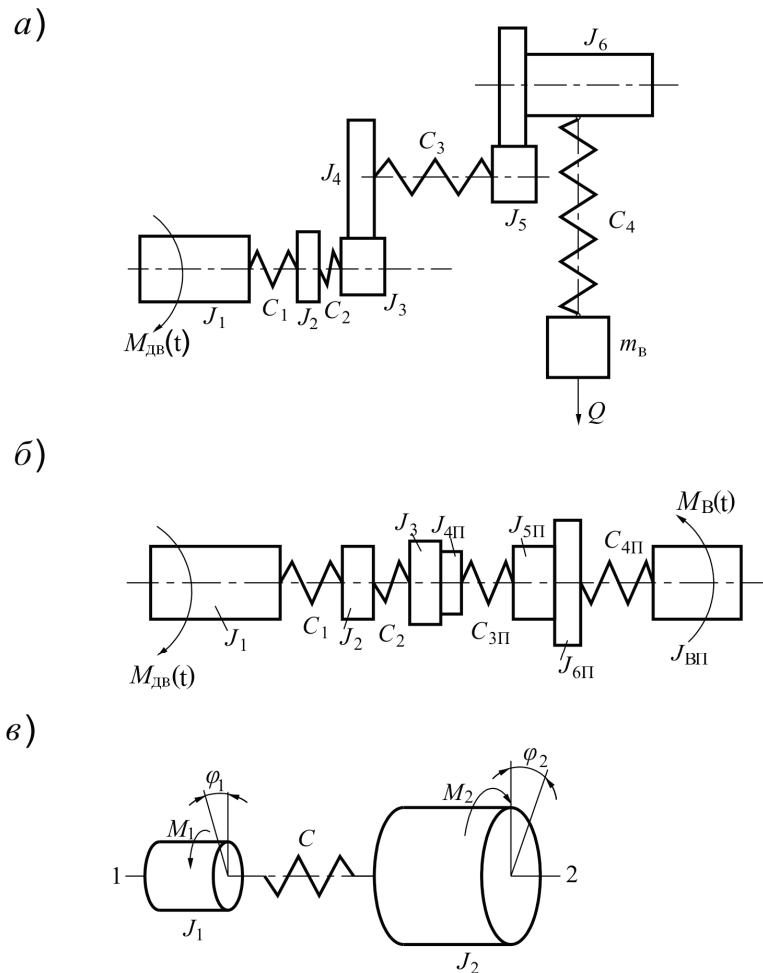


Рис. 1.23. Схема пружної системи при обертовому русі:
 а – початкова; б – приведена до вала двигуна; в – двомасова

Навантаження в пружній ланці

$$M_{\text{пр.н}}(t) = c\varphi = c(\varphi_I - \varphi_{II}). \quad (1.92)$$

Будемо вважати момент непружного опору, що викликає загасання коливань за гіпотезою в'язкого тертя¹, пропорційним швидкості зміни пружної деформації

$$M_H(t) = k\varphi = k(\varphi_I - \varphi_{II}), \quad (1.93)$$

де k — коефіцієнт пропорційності.

Відповідно з другим законом Ньютона рівняння руху першої маси

$$I_I \ddot{\varphi}_I = M_{дв}(t) - M_{пр.н}(t) - M_H(t), \quad (1.94)$$

рівняння руху другої маси

$$I_{II} \ddot{\varphi}_{II} = -M_B(t) + M_{пр.н}(t) + M_H(t). \quad (1.95)$$

Перетворивши рівняння руху (1.94) і (1.95) з урахуванням залежностей (1.74), (1.75) одержимо

$$\ddot{\varphi}_I + \frac{c}{I_I}(\varphi_I - \varphi_{II}) + \frac{k}{I_I}(\varphi_I - \varphi_{II}) = \frac{M_{дв}(t)}{I_I};$$

$$\ddot{\varphi}_{II} + \frac{c}{I_{II}}(\varphi_I - \varphi_{II}) + \frac{k}{I_{II}}(\varphi_I - \varphi_{II}) = -\frac{M_B(t)}{I_{II}};$$

$$\ddot{\varphi}_I - \ddot{\varphi}_{II} + \frac{c(I_I + I_{II})}{I_I I_{II}}(\varphi_I - \varphi_{II}) + \frac{k(I_I + I_{II})}{I_I I_{II}}(\varphi_I - \varphi_{II}) = \frac{M_{дв}(t)}{I_I} + \frac{M_B(t)}{I_{II}}.$$

Заміняючи різницю переміщень деформацією φ , одержимо звичайне неоднорідне лінійне диференціальне рівняння другого порядку

$$\ddot{\varphi} + \frac{k(I_I + I_{II})}{I_I I_{II}}\varphi + \frac{c(I_I + I_{II})}{I_I I_{II}}\varphi = \frac{M_{дв}(t)I_{II} + M_B(t)I_I}{I_I I_{II}}$$

або

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + \nu^2\varphi = f_3(t), \quad (1.96)$$

¹ Гіпотеза грузлого тертя використовується як зручний метод непрямого обліку фактора загасання коливань, що не претендує на розкриття фізичної сутності складного процесу розсіювання енергії коливань в елементах машин. Досвід розрахунків свідчить про допустимість застосування цієї теорії до кранів. Параметри загасання звичайно беруться з натурних випробувань машин, близьких по конструкції до машини, що розраховується.

де $n = \frac{k(I_I + I_{II})}{2I_I I_{II}}$ – параметр, що характеризує загасання коливань;

$\nu = \sqrt{\frac{c(I_I + I_{II})}{I_I I_{II}}}$ – кругова частота відповідної консервативної (що не має

загасання коливань) системи;

$f_3(t) = \frac{M_{дв}(t)I_{II} + M_B(t)I_I}{I_I I_{II}}$ – функція зовнішнього впливу.

Це рівняння описує коливальний процес, характерний для зміни деформації φ і навантаження у пружній ланці.

Для розрахунку динамічних навантажень у механізмах пересування, повороту і зміни вильоту стріли реальну систему доцільно також привести до крутильної розрахункової схеми (рис. 1.23, в). Для двомасової системи диференціальні рівняння руху мас, здійснюючих крутильні коливання, можна записати таким чином:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_2, \end{aligned} \right\} \quad (1.97)$$

де I_1 – загальний момент інерції обертових мас приводу (ротора, гальмового шківа, муфт), кг·м²;

I_2 – приведений момент інерції інших мас (поступальних або обертових частин крана), кг·м²;

φ_1, φ_2 – кути закручування першої і другої мас, рад;

c – приведена жорсткість лінії передач, Н·м/рад;

M_1 – пусковий або гальмовий момент електродвигуна (або гальма), Н·м;

M_2 – момент опору рухові механізму, Н·м.

Моменти інерції мас і силові моменти приводимо до вала двигуна. При нульових початкових умовах

$$t = 0, \frac{dM}{dt} = 0, M = 0, \quad (1.98)$$

момент сил пружності в лінії передач приводу

$$M = M_{\Pi}(1 - \cos pt), \quad (1.99)$$

де

$$M_{\Pi} = \frac{I_2 M_1 + I_1 M_2}{I_1 + I_2} = n_2 M_1 + n_1 M_2;$$

$$n_1 = \frac{I_1}{I_1 + I_2}; \quad n_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2}.$$

Аналогічним способом можна визначити динамічні навантаження при гальмуванні механізму, підставивши замість M_1 гальмовий момент M_{Γ} . Динамічні навантаження в механізмах при гальмуванні, як правило, є більшими, ніж при пуску приводу, особливо при використанні гальм з короткоходовим електромагнітом.

З рівняння (1.99) випливає, що максимальні значення моментів сил пружності в приводній лінії дорівнюють подвоєному значенню статичних і інерційних навантажень. Однак дійсні системи механізмів багатомасові, що мають зазори в з'єднаннях. Тому динамічні навантаження в їхніх приводних лініях можуть досягати великих значень, що перевищують у багато разів статичні навантаження від сил опору. Особливо інтенсивні коливання виникають у механізмі при різких гальмуваннях жорстким гальмом або противключенням двигуна.

Вплив зазорів на динамічні навантаження. Визначимо динамічні навантаження, що виникають при ударному навантаженні механізму внаслідок короткочасного розриву кінематичного ланцюга і співудару в зазорах зубчастих передач, муфт і т. ін. при пуску або реверсі приводу.

У двомасовій системі з зазорами під час пуску приводу на пружний зв'язок діє динамічний момент

$$M_{\text{д}} = M_{\Pi}(1 - \cos pt) + \frac{\omega_0 c}{p} \sin pt, \quad (1.100)$$

де $M_{\Pi} = n_1 M_2 + n_2 M_1$;

M_2 – статичний момент опору, прикладений до вала робочої машини;

M_1 – пусковий момент двигуна;

ω_0 – кутова швидкість співударяючих мас при виборі зазору, рад/с,

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2M_1\theta}{J_1}}, \quad (1.101)$$

θ – приведений кутовий зазор, рад;

p – частота власних коливань двомасової системи.

Вираз для динамічного моменту (1.100) можна представити у більш зручному для розрахунку вигляді

$$M_{\text{д}} = M_{\Pi}(1 - \cos pt) + \sqrt{2M_1\theta cn_2} \sin pt. \quad (1.102)$$

Перша складова являє собою динамічні навантаження від прикладення зовнішніх сил, друга – від ударів у зазорах. Амплітуда додаткових динамічних навантажень від пружних ударів у зазорах зростає залежно величини приведенного зазору по параболічній кривій.

При дії постійних зовнішніх навантажень ($k_{\text{д}} > 2$) за рахунок додаткових моментів сил пружності від ударів у зазорах

$$k_{\text{д}} = 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_0 c}{M_{\Pi} p}\right)^2} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2M_1 c n_2 \theta}{M_{\Pi}^2}}. \quad (1.103)$$

Якщо поступально рухома маса m_2 приводиться в рух через пружний зв'язок і відбувається замикання кінематичного ланцюга зі швидкістю v_0 , то максимальне зусилля в пружному зв'язку

$$P_{\text{max}} = v_0 \sqrt{m_2 c} + Q. \quad (1.104)$$

Такий випадок навантаження має місце при пуску приводу механізму підйому з підхопленням вантажу. Зменшення динамічних навантажень від ударів у зазорах на практиці досягають якісним виготовленням деталей, ретельним монтажем вузлів і поліпшенням пускових характеристик двигуна. Для зменшення пускового моменту електродвигуна в період вибору зазорів у

схемі керування деякими кранами передбачають передпускову ступінь, яка забезпечує малу початкову швидкість ротора, що знижує ударні дії на механізм.

Розгляд двомасової системи (рис. 1.23) з нелінійною жорсткістю приводить до системи рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + K \frac{d(x_1 - x_2)}{dt} + \delta(x_1 - x_2) &= P; \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - K \frac{d(x_1 - x_2)}{dt} - c(x_1 - x_2) &= -Q, \end{aligned} \right\} \quad (1.105)$$

де K – коефіцієнт нелінійного опору, що характеризує в'язкість системи. Вирішуючи рівняння (1.105) аналогічно (1.74), одержуємо

$$P_d = n_1 Q + n_2 P + v_0 \sqrt{c \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}} \exp\left(-\frac{\delta}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{2\pi}{\delta}\right), \quad (1.106)$$

де δ – логарифмічний декремент загасань;

$$\delta = \frac{K}{2} T = \ln \frac{a_i}{a_{i+1}} \quad (a_i \text{ і } a_{i+1} - \text{дві послідовні амплітуди коливань}).$$

Вібраційні навантаження кранів від вібраційного технологічного обладнання

Крім розглянутих вище коливань, що виникають у період несталого руху приводів механізмів, конструкції стрілових кранів можуть знаходитись під впливом вібраційних навантажень, обумовлених дією різного начіпного вібраційного технологічного обладнання на гаку, а саме:

- віброплит для ущільнення ґрунтів, дорожніх основ і покриттів;
- віброзанурювачів у режимі витягання шпунта з ґрунту при розбиранні шпунтових стінок з можливістю повторного його використання, обсадних проміжних колон для оголення фільтрів при улаштуванні шпар на воду, обсадних труб і фільтрових колон при ліквідації шпар на воду, ґрунту з труб, паль-оболонки і опускних колодязів при проходці шпар, інвентарних труб при

улаштуванні набивних бетонних і піщаних паль, плоского ґрунтозабірника в процесі устрою траншей при будівництві способом „стіна в ґрунті”, інвентарних плоских елементів при устрої тонких протифільтраційних завіс, а також при вібраційному глибинному ущільненні піщаного ґрунту просторовим робочим органом, вібраційному ущільненні набивних паль з використанням вібраційного устаткування та ін;

– вібробадей у технології виготовлення бетонних і залізобетонних будівельних конструкцій на підприємствах будіндустрії, а також при виробництві монолітних фундаментів, при крановій подачі бетонної суміші до місця укладання. При цьому для ефективного розвантаження бадді піддаються вібраційному впливу за допомогою вібраторів закріплених на їх поверхнях;

– гідровібраторів, для глибинного ущільнення пухких піщаних ґрунтів при будівництві гребель, дамб, виробництві глибинних зворотних засипань;

– віброголок і віброосердя при виробництві набивних порожнистих паль.

Використання стрілових будівельних кранів з вібраційним технологічним обладнанням на гаку приводить до змушених коливань усієї машини (коливання передаються через канати на конструкцію крана), що створює несприятливі умови праці операторів, погіршує їх функціональний стан, сприяє стомлюваності, знижує продуктивність праці і якість роботи, а тривала дія вібрації може привести до професійного захворювання.

Вплив вібрації на конструкцію крана і оператора

Вібраційні впливи з усіх видів механічних впливів, особливо для вантажопідйомних машин, найбільш небезпечні. Знакозмінні напруження, що викликаються вібрацією, сприяють накопиченню ушкоджень у матеріалі, появі тріщин як по зварних швах, так і по основному металу, втомленому від руйнування. Найбільш швидке руйнування конструкції настає при вібраційних впливах в умовах резонансних явищ. Тому при полігармонічних впливах,

найбільшу небезпеку становлять гармоніки, що можуть викликати резонанс конструкції крана та окремих його елементів.

Вібрації можуть викликати як руйнування, так і відмову машини. Метою віброзахисту вантажопідйомних кранів від впливу вібрацій, викликаних роботою вібраційного технологічного устаткування на гаку крана, є підвищення їх віброміцності і вібростійкості, тобто відсутність руйнування при вібрації і нормальне функціонування.

Припустимий рівень коливань кранів, обумовлений санітарно-гігієнічними умовами, визначається характером і інтенсивністю впливу коливань на оператора.

Вплив вібрації на людей може бути безпосереднім і непрямим. При безпосередньому впливі вібрації коливання передаються всьому тілу або окремим його частинам. При непрямому (візуальному) впливі – окремим предметам, що знаходяться в полі зору людини.

За способом безпосередньої передачі на людину вібрацію відповідно до ГОСТ 12.1.012 – 90 та Державних санітарних норм виробничої загальної та локальної вібрації ДСН 3.3.6.0.39-99 підрозділяють на загальну, що передається через опорні поверхні на тіло людини, і локальну, що передається через руки людини.

Оператори вантажопідйомних кранів з начіпним вібраційним технологічним устаткуванням на гаку зазнають комбінованого впливу вібрації – загальної і локальної.

Вібрація викликає порушення фізіологічного і функціонального стану людини. Стійкі шкідливі фізіологічні зміни називають вібраційною хворобою. Симптоми вібраційної хвороби проявляються у вигляді головного болю, оніміння пальців рук, болів у кистях і передпліччях, виникнення судорог, підвищення чутливості до охолодження, появи безсоння. При вібраційній хворобі виникають патологічні зміни спинного мозку, серцево-судинної системи, кісткових тканин і суглобів, змінюється капілярний кровообіг.

Функціональні порушення, пов'язані з дією вібрації на людину – оператора, виражаються в погіршенні зору, зміні реакції вестибулярного апарату (порушення координації рухів, виникнення галюцинацій, що стосуються до орієнтації тіла і т.п.), більш швидкій стомлюваності. Хворобливі відчуття від вібрації з'являються при прискореннях, що складають уже 5 % від земного прискорення сили ваги, тобто при $g = 0,05 \cdot 10 = 0,5 \text{ м/с}^2$. Особливо шкідливі вібрації з частотами, близькими до частот власних коливань тіла людини, більшість яких знаходиться в межах 6...30 Гц.

Резонансні частоти окремих частин тіла наступні (Гц):

Око	12...27
Горло	6...12
Грудна клітка.....	2...12
Ноги, руки	2...8
Голова	8...27
Лице і щелепи	4...27
Поперекова частина хребта	4...14
Живіт	4...12

Гігієнічні характеристики і нормування вібрації

Гігієнічне нормування вібрації, що діє на людину, служить для забезпечення вібробезпечних умов праці. Дія вібрації на організм людини визначається чотирма основними характеристиками вібраційного процесу: інтенсивністю, спектральним складом, тривалістю впливу, напрямком дії.

Показниками інтенсивності є середньоквадратичні або амплітудні значення віброприскорення, віброшвидкості або вібропереміщення, виміряні на робочому місці. При оцінці інтенсивності вібрації поряд з розмірними величинами використовують логарифмічну децибельну шкалу. Це пов'язано із широким діапазоном зміни параметрів, при якому вимір їх лінійною шкалою стає практично неможливим. Децибельна шкала є різновидом логарифмічної

шкали, по одній з осей якої відкладають децибели. Особливість цієї шкали – відлік її значень від деякого початкового рівня, названого граничним. Децибел – це не фізична величина, а математичне безрозмірне поняття, що характеризує відношення двох незалежних однойменних величин

$$L_{\Delta} = 20 \lg(\Delta/\Delta_0),$$

де Δ – вимірюваний кінематичний параметр вібрації (вібропереміщення, віброшвидкість, віброприскорення);

Δ_0 – початкове (граничне) значення відповідного параметра.

Для гармонічної вібрації з частотою f логарифмічні рівні вібропереміщення L_u і віброприскорення L_a визначаються через логарифмічний рівень віброшвидкості L_v :

$$L_a = L_v + 20 \lg f - 60; \quad L_u = L_v + 20 \lg f + 60.$$

Для стандартних граничних значень прийняті наступні величини параметрів вібрації: вібропереміщення $u_0 = 8 \cdot 10^{-12}$ м; віброшвидкості $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с; віброприскорення $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с².

Гігієнічну оцінку вібрації, що впливає на людину у виробничих умовах, відповідно до ГОСТ 12.1.012 – 90 та ДСН 3.3.6.0.39-99 виконують одним з наступних методів:

- частотним (спектральним) аналізом нормованого параметру;
- інтегральною оцінкою за частотою нормованого параметру;
- дозою вібрації.

Гігієнічною характеристикою вібрації є нормовані параметри, обрані залежно від прийнятого методу її гігієнічної оцінки.

При частотному (спектральному) аналізі нормованими параметрами є середні квадратичні значення віброшвидкості v , їхні логарифмічні рівні L_v або віброприскорення a для локальної вібрації в октавних смугах частот, а для загальної вібрації – в октавних або $\frac{1}{3}$ октавних смугах частот.

Співвідношення між логарифмічними рівнями віброшвидкості і віброприскорення і відповідно їхніми значеннями наведені в додатках 3 і 4 Державних санітарних норм ДСН 3.3.6.0.39-99.

Гранично допустимі рівні локальної і загальної вібрації (категорія 2, транспортно-технологічна) представлені у таблицях 3 і 7, а допустимий сумарний час дії локальної вібрації залежно від перевищення її гранично допустимого рівня і обмеження сумарного часу роботи в умовах дії вібрації протягом одногодинного вібраційного циклу представлені у таблицях 10 і 11 Державних санітарних норм ДСН 3.3.6.0.39-99.

Загальний спектр частот вібрації включає октавні частотні смуги із середньгеометричними значеннями частот: 1; 2; 4; 8; 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000 Гц. Вібрація з середньгеометричними частотами до 31,5 Гц належить до низькочастотної, з великими середньгеометричними частотами – до високочастотної.

Підвищену небезпеку для людини становить тривалий вплив вібрації із середньгеометричними значеннями частот 16...250 Гц.

Допустимі значення нормованих параметрів локальної вібрації для частот вище або нижче встановленого діапазону допускається визначати інтерполяцією.

Вібробезпечні умови праці повинні бути забезпечені:

- використанням вібробезпечних машин;
- застосуванням засобів віброзахисту, що знижують вплив вібрації на шляху її поширення.

Методи боротьби з впливом вібрацій

Відомі наступні методи боротьби з вібрацією: вібропоглинання, віброізоляція, динамічне гасіння або їх комбінація.

В і б р о п о г л и н а н н я засноване на властивостях деяких матеріалів поглинати коливання від джерела сили.

В і б р о и з о л я ц і я зводиться до ослаблення зв'язків між джерелом і об'єктом, що захищається, і заснована на введенні проміжних елементів, між джерелом вібрації й об'єктом, що захищається. Це дуже надійний і високоефективний спосіб боротьби з вібрацією.

Якість віброізоляції визначається ступенем віброізоляції, що дорівнює модулеві відношення амплітуди тіла, що захищається, до амплітуди джерела вібрації.

Віброізоляція у свою чергу підрозділяється на пасивну й активну.

П а с и в н а – коли як віброізолятор служать проміжні пружні елементи, що деформуються під дією джерела вібрації.

А к т и в н а – коли деформацією пружних елементів керує система автоматичного керування.

Д и н а м і ч н е в і б р о г а с і н я засновано на формуванні силових впливів, що передаються на об'єкт і полягає в приєднанні до об'єкта додаткової маси, яка змінює характер його коливань тобто, на застосуванні динамічних гасителів, які ще називають заспокоювачами, поглиначами, антивібраторами або просто гасителями коливань. Віброгаситель налаштований на одну частоту, являє собою масу, закріплену на пружних зв'язках (пружинах), при цьому власна частота додаткової приєднаної маси, повинна бути рівною частоті сили, яка створює коливання. Внаслідок чого приєднана маса приходить у резонансні коливання, а головна система, яку потрібно заспокоїти, припиняє коливальний рух.

Динамічні гасителі можуть бути конструктивно реалізовані на основі п а с и в н и х елементів (мас, пружин, демпферів) і а к т и в н и х, що мають власні джерела енергії.

Змушені коливання вібраційного технологічного устаткування на гаку крана з віброізолятором без демпфірування

Розглянемо одномасову механічну систему (рис. 1.24).

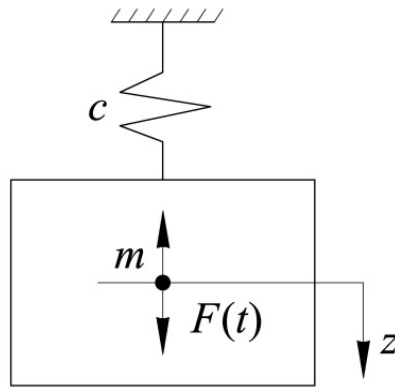


Рис. 1.24. Одномасова система

Диференціальне рівняння змушених вертикальних коливань розглянутої одномасової системи має вигляд

$$m\ddot{z} + cz = F(t), \quad (1.107)$$

де $F(t) = P \sin \omega t$,

тут $P = M_{\text{ст}} \cdot \omega^2$ – змушена сила вібратора,

де $M_{\text{ст}}$ – статичний момент маси дебалансів вібратора.

Для сталого процесу змушених коливань рішення рівняння (1.107) застосовується у вигляді $z = A \sin \omega t$.

Підставивши рішення в (1.107) одержимо алгебраїчне рівняння з невідомою амплітудою коливань

$$-mA\omega^2 \sin \omega t + cA \sin \omega t = P \sin \omega t. \quad (1.108)$$

Скоротивши на $\sin \omega t$ одержимо

$$-mA\omega^2 + cA = P \quad (1.109)$$

або

$$A(c - m\omega^2) = P,$$

і

$$A = \frac{P}{c - m\omega^2} = \frac{\frac{P}{c}}{1 - m\frac{\omega^2}{c}} = \frac{\frac{P}{c}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}. \quad (1.110)$$

Тут $\frac{P}{c} = z_{\text{ст}}$, тоді амплітуда коливань

$$A = \frac{z_{ст}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} \quad (1.111)$$

або розділивши вираз (1.111) на $z_{ст}$, одержимо формулу для визначення коефіцієнта динамічності κ_d при силовому збудженні

$$\kappa_d = \frac{A}{z_{ст}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}. \quad (1.112)$$

Очевидно, що відношення $\frac{A}{z_{ст}}$ являє собою синусоїду з амплітудою $\frac{1}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right|}$, що залежить від співвідношення частот коливань - змушеної до власної $\frac{\omega}{\omega_c}$.

Змушені коливання вібраційного технологічного устаткування з віброізолятором на гаку крана

Для кількісної оцінки ефекту віброізоляції проаналізуємо змушені коливання вібраційного технологічного обладнання, оснащеного віброізолятором (рис. 1.25). Якщо при цьому збуджувальні сили періодичні, то дослідження зручніше проводити методом головних координат. Ввівши шість головних координат z_i і відповідні до них узагальнені збуджувальні сили $P_i(t)$, ($i=1; 2; \dots; 6$), для визначення кінетичної і потенціальної енергії системи, що віброізолюється, дістанемо такі вирази (без урахування членів із взаємними добутками координат):

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m \dot{z}_i^2; \quad \Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c_i z_i^2.$$

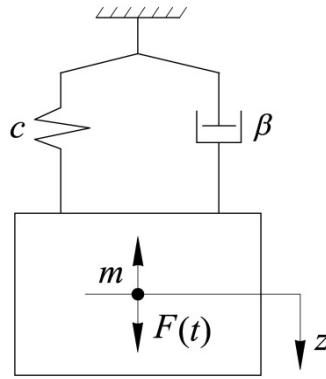


Рис. 1.25. Одномасова система з демпфером

При розгляді власних коливань віброізованого механізму часто нехтують демпфіруванням системи, вважаючи, що сили опору не настільки великі, щоб впливати на власні частоти системи. Однак демпфірування істотно впливає на ефективність віброізоляції та амплітуду коливань, особливо коли різниця між частотами збудження і частотами власних коливань системи порівняно мала (в зоні резонансу). Раніше було розглянуто два основних типи демпфірування, найпоширеніші в практиці віброізоляції: в'язке демпфірування і за рахунок внутрішнього поглинання енергії в матеріалі.

У разі в'язкого демпфірування дисипативна сила лінійно залежить від швидкості коливань. Енергію, що переходить у теплоту внаслідок дії сил загасання, можна описати функцією розсіяння, яку за аналогією з кінетичною і потенціальною енергією можна виразити в головних координатах

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \beta_i \dot{z}_i^2.$$

При цьому $\frac{\partial \Phi}{\partial z_i}$ – сила загасання, що діє по i -й головній координаті; β –

відповідний коефіцієнт в'язкого тертя. Згідно з рівнянням Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}_i} - \frac{\partial T}{\partial z_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_i} = P_i(t), \quad (i = 1 \dots n).$$

З урахуванням виразів для T, Φ, Π отримаємо одне диференціальне рівняння вимушених коливань вібраційного обладнання з віброізолятором за однією координатою (z)

$$m\ddot{z} + \beta\dot{z} + cz = P(t) \quad (1.113)$$

У разі демпфірування за рахунок внутрішнього поглинання енергії в матеріалі віброізолятора з рівнянь Лагранжа

$$m\ddot{z} + (1 + j\eta)c\dot{z} = P(t), \quad (1.114)$$

де η_i – коефіцієнт демпфірування матеріалу віброізолятора, пропорційний логарифмічному декременту коливань, який визначають експериментально.

Враховуючи те, що збуджувальна сила є гармонічною функцією часу маємо

$$P(t) = P_a \sin \omega t, \quad (1.115)$$

де ω – частота збудження

Тоді рівняння (1.113) і (1.114) відповідно матимуть вигляд

$$m\ddot{z} + \beta\dot{z} + cz = F_a \sin \omega t; \quad (1.116)$$

$$m\ddot{z} + (1 + j\eta)c\dot{z} = F_a \sin \omega t. \quad (1.117)$$

Записавши $F_a \sin \omega t$ у комплексній формі $F_a e^{j\omega t}$ знайдемо окремий розв'язок рівнянь (1.116) і (1.117) у вигляді $\tilde{z} = \tilde{z}_a e^{j\omega t}$, де \tilde{z}_a комплексна амплітуда зміщення. Підставивши цей розв'язок у рівняння (1.116) і (1.117), дістанемо співвідношення, що пов'язують комплексні амплітуди зміщення і збуджувальної сили для двох типів демпфірування:

$$\tilde{P}_a = \tilde{z}_a (c - m\omega^2 + j\omega\beta);$$

$$\tilde{P}_a = \tilde{z}_a (c - m\omega^2 + j\eta c).$$

Звідси знайдемо модулі сил для першого і другого випадків відповідно:

$$P_a = z_a \sqrt{(c^2 - m\omega^2)^2 + \omega^2 \beta^2}; \quad (1.118)$$

$$P_a = z_a \sqrt{(c^2 - m\omega^2)^2 + \eta c^2}. \quad (1.119)$$

У лінійних системах віброізоляції при вимушених коливаннях, які збуджуються зовнішньою гармонічною силою, всі елементи системи коливаються з частотою ω_i зовнішньої сили. Узагальнена сила, що діє на

опорну основу під віброізолятором у напрямі координати z_1 для першого випадку становить

$$P'_a = \frac{\partial \Pi}{\partial z} + \frac{\partial \Phi}{\partial z} = cz + \beta \dot{z}$$

або в комплексних амплітудах

$$\tilde{P}'_a = \tilde{z}_a (c + j\omega\beta).$$

Звідки модуль сили

$$P'_a = z_a \sqrt{c^2 + \omega^2 \beta^2}. \quad (1.120)$$

Для другого випадку

$$P'_a = \frac{\partial \Pi}{\partial z} = cz \sqrt{1 + \eta^2}. \quad (1.121)$$

Відношення сили, що діє на опорну основу з боку механізму при наявності віброізолятора, до відповідної сили, що діє на кран при жорсткому підвішуванні до нього вібраційного технологічного обладнання, позначимо через коефіцієнт вібропроникності γ . Тоді у разі в'язкого демпфірування матимемо

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{P'_a}{P_a} = \sqrt{\frac{c^2 + \omega^2 \beta^2}{(c - m\omega^2) + \omega^2 \beta^2}} = \\ &= \sqrt{\frac{1 + 4\mu^2 D^2}{(1 - \mu^2) + 4\mu^2 D^2}} = \sqrt{\frac{1 + 4\mu^2 \chi^2 / (4\pi^2 + \chi^2)}{(1 - \mu^2)^2 + 4\mu^2 \chi^2 / (4\pi^2 + \chi^2)}}. \end{aligned} \quad (1.122)$$

Тут $\mu = \omega / \omega_0$, де ω – частота збуджувальної сили; $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ – частота

власних коливань віброізольованої системи по головній координаті;

$D = \frac{\beta}{2m\omega_0} = \frac{\chi}{\sqrt{4\pi^2 + \chi^2}}$ – відносний коефіцієнт демпфірування коливань;

$\chi = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{mc}{\beta^2} - \frac{1}{4}}}$ – логарифмічний декремент загасання коливань системи в

напрямі головної координати. При демпфіруванні, що обумовлене внутрішнім

поглинанням енергії в матеріалі віброізоляторів, коефіцієнт вібропроникності визначається наступним чином:

$$\gamma = \frac{P'_a}{P_a} = \sqrt{\frac{1 + \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + \eta^2}} \quad (1.123)$$

Тут $\eta = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{\chi}{\pi}$ – коефіцієнт демпфірування (непружного опору) віброізоляторів, де ψ – коефіцієнт поглинання енергії матеріалом віброізоляторів.

Графіки залежностей (1.122) і (1.123) наведено на рис. 1.26, 1.27, відповідно. Штрихові криві, що позначають ефективність віброізоляції (EB), побудовані за формулою

$$EB = (1 - \eta)100, \quad (1.124)$$

де γ відповідає нульовому демпфіруванню $D = \eta = 0$.

Наведені криві для різних видів демпфірування мають аналогічний характер і дають змогу зробити такі висновки.

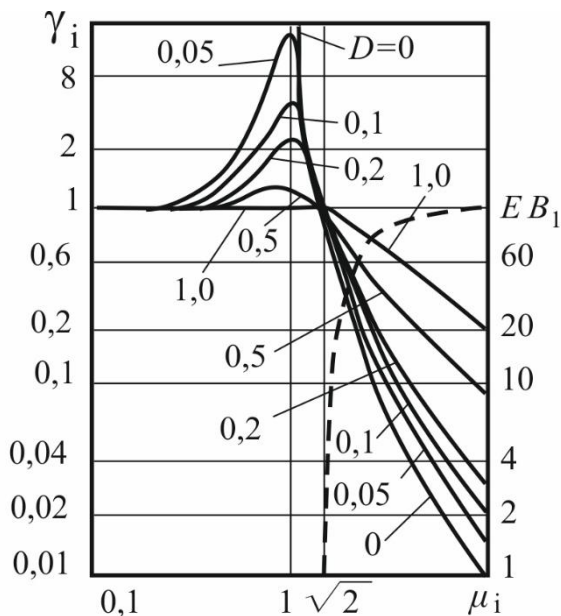


Рис. 1.26. Графік залежності $\lambda(\mu)$ при в'язку демпфіруванні

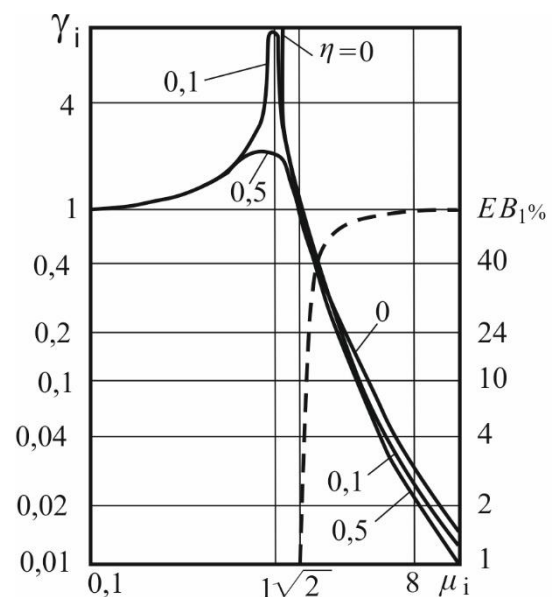


Рис. 1.27. Графік залежності $\lambda(\mu)$ при демпфіруванні внаслідок поглинання енергії у матеріалі віброізоляторів

1. Значення γ близьке до одиниці, якщо частота збудження ω є малою порівняно з частотою власних коливань системи, що ізолюється; при цьому застосування віброізоляторів недоцільне.

2. Коли власна частота віброізолюючої системи ω_0 майже збігається з частотою збудження ω (тобто відношення μ наближається до одиниці), коефіцієнт γ зростає і при малому демпфіруванні коливань набирає великих значень. Цей стан називається резонансом; при цьому тривала робота машини, що ізолюється, неможлива. Пружна система повинна бути виконана так, щоб виключалася можливість виникнення резонансу.

3. Віброізоляція при всіх значеннях коефіцієнта демпфірування буде ефективна тільки за умови, що $\mu > \sqrt{2}$.

4. Усі криві наближаються до нуля із збільшенням μ ; ефективність ізоляції при цьому підвищується. Починаючи з $\mu \approx 5$, крива стає пологою. Тому, якщо пружну систему зробити ще більш „м'якою” (тобто зменшити жорсткість), то ефективність ізоляції істотно не підвищиться. Цей висновок має практичне значення, оскільки вартість і габаритні розміри пружної ізолюючої системи збільшуються із зменшенням жорсткості.

5. При $\mu > \sqrt{2}$, що найчастіше буває на практиці, значення γ буде тим менше, чим менше демпфірування. Однак цей висновок справедливий тільки тоді, коли сили збудження є гармонічними функціями часу. Проте для багатьох машин збуджувальні сили мають не тільки гармонічні компоненти.

6. Велике демпфірування істотно знижує значення γ в зоні резонансу. Оскільки навіть правильно ізольована машина в режимах пуску-зупинки (перехідних режимах) може перебувати в зоні резонансу, то демпфірування завжди доцільне. Проте амплітуда коливань досягає великих значень тільки тоді, коли машина тривалий час працює в зоні резонансу. Фактичні амплітуди вібрації при перебуванні машини в зоні резонансу короткий час невеликі і навіть при повній відсутності демпфірування мають скінченні значення й

істотно залежать від швидкості проходження резонансної зони при виведенні машини в постійний режим. При великій швидкості вібраційні коливання не встигають сильно збільшитися. Ці коливання практично не шкідливі.

7. Як видно з аналізу кривих (рис. 1.26) демпфірування за рахунок внутрішнього поглинання енергії коливань у віброізоляторах у робочій зоні ($\mu > \sqrt{2}$) невелике. Криві, що відповідають нульовому ($\eta = 0$) і максимальному ($\eta = 0,5$), демпфіруванню майже збігаються. Тому нехтування демпфіруванням (за винятком випадків з резонансними гасителями) часто цілком виправдане, оскільки це значно спрощує розрахунки і не вносить в них істотних помилок.

Проаналізувавши резонансні криві, можна зробити такі практичні висновки. Раціональна ізоляція стаціонарного об'єкта з періодичним збудженням полягає у встановленні його на віброізолятори без додаткового демпфірування; при цьому оптимальне співвідношення частот становить $\mu = 2,5 \dots 5$. При $\mu = 2,5$ (D або η дорівнює нулю) ефективність віброізоляції $E_B = 81\%$; при $\mu = 3; 4; 5$ $E_B = 87,5\%; 93$ і 96% відповідно.

Отже, при правильній віброізоляції (тобто при $\mu = 2,5 \dots 5$) вплив на опорну основу динамічних збуджувальних сил (для стаціонарних машин) незначний. Тому правильно ізольований агрегат можна монтувати без спеціального фундаменту на віброізоляторах, які встановлюються безпосередньо на жорсткій основі (поверхневому перекритті, стінних кронштейнах та ін).

Динамічний гаситель коливань

У динамічному гасителі для гасіння коливань використовується явище антирезонансу.

Нехай мається найпростіша система з одним ступенем волі, що робить змушені гармонійні коливання з частотою ω . На рис. 1.28 ця система

представлена у вигляді вантажу масою m_1 на пружному зв'язку з жорсткістю на розтягнення (стискання) c_1 .

Якщо додатково приєднати до системи гаситель, що складається з додаткового елемента масою m_2 на пружному зв'язку жорсткістю c_2 , причому налаштувати гаситель так, щоб його власна частота дорівнювала ω , тобто

$$\sqrt{\frac{c_2}{m_2}} = \omega, \text{ рух вантажу масою } m_1 \text{ припиниться.}$$

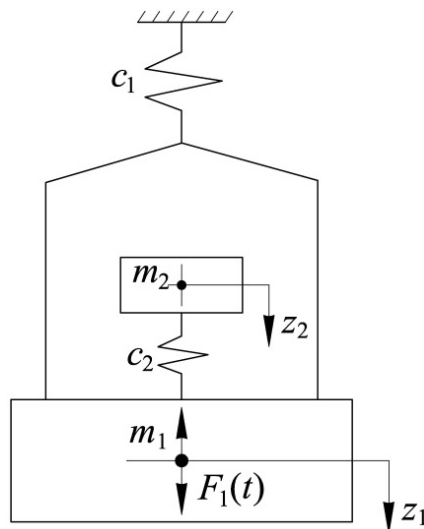


Рис. 1.28. Двомасова система з динамічним гасителем

Амплітуда A_2 коливань елемента гасителя може бути знайдена за умови, що сила інерції маси гасителя врівноважує змушену силу

$$A_2 = P_1/c_2 .$$

Простежимо поведження системи з динамічним гасителем при зміні частоти збудження ω . Якщо гаситель відключити, то амплітуда A_1 основної системи (вантаж) буде визначатися формулою

$$A_1 = A_0 \frac{1}{1 - \omega^2/\omega_0^2} ,$$

де

$$A_0 = P_1/c_1 ,$$

$$\omega_0^2 = c_1/m_1 .$$

Рівняння руху системи при включеному в систему гасителі:

$$\left. \begin{aligned} m_1 z_1 + (c_1 + c_2) z_1 - c_2 z_2 &= 0; \\ m_2 z_2 - c_2 z_1 + c_2 z_2 &= P_2 \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (1.125)$$

Задаючи переміщення вантажу і гасителя у формі $z_1 = A_1 \sin \omega t$, $z_2 = A_2 \sin \omega t$, підставляючи ці значення в рівняння (1.125) і вирішуючи отриману систему рівнянь відносно A_1 , A_2 знаходимо

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= A_0 \frac{1 - \omega^2 / \omega_r^2}{\left(1 - \omega^2 / \omega_{01}^2\right) \left(1 - \omega^2 / \omega_{02}^2\right)}, \\ A_2 &= A_0 \frac{1}{\left(1 - \omega^2 / \omega_{01}^2\right) \left(1 - \omega^2 / \omega_{02}^2\right)}. \end{aligned} \right\} \quad (1.126)$$

Тут $\omega_r = \sqrt{c_r / m_r}$ – частота настроювання гасителя; ω_{01} , ω_{02} – власні частоти двомасової системи,

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2\delta} \left[\omega_{01}^2 + \omega_r^2 (1 + m_2 / m_1) \pm \sqrt{\omega_{01}^4 - 2\omega_{01}^2 \omega_{02}^2 (1 - m_r / m_1) + \omega_{02}^4 (1 + m_r / m_1)^2} \right]$$

$$(\omega_{01} = \sqrt{c_1 / m_1}).$$

На рис. 1.29 показані криві залежності A_1 / A_0 від ω / ω_0 , обчислені при $\omega_{02} = \omega_{01}$; $m_2 / m_1 = 1/20$. На той же графік штриховими лініями нанесена резонансна крива для системи без гасителя.

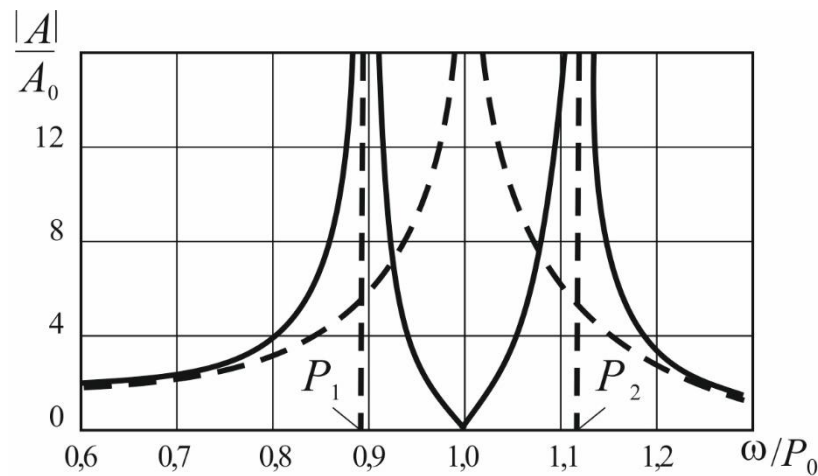


Рис. 1.29. Графік залежностей відношення амплітуд коливань A_1 / A_0 від ω / ω_0 : 1 – з динамічним гасителем; 2 – без динамічного гасителя

Як і очікувалося, завдяки установленню гасителя усуваються коливання основної системи при частоті $\omega = \omega_2$. Однак виникають резонансні коливання при $\omega = \omega_{01}$ і $\omega = \omega_{02}$. Таким чином, динамічний гаситель коливань ефективний, тільки якщо частота збудження ω є строго постійною. Усунути резонансні коливання з великими амплітудами при частотах ω_{01} і ω_{02} виявляється можливим, якщо ввести в конструкцію динамічного гасителя тертя. Це питання розглянуто нижче.

Динамічний гаситель коливань з тертям

Як приклад точного рішення, розглянемо задачу ефективності гасителя коливань із загасанням. Вище було встановлено, що динамічний гаситель коливань без загасання усуває коливання основної системи при частоті настроювання. Однак при цьому виникають нові резонансні частоти. Тому, якщо частота збудження не є строго визначеною, установлення гасителя не досягає мети. Цього недоліку позбавлений динамічний гаситель із загасанням.

Нехай основна система (рис. 1.30) складається з вантажу масою m_1 і пружини жорсткістю c_1 . На вантаж діє гармонійна сила $P_1(t) = P_1 \sin \omega t$ що збуджує коливання. Динамічний гаситель із загасанням являє собою додатковий вантаж m_2 , що з'єднується з основним вантажем пружиною жорсткістю c_2 і демпфером з коефіцієнтом в'язкого тертя β_2 .

Метою розрахунку є вибір оптимальних параметрів гасителя.

Наближене рішення цієї задачі методом головних координат (у припущенні про пропорційне демпфірування) привело б до висновку, що збільшення коефіцієнта тертя завжди є корисним, і що при $\beta_2 \rightarrow \infty$ коливання в системі не виникають. Але насправді це не так. При великому терті вантажі m_1 і m_2 рухаються спільно, демпфер не працює і система має необмежені амплітуди при резонансній частоті збудження

$$\omega_* = \sqrt{c/(m_1 + m_2)}. \quad (1.127)$$

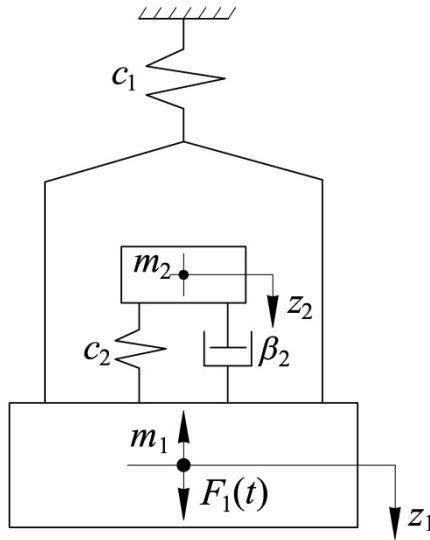


Рис. 1.30. Двомасова система з динамічним гасителем з демпфером

Для того, щоб одержати рішення задачі, справедливе при будь-яких значеннях β_2 , варто використовувати точний метод. Складемо рівняння руху системи:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + \beta_2 \dot{z}_1 - \beta_2 \dot{z}_2 + (c_1 + c_2)z_1 - c_2 z_2 &= P_1 t; \\ m_2 \ddot{z}_2 - \beta_2 \dot{z}_1 + \beta_2 \dot{z}_2 - c_2 z_1 + c_2 z_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.128)$$

Для рішення рівнянь (1.128) застосуємо метод комплексних амплітуд. Припустимо, що

$$\bar{P}_1(t) = P_0 e^{i\omega t}, \quad \bar{z}_1 = \bar{u}_1 e^{i\omega t}, \quad \bar{z}_2 = \bar{u}_2 e^{i\omega t}.$$

Після підстановки цих значень у рівняння (1.128) приходимо до системи лінійних рівнянь щодо комплексних амплітуд \bar{u}_1 і \bar{u}_2 :

$$\left. \begin{aligned} (c_1 + c_2 - m_1 \omega^2 + \beta_2 i \omega) \bar{u}_1 - (c_2 + \beta_2 i \omega) \bar{u}_2 &= P_0, \\ -(c_2 + \beta_2 i \omega) \bar{u}_1 + (c_2 - m_2 \omega^2 + \beta_2 i \omega) \bar{u}_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.129)$$

Звідси

$$\begin{aligned} \bar{u}_1 &= (P_0 / \Delta) (c_2 - m_2 \omega^2 + \beta_2 i \omega), \\ \bar{u}_2 &= (P_0 / \Delta) (c_2 + \beta_2 i \omega). \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta &= m_1 m_2 \omega^4 - [(m_1 + m_2) c_1 + m_1 c_2] \omega^2 + \\ &+ c_1 c_2 + i \beta_2 \omega [c_1 - (m_1 + m_2) \omega^2]. \end{aligned}$$

Комплексні величини \bar{u}_1 і \bar{u}_2 запишемо у формі $\bar{u}_1 = u_1 e^{-i\psi_1}$, $\bar{u}_2 = u_2 e^{-i\psi_2}$, де \bar{u}_1 і \bar{u}_2 – дійсні амплітуди коливань вантажів; ψ_1, ψ_2 – фази.

Формули для амплітуд можна привести до такого вигляду:

$$u_1 = u_0 \sqrt{\frac{(\delta^2 - \gamma^2)^2 + 4\mu^2 \gamma^2}{\left[(1 - \gamma^2)(\delta^2 - \gamma^2) - \varphi \delta^2 \gamma^2 \right]^2 + 4\mu^2 \gamma^2 (1 - \gamma^2 - \varphi \gamma^2)^2}}, \quad (1.130)$$

$$u_2 = u_0 \sqrt{\frac{\delta_4 + 4\mu^2 \gamma^2}{\left[(1 - \gamma^2)(\delta^2 - \gamma^2) - \varphi \delta^2 \gamma^2 \right]^2 + 4\mu^2 \gamma^2 (1 - \gamma^2 - \varphi \gamma^2)^2}}. \quad (1.131)$$

Тут $u_0 = P_0/c$ і введені безрозмірні параметри: $\gamma = \omega \sqrt{m_1/c}$ – відношення частоти збудження до власної частоти основної системи; $\delta = \sqrt{(c_2/m_2)(m_1/c_1)}$ – відношення частоти настроювання гасителя до власної частоти основної системи; $\varphi = m_2/m_1$ – відношення маси гасителя до маси основної системи.

Інтенсивність вязкого тертя характеризується безрозмірним параметром

$$\mu = (\beta/2m_2) \sqrt{m_1/c_1}.$$

Питання ефективності роботи віброгасителя залежить від раціонального вибору параметрів φ, δ, μ і детально розглянутий нижче в 5-му розділі даного посібника.

Найбільший інтерес являє дослідження залежності амплітуди u_1 основної маси від параметрів системи. Насамперед розглянемо залежність параметра u_1/u_0 від величини в'язкого тертя μ . При відсутності тертя $\mu = 0$ одержуємо

$$\frac{u_1}{u_0} = \left| \frac{\delta^2 - \gamma^2}{(1 - \gamma^2)(\delta^2 - \gamma^2) - \varphi \delta^2 \gamma^2} \right|.$$

Ця рівність (з урахуванням позначень) збігається з отриманим раніше для системи без тертя. Залежність u_1/u_0 від безрозмірної частоти збудження γ

має вигляд кривих 1 на рис. 1.29. Резонансні піки відповідають двом власним частотам системи.

При $\mu \rightarrow \infty$ з формули (1.130) одержуємо

$$\frac{u_1}{u_0} = \frac{1}{1 - (1 + \varphi)\gamma^2}. \quad (1.132)$$

Це рівняння резонансної кривої для системи з одним ступенем вільності.

Безрозмірна резонансна частота $\gamma = \sqrt{1/(1 + \varphi)}$, звідки $\omega_{\text{рез}} = \sqrt{c_1/(m_1 + m_2)}$, що відповідає спільному рухові вантажів m_1 і m_2 на пружині жорсткістю c_1 . Крива для $\mu \rightarrow \infty$ нанесена на рис. 1.31 штриховою лінією. На рис. 1.31 по рівнянню (1.130) побудовані криві для інших значень μ . (Розрахунки виконані для випадку $\delta = 1$, $\varphi = 1/20$.)

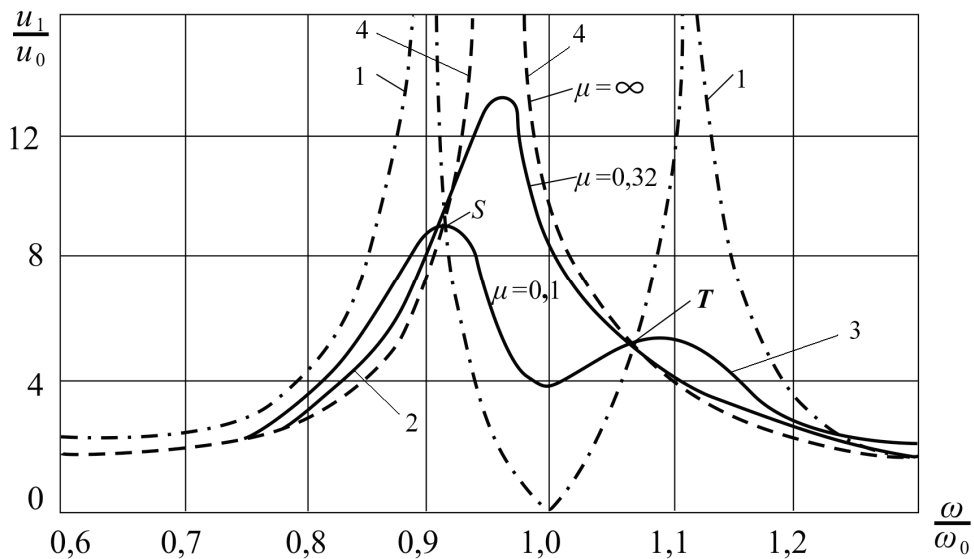


Рис. 1.31. Графік залежностей відношення амплітуд коливань A_1/A_0 від ω/ω_0 :
 1 – з динамічним гасителем без тертя; 2 і 3 – з динамічним гасителем з тертям;
 4 – з жорстким з'єднанням маси динамічного гасителя з основною масою системи
 (аналогічно одномасовій системі)

Усі ці криві перетинаються в двох точках S і T . Ці точки відповідають таким значенням γ , при яких перші і другі додатки в чисельнику і знаменнику формули пропорційні:

$$\frac{(\delta^2 - \gamma^2)^2}{1} = \frac{[(1 - \gamma^2)(\delta^2 - \gamma^2) - \varphi\delta^2\gamma^2]^2}{(1 - \gamma^2 - \varphi\gamma^2)^2}. \quad (1.133)$$

При цьому відношення u_1/u_0 не залежить від μ .

Оптимальна робота гасителя при даній його масі m_2 досягається, якщо точки S і T лежать на одній висоті, і коефіцієнт демпфірування обраний так, щоб в одній з цих точок амплітудно-частотна крива мала максимум (при цьому другий максимум кривої також лише досить незначно перевищує ординати точок S , T).

Щоб виконати першу з цих умов, необхідно налаштування демпфера вибирати так, щоб виконувалася умова

$$\delta = 1/(1 + \varphi).$$

При цьому ординати точок S і T складають

$$\frac{u_1}{u_0} = \sqrt{\frac{2 + \varphi}{\varphi}}. \quad (1.134)$$

Визначення оптимального значення μ є більш складним. При його виборі можна керуватися рис. 1.32. Тут по осі абсцис відкладене відношення мас $m_1/m_2 = 1/\varphi$, крива 2 визначає необхідний грузлий опір μ , крива 1 – максимальне значення u_1/u_0 , а крива 3 – відношення u/u_0 , де u – максимальне переміщення вантажу m_2 відносно m_1 (максимальне розтягнення пружини c_2).

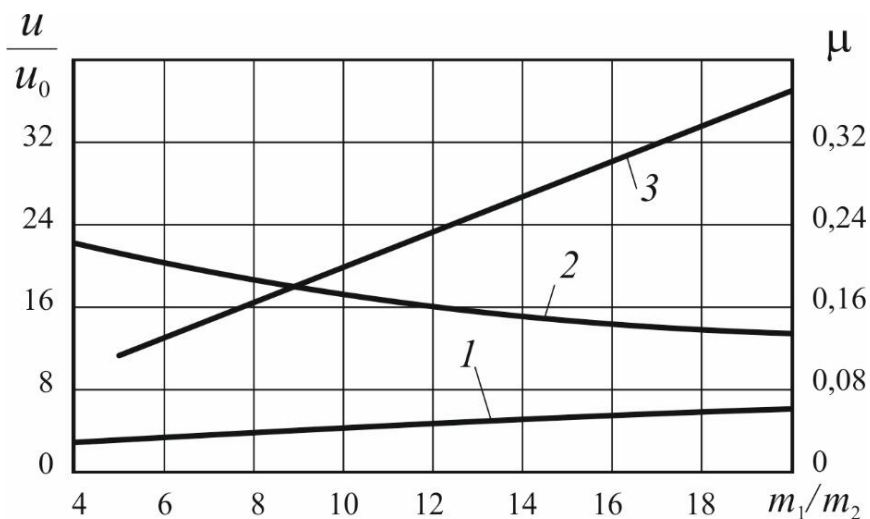


Рис. 1.32. До визначення оптимальної величини грузлого тертя демпфера

У наведеному розрахунку остаточні значення амплітуд вдалося представити у формульному вигляді внаслідок простоти системи, що розраховується (два ступені вільності). При застосуванні точного методу до розрахунку систем із в'язким тертям, що мають більше число ступенів вільності, основні труднощі полягають у рішенні рівнянь типу (1.129) з комплексними коефіцієнтами. Застосування обчислювальних машин дозволяє реалізувати обчислення і при великому числі ступенів вільності.

1.6. СТІЙКІСТЬ ПЕРЕСУВНИХ ВІЛЬНОСТОЯЧИХ СТІЛОВИХ КРАНІВ

Вільностоячі тіла можуть мати три стани: стійкий, нестійкий та байдужий. Стійкий стан – це коли тіло повертається в своє попереднє положення, якщо його вивести із цього стану, а потім зняти ті силові фактори, які спричинили цю дію. Нестійкий стан – це коли тіло, відповідно, не повертається в своє попереднє положення, а рухається далі після зняття силових факторів. Байдужий – це стан, коли тіло залишається в новому положенні після зняття силових факторів, що спричинили зміну положення.

Для пересувних вільностоячих стрілових кранів прийнятним є тільки стійкий стан.

Таким чином, стійкість – це здатність крана (системи) повертатись у своє попереднє положення після того, як він (вона) був виведений із цього стану будь-якими зовнішніми або внутрішніми діючими силами.

Відповідно до "Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів" крани повинні бути стійкими в робочому і не робочому стані.

При цьому розрахунки стійкості згідно з "Правилами ..." повинні проводитись за таких умов:

- при дії випробувального навантаження;
- при дії робочого вантажу (вантажна стійкість);
- при відсутності вантажу (власна стійкість);

- при раптовому зніманні навантаження;
- під час монтажу і демонтажу.

Для кожної умови крани повинні знаходитись у найбільш несприятливому положенні.

Розгляд фізичних основ стійкості наведено на основі аналізу проектних моделей, а саме, динамічної та математичної моделей вільностоячого крана.

Проектна модель – це єдиний засіб для проведення упереджувальних проектних експериментів над об'єктом із метою перевірки проектних рішень, знаходження можливих раціональних варіантів їх побудови, які забезпечують максимальний рівень якості без реального відтворення всієї сукупності проміжних варіантів.

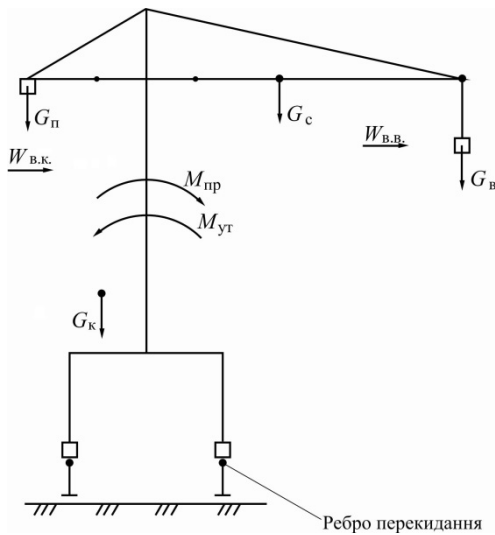
Динамічна модель утворюється на основі формалізованих складових, аналогічних моделюємому оригіналу у вигляді окремих мас з'єднаних пружними зв'язками, на які діють відповідні сили та моменти, що викликають коливання.

Математична модель утворюється на основі динамічної моделі аналогічної моделюваному оригіналу, по формалізованій математичній трактовці його сутності у вигляді математичних відносин (формул, рівнянь, матриць, функцій, алгоритмів машинних програм) доступних для дослідження математичними, аналітичними, чисельними або машинними методами.

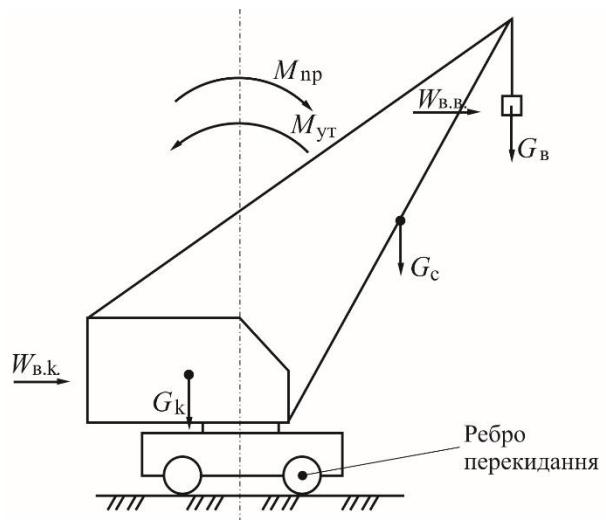
Для нашого випадку об'єкт, що моделюється, прийнятий у вигляді схем баштового і стрілового самохідного кранів (рис. 1.33).

Для обох об'єктів, що моделюються, складена динамічна модель у вигляді прямокутника (рис. 1.34) із приведеним моментом інерції $I_{пр}$, що відхиляється за годинниковою стрілкою навколо ребра перекидання та спирається на пружну опору із приведеною кутовою жорсткістю $C_{п}$.

При нахилу центр тяжіння (ц. т.) крана знаходиться під дією приведених до центра тяжіння сил утримуючих $G_{ут}$ та сил перекидаючих $P_{пр}$ та рухається по радіусу R .



а)



б)

Рис. 1.33. Схеми баштового (а) і стрілового самохідного (б) кранів:
 $M_{\text{ут}}$, $M_{\text{пр}}$ – моменти утримуючий і перекидаючий; $G_{\text{в}}$, $G_{\text{к}}$, $G_{\text{п}}$, $W_{\text{в.к.}}$, $W_{\text{вв}}$ – сили ваги вантажу, крана, протйваги, сили вітру на кран і вантаж

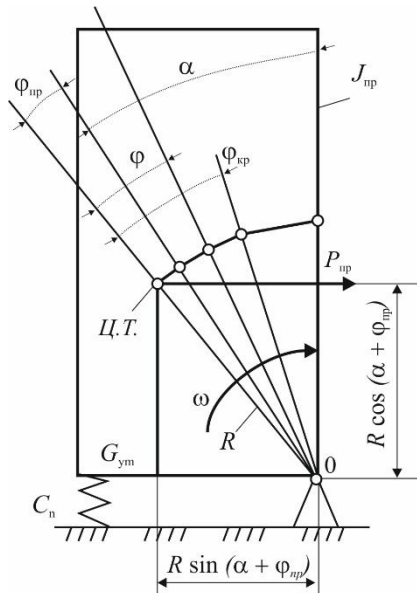


Рис. 1.34. Динамічна модель крана

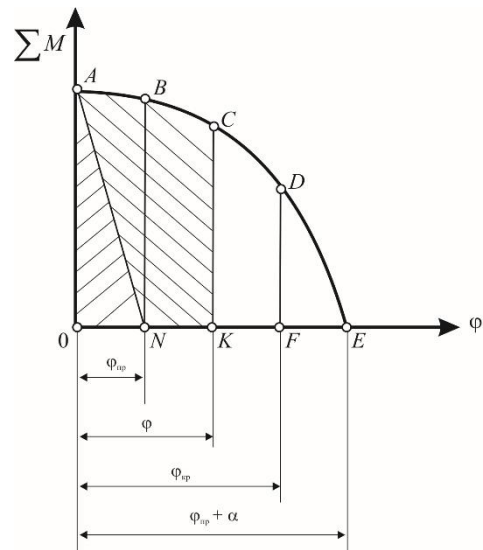


Рис. 1.35. Схема робіт утримуючих і перекидаючих

При цьому можна зафіксувати такі кути:

$\varphi_{\text{пр}}$ – кут повороту системи в рамках пружності основи;

α – кут повороту системи після відриву лівої опори від пружної основи до вертикальної площини, що проходить через ребро перекидання;

$\varphi_{кр}$ – критичний кут повороту, на який може повернутися система в межах $0 \leq \varphi_{кр} \leq \alpha + \varphi_{пр}$ під дією перекидаючих сил інерції без втрати стійкості;
 φ – поточний кут нахилу в межах $0 \leq \varphi \leq \varphi_{кр}$.

Для складання математичної моделі використаємо принцип механіки – принцип переміщень, а саме те, що при нахилі системи на певний кут робота сил утримуючих дорівнює роботі сил перекидаючих.

Якщо, відбувся нахил на кут φ , при цьому $\varphi_{пр} \leq \varphi \leq \varphi_{кр}$, то відбулись роботи сил утримуючих, перекидаючих та сил пружності.

Розглянемо роботу сил (рис. 1.35), використовуючи їх залежність від результуючого діючого моменту ΣM і кутів нахилу.

Роботи можуть бути виражені площами, S_i :

$S_{OAN} = A_{пр.\varphi_{пр}}$ – робота сил пружності при нахилі на кут $\varphi_{пр}$;

$S_{ABN} + S_{NBCK} = A_{прк.\varphi}$ – робота сил перекидаючих при нахилі на кут φ ;

$S_{OACK} = A_{ут.\varphi}$ – робота сил утримуючих при нахилі на кут φ ;

$S_{OADF} = A_{ут.\varphi_{кр}}$ – робота сил утримуючих при нахилі на кут $\varphi_{кр}$;

$S_{OAE} = A_{ут}(\alpha + \varphi_{пр})$ – робота сил утримуючих при нахилі на кут $(\alpha + \varphi_{пр})$, або повний запас роботи сил утримуючих.

Виходячи із наведеного, умова стійкості формулюється наступним чином: запас роботи сил утримуючих повинен бути більшим або рівним сумі робіт сил пружності і сил перекидаючих, яка являє собою математичну модель в загальному вигляді

$$A_{ут.\varphi_{кр}} \geq A_{пр.\varphi_{пр}} + A_{прк.\varphi} \quad (1.135)$$

Визначимо ці роботи:

$$A_{ут.\varphi_{кр}} = \int_0^{\varphi_{кр}} G_{ут} R \sin(\alpha + \varphi_{пр} - \varphi) d\varphi = G_{ут} R [\cos(\alpha + \varphi_{пр} - \varphi_{кр}) - \cos(\alpha + \varphi_{пр})], \quad (1.136)$$

$$A_{пр.\varphi_{пр}} = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{\varphi_{пр}} G_{ут} R \sin(\alpha + \varphi_{пр} - \varphi) d\varphi = \frac{1}{2} G_{ут} R [\cos \alpha - \cos(\alpha + \varphi_{пр})], \quad (1.137)$$

$$\begin{aligned}
A_{\text{прк.}\varphi} &= \frac{1}{2} \int_0^{\varphi_{\text{пр}}} P_{\text{пр}} R \cos(\alpha + \varphi_{\text{пр}} - \varphi) d\varphi + \int_{\varphi_{\text{кр}}}^{\varphi} P_{\text{пр}} R \cos(\alpha + \varphi_{\text{пр}} - \varphi) d\varphi = \\
&= \frac{1}{2} \int_0^{\varphi_{\text{пр}}} G_{\text{ут}} R \sin(\alpha + \varphi_{\text{пр}} - \varphi) d\varphi + \int_{\varphi_{\text{пр}}}^{\varphi} G_{\text{ут}} R \sin(\alpha + \varphi_{\text{пр}} - \varphi) d\varphi = \\
&= \frac{1}{2} G_{\text{ут}} R [\cos \alpha - \cos(\alpha + \varphi_{\text{пр}})] + G_{\text{ут}} R [\cos(\alpha + \varphi_{\text{пр}} - \varphi) - \cos \alpha]. \quad (1.138)
\end{aligned}$$

Підставивши (1.136), (1.137), (1.138) в (1.135) і одержимо рішення у вигляді

$$\cos(\alpha + \varphi_{\text{пр}} - \varphi_{\text{кр}}) \geq \cos(\alpha + \varphi_{\text{пр}} - \varphi). \quad (1.139)$$

Проаналізуємо рішення:

1. Якщо $\varphi_{\text{кр}} = \varphi_{\text{пр}}$, $\varphi < \varphi_{\text{пр}}$ або $\varphi = \varphi_{\text{пр}} - \Delta\varphi$, то $\cos\alpha > \cos(\alpha + \Delta\varphi)$, а це означає, що система стійка, відриву пружної опори від основи не буде. Така стійкість для кранів прийнятна.

2. Якщо $\varphi_{\text{кр}} = \varphi_{\text{пр}}$, $\varphi = \varphi_{\text{пр}}$, то $\cos\alpha = \cos\alpha$ – рівновага нестійка, для кранів неприйнятна.

3. Якщо $\varphi_{\text{кр}} < \alpha + \varphi_{\text{пр}}$, $\varphi < \varphi_{\text{кр}}$, або $\varphi_{\text{кр}} = \alpha + \varphi_{\text{пр}} - \Delta\varphi_1$, а $\varphi = \varphi_{\text{кр}} - \Delta\varphi_2 = \alpha + \varphi_{\text{пр}} - \Delta\varphi_1 - \Delta\varphi_2$, то $\cos\Delta\varphi_1 > \cos(\Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2)$ – рівновага стійка, але є відрив від основи, що неприйнятно для кранів.

4. Якщо $\varphi_{\text{кр}} = \alpha + \varphi_{\text{пр}} - \Delta\varphi_1$, $\varphi = \varphi_{\text{кр}}$, то $\cos 0 = \cos 0$, або $1 = 1$ – рівновага нестійка, є відрив опори від основи, що неприйнятно для кранів.

Визначимо кут φ в межах $0 \leq \varphi \leq \varphi_{\text{пр}}$.

Динамічна модель (рис. 1.36) також складена у вигляді прямокутника із приведеним моментом інерції $I_{\text{пр}}$, що опирається на шарнір (ребро перекидання - т. O) і пружну опору із приведеною жорсткістю C_n , на який діють моменти утримуючий $M_{\text{ут}}$, перекидаючий $M_{\text{прк}}$, пружності $M_{\text{пр}}$ та інерційний $M_{\text{ін}}$.

Математична модель складається на основі динамічної моделі із використанням принципу рівноваги, $\Sigma M = 0$

Тоді $M_{\text{ін}} + M_{\text{прк}} = M_{\text{ут}} - M_{\text{пр}}$ або

$$I_{\text{пр}} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + C_{\text{п}} \varphi = M_{\text{ут}} - M_{\text{прк}}. \quad (1.140)$$

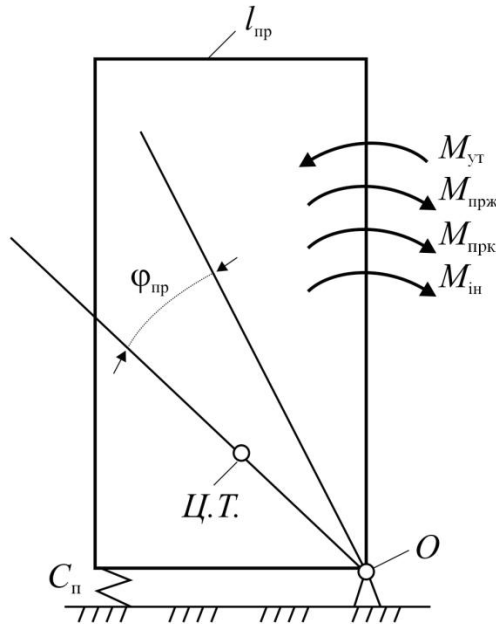


Рис.1.36 Динамічна модель для визначення кута нахилу φ

Рішення (1.140) при нульових умовах:

$t = 0, \varphi = 0, \dot{\varphi} = 0, \cos pt = 1, \sin pt = 0$ має вигляд

$$\varphi = \frac{M_{\text{ут}} - M_{\text{прк}}}{C_{\text{п}}} (1 - \cos pt), \quad (1.141)$$

де $p = \sqrt{\frac{C_{\text{п}}}{I_{\text{пр}}}}$ – частота коливань.

При $\cos pt = -1$ кут нахилу буде максимальним

$$\varphi_{\text{max}} = \frac{2(M_{\text{ут}} - M_{\text{прк}})}{C_{\text{п}}} \quad (1.142)$$

Тут слід мати на увазі, що значення кута нахилу одержано виходячи із відліку по розрахунковій схемі (рис. 1.36). Але слід враховувати, що до дії сил перекидаючих і інерційних діяли сили утримуючі, які нахилили систему вліво на кут пружності $\varphi_{\text{пр}}$. Тому, якщо робити відлік кута φ від цього положення, то фактичний кут нахилу слід записати у вигляді

$$\varphi = \varphi_{\text{пр}} - \frac{(M_{\text{ут}} - M_{\text{прк}})}{C_{\text{н}}}. \quad (1.143)$$

Значення кута пружності $\varphi_{\text{пр}}$ визначається з урахуванням розмірів колії K або бази B крана та пружного прогину опор (рис. 1.37).

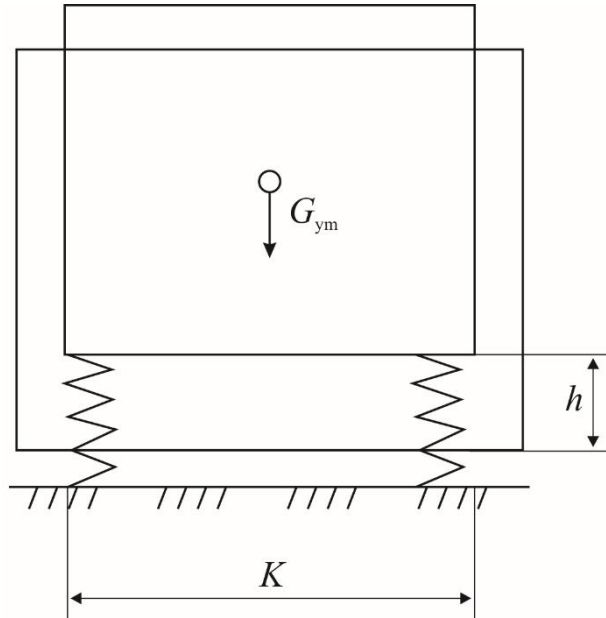


Рис. 1.37. Схема для визначення пружного кута нахилу $\varphi_{\text{пр}}$

За рис. 1.37 визначимо $\varphi_{\text{пр}}$:

$$\text{tg} \varphi_{\text{пр}} = \frac{2h}{K} \quad \text{або} \quad \varphi_{\text{пр}} = \text{arctg} \frac{2h}{K}. \quad (1.144)$$

Для визначення критичного кута нахилу динамічна модель прийнята також у вигляді прямокутника із приведеними утримуючими і перекидаючими силами (рис. 1.38) та позначеними відомими кутами: (рис. 1.38, а) - коли рівнодіюча сил проходить нижче ребра перекидання; (рис. 1.38, б) - коли рівнодіюча проходить через ребро перекидання.

За (рис. 1.38, а)

$$\varphi_{\text{кр}} = \alpha + \varphi_{\text{пр}} - \Delta\varphi, \quad (1.145)$$

а за (рис. 1.37, б)

$$\text{tg} \Delta\varphi = \frac{P_{\text{пр}}}{G_{\text{ут}}}, \quad \text{або} \quad \Delta\varphi = \text{arctg} \frac{P_{\text{пр}}}{G_{\text{ут}}} \quad (1.146)$$

Тоді (1.145) із урахуванням (1.146)

$$\varphi_{кр} = \alpha + \varphi_{пр} - \arctg \frac{P_{пр}}{G_{ут}}. \quad (1.147)$$

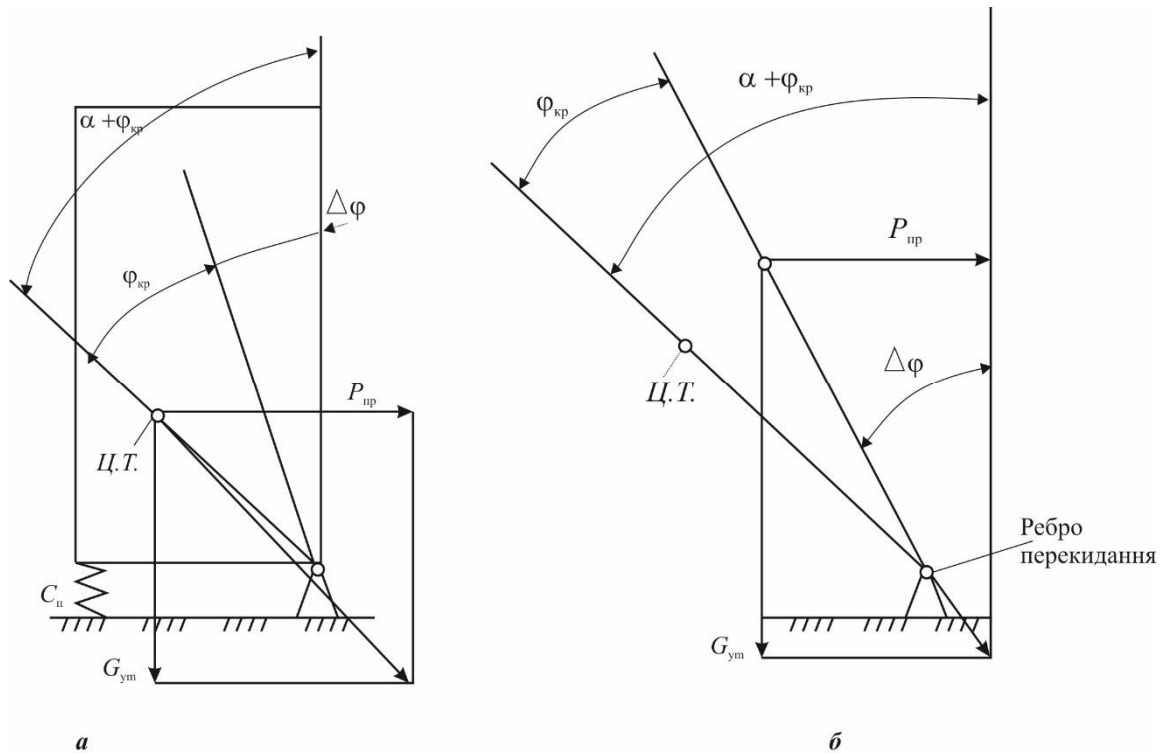


Рис. 1.38. Схеми для визначення критичного кута $\varphi_{кр}$: *a* – рівнодіюча сил проходить нижче ребра перекидання; *б* – рівнодіюча сил проходить через ребро перекидання

1.7. ВАНТАЖНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вантажопідіймальність стрілових кранів, як правило, змінна. Великим вильотам відповідають менші вантажопідіймальності. Постійним приймається вантажний момент при номінальній вантажопідіймальності на максимальному вильоті.

Вантажні характеристики (залежності вантажопідіймальності від вильоту і висоти підйому) будуються із врахуванням забезпечення достатньої стійкості проти перекидання, яка визначається згідно нормативної документації (НД) та розрахункових положень за “Правилами будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів.”

При випробуваннях крана стійкість повинна забезпечуватись при дії випробувального навантаження.

Розрахункове положення крана (рис. 1.33) передбачає, що він встановлений на горизонтальній площині, стріла розміщена перпендикулярно ребру перекидання. Тоді повинна задовольнятися умова, що момент сил утримуючих (момент від ваги крана) повинен бути більшим, ніж момент від сил перекидаючих (момент від випробувального вантажу)

$$M_{\text{ут}} \geq K \cdot M_{\text{в}}, \quad (1.148)$$

де $M_{\text{ут}}$ – момент утримуючий;

$M_{\text{в}}$ – момент перекидаючий від вантажу;

K – коефіцієнт, який враховує перевищення маси випробувального вантажу щодо номінальної вантажопідймальності. Значення коефіцієнту K приймається в практиці зарубіжного та вітчизняного кранобудування в межах $1,30 \leq K \leq 1,4$.

При навантаженні крана в робочому положенні мусить забезпечуватися вантажна стійкість

$$M_{\text{ут}} \geq K_{\text{в}} \cdot M_{\text{прк}}, \quad (1.149)$$

де $K_{\text{в}}$ – коефіцієнт, який враховує перевищення маси випробувального вантажу щодо номінального; у вітчизняній практиці приймається $K_{\text{в}} = 1,1$;

$M_{\text{прк}}$ – момент перекидаючий від статичних, інерційних, відцентрових, вітрових навантажень із врахуванням максимального значення кута нахилу.

Приймаючи, що

$$M_{\text{ут}} = M_{\text{о}} - M_{\text{с}}, \quad (1.150)$$

де $M_{\text{о}}$ – момент утримуючий крана, а саме, момент сил тяжіння крана відносно ребра перекидання (без врахування дії сил тяжіння стрілового обладнання);

$M_{\text{с}}$ – момент сил тяжіння стрілового обладнання відносно того ж ребра перекидання,

маємо:

$$M_{\text{о}} - M_{\text{с}} \geq K \cdot M_{\text{в}}; \quad (1.151)$$

$$M_{\text{о}} - M_{\text{с}} - M_{\text{дод}} \geq k_{\text{в}} \cdot M_{\text{в}}. \quad (1.152)$$

Або

$$M_{\text{о}} = K \cdot M_{\text{в}} + M_{\text{с}}; \quad (1.153)$$

$$M_o = k_B \cdot M_B + M_c + M_{\text{дод}}. \quad (1.154)$$

Залежності (1.153), (1.154) представлені на рис. 1.39 в координатних осях M_B і $(M_c + M_{\text{дод}})$. Для їх побудови приймаємо: якщо $M_c = 0$, або $M_c + M_{\text{дод}} = 0$, то тоді $M_B = M_o/K$, $M_B = M_o/K_B$. Точки В і С відкладаємо на осі координат.

З'єднавши точку А із точками В і С одержали прями, геометричне місце точок яких визначає співвідношення між моментами вантажів, стрілового обладнання і додаткових сил, при яких кран має запас вантажної стійкості без урахування і з урахуванням додаткових навантажень (наприклад $K = 1,4$; $K_B = 1,15$).

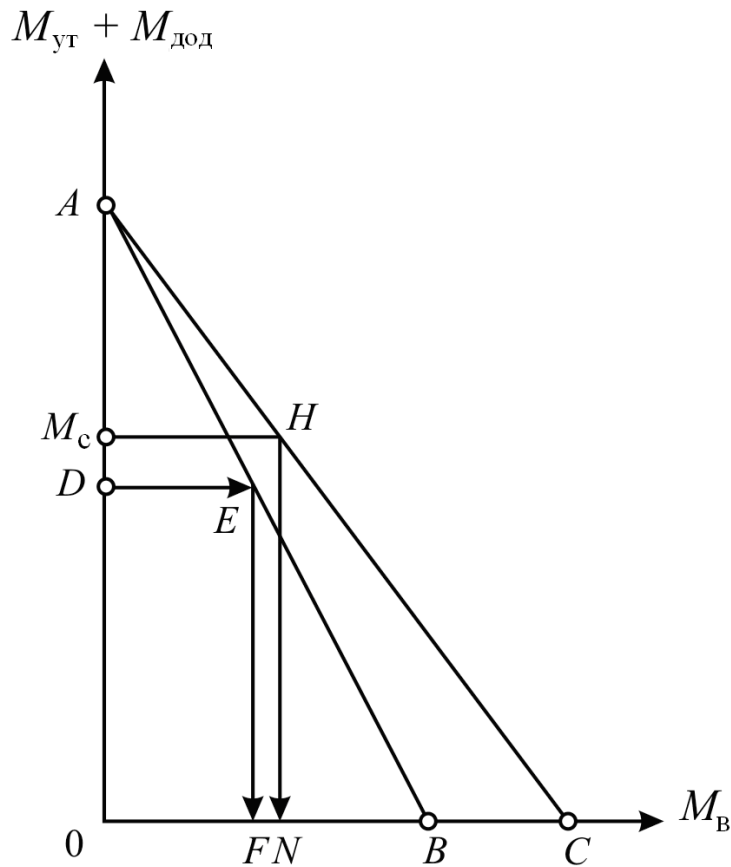


Рис. 1.39. Залежність вантажного моменту від діючих сил

Методика побудови граничних вантажних характеристик

Користуючись рис. 1.38 та залежністю (1.148), визначаємо утримуючий момент крана $M_{\text{ут}}$ і його значення у вибраному масштабі відкладаємо на осі ординат - точка А.

Величина утримуючого моменту ділиться на прийняте значення коефіцієнта K , а потім на значення коефіцієнта K_B . Результати відкладаємо на осі абсцис, точки В і С (вісь вантажних моментів, M_B).

Визначаючи момент сил тяжіння стрілового обладнання при прийнятому вильоті, наносимо його значення в масштабі на вісь ординат, точка D. Із точки D проводимо горизонталь до перетину із прямою АВ (точка E) і опустивши перпендикуляр на вісь абсцис, визначаємо значення вантажного моменту (точка F), який реалізується краном на даному вильоті, забезпечуючи співвідношення моменту утримуючого до вантажного.

Тоді значення ваги вантажу визначаємо як відношення вантажного моменту до значення вильоту

$$G_i = \frac{M_B}{R_i}, \quad (1.155)$$

де R_i – виліт при відповідному положенні стріли.

Момент від додаткових навантажень визначаємо за формулою (залежно від можливих одночасних вмикань механізмів і положення стріли)

$$M_{\text{дод}} = \frac{G_B n^2 L h}{900 n^2 H} + \frac{66(G_{\text{пр}} + G_B) n L h}{(900 - n^2 H) g t_3} + \frac{G_B V}{g t} (A - b) + \frac{G_B V_1}{g t_1} h + \frac{G_B V_1}{g t_1} h_1 + \frac{(G_{\text{пр}} + G_B) V_2}{g t_2} h + \frac{(G_{\text{пр}} + G_B) V_2''}{g t_2} (a - b) + W_p + W_1 p_1, \quad (1.156)$$

де G_B, G_K – вага вантажу і крана;

$G_{\text{пр}}$ – вага стріли, приведена до головки стріли;

H – відстань від голови стріли до центра ваги вантажу;

h – відстань від основи до голови стріли;

L – виліт вантажу;

n – число обертів крана за хвилину;

h_1 – вертикальна координата центра тяжіння крана;

V, V_1 – швидкість підйому вантажу і пересування крана;

V_2' , V_2'' – горизонтальна та вертикальна складові швидкості зміни вильоту крана;

A – виліт крана при його стоянці на горизонтальній основі;

b – відстань від осі обертання до ребра перекидання;

W , W_1 – вітрові навантаження на вантаж і кран;

ρ , ρ_1 – вертикальна координата вітрових навантажень W і W_1 .

Відклавши в масштабі суму моментів від ваги стріли M_c і додаткових $M_{\text{дод}}$ (точка М), проводимо горизонталь до перетину із прямою АС (точка Н). Опустивши вертикаль на вісь абсцис, визначаємо значення вантажного моменту (точка N), а потім вантажопідіймальність згідно з формулою (1.155).

Порівнюючи значення одержаних вантажопідіймальностей, приймаємо менше значення. Оптимальним буде випадок, коли вантажопідіймальність в обох випадках буде однаковою.

Для коротких стріл визначальним є значення вантажопідіймальності визначене із використанням прямої АВ, а для довгих стріл – прямої АС (із врахуванням додаткових навантажень).

Кінцеві значення вантажопідіймальностей крана приймаються із врахуванням міцності деталей, механізмів, стрілового обладнання, опорних конструкцій та ін.

1.8. ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ ПРИВОДІВ

У будь-якому приводі механізму крана завжди діють два моменти: момент, який розвиває двигун і моменти від сил опору, які залежать від технологічних навантажень, сил тертя, вітрових та інших навантажень. Момент і кутова швидкість двигуна можуть співпадати по напрямку – режим двигуна, а можуть мати протилежний напрямок – режим гальмування.

Обидва режими застосовуються в кранах. Наприклад для механізму підйому вантажу момент статичного опору є гальмуючим і двигун працює в режимі двигуна; при опусканні вантажу момент опору є рухаючим, тому

двигун працює в гальмовому режимі, якщо момент, який створює вантаж, є більшим від моменту сил тертя в передачі (гальмовий спуск).

Електропривод. На стрілових самохідних та баштових кранах застосовують трифазні електродвигуни змінного струму з фазним ротором (з контактними кільцями) та короткозамкнені, або електродвигуни постійного струму в швидкопрохідному замкненому виконанні з природним охолодженням. Вони мають високу механічну міцність робочих деталей і підвищену електричну міцність ізоляції обмоток та інших елементів, і можуть працювати при температурі навколишнього середовища від -45°C до $+40^{\circ}\text{C}$.

Єдині серії кранових електродвигунів з контактними кільцями МТФ, МТН, 4МТН та короткозамкнених МТКФ, 4МТКН призначені для приводу механізмів, робота яких характеризується короткочасним і повторнокороткочасним режимами. Двигуни МТФ і МТКФ розраховані на високу температуру нагрівання і відрізняються від інших меншими габаритами та масою.

Двигуни постійного струму серій Д, МП, ДП установлюють на кранах із важкими умовами роботи, де потрібне плавне та глибоке регулювання швидкості.

Усі кранові двигуни характеризуються підвищеною перевантажувальною здатністю, великими пусковими моментами при порівняно невеликих пускових струмах і малою тривалістю розгону та відношенням пускових моментів до номінальних в межах $2,3 \dots 3,2$.

Умовно розрахунок електродвигуна можна розділити на три етапи: попередній, на нагрівання та на перевантаження.

Перший етап – попередній розрахунок і вибір двигуна за статичною потужністю, P , кВт на основі статичного технологічного навантаження в період сталого руху

$$P = \frac{F_{\text{ст}} V}{\eta_{\text{м}}}, \quad (1.157)$$

де $F_{\text{ст}}$ – статичне зусилля, кН;

V – швидкість руху, м/с,

або за виразом

$$P = \frac{M_{\text{ст}} \omega}{\eta_{\text{м}}}, \quad (1.158)$$

де $M_{\text{ст}}$ – статичний момент опору, кН·м;

ω – кутова швидкість ротора двигуна, с⁻¹;

$\eta_{\text{м}}$ – загальний ККД механізму, який залежить від ККД усіх ланок механізму

$$\eta_{\text{м}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3. \quad (1.159)$$

Значення ККД окремих ланок вибирають за довідниками із врахуванням фактичного навантаження відносно номінального.

Другий етап – визначення середньоквадратичного (еквівалентного) навантаження згідно графіків навантаження і на його основі перевірка на нагрівання за струмом, або за моментом.

Середньоквадратичне значення струму визначають за формулою

$$I_{\text{е}} = \frac{\sqrt{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \dots + I_n^2 t_n}}{T_{\text{ц}}} = \frac{\sqrt{\sum I_i^2 t_i}}{T_{\text{ц}}}, \quad (1.160)$$

де I_1, I_2, \dots, I_n та t_1, t_2, \dots, t_n – відповідно сила струму та час роботи протягом циклу $T_{\text{ц}}$ за навантажувальною діаграмою.

Для двигунів, що працюють на сталій частині механічної характеристики, замість середньоквадратичного струму визначають середньоквадратичний момент за діаграмою

$$M_{\text{е}} = \frac{\sqrt{\sum M_i^2 t_i}}{T_{\text{ц}}},$$

де M_i – відповідний момент на діаграмі.

Третій етап вибору двигуна – визначення його перевантажувальної здатності за максимальним моментом короткочасного навантаження

$$\psi_{\text{max}} = \frac{M_{\text{д. max}}}{M_{\text{н}}} = \frac{M_{\text{ст}} + M_{\text{д}}}{M_{\text{н}}} \leq [\psi].$$

У загальному випадку рівняння руху електроприводу має вигляд

$$M_{п.ср} - M_{ст} = I \frac{d\omega}{dt}, \quad (1.161)$$

де $M_{п.ср}$ та $M_{ст}$ – середній пусковий момент двигуна і момент статичного опору, Н·м.

$$M_{п.с.} = \frac{M_{п.маx} + M_{п.мін}}{2} \text{ або } M_{п.с.} = \frac{M_{п.маx} + 1,1M_H}{2}, \quad (1.162)$$

де $M_{п.маx}$ – максимальний пусковий момент (рис. 1.40);

$M_{п.мін}$ – мінімальний пусковий момент;

M_H – номінальний момент;

ω – частота обертання валу двигуна, с⁻¹;

I – момент інерції деталей на валу двигуна, які обертаються із кутовою швидкістю ω , кг·м².

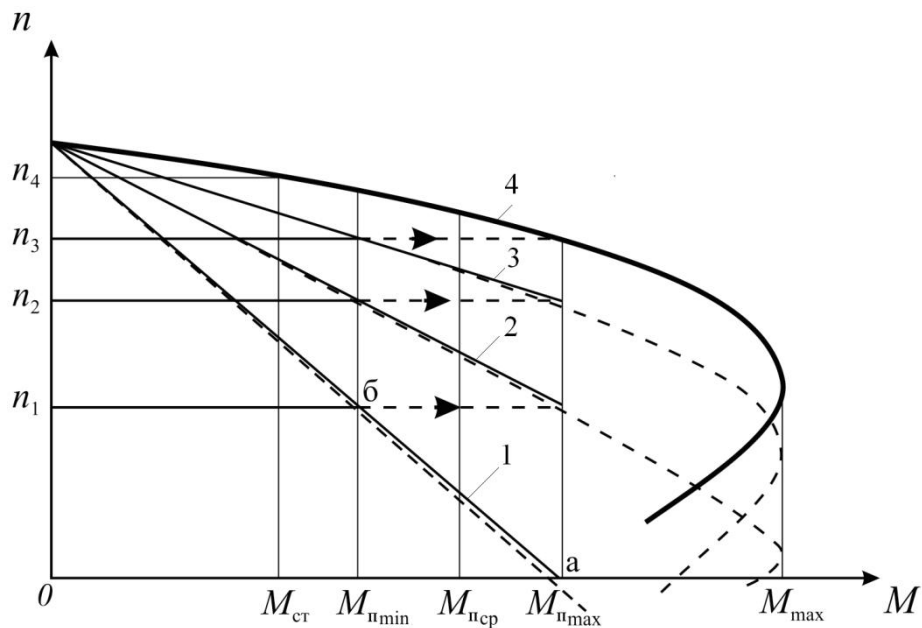


Рис. 1.40. Схема розгону механізму із приводом від електродвигуна із фазовим ротором:
1, 2, 3 – механічні характеристики із різними включеними опорами в ланцюгу ротора;
4 – механічна природна характеристика

Звичайно рівняння руху складаються для двигуна. В цьому випадку статична потужність $N_{ст}$, приведена до вала двигуна, і статична потужність виконавчого механізму $N'_{ст}$ пов'язані загальним ККД передачі η , а саме

$$N_{ст} = \frac{N'_{ст}}{\eta} \text{ для режиму двигуна і } N_{ст} = N'_{ст} \cdot \eta \text{ для гальмового режиму.}$$

При відомому моменті статичного опору $M'_{\text{ст}}$ на валу виконавчого механізму і при частоті його обертання ω маємо

$$N'_{\text{ст}} = M'_{\text{ст}} \omega \text{ або } N'_{\text{ст}} = P V, \quad (1.163)$$

де $M'_{\text{ст}}$ – в кН·м; P – в кН; ω в с^{-1} ; V – в м/с.

Тоді для режиму двигуна момент на валу двигуна

$$M_{\text{ст}} = \frac{M'_{\text{ст}}}{u_3 \eta}, \quad (1.164)$$

де $u_3 = \frac{n}{n_1}$ – загальне передавальне число механізму;

n – частота обертання валу двигуна, хв^{-1} ;

n_1 – частота обертання валу виконавчого механізму, хв^{-1} .

Приведений до валу двигуна момент інерції мас, що рухаються, визначають із умови рівності кінетичних енергій системи механізму і приведеної системи

$$I \frac{\omega^2}{2} = I_{\text{д}} \frac{\omega^2}{2} + I_1 \frac{\omega_1^2}{2} + \dots + I_{\text{к}} \frac{\omega_{\text{к}}^2}{2} + m_1 \frac{V_1^2}{2} + \dots + m_i \frac{V_i^2}{2}, \quad (1.165)$$

де I – момент інерції мас системи, приведений до валу двигуна;

$I_{\text{д}}$ – момент інерції мас, які обертаються із кутовою швидкістю ω (момент інерції ротора двигуна і інших деталей);

$I_1, \dots, I_{\text{к}}$ – моменти інерції мас, що обертаються відносно осей 1, 2, ... к із швидкостями $\omega_{\text{к}}$;

m_1, \dots, m_i – маси деталей, які рухаються поступально із швидкостями V_1, \dots, V_i .

Якщо відомий маховий момент GD^2 (за довідковими даними електродвигунів, муфт та інших деталей), то момент інерції, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ визначається наступним чином

$$I = \frac{GD^2}{4g}, \quad (1.166)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Залежність частоти обертання ротора двигуна від величини моменту, який він розвиває, визначається механічною характеристикою двигуна (рис. 1.41), яка може бути абсолютно жорсткою (пряма 1), коли при зміні моменту швидкість залишається постійною; жорсткою (крива 2), коли при зміні моменту швидкість замінюється незначно; м'якою (пряма 3), коли при зміні моменту значно змінюється швидкість. Розрізняють природні і штучні механічні характеристики. Останні мають місце при включенні в коло ротора додаткових елементів опору.

При жорсткій механічній характеристиці стійкість роботи виконавчих механізмів із заданою швидкістю більш висока, ніж при м'якій. Степінь жорсткості механічних характеристик визначається коефіцієнтом $\beta = \frac{dM}{dn}$.

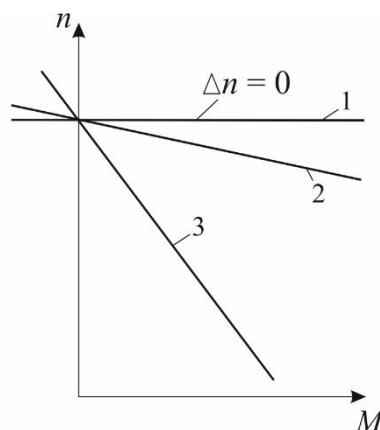


Рис. 1.41. Типи механічних характеристик двигуна: 1 – абсолютно жорстка; 2 – жорстка; 3 – м'яка

Оскільки при усталеному режимі роботи $M = M_{ст}$, то при відомих межах зміни моменту статичного опору можливо визначити межі зміни швидкості двигуна по його механічній характеристиці.

У кранових двигунів змінного і постійного струму розрізняють три режими: противключення, генераторний і динамічного гальмування.

Режим противключення – це коли ротор двигуна обертається в напрямку, протилежному напрямку обертання його в режимі двигуна. У цьому випадку двигун працює в режимі генератора, перетворюючи, наприклад, потенційну енергію вантажу, що опускається, в електричну, яка у відповідних елементах

опорів кола ротора перетворюється у теплову енергію. Недоліком цього режиму є те, що механічні характеристики двигуна є дуже м'якими, а тому швидкість залежить від навантаження.

Генераторний режим із віддачею енергії в мережу, при якому двигун обертається в тому ж напрямку, що і в режимі двигуна, але із швидкістю вище синхронної. Такий режим роботи може виникнути в приводах механізмів пересування крана при сильному потужному вітрі, в результаті чого при певній силі вітру момент M_{cm} змінює напрямок і з гальмового перетворюється в режим двигуна. Генераторний режим роботи двигуна із поверненням енергії в мережу використовується для гальмівного спуску вантажу. Переваги цього режиму в його економічності, а недоліки – в тому, що неможливо одержати швидкості менші, ніж на природній характеристиці двигуна.

Режим динамічного гальмування, при якому обмотки статора відключаються від мережі трьохфазного струму і підключаються до джерела постійного струму. Використовується він частіше для зупинки двигуна і може бути використаний також для одержання певної сталої швидкості, наприклад, при опусканні вантажу. Однією із причин, що обмежує його використання, є відсутність низковольтних джерел постійного струму для живлення кола статора. Це питання вирішується із використанням напівпровідникових приладів.

Пусковий і критичний моменти асинхронного двигуна пропорційні квадрату напруги, тому при падінні напруги в мережі навантажувальна здатність в пусковий момент значно зменшується.

Потужність, яка витрачається двигуном при повторно-короткочасному режимі роботи залежить від тривалості включення TB (рис.1. 42). При більшій фактичній тривалості включення двигун буде розвивати меншу потужність і навпаки. Потужність P , яку розвиває двигун, коли фактична TB не збігається із стандартною TB_c , перераховують на номінальну потужність P_n , що відповідає найближчому стандартному значенню TB_c (15, 25, 40, 60 %), наприклад,

$$P_{н.25\%} = P \sqrt{\frac{TB}{TB_{с25\%}}} \quad (1.167)$$

і вибирають двигун за каталогом.

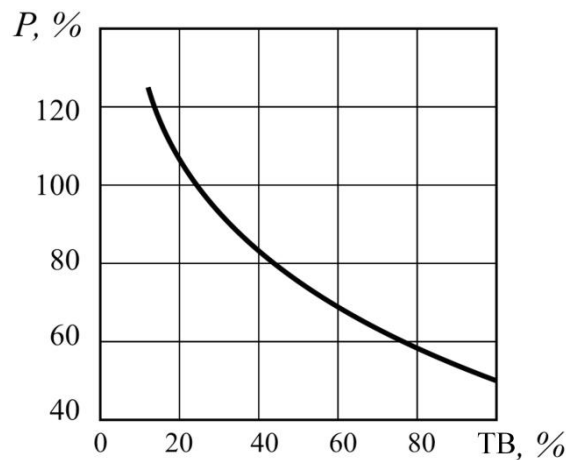


Рис. 1.42. Залежність номінальної потужності електродвигуна від тривалості його включення

Гідропривод. У гідроприводах кранів використовуються гідравлічні двигуни (гідромотори і гідроциліндри), гідравлічні силові передачі, гідронасоси та пристрої. Основний вид приводу на кранах є насосний привід, який передає рух від приводного двигуна до механізмів, називається об'ємною гідропередачею. У кранах застосовують переважно передачі з розімкненою циркуляцією рідини, в яких одна лінія насоса є напірною і з'єднана з двигуном, а друга всмоктувальна і з'єднана з гідробаком. Гідропередача забезпечує жорсткий зв'язок між вхідною і вихідною ланками, передаючи створюваний насосом тиск до гідродвигуна через робочу рідину, що знаходиться у замкненому просторі.

У гідроприводах кранів застосовують нерегульовані насоси із сталим робочим об'ємом. Для регулювання швидкості вихідної ланки гідродвигуна використовують гідропривод із комбінованим регулюванням шляхом зміни частоти обертання насосного валу, дроселювання рідини та почергового приєднання насосів до гідродвигуна. При цьому досягається глибоке регулювання швидкості механізмів (1:100 і більше).

Гідроприводи характеризуються великою перевантажувальною здатністю, малими масою та габаритами, мають простий автоматичний захист машини від перевантаження, високу точність зупинки, можливість одночасного підведення енергії до кількох механізмів і є незамінними для роботи у вибухонебезпечних місцях.

Розрахунки гідроприводу проводять з метою визначення його параметрів залежно від заданої характеристики механізму і його працездатності протягом певного часу.

Первинними даними для розрахунків є: потужність, крутний момент, номінальна частота обертання і прискорення механізму, приведені до вихідного валу редуктора.

На першому етапі вибирають: гідромотор, гідронасос, редуктор, електродвигун, розподільчу та регулюючу гідроапаратуру.

Передаточне число редуктора визначають

$$u_p = \frac{\omega_{\text{м.н}}}{\omega} \quad (1.168)$$

або

$$u_p = \frac{M}{M_{\text{м.н}}}, \quad (1.169)$$

де $\omega_{\text{м.н}}$ – номінальна кутова швидкість обертання валу гідромотора;

ω – кутова швидкість обертання вихідного валу редуктора при номінальній швидкості механізму;

M – крутний момент на вихідному валу редуктора при номінальному навантаженні;

$M_{\text{м.н}}$ – максимальний момент гідромотора.

Якщо розрахункова і номінальна потужності гідромотора однакові і його номінальна швидкість обертання не перевищує допустиму для швидкохідного валу редуктора, то використання обох формул дає однакові результати. Якщо номінальна потужність гідромотора перевищує розрахункову, використання формули (1.168) забезпечує менші (при заданій потужності) витрати в

гідросистемі. Це приводить до зменшення габаритів і маси розподільчої та регулюючої гідроапаратури.

На другому етапі розрахунків визначають параметри гідроприводу, які забезпечують працездатність системи протягом необхідного часу. Це коефіцієнт підсилення за швидкістю, співвідношення робочих об'ємів насоса і гідромотора, сумарний коефіцієнт підтікання гідросистеми та інші.

Привод від двигуна внутрішнього згорання. Двигуни внутрішнього згорання широко застосовуються для стрілових самохідних кранів як силові установки в системах двигун-генератор, а також можуть використовуватися як приводи механічних трансмісій. Їх робота не залежить від зовнішніх джерел енергії, тому вони можуть працювати в будь-яких умовах.

Найбільш поширеними є двигуни марок ЗІЛ-130, ЗІЛ-164А, ЯАЗ-204А, ЯАЗ-206А, ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 та ін. Вони мають малу питому масу, постійно готові до роботи, але не можуть бути запуснені під максимальним навантаженням. Вибір двигуна внутрішнього згорання проводиться із умов падіння потужності і крутного моменту на 25...35 % і швидкості обертання на 20 ... 30 % при його зношуванні. Зовнішня характеристика двигуна внутрішнього згорання приведена на рис. 1.43.

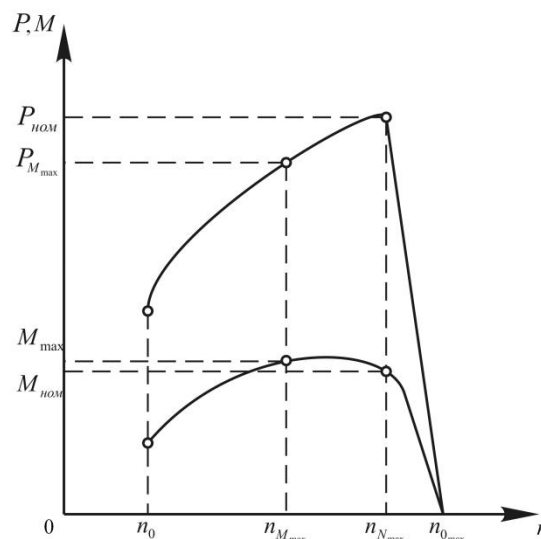


Рис. 1.43. Зовнішня характеристика двигуна внутрішнього згорання: n_0 n_{0max} – мінімальна і максимальна частота обертання при холостому ході; n_{Mmax} і n_{Nmax} – частота обертання при максимальних моменту і потужності; $M_{ном}$ і M_{max} - номінальний і максимальний моменти; $P_{ном}$ і P_{Mmax} – потужності номінальна і при максимальному крутному моменті

1.9. КОНСТРУКЦІЙНІ СТАЛІ ТА МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ КРАНІВ

При виборі матеріалів для виготовлення кранів враховують їх міцність, витривалість, зносостійкість, можливість одержати мінімальну матеріалоемність вузлів, складність термообробки та ін. Для металевих конструкцій межі міцності, гнучкості та пластичності не є достатніми характеристиками якості металу. Необхідно враховувати ударну в'язкість та схильність металу до холодноламкості при низьких температурах.

Для виготовлення зварних металоконструкцій широко використовують маловуглецеві та низьколеговані сталі. Для зварних деталей, таких як шестерні та вали використовують кремніймарганцеві сталі 20ХГСА, 30ХГСА. Після зварювання ці деталі проходять термічну обробку – відпалювання, закалювання та відпуск.

Широке застосування набули низьколеговані сталі 09Г2, 09Г2С, 09Г2ФБ, 15ХСНД, 10ХСНД з межею текучості 310...400 МПа і тимчасовим опором 440...500 МПа, які дозволяють значно знизити масу машин, покращити їх технічні характеристики та експлуатаційні якості, зменшити собівартість.

Також одержали розповсюдження конверторні сталі та сталі, що виплавляють в електропечах. Останній спосіб, при якому губчасте залізо одержане прямим відновленням із руди, плавиться в електропечах і застосовується для виплавки легованих сталей.

Залежно від нормуючих показників, за якими проводиться виплавка сталі, маловуглецеві сталі розділяють відповідно до ДСТУ на три групи: А, Б і В.

Групу А поставляють за механічними властивостями (група А у позначенні сталі не вказується, наприклад Ст3); сталь групи Б поставляється за хімічним станом, а група В за механічними властивостями і за хімічним станом. Для відповідальних зварювальних металоконструкцій використовують сталі групи В.

За ступенем розкислення маловуглецеві сталі звичайної якості розділяють на киплячу – (кп), напівспокійну – (пс), спокійну – (сп).

Киплячі сталі характеризуються зниженим вмістом кремнію (не більше 0,07 %), підвищеною місткістю газів, нерівномірністю розміщення фосфору та сірки (це явище називають ліквациєю). Киплячі сталі здатні до старіння, утворення гарячих тріщин при зварюванні, крихкості області зварного шва, пористості. Внаслідок цього, киплячі сталі для виготовлення відповідальних металоконструкцій не застосовують.

Для виготовлення відповідальних металоконструкцій використовують спокійні маловуглецеві сталі ВСт2, ВСт3 та напівспокійні маловуглецеві сталі з підвищеним вмістом марганцю ВСт3Гпс.

Знаходять також застосування якісні сталі з нормальним вмістом марганцю (10, 15, 20) та підвищеною місткістю марганцю (15Г, 20Г).

Низьколеговані конструкційні сталі 09Г2, 09Г2С, 10ХСНД, 15ХСНД, 14Г2АФ, 15Г2АФДпс та інші використовуються для виготовлення відповідальних конструкцій і легко зварюються.

Останнім часом знаходять застосування маловуглецеві та низьколеговані термозміцненні сталі ВСт3, ВСт3сп, ВСт3Гпс, 09Г2С, 09Г2СД, 10Г2С1Д, 14Г2. Зварювання цих сталей також не викликає утруднень і ведеться по тій ж технології, що і звичайних. Дослідження режимів зварювання цих сталей показали, що розміщення зони термічного впливу зварювального шва майже незначне (не більше 3...4 %) і суттєво не впливає на працездатність та несучу здатність конструкції. В той же час використання термозміцненого прокату веде до значного зниження металомісткості конструкції та зниження собівартості її виготовлення.

Все більш широко використовують листовий прокат широкоштабовий, універсальний та фасонний із вуглецевої низьколегованої сталі із гарантованим рівнем механічних властивостей, диференційованим за групами міцності. Передбачається поставка листового і фасонного прокату сталей ВСт3сп, ВСт3пс, ВСт3Гпс, 09Г2, 09Г2С диференційованого за двома групами міцності

з гарантією встановлених механічних властивостей із ймовірністю не менше 0,95. Головна цінність цього прокату – більш високий рівень текучості.

У практиці виготовлення металоконструкцій зростає значення низьколегованих сталей 14Х2ГМР, 14Х2ГМ, 14ХМНФР, 14ХГНМ, 12ГН2МФАЮ з границею міцності 600...900 МПа.

Застосування цих сталей здатне знизити металомісткість, підвищити надійність і довговічність машин. Вони мають високий опір крихкісному руйнуванню. Ця властивість дуже важлива при виготовленні зварювальних конструкцій, до яких пред'являються підвищені вимоги щодо холодноламкості. Високоміцні сталі мають підвищену стійкість до атмосферної корозії. При проектуванні конструкцій із високоміцних сталей необхідно зважувати на те, що орієнтовна межа витривалості цих сталей складає 50...60 % межі міцності, межа текучості на стискання аналогічна межі текучості на розтягування, а межа міцності на стискання складає 70...80 % межі при розтягненні.

У машинах для роботи при температурі – 60...70°C використовують високоміцну карбонітридову сталь, яка на 20...30 % міцніша за вуглецеву.

Деталі, що інтенсивно стираються – диски тертя, шестерні, вали-шестерні та ін. - рекомендується виготовляти із сталі 50Г, важконавантажені вали, вали-шестерні, черв'яки та зірочки – із сталі 40Х або 45Х; металеві конструкції із тривісним напруженим станом – із низьколегованих сталей 10ХСНД, 15ХСНД, 09Г2.

Властивості деяких сталей наведені в табл.1.24...1.27.

З модифікованого чавуну виготовляють барабани, блоки, ходові колеса (при невеликих навантаженнях).

Механічні характеристики сірих чавунів наведено у табл. 1.28.

Застосування алюмінієвих сплавів сприяє зменшенню маси металевих конструкцій, збільшенню корозійної стійкості та ударної в'язкості, дає змогу мати профілі будь-якої форми. Конструктивні елементи із алюмінієвих сплавів

при їх контакті із сталевими конструкціями ізолюють прокладками, гальванічними покриттями або спеціальними фарбами.

У кранах використовуються також неметалеві матеріали при виготовленні:

- капронові смоли плавленням під тиском – втулки підшипників ковзання для опорно-поворотних пристроїв, розпірні кільця, футерування канатних блоків;
- текстоліт – вкладиші, втулки, шестерні;
- гетинакс – електроізоляційні плити та перегородки;
- пінопласт ФС-7-2 – для теплоізоляції кабін;
- декоративний паперошаруватий пластик марки ОД – для облицювання стін;
- гума марки 1В – для буферів і втулок пальцевих муфт;
- азбестова фрикційна стрічка – для гальмових колодок.

Таблиця 1.24

Механічні властивості сталей групи А

Марка сталі	Межа міцності, σ_b , МПа	Межа текучості, МПа, при товщині, мм			
		до 20	20 - 40	40 - 100	> 100
Ст0	310	-	-	-	-
Ст1пс Ст1сп	320-420	-	-	-	-
Ст2пс Ст2сп	340-440	230	220	210	200
Ст3пс Ст3сп	380-490	250	240	230	210
Ст4пс Ст4сп	420-540	270	260	250	240
Ст5пс Ст5сп	500-600	290	280	270	260
Ст6пс Ст6сп	не менше 600	320	310	300	300

Таблиця 1.25

Механічні властивості сталей 2-ої категорії

Марка сталі	Термічна обробка	Межа текучості, σ_T , МПа	Межа міцності, σ_B , МПа
08	Нормалізація	200	330
10	"	210	340
15	"	230	380
20	"	250	420
25	"	280	460
30	"	300	500
35	"	320	540
40	"	340	580
45	"	360	610
50	"	380	640
55	"	390	660
60	"	410	690
65	"	420	710
70	"	430	730
75	Закалювання- відпуск	900	1100
80	"	950	1100
85	"	1000	1150
60Г	Нормалізація	420	710
60Г	"	440	750
70Г	"	460	800

Таблиця 1.26

Механічні властивості термічно оброблювальних легованих сталей

Характеристика	Сталь								
	30X	35X	40X	45X	50X	30XMA	18XГ	20XГСА	30XГС
Межа текучості, σ_T , МПа	700	750	750	600	900	750	750	650	850
Межа міцності, σ_B , МПа	900	930	900	850	1100	950	900	800	1100
Твердість НВ	187	197	230	270	229	229	187	207	229

Таблиця 1.27

Механічні властивості легованих сталей

Марка сталі	Товщина елемента, мм	Межа, МПа	
		міцності, σ_B	текучості, σ_T
09Г2	4	450	310
09Г2Д	5-9		310
	10-20		310
	21-32		300
09Г2С*	4	500	350
09Г2СД*	5-9	500	350
	10-20	480	330
	21-32	470	310
	33-60	460	290
10ХСНД	4-9	540	400
	10-15	540	
	16-32	540	
	33-40	520	
15ХСНД	4-32	500	350
ВСт3Гпс (гарячекатана)	до 20	370-490	245
	21-40		235
	40-100		225
	> 100		205
14Г2	-	440	310
12ГН2МФАЮ	-	570	460

*НВ = 112...127.

Таблиця 1.28

Механічні характеристики сірих чавунів

Характеристика	Чавун								
	СЧ15	СЧ18	СЧ21	СЧ24	СЧ28	СЧ32	СЧ36	СЧ40	СЧ44
Межа міцності на розтягненні, МПа	150	180	210	240	280	320	360	400	440
Межа міцності при згинанні, МПа	320	360	400	440	480	520	560	600	640
Межа міцності при стисканні, МПа	700	800	950	1000	1100	1200	1200	1400	1400
Твердість, НВ	163 - 229	170 - 229	170 - 241	170 - 241	170 - 241	187 - 255	197 - 269	207 - 269	229 - 289

1.10. ПРОДУКТИВНІСТЬ КРАНІВ

Найбільш загальним показником ефективності роботи вантажопідйомних кранів є величина фактичної експлуатаційної продуктивності.

Для кранів як машин циклічної дії, які працюють в різних умовах із різними вантажами, визначення експлуатаційної продуктивності – складне завдання. На будівельно-монтажних роботах експлуатаційна продуктивність залежить від об'ємно-планувальних рішень споруд, типів будівельних конструкцій, методів виконання робіт, специфічних ситуацій на будівельному майданчику, експлуатаційних можливостей кранів та ін.

$$\begin{aligned} & \text{Годинна продуктивність крана, т/год} \\ & P_{\Gamma} = Qz k_{\text{в}} k_{\text{ч}}, \end{aligned} \quad (1.170)$$

де Q – номінальна вантажопідйомність, т;

z – число циклів роботи крана;

$k_{\text{в}}$ – коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю;

$k_{\text{ч}}$ – коефіцієнт використання крана за часом.

$$\begin{aligned} & \text{Річна продуктивність крана, т/рік} \\ & P_{\text{р}} = P_{\Gamma} \tau T, \end{aligned} \quad (1.171)$$

де τ – число робочих годин за добу;

T – число робочих днів за рік.

$$\begin{aligned} & \text{Число циклів роботи крана за годину} \\ & z = \frac{3600}{t_{\text{ц}}} \end{aligned} \quad (1.172)$$

де $t_{\text{ц}}$ – тривалість одного циклу, с

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{м}} + t_{\text{р}}, \quad (1.173)$$

де $t_{\text{м}}$ – машинний час;

$t_{\text{р}}$ – час ручних операцій.

$$t_{\text{м}} = \frac{2H}{v} + 2 \left(\frac{l_1}{v_1} + \frac{l_2}{v_2} + \frac{l_3}{v_3} \right) + t_{\text{р}},$$

де H – висота підйому вантажу, м;

v – швидкість підйому (опускання) вантажу, м/с;

l_1 – середня відстань переміщення візка, каретки, стріли (при зміні вильоту);

l_2 – середня відстань переміщення крана;

l_3 – середнє число обертів крана за цикл;

v_1, v_2, v_3 – швидкості зміни вильоту, переміщення і частоти обертання крана відповідно.

Середній коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю $k_B = 0,5 \dots 1$ (менше значення – для будівельно-монтажних робіт, найбільше при перевантаженні сипких матеріалів), свідчить, що фактичний вантаж майже завжди є меншим номінального. Він також залежить від організації робіт.

Середній коефіцієнт використання крана за часом $k_C = 0,5 \dots 0,9$ враховує технологічні перерви в роботі.

При роботі крана із сипкими вантажами *продуктивність* за годину (т/год):

$$P = Vz\rho\psi, \quad (1.174)$$

де V – місткість грейфера (бадді), м³;

ρ – насипна щільність матеріалу (об'ємна маса), т/м³;

ψ – коефіцієнт заповнення посудини (для грейферів $\psi = 0,6 \dots 1$ залежить від характеру матеріалу, для бадді та ковша $\psi = 1$).

Із врахуванням статистичних даних параметрів споруджених об'єктів та середніх значень коефіцієнтів використання кранів за вантажопідйомності та часом (за годину, зміну, добу, місяць та рік) значення продуктивності:

$$\text{годинної} - P_{\Gamma} = \frac{M_{(M.B)}}{M_{(R)}M_{(t_u)}}; \quad (1.175)$$

$$\text{змінної} - P_{\text{ЗМ}} = 3,2 \frac{M_{(M.B)}}{M_{(R)}M_{(t_u)}}; \quad (1.176)$$

$$\text{добової} - P_{\text{Д}} = 9,6 \frac{M_{(M.B)}}{M_{(R)}M_{(t_u)}}; \quad (1.177)$$

$$\text{місячної} - P_{\text{М}} = 288 \frac{M_{(M.B)}}{M_{(R)}M_{(t_u)}}; \quad (1.178)$$

$$\text{річної} - P_p = 2172 \frac{M_{(M.B)}}{M_{(R)}M_{(t_{II})}} \quad (1.179)$$

де $M_{(M.B.)}$, $M_{(R)}$, $M_{(t_{II})}$ – математичні очікування вантажних моментів, вильотів та тривалості циклу.

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНКИ БАШТОВИХ КРАНІВ

2.1ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

Баштовий кран – це Г-подібна вільностояча поворотна конструкція, в якій стріла прикріплена до верхньої частини колони-башти. Така конструкція дає достатній підстріловий простір, можливість обслуговування декількох об'єктів або майданчиків з однієї стоянки, простоту пересування крана по крановій колії, хороший огляд майданчика кранівником та ін.

До недоліків слід віднести значну тривалість і трудомісткість монтажу, демонтажу, перебазування крана та укладання кранової колії.

За конструкцією башт крани розподіляються на крани з поворотною (КБ-160.2, КБ-503, КБ-308А) і неповоротною (КБ-674А, КБ-573) баштами.

За типом стріл поділяють на крани з підйимальною (КБ-160.2, КБ-405...), балковою (КБ-674А, КБ-573, БК-180...) та шарнірно з'єднаною (КБ-160.4) стрілою.

Крани з неповоротною баштою можуть використовуватись з нижнім або верхнім розташуванням противаги. За способом устанавлення баштові крани поділяють на стаціонарні, самопідйимальні та пересувні. За типом ходового пристрою пересувні баштові крани поділяються на рейкові, автомобільні, пневмоколісні, гусеничні та крокуючі.

Баштові крани з поворотною баштою та нижнім розташуванням противаги більш стійкі, оскільки їх центр тяжіння розташований нижче, а згинальний момент, який діє на башту від ваги вантажу, компенсується відповідним запасуванням канатів.

Кожна модель крана має власну марку (індекс), рис. 3.1. В марці крана, крім літер КБ (кран баштовий) входять цифри (всього чотири) і літери (всього три). Перша цифра означає порядковий номер групи за вантажним моментом, другі дві – порядковими номерами реєстрації кранів за реєстром. При цьому цифри від 01 до 69 присвоюються кранам з поворотною баштою, а з 71 по 99 – кранам з неповоротною баштою. Після крапки указується номер виконання, що

відрізняється від базової моделі, наприклад, довжиною стріли, висотою підйому, максимальною вантажопідймальністю. Для базових моделей призначена цифра “нуль”, яка не пишеться.

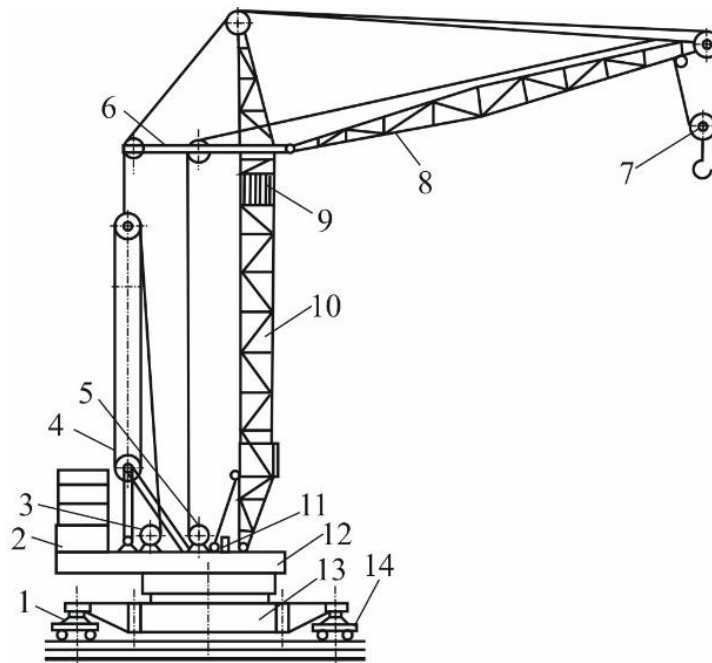


Рис 3.2. Схема баштового крана з поворотною баштою

Далі вказується позначення чергової модернізації (А, Б, В), а потім кліматичне виконання (ХЛ – для холодного, Т- тропічного, і ТВ –тропічно-вологого клімату); для помірного клімату літера не пишеться. Кран із поворотною баштою і нижнім розміщенням противаги складається (рис. 3.2) з неповоротної рами 13, поворотної платформи 12, башти 10, стріли 8, підстрелка 6, механізмів пересування крана 1, підйому вантажу 5, зміни кута нахилу стріли 3, механізму повороту 11, стрілового поліспада 4, гакової підвіски 7, неприводного ходового візка 14, кабіни кранівника 9, баласту 2.

Розрахунки будівельних баштових кранів повинні виконуватись у відповідності до нормативних документів.

За заданою вантажопідймальністю, вильотом, висотою підймання визначають орієнтовні значення маси та розміри баштових кранів, їх елементів за емпіричними формулами, які наведено в табл. 3.1, 3.2.

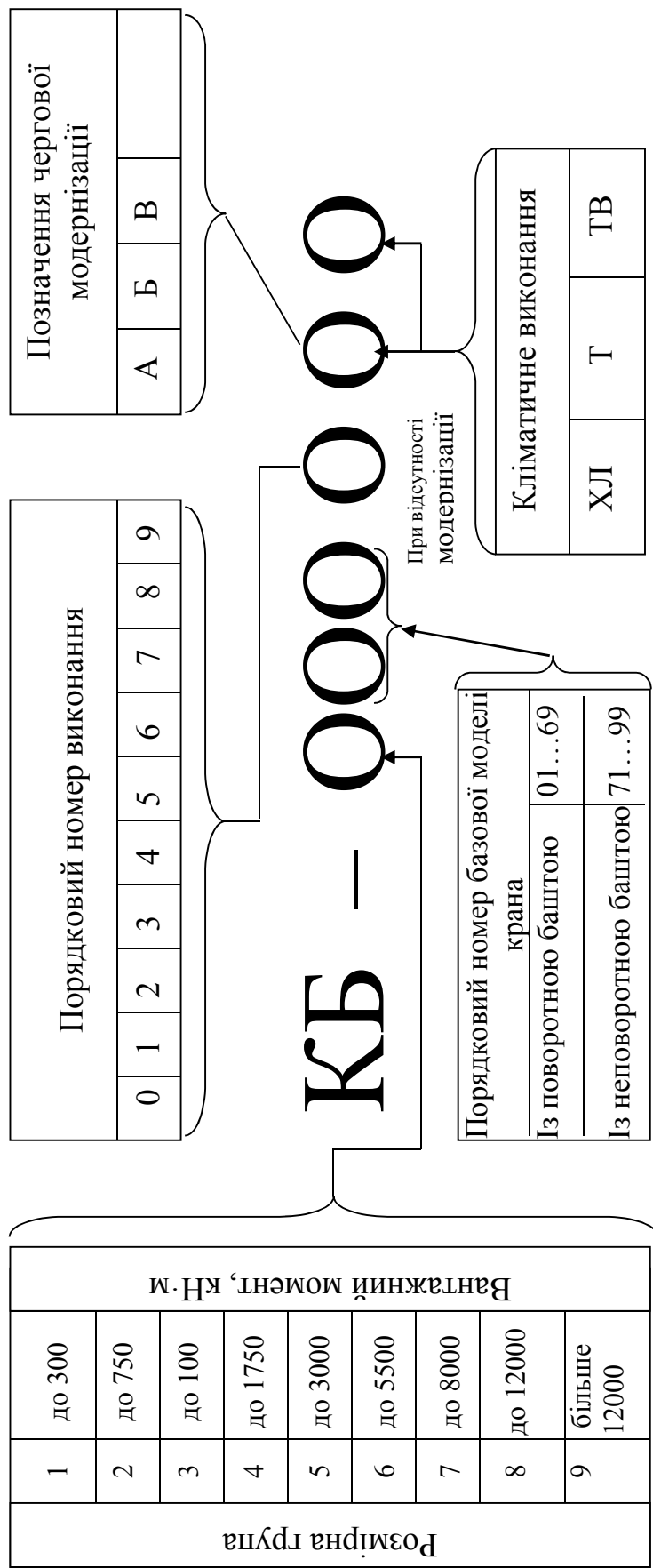


Рис. 3.1. Порядок позначення марок баштових кранів: КБ – кран баштовий, ХЛ – північне виконання, Т – тропіки, ТВ – тропіки вологі

Розрахунок крана повинен виконуватись за умов міцності і стійкості при одночасній дії найбільших навантажень, які очікуються за весь строк служби крана, а також на втомленість елементів металоконструкцій та окремих деталей.

В розрахунках, за виключенням перевірки стійкості крана і стріли проти перекидання, враховують нормативні та випадкові навантаження згідно табл. 3.3. Сполучення навантажень для розрахунків окремих елементів вибирають за табл. 3.4.

Таблиця 3.1

Орієнтовні розміри металоконструкції баштових кранів

Параметр	Формули для кранів	
	з поворотною баштою	з неповоротною баштою
1	2	3
Габаритні розміри поперечного перерізу башти – квадрат з стороною	$a_{\delta} = (0,9 \dots 1,1) \frac{H}{20}$	$a_{\delta} = (0,9 \dots 1,1) \frac{H}{20}$
Поперечний переріз трубчастої башти – труба з зовнішнім діаметром	$D_{\delta} = (0,9 \dots 1,1) \frac{H}{20}$	$D_{\delta} = (0,9 \dots 1,1) \frac{H}{20}$
Габаритні розміри поперечного перерізу гратчастої стріли (в середньому перерізі) підйомної з кінцевим блоком (прямокутник з відношенням основи до висоти 1,3...1,5), горизонтальної з рухомих вантажним візком, квадрат або трикутник кутом вниз, висотою	$c_c = (0,9 \dots 1,1) \frac{L}{23}$ $h_c = (0,9 \dots 1,1) \frac{L}{22}$	
Габаритні розміри поперечного перерізу трубчастої стріли: підйомної з кінцевим блоком і розвилкою біля п'яти на відстані 1/3 довжини стріли, труба з зовнішнім діаметром горизонтальної з рухомою вантажною кареткою з урахуванням наявності іздової балки і бокових розтяжок, труба з зовнішнім діаметром	$D_c = (0,9 \dots 1,1) \frac{L}{50}$ $D_c = (0,9 \dots 1,1) \frac{L}{40}$	

Продовж. табл. 3.1

1	2	3
Висота від головки рейки до шарніра п'яти стріли: при підйомній стрілі при горизонтальній стрілі	$h = H$ $h = H + \sqrt[3]{m_B}$	
Висота головки башти (від центра п'яти стріли до центра верхніх блоків): більші значення для кранів більшої вантажопідймальності	$h_{\text{гол}} = (0,8 \dots 1,2) \frac{L}{3,6}$	
Довжина консолі противаги від осі обертання крана до центра противаги	$L_{\text{п.к}} = (0,9 \dots 1,1) \frac{L}{3}$	
Довжина розпірки (підстрілка) від осі повертання крана до осі блока (більші значення відносяться до кранів меншої вантажності) Колія і база ходової частини крана	$L_p = (0,11 \dots 1,16)H$ $K = B = (0,95 \dots 1,05) \frac{H}{6}$	
Відстань від осі обертання крана до осі башти	$x_{\bar{6}} = (1,1 \dots 1,2) \frac{a_{\bar{6}}}{2}$ $x_{\bar{6}} = (1,1 \dots 1,2) \frac{D_{\bar{6}}}{2}$	
Відстань від осі обертання башти до осі п'яти стріли	$x_o = \frac{a_{\bar{6}}}{2} + 0,2$ $x_o = \frac{D_{\bar{6}}}{2} + 0,2$	
Кут нахилу β підйомної стріли до горизонту: при максимальному вильоті при мінімальному вильоті	15° 70°	
Розрахункова довжина стріли: підйомної горизонтальної	$L_c = \frac{L - x_{\bar{6}} - x_o}{\cos \beta_{\min}}$ $L_{\text{с.г.}} = L - x_{\bar{6}} - x_o$	$L_c = \frac{L - x_o}{\cos \beta_{\min}}$ $L_{\text{с.г.}} = L - x_o$
Орієнтовно діаметр опорно-поворотного круга	$D_{\text{о.к.}} = (1,45 \dots 1,55) \cdot a_{\bar{6}}$	
Ширина поворотної платформи	$B_1 = (0,75 \dots 1) \cdot K, \text{ але не більш } 3,1 \text{ м}$	
Радіус хвостової частини поворотної платформи	$R = (1,1 \dots 1,2) L_p$	

Примітки: H - висота підймання при максимальному вильоті, м;

L - найбільший виліт, м;

m_B - вантажопідймальність, т.

Розрахункові формули для орієнтовного визначення маси баштових кранів і їх окремих елементів, т

Параметри	Формули для кранів	
	з поворотною баштою	з неповоротною баштою
1	2	3
Загальна маса крана: з підйомною стрілою	$m_k = 0,031M_B \sqrt[3]{\frac{H}{m_B}}$	$m_k = 0,0335M_B \sqrt[3]{\frac{H}{m_B}}$
з горизонтальною стрілою	$m_k = 0,0335M_B \sqrt[3]{\frac{H}{m_B}}$	$m_k = 0,036M_B \sqrt[3]{\frac{H}{m_B}}$
Укрупнене розподілення загальної маси крана: металоконструкції механізми і електрообладнання баласт і протывага	$m_{м.к.} = 0,41m_k$ $m_{мех} = 0,25m_k$ $m_{бал.} = 0,34m_k$	
Металоконструкції кранів з підйомною стрілою: стріла башта поворотна платформа неповоротна рама консоль протываги портал	$m_c = 0,35m_k$ $m_b = 0,13m_k$ $m_{п.п.} = 0,1m_k$ $m_{н.р.} = 0,145m_k$	$m_c = 0,35m_k$ $m_b = 0,16m_k$ $m_{п.к.} = 0,065m_k$ $m_{п.} = 0,316m_k$
Металоконструкції кранів із горизонтальною стрілою: стріла башта поворотна платформа неповоротна рама консоль протывагова портал	$m_c = 0,07m_k$ $m_b = 0,13m_k$ $m_{п.п.} = 0,07m_k$ $m_{н.р.} = 0,145m_k$	$m_c = 0,07m_k$ $m_b = 0,16m_k$ $m_{п.к.} = 0,07m_k$ $m_{п.} = 0,316m_k$

1	2	3
Кран з підйомною стрілою: лебідка підймання вантажу лебідка механізму зміни вильоту механізм обертання крана механізм пересування крана вантажний поліспаст і гак стрілопідймальний поліспаст ходові візки і колеса (4 комплекти) кабіна управління		$m_{\text{Б.М.}} = 0,04m_{\text{К}}$ $m_{\text{С.М.}} = 0,04m_{\text{К}}$ $m_{\text{О.М.}} = 0,03m_{\text{К}}$ $m_{\text{П.М.}} = 0,04m_{\text{К}}$ $m_{\text{П.В.}} = 0,005m_{\text{К}}$ $m_{\text{П.С.}} = 0,005m_{\text{К}}$ $m_{\text{Х.В.}} = 0,07m_{\text{К}}$
Кран з горизонтальною стрілою: лебідка підймання вантажу лебідка механізму зміни вильоту		$m_{\text{Б.М.}} = 0,03m_{\text{К}}$ $m_{\text{С.М.}} = 0,03m_{\text{К}}$
лебідка пересування візка на стрілі		$m_{\text{Л.В.}} = 0,02m_{\text{К}}$
механізм повертання крана		$m_{\text{О.М.}} = 0,04m_{\text{К}}$
механізм пересування крана		$m_{\text{П.М.}} = 0,005m_{\text{К}}$
вантажного поліспаста і гака		$m_{\text{П.В.}} = 0,005m_{\text{К}}$
стріловий поліспаст		$m_{\text{П.С.}} = 0,005m_{\text{К}}$
каретка вантажна		$m_{\text{В.В.}} = 0,01m_{\text{К}}$
ходові візки і колеса (4 комплекта)		$m_{\text{Х.В.}} = 0,06m_{\text{К}}$
кабіна управління		$m_{\text{К.Б.}} = 0,02m_{\text{К}}$
баласт (противага)		$m_{\text{П.Р.}} = 0,34m_{\text{К}} \quad m_{\text{П.Р.}} = 0,01m_{\text{К}}$

Примітки: $m_{\text{К}}$ – маса крана, т; $M_{\text{В}} = m_{\text{В}}gL$ – вантажний момент крана, кНм;
 $m_{\text{В}}$ – вантажопідймальність; т; H – висота підймання найбільша, м.

Таблиця 3.3

Сполучення навантажень баштових кранів

Вид навантаження *	Навантаження для номерів комбінацій							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Випробувальне	<i>H</i>							
Вага крана	<i>H</i>	<i>H</i>	<i>H</i>	<i>H</i>	<i>H</i>	<i>H</i>	<i>H</i>	
Вага вантажу Від приводу механізму		<i>H+B</i>		<i>H+B</i>	<i>H+B</i>			<i>H+B</i>
Вітрове: в робочому стані в неробочому стані крана		<i>H+B</i>	<i>H+B</i>	<i>H+B</i>		<i>H+B</i>		
Динамічне: підймання і опускання вантажів повороту пересування крана		<i>B</i> <i>H+B</i> <i>B</i>	<i>B</i>					

**H* – ураховують тільки нормативну складову навантаження; випадкові – несуттєві.

B – ураховують тільки випадкову складову навантаження; нормативна – несуттєва.

H+B – ураховують нормативну і випадкову складові навантажень.

Таблиця 3.4

Сполучення навантажень для розрахунку окремих елементів

Вид розрахунку	Елементи крана	Номери комбінації навантажень за табл. 3.3
1	2	3
Перевірка електродвигунів і гальм механізмів за найбільшим моментом*	Механізми підймання вантажу	1; 5
	Механізми підймання стріли	1; 4
	Механізми повороту і пересування крана і вантажного візка	4
	Механізми, які застосовують при монтажу (демонтажу) крана, для висування і нарощування башти або самопідймання крана	3**

1	2	3
Розрахунок на міцність і стійкість елементів металоконструкцій і деталей механізмів	Гакова підвіска, вантажний поліспаст, механізм підймання вантажу	1; 5
	Стріловий розчал і поліспаст, механізм підймання стріли	1; 4
	Механізм пересування крана і вантажного візка	1; 8
	Механізм повертання	8
	Ходові візки усіх кранів, поворотна платформа, портал, ходова рама, башта, підкоси башти, стріла і гусачок,	
	противагова консоль	1; 2; 3; 6
	Оголовок башти, розпірка	1; 2
	Вантажний візок	1; 2
	Рейкові захвати	6
	Механізми і частини конструкцій, що навантажуються при монтажі (демонтажі)	3**
Механізми і частини конструкцій, що навантажуються при висуванні і нарощуванні або самопідйманні крана	38 ;**	
Частини конструкцій, що навантажуються при навантажуванні та перебазуванні крана	7	

* Перевірка міцності усіх канатів, гальм, механізмів підймання вантажу виконується за найбільшим навантаженням.

** Динамічні навантаження при пересуванні крана не враховуються.

Нахили основи крана до горизонталі в робочому і неробочому станах повинні прийматися згідно табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Нахили основи будівельних баштових кранів

Вид розрахунку	Нахили основи крана і його елементів до горизонталі, i , рад
Перевірка стійкості проти перекидання і визначення реакції опор кранів	$0,1/B^*$
Розрахунок на міцність і стійкість елементів металевих конструкцій і деталей механізмів:	
для пересувних і самохідних кранів	$0,05/B+0,004$
для приставних кранів	0
Перевірка електродвигунів і гальм механізмів за найбільшим моментом:	
для кранів з поворотною баштою	0,008
для кранів з неповоротною баштою	0,016
для пересування крана	0,010
для пересування вантажного візка	0,035

* B – колія крана, м.

Для забезпечення міцності і стійкості крана в цілому, а також окремих елементів металоконструкцій і механізмів повинні виконуватись такі нерівності при порівнянні:

зусиль $KN^H \leq m_0 N^P$; (3.1)

моментів $KM^H \leq m_0 M^P$; (3.2)

напружень $K\sigma^H \leq m_0 R^P$, (3.3)

де N^H – зусилля від нормативних складових навантажень, Н (кН);

M^H – момент від нормативних складових навантажень, Н·м (кН·м);

σ^H – напруження (нормальні і дотичні) від нормативних складових навантажень, МПа;

N^P – розрахункова несуча здатність за зусиллям, Н (кН);

M^P – розрахункова несуча здатність за моментом, Н·м (кН·м);

а) при перевірці електродвигунів і гальм за найбільшим моментом – максимальний момент електродвигуна $M_{дв}$ з урахуванням обмеження його значення електричними і механічними обладнаннями або момент гальма $M_{г}$, на який він регулюється для забезпечення безпечної роботи;

б) при перевірці стійкості кранів проти перекидання – утримуючий момент $M_{\text{ут}}$; R^p – розрахунковий опір (МПа), який приймають для деталей механізмів рівним меншому з двох значень: 0,8 від межі текучості або 0,5 від межі міцності, для металевих конструкцій – за ДБН II-B3;

K – коефіцієнт перевантаження, який ураховує відхилення навантаження в несприятливий бік:

при розрахунку на випробувальні навантаження $K = 1$;

при розрахунку на інші сполучення навантажень приймається за табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Коефіцієнти перевантаження

Вид розрахунку	Елементи крана	K	
Перевірка міцності	Елементи механізмів повертання, пересування крана та вантажного візка.	1,15	
	Елементи механізмів підймання вантажу і стріли, гакової підвіски, вантажного поліспасти, консолі противаги*	1,15	
	Елементи металевих конструкцій і механізмів, що навантажені в період монтажу і висування башти, при вантажному моменті крана:	до 250 кН·м	1,3
		від 250 до 2000 кН·м	1,15
		більше 2000 кН·м	1,1
	Елементи металевих конструкцій, що навантажуються під час перебазування крана на підкотних візках по шосейних дорогах при швидкості перевезення:	до 40 км/год включно	1,8
більш 40 км/год		2,2	
Перевірка електродвигуна за найбільшим моментом	Механізми підймання вантажу	1,5	
	Механізми підймання стріли	1,35	
	Механізми повороту, пересування крана і вантажного візка	1,3	
	Механізми, які застосовують для монтажу і висування башти	1,5	
Перевірка гальм за найбільшим моментом	Механізми, які застосовують для монтажу і висування башти	1,5	
	Механізми повороту, пересування крана і вантажного візка	1,2	

*Тільки для комбінації навантажень 3 за табл. 3.3.

Примітки:

I. Клас відповідальності крана установлюють у залежності від області його застосування: I – подача бетону на гідротехнічному будівництві; II – всі види будівництва, за

виключенням тих, що указані для класів I і III; обслуговування складів; III – малоповерхове і сільське будівництво.

2. Клас відповідальності елемента установлюють у залежності від складальної одиниці, до якої він належить: I – ходові візки, ходова рама, поворотна платформа, башта і деталі її кріплення, кабіна машиніста і деталі її кріплення, опорно-поворотний пристрій з нижньою противагою, кран у цілому при розрахунку стійкості; II – механізми підймання вантажу і стріли, стріла і деталі її кріплення, консоль противаги, опорно-поворотний пристрій з верхньою противагою; III – усі складальні одиниці крана, за виключенням указаних для класів I; II.

Для елементів, не вказаних в табл. 3.6, коефіцієнт K визначають за формулою

$$K = 1 + K_1 \cdot K_2, \quad (3.4)$$

де K_1 – коефіцієнт надійності, який приймають для робочого стану за табл. 3.7, для неробочого стану – $K_1=3$;

K_2 – коефіцієнт надійності, який визначають за однією із формул:

$$K_2 = \frac{(\sum N_i^2)^{1/2}}{N^H}, \quad \text{для формули (3.1);} \quad (3.5)$$

$$K_2 = \frac{(\sum M_i^2)^{1/2}}{M^H}, \quad \text{для формули (3.2);} \quad (3.6)$$

$$K_2 = \frac{(\sum \sigma_i^2)^{1/2}}{\sigma^H}, \quad \text{для формули (3.3).} \quad (3.7)$$

N_i – зусилля від середньоквадратичного відхилення, що враховує випадкові складові навантаження, Н (кН);

M_i – момент від середньоквадратичного відхилення, що враховує випадкові складові навантаження, Н·м (кН·м);

σ_i – напруження (нормальне або дотичне) від середньоквадратичного відхилення, що враховує випадкові складові навантаження, МПа;

m_0 – коефіцієнт умов роботи,

$$m_0 = m_1 \cdot m_2, \quad (3.8)$$

де m_1 - коефіцієнт відповідальності, який приймають для розрахунку гальм 1, а в інших випадках беруть за табл. 3.8; для неробочого стану – $m_1=1,05$;
 m_2 – коефіцієнт, який урахує особливості роботи елемента або частини металоконструкції, деталі механізму, значення якого приймають за табл. 3.9, а для елементів, які не указані в табл. 3.9, $m_2=1$.

Таблиця 3.7

Коефіцієнт надійності K_1

Клас відповідального крана	K_1 для класу відповідального елемента		
	I	II	III
I	6,0	5,5	5,0
II	5,5	5,0	4,5
III	5,0	4,5	4,0

Таблиця 3.8

Коефіцієнт m_1

Клас відповідальності крана	m_1 для класу відповідальності елемента		
	I	II	III
I	0,85	0,9	0,95
II	0,9	0,95	1,0
III	0,95	1,0	1,05

Таблиця 3.9

Коефіцієнт m_2

Елемент, деталь	m_2
1	2
Елементи металевої конструкції з малим поперечним перерізом: листи, гнуті профілі зі стінками товщиною до 4мм; рівнобічні кутові профілі до (63x63x6) мм; нерівнобічні кутові профілі до (90x56x6) мм, швелери до №8, якщо за умовами закріплення коефіцієнт не повинен бути менше	0,9

1	2
Елементи металевих конструкцій, які працюють на стискання і прикріплені односторонньо:	
а) елементи решітки просторових ферм із рівнобічних і нерівнобічних кутових профілів або нерівнобоких кутових профілів, які прикріплені широкими полицями:	
- для решітки з суміщеними в суміжних гранях вузлами	0,9
- для решітки з несуміщеними в суміжних гранях вузлами	0,8
б) елементи з окремих кутових профілів за виключенням елементів, які перераховані в п. а)	0,75
в) елементи з окремих швелерів, які прикріплені стінкою	0,9
Болти діаметром до 12 мм	0,85
Електродвигуни механізмів підймання вантажу і стріли при перевірці за найбільшим моментом	0,8
Осі та пальці, які з'єднують елементи металевих конструкцій	0,85
Деталі закріплення канатів	0,6

2.2 ВИЗНАЧЕННЯ НОРМАТИВНИХ І ВИПАДКОВИХ СКЛАДОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Нормативні складові навантаження приймають:

- вага крана – за конструкторською документацією;
- вага вантажу – виходячи з вантажопідймальності крана на даному вильоті;
- вітрові навантаження – у відповідності до нормативної документації;
- горизонтальне динамічне навантаження при повороті $F_{пов.і}^H$, Н, прикладене до вантажу або будь-якої частини стріли чи консолі противаги

$$F_{пов.і}^H = \frac{M_{зб} \cdot u_m \cdot L_i \cdot m_i}{\sum J}, \quad (3.9)$$

де $M_{зб}$ – надлишковий момент на валу електродвигуна або гальма механізму повертання, Н·м;

u_m – загальне передаточне число механізму повертання;

L_i – відстань від осі повертання до центра тяжіння деталі, м;

m_i – маса деталі, кг;

$\sum J$ – загальний момент інерції крана і вантажу відносно осі повертання, кг·м².

Для кранів з поворотною баштою і нижнім розміщенням противаги визначають загальну нормативну складову навантаження, яка прикладена до точки підвісу вантажу, за формулою

$$F_{\text{пов}}^{\text{н}} = \frac{M_{\text{зб}} \cdot u_{\text{м}}}{L} \quad (3.10)$$

де L – виліт, м.

Випадкові складові навантаження.

Середньоквадратичне відхилення випадкової складової ваги вантажу

$$S_{G_{\text{в}}} = K_3 \cdot G_{\text{в}}^{\text{н}}, \quad (3.11)$$

де $G_{\text{в}}^{\text{н}}$ – нормативна складова ваги вантажу, Н;

K_3 – коефіцієнт, який приймають за табл. 3.10.

Таблиця 3.10

Коефіцієнт K_3

Вантажо- підймальність, т	Нормативна складова ваги вантажу, кН	K_3 для груп класифікації роботи крана		
		A1...A4	A5	A5...A8
До 1,5 включно	До 15 включно	0,06	0,08	0,1
Більше 1,5 до 10 включно	Більше 15 до 100 включно	0,05	0,06	0,07
Більше 10	Більше 100	0,04	0,05	0,06

Примітка: При роботі з грейфером коефіцієнт K_3 повинен бути збільшений у 2 рази.

Середньоквадратичне відхилення вітрових сил (динамічна складова), яка викликана коливанням від пульсації вітру і діє в місці прикладення нормативної вітрової сили

$$S_{\text{в}} = m_{\text{п}} \cdot \xi \cdot F^{\text{н}}, \quad (3.12)$$

де $F^{\text{н}}$ – нормативна складова вітрової сили, Н;

$m_{\text{п}}$ – коефіцієнт пульсації вітру, приймаємо за табл. 3.11, в залежності від висоти розміщення опорного шарніру стріли над поверхнею землі;

ξ – коефіцієнт динамічності, приймаємо за табл. 3.12, для стаціонарних, самопідйомних і приставних кранів, у залежності від періоду T_1 власних коливань, який визначається за табл. 3.13.

Для вільностоячих кранів коефіцієнт динамічності визначають за формулою

$$\xi = 3\sqrt{G_K^H \cdot h_K + G_B^H \cdot h_B}, \quad (3.13)$$

де G_K^H – нормативна складова ваги крана, кН;

G_B^H – нормативна складова ваги вантажу, кН;

h_K – висота центра тяжіння крана над площиною його опорного контуру, м;

h_B – висота точки підвісу вантажного поліспасти над площиною опорного контуру, м;

J_K – момент інерції крана відносно ребра перекидання, $\text{т} \cdot \text{м}^2$ (для кранів, у яких

$\frac{H_6}{B} \geq 3$, де H_6 – висота опорного шарніра стріли над площиною опорного

контуру, допускається визначати J_K відносно горизонтальної осі, перпендикулярної до площини підвісу стріли і яка проходить через геометричний центр площини опорного контуру).

Середньоквадратичне відхилення випадкової складової вітрової сили на вантаж (динамічна складова за стандартом сили, яка викликана коливанням вантажу від пульсації вітру), приймається рівним 0,1 нормативної вітрової сили, що діє на вантаж.

Таблиця 3.11

Залежність коефіцієнта пульсації вітру від висоти H_0

$H_0, \text{м}$	0-20	21-30	31-40	41-50	51-60	61-70	71-80	81-90	91-100	101-200
m_0	0,12	0,11	0,105	0,1	0,095	0,09	0,085	0,08	0,075	0,07

Залежність коефіцієнта динамічності для стаціонарних, приставних та самопідіймальних кранів від T_1

T_1	1	2	3	4	5	6	7	8
ξ	1,75	2,25	2,65	2,96	3,16	3,22	3,26	3,33

Примітка: Для проміжних значень допускається лінійна інтерполяція.

Періоди власних коливань

Найбільший виліт, м	Період власних коливань T_1 , с									
	Для висоти розташування опорного шарніра стріли над площиною опорного контуру, м									
	До 20				21-40				41-60	61-80
	при вантажопідіймальності на найбільшому вильоті, т									
	1-5	6-10	11-20	21-30	1-5	6-10	11-20	21-30	1-10	1-10
10	1,5	1,6	1,7	1,9	1,7	1,9	2,2	2,5	2,7	2,9
20	1,6	1,7	1,9	2,2	1,9	2,2	2,5	2,7	2,9	3,1
30	1,7	1,9	2,2	2,5	2,2	2,5	2,7	2,9	3,1	3,4
40	1,9	2,2	2,5	2,7	2,5	2,7	2,9	3,1	3,4	3,7
50	2,2	2,5	2,7	2,9	2,7	2,9	3,1	3,4	3,7	4,0
60	2,5	2,7	2,9	3,1	2,9	3,1	3,4	3,7	4,0	4,5

Примітка. Період власних коливань кранів без вантажу допускається приймати як 2/3 періоду власних коливань того ж крана з вантажем.

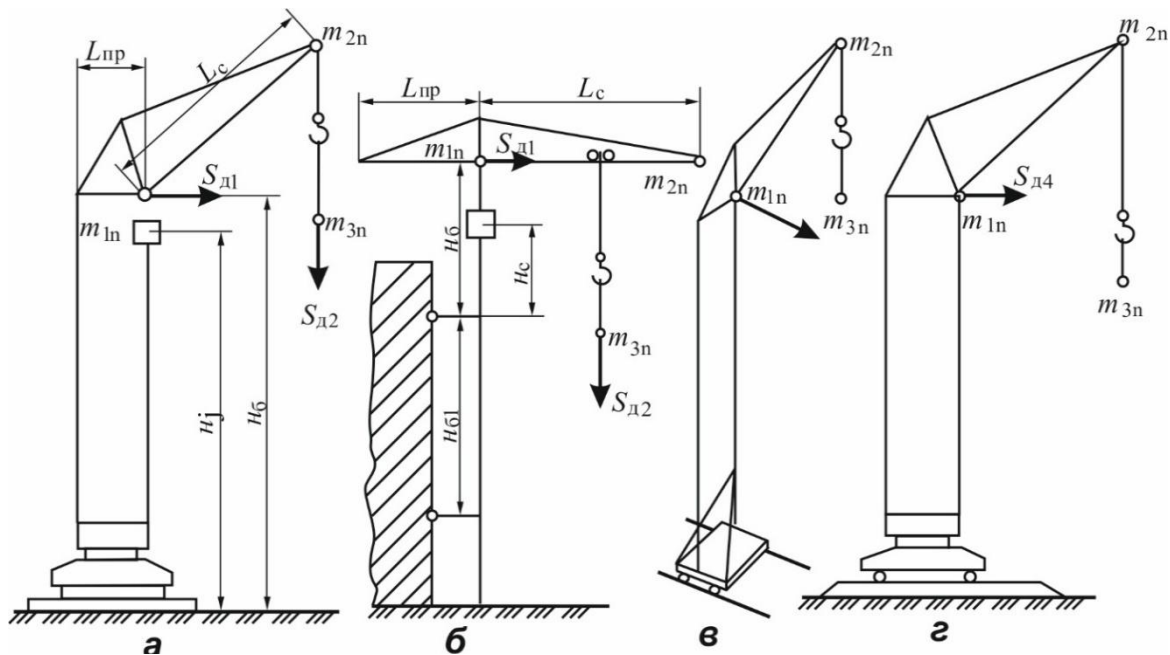


Рис.3.3. Схеми прикладення навантажень

Середньоквадратичне відхилення випадкових складових динамічних сил прикладається, як показано на рис. 3.3; горизонтальної $S_{д.1}$ і вертикальної $S_{д.2}$ при роботі механізму підймання вантажу (рис.3.3, а, б); із площини стріли – $S_{д.3}$ при роботі механізму повертання крана (рис. 3.3, в); в площині стріли – $S_{д.4}$ при роботі механізму пересування крана (рис. 3.3, г).

Величини $S_{д.1}, S_{д.3}, S_{д.4}$ приймають не менше, ніж $a_1(m_{1п} + m_{2п})$ та $S_{д.2}$ не менше ніж $a_2 \cdot m_3$, де $a_1=0,1м/с^2$, $a_2=0,5м/с^2$; $m_{2п}$ і $m_{3п}$ – маси частин крана та вантажу, кг, приведені відповідно до точок 1;2;3 конструкції (рис. 3.3) і визначаються за формулою

$$m_{iп} = \sum m_i \cdot a_j, \quad (3.14)$$

де m_i – маса частин крана або вантажу, яка зосереджена в точці j , кг;

a_j – коефіцієнт приведення маси m_i до точки j приймають за табл. 3.14.

В формулах (табл. 3.14) прийняті такі позначення:

$J_б$ – момент інерції башти, $кг \cdot м^2$, відносно осі, перпендикулярної до площини підвісу стріли, що проходить через точку перетинання осі башти з площиною опорного контуру для вільностоячих кранів або площиною верхньої опори кріплення до будови для приставних кранів (рис. 3.3, б);

$m_б$ – маса башти, кг;

$H_б$ – висота розташування шарніра стріли, м, над площиною опорного контуру крана для вільностоячих кранів або на площиною верхньої опори кріплення до будови, для приставних кранів, які опираються на будову (рис. 3.3);

$J_с$ – момент інерції стріли і частин, розташованих на ній, відносно осі, перпендикулярної до площини підвісу стріли, що проходить через опорний шарнір стріли, $кг \cdot м^2$;

$J_{пр.}$ – момент інерції консолі противаги і частин, розташованих на ній, відносно осі, перпендикулярної до площини, підвісу, що проходить через опорний шарнір консолі, $кг \cdot м^2$;

$m_с$ – маса стріли, кг;

$m_{\text{пр}}$ – маса консолі протываги та інших частин, розташованих на ній, кг;

H_j – висота зосередженої маси, м, розташованої на башті, над площиною опорного контуру крана для вільностоячих кранів або над площиною верхньої опори кріплення до будови для приставних кранів (рис. 3.3);

L_c – довжина стріли, м.

Таблиця 3.14

Коефіцієнти зведення мас

Точки зведення	Назви частин крана	α_γ
Опорний шарнір стріли	Башта	$\frac{J_\delta}{H_\delta^2 \cdot m_\delta}$
	Зосереджені маси, що розташовані на башті (кабіна, механізми та ін.)	$\frac{H_j}{H_\delta^2}$
	Стріла, протывагова консоль і частини, що розташовані на них	$1 - \frac{J_c + J_{\text{пр}}}{(m_c + m_{\text{пр}}) \cdot L_c^2}$
Головка стріли	Стріла, протывагова консоль і частина, що розташована на них	$\frac{J_c + J_{\text{пр}}}{(m_c + m_{\text{пр}}) \cdot L_c^2}$

2.3. РОЗРАХУНОК ПЕРЕСУВНОГО ВІЛЬНОСТОЯЧОГО БАШТОВОГО КРАНА З ПІДЙІМАЛЬНОЮ СТІЛОЮ

Визначення геометричних, масових параметрів та вантажної характеристики

Вихідні дані. Вантажопідіймальність максимальна при мінімальному вильоті $m_v=10\text{т}$, максимальний виліт $L_{\text{max}}=35\text{м}$, висота підймання при максимальному вильоті $h=40\text{м}$, група класифікації крана А5, клас використання U5, режим навантаження Q2 – середній.

Визначаємо геометричні і масові характеристики крана за табл. 3.1 і табл. 3.2.

Розмір поперечного перерізу башти (сторона квадрата)

$$a_\delta = (0,9 \dots 1,1) \cdot \frac{40}{20} = 2\text{м}.$$

Розмір поперечного перерізу стріли (сторони прямокутника)

$$C_c = (0,9...1,1) \cdot \frac{35}{23} = 1,6 \text{ м.}$$

Приймаємо в площині підвісу стріли $C_c = 2,0$ м, з площини підвісу $C_c = 1,6$ м.

Висота шарніра п'яти стріли над головою рейки

$$h = H = 40 \text{ м.}$$

Висота головки башти (від центра п'яти стріли до центра верхніх блоків)

$$h_T = (0,8...1,1) \cdot \frac{35}{3,6} = 11 \text{ м.}$$

Відстань від осі обертання крана до осі башти

$$a_3 = (1,1...1,2) \cdot \frac{2}{2} = 1,1 \text{ м.}$$

Відстань від осі башти до п'яти стріли

$$x_0 = \frac{1,6}{2} + 0,2 = 1,0 \text{ м.}$$

Відстань від осі повертання крана до п'яти стріли

$$r = a_3 + x_0 = 1,1 + 1,0 = 2,1 \text{ м.}$$

Довжина розпірки (підстрілка) від осі обертання крана до осі блока

$$L_p = (0,11...0,16) \cdot 40 = 4,5 \text{ м.}$$

Колія і база ходової частини крана

$$K = B = (0,95...1,05) \cdot \frac{40}{6} = 6 \text{ м.}$$

Кут нахилу β стріли до горизонту при $L_{\max} - 15^\circ$ при $L_{\min} - 70^\circ$.

Розрахункова довжина стріли

$$L_c = \frac{35,0 - 1,1 - 1,0}{0,966} = 34 \text{ м.}$$

Орієнтовний діаметр опорно-поворотного круга

$$D_{\text{оп.к}} \approx \frac{1,45}{1,55} \cdot 2 \approx 2,9 \text{ м.}$$

Ширину поворотної платформи приймаємо $B_1=3,1$ м.

Радіус хвостової частини поворотної платформи

$$R = \frac{1,1}{1,2} \cdot 4,5 = 5 \text{ м.}$$

Загальна маса крана

$$m_k = 0,031 \cdot 1600 \sqrt[3]{\frac{40}{10}} = 80 \text{ т,}$$

де момент вантажний $M_B = G_i \cdot L_i = 100 \cdot 16 = 80 \cdot 20 = 1600$ кНм (вага вантажу в кН). Момент вантажний приймають постійним при різних вильотах.

Значення мас:

металоконструкцій	$m_{\text{м.к.}} = 0,41 \cdot 80 = 32,8\text{т;}$
механізмів і електрообладнання	$m_{\text{мех.}} = 0,25 \cdot 80 = 20\text{т;}$
баласту	$m_{\text{бал.}} = 0,34 \cdot 80 = 27,2\text{т;}$
стріли	$m_c = 0,07 \cdot 80 = 5,6\text{т;}$
башти	$m_b = 0,13 \cdot 80 = 10,4\text{т;}$
поворотної платформи	$m_{\text{п.п.}} = 0,065 \cdot 80 = 5,2\text{т;}$
неповоротної рами	$m_{\text{н.р.}} = 0,14 \cdot 80 = 11,2\text{т;}$
механізму підіймання вантажу	$m_{\text{в.м.}} = 0,04 \cdot 80 = 3,2\text{т;}$
механізму змінення вильоту	$m_{\text{з.м.}} = 0,04 \cdot 80 = 3,2\text{т;}$
механізму повертання крана	$m_{\text{о.м.}} = 0,03 \cdot 80 = 2,4\text{т;}$
механізму пересування крана	$m_{\text{п.м.}} = 0,04 \cdot 80 = 3,2\text{т;}$
вантажного поліспасти і гакової підвіски	$m_{\text{п.в.}} = 0,005 \cdot 80 = 0,4\text{т;}$
стрілопідіймального поліспасти	$m_{\text{п.с.}} = 0,005 \cdot 80 = 0,4\text{т;}$
ходових візків і коліс (4 комплекти)	$m_{\text{х.в.}} = 0,07 \cdot 80 = 5,6\text{т;}$
кабіни управління	$m_{\text{кб}} = 0,02 \cdot 80 = 1,6\text{т.}$

Визначаємо швидкість рухів, якщо вони не задані.

Швидкість підіймання вантажу приймають $V_B = 20 \dots 40$ м/хв.

Орієнтовно швидкість підймання вантажу для висотних кранів

$$V_B = \frac{H(1 + \frac{1}{\beta}) + 3}{1,09\sqrt{m_B} - 1,1},$$

де H – висота підймання вантажу, м;

$\beta = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$ – коефіцієнт оптимальних швидкостей;

V_{\max} – максимальна швидкість опускання гака без вантажу;

V_{\min} – швидкість підймання вантажу номінальна;

m_B – вантажопідймальність, т.

Приймаємо для розрахунку швидкість $V_B = 0,333$ м/с.

Швидкість пересування крана рекомендується приймати для кранів з балочною стрілою $V_K = (20...40)$ м/хв, з підйомними стрілами

$V_K = (36...40)$ м/хв.

Приймаємо швидкість пересування крана $V_K = 0,2$ м/с.

Частота повертання крана з вантажним моментом не більше 2500 кН·м:

$$n_K = 1,33 - 0,52 \cdot 10^{-3} M_{\text{ГР}} + 0,83 \cdot 10^{-7} M_{\text{ГР}}^2 = 1,33 - 0,52 \cdot 10^{-3} \cdot 1600 + 0,83 \cdot 10^{-7} \cdot 1600^2 \\ = 0,71 \text{ хв}^{-1}.$$

Приймаємо $n_K = 0,7$ хв⁻¹.

Орієнтовно максимальна швидкість горизонтального ходу вантажу при зміні вильоту

$$V_{\max} = 10 + 0,8 L_{\text{раб}} = 10 + 0,8 \cdot 25 = 30 \text{ м/хв},$$

де

$$L_{\text{раб}} = L_{\max} - L_{\min} = 35 - 10 = 25 \text{ м},$$

$L_{\min} = 10$ м – прийнятий мінімальний виліт.

Середня швидкість горизонтального ходу вантажу

$$V_{\text{ср}} = \frac{V_{\max}}{2} = \frac{30}{2} = 15 \text{ м/хв}.$$

Швидкість пересування вантажного візка по стрілі

$$V_{в.в} = 10 + 0,8 L_{раб} \text{ м/хв.}$$

$$\text{або } V_{в.в} = 10 + 0,8 \cdot 25 = 30 \text{ м/хв.}$$

Розрахунок вантажної характеристики крана.

Вантажна характеристика – це закономірність залежності вантажопідймальності при зміні вильоту крана. При цьому, як правило, вантажний момент залишається постійним.

Вихідні дані. Вантажний момент $M_B = 1600 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Геометричні і масові параметри беремо з попередніх розрахунків.

Після компоновочної проробки конструкції крана, виходячи з геометричних і вагових параметрів, а також за аналогією з існуючими кранами, визначаємо координати центра тяжіння крана (рис. 3.4).

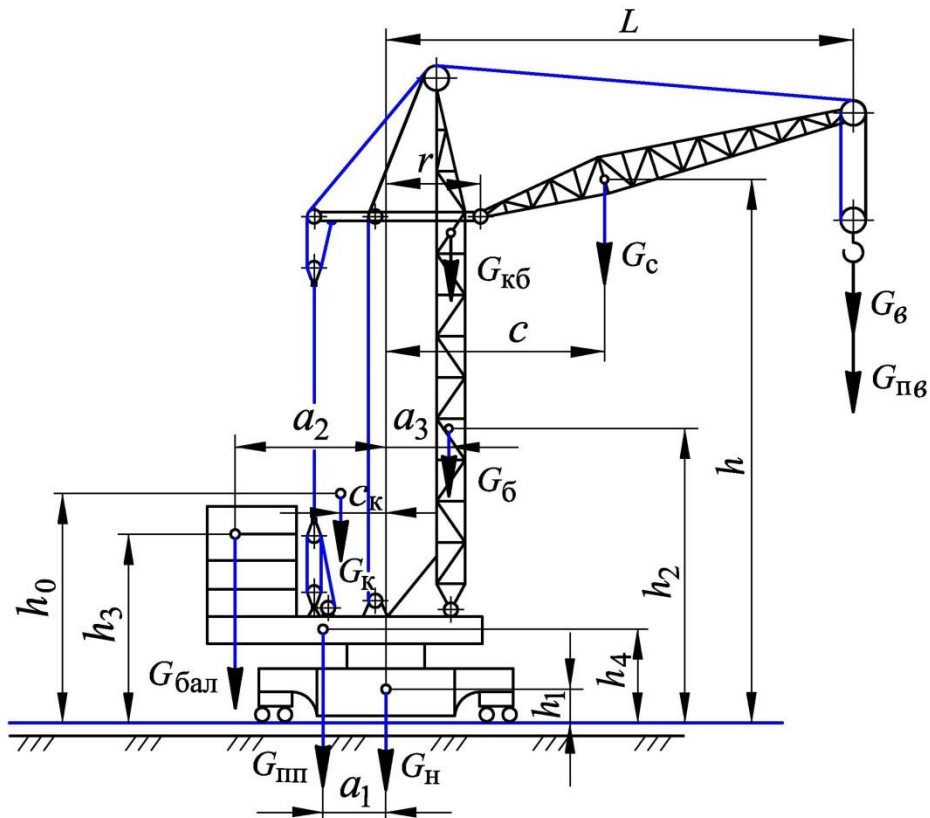


Рис.3.4. Схема для визначення координат центра тяжіння

Кран встановлений на горизонтальній площині, виліт стріли максимальний.

Відстань від осі повертання крана до центра тяжіння (горизонтальна координата) при установленні крана на горизонтальній площині

$$c_k = \frac{\Sigma G_i \cdot L_i}{G_k} = \frac{G_c \cdot c + G_{п.в} \cdot L + (G_b + G_{кб})a_3 - G_{п} \cdot a_1 - G_{бал} \cdot a_2}{G_k} =$$

$$= \frac{56 \cdot 15,6 + 4 \cdot 35 + (104 + 16) \cdot 1,1 - 144 \cdot 2 - 272 \cdot 4,5}{800} = -0,46 \text{ м,}$$

де $G_c, G_{п.в}, G_b, G_{кб}, G_{п}, G_{бал}$ – відповідно вага стріли, поліспасти вантажного, башти, кабіни, поворотної платформи, на якій рівномірно розподілені маси поворотної платформи, механізмів вантажопідіймального, стрілового, поворотного, поліспасти стрілового, баласту, кН;

$$G_{п} = G_{п.п} + G_{в.м} + G_{с.м} + G_{о.м} + G_{п.с} = 52 + 32 + 32 + 24 + 4 = 144 \text{ кН;}$$

$a_1 = 2 \text{ м}, a_2 = 3,5 \text{ м}, a_3 = 1,1 \text{ м}$ – прийняті конструктивно, виходячи з величини радіуса хвостової частини поворотної платформи ($R = 5 \text{ м}$);

$$c = r + \frac{L_c}{2} \cos \beta_{\min} = 2,1 + \frac{34}{2} \cos 15^\circ = 15,6 \text{ м.}$$

Знак мінус показує, що центр тяжіння зміщений вліво від осі повертання крана.

Відстань від площини, яка проходить через опорний контур, до центра мас крана

$$h_0 = \frac{\Sigma G_i \cdot h_i}{G_k} = \frac{(G_c + G_{п.в})h + (G_b + G_{п.с})h_2 + G_{кб}(h - 1,5) + G_{п.п} \cdot h_4}{G_k} +$$

$$+ \frac{(G_{с.м} + G_{в.м} + G_{о.м})(h_4 + 1) + G_{бал} \cdot h_3 + (G_{н.р} + G_{х.в} + G_{п.м})h_1}{G_k} =$$

$$= \frac{(56 + 4) \cdot 40 + (104 + 4) \cdot 19 + 16(40 - 1,5) + 52 \cdot 2 + (32 + 32 + 24) \times (2 + 1)}{800} +$$

$$+ \frac{272 \cdot 4 + (112 + 56 + 32) \cdot 1}{800} = 8,4 \text{ м,}$$

де $G_c, G_{п.в}, G_b, G_{п.с}, G_{кб}, G_{о.п}, G_{с.м}, G_{в.м}, G_{о.м}, G_{бал}, G_{н}, G_{х.в}, G_{п.м}$ – відповідно вага стріли, поліспасти вантажного, башти, поліспасти стрілового,

кабіни, поворотної платформи, стрілового, вантажного механізмів, баласту, неповоротної рами, ходових візків, пересувного механізму, кН;

$h_1=1$ м, $h_2=19$ м, $h_3=4$ м, $h_4=2$ м – відповідні значення висот.

Аналогічно визначаємо координати центра тяжіння крана для розрахункового положення при вильоті крана 16 м, від осі обертання, що відповідає куту установлення стріли $\beta=48^\circ$, при якому зберігається максимальна вантажопідіймальність

$$c_k = \frac{G_c \cdot c + G_{п.в} \cdot L + (G_{\bar{6}} + G_{к\bar{6}})a_3 - (G_{п.п} + G_{с.м} + G_{в.м} + G_{о.м} + G_{п.с})a_1 - G_{бал} \cdot a_2}{G_k} =$$

$$= \frac{56 \cdot 13,7 + 4 \cdot 25,1 + (104 + 16) \cdot 1,1 - (80 + 32 + 32 + 24 + 4) \cdot 2 - 272 \cdot 4,5}{800} = -0,71 \text{ м};$$

де додатково

$$c = \frac{L_c}{2} \cos 48^\circ + r = \frac{34}{2} \cdot 0,67 + 2,3 = 13,7 \text{ м};$$

$$L = L_c \cos 48^\circ + r = 34 \cdot 0,67 + 2,3 = 25,1 \text{ м};$$

$$h_o = \frac{G_c (h + \frac{L_c}{2} \sin \beta) + G_{п.в} (h + L_c \sin \beta) + (G_{\bar{6}} + G_{п.в})h_2 + G_{к\bar{6}} (h - 1,5)}{G_k} +$$

$$+ \frac{G_{п.п} \cdot h_4 + (G_{с.м} + G_{в.м} + G_{о.м})(h_4 + 1) + G_{бал} h_3 + (G_{п.р} + G_{х.в} + G_{п.м})h_1}{G_k} =$$

$$= \frac{56 \cdot (40 + \frac{34}{2} \sin 48^\circ) + 4 \cdot (40 + 34 \sin 48^\circ) + (104 + 4) \cdot 19}{800} +$$

$$+ \frac{16 \cdot (40 - 1,5) + 52 \cdot 2 + (32 + 32 + 24)(2 + 1) + 272 \cdot 4 + (112 + 56 + 32) \cdot 1}{800} = 9,4 \text{ м}.$$

Аналогічно, при куті підйому стріли $\beta_{\max} = 70^\circ$

$$c = \left(\frac{L_c}{2} \cos 70^\circ + r \right) = \frac{34 \cdot 0,34}{2} + 2,1 = 7,9 \text{ м};$$

$$L_{\min} = L_c \cos \beta_{\max} + r = 34 \cdot 0,34 + 2,1 = 13,66 \text{ м};$$

і координати центра мас

$$c_k = -1,17\text{м}; h_0 = 9,7\text{м}.$$

Визначаємо утримуючий момент при розміщенні крана на ухилі колії

$$M_{\text{ут}} = G_k [(\vartheta + c_k) \cos \alpha - h_0 \sin \alpha], \quad (3.15)$$

де $\vartheta = \frac{B}{2}$ – половина бази крана.

Для максимального вильоту

$$M_{\text{ут}} = 800[(3 + 0,46) \cdot 0,999 - 8,4 \cdot 0,0124] = 2760 \text{кН} \cdot \text{м},$$

де α приймають за табл. 3.5.

$$\alpha = \left(\frac{0,05}{B} + 0,004 \right) \cdot 57,29^\circ = \left(\frac{0,05}{6} + 0,004 \right) \cdot 57,29^\circ = 0,71^\circ.$$

При куті нахилу стріли 48°

$$M_{\text{ут}} = 800[(3 + 0,71) \cdot 0,999 - 9,4 \cdot 0,00124] = 2955 \text{кН} \cdot \text{м}.$$

При куті нахилу стріли 70°

$$M_{\text{ут}} = 800[(3 + 1,17) \cdot 0,999 - 9,7 \cdot 0,00124] = 3326 \text{кН} \cdot \text{м}.$$

Ураховуючи те, що величина утримуючих моментів для різних положень більше в 1,5...2 рази прийнятого максимального вантажного моменту, приймаємо, що геометричні і масові характеристики крана і їх комбінації на заданому етапі розрахунку задовольняють.

Якщо це співвідношення буде меншим, необхідно збільшити утримуючий момент за рахунок зміни геометричного розташування мас крана.

Визначаємо орієнтовно вантажну характеристику, виходячи з постійності вантажного моменту

$$m_{\text{в.і}} = \frac{M_{\text{в}}}{9,81L_i}, \quad (3.16)$$

а також розраховуємо висотну характеристику по висоті головки стріли

$$H_i = h + L_c \cdot \sin \beta.$$

Дані розрахунку зводимо до табл. 3.15.

Остаточно вантажопідіймальності для кожного вильоту уточнюються після розрахунків усіх механізмів з урахуванням стійкості крана, стріли, а також міцності усіх елементів складальних одиниць та їх деталей.

В баштових кранах, як правило, при малих вильотах, вантажопідіймальність призначають постійною, хоча за стійкістю її можна було б збільшити. Таке обмеження пов'язане з міцністю деталей і елементів.

Таблиця 3.15

Вантажопідіймальність крана для $M_B=1600\text{кНм}$

Виліт, м	35	34	32	30	28	26	24	22	20	18	16...13,66
Вантажопідіймальність, т	4,6	4,7	4,8	5,0	5,3	6,1	6,7	6,9	8,0	8,9	10 на всіх вильотах
Висота підіймання, м	48,8	51,6	56,0	59,4	61,8	64,1	66,2	67,5	68,8	69,9	70,6...72,0

Розрахунок механізму підіймання вантажу

Вихідні дані: нормативна вантажопідіймальність $m_B^H=10\text{т}$, швидкість підіймання $V_B=0,333\text{ м/с}$, висота підіймання при мінімальному вильоті $h_{\max}=72\text{м}$ (табл. 3.15), група класифікації механізму в цілому – М5, клас використання Т5, режим навантаження L2 (середній), $TB=25\%$.

За аналогією з існуючими механізмами підіймання, приймають конструктивно механізм, що складається з електродвигуна, редуктора, гальма, барабана і поліспасти (рис. 3.5).

У відповідності до табл. 3.3 і табл. 3.4, механізм підіймання вантажу повинен розраховуватись на дію нормативної $G_B^H=100\text{ кН}$ та випадкової складової ваги вантажу, яку визначають за формулою (3.11)

$$S_G = K_3 \cdot G_B^H = 0,06 \cdot 100 = 6\text{ кН},$$

де K_3 – за табл. 3.10.

Тоді розрахункова вантажопідіймальність

$$G_B = G_B^H + S_G = 100 + 6 = 106\text{ кН}.$$

Розрахунок і вибір каната і барабана. Згідно п. 2.1 за табл. 2.1 приймаємо простий поліспаст кратністю $u_{\text{п}}=4$ (рис. 3.5).

ККД поліспасти

$$\eta_{\text{п}} = \frac{(1 - \eta_{\text{б}}^{u_{\text{п}}})\eta_{\text{б}}}{(1 - \eta_{\text{б}})u_{\text{п}}} = \frac{(1 - 0,98^4)0,98}{(1 - 0,98)4} = 0,95. \quad (3.17)$$

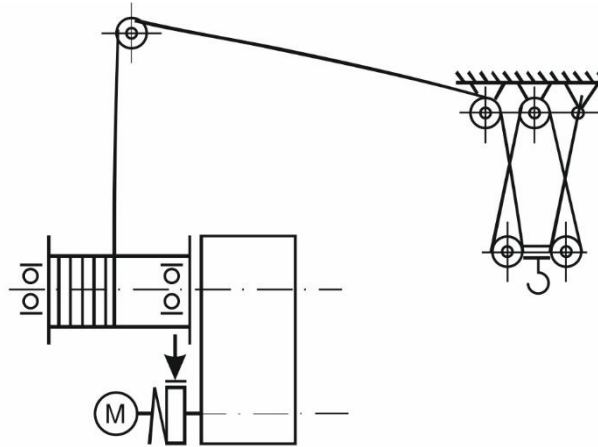


Рис 3.5. Схема механізму підіймання

Загальний ККД канатно-блочної системи (із урахуванням відхиляючого блока)

$$\eta_3 = \eta_{\text{п}}\eta_{\text{б}} = 0,95 \cdot 0,98 = 0,93.$$

Максимальне зусилля у вітці каната, що намотується на барабан

$$F_{\text{max}} = \frac{G_{\text{в}}}{z \cdot \eta_3} = \frac{106000}{4 \cdot 0,93} = 28495 \text{ Н},$$

де $G_{\text{в}}=106000\text{Н}$ – розрахункова вантажопідймальність;

$z = u_{\text{п}}=4$ – число віток поліспасти;

$\eta_3=0,93$ – загальний ККД канатно-блочної системи.

Мінімальний діаметр каната

$$d = C\sqrt{F} = 0,095\sqrt{28495} = 16,04 \text{ мм},$$

де $C=0,095$ – коефіцієнт вибору каната, табл. 2.2, а для інших значень міцності та конструкції канатів, див. п. 2.1.

Вибираємо канат (17,5-Г-I-H-1570) з лінійним дотиком дротів, конструкції 6x25 з органічним осердям першої марки, з дроту без покриття, правого хрестового звивання, діаметром 17,5 мм з розривним зусиллям $F_p = 153500$ Н, з межею міцності 1568 МПа за стандартом (Дод. I).

Мінімальний діаметр барабана по центру витків каната

$$D \geq h_1 \cdot d = 18 \cdot 17,5 = 315 \text{ мм.}$$

де $h_1 = 18$ (табл. 2.4).

Мінімальний діаметр блоків

$$D_{\text{бл}} = h_2 \cdot d = 20 \cdot 17,5 = 350 \text{ мм,}$$

де $h_2 = 20$ (табл. 2.4).

Приймаємо конструктивний діаметр барабана та блоків $D_k = 400$ мм.

З урахуванням намотаного каната $D = 417,5$ мм.

Робоча довжина каната, намотаного на барабан, при підйманні на мінімальному вильоті

$$l_p = h_{\text{max}} \cdot u_{\text{п}} = 72 \cdot 4 = 288 \text{ м.}$$

Кількість робочих витків

$$z_p = \frac{l_p}{\pi \cdot D} = \frac{288}{3,14 \cdot 0,4175} = 220,$$

Загальна кількість витків

$$z_3 = z_p + z_{\text{зп}} + z_{\text{зк}} = 220 + 2 + 5 = 227,$$

де $z_{\text{зп}} = 2$ – кількість запасних витків;

$z_{\text{зк}} = 5$ – кількість витків для закріплення каната з урахуванням ділянок з двох сторін барабана на виходи різця при виготовленні нарізки.

Необхідна довжина барабана при одношаровому навиванні каната

$$L_{\text{б}} = z_3 \cdot t_n = 227 \cdot 20 = 4540 \text{ мм,}$$

де $t_n = d + (2 \dots 3) = 20$ мм – крок навивання каната для барабана з нарізкою (рис. 3.6);

$t_n = d$ – для барабана без нарізки.

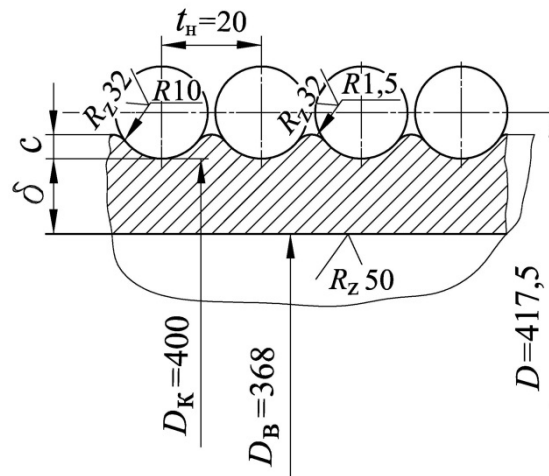


Рис. 3.6. Профіль канавок барабана

Оскільки конструктивно буде важко виконати механізм з таким барабаном при одношаровому навиванні, приймаємо навивання каната у три шари.

Приймаємо орієнтовно кількість витків у кожному шарі однаковою $z_1 = z_2 = z_3 = 68$ і визначаємо канатомісткість барабана

$$l_k = \pi \cdot D \cdot z_1 + \pi(D + 2d)z_2 + \pi(D + 4d)z_3 = 3,14 \cdot 0,4175 \cdot 68 + 3,14(0,4175 + 2 \cdot 0,0175)68 + 3,14(0,4175 + 4 \cdot 0,0175)68 = 290 \text{ м.}$$

Довжина барабана (без нарізки)

$$L_6 = 68 \cdot 0,0175 = 1,2 \text{ м.}$$

При багатшаровому навиванні канат закріплюється на торцевому диску барабана з виводом його через отвір, або за допомогою клина.

Приймаємо кріплення каната за допомогою клина, рис. 2.5.

Тоді розрахунковий діаметр барабана збільшиться на два діаметра каната

$$D_6 = 417,5 + 2 \cdot 17,5 = 452,5 \text{ мм.}$$

Розрахунки товщини стінки барабана, деталей гакової підвіски та інші див. п. 2.1. із врахуванням того, що блоки на гаковій підвісці конструктивно рознесені в одній площині (рис.3.5).

Розрахунок і вибір електродвигуна, редуктора і гальма.

Статична потужність електродвигуна при підйманні номінального вантажу

$$P_p = \frac{G_B \cdot V_B}{\eta_M} = \frac{106 \cdot 0,333}{0,85} = 41,53 \text{ кВт},$$

де $G_B = 106 \text{ кН}$, $V = 0,333 \text{ м/с}$; $\eta_M = 0,85$ (Дод. XXVII).

Вибираємо електродвигун асинхронний з фазовим ротором типу МТН512-8, потужністю $P = 45 \text{ кВт}$, частотою обертання $n = 695 \text{ хв}^{-1}$ ($\omega = 72,7 \text{ с}^{-1}$), при ТВ – 25%, з моментом інерції ротора $J_p = 1,45 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, максимальним моментом $M_{\max} = 1400 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (Дод. XXIX).

Швидкість намотування каната на барабан

$$V_k = V_B \cdot u_{\Pi} = 0,333 \cdot 4 = 1,33 \text{ м/с}.$$

Частота обертання барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{60V_k}{\pi \cdot D_{\text{б}}} = \frac{60 \cdot 1,33}{3,14 \cdot 0,4525} = 56,14 \text{ хв}^{-1}.$$

Розрахункове передаточне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_{\text{б}}} = \frac{695}{56,14} = 12,38.$$

За каталогом вибираємо редуктор типу Ц2 (Дод. XL-XLV) середнього режиму роботи при частоті обертання вхідного вала 750 хв^{-1} , редуктор Ц2-350-12,5-4М з передаточним числом $u_p = 12,5$ з обертальним моментом на тихохідному валу $6 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Тоді фактична швидкість підйому

$$V_{\phi} = 0,333 \frac{12,38}{12,5} = 0,33 \text{ м/с}.$$

Перевірка електродвигуна на тривалість пуску.

Середня тривалість пуску при підйманні та опусканні номінального вантажу

$$t_{\Pi} = \frac{J_{\text{зв}} \cdot \omega}{M_{\text{п.ср}} \pm M_{\text{ст}}}, \quad (3.18)$$

де $J_{\text{зв}}$ – момент інерції механізму підйому при пуску, зведений до вала двигуна

$$J_{зв} = \delta(J_p + J_M) + \frac{m_B \cdot R_6^2}{u_{п}^2 \cdot u_p^2 \cdot \eta_M} = 1,2(1,45 + 0,471) + \frac{10600 \cdot 0,2263^2}{4^2 \cdot 12,5^2 \cdot 0,85} = 2,564 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $J_M = 0,471 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ (Дод. XLVII) – момент інерції муфти з гальмовим шківом, що з'єднує вали двигуна і редуктора;

$M_{п.ср}$ – середній пусковий момент;

$\delta = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт, який урахує моменти інерції мас, що обертаються на інших валах приводу (редуктора, барабана).

$$M_{п.ср} = \frac{M_{\max} + 1,1M_H}{2} = \frac{1400 + 1,1 \cdot 619}{2} = 1010 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_H = \frac{P}{\omega} = \frac{45 \cdot 10^3}{72,7} = 619 \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ – номінальний момент електродвигуна};$$

$$M_{ст} = \frac{G_B \cdot D_6}{2u_{п}u_p\eta_M} = \frac{106000 \cdot 0,4525}{2 \cdot 4 \cdot 12,5 \cdot 0,85} = 568 \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ – статичний момент}.$$

Тоді тривалість пуску при підйманні вантажу

$$t_{п} = \frac{2,564 \cdot 72,7}{1010 - 433} = 0,42 \text{ с};$$

при опусканні

$$t_{п} = \frac{2,564 \cdot 72,7}{1010 + 410} = 0,13 \text{ с}.$$

Середнє прискорення вантажу

$$a_{ср} = \frac{0,33}{0,42} = 0,8 \text{ м/с}^2; \quad a_{ср} = \frac{0,33}{0,13} = 2,5 \text{ м/с}^2.$$

Кран з таким прискоренням (табл. 2.8) може бути використаний як рейферний та для перевантаження масових вантажів. Так як в системі пуску двигуна передбачаємо ступінчастий запуск та умови використання посадочної швидкості, то кран може експлуатуватись на житловому будівництві.

Перевірка електродвигуна за моментом.

Умова (3.2) вірності вибору електродвигуна

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де $K = 1,5$ – коефіцієнт перевантаження (табл. 3.6);

M^H – момент на валу двигуна від нормативних складових навантаження,

$$M^H = \frac{G_B^H \cdot D_6}{2u_{II} \cdot u_p \cdot \eta_M} = \frac{100000 \cdot 0,4525}{2 \cdot 4 \cdot 12,5 \cdot 0,85} = 536 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$G_B^H = 100000 \text{ Н}$ – вага вантажу;

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 0,8 = 0,76$ – коефіцієнт умов праці;

$m_1 = 0,95$ – коефіцієнт відповідності для II класу відповідальності крана і II класу відповідальності елемента (табл. 3.8);

$m_2 = 0,8$ - коефіцієнт, що враховує умови роботи (табл. 3.9);

$M^P = M_{п.ср} = 1010 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – розрахункова несуча здатність за моментом.

Тоді $1,5 \cdot 536 \leq 0,76 \cdot 1010$; $804 \geq 767$ – перевантаження 5%, що допустиме.

Значить, вибраний електродвигун відповідає перевірці за моментом із врахуванням відповідного вибору опору першого ступеня.

Визначення гальмового моменту і вибір гальма для механізму підіймання.

Гальмовий момент

$$M_{\Gamma} = K_{\Gamma} \cdot M_{ст.Г} = 1,75 \cdot 391 = 684 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.19)$$

де $K_{\Gamma} = 1,75$ (табл. 2.9) – коефіцієнт запасу гальмування;

$M_{ст.Г}$ – статичний гальмовий момент,

$$M_{ст.Г} = \frac{G_H D_6 \eta_M}{2u_{II} u_p} = \frac{100000 \cdot 0,4525 \cdot 0,85}{2 \cdot 4 \cdot 12,5} = 391 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За каталогом (дод. LI) вибираємо двохколодкове гальмо з електрогідроштовхачем ТКТГ-300м з максимальним гальмовим моментом $M_{\Gamma} = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і регулюємо на розрахунковий гальмовий момент за рахунок зміни довжини робочої пружини.

Тривалість гальмування при опусканні вантажу

$$t_{\Gamma} = \frac{J_{\text{зв.}\Gamma} \cdot \omega}{M_{\Gamma} - M_{\text{ст.}\Gamma}} = \frac{2,49 \cdot 72,7}{684 - 391} = 0,62 \text{ с}, \quad (3.20)$$

де $J_{\text{зв.}\Gamma}$ – момент інерції механізму підймання при гальмуванні, зведений до вала електродвигуна,

$$J_{\text{зв.}\Gamma} = \delta(J_p + J_m) + \frac{m_b R_6 \eta_m}{u_n^2 u_p^2} = 1,2 \cdot (1,45 + 0,471) + \frac{10000 \cdot 0,2263^2 \cdot 0,85}{4^2 \cdot 12,5^2} = 2,49 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

А при підйманні

$$t_{\Gamma} = \frac{2,49 \cdot 72,7}{684 + 391} = 0,17 \text{ с}.$$

Умова (3.2) вірності вибору гальма

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де K – коефіцієнт перевантаження,

$$K = I + K_1 \cdot K_2.$$

Тут $K_1 = 5$ (табл. 3.7) для II класу відповідності крана і II класу відповідності деталі;

$$K_2 = \frac{S_G}{G^H} = \frac{6000}{100000} = 0,06 - \text{коефіцієнт змінності, як відношення зусилля від}$$

середньоквадратичного відхилення випадкової складової ($S_G = 6000 \text{ Н}$) до зусилля від нормативних складових ($G^H = 100000 \text{ Н}$);

$$K = 1 + 5 \cdot 0,06 = 1,3;$$

$M^H = 536 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – момент на валу електродвигуна від нормативних складових навантажень;

$$M^P = M_{\Gamma} = 684 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad m_0 = 1 \text{ (формули 3.8; 3.19).}$$

Тоді після підстановки в умову, одержимо $1,3 \cdot 536 \leq 684$; $697 > 684$, що на 2% більше умови. Із врахуванням того, що гальмо може бути відрегульоване на більший момент, то вибране гальмо задовольняє перевірку за моментом.

Розрахунок каната, барабана та гакової підвіски проводимо аналогічно п. 2.1 із перевітками правильності згідно залежностей (3.1) (3.2) та (3.3).

Розрахунок механізму повертання

Вихідні дані: кран установлений на відкритому майданчику, механізм повертання з редуктором та з цівочним зачепленням, опорно-поворотний пристрій – роликівий однорядний, класифікація механізму в цілому – М5, клас використання Т5, режим навантаження L2 –середній, ТВ = 25%. Вантажний момент $M_B = 1600$ кН·м, частота обертання крана $n_k = 0,7$ хв⁻¹ ($\omega = 0,073$ с⁻¹). Максимальний виліт $L = 35$ м. Масові і геометричні параметри показані на рис. 3.4.

Визначаємо найбільший момент, який діє на роликівий опорно-поворотний круг від нормативних складових навантажень.

Момент від нормативних складових навантажень, які діють на опорно-поворотний круг відносно осі (при максимальному вильоті), яка проходить через центр круга нормально до площини підвісу (рис. 3.4, табл. 3.15).

$$M_{кр} = G_B \cdot L + G_c \cdot c + G_{п.в} \cdot L + (G_{\delta} + G_{к\delta}) \cdot a_3 - G_{п} \cdot a_1 - G_{бал} \cdot a_2 =$$

$$45,7 \cdot 35 + 56 \cdot 15,6 + 4 \cdot 35 + (104 + 16) \cdot 1,1 - 144 \cdot 2 - 272 \cdot 4,5 = 1233 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (3.21)$$

де G_B , G_c , $G_{п.в}$, G_{δ} , $G_{к\delta}$, $G_{п}$, $G_{бал}$, – вага вантажу, стріли, поліспасти вантажного, башти, кабіни, поворотної платформи.

Орієнтовно значення моменту відповідає величині розрахункового вантажного моменту.

Визначаєм загальне вертикальне навантаження на опорно – поворотний круг (для максимальної вантажопідіймальності)

$$F_V = G_B + G_c + G_{п.в} + G_{\delta} + G_{к\delta} + G_{п} + G_{бал} =$$

$$= 100 + 56 + 4 + 104 + 16 + 144 + 272 = 696 \text{ кН}. \quad (3.22)$$

Згідно з Дод. LXXII для значень $M_{кр} = 1233$ кН·м і $F_V = 696$ кН вибираємо роликівий опорно-поворотний круг номер 7, виконання I з діаметром

$D = 2240$ мм. Визначаємо момент опору обертанню опорно-поворотного круга від сил тертя.

Визначаємо $M_{с.к}$ (кН·м) за формулами

$$\text{для } \frac{M_{кр}}{F_v} \leq \frac{r_{кр}}{2}, M_{с.к} = f \frac{F_v \cdot r_{кр}}{\sin \gamma}; \quad (3.23)$$

$$\text{для } \frac{M_{кр}}{F_v} > \frac{r_{кр}}{2}, M_{с.к} = \frac{f}{\sin \gamma} \left[F_v \cdot r_{кр} + \delta_{кр} \left(M_{кр} - \frac{F_v \cdot r_{кр}}{2} \right) \right], \quad (3.24)$$

де $\delta_{кр} = 1,3 \cdot 10^{-4} F_v$ коефіцієнт перерозподілу навантажень;

f – приведений коефіцієнт опору; $f = 0,012$ для роликових і $f = 0,01$ для шарикових кругів;

$M_{кр}$ – момент від нормативних складових навантажень, що діє на опорно-поворотний круг, кН·м;

F_v – загальне вертикальне навантаження, кН;

$r_{кр}$ – середній радіус опорного круга по доріжці котіння, м;

γ – кут ухилу до горизонталі сил, що діють на ролики або шарики опорного круга, рад.

Визначаємо відношення

$$\frac{M_{кр}}{F_v} = \frac{1233}{696} = 1,77 \text{ м} > \frac{r_{кр}}{2} = 1,02 \text{ м}, \text{ де } r_{кр} = \frac{204}{2} = 1,02 \text{ м},$$

$D_4 = 1,72$ м – середній діаметр опорно-поворотного круга.

Тоді

$$M_{с.к.} = \frac{0,012}{\sin 45^\circ} \left[696 \cdot 1,02 + (1,3 - 3 \cdot 10^{-4} \cdot 696) \cdot \left(1233 - \frac{696 \cdot 0,86}{2} \right) \right] = 29,34 \text{ кН·м.}$$

Визначаємо статичний момент опору повороту крана

$$M_p = M_{с.к.} + M_B + M_y + M_d, \quad (3.25)$$

де $M_{с.к.} = 29,34$ кН·м – момент опору повороту опорно-поворотного круга від тертя;

M_B – момент від сил вітру;

M_y – момент від ухилу крана;

M_D – момент від середньоквадратичного відхилення випадкових складових динамічного навантаження.

Момент від сил вітру $M_B = M_{B.кр} + M_{B.в}$.

Момент від сил вітру на кран (рис. 3.4) визначається як сума добутків сили вітру на відповідні розміри відносно осі обертання

$$M_{B.кр} = F_c \cdot c + F_6 \cdot a_3 - F_{бал.} \cdot a_2 - F_{п.} \cdot a_1, \quad (3.26)$$

$$\text{де } c = \frac{L_c \cos \beta_{\min}}{2} + r.$$

Сила вітру на елементи крана, див. розділ 1.4; (2.29) та 2.30):

$$F_c = A_c \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n = 20,4 \cdot 125 \cdot 1,75 \cdot 1,5 \cdot 1 = 6,7 \text{ кН},$$

де $A_c = L_c \cdot c_c \cdot \varphi_c = 34 \cdot 2 \cdot 0,3 = 20,4 \text{ м}^2$ – тіньова площа стріли;

$L_c = 34 \text{ м}$, $c_c = 2 \text{ м}$ – довжина і висота вертикальної грані стріли;

φ_c – коефіцієнт заповнення: для ґратчастих конструкцій $\varphi_c = 0,1 \div 0,5$; для суцільних $\varphi_c = 1$;

на башту

$$F_6 = A_6 \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n = 29,4 \cdot 125 \cdot 1,55 \cdot 1,5 \cdot 1 = 8,54 \text{ кН},$$

де $A_6 = H_6 \cdot a_6 \cdot \varphi_6 = 49 \cdot 2 \cdot 0,3 = 29,4 \text{ м}$; $H_6 = h + h_{\text{тол}} - h_4 = 40 + 11 - 2 = 49 \text{ м}$ (див. рис. 3.4);

на поворотну платформу

$$F_{п.п} = A_{п.п} \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n = 4 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,6 \text{ кН},$$

$$\text{де } A_{п.п} = \left(R - \frac{a_6}{2} \right) h_{п.п} \varphi_{п.п} = \left(5 - \frac{2}{2} \right) \cdot 1 \cdot 1 = 4 \text{ м}^2,$$

$R = 5 \text{ м}$ – радіус хвостової частини;

$a_6 = 2 \text{ м}$ – розмір поперечного перерізу башти;

$h_{п.п} = 1 \text{ м}$ – приймаємо висоту поворотної платформи з механізмами;

$\varphi_{п.п}=1$ – коефіцієнт заповнення;

на баласт

$$F_{\text{бал}} = A_{\text{бал}} \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n = 3,875 \cdot 125 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,58 \text{ кН},$$

де $A_{\text{бал}} = v \cdot h = 1,55 \cdot 2,5 = 3,875 \text{ м}^2$;

h – висота баласту, приймаємо $h=2,5$ м;

v – ширину баласту визначають як одну із граней паралелепіпеда масою

$m_{\text{бал}}=27,2$ т з гранями: $h \times v \times B_1 = 2,5 \cdot 1,55 \cdot 3,1 = 12 \text{ м}^3$ та об'ємною густиною

$\gamma=1,8 \div 2,4 \text{ т/м}^3$ ($m_{\text{бал}} = V_{\text{бал}} \cdot \gamma$).

$B_1=3,1$ м – ширина поворотної платформи (визначена раніше).

Тоді

$$M_{\text{в.кр}} = 6,7 \cdot 15,6 + 8,54 \cdot 1,1 - 0,6 \cdot 2 - 0,58 \cdot 4 = 110,4 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент від сил вітру на вантаж (табл. 3.15)

$$M_{\text{в.в}} = A_{\text{в}} \cdot q \cdot k \cdot c \cdot L = 7,1 \cdot 125 \cdot 1,75 \cdot 1,2 \cdot 35 = 65,23 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Середньоквадратичне відхилення вітрового навантаження (динамічна складова, яка викликається коливаннями крана від пульсації вітру, див. формулу (3.12), табл. 3.11, 3.12)

$$S_{\text{в}} = m_{\text{п}} \cdot \xi \cdot F^{\text{н}},$$

де $F^{\text{н}}$ – нормативна складова вітрового навантаження на стрілу, башту, поворотну платформу та баласт, відповідно визначені раніше – 6,7; 8,54; 0,6; 0,58 кН;

$m_{\text{п}}$ – коефіцієнт пульсації відповідно 0,1; 0,11; 0,12; 0,12;

$\xi=2,3$ – коефіцієнт динамічності, приймаємо за табл. 3.12 і табл. 3.13 або визначаємо за формулою (3.13)

$$\xi = 3 \sqrt{\frac{G_{\text{к}}^{\text{н}} \cdot h_{\text{к}} + G_{\text{в}}^{\text{н}} \cdot h_{\text{в}}}{m_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{к}}^2 + m_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}}^2}} = 3 \sqrt{\frac{800 \cdot 8,04 + 45,7 \cdot 48,8}{80 \cdot 8,05 + 4,57 \cdot 40,8^2}} = 3,2,$$

де $G_K^H = 800$ кН – нормативна складова ваги крана;

$G_B^H = 45,7$ кН - вага вантажу (табл. 3.15);

$m_K = 80$ т – маса крана;

$m_B = 4,57$ т – маса вантажу;

$h_K = h_0 = 8,04$ м – вертикальна координата центра тяжіння;

$h_B = 48,8$ м – висота підйому вантажу (табл. 3.15);

$\rho_K = \sqrt{h_K^2 + c^2} = \sqrt{8,04^2 + 0,46^2} = 8,05$ м - відстань від осі повертання крана (при коливаннях) до центра тяжіння крана; $c=0,46$ м;

$\rho_B = \sqrt{L^2 + h_B^2} = \sqrt{35^2 + 21^2} = 40,8$ м - відстань від осі повертання крана (при коливаннях) до центра тяжіння вантажу (приймаємо, що вантаж знаходиться в піднятому положенні на висоту $h_B = (0,5 \dots 0,75) h$;

для різних вильотів $h_B = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 35 = 21$ м.

Тоді для стріли $S_{B,c} = 0,1 \cdot 3,2 \cdot 6,7 = 2,15$ кН;

для башти $S_{B,b} = 0,11 \cdot 3,2 \cdot 8,54 = 3,01$ кН;

для платформи $S_{B,p} = 0,12 \cdot 3,2 \cdot 0,6 = 0,23$ кН;

для баласту $S_{B,bal} = 0,12 \cdot 3,2 \cdot 0,58 = 0,22$ кН;

для вантажу $S_{B,v} = 0,1 \cdot 3,2 \cdot 2,625 = 0,84$ кН;

де $F_B = A_B \cdot q \cdot k \cdot c = 10 \cdot 125 \cdot 1,75 \cdot 1,2 = 2,625$ кН.

Момент від середньоквадратичних відхилень вітрового навантаження

$$\begin{aligned} M_d &= S_{B,c} \cdot c + S_{B,b} \cdot a_3 - S_{B,p} \cdot a_1 - S_{B,bal} \cdot a_2 + S_{B,v} \cdot L = \\ &= 2,15 \cdot 15,6 + 3,01 \cdot 1,1 - 0,23 \cdot 2 - 0,22 \cdot 4,5 + 0,84 \cdot 35 = 64,8 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Момент опору від ухилу крана (табл. 3.5)

$$M_y = M_{кр} \cdot \sin \alpha = 1233 \cdot 0.008 = 9,864 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Тоді статичний момент опору повертанню (3.25)

$$M_{ст} = 29,34 + 110,4 + 65,23 + 9,864 + 64,8 = 280 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Момент від сил інерції маси крана при пуску

$$M_i = \frac{J \cdot \omega}{t_{п}} = \frac{9023,1 \cdot 0,073}{5} = 131,7 \text{ кН}\cdot\text{м,}$$

де J – загальний момент інерції мас механізму повороту, вантажу, вантажної підвіски, башти, кабіни, платформи з механізмами і стріловим поліспастом, баласту на осі обертання крана;

$$\begin{aligned} J &= 1,2 \left[(m_B + m_{п.в}) L^2 + m_c \left(\frac{r^2 + rL + L^2}{3} \right) + (m_б + m_{кб}) a_3^2 + \right. \\ &\quad \left. + (m_{п.п} + m_{с.м} + m_{в.м} + m_{о.м} + m_{п.с}) a_1^2 + m_{бал} \cdot a_2^2 \right] = \\ &= 1,2 \left[(4,57 + 0,4) \cdot 35 + 5,6 \left(\frac{2,12 + 2,1 \cdot 35 + 35^2}{3} \right) + (10,4 + 1,6) \cdot 1,1^2 + \right. \\ &\quad \left. + (5,2 + 3,2 + 3,2 + 2,4 + 0,4) \cdot 2^2 + 27,2 \cdot 4,5^2 \right] = 9023,1 \text{ т}\cdot\text{м}^2; \end{aligned}$$

$$\omega = 0,073 \text{ с}^{-1};$$

$t_{п}$ – тривалість пуску, приймаємо 4...10 с, але не менше розрахункового, щоб забезпечити лінійне прискорення кінця стріли $a \leq 1 \text{ м/с}^2$;

$$t_{п} = \frac{2\pi L n_{кр}}{a} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 35 \cdot 0,7}{1 \cdot 60} = 2,6 \text{ с.} \quad (3.27)$$

Приймаємо $t_{п} = 5 \text{ с.}$

Розрахункова потужність двигуна

$$P_p = \frac{(M_{ст} + M_i) \omega}{\eta_M \Psi_{с.п}} = \frac{(280 + 131,7) \cdot 0,073}{0,58 \cdot 1,8} = 19,6 \text{ кВт,} \quad (3.28)$$

де $\omega = 0,073 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість обертання крана;

$\Psi_{с.п} = 1,5 \div 1,8$ – середній пусковий коефіцієнт перевантаження для асинхронного електродвигуна з фазовим ротором;

$\eta_M = 0,85$ – ККД механізму (Дод. XXVII).

За каталогом (Дод. XXVIII) вибираємо електродвигун типу МТГ 312-6 для середнього режиму роботи, потужність $P=17,5$ кВт; $n=950$ хв⁻¹; ($\omega=99,43$ с⁻¹), $M_{\max}=480$ Н·м, $J_p=0,318$ кг·м²; $M_H=175,9$ Н·м.

Загальне передаточне число механізму (рис. 3.7)

$$u_M = \frac{n}{n_{кр}} = \frac{950}{0,7} = 1357.$$

Розбиваємо загальне передаточне число за ступенями

$$u_M = u_p \cdot u_{з.п.},$$

де u_p – передаточне число редуктора;

$u_{з.п.}$ – передаточне число зубчастої передачі.

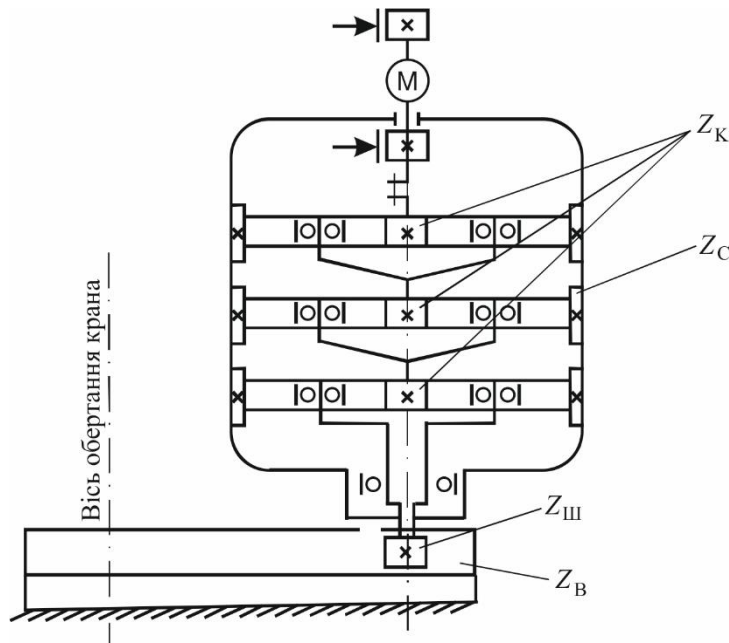


Рис.3.7. Кінематична схема механізму повороту

Для вибраного опорно-поворотного круга число зубців $z=90$, число зубців зубчастої шестерні на вихідному валу редуктора $z_{III} \geq 17$. Тоді передаточне число зубчастої передачі

$$u_{ц.п} = \frac{z}{z_{III}} = \frac{90}{17} = 5,29.$$

Передаточне число редуктора

$$u_p = \frac{u_M}{u_{ц.п}} = \frac{1357}{5,29} = 256,5.$$

При такому передаточному числі приймаємо спеціальний планетарний триступінчатий редуктор.

Тривалість пуску механізму повертання. Середня тривалість пуску

$$t_{\text{п}} = \frac{J_{\text{зв}} \cdot \omega}{M_{\text{п.сп}} - M_{\text{ст}}},$$

де $J_{\text{зв}}$ – момент інерції, зведений до вала електродвигуна, визначений як сума моментів інерції механізму, вантажу, вантажного поліспаду, поліспаду стрілового, стріли, башти, кабіни, баласту та поворотної платформи

$$J_{\text{зв}} = J_{\text{мех}} + J_{\text{в}} + J_{\text{п.в}} + J_{\text{п.с}} + J_{\text{с}} + J_{\text{б}} + J_{\text{к.б}} + J_{\text{бал}} + J_{\text{п.п}}. \quad (3.29)$$

Момент інерції механізму повороту

$$J_{\text{мех}} = \delta(J_{\text{р}} + J_{\text{м}}) = 1,2(0,318 + 0,0763) = 0,47 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3.30)$$

де $J_{\text{м}} = 0,0763 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції зубчастої муфти з гальмовим шківом (Дод. XLVII).

Момент інерції вантажу і вантажного поліспаду

$$J_{\text{в}} + J_{\text{п.в}} = \frac{(m_{\text{в}} + m_{\text{п.в}})L^2}{u_{\text{м}}^2 \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{(4570 + 400) \cdot 35^2}{1357^2 \cdot 0,85} = 3,89 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.31)$$

Момент інерції стріли

$$J_{\text{с}} = \frac{m_{\text{с}} \cdot (r^2 + rL + L^2)}{3u_{\text{м}}^2 \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{5600(2,1^2 + 2,1 \cdot 35 + 35^2)}{3 \cdot 1357^2 \cdot 0,85} = 1,55 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.32)$$

Загальний момент інерції башти і кабіни

$$J_{\text{б}} + J_{\text{кб}} = \frac{(m_{\text{б}} + m_{\text{кб}})g_3^2}{u_{\text{м}}^2 \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{(10400 + 1600)1,1^2}{1357^2 \cdot 0,85} = 0,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.33)$$

Момент інерції баласту

$$J_{\text{бал}} = \frac{m_{\text{бал}} \cdot a^2}{u_{\text{м}}^2 \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{27200 \cdot 4,5^2}{1357^2 \cdot 0,85} = 0,35 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.34)$$

Загальний момент інерції платформи з механізмами і стрілового поліспада

$$J_{п.п} + J_{п.с} = \frac{(m_{п.п} + m_{п.с})c_1^2}{u_M^2 \cdot \eta_M} = \frac{(5200 + 400)2^2}{1357^2 \cdot 0,85} = 0,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.35)$$

Тоді

$$J_{зв} = 0,47 + 3,89 + 1,55 + 0,01 + 0,35 + 0,01 = 6,28 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент середній пусковий

$$M_{п.ср} = \frac{M_{\max} + 1,1M_H}{2} = \frac{480 + 1,1 \cdot 175,9}{2} = 336,8 \text{ Нм};$$

$$M_{ст} = \frac{M_{с.к} + M_{в.кр} + M_{в.в} + M_y}{u_M \cdot \eta_M} = \frac{29340 + 110400 + 65230 + 9864}{1357 \cdot 0,85} = 186,3 \text{ Н м}.$$

Тоді тривалість пуску проти вітру і ухилу

$$t_{п} = \frac{6,28 \cdot 99,43}{336,8 - 186,3} = 4,1 \text{ с},$$

що відповідає рекомендованій тривалості розгону (4...10)с.

Перевірка електродвигуна за моментом.

Умова правильності вибору електродвигуна (3.2)

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де $K=1,3$ – коефіцієнт перевантаження (табл. 3.6);

M^H – момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень,

$$M^H = M_{ст} = 186,3 \text{ Нм};$$

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$ – коефіцієнт умов роботи при II класі відповідальності крана і II класі відповідальності елементів (табл. 4.8, 4.9);

$M^P = M_{п.ср} = 480 \text{ Нм}$; $1,3 \cdot 186,3 < 0,95 \cdot 336,8$; $242 < 320$, що відповідає умові.

Визначення гальмового моменту і вибір гальма.

Гальмовий момент

$$M_{г} = M_{в.г} + M_{у.г} + M_y''' - M_{тр.г}, \quad (3.36)$$

$$\text{де } M_{в.г} + M_{у.г} = \frac{(M_B + M_y) \eta_M}{u_M} = \frac{(110400 + 65230 + 9864) \cdot 0,85}{1357} = 116,2 \text{ Нм},$$

$M_{в.Г} + M_{у.Г}$ – сума моментів від сил вітру і ухилу крана при гальмуванні, зведених до вала двигуна;

$M_{в} = M_{в.кр} + M_{в.в}$ – визначені раніше;

$$M_{у}''' = \frac{J_{зв.Г} \cdot \omega}{t_{Г}} = \frac{4,54 \cdot 99,43}{4} = 112,8 \text{ Нм}; \quad (3.37)$$

$$J_{зв.Г} = J_{зв} \cdot \eta_{М}^2 = 6,28 \cdot 0,85^2 = 4,54 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$t_{Г} = 4\text{с}$ – приймаємо тривалість гальмування рівним тривалості пуску;

$$M_{тр.Г} = \frac{M_{с.к} \cdot \eta_{М}}{u_{М}} = \frac{29340 \cdot 0,85}{1357} = 18,4 \text{ Нм.}$$

Тоді $M_{Г} = 116,2 + 112,8 - 18,4 = 210,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

За каталогом (Дод. L) вибираємо гальмо типу ТТ-200 з гальмовим моментом $M_{Г} = 200 \text{ Нм}$. і регулюємо на розрахунковий гальмовий момент.

Тривалість гальмування при обертанні проти вітру і ухилу

$$t_{Г} = \frac{J_{зв} \cdot \omega}{M_{Г} + M_{ст.Г}} = \frac{4,54 \cdot 48,17}{210,6 + 97,8} = 0,7 \text{ с,}$$

де $M_{ст.Г} = M_{в.Г} + M_{у.Г} - M_{тр.Г} = 116,2 - 18,4 = 97,8 \text{ Нм}$.

При рухові за вітром і ухилом $t_{Г} = 1,9 \text{ с}$.

Умова правильності вибору гальма (3.2)

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де $K = 1,2$ – коефіцієнт перевантаження, що визначається за табл.3.6;

M^H – момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень при гальмуванні (3.37)

$$M^H = (M_{в.Г} + M_{у.Г}) - \frac{M_{с.к}}{u_{М} \cdot \eta_{М}} = 116,2 - \frac{29340}{1357 \cdot 0,85} = 90,8 \text{ Нм};$$

M^P – розрахункова несуча здатність за моментом, $M^P = M_{Г} = 200 \text{ Нм}$;

m_0 – коефіцієнт умов роботи, $m_0 = m_1 \cdot m_2 = 1 \cdot 1 = 1$;

$m_1 = 1$ – коефіцієнт відповідальності для гальм механізмів (табл. 3.8);

$m_2 = 1$ – коефіцієнт, який враховує особливості роботи гальм (табл. 3.9).

Тоді $1,2 \cdot 90,8 < 200$; $109 < 200$.

Отже, гальмо задовольняє перевірку за максимальним моментом.

Динамічні навантаження в механізмах повертання.

Загальні положення. Механізм повороту кранів можна звести до двомасової моделі (рис. 3.8):

перша маса – J_1 - ротор, муфта і гальмовий шків; друга – J_2 – зведені маси поворотної частини крана та вантажу.

Пружними ланками між масами є вали, муфти і зубчасті передачі із загальною жорсткістю C .

Диференціальні рівняння повертання вантажу навколо осі, яка проходить через точку підвісу

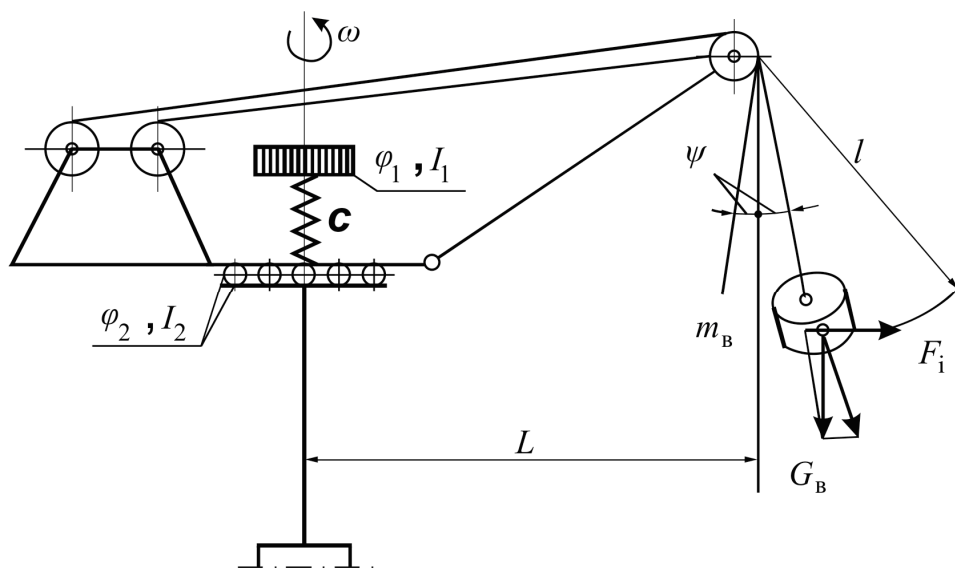


Рис. 3.8. Схема до розрахунку динамічних навантажень механізму повертання

$$J_B \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_1, \quad (3.38)$$

тут $J_B = m_B \cdot L^2$ – момент інерції вантажу відносно цієї осі,

$$M_1 = -G_B L \sin \psi + F_i L \cos \psi \quad (3.39)$$

де F_i – сила інерції вантажу при несталому русі

$$F_i = m_B \varepsilon L,$$

ε – кутове прискорення обертання крана, при малих кутах відхилення вантажу $\cos \psi \approx 1$; $\sin \psi = \psi$.

Тоді

$$\frac{d^2 \psi}{dt^2} + \lambda^2 \psi = q; \quad q = \varepsilon L / l.$$

Для нульових початкових умов

$$\psi = q / \lambda^2 (1 - \cos \lambda t) = \frac{\varepsilon L}{g(1 - \cos \lambda t)}. \quad (3.40)$$

де λ – колова частота коливання вантажу.

Рівняння руху мас

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_2, \end{aligned} \right\} \quad (3.41)$$

де M_1 – пусковий момент електродвигуна;

M_2 – зведений до вала двигуна момент сил опору при обертанні крана з урахуванням інерції вантажу, що відхиляється.

У період пуску момент двигуна

$$M_1 = M_{\text{ст}} + M_{\text{н}}, \quad (3.42)$$

де $M_{\text{ст}}$ – статичний момент від сил опору обертанню крана;

$M_{\text{н}}$ – надлишковий момент двигуна.

Зведений момент

$$M_2 = M_c + M_B, \quad (3.43)$$

Додатковий момент від сил інерції вантажу, що відхиляється

$$M_B = G_B L \text{tg} \psi \approx G_B L \psi.$$

Після того, як підставили значення ψ із формули (3.40), одержимо

$$M_B = J_B \varepsilon (1 - \cos \omega t).$$

Вирішення системи диференціальних рівнянь (3.41) з урахуванням пружних коливань системи і відхилення вантажу, дає рівняння динамічного моменту сил пружності в приводі механізму

$$M_{\delta} = M_{\text{ст}} + \left(n_2 M_{\text{н}} - n_1 M_1 \frac{1}{(p/\lambda)^2 - 1} \right) \cos \lambda t + n_1 M_i \frac{\cos \lambda t}{(\lambda/p)^2 - 1}, \quad (3.44)$$

Тут $M_i = J_B \varepsilon$,

де n_1, n_2 – коефіцієнти відношення мас системи,

$$n_1 = \frac{J_1}{J_1 + J_2}; \quad n_2 = \frac{J_2}{J_1 + J_2};$$

p – частота власних коливань двомасової системи.

З рівняння (3.44) випливає, що динамічні моменти, які діють у привідній лінії, складаються з суми статичних моментів від сил інерції рухомих мас крана та періодичних складових з двома частотами коливання вантажу та мас привода λ і p (λ – частота низька; p – частота висока).

При значеннях $\cos pt = -1$ і $\cos \lambda t = -1$ динамічні навантаження в механізмі будуть максимальні: при пуску

$$M_{\text{д.макс}}^{\text{п}} = M_{\text{ст}} + 2(n_2 M_{\text{н}} + n_1 M_i) \quad (3.45)$$

при гальмуванні

$$M_{\text{д.макс}}^{\text{г}} = M_{\text{ст.г}} + 2(n_2 M_{\text{н.г}} + n_1 M_{i.г}).$$

Тоді для випадку вище наведених розрахунків, маємо за (3.45)

$$M_{\text{д.макс}}^{\text{п}} = 186,3 + 2(0,93 \cdot 150,5 + 0,08 \cdot 141) = 488,9 \text{ Нм},$$

де $M_{\text{ст}} = 186,3$ Нм – статичний момент опору обертанню при пускові:

$$n_1 = \frac{J_1}{J_1 + J_2} = \frac{0,47}{0,47 + 5,81} = 0,08;$$

$$n_2 = \frac{J_2}{J_1 + J_2} = \frac{5,81}{0,47 + 5,81} = 0,93.$$

де $J_1 = 0,47$ кг·м² – момент інерції механізму за (3.30);

$J_2 = 3,89 + 1,55 + 0,01 + 0,35 + 0,01 = 5,81 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції мас, що обертаються навколо осі крана, сума за (3.31; 3.32; 3.33; 3.34; 3.35);

$M_{\text{н}} = M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст}} = 336,8 - 186,3 = 150,5 \text{ Нм}$ – надлишковий момент при пуску;

$M_{\text{п.ср}} = 336,8 \text{ Нм}$ – середній пусковий момент;

$M_i = J_2 \cdot \frac{\omega}{t_{\text{п}}} = 5,81 \cdot \frac{99,43}{4,1} = 141 \text{ Нм}$ – приведений до вала двигуна момент сил

інерції маси вантажу та інших мас, що обертаються навколо осі обертання крана;

$\omega = 99,43 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість двигуна;

$t_{\text{п}} = 4,1 \text{ с}$ – час пуску.

Коефіцієнт динамічності при пуску

$$K_{\text{д.п}} = \frac{M_{\text{д.макс}}^{\text{п}}}{M_{\text{ст}}} = \frac{488,9}{186,3} = 2,6.$$

При гальмуванні за (3.45)

$$M_{\text{д.макс}}^{\text{г}} = 97,8 + 2(0,9 \cdot 41,3 + 0,1 \cdot 596,3) = 297 \text{ Нм},$$

де $M_{\text{ст.г}} = 97,8 \text{ Нм}$ – статичний момент опору обертанню при гальмуванні (див. вище);

$J_{1\text{г}} = 0,47 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – за (3.30);

$$J_{2\text{г}} = J_2 \eta_{\text{м}}^2 = 5,81 \cdot 0,85^2 = 4,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$n_{1\text{г}} = \frac{0,47}{0,47 + 4,2} = 0,1; \quad n_{2\text{г}} = \frac{4,2}{0,47 + 4,2} = 0,9;$$

$M_{\text{нг}} = M_{\text{г}} - M_{\text{ст.г}} = 139,1 - 97,8 = 41,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – надлишковий момент при гальмуванні;

$M_{\text{г}} = 139,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – розрахунковий момент при гальмуванні;

$$M_{i\text{г}} = J_{2\text{г}} \frac{\omega}{t_{\text{г}}} = 4,2 \frac{99,43}{0,7} = 596,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$\omega = 99,43 \text{ с}^{-1}$; $t_{\text{г}} = 0,7$ – тривалість гальмування.

Коефіцієнт динамічності при гальмуванні

$$K_{д.г} = \frac{M_{д.мах}^Г}{M_{ст.г}} = \frac{297}{97,8} = 3.$$

Динамічні моменти в механізмах повертання за рахунок коливальних складових пружних моментів в перехідний період можуть досягати значень, які в 2...6 разів перевищують статичні навантаження, що необхідно мати на увазі при розрахунках деталей механізмів на міцність і опір втомленості.

Розрахунок механізму пересування крана

Вихідні дані: кран встановлений на відкритому майданчику, режим роботи механізму – М5, клас використання Т5, режим навантаження L₂ (середній), ТВ=25%, швидкість пересування $V_k = 0,2$ м/с, інші масові та геометричні параметри визначені раніше.

Умови, яких необхідно дотримуватися при розрахунку. Допустиме відхилення кранової колії від проектної схеми по висоті h_{max} в межах бази (колії) при визначенні найбільших реакцій опор, які використовуються при розрахунках на міцність.

$$h_{max} = B \cdot \alpha, \quad (3.46)$$

де B – база крана, м;

α – ухил колії (табл.3.5).

Податливість кранової колії δ , м/кН, що дорівнює вертикальному переміщенню кранової рейки під дією прикладеної вертикальної сили в 1 кН, повинна прийматися не більше указаних в табл. 3.16 значень.

У залежності від кількості опор, вертикальні реакції R , кН, визначаються за формулами:

а) для крана з трьома опорами (рис. 3.9)

$$R = \frac{1}{B} (F_V \cdot a_1 + M) \quad (3.47)$$

або

$$R = \frac{F_V}{2} \left(1 - \frac{a_1}{B}\right) + \frac{M}{a_2}; \quad (3.48)$$

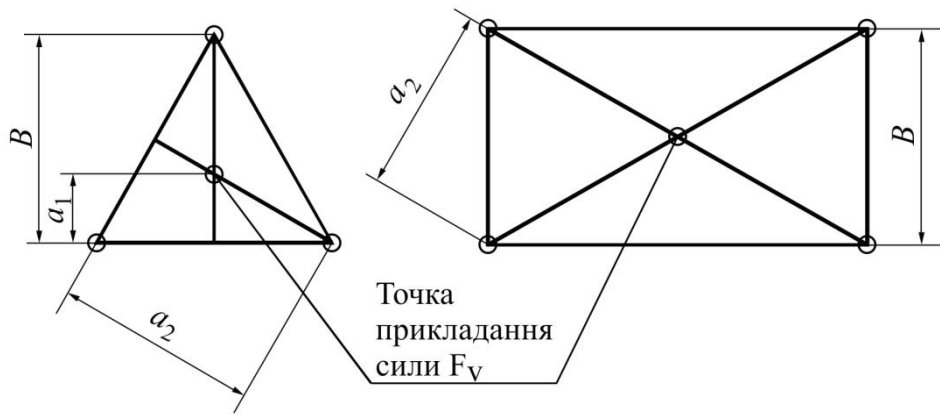


Рис.3.9. Схема визначення реакцій на опорах

б) для крана з чотирма опорами, які спроможні сприймати відривну вертикальну силу

$$R = \frac{F_v}{4} + \frac{M}{2a_2}, \quad (3.49)$$

в) для вільностоячого крана з чотирма опорами, що сприймають відривну вертикальну силу

$$R = \frac{F_v}{2}, \quad (3.50)$$

або

$$R = \frac{M}{a_2}; \quad (3.51)$$

де F_v – розрахункове вертикальне навантаження на основу, кН;

M – розрахунковий момент, який діє на основу, відносно горизонтальної осі, кНм;

a_1, a_2 – розміри основи (рис. 3.9);

г) сила опору пересуванню ходових коліс, прикладена до реборд F_k , кН, повинна визначатись за формулою

$$F_k = R_k \cdot f_k, \quad (3.52)$$

де R_k – навантаження на колесо, кН;

f_k – приведений коефіцієнт опору, який визначається в залежності від діаметрів колеса і його осі, а також типу підшипника за табл. 3.17.

Податливість кранової колії

Колія	δ , м/кН
Укладена на бетонній основі або естакаді	$0,125 \cdot 10^{-4}$
Укладена на ґрунтовому або щебеновому баласті	$0,250 \cdot 10^{-4}$

Коефіцієнт опору рухові f_k

Діаметр, мм		f_k для підшипників	
колеса	осі	ковзання	кочення
до 200	до 50	0,028	0,020
від 200 до 400	від 50 до 65	0,018	0,015
від 400 до 600	від 65 до 90	0,016	0,010
від 600 до 800	від 90 до 100	0,013	0,006

Примітка. При врахуванні тертя реборд для розрахунку двигунів, значення f_k повинні бути збільшені на 0,005. При русі крана по кривій, силу опору приймають подвійною.

Визначаємо вертикальну реакцію (рис. 3.9), приймаючи, що кран опирається на чотири опори (3.50; 3.51),

$$R = \frac{F_V}{2} = \frac{906}{2} = 453 \text{ кН};$$

$$F_V = G_k + G_B^H + S_G = 800 + 100 + 6 = 906 \text{ кН},$$

де $G_k = 800$ кН – нормативна складова ваги крана;

$G_B^H = 100$ кН – нормативна складова ваги вантажу;

$S_G = 6$ кН – середньоквадратичне відхилення випадкової складової ваги вантажу,

або

$$R = \frac{M}{a_2} = \frac{1233}{4,24} = 291 \text{ кН},$$

де

$$a_2 = \frac{1}{2} \sqrt{K^2 + B^2} = \frac{1}{2} \sqrt{6^2 + 6^2} = 4,24 \text{ м}.$$

Приймаємо $R=453$ кН.

Приймаємо в кожній з чотирьох опор балансірні візки, в кожному з них по два ходових колеса, з навантаженням на одне колесо $R_1 = 230$ кН.

Із умов міцності кранової колії та допустимого тиску на ґрунт приймаємо (Дод. LVIII) рейку Р50, ходове дворобордне колесо діаметром 500 мм з допустимим навантаженням на ходове колесо 250 кН.

Опір пересуванню баштового крана. Цей опір визначають як суму опорів тертя від нормативних і випадкових складових навантажень ваги крана, ваги вантажу і вітрового навантаження (табл. 1.16; 1.17; 1.18; розділ 3.2) з урахуванням ухилу кранової колії.

$$F = F_T + F_B + F_Y + S_w, \quad (3.53)$$

де F_T – опір від сил тертя кН,

$$F_T = F_V f_k = 906 \cdot 0,01 = 9 \text{ кН},$$

тут $F_V = 906$ кН – сумарне вертикальне навантаження;

$f_k = 0,01$ – коефіцієнт опору пересуванню для ходового колеса діаметром 500 мм на підшипниках кочення (табл. 3.17);

F_B – опір від сил вітру, діючих на кран і на вантаж.

Опір від сил вітру на стрілу, башту з кабіною, платформу, баласт визначені раніше і дорівнюють відповідно:

$$F_C = 6,7 \text{ кН}; F_G = 8,54 \text{ кН}; F_{п.п} = 0,6 \text{ кН}; F_{бал} = 0,58 \text{ кН}.$$

Сила вітру на вантаж

$$F_{в.в} = A_B \cdot q \cdot k \cdot c = 10 \cdot 0,125 \cdot 1,75 \cdot 1,2 = 2,625 \text{ кН},$$

де A_B – площа вантажу;

q – вітрове навантаження, МПа;

k – коефіцієнт, що враховує висоту вантажу;

c – аеродинамічний коефіцієнт.

Опір від сил вітру на неповоротну частину

$$F_{н.п} = A_{н.п} \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n = 6 \cdot 0,125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,9 \text{ кН},$$

де $A_{н.п}$ – площа неповоротної частини крана;

$$A_{н.п} = B \cdot h_1 = 6 \cdot 1 = 6 \text{ м}^2,$$

де B і h_1 – ширина і висота.

Тоді

$$F_B = F_c + F_{\bar{c}} + F_{\text{III}} + F_{\bar{\text{бал}}} + F_{\text{ВВ}} + F_{\text{III}} = 6,7 + 8,54 + 0,6 + 0,58 + 2,625 + 0,9 = 19,95 \text{ кН.}$$

Випадкові складові вітрових навантажень на стрілу, башту, платформу, баласт, вантаж також були визначені раніше (за винятком неповоротної частини крана):

$$S_B = S_{\text{В.С}} + S_{\text{В.б}} + S_{\text{В.п}} + S_{\text{В.бал}} + S_{\text{В.В}} + S_{\text{В.Н}} = \\ 2,15 + 3,01 + 0,23 + 0,22 + 0,84 + 0,25 = 6,7 \text{ кН,}$$

де $S_{\text{В.Н}}$ – випадкова складова вітрового навантаження на неповоротну частину (за аналогією),

$$S_{\text{В.Н}} = m_{\text{Н}} \xi F_{\text{Н.п}} = 0,12 \cdot 2,3 \cdot 0,9 = 0,25 \text{ кН}$$

Опір від ухилу

$$F_y = G_B + G_K \sin \alpha = (106 + 800) \cdot 0,0124 = 11,23 \text{ кН.}$$

Загальний опір пересування крана визначаємо за формулою (3.53)

$$F = 9,0 + 19,95 + 11,23 + 6,7 = 46,88 \text{ кН.}$$

Сили інерції маси вантажу і маси крана, які виникають в пусковий період

$$F_i = 1,1(m_B + m_K)a = 1,1(10,600 + 80,000)0,15 = 15,0 \text{ кН,}$$

де $a = 0,15 \text{ м/с}^2$ – середнє прискорення крана при пуску (табл. 2.8).

Потужність електродвигуна механізму пересування

$$P = \frac{(F + F_i)V_K}{\psi_{\text{ср.п}} \cdot \eta_M} = \frac{(46,88 + 15,0) \cdot 0,2}{1,6 \cdot 0,85} = 9,1 \text{ кВт,}$$

де $V_K = 0,2 \text{ м/с}$ – швидкість пересування крана;

$\psi_{\text{ср.п}} = 1,5 + 1,8$ – середній пусковий коефіцієнт перевантаження;

$\eta_M = 0,85$ – ККД механізму.

Приймаємо механізм пересування крана з роздільним приводом візків. Розташовуємо привідні візки в опорних точках по діагоналі опорного контуру.

Потужність одного електродвигуна

$$P = 0,6p = 0,6 \cdot 7,9 = 5,5 \text{ кВт.}$$

За каталогом приймаємо (Дод. XXVIII) два асинхронних електродвигуна з фазовими роторами МТФ П2-6, $P=5,8\text{кВт}$, $n=915 \text{ хв}^{-1}$, $\omega=95,77 \text{ с}^{-1}$, $J_p=0,069 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $M_{\text{max}}=140\text{Н}\cdot\text{м}$, $M_H=59,6 \text{ Нм}$ (момент інерції муфти $J_M=0,1274 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, діаметром гальмового шківів 200 мм, здатністю передавати момент 500 Н·м (Дод. XLVI).

Загальне передаточне число механізму (рис. 3.10)

$$u_M = \frac{n}{n_K} = \frac{915}{7,64} = 119,8,$$

де $n_K = \frac{60 \cdot V_K}{\pi \cdot D_K} = \frac{60 \cdot 0,2}{3,14 \cdot 0,5} = 7,64 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання ходового колеса.

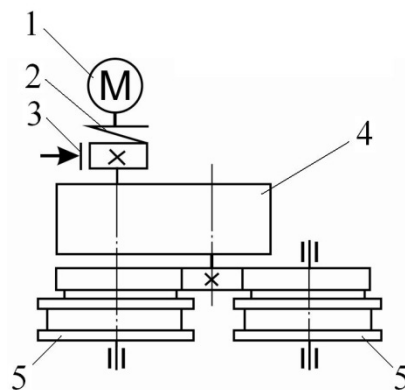


Рис.3.10. Кінематична схема механізму пересування баштового крана:
1 – двигун; 2 – муфта із гальмовим шківом; 3 – гальмо; 4 – редуктор;
5 – ходові колеса із зубчастими колесами

Загальне передаточне число розділяємо на передаточні числа редуктора та зубчастої пари

$$u_M = u_p \cdot u_{з.п},$$

з вибором типу редукторів та параметрів відкритих зубчастих пар.

Тривалість пуску

$$t_{II} = \frac{J_{зв} \cdot \omega}{M_{п.ср} - M_{ст}},$$

де $J_{зв}$ – зведений до вала двигуна момент інерції одного приводного агрегата і половини маси крана

$$J_{зв} = \delta(J_p + J_M) + \frac{(m_B + m_K) \cdot R_K^2}{2u_M^2 \cdot \eta_M} =$$

$$= 1,2 \cdot (0,069 + 0,1274) + \frac{10000 + 80000}{2 \cdot 119,8^2 \cdot 0,85} \cdot 0,25^2 = 0,466 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $J_M = 0,1274 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції пружної муфти; $\omega = 97,34 \text{ с}^{-1}$;

$$M_{п.ср} = \frac{M_{\max} + 1,1M_H}{2} = \frac{140 + 1,1 \cdot 59,6}{2} = 102,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Статичний момент (від половини опору пересування)

$$M_{ст} = \frac{(F_B + F_y + F_T + F_{B.B}) \cdot D_K}{2u_M \cdot \eta_M \cdot 2} = \frac{(19950 + 11230 + 9000) \cdot 0,5}{2 \cdot 119,8 \cdot 0,85 \cdot 2} = 48,54 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді

$$t_{п} = \frac{0,46 \cdot 97,34}{102,8 - 48,54} = 0,82 \text{ с}.$$

Прискорення при пуску

$$a = \frac{V_K}{t_{п}} = \frac{0,2}{0,82} = 0,24 \text{ м/с}^2; [a] = 0,15 \text{ м/с}^2 \text{ (табл. 2.8)}.$$

Прискорення при прямому пуску більше допустимого. Тому необхідно, при розрахунках секцій електричного опору в колі ротора, мати це на увазі.

Перевірка запасу зчеплення ходових коліс з рейкою при пуску

$$k_{зч} = \frac{G_{зч} \cdot \varphi_{зч}}{F_{ст.х} + G_K \left(\frac{V_K}{9,81} - \frac{m}{n} f \frac{d}{D_K} \right)} \geq 1,2, \quad (3.54)$$

де $G_K = 800 \text{ кН}$ – вага крана;

$$G_{зч} = \frac{G_K}{2} = \frac{800}{2} = 400 \text{ кН} \text{ – зчіпна вага};$$

$F_{ст.х}$ – опір пересуванню крана при $G_B = 0$;

$$F_{ст.х} = F_{B.X} + F_{y.X} + F_{T.X} = 17,33 + 6,4 + 8 = 31,73 \text{ кН};$$

$$F_{B.X} = F_B - F_{B.B} = 19,95 - 2,625 = 17,33 \text{ кН} \text{ – сила вітру на кран};$$

$$F_{y.X} = G_K \sin \alpha = 800 \cdot 0,008 = 6,4 \text{ кН} \text{ – опір від ухилу};$$

$F_{Т,х} = 800 \cdot 0,01 = 8$ кН – опір тертя;

$V_k = 0,2$ м/с; $t_{п} = 0,82$ с; $g = 9,81$ м/с² ;

$m = 4$ – число приводних коліс;

$n = 8$ – загальне число коліс;

$f = 0,02$ – коефіцієнт тертя в підшипниках коліс;

$d = 0,08$ м – діаметр осі ходового колеса (табл. 3.17);

$D_k = 0,5$ м – діаметр ходового колеса;

$\varphi_{зч} = 0,12$ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейками.

$$k_{зч} = \frac{400 \cdot 0,12}{31,73 + 800 \left(\frac{0,2}{0,82 \cdot 9,81} - \frac{4}{8} \cdot 0,02 \frac{0,08}{0,5} \right)} = 0,83 < 1,2.$$

Так, як було прийнято вище, прямий пуск не застосовується, то можливо розрахунком показати, що при $t_{п} = 1,7$ с, $k_{зч} = 1,2$ що досягається вибором першої ступені електричного опору.

Перевірка двигуна за моментом. Умова вірності вибору електродвигуна (3.2)

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де $K = 1,2$ – коефіцієнт перевантаження (табл. 3.6);

M^H – момент на валу двигуна від нормативних складових,

$$M^H = \frac{0,6(F_T + F_B + F_Y) \cdot D_k}{2u_M \cdot \eta_M} = \frac{0,6(9000 + 19950 + 11230)0,5}{2 \cdot 119,8 \cdot 0,85} = 58,3, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$ – коефіцієнт умов роботи;

$m_1 = 0,95$ – коефіцієнт відповідальності (табл. 3.8);

$m_2 = 1$ – коефіцієнт, який ураховує особливості роботи (табл. 3.9);

$M^P = M_{\max} = 102,8$ Н·м.

Тоді $1,2 \cdot 58,3 < 0,95 \cdot 102,8$; $70,0 < 97,7$.

Визначення гальмового моменту і вибір гальма. Розрахунковий гальмовий момент на одне гальмо

$$M_{\Gamma} = M_{B,\Gamma} + M_{Y,\Gamma} + M_{D,\Gamma}'' - M_{T}, \quad (3.55)$$

де $M_{B,\Gamma} + M_{Y,\Gamma} = \frac{0,6(F_B + F_Y)D_K \cdot \eta_M}{2u_M} = \frac{0,6(19950 + 11230) \cdot 0,5 \cdot 0,85}{2 \cdot 119,8} = 32,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ –

момент сил від вітру та від ухилу;

$$M_{D,\Gamma}'' = \frac{J_{3B} \cdot \omega}{t_{\Gamma}} = \frac{0,49 \cdot 97,34}{1,7} = 28,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$$
 – динамічний момент обертових та інших

мас при $t_{\Gamma} = t_{\Pi} = 1,7 \text{ с}$;

$$J_{3B} = \delta(J_P + J_M) + \frac{0,6(m_B + m_K) \cdot R_K^2 \cdot \eta_M}{2u_M^2} = 1,2(0,069 + 0,1274) +$$

$$+ \frac{0,6(10000 + 80000)0,25^2 \cdot 0,85}{2 \cdot 119,8^2} = 0,49 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$
 – момент інерції при гальмуванні;

$$M_T = \frac{0,6F_T \cdot D_K}{2u_M \cdot \eta_M} = \frac{0,6 \cdot 9000 \cdot 0,5}{2 \cdot 119,8 \cdot 0,85} = 13,05 \text{ Н}\cdot\text{м}$$
 – момент від сил тертя.

Тоді $M_{\Gamma} = 32,7 + 28,1 - 13,05 = 47,75 \text{ Н}\cdot\text{м}$

За каталогом вибираємо два гальма ТТ-160 з гальмовим моментом $M_{\Gamma} = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, які регулюються на розрахункові моменти (Дод. L).

Тривалість гальмування

$$t_{\Gamma} = \frac{J_{3B,\Gamma} \cdot \omega}{M_{\Gamma} + M_{CT,\Gamma}} = \frac{0,49 \cdot 97,34}{47,75 + 19,65} = 1,7 \text{ с},$$

де $M_{CT,\Gamma} = M_{B,\Gamma} + M_{Y,\Gamma} - M_T = 32,7 - 13,05 = 19,65 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – половинний статичний момент при гальмуванні.

Таким чином, при гальмуванні будуть виникати прискорення такі ж за величиною, як і при пуску.

Перевірка гальма за моментом. Умова правильності вибору гальма (3.2)

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де $K = 1,2$ – коефіцієнт перевантаження (табл. 3.6);

$$M^H = \frac{0,6(F_B + F_Y)D_K \cdot \eta_M}{2u_M} - \frac{0,6F_T \cdot D_K}{2u_M \cdot \eta_M} =$$

$$= \frac{0,6(19950 + 11230)0,5 \cdot 0,85}{2 \cdot 119,8} - \frac{0,6 \cdot 9000 \cdot 0,5 \cdot 0,85}{2 \cdot 119,8} = 19,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 1 \cdot 1 = 1,$$

$m_1 = 1$ – коефіцієнт відповідальності для гальм механізмів;

$m_2 = 1$ – коефіцієнт, який урахує особливості роботи гальма (табл. 3.9);

$M^P = M_\Gamma = 47,75 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – розрахункова несуча здатність гальма.

$$\text{Тоді } 1,2 \cdot 19,6 < 1 \cdot 47,75; \quad 23,52 < 47,75.$$

Гальмо задовольняє перевірку за моментом. Динамічні навантаження в механізмах пересування кранів з великими масами визначають так, як і в механізмах обертання.

Розрахунок механізму змінення вильоту (підіймання стріли)

Вихідні дані: середня швидкість горизонтального переміщення проєкцій вантажу при зміненні вильоту на горизонтальну площину $V_{\text{ср}} = 10 \text{ м/хв}$ (0,167 м/с), Інші масові та геометричні параметри навантаження приймаються за 4 сполученням (табл. 3.3, 3.4), розрахункова схема механізму на рис. 3.11. Нормативне навантаження від ваги вантажу приймаємо за табл. 3.15 для відповідних вильотів. Режим роботи механізму – М5, клас використання – Т5, режим навантаження – L2 (середній).

Середньоквадратичне відхилення випадкової складової ваги вантажу $S_G = K_3 \cdot G_i^H$ (див. табл. 3.10).

Вітрове навантаження робочого стану на стрілу $F_{\text{с.і}}$ і на вантаж $F_{\text{в.і}}$, а також середньоквадратичне відхилення випадкових складових $S_{\text{в.і}}$ та зусилля у стріловому поліспасті визначені для кожного розрахункового положення і зведені до табл. 3.18.

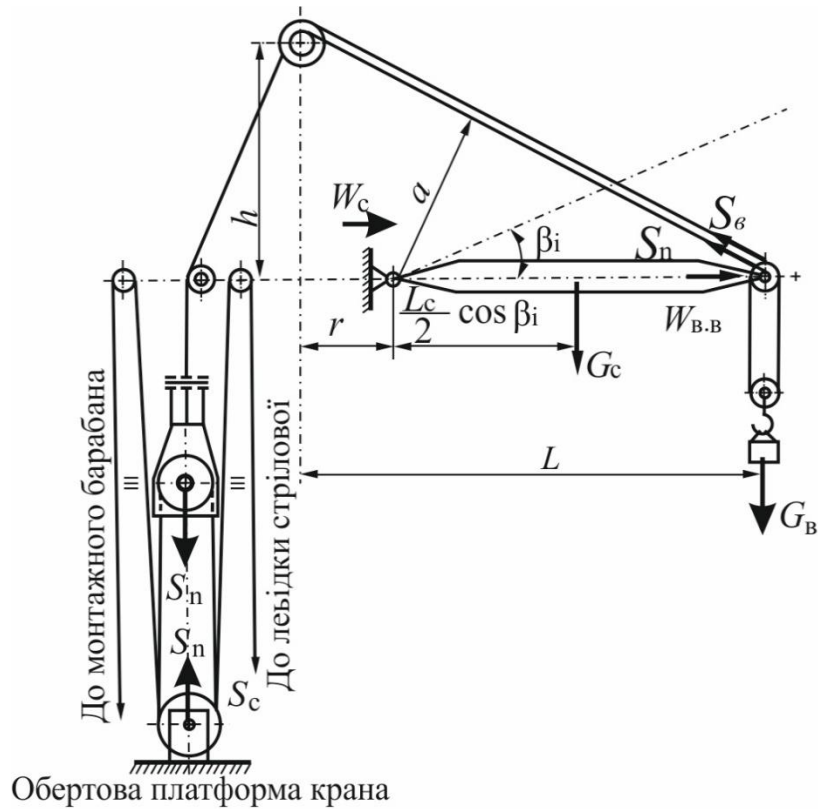


Рис.3.11. Розрахункова схема механізму змінення вильоту

Таблиця 3.18

Зусилля в стріловому поліспасті

Назва, формула, позначення	Положення стріли											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Вага вантажу $G_{B,i}^H$, кН	46	47	48	50	53	61	67	69	80	89	100	100
Виліт, L , м	35	34	32	30	28	26	24	22	20	18	16	13,7
Середнє квадратичне відхилення ваги вантажу $S_{G_{B,i}} = 0,06G_{B,i}^H$	2,8	2,8	2,9	3,0	3,2	3,7	4,0	4,2	4,8	5,3	6,0	6,0
Сума $G_{B,i}^H + S_{G_{B,i}}$	48,8	49,8	50,9	53,0	56,2	64,7	71,7	73,2	84,8	94,3	106	106
Площі вантажів F^H , м ²	6,5	6,7	6,8	7,1	7,3	8,5	8,7	9,1	9,4	9,7	10,0	10,0
Нормативні вітрові навантаження робочого стану на вантаж, кН. $F_{Gi} = F_i q k c n$	1,7	1,75	1,8	1,86	1,9	2,2	2,3	2,4	2,5	2,55	2,6	2,6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Нормативні вітрові навантаження на стрілу, кН $F_{c,i} = L_c \cdot c_c \cdot \varphi_c \cdot \sin \beta_i \cdot q_{kn} = 34 \cdot 1,6 \cdot 0,3 \cdot \sin \beta_i \cdot 0,125 \cdot 1,75 \cdot 1,5 \cdot 1 = 5,4 \cdot \sin \beta_i$	1,3	1,83	2,6	3,1	3,5	3,8	4,16	4,37	4,6	4,8	4,9	5,1
$\sin \beta_i = \sin(\arccos \frac{L_i - r}{L_c})$	0,24	0,34	0,48	0,58	0,65	0,7	0,77	0,81	0,84	0,88	0,91	0,94
$\cos \beta_i = \frac{L_i - r}{L_c}$	0,97	0,94	0,88	0,82	0,76	0,7	0,64	0,59	0,53	0,47	0,41	0,34
β_i , град	14	22	32	39	45	50	56	60	64	69	73	78
Середні квадратичні відхилення вітрових навантажень, кН: на вантаж $S_{B,G_B} = m_n \xi F^H = 0,095 \cdot 3,2 \cdot F_i^H = 0,3 F_i^H$	0,51	0,53	0,54	0,56	0,57	0,66	0,69	0,72	0,75	0,77	0,78	0,78
на стрілу $S_{B,c} = m_n \xi F_{c,i} = 0,095 \cdot 3,3 F_{c,i} = 0,3 F_{c,i}$	0,39	0,55	0,78	0,93	1,05	1,14	1,25	1,31	1,38	1,44	1,47	1,53
Сумарні вітрові навантаження: на вантаж, кН. $F_{B,B} = F_{G_i} + S_{B,G_B}$	2,21	2,28	2,34	2,42	2,47	2,86	2,99	3,12	3,25	3,32	3,38	3,38
на стрілу, кН. $F_{B,c} = F_{c,i} + S_{B,c}$	1,69	2,38	3,38	4,03	4,55	4,94	5,41	5,68	5,98	6,24	6,37	6,6
Відстань від корінного шарніру стріли до зусилля в стріловому розчалі s_i , м (рис. 3.12 за масштабом)	10,8	10,8	10,8	10,6	10,4	10	9,6	9,2	8,8	8,0	7,6	6,4
Зусилля в стріловому поліспасті, кН.	$S_{п.с} = \frac{(G_{B_i} + S_{G_{BB}}) L_c \cos \beta_i + G_c \frac{L_c}{2} \cos \beta_i + F_{B,B,i} L_c \cos \beta_i + F_{B,c,i} \frac{L}{2} \sin \beta_i}{a}$											
	241,7	238,3	227,7	223,2	220,2	233,3	240,1	241,5	247,3	262,6	265,0	264,6

Для скорочення розрахунку приймаємо орієнтовно середнє значення зусилля для максимального і мінімального вильотів

$$F_{п.ср} = \frac{F_{п.маx} + F_{п.мін}}{2} = \frac{264,6 + 241,7}{2} = 253,15 \text{ Н із похибкою } 12\% \text{ у нашому}$$

випадку.

Розрахункова потужність електродвигуна під час зміни вильоту

$$P_p = \frac{F_{п.ср} \cdot V_{п.с}}{\eta_m},$$

де $\eta_m = 0,85$ – ККД механізму (Дод. XXVII);

$V_{п.с}$ – швидкість скорочення стрілового поліспада;

$$V_{п.с} = V_{ср} \frac{\Delta l}{\Delta L};$$

$\Delta l = l_{max} - l_{min}$ – скорочення довжини поліспада під час змінення вильоту;

$\Delta L = L_{max} - L_{min}$ – змінення вильоту;

$V_{ср} = 0,167$ м/с – середня швидкість змінення вильоту.

З рис. 3.12, виконаного у масштабі, отримуємо

$$\Delta l = 36,6 - 24,8 = 11,8 \text{ м};$$

$$\Delta L = 35 - 13,7 = 21,3 \text{ м}.$$

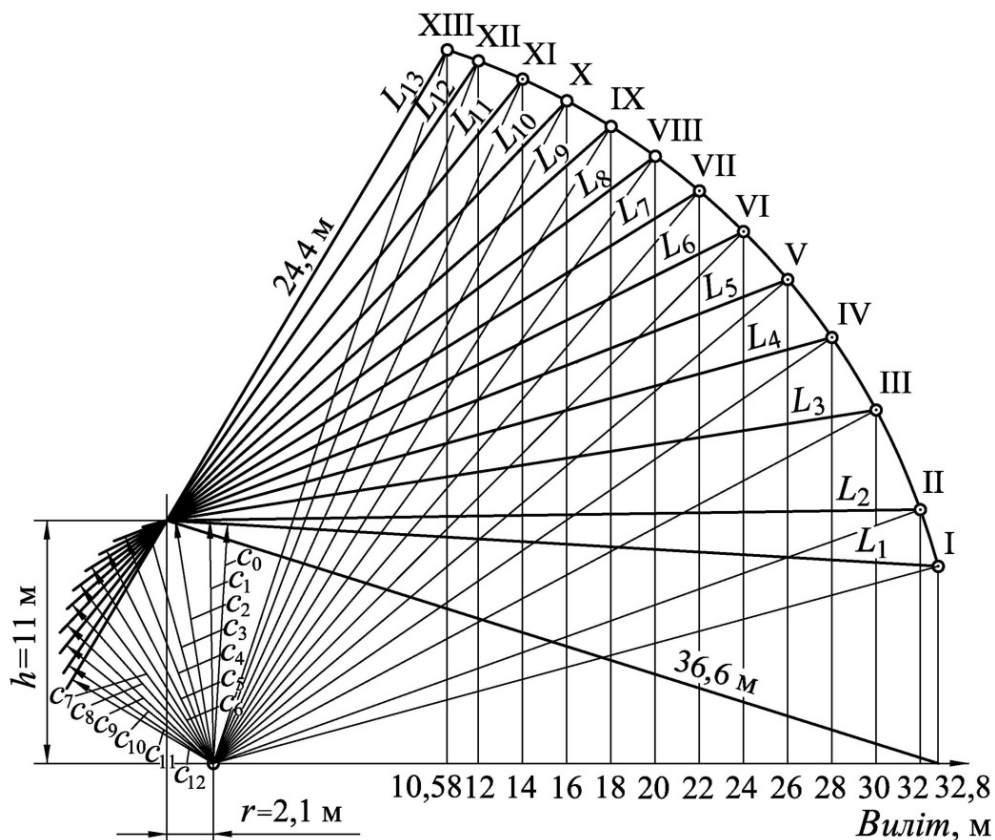


Рис. 3.12. Схема розрахунку довжини поліспаду та відстані до точки прикладання зусилля в ньому

Тоді

$$V_{п.с} = 0,167 \frac{11,8}{21,3} = 0,09 \text{ м/с,}$$

$$P_p = \frac{253,15 \cdot 0,09}{0,85} = 26,8 \text{ кВт.}$$

Вибираємо електродвигун асинхронний з фазовим ротором типу МТФ 412-8, потужністю $P=26$ кВт, частотою обертання вала $n=715$ хв⁻¹ ($\omega=74,8$ с⁻¹) при ТВ=25%, з моментом інерції ротора $J_p=0,763$ кг·м², максимальним моментом $M_{\max}=900$ Н·м (Дод. XXVIII).

Розрахунок стрілового поліспасти. Виходячи з уніфікації стрілового і вантажопідіймального канатів, приймаємо стріловий канат такий, як і вантажний 17,5-Г-І-Н-1570 з лінійним дотиком дроту, конструкції 6х25, вантажний, першої марки, з дроту без покриття, правим хрестовим звиванням, з межею міцності 1570 МПа, з розривним зусиллям $F_p=153500$ Н, з максимальним робочим зусиллям $F_{\max}=28495$ Н (Дод. I).

Визначаємо кратність стрілового поліспасти

$$u_{п} = \frac{F_{п.с.\max}}{F_{в.\max}} = \frac{265000}{28495} = 9,3.$$

де $F_{п.с.\max} = 265000$ Н, згідно з табл. 3.18.

Приймаємо $u_{п}=10$.

Діаметр стрілового барабана приймаємо рівним діаметру вантажного барабана $D_б=400$ мм і $D=417,5$ мм з урахуванням намотаного каната.

Робоча довжина каната

$$l_p = \Delta l \cdot u_{п} = 11,8 \cdot 10 = 118 \text{ м.}$$

Число робочих витків

$$z_p = \frac{L_p}{\pi \cdot D} = \frac{118}{3,14 \cdot 0,4175} = 90.$$

Загальне число витків

$$z_з = z_p + z_{зп} + z_{зк} = 90 + 2 + 3 = 95,$$

де $z_{3п} = 2$ – кількість запасних витків;

$z_{3к} = 3$ – кількість витків для закріплення каната.

Необхідна довжина барабана

$$L_{\sigma} = z_3 \cdot t_n = 95 \cdot 17,5 = 1663 \text{ мм.}$$

де $t_n = d + (2 \dots 3) \text{ мм} = 20 \text{ мм}$ – крок навивання каната для барабана з нарізкою;

$t_n = d$ – для барабана без нарізки.

Приймаємо навивання каната на барабані в два шари. Орієнтовно число витків в кожному шарі становить 44 витки. Тоді канатомісткість барабана

$$l_k = \pi D z_1 + \pi (D + 2d) z_2 = 3,14 \cdot 0,4175 \cdot 44 + 3,14 (0,4175 + 2 \cdot 0,0175) 44 = 120 \text{ м.}$$

Довжина барабана $L_{\sigma} = d \cdot z_1 = 0,0175 \cdot 44 = 0,77 \text{ м}$ із кріпленням каната клином.

Швидкість намотування каната на барабан

$$V_k = V_{п} u_{п} = 0,09 \cdot 10 = 0,9 \text{ м/с.}$$

Частота обертання барабана

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V_k}{\pi \cdot D_p} = \frac{60 \cdot 0,9}{3,14 \cdot 0,4525} = 38 \text{ хВ}^{-1},$$

де розрахунковий діаметр барабана $D_p = \pi (D + 2d) = 0,4525 \text{ м}$.

Передаточне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_{\sigma}} = \frac{715}{38} = 18,8.$$

За каталогом (Дод. XL...XL V) вибираємо редуктор типу Ц2-400 з передаточним числом $u_p = 20$, моментом на вихідному валу 9 кН·м.

Тривалість пуску електродвигуна. Перевірка двигуна проводиться при мінімальному і максимальному зусиллях у стріловому поліспасті за формулою

$$t_{п} = \frac{2T}{\omega \cdot \eta_m (M_{п.ср} - M_{ст})} + \frac{J_{36} \cdot \omega}{M_{п.ср} - M_{ст}},$$

де $T = \frac{m_c \cdot L_c^2 \cdot \omega_c^2}{8} + \frac{m_b \cdot V^2}{2}$ – кінетична енергія стріли і вантажу;

де m_c, m_B – відповідно маси стріли і вантажу;

ω_c – кутова швидкість обертання стріли, c^{-1}

$$\omega_c = \frac{\beta_{\max} + \beta_{\min}}{\Delta t_{\Pi}} = \frac{1,12}{131} = 0,008 \text{ c}^{-1},$$

де Δt_{Π} – тривалість підймання стріли;

$\beta_{\max}, \beta_{\min}$ – максимальний і мінімальний кути нахилу стріли

$$\Delta t_{\Pi} = \frac{\Delta l}{V_{\Pi}} = \frac{11,8}{0,09} = 131 \text{ c};$$

$$\beta_{\max} - \beta_{\min} = \frac{78 - 14}{57,3} = 1,12 \text{ рад};$$

V – лінійна швидкість руху вантажу при підйманні стріли, $V=0$ – оскільки при зміні вильоту вантаж переміщується горизонтально, за рахунок запасування вантажного каната на спеціальний барабан на стріловій лебідці.

Тоді

$$T = \frac{4600 \cdot 35^2 \cdot 0,008^2}{8} = 45,1 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{c}^2}.$$

Середньопусковий момент електродвигуна

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\max} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = \frac{900 + 1,1 \cdot 348}{2} = 641 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Номінальний момент електродвигуна

$$M_{\text{н}} = \frac{P}{\omega} = \frac{26000}{74,8} = 348 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

При максимальному зусиллі в поліспасті статичний момент

$$M_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{п.макс}} \cdot D_{\text{п}}}{2u_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{265000 \cdot 0,4525}{2 \cdot 200 \cdot 0,85} = 353 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $u_{\text{м}} = u_{\Pi} \cdot u_{\text{р}} = 10 \cdot 20 = 200$ – загальне передаточне число механізму;

$D_{\text{п}} = 0,4525$ м на другому прошарку навивання каната.

При мінімальному зусиллі

$$M_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{п.мін}} \cdot D_{\text{п}}}{2u_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{220200 \cdot 0,4525}{2 \cdot 200 \cdot 0,85} = 293 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$J_{зв} = \delta(J_p + J_M) = 1,2(0,763 + 0,471) = 1,48 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – приведений момент інерції
обертальних мас механізму;

$J_p = 0,763 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції ротора;

$J_M = 0,471 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції муфти (Дод. XLVII).

Тривалість пуску при максимальному зусиллі в поліспасти

$$t_{п} = \frac{2 \cdot 45,1}{74,8 \cdot 0,85(641 - 353)} + \frac{1,48 \cdot 74,8}{641 - 353} = 0,31 \text{ с}.$$

При мінімальному зусиллі

$$t_{п} = \frac{2 \cdot 45,1}{74,8 \cdot 0,85(641 - 293)} + \frac{1,48 \cdot 74,8}{641 - 293} = 0,32 \text{ с}.$$

У випадку, коли вантаж підіймається при підйомі стріли, тривалість пуску збільшується і становить в нашому випадку 1...1,5с.

Перевірка електродвигуна за моментом. Умова вірності вибору електродвигуна (3.2)

$$KM^H = m_0 M^P,$$

де $K=1,35$ – коефіцієнт перевантаження (табл.3.6);

M^H – момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень

$$M^H = M_{ст} = 353 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 0,8 = 0,76$ – коефіцієнт умов роботи;

$m_1 = 0,95$ – коефіцієнт відповідальності при II класі відповідальності елемента (табл. 3.8);

$m_2 = 0,8$ – коефіцієнт, який враховує умови роботи, приймають за табл. 3.9;

$$M^P = M_{max} = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тоді $1,35 \cdot 353 < 0,76 \cdot 900$; $477 < 684$.

Гальмовий момент і вибір гальма. Гальмо повинно утримувати стрілу в будь-якому положенні і затримувати її рух при дії статичних та інерційних навантажень.

Гальмовий момент

$$M_{\Gamma} = k_{\Gamma} \cdot M_{\text{ст.}\Gamma} = 1,75 \cdot 255 = 446 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $k_{\Gamma} = 1,75$ – коефіцієнт запасу гальмування (табл. 3.5);

$M_{\text{ст.}\Gamma}$ – статичний момент при гальмуванні при максимальному зусиллі у поліспасті,

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = \frac{F_{\text{п.макс}} D_{\text{р}} \eta_{\text{м}}}{2u_{\text{м}}} = \frac{265000 \cdot 0,4525 \cdot 0,85}{2 \cdot 200} = 255 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

За каталогом (Дод. ІІ) вибираємо двоколодове гальмо із електрогідроштовхачем ТКТГ-300М з максимальним гальмовим моментом $M_{\Gamma} = 800 \text{ Н}\cdot\text{м}$ з наступним регулюванням на розрахунковий гальмовий момент.

Тривалість гальмування.

$$t_{\Gamma} = \frac{2T\eta_{\text{м}}}{\omega(M_{\Gamma} - M_{\text{ст.}\Gamma})} + \frac{J_{\text{зв}}\omega}{M_{\Gamma} - M_{\text{ст.}\Gamma}}, \quad (3.56)$$

де $M_{\text{ст.}\Gamma} = M_{\text{ст}} \eta_{\text{м}}^2$;

при максимальному навантаженні

$$t_{\Gamma} = \frac{2 \cdot 45,1 \cdot 0,85}{74,8(446 - 255)} + \frac{1,48 \cdot 74,8}{446 - 255} = 0,4 \text{ с};$$

при мінімальному навантаженні $M_{\text{ст.}\Gamma} = 293 \cdot 0,85^2 = 212 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$$t_{\Gamma} = \frac{2 \cdot 45,1 \cdot 0,85}{74,8(446 - 212)} + \frac{1,48 \cdot 74,8}{446 - 212} = 0,47 \text{ с};$$

Тривалість гальмування перевищує тривалість пуску, а значить, інерційні навантаження при гальмуванні не будуть перевищувати інерційні навантаження при пуску.

Розрахунок стійкості крана

За ”Правилами будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів”, розрахунок стійкості вільностоячого баштового крана повинен виконуватись за таких умов:

при дії вантажу (вантажна стійкість);

при відсутності вантажу (власна стійкість);
 при раптовому зніманні навантаження з гаку;
 при монтажу та демонтажу.

Для забезпечення стійкості крана (рис.3.13, 3.14) повинна використовуватись нерівність (3.2)

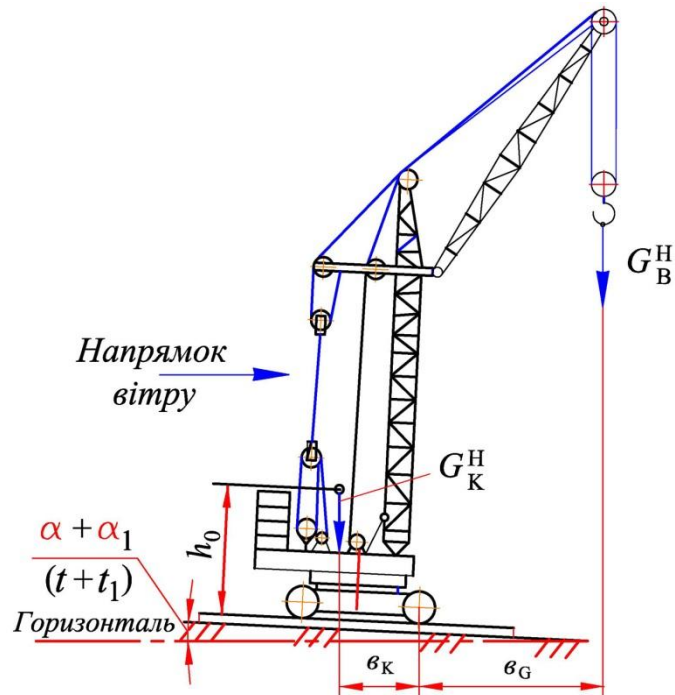


Рис. 3.13. Розрахункова схема визначення вантажної стійкості

$$KM^H = m_0 M^P,$$

де K – коефіцієнт перевантаження, визначається за формулою

$$K = 1 + K_1 K_2;$$

$K_1 = 5,5$ – коефіцієнт надійності для II класу відповідальності елемента;

K_2 – коефіцієнт змінності, який визначається за формулою

$$K_2 = \frac{\sqrt{M_{S_G}^2 + M_{S_{B,K}}^2 + M_{S_{B\beta}}^2 + M_{S_D}^2}}{M^H}, \quad (3.57)$$

де M_{S_G} – момент відносно ребра перекидання від середньоквадратичного

відхилення випадкових складових ваги вантажу, кН·м, $M_{S_G} = K_3 \cdot G_{eG}^H$;

$M_{S_{B,K}}$ – момент відносно ребра перекидання від середньоквадратичного відхилення випадкових складових вітрового навантаження на кран (кНм), який визначається за формулою

$$M_{S_{B,K}} = m_n \cdot \xi \cdot M_{B_K}^H ; \quad (3.58)$$

$M_{B_K}^H$ – момент відносно ребра перекидання від нормальної складової вітрових сил робочого стану, кНм;

$M_{S_{B\beta}}$ – момент відносно ребра перекидання від середньоквадратичного відхилення випадкових складових вітрової сили на вантаж; приймаємо рівним 0,1 моменту від нормативного вітрового навантаження на вантаж, кН·м;

M_{S_d} – момент відносно ребра перекидання від середньоквадратичних відхилень випадкових складових навантажень, які викликані роботою механізмів підйому вантажу і пересування крана, кН·м,

$$M_{S_d} = 0,02 \frac{G_K^H \cdot h_0 + G_B^H \cdot h_B}{G_K^H \cdot e_K - G_B^H \cdot e_B} \left[G_B^H \cdot V_1^2 + (G_K^H + G_B^H) V_2^2 \right], \quad (3.59)$$

де V_1 і V_2 – номінальні швидкості відповідно підймання (опускання) вантажу і пересування крана, м/с;

h_B, e_B – координати вантажу;

M^H – перекидний момент (кН·м) від нормативних складових навантажень,

$$M^H = G_B^H + M_B^H ;$$

G_B^H – нормативна складова ваги вантажу;

M_B^H – момент відносно ребра перекидання від нормативної складової вітрового навантаження робочого стану, який діє на кран і вантаж, кН·м;

e_G – відстань від точки підвісу вантажного поліспада до вертикальної площини, який проходить через ребро перекидання, яка визначається з урахуванням нахилу крана в бік перекидання;

m_0 – коефіцієнт умов роботи,

$$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,9 \cdot 1 = 0,9;$$

$m_1 = 0,9$ для II класу відповідальності крана і 1 класу відповідальності елемента (табл.3.8);

$m_2 = 1$ – коефіцієнт, що враховує умови роботи (табл.3.9),

$M^p = M_{UT} = G_K^H \cdot e_K$ – утримуючий момент, кНм;

G_K^H – нормативна складова ваги крана, кН;

e_K – відстань від центра мас крана до вертикальної площини, яка проходить через ребро перекидання, і визначається з урахуванням нахилу крана в бік перекидання, м. Ухил кранової колії α , приймаємо за табл. 3.5, а деформацію крана і кранової колії α_1 за табл. 3.19.

Таблиця 3.19

Деформації крана і кранової колії

Характеристика кранової колії	i_1
Колії укладені на бетонній основі або естакаді	0,02/В
Колії укладені на ґрунтовому або щебеневому баласті	0,05/В

Визначаємо числові значення величин з умов стійкості.

Вантажна стійкість. Розрахункове положення крана подане на рис.3.13.

Перекидні моменти: від нормативної складової ваги вантажу при максимальному вильоті

$$M_G^H = G_b^H \cdot e_G = G_{\min} \left(L_{\max} - \frac{B}{2} \right) = 46 \left(35 - \frac{6}{2} \right) = 1472 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

де $G_{\min} = 46$ кН – див. табл.3.15;

$L_{\max} = 35$ м – максимальний виліт;

$B = 6$ м – база (колія) крана;

від середньоквадратичного відхилення випадкових складових ваги вантажу

$$M_{SG} = K_3 G_{\min} \left(L_{\max} - \frac{B}{2} \right) = 0,06 \cdot 46 \left(35 - \frac{6}{2} \right) = 88,3 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$K_3 = 0,06$ (див. табл. 3.10);

від середньоквадратичного відхилення випадкових складових вітрового навантаження на кран і на вантаж

$$M_{SB_K} + M_{SB_B} = S_{B,C} \cdot h + S_{B,6} \cdot h_2 + S_{B,\Pi} \cdot h_4 + S_{B,6ал} \cdot h_3 + S_{B,B} \cdot h + S_{B,H} \cdot h_1 \quad (3.60)$$

$$S_{B,C} = 2,15 \text{ кН};$$

$$h = 40 \text{ м}, h_1 = 1 \text{ м}, h_2 = 19 \text{ м}, h_3 = 4 \text{ м}, h_4 = 2 \text{ м (див. рис. 3.4);}$$

$$S_{B,6} = 3,01 \text{ кН}, S_{B,\Pi} = 0,23 \text{ кН}, S_{B,6ал} = 0,22 \text{ кН}, S_{B,B} = 0,84 \text{ кН}; S_{B,H} = 0,25 \text{ кН}.$$

$$M_{SB_K} + M_{SB_B} = 2,15 \cdot 40 + 3,01 \cdot 19 + 0,23 \cdot 2 + 0,22 \cdot 4 + 0,84 \cdot 40 + 0,25 \cdot 1 = 178,4 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

від нормативної складової вітрового навантаження на кран робочого стану

$$M_{B,K}^H = F_C \cdot h + F_6 \cdot h_2 + F_{\Pi} \cdot h_4 + F_{6ал} \cdot h_3 + F_H \cdot h_1 + F_B \cdot h = \\ = 6,7 \cdot 40 + 8,54 \cdot 19 + 0,6 \cdot 2 + 0,58 \cdot 4 + 0,9 \cdot 1 + 2,625 \cdot 40 = 544 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$F_C = 6,7 \text{ кН} - \text{див. 3.3.3}; F_6 = 8,54 \text{ кН}; F_{\Pi} = 0,6 \text{ кН}; F_{6ал} = 0,58 \text{ кН};$$

$$F_B = 2,625 \text{ кН}; F_{H,\Pi} = 0,9 \text{ кН};$$

$$M^H = M_G^H + M_{B,K}^H = 1472 + 544 = 2016 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

від середньоквадратичних відношень випадкових навантажень при роботі механізмів підймання і пересування; рис. 3.13, 3.3

$$M_{SD} = \frac{0,02(G_K^H \cdot h_0 + G_B^H \cdot h) [G_B^H \cdot V_B^2 + G_K^H + G_B^H \cdot V_K^2]}{G_K^H \left[\left(c + \frac{B}{2} \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h_0 \sin(\alpha + \alpha_1) \right] - G_B^H \left[\left(L_{\max} - \frac{B}{2} \right) \cos(\alpha + \alpha_1) h \sin(\alpha + \alpha_1) \right]} = \\ = \frac{0,02(800 \cdot 8,4 + 46 \cdot 40) \times \dots}{800 \left[\left(0,46 + \frac{6}{2} \right) \cos\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) \right] - 46 \sin\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) - \dots} \\ \times \left[46 \cdot 0,332 + (800 + 46) \cdot 0,2^2 \right] \\ \dots \frac{\dots}{-46 \left[\left(35 - \frac{6}{2} \right) \cos\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) - 40 \sin\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) \right]} = 5,9 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (3.61)$$

$$\text{де } \alpha = \frac{0,1}{B} = \frac{0,1}{6} \text{ рад (табл. 3.5); } \alpha_1 = \frac{0,05}{B} = \frac{0,05}{6} \text{ рад (табл. 3.19);}$$

$$V_B = 0,33 \text{ м/с}; V_K = 0,2 \text{ м/с} - \text{швидкості підймання вантажу і пересування крана.}$$

$$\text{Тоді } K_2 = \frac{\sqrt{M_{S^2G} + M_{S^2BK} + M_{S^2Д}}}{M^H} = \frac{\sqrt{88,3^2 + 178,4^2 + 5,9^2}}{2016} = 0,099,$$

$$K = 1 + 5,0 \cdot 0,099 = 1,495.$$

Утримуючий момент

$$\begin{aligned} M^P &= G_k \left[\left(c + \frac{\beta}{2} \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h_0 \sin(\alpha + \alpha_1) \right] = \\ &= 800 \left[\left(0,46 + \frac{6}{2} \right) \cos\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) - 8,4 \cdot \sin\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) \right] = 2616 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Підставивши в умови (3.2), одержимо

$$1,495 \cdot 2016 < 0,9 \cdot 2616; \quad 3014 > 2354.$$

Як бачимо, умови стійкості не виконуються. Тому на неповоротну раму додатково встановлюють бетонні блоки загальною вагою 250 кН, що незначно зменшить M_{SD} і збільшить $M^P = 3433$ кН·м, і тоді умова стійкості буде забезпечена, $3014 < 3090$.

Аналогічно перевіряємо вантажну стійкість для інших вильотів та інших вантажів.

Власна стійкість. Розрахунок власної стійкості крана проводимо для його робочого і неробочого стану без урахування рейкових захватів (рис.3.14)

Якщо кран в робочому стані, то розрахунок проводиться при найменшому вильоті стріли, а якщо в неробочому, то при найнесприятливішому положенні стріли, яке указане в інструкціях при перевезенні, монтажу, пуску, регулюванні та обкатці і експлуатації кранів.

Умови власної стійкості визначаються також за (3.2) в робочому і неробочому стані.

В робочому стані розрахунок проводять при найменшому вильоті, а в неробочому – при положенні стріли, яке вказано в «Інструкції по монтажу і обслуговуванню», а саме в робочому положенні (рис.3.14, а)

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де K – коефіцієнт перевантаження, $K = 1 + K_1 K_2 = 1 + 5,5 \cdot 0,33 = 2,82$,

$K_1=5,5$ – коефіцієнт надійності для II класу відповідності крана і I класу відповідності елемента (табл.3.7);

K_2 – коефіцієнт змінності при відсутності вантажу ($G_B=0$)

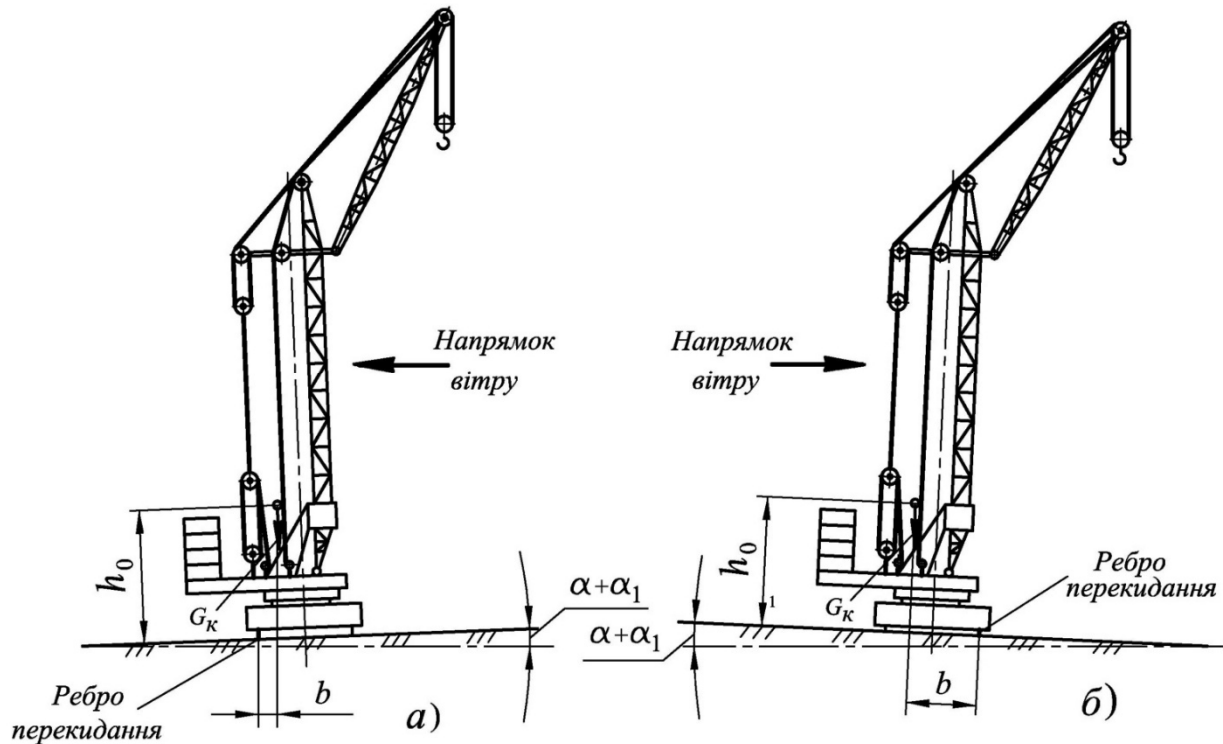


Рис. 3.14. Розрахункова схема визначення власної стійкості:
а – для робочого стану; б – для неробочого стану

$$K_2 = \frac{\sqrt{M^2 s_{\beta_k} + M^2 s_{\text{Д}}}}{M_{\text{Вк}}^{\text{H}}}, \quad (3.62)$$

$M_{\text{СД}}$ – момент перекидаючий від середньоквадратичних відхилень випадкової складової динамічної сили від пересування, який визначають за формулою при $G_B=0$; $G_k=1050$ кН;

$$\begin{aligned} M_{\text{СД}} &= \frac{0,02(G_k \cdot h_0)(G_k \cdot V_k)G}{G_k \left[\left(c + \frac{B}{2} \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h_0 \sin(\alpha + \alpha_1) \right]} = \\ &= \frac{0,02(1050 \cdot 8,4)(1050 \cdot 0,2^2)}{1050 \left[\left(0,46 + \frac{6}{2} \right) \cos\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) - 8,4 \sin\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) \right]} = 2,2 \text{ кН} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

$$M_{SB.K}^H = S_{B.K} \cdot h + S_{B.C} h_2 + S_{B.п} h_4 + S_{B.бал} \cdot h_3 + S_{B.H} \cdot h_1 =$$

$$= 2,15 \cdot 40 + 3,01 \cdot 19 + 0,23 \cdot 2 + 0,22 \cdot 4 + 0,2484 \cdot 1 = 145 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$K_2 = \frac{\sqrt{145^2 + 2,2^2}}{435} = 0,33.$$

Момент перекидаючий від нормативних навантажень

$$M^H = M_{BK}^H = F_0 h + F_3 h_2 + F_{п} h_4 + F_{бал} h_3 + F_H h_1 =$$

$$6,7 \cdot 40 + 8,54 \cdot 19 + 0,6 \cdot 2 + 0,58 \cdot 4 + 0,9 \cdot 1 = 435 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$m_0 = 0,9$ (табл. 3.8; 3.9);

$$M^P = M_{yT} = G_K \left[\left(\frac{B}{2} - c \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h_0 \sin(\alpha + \alpha_1) \right] =$$

$$= 1050 \left(\frac{6}{2} - 0,46 \right) \cos \left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) - 8,4 \sin \left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) = 2468 \text{ кНм}.$$

Тоді умови стійкості будуть:

$$2,82 \cdot 435 < 0,9 \cdot 2468; 1227 < 2221.$$

Для неробочого стану (рис. 3.14, б)

$$K = 1 + K_1 \cdot K_2 = 1 + 5,5 \cdot 0,23 = 2,265,$$

де $K_1 = 5,5$ – коефіцієнт надійності;

K_2 – коефіцієнт змінності, $K_2 = m_{п} \cdot \xi = 0,1 \cdot 2,3 = 0,23$, (табл. 3.11, 3.12)

$$M^H = M_{BK}^H = \left[F_C \left(h + \frac{L_C}{2} \cos \beta_{\max} + F_{б} \cdot h_2 + F_{п.п} \cdot h_4 + F_{бал} \cdot h_3 + F_H \cdot h_1 \right) \frac{q_{нероб}}{q_{роб}} = \right.$$

$$\left. = \left[38,7 \left(40 + \frac{34}{2} \cos 78^\circ \right) + 72 \cdot 19 + 2,8 \cdot 2 + 2,7 \cdot 4 + 4,2 \cdot 1 \right] = 2953 \text{ кН} \cdot \text{м}, \right.$$

де сила вітру на стрілу

$$F_c = C_c \cdot L_c \cdot \cos 12 \cdot q_{нероб} \cdot \varphi \cdot k \cdot c = 1,6 \cdot 35 \cdot 0,98 \cdot 0,7 \cdot 0,3 \cdot 2,1 \cdot 1,6 = 38,7 \text{ кН} - \text{ площа}$$

стріли з врахуванням її нахилу на 78° (табл. 3.18) та співвідношення граней стріли 1,6:2; $L_c = 35$ м, $\varphi = 0,3$, $k = 2,1$, $c = 1,6$; $q_{нероб} = 700$ Па;

на башту $F_{б} = (h + h_{гол}) a_{б} \cdot \varphi_{б} \cdot q_{нероб} \cdot k \cdot c = (40 + 11) 2 \cdot 0,3 \cdot 0,7 \cdot 2,1 \cdot 1,6 = 72$ кН;

на поворотну платформу

$$F_{п.к} = \left(R - \frac{a_6}{2} \right) h_{п.п} \cdot \varphi_{п.п} \cdot q_{нероб} \cdot k \cdot c = \left(5 - \frac{2}{2} \right) 1 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 1 = 2,8 \text{ кН};$$

на баласт $F_{бал} = \vartheta \cdot h \cdot q_{нероб} \cdot k \cdot c = 1,55 \cdot 2,5 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 1 = 2,7 \text{ кН}$

де $L_c = 35 \text{ м}$, $\varphi = 0,3$, $k = 2,1$, $c = 1,6$; $q_{нероб} = 700 \text{ Па}$,

$$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 1,05 \cdot 1 = 1,05;$$

$$\begin{aligned} M^p &= M_{yT} = G_K^H \cdot \vartheta_K = G_K \left[\left(\frac{B}{2} + c \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h_0 \sin(\alpha + \alpha_1) \right] = \\ &= 1050 \left[\left(\frac{6}{2} + 0,46 \right) \cos\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) - 8,4 \sin\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) \right] = 3434 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

на неповоротну частину $F_{н.п} = B \cdot h_l \cdot q_{нероб} \cdot k \cdot c = 6 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 1 = 4,2 \text{ кН}$.

Умова стійкості в неробочому стані (коли не допускається вільне обертання поворотної частини крана)

$$2,265 \cdot 2953 < 1,05 \cdot 3434; \quad 6688 > 3434.$$

Умови стійкості не витримані.

Тому необхідно допускати вільне обертання поворотної частини (можна допустити $F_c=0$) і умови стійкості витримуються

$$2,265 \cdot 1405 < 1,05 \cdot 3434; \quad 3182 < 3434.$$

Крім цих розрахунків, також необхідно визначити стійкість баштових кранів при раптовому зніманні вантажу.

2.4. РОЗРАХУНОК ПЕРЕСУВНОГО БАШТОВОГО КРАНА ІЗ БАЛКОВОЮ СТРІЛОЮ І НЕПОВОРОТНОЮ БАШТОЮ

Вихідні дані. Вантажопідймальність максимальна при мінімальному вильоті $m_b=10\text{т}$, максимальний виліт $L_{\max}=70\text{м}$, висота підймання на всіх вильотах $H = 70 \text{ м}$, режим роботи група А5, клас використання U5, режим навантаження Q2 (середній).

Конструктивна схема крана представлена на рис. 3.15.

Основні орієнтовні геометричні та масові параметри визначаються за табл. 3.1, 3.2, аналогічно до п. 3.3.

Розмір поперечного перерізу башти (сторона квадрата)

$$a_6 = (0,9 \dots 1,1) \frac{70}{20} = 3 \text{ м.}$$

Розмір поперечного перерізу стріли (сторона трикутника)
рівностороннього одним кутом вгору)

$$C_c = (0,9 \dots 1,1) \frac{70}{23} = 3 \text{ м.}$$

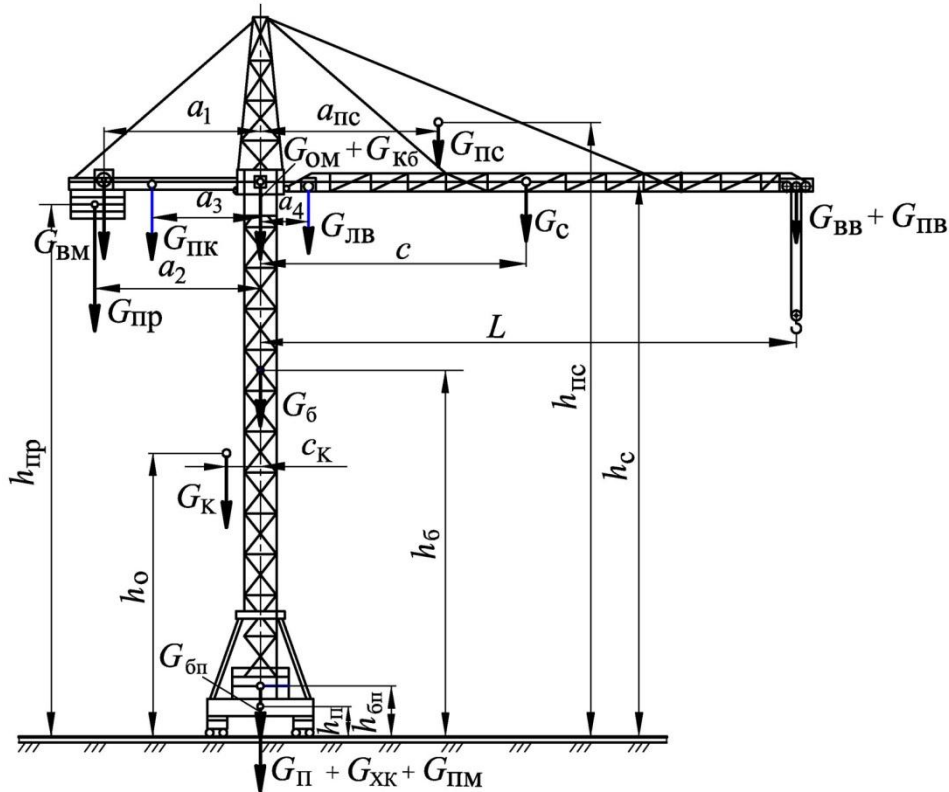


Рис.3.15. Схема для визначення координат центра тяжіння крана

Висота шарніра п`яти стріли над головою рейки

$$h = 70 + \sqrt[3]{10} = 72 \text{ м.}$$

Висота головки башти (від центра п`яти стріли до центра верхніх блоків)

$$h_{\Gamma} = (0,8 \dots 1,2) \frac{70}{3,6} = 20 \text{ м.}$$

Відстань від осі обертання крана до осі п`яти стріли

$$x_6 = \frac{3}{2} + 0,2 = 1,7 \text{ м.}$$

Розрахункова довжина консолі противаги від осі обертання крана до
центра противаги

$$L_{п.к} = (0,9 \dots 1,1) \frac{70}{3} = 24 \text{ м.}$$

Колія і база ходової частини крана

$$K=B=(0,95 \dots 1,05) \frac{70}{6} = 12 \text{ м.}$$

Розрахункова довжина стріли

$$L_c = 70 - 1,7 \approx 69 \text{ м.}$$

Діаметр опорно-поворотного круга

$$D_{оп.к.} = (1,45 \dots 1,55) 3 = 4 \text{ м.}$$

Загальна маса крана

$$m_k = 0,033 \cdot 1600 \sqrt{\frac{70}{10}} = 140 \text{ т,}$$

де момент вантажний

$$M_B = G_{B,i} \cdot L_i = 100 \cdot 16 = 80 \cdot 20 = 70 \cdot 2,29 = 1600 \text{ кНм,}$$

який приймається однаковим при різних вантажопідіймальностях.

Максимальна вантажопідіймальність прийнята до вильоту 16м.

Значення мас:

Металоконструкцій	$m_{м.к.} = 0,41 \cdot 140 = 57,4 \text{ т;}$
механізмів та електрообладнання	$m_{мех} = 0,25 \cdot 140 = 35 \text{ т;}$
баласту противаги і баласту порталу	$m_{бал} = 0,34 \cdot 140 = 47,6 \text{ т;}$
стріли	$m_c = 0,07 \cdot 140 = 9,8 \text{ т;}$
башти	$m_b = 0,16 \cdot 140 = 22,4 \text{ т;}$
консолі противаги	$m_{п.к.} = 0,07 \cdot 140 = 9,8 \text{ т;}$
порталу	$m_{п.} = 0,14 \cdot 140 = 19,6 \text{ т;}$
механізму підіймання вантажу	$m_{в.м.} = 0,03 \cdot 140 = 4,2 \text{ т;}$
механізму пересування крана	$m_{п.м.} = 0,04 \cdot 140 = 5,6 \text{ т;}$
механізму пересування візка по стрілі	$m_{л.в.} = 0,02 \cdot 140 = 2,8 \text{ т;}$
механізму повертання крана	$m_{о.м.} = 0,03 \cdot 140 = 4,2 \text{ т;}$
стрілового поліспаду	$m_{п.с.} = 0,005 \cdot 140 = 0,7 \text{ т;}$
вантажного поліспаду і гакової підвіски	$m_{п.в.} = 0,005 \cdot 140 = 0,7 \text{ т;}$

візка вантажного	$m_{в.в.}=0,01 \cdot 140=1,4$ т;
ходових візків і коліс (4 комплекта)	$m_{х.к.}=0,06 \cdot 140=8,4$ т;
кабіни управління	$m_{к.б.}=0,02 \cdot 140=2,8$ т;
противаги	$m_{пр.}=0,1 \cdot 140=14$ т;
баласту порталу	$m_{б.п.}=47,6-14=33,6$ т.

Визначаємо швидкість робочих рухів.

Швидкість підймання вантажу

$$V_B = \frac{70(1 + \frac{1}{5}) + 3}{1,09\sqrt{10} - 1,1} = 37 \text{ м/хв.}$$

Приймаємо $V_B=0,62$ м/с.

Швидкість пересування крана приймаємо $V_K=0,1$ м/с, зважаючи на значення вильоту.

Частота повертання крана

$$n_K = 1,33 - 0,52 \cdot 10^{-3} \cdot 1600 + 0,83 \cdot 10^{-7} 1600^2 = 0,3 \text{ хв}^{-1}.$$

Максимальна швидкість горизонтального ходу вантажного візка

$$V_{в.в.} = 10 + 0,8 \cdot 70 = 66 \text{ м/хв.}$$

Приймаємо $V_{в.в.}=1$ м/с.

Розрахунок вантажної характеристики крана

Вантажна характеристика визначається при наступних вихідних даних:

вантажний момент максимальний 1600 кНм на вильоті 16 м – тоді вантажопідйомність – 10 т;

мінімальний виліт при максимальній вантажопідйомності визначається розмірами бази і колії $K = B = 12$ м, розмірами вантажного візка – приймаємо довжину візка 1,5 м ; приймаємо $L_{\min} = 7$ м.

Після компоувальної проробки конструкції крана, виходячи із геометричних і вагових параметрів, а також за аналогією до п. 3.3. визначаємо координати центра тяжіння крана (рис.3.15).

Відстань від осі обертання крана до центра тяжіння (горизонтальна координата) при установленні крана на горизонтальній площині

$$c_k = \frac{\sum G_i l_i}{G_k} = \frac{G_c \cdot l + (G_{п.в.} + G_{в.в.}) \cdot L + G_{л.в.} \cdot a_4 + G_{п.с.} \cdot a_{п.с.} - G_{п.к.} \cdot a_3 - G_{пр.} \cdot a_2 - G_{в.м.} \cdot a_1}{G_k} =$$

$$= \frac{98 \cdot 36,2 + (7 + 1,4) \cdot 70 + 28 \cdot 4 + 7 \cdot 22,5 - 98 \cdot 13,7 - 140 \cdot 23 - 42 \cdot 22}{1400} = 0,77 \text{ м,}$$

Відстані від площини, яка проходить через опорний контур, до центра тяжіння крана

$$h_0 = \frac{\sum G_i h_i}{G_k} = \frac{G_{п.с.} \cdot h_{п.с.} + (G_c + G_{в.в.} + G_{л.в.} + G_{о.м.} + G_{к.б.} + G_{п.к.} + G_{в.м.}) h_c + G_{пр.} \cdot h_{пр.} +$$

$$+ \frac{G_{б.} \cdot h_{б.} + G_{б.п.} \cdot h_{б.п.} + (G_{п.} + G_{х.к.} + G_{п.м.}) \cdot h_{п.}}{G_k} = \frac{7 \cdot 80 + (98 + 14 + 28 + 42 + 98 + 42) \cdot 70 + 140 \cdot 69 +$$

$$+ 98 \cdot 45 + 33,6 \cdot 3 + (196 + 84 + 56) \cdot 2}{1400} = 27,75 \text{ м,}$$

де $G_{п.с.}$ G_c $G_{в.в.}$ $G_{л.в.}$ $G_{о.м.}$ $G_{к.б.}$ $G_{п.к.}$ $G_{в.м.}$ $G_{пр.}$ $G_{б.}$ $G_{б.п.}$ $G_{п.}$ $G_{х.к.}$ $G_{п.м.}$ – відповідно вага поліспада стрілового, стріли, вантажного візка, лебідки пересування вантажного візка, механізму повертання, кабіни, консолі противаги, вантажопідіймального механізму, противаги, башти, баласту портала, ходових візків, механізму пересування крана, кН;

координати

$$l = \frac{l_c}{2} + x_{б.} = \frac{69}{2} + 1,7 = 36,2 \text{ м; } h_{п.с.} = h_c + \frac{h_{\Gamma}}{2} = 70 + \frac{20}{2} = 80 \text{ м;}$$

$$h_{пр.} = h_c - 1 = 70 - 1 = 69 \text{ м; } h_{б.} = \frac{h_c + h_{\Gamma}}{2} = \frac{70 + 20}{2} = 45 \text{ м;}$$

$$h_{б.п.} = 3 \text{ м}^2; \quad h_{п.} = 2 \text{ м} - \text{визначені конструктивно.}$$

Визначаємо утримуючий момент при розміщенні крана на ухилі

$$M_{y\Gamma} = G_k \cdot [(e + c_k) \cos \alpha - h_0 \sin \alpha], \quad (3.63)$$

$$\text{де } e = \frac{B}{2} = \frac{12}{2} = 6 \text{ м,}$$

$\alpha = 0,008$ рад (табл. 3.5).

$$M_{y\Gamma} = 1400[(6 + 0,77)0,999 - 27,75 \cdot 0,013] = 8987 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Момент утримуючий суттєво більший від моменту вантажного. Але враховуючи, що на вітрові площі стріли, противаги і башти, досить значні, залишаємо вантажний момент без змін, $M_B=1600$ кНм.

Визначаємо орієнтовну вантажну характеристику, виходячи із постійності вантажного моменту (3.16).

Таблиця 3.20

Вантажопідіймальність крана для $M_B = 1600$ кНм

Виліт, м	5...16	22	28	34	40	46	52	58	64	70
Вантажопідіймальність, т	10,0	7,3	5,7	4,7	4,0	3,5	3,1	2,8	2,5	2,3

Розрахунок і вибір каната, барабана, двигуна, гальма, редуктора та їх перевірку для механізмів підіймання вантажу, повороту, пересування крана та стійкості виконуємо аналогічно до п. 3.3.

Розрахунок механізму змінення вильоту (пересування вантажного візка)

Вихідні дані: нормативна вантажопідіймальність $m_B = 10$ т; середньоквадратичне відхилення ваги вантажу $S_G = 6$ кН .

Найбільший виліт $L_{max} = 70$ м; довжина стріли – $L_c = 69$ м;

Найменший виліт $L_{min} = 7$ м; швидкість пересування вантажного візка $V_B = 1,0$ м/с; висота підіймання вантажу $H = 70$ м; вага візка $G_B = 1,4$ кН; схема механізму на рис.3.16.

Приймаємо, що ухил стріли дорівнює ухилу крана, табл.3.5.

Розрахунки опору пересуванню візка, потужності двигуна, параметрів редуктора.

Загальний опір пересуванню дорівнює сумі опорів від тертя, вітру, ухилу і прогону, тобто від переміщення вантажного каната по блоках і натягу в неробочій вітці тягового каната (інерційні сили не враховуються).

$$F = F_T + F_B + F_y + F_{пр.} + F_0. \quad (3.64)$$

Опір від тертя

$$F_T = (G + S_G + G_B) f_k = (100 + 6 + 14) 0,02 = 2,4 \text{ кН},$$

$S_G = 6 \text{ кН}$ – випадкова складова ваги вантажу;

$G_B = 14 \text{ кН}$ – вага візка;

$f_k = 0,02$ - для діаметра ходового ролика до 200 мм і діаметра осі ролика до 50 мм (табл. 3.17).

Сила вітру на вантаж (силою вітру на візок нехтуємо за її малістю), була визначена раніше в 3.3 $F_B = 2,625 \text{ кН}$.

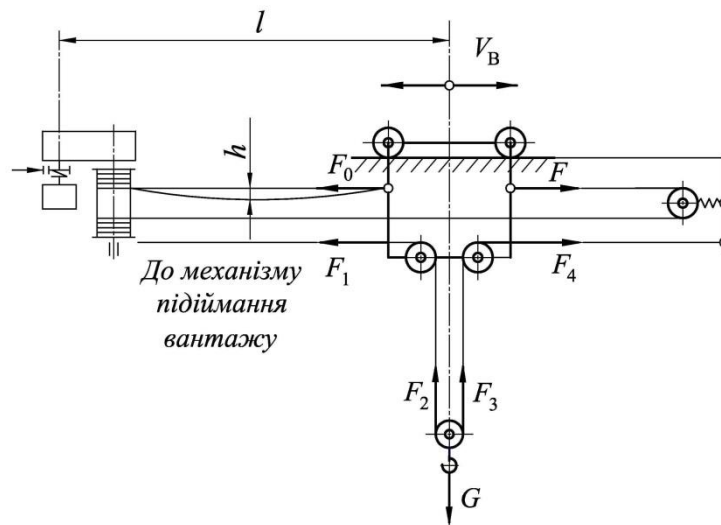


Рис. 3.16. Схема механізму змінення вільоту гака крана з горизонтальною стрілою

Опір від прогону вантажного каната (рис. 3.16)

$$F_{\text{пр}} = F_1 - F_4 = 5,63 - 5,3 = 0,33 \text{ кН}, \quad (3.65)$$

$$\text{де } F_4 = \frac{G^H}{u_n} = \frac{106}{2} = 5,3 \text{ кН};$$

$$F_1 = F_4 \frac{1}{\eta_6^n} = 5,3 \frac{1}{0,98^3} = 5,63 \text{ кН},$$

де $u_n = 2$ – кратність вантажного поліспасти;

$\eta_6 = 0,98$ – ККД блока вантажного поліспасти;

$n = 3$ – число вантажних блоків поліспасти .

Натяг у вільній вітці тягового каната

$$F_0 = \frac{ql^2}{8h} = \frac{5 \cdot 67^2}{8 \cdot 1,5} = 1,9 \text{ кН}, \quad (3.66)$$

$q = 5$ Н/м – лінійна вага тягового каната, яка приймається орієнтовно з подальшим уточненням;

$l = 67$ м – проліт, у якому провисає канат при розміщенні вантажного візка в кінцевому положенні;

$h=1,5$ м – стріла провису каната (2...3% від прольоту).

Тоді

$$F = 2,4 + 2,625 + 3,92 + 0,33 + 1,9 = 11,2 \text{ кН.}$$

Вибір каната, барабана проводять аналогічно попереднім розрахункам.

В даному розрахунку $d = 9,7$ мм; $D = 200$ мм.

Статична потужність електродвигуна

$$P = \frac{F \cdot V_B}{\eta_M} = \frac{11,2 \cdot 1}{0,85} = 13,2 \text{ кВт,}$$

де $\eta_M=0,85$ (Дод. XXVII).

Вибираємо електродвигун асинхронний з фазовим ротором типу МТФ311-6, потужністю $P=13$ кВт, частотою обертання вала $n=935$ хв⁻¹ ($\omega=97,86$ с⁻¹), при $T_B=25\%$, з моментом інерції ротора $J_p=0,225$ кг·м², з максимальним моментом $M_{\max}=320$ Н·м (Дод. XXVIII), $M_H = P/\omega = 13000/97,86 = 138$ Н·м.

Швидкість намотування каната на тяговий барабан - $V_K = V_B = 1,0$ м/с.

Частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{60 \cdot 1,0}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1,0}{3,14 \cdot 0,2} = 95,5 \text{ хв}^{-1}.$$

Передаточне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_6} = \frac{935}{95,5} = 9,79.$$

За каталогом (Дод. XL...XLV) вибираємо для режиму роботи М4 при частоті обертання вхідного вала 1000 хв⁻¹, редуктор Ц2-250-9,8, потужністю 23,8 кВт.

Фактична швидкість візка

$$V_{\phi} = 1 \frac{9,79}{9,8} = 1,0 \text{ м/с.}$$

Перевірка електродвигуна на тривалість пуску.

Середня тривалість пуску візка

$$t_{\Pi} = \frac{J_{3B} \cdot \omega}{M_{\Pi.ср} - M_{ст}} = \frac{1,13 \cdot 97,86}{236 - 112} = 0,9 \text{ с,}$$

де J_{3B} - момент інерції механізму пересування візка при пуску;

$$\begin{aligned} J_{3B} &= \delta(J_p + J_M) + \frac{(m_B + m_{B.B}) \cdot R^2}{2u_M^2 \cdot \eta_M} = \\ &= 1,2 \cdot (0,225 + 0,1274) + \frac{(10000 + 1400)0,1^2}{2 \cdot 9,8^2 \cdot 0,85} = 1,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned}$$

$J_M = 0,1274 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції муфти (Дод. XLVI);

$$M_{\Pi.ср} = \frac{M_{\max} + 1,1M_H}{2} = \frac{320 + 1,1 \cdot 138}{2} = 236 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$\omega = 97,86 \text{ с}^{-1}$;

$$M_{ст} = \frac{(F - F_0)D}{2u_M \cdot \eta_M} = \frac{(11200 - 1900) \cdot 0,2}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,85} = 112 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Прискорення при пуску

$$a = \frac{V_B}{t_{\Pi}} = \frac{1}{0,9} = 1,1 \text{ м/с} > [a] = 0,6 \dots 0,8 \text{ м/с}^2.$$

Таким чином, прямий запуск двигуна неможливий.

Запуск може бути тільки ступінчатим із відповідним розрахунком ступеней опору.

Перевірка електродвигуна за моментом.

Умови вірності вибору електродвигуна (3.2)

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

$K = 1,3$ – коефіцієнт перевантаження (табл. 3.6);

$$M^H \leq M_{ст} = 112 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$ – коефіцієнт умов роботи, табл. 3.9, 3.10,

$$M^p \leq M_{п.ср} = 236 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тоді

$$1,3 \dots 112 \leq 0,95 \dots 236;$$

$$146 < 224.$$

Умова витримана.

Гальмовий момент і вибір гальма.

Розрахунковий гальмовий момент

$$M_{\Gamma} = M_{д}'' + M'_{д.Г} + M_{в.Г} + M_{у.Г} - M_{т}, \quad (3.67)$$

де відповідно моменти сил інерції обертальних і поступальних мас, від сил вітру, ухилу. Момент сил тертя в ходових роликах і вантажних блоках сприяє гальмуванню.

$$\begin{aligned} M_{\Gamma} &= \frac{\delta(J_{п} + J_{м})\omega}{t_{\Gamma}} + \frac{(m_{в} + m_{в.в}) \cdot R^2 \cdot \omega \cdot \eta_{м}}{u_{м}^2 \cdot t_{\Gamma}} + \frac{(F_{в} + F_{у})D \cdot \eta_{м}}{2u_{м}} - \frac{(F + F_{пр})D}{2u_{м} \cdot \eta_{м}} = \\ &= \frac{1,2 \cdot (0,229 + 0,1274)97,86}{1,1} + \frac{(1000 + 1400)0,1^2 \cdot 97,86 \cdot 0,85}{9,8^2 \cdot 1,1} + \\ &+ \frac{(2625 + 3920)0,2 \cdot 0,85}{2 \cdot 9,8} - \frac{(11200 + 330)0,2}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,85} = 47 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.68) \end{aligned}$$

де приймаємо $t_{\Gamma} = t_{п} = 1,1 \text{ с}$.

Таким чином, гальмування буде здійснюватись силами від тертя і прогону каната, а також гальмом із гальмовим моментом 47 Н·м.

Виходячи із того, що необхідний $M_{\Gamma} = 47 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а муфта прийнята із допустимим крутним моментом 500 Н·м, діаметр гальмового шківів $D = 200 \text{ мм}$, то вибираємо по (Дод. L) колодкове гальмо ТГ – 200 із гальмовим моментом 200 Н·м, який регулюємо на розрахунковий момент. Тоді фактична тривалість гальмування

$$\begin{aligned} t_{\Gamma} &= \frac{I_{зв.Г} \cdot \omega}{M_{\Gamma} - M_{ст.Г}}, \\ M_{ст.Г} &= \frac{(F_{в} + F_{у})D \cdot \eta_{м}}{2 \cdot u_{м}} - \frac{(F + F_{пр}) \cdot D}{2 \cdot u_{м} \cdot \eta_{м}} = -81 \text{ Н}\cdot\text{м}, \end{aligned}$$

де додаткові складові

$$J_{зв.г} = \delta(J_p + J_M) + \frac{(m_B + m_{B.B})R^2 \cdot \eta_M}{2u_M^2} = 0,92 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тоді

$$t_{г} = \frac{0,92 \cdot 97,86}{47 + 81} = 0,7 \text{ м/с}.$$

Так, як $M_{ст.г} = -81 \text{ Н} \cdot \text{м}$. немає необхідності в перевірці вибраного гальма.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНКИ СТІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ

3.1. ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

Стріловий самохідний кран (ССК) являє собою певне самохідне шасі на якому змонтована кранова установка.

За типом шасі ССК розділяють на автомобільні, пневмоколісні, на спецшасі автомобільного типу, гусеничні, короткобазові, на тракторах і причепах.

Індексація ССК наведена на рис. 4.1. Букви КС означають кран стріловий самохідний загального призначення. Чотири цифри, які пишуться після букв через тире, означають основні параметри: перша цифра – розмірна група, що відповідає вантажопідіймальності крана; друга – тип ходового пристрою; третя – виконання стрілового обладнання і четверта – порядковий номер моделі крана.

Букви після цифр означають чергову модернізацію (А, Б, В...) або кліматичне виконання: ХЛ – північне, Т – тропіки, ТВ – вологі тропіки.

ССК можуть мати іншу індексацію: СМК – спеціальний монтажний кран; МКА – монтажний кран на автомобільному шасі; МКГ – монтажний кран гусеничний, а цифри – їх вантажопідіймальність в тонах. Досвід проектування, виготовлення, експлуатації і досліджень стрілових самохідних кранів дозволив узагальнити геометричні і масові характеристики кранів і дати рекомендації з їх визначення (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Розрахункові формули для орієнтовного визначення розмірів і мас стрілових самохідних кранів та їх окремих елементів для заданої вантажопідіймальності

Параметр	Тип крана	Формула
1	2	3
Довжина основної стріли	П,Ш,Г	$(0,93...1,07)4,2\sqrt[3]{m_B}$
Довжина подовженої стріли	Ш	$(0,95...1,05)(17\sqrt[3]{m_B} - 15)$
	П	$(0,95...1,05)(14,3\sqrt[3]{m_B} - 10)$
	Г	$(0,88...1,12)(16\sqrt[3]{m_B} - 16)$
Довжина подовженої стріли з гусачком	Ш	$(0,95...1,05)(22\sqrt[3]{m_B} - 20)$
Висота підйому при основній стрілі	П, Ш, Г	$(1,05...0,95)(2,76\sqrt[3]{m_B} + 2,6)$
Висота підйому при максимальній стрілі	П, Ш	$(1,15...0,85)(17,5\sqrt[3]{m_B} - 15)$
Виліт мінімальний	П, Ш, Г	$(0,85...1,15)1,1\sqrt[3]{m_B}$
Вантажопідіймальність без виносних опор на мініальному вильоті	П, Ш	$(0,95...1,05)0,45 m_B$
Висота підйому гака максимальна	Г	$(0,9...1,1)(12,5\sqrt[3]{m_B} - 10)$
Вантажопідіймальність на максимальному вильоті основної стріли	П, Ш	$0,23 m_B$
	П	$3+0,23 m_B$ (тільки США)
	Г	$(0,78...1,22)0,21 m_B$
Вантажопідіймальність без виносних опор	Ш, Г, П	$(0,92...1,08)(0,47 m_B + 2)$
Виліт максимальний при подовженій стрілі	Ш, Г	$(0,9...1,1)(12\sqrt[3]{m_B} - 12)$
Виліт максимальний	Ш, Г, П	$5\sqrt[3]{m_B}$
Висота підйому при основній стрілі	Ш, Г, П	$(0,95...1,05)3,8\sqrt[3]{m_B}$
Висота підйому при подовженій стрілі	Ш, Г, П	$(0,9...1,1)5,4\sqrt[3]{m_B}$
Довжина основної стріли	А	$(0,95...1,05)4,4\sqrt[3]{m_B}$
Довжина подовженої стріли	А	$(0,93...1,07)5,5\sqrt[3]{m_B}$
Вантажопідіймальність без виносних опор	А	$(0,9...1,1)(0,2 m_B + 0,8)$

Продовж. табл. 4.1

1	2	3
Масові параметри		
Загальна маса	П	$(0,95...1,05)1,8m_B$
		$(0,9...1,1) (0,75m_B+8)$
	Ш	$(0,95...1,05) 1,7m_B$
		$(0,9...1,1) (0,64m_B+13)$
	А	$(0,95...1,5) (1,2m_B+3,5)$
	Ш, Г, П	$(0,9...1,1) 1,6m_B$
		$(0,9...1,1) (0,8m_B+7)$
	Ш, Г	$(0,8...1,2) 2m_B$
		$(0,95...1,5) 0,7m_B+20$
	Г	$(0,95...1,05) 1,8m_B$
$(0,9...1,1) m_B$		
Маса погонного метра основної стріли	П, Ш	$(0,9...1,1) (0,003m_B+0,05)$
Маса ходової частини	П, Ш	$(0,9...1,1)2,7\sqrt{m_B}$
Маса гакової обойми	всі	$(1,1...0,9)0,008m_B$
Маса противаги	Г	$(0,9...1,1)0,25m_B$
Навантаження на передню вісь (стріла повернута вперед)	Ш	$(0,95...1,05)0,167m_B$
Навантаження на задню вісь (стріла повернута вперед)	Ш	$(0,86...1,14) (0,58m_B+8)$
Навантаження на передню вісь (стріла повернута назад)	Ш	$(0,83...1,17)0,37m_B$
Навантаження на задню вісь (стріла повернута назад)	Ш	$(0,9...1,1) (0,48m_B+6)$
Лінійні параметри		
Задній габарит	П, Ш	$(0,95...1,05) \sqrt[3]{m_B}$
	Г	$(0,95...1,05) \sqrt[3]{m_B}$
	А	$(0,95...1,05)1,17\sqrt[3]{m_B}$
Відстань між виносними опорами	П, Ш	$(0,95...1,05) (1,2\sqrt[3]{m_B} + 1)$
	А	$1,8\sqrt[3]{m_B}$

Продовж. табл. 4.1

1	2	3
База	Ш, Г, П	$(0,93...1,07) (1,3\sqrt[3]{m_B} + 1)$
	Ш	$(0,9...1,1) (1,15\sqrt[3]{m_B} + 1,5)$
	П	$(0,51\sqrt[3]{m_B} + 1,5)$
	П	4,9...5,2
	А	$(0,85...1,15) (2\sqrt[3]{m_B} + 0,8)$
Висота від землі до осі п`яти стріли	Ш	$(0,85...1,15)(0,13\sqrt[3]{m_B} + 0,5)$
	П	$(0,85...1,15) (0,2\sqrt[3]{m_B} + 0,7)$
Відстань від осі обертання до п`яти стріли	Г	$(0,9...1,1) (0,23\sqrt[3]{m_B} + 0,9)$
Колія передніх коліс	П	$(0,85...1,15)0,85\sqrt[3]{m_B}$
	П	2...2,2
	Ш	$(0,35...1,15)0,7\sqrt[3]{m_B}$
	Ш	2,8
	Ш	1,8...2
Колія задніх коліс	П	$(0,85...1,15)0,82\sqrt[3]{m_B}$
		$0,67\sqrt[3]{m_B}$
	Ш	2,7
	Ш	1,8
Транспортна довжина з стрілою	П, Ш	$(0,9...1,1) (1,1\sqrt[3]{m_B} + 8)$
	П, Г	$(0,9...1,1)3,3\sqrt[3]{m_B}$
	А	$(0,9...1,1)3+3\sqrt[3]{m_B}$
Те ж зі складеною стрілою	Ш	$(0,9...1,1) (1,4\sqrt[3]{m_B} + 5)$
Довжина візка (рами)	Ш	$(0,95...1,05) (1,4\sqrt[3]{m_B} + 4)$
	П	$(0,9...1,1) (1,4\sqrt[3]{m_B} + 2)$
Ширина транспортна	П, Ш	2,4...2,5
	П, Ш	2,9...3,3
	П, Ш	3,3...3,7
	А	$(0,95...1,05)(0,53\sqrt[3]{m_B} + 1,5)$
	Ш, Г, П	4,4

Продовж. табл. 4.1

1	2	3
Висота транспортна	П,Ш	$(0,95\dots,05) (0,4\sqrt[3]{m_B} + 2,5)$
	Г	$(0,95\dots1,05) (0,5\sqrt[3]{m_B} + 2)$
	А	$(0,95\dots1,05)(0,55\sqrt[3]{m_B} + 1,5)$
	Ш, Г, П	$(0,93\dots1,07) (0,55\sqrt[3]{m_B} + 2)$
Висота по осі блока порталу або монтажного стояка	Ш, П, Г	$(0,95\dots1,05) (0,8\sqrt[3]{m_B} + 3)$ $(0,9\dots1,1)1,7\sqrt[3]{m_B}$
Довжина гусениць	Г	$(0,95\dots1,05) (\sqrt[3]{m_B} + 0,7)$
Ширина гусеничного ходу	Г	$(0,95\dots1,05) (\sqrt[3]{m_B} + 0,8)$
Ширина гусениць	Г	$(0,9\dots1,1)0,21\sqrt[3]{m_B}$
Висота гусениць	Г	$(0,14\sqrt[3]{m_B} + 0,5)$
Силкові параметри		
Навантаження на одну вітку каната, кН	П, Ш	$(9,0\dots11,0) (1,2\sqrt{m_B} - 2)$
	Г	$(0,85\dots11,5) (1,45\sqrt{m_B} - 2)$
Кратність поліспасти	П, Ш	$(0,8\dots1,2)1,2\sqrt{m_B}$

Примітки. А – автомобільний кран, Г – гусеничний кран; Ш – кран на спеціальному шасі автомобільного типу; П – пневмоколісний кран; m_B – вантажопідймальність, т; лінійні параметри в м.

3.2. ВИМОГИ ДО РОЗРАХУНКІВ СТІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ

Розрахунки стрілових самохідних кранів повинні виконуватись за умов міцності і стійкості при одночасній дії найбільших навантажень, які очікуються за весь строк служби кранів і на втомленість елементів металоконструкцій та окремих деталей.

В розрахунках повинні враховуватись нормативні і випадкові складові навантажень, відповідно до комбінацій, вказаних в табл. 4.2.

У комбінаціях 2...8 враховується навантаження від розрахункового нахилу основи крана, який співпадає із напрямком вітру і визначається як сума граничного кута нахилу площини, на якій встановлений кран (i_1) і найменшого кута нахилу крана (i_2) відносно площини, при якому всі опори, що не лежать на ребрі перекидання, виявляються розвантаженими.

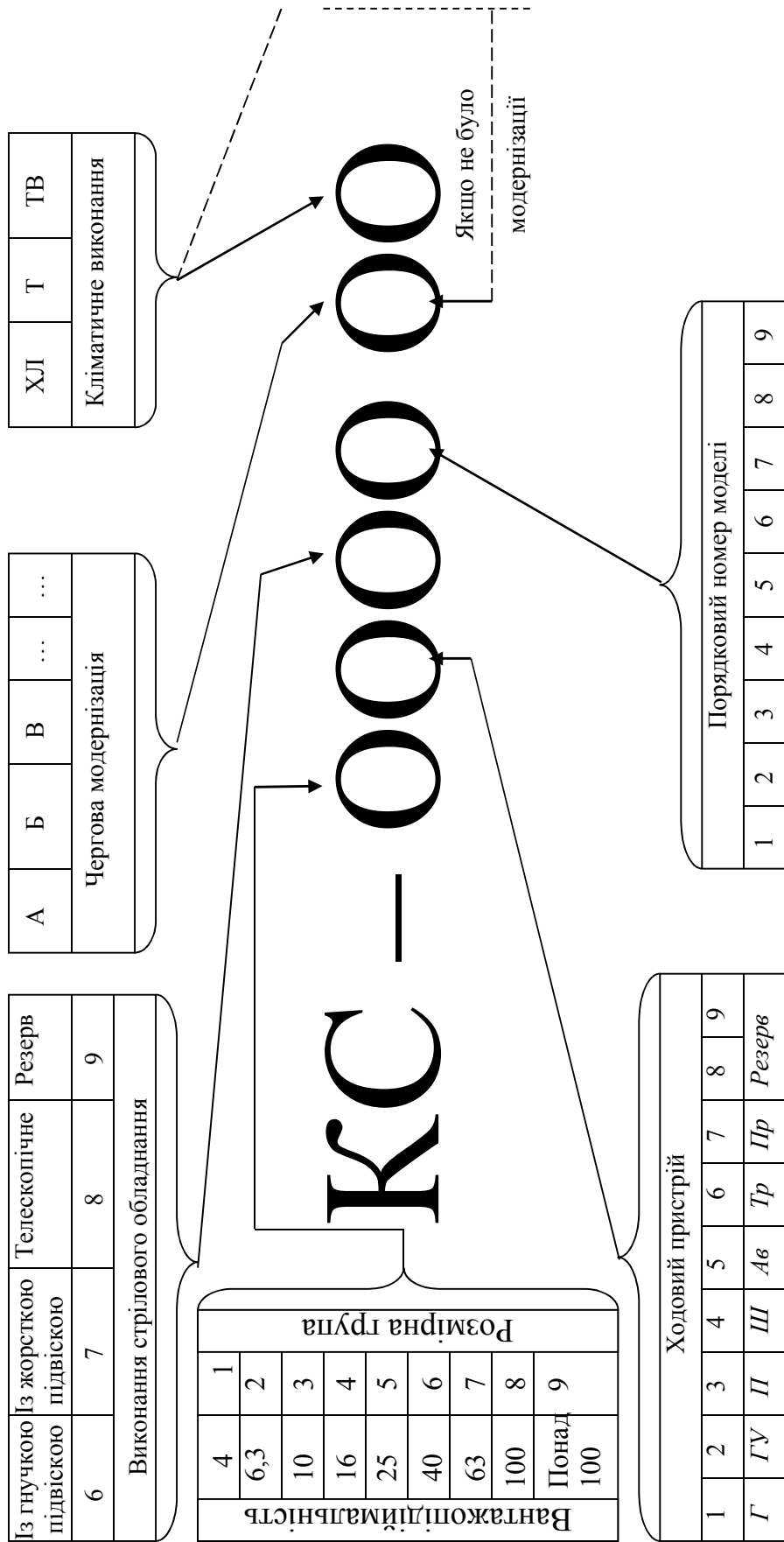


Рис.4.1 Індексація стрілових самохідних кранів:

КС – кран стріловий самохідний загального призначення, ХЛ – північне виконання, Т- тропіки, ТВ – тропіки вологі, Г – гусеничне ходове обладнання, ГУ – теж із збільшеною поверхнею гусениць, П – пневмоколісне ходове обладнання, Ш – спеціальне шасі автомобільного типу, АВ – шасі автомобіля вантажного, ТР – тракторне, ПР – причіпний ходовий пристрій

Комбінації навантажень для стрілових самохідних кранів

Вид навантаження	Навантаження для номерів комбінацій							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Випробувальне	Н							
Вага крана	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н
Вага вантажу		Н+В	Н+В	Н+В				
Вітрове:								
робочого стану крана		Н+В	Н	Н+В	Н+В	Н+В		Н
неробочого стану крана							Н+В	
Динамічне:								
при підйманні і опусканні вантажу		В						
те ж стріли або телескопування		В			В			
при повороті		В	Н					
при пересування				В		В		
при раптовому знятті вантажу								

Умовні позначення:

Н – враховується тільки нормативна складова навантаження;

В – враховується тільки випадкова складова навантаження;

Н+В – враховується нормативна і складова навантаження.

При цьому до нормативних відносяться складові навантажень, граничні значення яких контролюються при експлуатації або при виготовленні, наприклад шляхом зважування, і визначаються тільки на основі характеристики крана (вантажопідймальність, вага крана, вітровий район та інше). До випадкових відносяться складові навантажень, граничні значення яких контролюються кранівником (динамічні навантаження при роботі механізмів), або якщо вони не підлягають контролю взагалі (динамічні навантаження від пульсації вітру).

В розрахунках не повинні враховуватися навантаження, які викликані некваліфікованим управлінням краном.

Значення кута i_2 визначається розрахунком. Для кранів на виносних опорах і для гусеничних кранів дозволяється приймати $i_2 = \arctg \frac{0,05}{B}$, де B – відстань (м) між опорами, колія або база гусеничного ходу.

Напрями дії нормативних складових навантажень, які фізично можуть бути здійснені в кожній комбінації за табл. 4.2, повинні прийматись найбільш несприятливими.

Точки прикладення навантажень від ваги крана і вантажу повинні визначатись із врахуванням зміни положень частин крана в несприятливий бік внаслідок деформації канатних систем підвіски стріли, баштово-стрілового обладнання, а у кранів типів КА, КП, КШ, КК (при їх встановленні без виносних опор), крім того, деформації ходового обладнання. При цьому враховують тільки нормативні навантаження. Взаємне розташування частин крана повинне прийматись найбільш несприятливим. Для кранів, у яких в неробочому стані можливе вільне обертання поворотної частини, дозволяється за розрахункове положення приймати те положення, яке вона займе при дії вітру неробочого стану.

Для забезпечення міцності і стійкості крана в цілому, а також окремих елементів металоконструкцій і механізмів, повинні виконуватись нерівності при порівнянні:

$$\text{зусиль} \quad KN^H \leq m_0 N^P; \quad (4.1)$$

$$\text{моментів} \quad KM^H \leq m_0 M^P; \quad (4.2)$$

$$\text{напружень} \quad K\sigma^H \leq m_0 R^P, \quad (4.3)$$

де N^H – зусилля від нормативних складових навантажень, Н (кН);

M^H – момент від нормативних складових навантажень, Н·м (кН·м);

σ^H – напруження (нормальні і дотичні) від нормативних складових навантажень, Па (МПа);

N^P – розрахункова несуча здатність за зусиллям, Н (кН);

M^P – розрахункова несуча здатність за моментом, Н·м (кН·м), яка відповідає:

а) при перевірці електродвигунів і гальм за найбільшим моментом – максимальному моменту електродвигуна з урахуванням обмеження його значення електричними або механічними пристроями, або моменту гальма, на який він регулюється для забезпечення безпечної роботи;

б) при перевірці стійкості кранів проти перекидання – утримуючому моменту крана відносно прийнятого ребра перекидання;

R^P – розрахунковий опір, який приймають для деталей механізмів, рівним меншому із двох значень: 0,8 межі текучості, або 0,5 межі міцності; для металевих конструкцій – за СНиП II-23-81;

K – коефіцієнт перевантаження, який враховує вплив випадкових навантажень, що діють на кран; приймається за табл. 4.4 при розрахунках на випробувальні навантаження (комбінація 1 за табл. 4.2) і на навантаження, що виникають при раптовому знятті навантаження (комбінація 8 за табл. 4.2). При розрахунках на інші комбінації K , визначають за формулою

$$K = 1 + K_1 K_2, \quad (4.4)$$

де K_1 – коефіцієнт надійності, який приймається за табл. 4.3 для робочого стану і $K_1 = 3$ для неробочого стану;

K_2 – коефіцієнт змінності, який визначається за формулою

$$K_2 = \left(\sum M_{si}^2 \right)^{\frac{1}{2}} / M^H, \quad (4.5)$$

де M_{si} – момент від середньоквадратичного відхилення випадкової складової, яка враховується відносно певної осі;

m_0 – коефіцієнт умов роботи, який визначається за формулою

$$m_0 = m_1 \cdot m_2, \quad (4.6)$$

де m_1 – коефіцієнт відповідальності (табл. 3.8); для неробочого стану

$m_1 = 1,05$; для розрахунку гальм $m_1 = 1$;

для кранів на пневмоколісному ході при розрахунках стійкості m_1 – це коефіцієнт використання ваги крана в створення утримуючого моменту;

m_2 – коефіцієнт, який враховує особливості роботи елемента або частини металоконструкції, деталі механізму, значення якого приймають за табл. 3.9, а для елементів, які не вказані в табл. 3.9, приймаємо $m_2 = 1$.

Примітка. Дані табл. 3.8, 3.9 та інші, які приведені для баштових кранів, при розрахунках стрілових самохідних кранів потребують подальшого уточнення і є орієнтовними.

Таблиця 4.3

Значення коефіцієнта надійності K_1

Клас відповідальності крана	I	II	III
Значення K_1	6,0	5,5	5,0

Примітки:

1. Клас відповідальності крана встановлюється в залежності від області використання: I – робота із загрозливими або шкідливими вантажами (отруйні, вибухонебезпечні); II – робота на складах і в портах; III – всі інші види робіт крім класів I і II.
2. У випадках використання в областях, які відносяться до різних класів відповідальності, в розрахунках приймається клас більшої відповідальності.

Таблиця 4.4

Значення коефіцієнта перевантаження K

Вантажопідіймальність, т	Для номерів комбінації за табл.4.2							
	Група режиму за табл. 1.14; 1.15							
	A1		A2		A3		A5	A7
2	3	2	3	2	3			
До 1,5	-	-	-	-	1,35	1,3	1,35	1,20
Більше 1,5 до 10	-	-	-	-	1,30	1,25	1,30	1,20
Більше 10 до 25	-	-	-	-	1,25	1,20	1,25	1,20
Більше 25 до 100	-	-	1,20	1,18	-	-	1,20	1,20
Більше 100	1,18	1,15	-	-	-	-	1,15	1,20

Примітка. В табл.4.4 приведені завищені значення K у порівнянні із одержаними за формулою 4.4.

Визначення нормативних і випадкових складових навантажень.

Нормативні складові навантажень приймають:

вага крана – за конструкторською документацією;

вага вантажу – виходячи із вантажної характеристики на даному вильоті;

вітрові навантаження – у відповідності до нормативної документації;

нормативне вертикальне навантаження на гаку крана при його статичних випробуваннях

$$G_B^B = 1,25G_B^H + 0,25G_{II} + 0,1G'_C \quad (4.7)$$

де G_B^H – нормативна вага вантажу;

G_{II} – вага гакової підвіски і канатів, розміщених між місцем підвісу вантажу на крані і гаковою підвіскою;

G'_C – вага стріли або стріли з гусачком, приведена до місця підвісу вантажу; приймається більшою з отриманих за формулами (4.8), (4.9):

$$G'_C = M_C / l, \quad (4.8)$$

де M_C – момент від ваги стріли (або стріли з гусачком) відносно корінного шарніру стріли;

l – відстань по горизонталі від корінного шарніру стріли до вертикальної площини, що проходить через місце підвісу вантажу;

або

$$G_B^B = G_B^H \left(1 + 4,25 \frac{K_2}{\mu} \right); \quad (4.9)$$

де K_2 – коефіцієнт, що визначається за формулою (4.5);

μ – коефіцієнт, який визначають за формулою $\mu = M_{G_B}^H / M_0^H$.

Випадкова складова ваги вантажу

$$S_{G_B} = K_3 \cdot G_B^H \quad (4.10)$$

де K_3 – коефіцієнт, значення якого приймається в залежності від вантажопідймальності і групи режиму роботи (табл. 4.5).

Середньоквадратичне відхилення випадкової складової вітрових навантажень визначають за формулами (3.12) і (3.13).

Середньоквадратичне відхилення динамічного навантаження при роботі механізму підіймання

$$S_{дв} = G_B^H \cdot K_4, \quad (4.11)$$

де G_B^H – нормативна складова ваги вантажу;

K_4 – коефіцієнт динамічності

Таблиця 4.5

Значення коефіцієнта K_3

Вантажопідіймальність, т	При групах режиму роботи			
	A1, A2	A3, A4	A5, A6	A7, A8
до 1,5 т	0,05	0,06	0,08	0,10
більше 1,5 до 10 вкл.	0,04	0,05	0,06	0,07
більше 10 до 25 вкл.	0,03	0,04	0,05	0,06
більше 25 до 100 вкл.	0,02	0,03	0,04	0,05
більше 100	0,01	0,02	0,03	0,04

Примітка: При роботі із грейфером значення коефіцієнта K_3 збільшити в 2 рази, а при роботі з електромагнітом – у 3 рази.

$$K_4 = \frac{0,5V_B K_y}{g} \sqrt{\frac{A}{J} K_B}, \quad (4.12)$$

де V_B – швидкість підймання вантажу;

K_y – коефіцієнт управління (табл. 4.6);

J – момент інерції крана із вантажем;

$$J = J_0 + \frac{G_B^H}{g} \varrho_B^2, \quad (4.13)$$

J_0 – момент інерції крана відносно ребра перекидання;

ϱ_B – виліт вантажу від ребра перекидання;

$$A = G_K^H \cdot h_K + G_K^H \cdot h, \quad (4.14)$$

де G_K^H – вага крана;

h_K – висота центра ваги крана;

h – висота підвісу вантажного поліспасти;

K_B – коефіцієнт включень, який приймається рівним індексу групи режиму роботи механізму підймання $K_B = 1$ для М1, $K_B = 8$ для М8.

Значення коефіцієнту управління K_y

Характеристика управління механізмом при гальмуванні	Значення коефіцієнту K_y при числі пускових ступенів			
	1	2	3	4 і більше
Нормально замкнуте гальмо	1,00	0,90	0,80	0,75
Електродинамічне гальмування, вихровий генератор	-	0,70	0,65	0,60

Примітка. При спеціальних способах регулювання таких як системи: генератор-двигун, тиристорний перетворювач-двигун, частотного регулювання, гідропривід і т.п. $K_y=0,45$.

Середньоквадратичне відхилення динамічного навантаження, яке виникає при роботі механізму підймання і опускання стріли

$$S_c = \varepsilon \left(m_c \frac{L_c}{2} + m_B L \beta \right), \quad (4.15)$$

де ε – еквівалентне кутове прискорення, c^{-2} .

$$\varepsilon = 0,25 \sqrt{\frac{A}{J}} K_B \omega_c K_y, \quad (4.16)$$

де K_B – коефіцієнт включень, який приймається рівним індексу групи режиму роботи механізму підймання стріли;

ω_c – кутова швидкість стріли при її підйманні або опусканні, яка визначена при розрахунковому значенні кута підймання стріли;

K_y – коефіцієнт управління, який приймається за табл. 4.6;

β – коефіцієнт відношення швидкостей,

$$\beta = \frac{V_B}{V_c},$$

де V_B – швидкість підймання вантажу при зміні вильоту;

V_c – вертикальна складова швидкість кінця стріли при її підйманні;

m_c, m_B – маси стріли і вантажу.

У випадку, коли кран оснащений телескопічною стрілою, або кутова

швидкість підймання (опускання) стріли $\omega_c \leq 0,01 \text{ с}^{-1}$, середньоквадратичне відхилення динамічного навантаження при підйманні стріли не враховують.

Середньоквадратичне відхилення динамічних навантажень, що виникають при роботі механізму повертання визначають за формулою

$$S_{\text{о.д}} = K_5 G_{\text{в}}^{\text{н}}, \quad (4.17)$$

де K_5 – коефіцієнт, що приймається за табл. 4.7.

Середньоквадратичне відхилення динамічних навантажень, що виникають при переміщенні крана із вантажем і без вантажу по майданчику випадкового профілю (стріла в напрямку колії)

Таблиця 4.7

Значення коефіцієнта K_5

K_5 при групі режиму механізму повертання		
M1, M2, M3, M4	M5, M6	M7, M8
0,003	0,006	0,01

$$S_{\text{д.п.}} = \sigma_{\text{уш}} \sqrt{(G_{\text{к}}^{\text{н}} + G_{\text{в}}^{\text{н}}) J}, \quad (4.18)$$

де $\sigma_{\text{уш}}$ – середньоквадратичне відхилення швидкості кутових коливань кранів автомобільних, пневмоколісних, на спецшассі автомобільного типу і коротко базових, які приводяться до чотириточкового спирання в площині стріли;

$$\sigma_{\text{уш}} = \sigma_{\alpha} \sqrt{\frac{(c_1^2 a^2 + c_2^2 b_1^2) \xi V}{(\kappa_1 a^2 + \kappa_2 b_1^2) c_{\alpha}}}, \quad (4.19)$$

де c_1, c_2 – коефіцієнти жорсткості передніх і задніх опор, кН/м, які визначаються із врахуванням числа коліс кожної опори;

a і b_1 – відстані передньої і задньої вісей від осі повертання крана;

κ_1 і κ_2 – коефіцієнти деформування передніх і задніх опор, які визначаються із врахуванням числа коліс кожної опори;

ξ – коефіцієнт, який враховує мікропрофіль майданчика переміщення крана

$$\xi = \frac{0,20 - \sigma_{\alpha}}{0,38}; \quad (4.20)$$

σ_{α} – середньоквадратичне відхилення висот мікропрофілю майданчика, яке приймається рівним 0,1 м (якщо в інструкції по експлуатації не вказані інші допустимі значення);

c_{α} – коефіцієнт жорсткості

$$c_{\alpha} = c_1 a^2 + c_2 b_1^2 - A, \quad (4.21)$$

A – визначається за (4.14).

Коефіцієнт жорсткості одного колеса можна визначати за формулою

$$c_k = 3,5 P_w \sqrt{D_{\text{ш}} B_{\text{ш}}}, \quad (4.22)$$

де P_w – тиск в шинах коліс, кПа;

$D_{\text{ш}}$ і $B_{\text{ш}}$ – зовнішній діаметр і ширина профілю шини, м.

Коефіцієнт демпфірування окремого колеса визначається за формулою

$$K_k = 0,11 \sqrt{c_k \frac{P_{\text{ст}}}{g}}, \quad (4.23)$$

де $P_{\text{ст}}$ – допустиме статичне навантаження на шину, кН.

Визначення моментів для розрахунків стійкості.

Розрахунки стійкості стрілових самохідних кранів повинні проводитись за умови дії випробувального навантаження, дії вантажу (вантажна стійкість), відсутності вантажу (власна стійкість), раптового знімання вантажу і дії монтажних (демонтажних) навантажень.

На власну стійкість в неробочому стані не розраховуються крани, у яких стріла в цьому стані згідно “Інструкції з експлуатації” встановлюється в транспортне положення. Це крани автомобільні, крани на спеціальному шасі автомобільного типу і короткобазові.

На стійкість при раптовому знятті вантажу не розраховуються крани, у яких вантажозахоплювальний пристрій цього не допускає.

При розрахунках стійкості враховують нормативні і випадкові складові в комбінаціях згідно табл. 4.2.

Момент від нормативної складової ваги крана (утримуючий момент), кНм, визначають за формулою

$$M_y = G_k^H \cdot e_k, \quad (4.24)$$

де e_k – відстань від центра ваги крана до вертикальної площини, яка проходить через ребро перекидання, що визначається із врахуванням розрахункового ухилу основи крана в бік перекидання і зміни положення центра ваги при ухилі.

Момент від нормативної складової ваги вантажу визначають за формулою

$$M_{GB}^H = G_B^H \cdot e_B, \quad (4.25)$$

де e_B – відстань від точки підвісу вантажного поліспада до вертикальної площини, яка проходить через ребро перекидання, при установленні крана на площині, нахилений до горизонту на кут i_2 в бік перекидання.

Момент від нормативної складової вітрових навантажень на кран визначають за формулою

$$M_{wk}^H = \sum F_i h_i, \quad (4.26)$$

де F_i – вітрові навантаження, які визначаються за (1.27);

h_i – висота розміщення центрів тиску вітру на частини крана, які розміщуються над опорним контуром.

Момент від нормативного вітового навантаження F_B на вантаж визначають за формулою

$$M_{WB}^H = F_B \cdot h. \quad (4.27)$$

Момент від нормативної складової динамічного навантаження при повертанні (момент від центробіжних сил) визначають за формулою

$$M_{o.d}^H = \frac{G_B^H \cdot hL - G_k^H \cdot h_k c_k}{g} \omega^2, \quad (4.28)$$

де L – виліт крана, м;

ω – кутова швидкість повертання крана, с^{-1} ;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

$G_{\text{к}}^{\text{н}}$ – нормативна вага обертової частини крана;

$c_{\text{к}}$ – відстань від центру тяжіння крана до осі його обертання;

$h_{\text{к}}$ – висота центру тяжіння крана.

Момент перекидаючий, викликаний нормативною складовою динамічного навантаження при обертанні від випробувального вантажу (аналогічно до (4.28))

$$M_{\text{о.в}}^{\text{н}} = \frac{G_{\text{в}}^{\text{б}} h L - G_{\text{к}}^{\text{н}} h_{\text{к}} c_{\text{к}}}{g} \omega^2, \quad (4.28\text{а})$$

де $G_{\text{в}}^{\text{б}}$ – вага випробувального вантажу.

Якщо частота обертання крана $\omega < 0,07 \text{ с}^{-1}$, то можна $M_{\text{п}}^{\text{н}}$ не враховувати і розрахунки за комбінацією № 3 табл. 4.2 не виконувати.

Перекидаючий момент від випробувального навантаження $M_{\text{в}}^{\text{б}}$ визначають за формулою (аналогічно до (4.25))

$$M_{G_{\text{в}}^{\text{б}}}^{\text{н}} = G_{\text{в}}^{\text{б}} \cdot e_{\text{в}}. \quad (4.29)$$

Момент від нормативних динамічних навантажень, що виникають при динамічних випробуваннях крана визначають за формулою

$$M_{\text{в.д}}^{\text{н}} = (2 A_0 E)^{1/2}, \quad (4.30)$$

де $A_0 = G_{\text{в.д}}^{\text{п}} h + G_{\text{к}}^{\text{н}} h_{\text{к}}$;

E – найбільша сумарна кінетична енергія частин крана і вантажу, які рухаються при випробуваннях із номінальними швидкостями в напрямках, перпендикулярних ребру перекидання,

$$E = \frac{1}{2} \sum m_i V_i^2, \quad (4.31)$$

де m_i – маса i -тої частини крана;

V_i – номінальна сумарна швидкість руху маси з урахуванням суміщення операцій.

Момент від нормативного навантаження, який виникає при раптовому знятті вантажу

$$M_{0.д}^H = \Delta G_B (G_B^H h_B \delta)^{1/2}, \quad (4.32)$$

де ΔG_B – вага вантажу, що знімається;

δ – вертикальне переміщення гака під дією одиниці вантажу $G_B = 1$ кН.

Моменти від випадкових складових навантажень відносно ребра перекидання:

від середнього квадратичного відхилення випадкової складової ваги вантажу

$$M_S = S_{G_B} \cdot \mathcal{G}_B = K_3 M_{G_B}^H, \quad (4.33)$$

де S_{G_B} – визначається за (4.10);

від середньоквадратичного відхилення випадкових складових вітрових навантажень на елементи крана (аналогічно до (4.26)

$$M_{SW_K} = S_{wki} h_i; \quad (4.34)$$

від середньоквадратичного відхилення випадкової складової вітрового навантаження на вантаж, кНм, аналогічно (4.27).

$$M_{SW_K} = 0,1 F_B \cdot h_i; \quad (4.35)$$

від середньоквадратичного відхилення динамічних навантажень при роботі механізму підймання

$$M_{сдв} = S_{дв} \cdot \mathcal{G}_B = K_4 G_B^H \cdot \mathcal{G}_B, \quad (4.36)$$

де $S_{дв}$ – визначається за (4.11);

від середньоквадратичного відхилення динамічних навантажень, що виникають при роботі механізму підймання і опускання стріли (гусачка)

$$M_{сдс} = \mathcal{E} (J_c + m_B L^2 \beta), \quad (4.37)$$

\mathcal{E} – кутове прискорення, визначається за (4.16);

якщо кран має телескопічну стрілу, а кутова швидкість підймання (опускання) стріли $\omega < 0,01$ с⁻¹, $M_{сс}$ можна не враховувати;

від середньоквадратичного відхилення динамічних навантажень, які

виникають при роботі механізму повертання

$$M_{\text{сдо}} = S_{\text{до}} h, \quad (4.38)$$

де $S_{\text{до}}$ визначають за (4.17);

від середньоквадратичного відхилення динамічних навантажень, які виникають при переміщенні крана із вантажем і без вантажу по площині випадкового профілю (стріла вставлена вздовж шляху)

$$M_{\text{сдд}} = \sigma_{\text{вш}} \sqrt{AJ}, \quad (4.39)$$

де $\sigma_{\text{вш}}$, A , J згідно (4.19), (4.14), (4.13).

4.3. РОЗРАХУНОК ГУСЕНИЧНОГО КРАНА

Гусеничний кран (рис.4.2) складається із поворотної платформи 2 із силовою установкою, механізмами і кабіною, гусеничного ходу 1, опорно-поворотного пристрою 3, стріли (башти) 4, гусачка 5, вантажозахоплювального пристрою (гакової підвіски) 6.

На поворотній платформі (рис. 4.3) розміщені: силова дизельно-електрична установка 1, лебідка основного підймання 5, допоміжного підймання 2, стрілопідймальна лебідка (механізм) 3, механізм повертання 6, кабіна управління 4. В якості силової установки в цих кранах використовуються, як правило, двигуни внутрішнього згорання із дизель-електричною або дизель-механічною системою приводу.

Гусеничні крани, які мають силову установку на змінному струмі, можуть працювати від зовнішньої мережі.

Крани типу СКГ вантажопідймальністю 40,63,100,160,250т мають різні види робочого обладнання: трубчасті стріли із короткими різками і стріли-башти із довгими різками (до 50 м). Компонування механізмів прийнято однакове. Так, для механізмів підйому – два двигуни із диференціалом, редуктор, канатний барабан. По такій схемі реалізуються чотири швидкості: 1 – від одного двигуна; 2 – від другого двигуна; 3 – від обох двигунів, що обертаються в одному напрямку (максимальна); 4- від обох двигунів, що

обертаються в різних напрямках (посадочна швидкість).

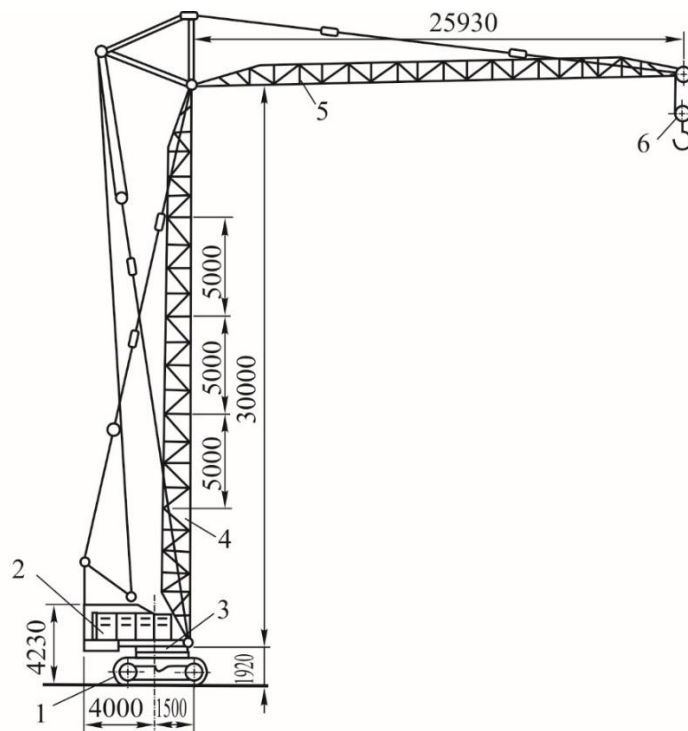


Рис. 4.2. Загальний вигляд гусеничного крана

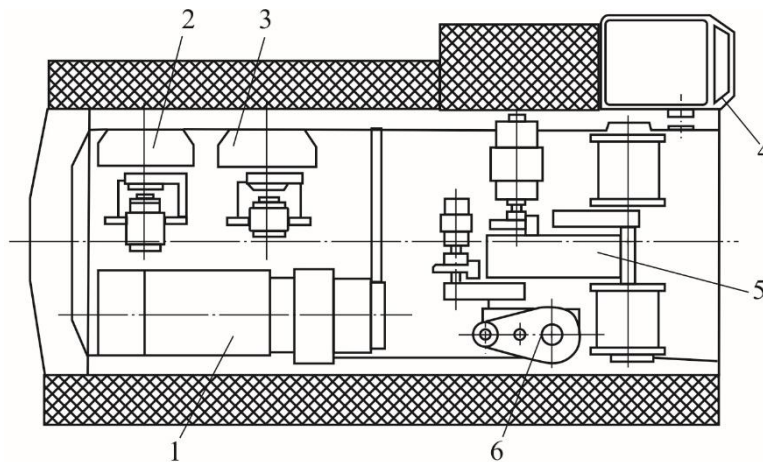


Рис.4.3. Поворотна платформа гусеничного крана

Механізми пересування виконуються із індивідуальним приводом по кількох схемах в залежності від габаритів ходової частини. Так, наприклад, в крані СКГ-40 електродвигуни із двома редукторами і одним центральним редуктором, розміщеним всередині неповоротної рами, а далі обертання, передається на бортові редуктори.

В кранах СКГ-160 схема приводу простіша, розміщена симетрично і співвісно.

Опорно-поворотні пристрої кранів виконують роликівими. Аналогічні конструктивні схеми мають гусеничні крани типу МКГ.

Розрахунок вантажної характеристики.

Вихідні дані. Максимальна вантажопідіймальність $m_B = 40$ т.

Визначаємо основні лінійні і масові характеристики (див. табл.4.1).

Довжина основної стріли

$$L_{c.min} = (0,93 \div 1,07) 4,2 \sqrt[3]{40} = 15 \text{ м.}$$

Довжина подовженої стріли

$$L_{c.max} = (0,88 \div 1,12) (16 \sqrt[3]{40} - 16) = 35 \text{ м.}$$

Висота підіймання при основній стрілі

$$H_{min} = (1,05 \div 0,95) (2,76 \sqrt[3]{40} + 2,6) = 12 \text{ м.}$$

Виліт мінімальний

$$L_{min} = (0,85 \div 1,15) \cdot 1,1 \sqrt{40} = 4,3 \text{ м.}$$

Вантажопідіймальність на максимальному вильоті стріли

$$G_{B.min} = (0,78 \dots 1,22) \cdot 0,21 \cdot 40 = 6,5 \text{ т.}$$

Загальна маса крана

$$m_K = (0,8 \dots 1,2) \cdot 1,6 \cdot 40 = 52 \text{ т;}$$

приймаємо $m_K = 50$ т.

Маса погонного метра основної стріли (за аналогією з пневмоколісними кранами)

$$q_c = (0,9 \dots 1,1) (0,003 \cdot 40 + 0,05) = 0,17 \text{ т/м.п.}$$

Маса гакової підвіски

$$m_T = (0,9 \dots 1,1) \cdot 0,008 \cdot 40 = 0,32 \text{ т.}$$

Маса противаги

$$m_{II} = (0,9 \dots 1,1) \cdot 0,25 \cdot 40 = 10 \text{ т.}$$

Задній габарит

$$R_x = (0,95 \dots 1,05) (\sqrt[3]{40} + 0,8) = 4 \text{ м.}$$

Відстань від осі повертання крана до п`яти стріли

$$r_1 = (0,9 \dots 1,1) (0,23 \sqrt[3]{40} + 0,9) = 1,7 \text{ м.}$$

П`яту стріли, виходячи із мінімізації металоємності крана (див. п.1.1) бажано розміщувати на протилежному боці від вантажу. Тому приймаємо $r_1 = 1,2$ м.

Транспортна довжина крана зі стрілою

$$L = (0,9 \dots 1,1) (3,3 \sqrt[3]{40}) = 12 \text{ м.}$$

Транспортну ширину приймаємо рівною ширині гусеничного ходу.

Ширина гусеничного ходу

$$B = (0,95 \dots 1,05) (\sqrt[3]{40} + 0,8) = 4,32 \text{ м;}$$

приймаємо $B = 4,1$ м.

Висота блоку порталу

$$h_3 = (0,9 \dots 1,1) 1,7 \sqrt[3]{40} = 5,22 \text{ м.}$$

Приймаємо відстань до осі блоків $h_3 = 4,17$ м, відстань до закріплення стрілових канатів $h_4 = 6$ м.

Довжина гусениць

$$L_T = (0,95 \dots 1,05) \sqrt[3]{40} + 0,7 = 4,32 \text{ м.}$$

Із врахуванням ходу натяжного пристрою, приймаємо $L_T = 3,88$ м у відповідності до довжини гусеничного трака $0,3 \dots 0,5$ м.

Ширина гусениць

$$B_T = (0,9 \dots 1,1) \cdot 0,21 \sqrt[3]{40} = 0,8 \text{ м.}$$

Висота гусениць

$$h_T = (0,14 \sqrt[3]{40} + 0,5) = 0,97 \text{ м.}$$

Навантаження на одну вітку вантажного каната

$$F = (0,85 \dots 1,15) (1,45 \sqrt{40} - 2) = 6,45 \text{ кН.}$$

Кратність вантажного поліспасти

$$u_{II} = (0,8 \dots 1,2) \cdot 1,2 \sqrt{40} = 6,32 .$$

Приймаємо кратність вантажного поліспада $u_{\Pi} = 6$ із максимальним навантаженням каната

$$F_{\max} = \frac{F}{u_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi}} = \frac{400}{6 \cdot 0,85} = 78,4 \text{ кН.}$$

За отриманими вище даними виконуємо схему крана (рис. 4.4).

Виходячи із довжини основної і подовженої стріли, приймаємо для крана комплект стріл довжиною 15, 20, 25, 30, і 35 м.

$$\text{Маса стріли основної } m_c = q_c L_{c \min} = 0,17 \cdot 15 = 2,55 \text{ т.}$$

За аналогією з параметрами кранів, що виготовлені раніше, а також з урахуванням $m_k = 50$ т, $m_c = 2,55$ т (визначено раніше), приймаємо:

масу неповоротної частини крана $m_1 = 18$ т;

масу поворотної частини (без противаги і стріли) $m_2 = 19,75$ т;

масу противаги $m_{\Pi} = 9,7$ т.

Визначаємо необхідний утримуючий момент від сил тяжіння крана, виходячи із навантаження крана при випробуваннях вантажем

$$M_0 = G_B^B \left(L_{\min} - \frac{L_T}{2} \right) + G_c \left(\frac{L_{\min} - r_1}{2} \right) = 503,35 \left(4,3 - \frac{3,88}{2} \right) + 2,55 \left(\frac{4,3 - 1,7}{2} \right) = 1190 \text{ кН}\cdot\text{м,}$$

$$\text{де } G_B^B = 1,25 \cdot 400 + 0,25 \cdot 3,2 + 0,1 \cdot 25,5 = 503,35 \text{ кН.}$$

Виходячи із визначених вагових та лінійних характеристик, визначаємо утримуючий момент (без урахування ваги стріли)

$$\begin{aligned} M_0 &= G_1 \frac{L_T}{2} + G_2 \left(\frac{R_x}{2} + \frac{L_T}{2} \right) + G_{\Pi} \left(R_x - 0,5 + \frac{L_T}{2} \right) = \\ &= 180 \frac{3,88}{2} + 197,5 \left(\frac{4}{2} + \frac{3,88}{2} \right) + 97 \left(4 - 0,5 + \frac{3,88}{2} \right) = 1655 \text{ кН}\cdot\text{м,} \end{aligned}$$

де $G_1 = 180$ кН – вага неповоротної частини крана;

$G_2 = 197,5$ кН – вага поворотної частини;

$G_{\Pi} = 97$ кН – вага противаги;

$L_T = 3,88$ м – довжина гусениць;

$R_x = 4$ м – радіус хвостової частини платформи.

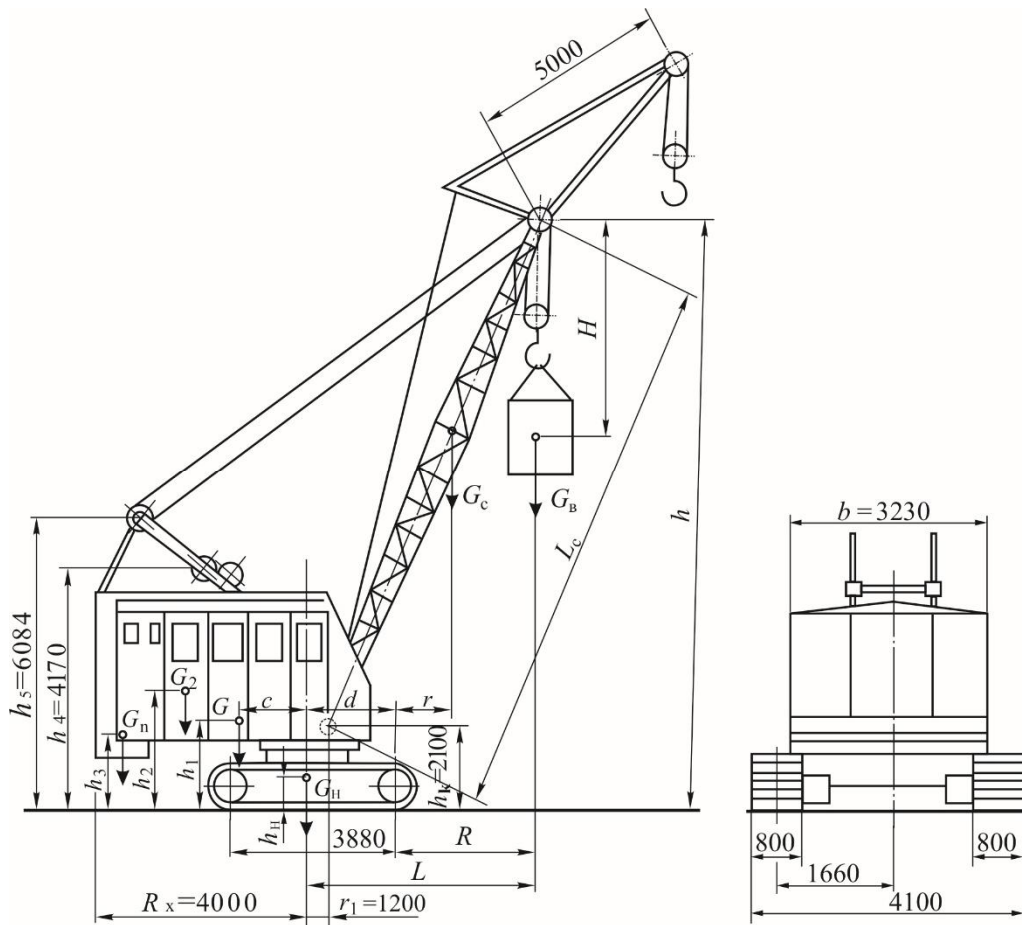


Рис.4.4. Розрахункова схема гусеничного крана

Приймаємо момент вантажний для розрахунків вантажної характеристики

$$M_0^H = 1500 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо масу вантажу на різних вильотах за виразом

$$m_{B,i} = \frac{M_0^H}{9,81 \cdot 1,4 \left(L_c \cos \alpha_i + r_1 + \frac{L_r}{2} \right)} - \frac{L_c q_c (L_c \cos \alpha_i + r_1 - L_r)}{2 \cdot \left(L_c \cos \alpha_i + r_1 - \frac{L_r}{2} \right)},$$

де α_i – кут нахилу стріли для різних положень;

$1,4 = \frac{m_{B,\max}}{m_{B,i}}$ – коефіцієнт, що враховує можливе навантаження при

приймальних випробуваннях та динамічних і вітрових навантаженнях;

L_c – довжина стріли (15, 20, 25, 30, 35 м).

$q_c = 0,17$ т/м.п. – погонна маса стріли;

$r_1 = 1,7$ м – відстань від осі повертання крана до корінного шарніру стріли;

$L_T = 3,88$ м – довжина гусениці

$$H_i = h_1 + L_c \sin \alpha,$$

де $h_1 = 2$ м – висота корінного шарніру стріли.

Дані зводимо в табл. 4.8.

Таблиця 4.8

Значення вантажопідймальності, вильоту і висоти підймання вантажу

Довжина стріли, м	Виліт гака, м		$\cos \alpha_i = \frac{L_i - r_1}{L_c}$	$\sin \alpha_i$	Висота підймання, м	Вантажопідймальність, т
	від осі обертання крана $L_i = r_1 + L_c \cos \alpha_i$	від ребра перекидання $R = L_i - \frac{L_T}{2}$				
15	4,5	2,8	0,22	0,98	16,7	40,0
	5,5	3,8	0,28	0,96	16,4	30,0
	8,0	6,3	0,45	0,59	15,4	17,5
	9,0	7,3	0,52	0,85	14,8	15,0
	12,0	10,3	0,72	0,69	12,4	10,5
20	14,0	12,3	0,85	0,53	10,0	9,5
	6,2	4,5	0,25	0,97	21,4	24,5
	7,2	5,5	0,30	0,95	21,0	20,0
	10,0	8,3	0,54	0,84	18,8	13,0
	14,0	12,3	0,64	0,77	17,4	8,0
	16,0	14,3	0,74	0,67	15,4	7,0
25	18,0	16,3	0,84	0,54	12,8	6,0
	7,2	5,5	0,24	0,97	26,3	19,5
	8,8	7,1	0,3	0,95	25,8	14,5
	11,0	9,3	0,39	0,92	25,0	10,5
	16,0	14,3	0,59	0,81	22,3	6,0
	20,0	18,3	0,75	0,66	18,5	4,5
30	23,0	21,3	0,87	0,49	14,3	3,5
	8,1	6,4	0,23	0,98	31,4	16,0
	9,0	7,3	0,26	0,97	31,1	14,0
	12,0	10,3	0,36	0,93	29,9	9,5
	16,0	14,3	0,49	0,87	28,1	6,0
	20,0	18,8	0,62	0,78	25,4	4,5
35	25,0	23,3	0,79	0,61	20,3	3,0
	10,5	9,8	0,26	0,97	35,9	10,0
	12,0	10,3	0,30	0,95	35,2	9,5
	15,0	13,3	0,39	0,92	34,2	7,0
	18,4	16,7	0,49	0,87	32,4	5,0
	21,0	19,3	0,56	0,83	31,0	4,0
	25,0	23,3	0,68	0,73	27,5	3,0

Примітка. Аналогічно розраховуються параметри і для допоміжного механізму із використанням різьки. Кінцеві значення вантажопідймальності, висоти підймання і вильотів визначають із врахуванням дії нормативних і випадкових складових із дотриманням умов міцності всіх розрахункових елементів крана згідно залежностей (4.1), (4.2) та (4.3).

Розрахунок механізму підймання

Вихідні дані: вантажопідймальність $m_B=40$ т; режим роботи М5 (ТВ=25 %); коефіцієнт корисної дії механізму $\eta_M=0,8$; поліспаст простий $u_{II}=6$; діаметр каната $d_k=27,5$ мм; діаметр барабана $D_6=800$ мм; (u_{II}, d_k, D_6 визначаються аналогічно до п. 2.1), висота підймання $H=36$ м (табл. 4.8). Швидкість підймання вантажу: максимальна $V_{max}=0,117$ м/с, мінімальна $V_{min}=0,0133$ м/с. Кінематична схема механізму представлена на рис. 4.5.

Розрахункова комбінація навантажень № 2 за табл. 4.2, розрахунок проводимо на нормативні і випадкові складові навантажень.

Випадкова складова ваги вантажу згідно (4.10) та табл. 4.5

$$S_{G_B} = K_3 \cdot G_1^H = 0,04 \cdot 400 = 16 \text{ кН},$$

де $G_B^H = 40 \cdot 9,81 \approx 400$ кН – нормативна вага вантажу.

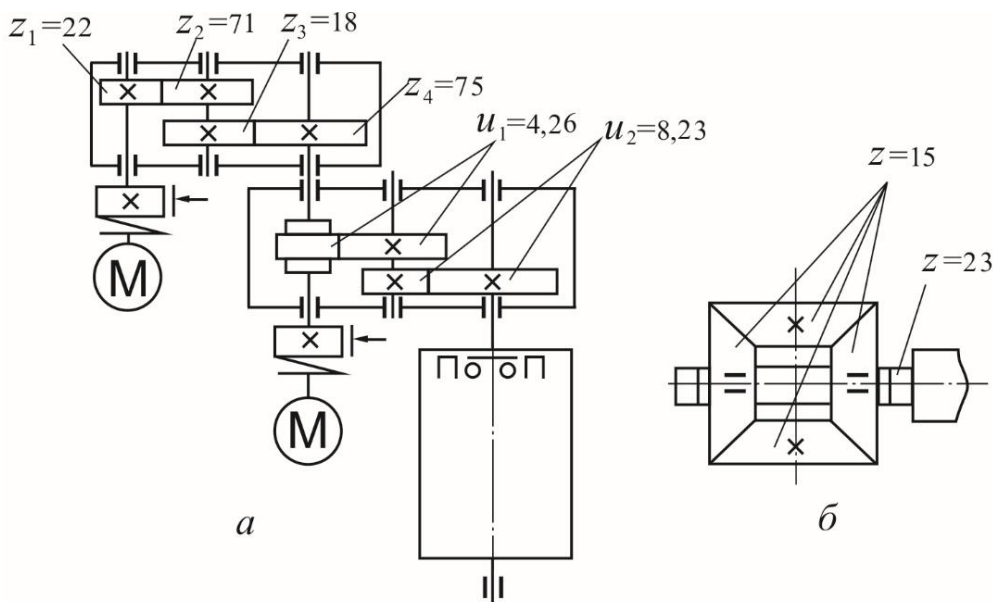


Рис.4.5. Кінематична схема механізму підймання гусеничного крана:
а – лебідка основного підймання; б – диференціал

Розрахункова вантажопідймальність

$$G_B = G_B^H + S_{G_B} = 400 + 16 = 416 \text{ кН}.$$

Розрахунки і вибір електродвигуна, редуктора і гальма.

Статична потужність головного двигуна

$$P_{p.1} = \frac{G_B \cdot V_{\max}}{\eta_M} = \frac{416 \cdot 0,117}{0,8} = 60,8 \text{ кВт.}$$

Статична потужність допоміжного двигуна

$$P_{p.2} = \frac{G_B \cdot V_{\min}}{\eta_M} = \frac{416 \cdot 0,0133}{0,8} = 6,9 \text{ кВт.}$$

За каталогом вибираємо електродвигун МТН 612-10 із параметрами (Дод. XXIX) $P_1 = 60$ кВт, $n = 565$ хв⁻¹, $\omega = 59,14$ с⁻¹, ТВ=25%, $M_{\max} = 3200$ Н·м, $J_p = 5,35$ кгм² і електродвигун МТФ 311-8 із параметрами (Дод. XXVIII) $P_2 = 9$ кВт, $n = 680$ хв⁻¹, $\omega = 71,17$ с⁻¹, $M_{\max} = 270$ Н·м, $J_p = 0,28$ кгм², муфту із моментом інерції $J_M = 0,0763$ кг·м².

Швидкість намотування каната на барабан:

максимальна $V_k = V_{\max} \cdot u_n = 0,117 \times 6 = 0,702$ м/с;

мінімальна $V_k = V_{\min} \cdot u_n = 0,0133 \times 6 = 0,0798$ м/с.

Частота обертання барабанів:

Максимальна $n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V_k}{\pi D_{\sigma}} = \frac{60 \cdot 0,702}{3,14 \cdot 0,8} = 16,77$ хв⁻¹;

Мінімальна $n_{\sigma} = \frac{60 \cdot 0,0798}{3,14 \cdot 0,8} = 1,91$ хв⁻¹.

Передаточні числа головного редуктора:

Мінімальне $u_p = \frac{n}{n_{\sigma}} = \frac{565}{16,77} = 33,7$;

Максимальне $u_p = \frac{680}{1,91} = 356$.

Передаточне число допоміжного редуктора

$$u'_p = \frac{356}{33,7} = 10,56.$$

Розділяємо передаточні числа редукторів за ступенями.

В головному редукторі приймаємо:

перша ступінь
$$u_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{98}{23} = 4,26;$$

друга ступінь
$$u_2 = \frac{z_4}{z_1} = \frac{107}{13} = 8,23.$$

Тоді передаточне число редуктора головного

$$u_r = 4,26 \cdot 8,23 = 35,06,$$

що відрізняється від необхідного (33,7) менше, ніж на 5 %.

Відповідно зміниться і швидкість підймання вантажу

$$V_{\max} = V_{\max} \frac{u_p}{u_r} = 0,117 \frac{33,7}{35,06} = 0,112 \text{ м/с.}$$

Визначаємо частоту обертання водила диференціала за умови двох включених двигунів в один бік

$$n_0 = \frac{z_1 n_1 + z_2 n_2}{z_1 + z_2}, \quad (4.40)$$

де z_1, n_1 – число зубців і частота обертання конічної шестерні вала головного двигуна;

z_2, n_2 – число зубців і частота обертання конічної шестерні вала допоміжного двигуна;

$$n_0 = \frac{15 \cdot 565 + 15 \cdot 64,4}{15 + 15} = 314,7 \text{ хв}^{-1},$$

де
$$n_2 = \frac{n}{u'_p} = \frac{680}{13,5} = 64,4 \text{ хв}^{-1}.$$

При роботі двигунів в протилежних напрямках

$$n_0 = \frac{15 \cdot 565 - 15 \cdot 64,4}{15 + 15} = 250,3 \text{ хв}^{-1}.$$

Відповідно частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{n_0}{u_r} = \frac{314,7}{35,06} = 8,98 \text{ хв}^{-1} \text{ – при роботі двигунів в одному напрямку;}$$

$$n_6 = \frac{250,3}{35,06} = 7,14 \text{ хв}^{-1} \text{ – при роботі двигунів в різних напрямках.}$$

Швидкості підймання при двох працюючих двигунах:

$$V_B = \frac{\pi D_\delta \cdot n_\delta}{60 u_n} = \frac{3,14 \cdot 0,8 \cdot 8,98}{60 \cdot 6} = 0,063 \text{ м/с} \quad \text{— при роботі двигунів в одному}$$

напрямку;

$$V_B = \frac{3,14 \cdot 0,8 \cdot 7,14}{60 \cdot 6} = 0,05 \text{ м/с} \quad \text{— при роботі двигунів в різних напрямках.}$$

Визначаємо число зубців і передаточне число допоміжного редуктора:

перша ступінь $z_1=22, z_2=71$;

друга ступінь $z_3=18, z_4=75$.

Загальне передаточне число допоміжного редуктора

$$u_{p.d} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = \frac{71 \cdot 75}{22 \cdot 18} = 13,45. \quad (4.41)$$

Визначаємо фактичну мінімальну швидкість

$$V'_{\min} = V_{\min} \frac{u_p}{u_r} = 0,0133 \frac{633,7}{35,06} = 0,0128 \text{ м/с.}$$

Проводимо проектування редукторів за визначеними передаточними числами та параметрами двигунів.

Визначаємо тривалість пуску механізму при підйманні максимального вантажу

$$t_{\text{п}} = \frac{J_{\text{зв}} \cdot \omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст}}},$$

де $J_{\text{зв}}$ – момент інерції механізму, приведений до вала двигуна;

ω – кутова швидкість ротора;

$M_{\text{п.ср}}$ – середній пусковий момент на валу двигуна;

$M_{\text{ст}}$ – статичний момент на валу двигуна.

При пуску головного двигуна

$$J_{\text{зв}} = \delta(J_p + J_M) + J'_d + \frac{m_B \cdot R_\delta^2}{(u_{\text{п}} \cdot u_r)^2 \cdot \eta_M} =$$

$$= 1,2(5,35 + 2,294) + 30,3 + \frac{41600 \cdot 0,4^2}{(6 \cdot 35,06^2) \cdot 0,8} = 39,66 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (4.42)$$

де $\delta = 1,2$ – коефіцієнт, який враховує вплив мас механізму, що не знаходяться на валу двигуна;

$J_p = 5,35 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора;

J'_d – момент інерції допоміжного механізму, приведений до основного,

$$J'_d = \delta(J_p + J_m) \cdot u_{p,d}^2 = 1,2(0,066 + 0,0736)13,35^2 = 30,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$J_m = 2,294 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції муфти із гальмовим шківом, яка з'єднує вал двигуна із валом редуктора (Дод. XLVI) і вибрана за значенням, $M_{\max} = 3200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ для двигуна;

$m_B = 41600 \text{ кг}$ – розрахункова маса вантажу;

$R_G = 0,4 \text{ м}$ – радіус барабана;

$u_{II} = 6$ – кратність поліспасту;

$u_T = 35,06$ – передаточне число головного редуктора;

$\eta_M = 0,8$ – ККД механізму;

$\omega = 59,1 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість головного двигуна.

Момент пусковий середній

$$M_{п.ср} = \frac{M_{\max} + 1,1M_H}{2} = \frac{3200 + 1,1 \cdot 1014}{2} = 2158 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент номінальний

$$M_H = 9550 \frac{P_1}{n} = 9550 \frac{60}{565} = 1014 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{ст} = \frac{G_B \cdot D_G}{2u_{II} \cdot u_T \cdot \eta_M} = \frac{416000 \cdot 0,8}{2 \cdot 6 \cdot 35,06 \cdot 0,8} = 989 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді:

$$t_{II} = \frac{30,66 \cdot 59,14}{2158 - 989} = 1,6 \text{ с} \text{ – при підйманні вантажу};$$

$$t_{\Pi} = \frac{30,66 \cdot 59,14}{2158 + 989} = 0,58 \text{ с} - \text{при опусканні вантажу.}$$

При пуску допоміжного двигуна

$$J_{\text{зв.д}} = \delta(J_{\text{р}} + J_{\text{м}}) + \frac{J'_{\text{зв}}}{(u_{\text{р.д}})^2} = 1,2(0,066 + 0,0763) + \frac{9,36}{13,45^2} = 0,222 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (4.43)$$

де $J'_{\text{зв}} = J_{\text{зв}} - J'_{\text{д}} = 39,66 - 30,3 = 9,36 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – приведений момент інерції всього механізму.

Момент номінальний

$$M_{\text{н}} = 9550 \frac{9}{680} = 126 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент середньопусковий

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{270 + 1,1 \cdot 126}{2} = 205 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент статичний

$$M_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{в}} \cdot D_{\text{б}}}{2u_{\text{п}} \cdot u'_{\text{р}} \cdot u_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}^2} = \frac{416000 \cdot 0,8}{2 \cdot 6 \cdot 13,35 \cdot 35,06 \cdot 0,8^2} = 93 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При підйманні вантажу

$$t_{\Pi} = \frac{0,222 \cdot 91,06}{205 - 93} = 0,18 \text{ с}.$$

При опусканні вантажу

$$t_{\Pi} = \frac{0,222 \cdot 91,06}{205 + 93} = 0,07 \text{ с}.$$

Тоді максимальне прискорення при пуску головного двигуна

$$a = \frac{V_{\text{max}}}{t_{\Pi}} = \frac{0,112}{0,58} = 0,19 \text{ м/с}^2 > [a] = 0,1 \text{ м/с}^2;$$

при пуску допоміжного двигуна

$$a = \frac{0,0128}{0,1} = 0,12 > [a].$$

Так як прискорення при пуску більше допустимого значення, то відповідно необхідно розрахувати пускові ланки опорів в мережах роторів двигунів, які забезпечать зниження прискорень.

Перевірка вірності вибору двигунів і редукторів.

Умова перевірки (4.2)

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де $K = 1,2$ – коефіцієнт перевантаження (табл. 4.4).

Момент від нормативних навантажень на валу допоміжного двигуна

$$M^H = \frac{G_B \cdot D_6}{2u_M \cdot \eta_M} = \frac{416000 \cdot 0,8}{2 \cdot 6 \cdot 35,06 \cdot 0,8} = 951 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 0,8 = 0,76$ – коефіцієнт умов роботи (табл. 3.8, 3.9);

M^P – розрахункова несуча здатність за моментом – середньопускові моменти, відповідно:

$M_{п.ср} = 2158 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для основного двигуна;

$M_{п.ср} = 205 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для допоміжного.

Тоді для основного двигуна

$$1,2 \cdot 951 \leq 0,76 \cdot 2158;$$

$$1141 < 1640;$$

Для допоміжного двигуна

$$1,2 \cdot 88 \leq 0,76 \cdot 205;$$

$$106 < 156.$$

Таким чином, вибрані електродвигуни і редуктори відповідають умові перевірки.

Визначення гальмових моментів і вибір гальм.

Необхідні гальмові моменти для основного механізму

$$M_\Gamma = K_\Gamma \cdot M_{ст.Г} = 1,75 \cdot 633 = 1108 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

для допоміжного

$$M_{\Gamma} = 1,75 \cdot 47 = 82,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де $K_{\Gamma} = 1,75$ – коефіцієнт запасу гальмування (табл. 2.9);

$M_{\text{ст.}\Gamma}$ – моменти статичні гальмові:

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = \frac{G_{\text{в}} \cdot D_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{м}}}{2u_{\text{п}} \cdot u_{\Gamma}} = \frac{416000 \cdot 0,8 \cdot 0,8}{2 \cdot 6 \cdot 35,06} = 633 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ – для основного механізму;}$$

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = \frac{416000 \cdot 0,8 \cdot 0,8}{2 \cdot 35,06 \cdot 13,45} = 47 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ – для допоміжного механізму.}$$

Вибираємо (Дод. L) гальмо ТТ-320 із максимальним гальмовим моментом 800 Н·м і гальмо ТТ-160 із гальмовим моментом 100 Н·м.

Тривалість гальмування при опусканні (підйманні) вантажу

$$t_{\Gamma} = \frac{J_{\text{зв.}\Gamma} \cdot \omega}{M_{\Gamma} \mp M_{\text{ст.}\Gamma}},$$

$$\text{де } J_{\text{зв.}\Gamma} = \delta(J_{\text{п}} + J_{\text{м}}) + J'_{\text{д}} + \frac{m_{\text{в}} \cdot D_{\text{б}}^2 \cdot \eta_{\text{м}}}{4u_{\text{п}}^2 \cdot u_{\text{п}}^2} = 1,2(5,35 + 2,294) + 30,3 + \frac{41600 \cdot 0,8^2 \cdot 0,8}{4 \cdot 6^2 \cdot 35,06^2} = 39,52 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$J'_{\text{д}} = 30,3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції допоміжного механізму, приведений до основного механізму (визначене раніше).

Тоді тривалість гальмування при опусканні вантажу

$$t_{\Gamma} = \frac{39,52 \cdot 59,14}{1108 - 633} = 4,9 \text{ с;} \quad (4.44)$$

$$t_{\Gamma} = \frac{39,52 \cdot 59,14}{1108 + 633} = 1,3 \text{ с.}$$

Відповідно, відстань, яку пройде вантаж при гальмуванні:

при опусканні - $h = V_{\text{max}} \cdot t_{\Gamma} = 0,112 \cdot 4,9 = 0,55 \text{ м;}$

при підйманні - $h = V_{\text{max}} \cdot t_{\Gamma} = 0,112 \cdot 1,3 = 0,15 \text{ м.}$

Для допоміжного механізму

$$t_{\Gamma} = \frac{J_{\text{зв.д.}\Gamma} \cdot \omega}{M_{\Gamma} \mp M_{\text{ст.}\Gamma}}, \quad (4.45)$$

де $J_{\text{зв.д.}\Gamma}$ - зведений до вала двигуна допоміжного механізму

$$J_{зв.д.г} = \delta(J_p + J_M) + \frac{J'_d}{u_d^2} + \frac{m_B \cdot R_6^2 \cdot \eta_M}{u_{II}^2 \cdot u_{Г}^2 \cdot u_d^2} =$$

$$= 1,2(0,066 + 0,0763) + \frac{30,3}{13,45^2} + \frac{41000 \cdot 0,4^2 \cdot 0,8}{6^2 \cdot 35,06^2 \cdot 13,45^2} = 0,34 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$\omega = 91,06 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість двигуна;

$M_{Г} = 82 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – розрахунковий гальмовий момент;

$M_{ст.г} = 47 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – статичний гальмовий момент.

Тоді

$$t_{Г} = \frac{0,34 \cdot 91,06}{82 - 47} = 0,9 \text{ с} \text{ – при опусканні};$$

$$t_{Г} = \frac{0,34 \cdot 91,06}{82 + 47} = 0,24 \text{ с} \text{ – при підйманні}.$$

Відстань, яку пройде вантаж при гальмуванні:

при опусканні - $h = 0,112 \cdot 0,9 = 0,1 \text{ м/с}$;

при підйманні - $h = 0,112 \cdot 0,24 = 0,03 \text{ м/с}$.

Максимальні прискорення при гальмуванні допоміжного механізму

$$a = \frac{V_{\max}}{t_{Г}} = \frac{0,112}{0,9} = 0,12 \text{ м/с}^2 \approx [a] = 0,1 \text{ м/с}^2;$$

$$a = \frac{0,112}{0,24} = 0,47 \text{ м/с}^2 > [a],$$

які більші, ніж при гальмуванні основного механізму.

Перевірка вибраного гальма за моментом.

Умова перевірки (4.2) для допоміжного механізму

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де $K=1,2$ – коефіцієнт перевантаження (табл. 4.4).

$$M^H = M_{ст.г} = 47 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$m_0 = 1$ – коефіцієнт умов роботи при гальмуванні;

$$M^P = M_{Г} = 82 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді $1,2 \cdot 47 \leq 1 \cdot 82$; $57 < 82$.

Для основного механізму:

$K=1,2$;

$M^H = M_{ст.г} = 633 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$m_0 = 1$;

$M^P = M^H = 1108 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Тоді $1,2 \cdot 633 \leq 1 \cdot 1108$; $760 < 1108$.

Таким чином, вибрані гальма задовольняють умови перевірок.

Розрахунки каната, барабана, деталей гакової підвіски муфт, валів виконуються аналогічно до п. 2.1 із перевітками згідно умов (4.1), (4.2), (4.3).

Розрахунок механізму пересування крана

Вихідні дані: кран працює на відкритому майданчику, основа може бути: дорога із кам'яним покриттям, суха ґрунтова дорога, мокра пісчана дорога, сухий пісок, дорога із ожеледицею.

Маса крана $m_k=50$ т, маса вантажу $m_v=40$ т, швидкість пересування крана $V_k=0,133$ м/с, режим роботи М3 (ТВ = 25 %). Механізм пересування з індивідуальним приводом гусеничних візків (рис. 4.6).

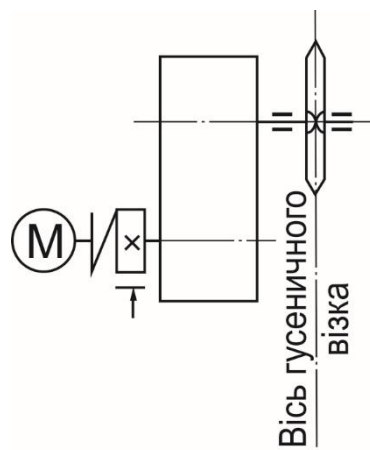


Рис. 4.6. Кінематична схема механізму пересування

Визначення опору пересуванню крана та параметрів механізму пересування.

Статичний опір пересуванню крана визначають при прямолінійному русі і при пересуванні на криволінійній ділянці

$$W_c = W_{тр} + W_{гр} + W_B + W_y + S_{кр} + S_B, \quad (4.46)$$

де W_i - відповідно, опір від тертя, від зминання ґрунту, від вітру, від ухилу та від випадкових вітрових навантажень на кран і вантаж.

Опір від тертя гусеничного ходу (без врахування тертя на верхніх підтримуючих роликах і без врахування опору від нерівномірності руху гусеничної стрічки

$$W_{тр} = (0,05 \dots 0,07)G_k \cos \gamma = 0,07 \cdot 500 \cos 20^\circ = 34,5 \text{ кН};$$

$$W_{тр.1} = (0,05 \dots 0,07)(G_k + G_B) \cos \gamma_1 = 0,07(500 + 416) \cos 3^\circ = 64,1 \text{ кН},$$

де $G_k = 500$ кН – вага крана;

$G_B = 416$ кН – вага розрахункового вантажу;

γ – кут ухилу; при переміщенні без вантажу $\gamma = 20^\circ$, із вантажем $\gamma_1 = 3^\circ$.

Опір пересуванню, що викликаний зминанням ґрунту (табл. 4.9)

$$W_{гр} = f_c \cdot G_k \cos \gamma = 0,1 \cdot 500 \cdot \cos 20^\circ = 47,0 \text{ кН};$$

$$W_{гр.1} = f_c (G_k + G_B) \cos \gamma_1 = 0,1 \cdot (500 + 416) \cdot \cos 3^\circ = 91,2 \text{ кН}.$$

Опір сил вітру, що діють на кран і вантаж (див. розд. 1.4; 3.3; 3.4)

$$W_B = W_{кр} + W_{вт},$$

де $W_B = F_{кр} \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n + F_B \cdot q \cdot k \cdot c = 14,1 \cdot 0,125 \cdot 1,2 \cdot 1 + 22 \cdot 0,125 \cdot 1,25 \cdot 1,2 = 6,3$ кН;

$$F_{кр} = h_{кр} \cdot e_{кр} + L_c \cdot e_c \cdot \varphi_c \cos \alpha = 4 \cdot 3,23 + 15 \cdot 1,3 \cdot 0,3 \cdot 0,22 = 14,1 \text{ м}^2,$$

тут $h_{кр}$, $e_{кр}$ – висота і ширина крана; L_c , e_c – довжина і ширина стріли, $\varphi_c = 0,3$ – коефіцієнт заповнення площини стріли, α – кут нахилення стріли (табл. 4.8); $F_B = 22$ м (табл. 1.18).

При $G_B = 0$, $W_{кр} = 2,12$ кН.

Опір сил, викликаних ухилом

з вантажем при $\gamma_1 = 3^\circ$; $W_{y,1} = (G_{кр} + G_B) \sin \gamma_1 = (500 + 416) \sin 3^\circ = 43,2$ кН;

без вантажу при $\gamma = 20^\circ$; $W_{y,1} = G_{кр} \sin \gamma = 500 \sin 20^\circ = 154,5$ кН.

Опір випадкових вітрових навантажень на кран і вантаж (див. (1.28), (3.12), (3.13), табл. 1.17; 1.18):

на кран

$$S_{кр} = m_{п} \cdot \xi \cdot F^H = 0,12 \cdot 4,7 \cdot 2,12 = 1,2 \text{ кН,}$$

$m_{п} = 0,12$ – коефіцієнт пульсації вітру;

$F^H = W_{кр} = 2,12$ кН – нормативна складова сили вітру на кран;

ξ – коефіцієнт динамічності

$$\xi = 3 \sqrt{\frac{500 \cdot 2 + 400 \cdot 16,7}{50 \cdot 3^2 + 9,5 \cdot 17^2}} = 4,7;$$

на вантаж

$$S_B = m_{п} \cdot \xi \cdot F^H = 0,12 \cdot 4,7 \cdot 3,18 = 1,8 \text{ кН.}$$

де $F^H = W_{вт} = W_B - W_{кр} = 6,3 - 2,12 = 3,18$ кН.

Таблиця 4.9

Значення коефіцієнту опору

Характер поверхні дороги	f_c
Бруківка	0,05...0,06
Суша тверда ґрунтова	0,06...0,09
Пісчана, мокра	0,09...0,12
Сипкий пісок	0,1...0,15
Дорога покрита ожеледицею	0,03...0,04

Загальний статичний опір пересуванню:

із вантажем на ухилі $\gamma_1 = 3^\circ$

$$W_c = 64,1 + 91,2 + 6,3 + 43,2 + 2,12 + 1,8 = 208,7 \text{ кН;}$$

без вантажу на ухилі $\gamma_1 = 20^\circ$

$$W_c = 34,5 + 47,0 + 2,12 + 154,5 + 1,2 = 239,3 \text{ кН.}$$

Найбільший статичний опір пересуванню гусеничного ходу на прямолінійній ділянці можна орієнтовно визначити за формулою

$$W_c = (0,4...0,5)G_k = (0,4...0,5)500 = 200...250 \text{ кН.}$$

Опір пересування на криволінійній ділянці

$$W_c = 1,2W_{тр} + W_{зр} + W_y + W_k, \quad (4.47)$$

де W_k – додатковий опір на кривій при умові, що повертання виконується навколо загальмованого гусеничного візка:

з вантажем на гаку

$$W_k = 0,25\mu_0(G_k + G_b) \frac{L}{B_1} = 0,5 \cdot 0,6(500 + 416) \frac{3,88}{3,3} = 80,8 \text{ кН;}$$

без вантажу

$$W_k = 0,25\mu_0 \cdot G_k \cdot \frac{L}{B_1} = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 500 \frac{3,88}{3,3} = 44,1 \text{ кН,}$$

де $\mu_0 = 0,5...0,6$ - коефіцієнт тертя гусениці по ґрунту;

$L = 3,88$ м – відстань між осями зірочок гусеничного візка.

Потужність приводу механізму пересування визначаємо для випадків: I – рух крана із вантажем на прямолінійній ділянці і ухилі 3° ; II – рух крана без вантажу по криволінійній ділянці; III – рух крана без вантажу на ухилі 20° .

Випадок I: $W_c = 208,7$ кН.

Випадок II (4.47):

$$W_c = 1,2 \cdot 34,5 + 47,0 + 2,12 + 23,6 + 44,1 = 158,2 \text{ кН.}$$

де $W_y = G_k \cdot \sin 3^\circ = 23,6$ кН.

Випадок III: $W_c = 239,3$ кН.

За розрахунковий приймаємо випадок III.

Потужність приводу механізму пересування при сталому русі

$$P = \frac{W_c \cdot V_k}{\eta_m} = \frac{239,3 \cdot 0,133}{0,8} = 39,8 \text{ кВт.}$$

За каталогом (Дод. XXVIII) вибираємо два електродвигуни МТФ 312-6, $N = 17,5$ кВт, $n = 950$ хв⁻¹, ($\omega = 99,43$ с⁻¹), $M_{\max} = 480$ Н·м, $J_p = 0,318$ кг·м².

Визначаємо передаточне число кожного із приводних механізмів гусеничного візка

$$u_m = \frac{n_{\text{дв}}}{n_3} = \frac{950}{3,63} = 261,7,$$

де n_3 – частота обертання привідної зірочки

$$n_3 = \frac{60V_{\text{кр}}}{\pi D_3} = \frac{60 \cdot 0,133}{3,14 \cdot 0,7} = 3,63 \text{ хв}^{-1};$$

$D_3 = 700$ мм – діаметр зірочки.

Проектуємо редуктори, на вихідних валах яких установлюємо зірочки, які будуть здатні передавати потужність не нижче 27 кВт і максимальний момент на вихідному валу двигуна при передавальному числу редуктора $u_p = u_m = 263$.

Визначаємо тривалість пуску.

Тривалість пуску механізму пересування визначаємо для трьох випадків за формулою

$$t_{\text{п}} = \frac{J_{\text{пр}} \cdot \omega}{M_{\text{п.сп}} - M_{\text{ст}}},$$

де $J_{\text{пр}}$ – момент інерції механізму одного візка, приведений до вала двигуна;

ω – кутова швидкість ротора;

$M_{\text{ст}}$ – статичний момент опору на валу двигуна.

$$M_{\text{п.сп}} = \frac{M_{\max} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = \frac{480 + 1,1 \cdot 176}{2} = 337 \text{ Н·м};$$

$$M_{\text{н}} = 9550 \frac{N}{n} = 9550 \frac{18}{700} = 176 \text{ Н·м}.$$

Моменти опору статичні на валу одного двигуна для випадків:

$$I - M_c = \frac{W_c \cdot D_3}{2 \cdot 2 \cdot u_m \cdot \eta_m} = \frac{208700 \cdot 0,7}{2 \cdot 2 \cdot 263 \cdot 0,8} = 173 \text{ Н·м};$$

$$II - M_c = \frac{158200 \cdot 0,7}{2 \cdot 2 \cdot 263 \cdot 0,8} = 133 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$III - M_c = \frac{239300 \cdot 0,7}{2 \cdot 2 \cdot 263 \cdot 0,8} = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Моменти інерції, приведені до вала двигуна для випадків:

$$I - J_{\text{пр}} = \delta(J_p + J_M) + \frac{(m_K + m_B)D_3^2}{2 \cdot 4u_M^2 \eta_M} =$$

$$= 1,2(0,318 + 0,0763) + \frac{(50000 + 41600)0,7^2}{2 \cdot 4 \cdot 261,7^2 \cdot 0,8} = 0,575 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$II \text{ і } III - J_{\text{пр}} = 1,2(0,318 + 0,0763) + \frac{50000 \cdot 0,7^2}{2 \cdot 4 \cdot 263^2 \cdot 0,8} = 0,529 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

$J_M = 0,0763 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції муфти (Дод. XLVII).

Тоді максимальна тривалість пуску для випадків (при рухові проти вітру і ухилу):

$$I - t_{\text{п}} = \frac{0,575 \cdot 99,43}{337 - 173} = 0,35 \text{ с};$$

$$II - t_{\text{п}} = \frac{0,529 \cdot 99,43}{337 - 133} = 0,26 \text{ с};$$

$$III - t_{\text{п}} = \frac{0,529 \cdot 99,43}{337 - 200} = 0,38 \text{ с}.$$

Прискорення при пуску для випадків:

$$I - a = \frac{V_{\text{кр}}}{t_{\text{п}}} = \frac{0,133}{0,35} = 0,38 \text{ м/с}^2;$$

$$II - a = \frac{0,133}{0,26} = 0,51 \text{ м/с}^2;$$

$$III - a = \frac{0,133}{0,38} = 0,35 \text{ м/с}^2.$$

Для механізмів пересування кранів допустимі прискорення $[a] = 0,15 \text{ м/с}^2$ (табл. 2.8), тому прямий пуск двигунів небажаний і необхідно розрахувати ступені опору мереж роторів, які забезпечать зменшення прискорення.

Перевірка двигунів механізму пересування за моментом.

Умова правильності вибору двигунів (4.2)

$$KM^H \leq t_0 M^P,$$

де $K=1,18$ – коефіцієнт навантаження (табл. 4.4);

M^H – момент від нормативних складових

$$M^H = \frac{M_c}{2} = \frac{239,3}{2} = 119,6 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$t_0 = t_1 \cdot t_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$ – коефіцієнт умов роботи (табл. 3.8; 3.9);

$M^P = M_{п.ср} = 337 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – несуча здатність за моментом.

Для випадку III:

$$1,18 \cdot 119,6 \leq 0,95 \cdot 337;$$

$$141 < 320.$$

Для випадку II (працює тільки один двигун):

$$1,18 \cdot 158 \leq 0,95 \cdot 337; \quad 186 < 320.$$

Для випадку I:

$$1,18 \frac{208,7}{2} \leq 0,95 \cdot 337; \quad 123 < 320.$$

Таким чином, двигуни вибрані правильно.

Розрахунок гальмового моменту та вибір гальм.

Гальмовий момент для механізму пересування повинен бути достатнім для випадків: I – щоб утримати кран на твердому ґрунті на найбільшому ухилі 20° ; II – на твердому ґрунті з ухилом 3° при розвороті із вантажем; III – те ж без вантажу.

Випадок I (момент для одного гальма)

$$M_{\Gamma} = \frac{1,25(W_y + W_B + S_{кр} - W_{тр})D_3 \cdot \eta_M}{4 \cdot u_M} =$$
$$= \frac{1,25(154500 + 2120 + 1200 - 34500)0,7 \cdot 0,8}{4 \cdot 263} = 83 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.48)$$

Випадок II

$$M_{\Gamma} = \frac{1,25(W_{\kappa} + W_{y.1} + W_{\kappa p} + S_{\kappa p} + W_{\text{B}} + S_{\text{B}} - W_{\text{TP.1}})D_3 \cdot \eta_{\text{M}}}{4 \cdot u_{\text{M}}} = \quad (4.49)$$

$$= \frac{1,25(80800 + 4320 + 2120 + 1200 + 3180 + 1800 - 64100)0,7 \cdot 0,8}{4 \cdot 263} = 33,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Випадок III

$$M_{\Gamma} = \frac{1,25(W_{\kappa} + W_{y.\text{min}} + W_{\kappa p} + S_{\kappa p} + W_{\text{B}} - W_{\text{TP}})D_3 \cdot \eta_{\text{M}}}{4 \cdot u_{\text{M}}} =$$

$$= \frac{1,25(44100 + 23600 + 2120 + 1200 - 34500)0,7 \cdot 0,8}{4 \cdot 263} = 19,5 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.50)$$

де $W_{y.\text{min}} = G_{\kappa} \sin 3^{\circ} = 500 \sin 3^{\circ} = 23,6 \text{ кН}.$

За розрахунковий приймаємо випадок I. Тоді за $M_{\Gamma} = 83 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (Дод. L) вибираємо два гальма ТТ-160 із найбільшим гальмовим моментом по 100 Н·м кожний і регулюємо їх на розрахунковий момент.

Визначаємо тривалість гальмування

$$t_{\Gamma} = \frac{J_{\text{пр.}\Gamma} \cdot \omega}{M_{\Gamma} + M_{\text{ст.}\Gamma}},$$

де $J_{\text{пр.}\Gamma}$ – приведений момент інерції при гальмуванні:

$$J_{\text{пр.}\Gamma} = \delta(J_{\text{p}} + J_{\text{M}}) + \frac{(m_{\text{B}} + m_{\kappa}) \cdot D_{3\text{B}}^2 \cdot \eta_{\text{M}}}{2 \cdot 4u_{\text{M}}^2} =$$

$$= 1,2(0,318 + 0,0763) + \frac{(50000 + 41600) \cdot 0,7^2 \cdot 0,8}{2 \cdot 4^2 \cdot 263^2} = 0,54 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = \frac{(W_{\kappa p} + S_{\kappa p} + W_{\text{y}} - W_{\text{TP}})D_{3\text{B}} \cdot \eta_{\text{M}}}{4u_{\text{M}}} =$$

$$= \frac{(2120 + 1200 + 154500 - 34500)0,7 \cdot 0,8}{4 \cdot 263} = 66 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (4.51)$$

$$t_{\Gamma} = \frac{0,54 \cdot 99,43}{83 - 66} = 3,2 \text{ с}.$$

Прискорення при гальмуванні

$$a = \frac{V_k}{t_r} = \frac{0,133}{3,2} = 0,04 \text{ м/с}^2 < [a] = 0,15 \text{ м/с (табл. 2.7).}$$

Перевірка вибраних гальм за моментом.

Умова перевірки (4.2)

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де $K = 1,2$ – коефіцієнт перевантаження (табл. 3.6);

$$M^H = M_{с.г} = 66 \text{ Н·м};$$

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 1 \cdot 1 = 1$ – коефіцієнт умов роботи (табл. 3.8, 3.9);

$$M^0 = M_T = 83 \text{ Н·м.}$$

Тоді

$$1,2 \cdot 66 \leq 1 \cdot 83; \quad 79 < 83.$$

Вибрані гальма задовольняють умову перевірки за моментом.

Розрахунок механізму повертання

Вихідні дані: вантажопідіймальність $m_B = 40$ т на вильоті 4,5 м і $m_B = 9,5$ т на вильоті 14 м, маса неповоротної частини без стріли $m_2 = 19,75$ т, маса противаги $m_6 = 9,7$ т, маса стріли $m_c = 2,55$ т, геометричні розміри див. рис. 4.4, частота обертання поворотної частини $n_k = 1 \text{ хв}^{-1}$ ($\omega = 0,105 \text{ с}^{-1}$), опорно поворотний пристрій–роликовий.

Визначаємо найбільший момент, що діє на опорно-поворотний пристрій від вертикальних навантажень:

при $G_{B.\max} = 400 + 16 = 416 \text{ кН}$ із урахуванням випадкової складової

$$\begin{aligned} M &= G_B \cdot L + G_c \left(r_1 + \frac{L_c}{2} \cos \alpha \right) - G_2 \frac{R_x}{2} - G_{II} (R_x - 0,3) = \\ &= 416 \cdot 4,5 + 25,5 \left(1,2 + \frac{15}{2} 0,22 \right) - 197,5 \frac{4}{2} - 97(4 - 0,3) = 1356 \text{ кН·м}; \quad (4.52) \end{aligned}$$

при $G_{B.\min} = 95 \cdot 1,04 = 99 \text{ кН}$

$$M = 99 \cdot 14 + 25,5 \left(1,2 + \frac{15}{2} 0,85 \right) - 197,5 \frac{4}{2} - 97(4 - 0,3) = 990 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо найбільше вертикальне навантаження на опорно-поворотний пристрій

$$P_{\text{кр}} = G_{\text{в}} + G_{\text{с}} + G_2 + G_{\text{п}} = 416 + 25,5 + 197,5 + 9,7 = 73,6 \text{ кН} \quad (4.53)$$

або

$$P_{\text{кр}} = 95 + 25,5 + 197,5 + 97 = 419 \text{ кН} - \text{при } G_{\text{в}} = 99 \text{ кН}.$$

За Дод. LXXII приймаємо роликовий опорно-поворотний пристрій № 7 виконання I із допустимим вертикальним навантаженням $V = 800 \text{ кН}$ і моментом

1600 кН·м, діаметром (по осі роликів) $d_{\text{кр}} = 2043 \text{ мм}$.

Визначаємо статичний момент опору повертання (для комбінації навантажень № 2)

$$M_{\text{с}} = M_{\text{тр}} + M_{\text{у}} + M_{\text{в}}^{\text{н}} + M_{\text{св}} + M_{\text{ск}},$$

де $M_{\text{тр}}$ – момент сил тертя в опорно-поворотному пристрої відносно осі повертання;

$M_{\text{у}}$ – момент від ухилу;

$M_{\text{в}}^{\text{н}}$ – сумарний момент, який створюють сили вітру, що діють на вантаж і кран, відносно осі повертання;

$M_{\text{св}}, M_{\text{ск}}$ – моменти, які створюють випадкові складові вітрових навантажень на вантаж і кран, відносно осі повертання.

Момент сил тертя визначаємо за формулами

$$\text{при } \frac{M}{P_{\text{кр}}} \leq \frac{r_{\text{кр}}}{2}$$

$$M_{\text{тр}} = f \frac{P_{\text{кр}} \cdot r_{\text{кр}}}{\sin \nu}; \quad (4.54)$$

$$\text{при } \frac{M}{P_{\text{кр}}} > \frac{r_{\text{кр}}}{2}$$

$$M_{\text{тр}} = \frac{f}{\sin \nu} \left[P_{\text{кр}} \cdot r_{\text{кр}} + \delta_{\text{кр}} \left(M - \frac{P_{\text{кр}} \cdot r_{\text{кр}}}{2} \right) \right], \quad (4.55)$$

де f – приведений коефіцієнт опору; $f = 0,012$ для роликів пристроїв, $f = 0,01$ - для шарикових;

M – момент, що діє на опорно-поворотний пристрій, відносно осі, яка проходить через центр кола нормально до площини підвісу, кН·м;

$P_{\text{кр}}$ – сумарне вертикальне навантаження на опорно-поворотний пристрій, кН;

$r_{\text{кр}}$ – середній радіус опорно-поворотного пристрою по доріжці котіння, м;

ν – кути нахилу до горизонталі сил, що діють на ролики;

$\delta_{\text{кр}} = 1,3 - 3 \cdot 10^{-4} P_{\text{кр}}$ - коефіцієнт.

Визначаємо відношення

$$\frac{M}{P_{\text{кр}}} = \frac{1356}{736} = 1,84 \text{ м}; \quad \frac{r_{\text{кр}}}{2} = \frac{2,043}{2 \cdot 2} = 0,51 \text{ м}.$$

Тоді

$$M_{\text{тр}} = \frac{0,012 \left[736 \frac{2,043}{2} + (1,3 - 3 \cdot 10^{-4} \cdot 736) \left(1356 - \frac{736 \cdot \frac{2,043}{2}}{2} \right) \right]}{\sin 45^\circ} = 14,1 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

При максимальному вильоті $M_{\text{тр}} = 8,9$ кН·м.

Момент сил вітру

$$M_{\text{в}} = M_{\text{кр}}^{\text{н}} + M_{\text{в}}^{\text{н}} + M_{\text{св}} + M_{\text{ск}},$$

де $M_{\text{кр}}^{\text{н}} = M_{\text{с}} - M_{\text{п}}$ – момент сил вітру на кран від нормативних навантажень, визначений як різниця моментів сил вітру, що діють на стрілу і поворотну платформу;

$M_{\text{в}}^{\text{н}}$ – момент нормативних сил вітру на вантаж;

$M_{\text{св}}, M_{\text{ск}}$ – моменти випадкових сил вітру на вантаж і на кран.

Тоді

$$\begin{aligned}
M_B &= M_c - M_{\Pi} + M_B^H + M_{SB} + M_{SK} = L_c \cdot \epsilon_c \cdot \varphi_c \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n \left(r_1 + \frac{L_c}{2} \cos \alpha \right) - \\
&\quad - h_{кр} \cdot \epsilon_{кр} \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n \frac{R_x}{2} + F_B \cdot q \cdot k \cdot c \cdot L + S_B \cdot L - S_{кр} \frac{R_x}{2} = \\
&= 15 \cdot 1,3 \cdot 0,3 \cdot 0,125 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 1 \left(1,7 + \frac{15}{2} \cdot 0,22 \right) - 4 \cdot 3,23 \cdot 0,125 \frac{4}{2} + \\
&\quad + 22 \cdot 0,125 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 4,5 + 1,8 \cdot 4,5 - 1,2 \frac{4}{2} = 25,03 \text{ кН}\cdot\text{м},
\end{aligned}$$

де r_1 – відстань від осі повертання до корінного шарніру стріли.

При $m_b = 9,5$ т - $M_B = 50,48$ кН·м.

Момент від ухилу

$$M_y = M \sin \gamma_1 = 1356 \sin 3^\circ = 63,9 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

При $m_b = 9,5$ т - $M_y = 46,64$ кН·м.

Тоді статичний момент опору повертання:

при $m_b = 40$ т - $M_c = 14,1 + 25,03 + 63,9 = 103$ кН·м;

при $m_b = 9,5$ т - $M_c = 8,9 + 50,48 + 46,6 = 106$ кН·м.

Момент сил інерції при пуску

$$M_{ин} = \frac{J \cdot \omega}{t_{п}}, \quad (4.56)$$

де J – сумарний момент інерції мас крана і вантажу при повертання на осі повертання

$$\begin{aligned}
J &= \delta (J_B + J_c + J_{\Pi} + J_{пр}) = \\
&= \delta \left(m_B \cdot L^2 + m_c \frac{r_2^2 + r_1 \cdot L + L^2}{3} + m_2 \left(\frac{R_x}{2} \right)^2 + m_{\Pi} (R_x - 0,3)^2 \right) = \\
&= 1,2 \left[41,6 \cdot 4,5^2 + 2,55 \frac{1,7^2 + 1,7 \cdot 4,5 + 4,5^2}{3} + 19,75 \left(\frac{4}{2} \right)^2 + 9,7 (4 - 0,3)^2 \right] = 1080 \text{ т}\cdot\text{м}^2, \quad (4.57),
\end{aligned}$$

$\omega = 0,105 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість обертання крана;

$t_{II} = 4$ с – тривалість пуску, яка приймається із умови, щоб прискорення кінця стріли не перевищувало 1 м/с.

$$\text{При } m_B = 9,5 \text{ т, } J = 2850 \text{ т}\cdot\text{м}^2 - M_{iH} = \frac{1080 \cdot 0,105}{4} = 28,4 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\text{При } m_B = 41,6 \text{ т, } J = 1080 \text{ т}\cdot\text{м}^2 - M_{iH} = \frac{2850 \cdot 0,105}{4} = 74,5 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Розрахункова потужність двигуна (рис. 4.7):

$$\text{при } m_B = 9,5 \text{ т} - P = \frac{(M_{ст} + M_{iH})\omega}{\eta_M \cdot \psi_{cp}} = \frac{(103 + 28,4)0,105}{0,8 \cdot 1,6} = 10,8 \text{ кВт}; \quad (4.58)$$

$$\text{при } m_B = 41,6 \text{ т} - P = \frac{(106 + 74,5)0,105}{0,8 \cdot 1,6} = 14,8 \text{ кВт},$$

де $\eta_M = 0,8$ – ККД механізму повертання;

$\psi_{cp} = 1,5 \dots 1,8$ – середньопусковий коефіцієнт перевантаження асинхронного двигуна із фазовим ротором.

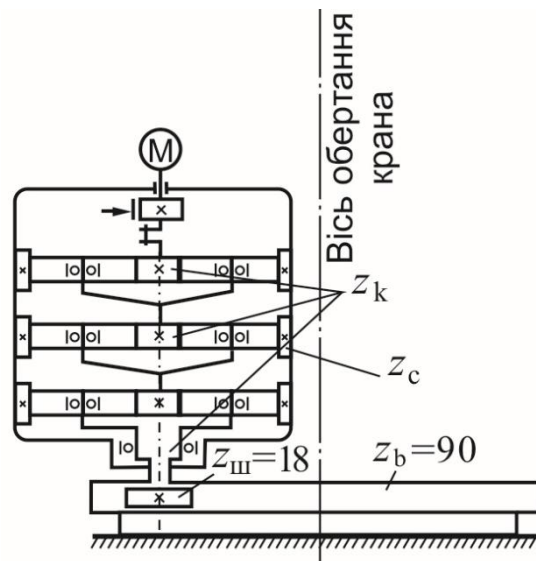


Рис. 4.7. Кінематична схема механізму обертання

За каталогом (Дод. XXVIII) для групи режиму роботи МЗ (ТВ=25%) вибираємо електродвигун МТФ 411-8 потужністю $N = 15$ кВт, частотою обертання $n = 705 \text{ хв}^{-1}$. ($\omega = 73,79 \text{ с}^{-1}$), максимальним моментом

$M_{\max} = 580 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $J_p = 0,547 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, номінальним моментом

$$M_H = 9550 \frac{N}{n} = 203 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо загальне передаточне число механізму

$$u_3 = \frac{n}{n_k} = \frac{705}{1} = 705.$$

Приймаємо механізм обертання із планетарним редуктором та із цівочною передачею.

Для вибраного опорно-поворотного круга № 7 виконання I кількість цівок $z = 90$.

Приймаємо число зубців вихідної шестерні редуктора $z_{\text{ш}} \geq 17$ і визначаємо передаточне число цівочної передачі

$$u_{\text{ц}} = \frac{90}{18} = 5.$$

Тоді передаточне число редуктора

$$u_p = \frac{u_3}{u_{\text{ц}}} = \frac{705}{5} = 141.$$

У випадку використання стандартного планетарного редуктора, для якого є відомим u_p , необхідно уточнити передаточне число цівочної передачі і число зубців вихідної шестерні редуктора.

Визначення тривалості пуску механізму

$$t_{\text{п}} = \frac{J_{\text{зв}} \cdot \omega}{M_{\text{п.ср}} + M_{\text{ст.пр}}},$$

де $J_{\text{зв}}$ – момент інерції механізму повертання і мас крана, приведений до вала двигуна

$$J_{\text{зв}} = \delta(J_p + J_M) + \frac{J}{\delta \cdot u_3^2} = 1,2(0,547 + 0,471) + \frac{2850000}{1,2 \cdot 705^2} = 6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (4.59)$$

де $J_p = 0,547 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції ротора;

$J_M = 0,471 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції муфти із гальмовим шківом, здатної передавати момент 580 Н·м (Дод. XLVII);

J – сумарний момент інерції мас крана і вантажу на осі повертання крана;

$$M_{п.ср} = \frac{M_{\max} + 1,1M_H}{2} = \frac{580 + 1,1 \cdot 203}{2} = 402 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ – пусковий середній момент}$$

двигуна;

$$M_{п.ср} = \frac{M_{ст}}{\eta_M \cdot u_3} = \frac{106000}{0,85 \cdot 705} = 177 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ – момент статичного опору повертання,}$$

приведений до вала двигуна;

$\eta_M = 0,85$ – ККД механізму обертання.

Тоді:

$$\text{тривалість пуску проти вітру і ухилу} - t_{п} = \frac{6 \cdot 73,79}{402 - 177} = 1,97 \text{ с};$$

$$\text{тривалість пуску за вітром і ухилом} - t_{п} = \frac{6 \cdot 73,79}{402 - 147} = 1,74 \text{ с},$$

де

$$M_{ст.пр} = \frac{M_{тр} - M_B - M_y}{u_M \cdot u_3} = \frac{8900 - 50480 - 46600}{0,85 \cdot 705} = -147 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тоді прискорення кінця стріли при пуску

$$a = \frac{V_{\Gamma}}{t_{п}} = \frac{\pi m_K \cdot L}{60 \cdot t_{п}} = \frac{3,14 \cdot 1 \cdot 14}{60 \cdot 1,74} = 0,42 \text{ м/с}^2 < [a] = 1 \text{ м/с}^2.$$

Аналогічні розрахунки проводять при інших вильотах, вантажопідіймальностях та довжинах стріл.

Перевірка вибраного двигуна за моментом.

Умова перевірки (4.2)

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де $K = 1,18$ – коефіцієнт перевантаження, табл. 4.4;

M^H – момент від нормативних складових

$$M^H = \frac{M_{\text{тр}} + M_{\text{в}} - M_{\text{св}} + M_{\text{ск}} + M_{\text{у}}}{\eta_{\text{м}} \cdot u_3} = \quad (4.60)$$

$$= \frac{8900 + 50480 - 1500 \cdot 14 + 1200 \frac{4}{2} + (990000 - 400 \cdot 14)}{0,85 \cdot 705} = 145 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$ – коефіцієнт умов роботи (табл. 3.8, 3.9);

$M^P = M_{\text{п.ср}} = 402 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – несуча здатність за моментом.

Тоді

$$1,18 \cdot 145 \leq 0,95 \cdot 402 ;$$

$$171 < 382 .$$

Вибраний двигун відповідає умові перевірки.

Розрахунок гальмового моменту та вибір гальм.

Гальмовий момент повинен бути достатнім для утримання крана від повертання при роботі і забезпечити гальмування при його повертанні.

Розрахунковий гальмовий момент на валу двигуна

$$M_{\Gamma} = 1,25 \left[\frac{(M_{\text{в}} + M_{\text{у}}) + \eta_{\text{м}}}{u_3} + \frac{I_{\text{зв}} \cdot \omega}{t_2} - \frac{M_{\text{тр}}}{u_3 \cdot \eta_{\text{м}}} \right]$$

$$= 1,25 \left[\frac{(50480 + 46600) \cdot 0,85}{705} + \frac{6 \cdot 73,79}{2} - \frac{8900}{705 \cdot 0,85} \right] = 323 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

За каталогом гальм (Дод. XLIX) вибираємо гальмо ТТ-250 із гальмовим моментом 400 Н·м, який регулюємо на розрахунковий момент.

Визначаємо тривалість гальмування

$$t_{\Gamma} = \frac{J_{\text{зв}} \cdot \omega}{M_{\Gamma} + M_{\text{ст.}\Gamma}} ;$$

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = \frac{M_{\text{у}} + M_{\text{в}} - M_{\text{тр.}\Gamma}}{u_3} = \frac{(46600 + 50480 - 8,9 \cdot 0,85)0,85}{705} = 117 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

статичний момент при гальмуванні;

$J_{\text{зв}} = 6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції механізму і крана, приведені до двигуна;

$\omega = 73,79 \text{ с}^{-1}$; $M_{\Gamma} = 323 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Тоді

$$t_{\Gamma} = \frac{6 \cdot 73,79}{323 + 117} = 1,0 \text{ с.}$$

Прискорення при гальмуванні

$$a = \frac{\omega_k \cdot L}{60t_{\Gamma}} = \frac{1 \cdot 14}{60 \cdot 1,0} = 0,23 \text{ м/с}^2 < [a] = 1 \text{ м/с}^2.$$

Перевірка вибраного гальма за моментом.

Умова правильності вибору

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де $K = 1,18$ – коефіцієнт перевантаження (табл. 4.4);

M_{Γ}^H – момент від нормативних складових;

$$M_{\Gamma}^H = M^H \cdot \eta_M^2 = 145 \cdot 0,85^2 = 105 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$m_0 = 1$ – коефіцієнт умов роботи;

$$M^P = M_{\Gamma} = 323 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$$\text{Тоді } 1,18 \cdot 105 \leq 1 \cdot 323; \quad 124 < 323.$$

Вибране гальмо задовольняє перевірку за моментом.

Для стріл іншої довжини та при інших вантажопідіймальностях проводять аналогічні розрахунки.

Розрахунок механізму змінення вильоту

Вихідні дані: максимальна вантажопідіймальність $m_B = 40$ т на вильоті 4,5 м; мінімальна вантажопідіймальність на основній стрілі $m_B = 9,5$ т на вильоті 14 м; середня швидкість змінення вильоту $V_{\text{ср}} = 0,15$ м/с, довжина стріли $L_c = 15$ м; режим роботи МЗ (ТВ=25%). Інші дані були визначені раніше. Схема механізму наведена на рис. 4.8.

де G_B , S_B , G_C – відповідно вага вантажу нормативна, випадкова та вага стріли:

$G_B = 400$ кН; $S_B = 16$ кН, $G_C = 25,2$ кН – були визначені раніше;

F_B – зусилля у вантажному канаті;

α_1 – кут нахилу стріли до горизонту, град.;

c_i – мінімальна відстань від корінного шарніру стріли до лінії дії зусилля в поліспасти для різних положень (рис. 4.9).

Приймаємо відстань від корінного шарніру стріли до осі стрілових блоків 3,5 м, а відстань від осі повертання до осі блоків 2,5 м.

Дані розрахунку заносимо в табл. 4.10 і отримуємо

$$F_{cp} = \sqrt{\frac{364^2 \cdot 17,1 + 336^2 \cdot 16,6 + 301^2 \cdot 16,2 + 279^2 \cdot 15,7 + 276^2 \cdot 15,3 + 272^2 \cdot 14,9 + 262^2 \cdot 14,5 + 288^2 \cdot 14,1 + 296^2 \cdot 13 + 268^2 \cdot 13,4 + 253^2 \cdot 13,2}{17,1 + 16,6 + 16,2 + 15,7 + 15,3 + 14,9 + 14,1 + 13,7 + 13,4 + 13,2 + 14,1 + 13,7 + 13,4 + 13,2}} = 294 \text{ кН.}$$

Для орієнтовних розрахунків можна визначити

$$F_{cp} = \frac{F_{п.маx} + F_{п.мін}}{2} = \frac{364 + 253}{2} = 309 \text{ кН,}$$

що перевищує на 5 % результати даного розрахунку.

Потужність двигуна

$$P = \frac{F_{cp} \cdot V_{п}}{\eta_{м}}, \quad (4.63)$$

де $V_{п}$ – швидкість скорочення стрілового поліспасти,

$$V_{п} = V_{cp} \frac{\Delta l}{\Delta L},$$

$\Delta l = l_{маx} - l_{мін} = 17,1 - 13,2 = 3,9$ м (табл. 4.10);

$\Delta L = L_{маx} - L_{мін} = 14 - 4,5 = 9,5$ м;

$$V_{п} = 0,15 \frac{3,9}{9,5} = 0,062 \text{ м/с;}$$

$\eta_{м}$ – загальний ККД механізму.

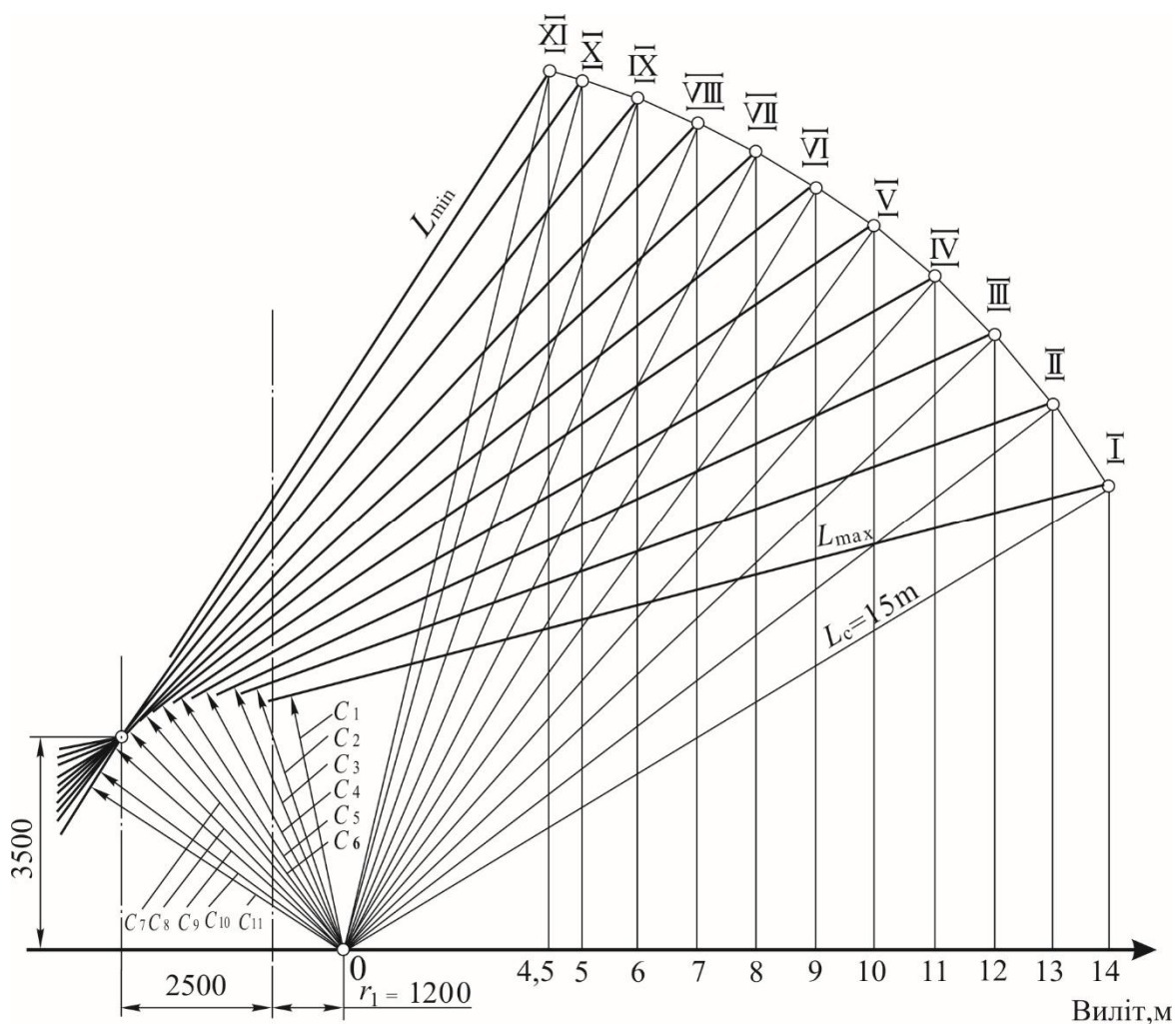


Рис. 4.9. Схема до визначення довжини поліпасту

Таблиця 4.10

Зусилля в стріловому поліпасті

Параметри	Положення стріли										
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
L , м	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4,5
c , м	4,3	4,5	4,7	4,9	5,0	5,1	5,2	5,2	5,2	5,1	5,1
$\cos \alpha$	0,85	0,79	0,72	0,65	0,59	0,52	0,45	0,39	0,32	0,25	0,22
G_B , кН	9,9	104	109	120	135	156	182	239	312	374	416
F_B , кН	16,5	17,3	18,2	20,0	22,5	26,0	30,3	39,8	52,0	62,3	69,3
F_{II} , кН	364	339	301	279	276	272	262	288	296	268	253
l , м	17,1	16,6	16,2	15,7	15,3	14,9	14,5	14,1	13,7	13,4	13,2

$$P = \frac{294 \cdot 0,062}{0,85} = 21,4 \text{ кВт.}$$

За каталогом електродвигунів (Дод XXVIII) вибираємо асинхронний електродвигун із фазовим ротором МТФ 411 – 8, із потужністю $P = 18$ кВт, частотою обертання $n = 700 \text{ хв}^{-1}$ ($\omega = 73,3 \text{ с}^{-1}$), максимальним моментом $M_{\text{max}} = 580 \text{ Нм}$, номінальним моментом $M_{\text{н}} = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{18}{700} = 246 \text{ Нм}$, моментом інерції ротора $J_{\text{р}} = 0,547 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Розрахунок стрілового поліспасти механізму змінення вильоту

Приймаємо зусилля в канаті стрілового поліспасти рівним зусиллю в вантажному поліспасті $F_{\text{с}} = F_{\text{max}} = 7,94 \text{ кН}$. Тоді діаметр стрілового каната дорівнює діаметру вантажного каната.

Визначаємо кратність стрілового поліспасти

$$u_{\text{с}} = \frac{F_{\text{п. max}}}{F_{\text{с}}} = \frac{364}{79,4} = 4,6.$$

Приймаємо $u_{\text{с}} = 6$.

Тоді зусилля в канаті при максимальному зусиллі в поліспасті

$$F_{\text{с. max}} = \frac{F_{\text{п. max}}}{u_{\text{с}} \cdot \eta_{\text{п.с}}} = \frac{364}{6 \cdot 0,93} = 65,2 \text{ Н.}$$

$\eta_{\text{п.с}}$ – ККД стрілового поліспасти,

$$\eta_{\text{п.с}} = \frac{(1 - 0,98^6) \cdot 0,98}{(1 - 0,98) \cdot 6} = 0,93.$$

Загальний ККД канатно-блокової системи (із урахуванням відхиляючого блока)

$$\eta_{\text{п.з}} = \eta_{\text{п.с}} \cdot \eta_{\text{б}} = 0,93 \times 0,98 = 0,91.$$

Максимальне зусилля в канаті, що навивається на барабан

$$F = \frac{F_{\text{п. max}}}{u_{\text{с}} \cdot \eta_{\text{п.з}}} = \frac{364}{6 \cdot 0,91} = 66,7 \text{ кН.}$$

Номінальний діаметр каната

$$d = C(F)^{1/2} = 0,095 \sqrt{66700} = 24,5 \text{ мм},$$

де $C=0,095$ – коефіцієнт вибору каната (табл. 2.2).

Вибираємо канат (25,5–Г–І–Н–1570) з лінійним дотиком дротів, конструкції 6×25 із органічним осерддям першої марки, з дроту без покриття, правого хрестового звивання, діаметром 25,5 мм із розривним зусиллям 327500 Н та межею міцності 1568 МПа (Дод. І).

Мінімальний діаметр барабана по центру намотаного каната

$$D \leq h_1 \cdot d = 18 \cdot 25,5 = 459 \text{ мм},$$

$h_1=18$ (табл. 2.4).

Мінімальний діаметр блоків

$$D_{\text{бл}} \leq h_2 \cdot d = 20 \cdot 25,5 = 510 \text{ мм},$$

де $h_2=20$ (табл. 2.4).

Приймаємо конструктивний діаметр барабана і блоків $D_{\text{к}}=510$ мм.

Із врахуванням намотаного каната $D=510+25,5=535,5$ мм.

Робоча довжина каната, що намотується на барабан при повному змінненні вильоту

$$l_p = \Delta l \cdot u_c = 3,9 \times 6 = 23,4 \text{ м}.$$

Кількість робочих витків

$$Z_p = \frac{l_p}{\pi D} = \frac{23,4}{3,14 \cdot 0,5355} = 13,92.$$

Загальне число витків

$$Z_3 = Z_p + Z_{\text{зп}} + Z_{\text{зк}} = 13,92 + 2 + 5 = 20,92,$$

де $Z_{\text{зп}}=2$ – число запасних витків;

$Z_{\text{зк}}=5$ – мінімальне число витків на закріплення каната та двох ділянок із двох сторін барабана для виходу різця при виготовленні нарізки.

Приймаємо $Z_3=21$ шт.

Необхідна довжина барабана

$$L_{\text{б}} = Z_3 \cdot t_{\text{к}} = 21 \cdot 28 = 588 \text{ мм},$$

де $t_k = d + (2 \dots 3) = 28$ мм – крок каната для барабана із нарізкою (рис. 3.6);

$t_k = d$ – для барабана без нарізки.

Приймаємо довжину барабана $L_b = 590$ мм.

Частота обертання барабана

$$n_b = \frac{60 \cdot V_k}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,372}{3,14 \cdot 0,5355} = 13,27,$$

де V_k – швидкість намотування каната,

$$V_k = V_{\Pi} \cdot u_c = 0,062 \times 6 = 0,372 \text{ м/с.}$$

Передаточне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_b} = \frac{700}{13,27} = 52,75.$$

За каталогом редукторів (Дод. XL..XLV) вибираємо редуктор Ц2-400 із передаточним числом $u_p = 50,94$, здатним передавати потужність 19,9 кВт при частоті обертання вхідного вала 750 хв^{-1} .

Визначення тривалості пуску.

$$t_{\Pi} = \frac{2E}{\omega_c \eta_M (M_{\Pi, \text{ср}} - M_{\text{ст}})} + \frac{J \omega_c}{M_{\Pi, \text{ср}} - M_{\text{ст}}},$$

де $E = \frac{m_c L_c^2 \omega_c^2}{4 \cdot 2} + \frac{m_B \cdot V^2}{2}$ – кінетична енергія стріли і вантажу;

ω_c – кутова швидкість обертання стріли, с^{-1} ;

$$\omega_c = \frac{\varphi}{t} = \frac{77^\circ - 32^\circ}{57,29^\circ \cdot 62,9} = 0,0125 \text{ с}^{-1};$$

$$t = \frac{\Delta l}{v_{\Pi}} = \frac{3,9}{0,062} = 62,9 \text{ с};$$

тут v – швидкість руху вантажу при підйманні стріли (лінійна швидкість кінця стріли)

$$V = \omega \cdot L_c = 0,0125 \cdot 15 = 0,188 \text{ м/с};$$

$$E = \frac{2550 \cdot 15^2 \cdot 0,0125^2}{4 \cdot 2} + \frac{41600 \cdot 0,188^2}{2} = 746,4 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2};$$

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{max}} + 1,1 \cdot M_{\text{п}}}{2} = \frac{580 + 1,1 \cdot 246}{2} = 425 \text{ Н} \cdot \text{м} - \text{середній пусковий}$$

момент електродвигуна;

$M_{\text{ст}}$ – статичний момент на валу двигуна:

при $F_{\text{п.маx}}$ (табл. 4.10)

$$M_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{п.маx}} \cdot D}{2u_{\text{с}} \cdot u_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{364000 \cdot 0,5355}{2 \cdot 6 \cdot 50,94 \cdot 0,8} = 402 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

при $F_{\text{п.миn}}$

$$M_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{п.миn}} \cdot D}{2u_{\text{с}} \cdot u_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{253000 \cdot 0,5355}{2 \cdot 6 \cdot 50,94 \cdot 0,8} = 280 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$F_{\text{п.маx}}$, $F_{\text{п.миn}}$ – максимальне та мінімальне зусилля в стріловому поліспасті;

$u_{\text{с}}$, $u_{\text{р}}$ – кратність поліспасти і передаточне число редуктора;

J – момент інерції механізму, приведений до вала електродвигуна

$$J = \delta(J_{\text{р}} + J_{\text{м}}) = 1,2(0,547 + 0,637) = 1,42 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $J_{\text{м}}$ – момент інерції муфти із гальмовим шківом, яка вибрана за максимальним моменом двигуна.

Тоді при $F_{\text{п.маx}}$

$$t_{\text{п}} = \frac{2 \cdot 746,4}{73,3 \cdot 0,8(425 - 402)} + \frac{1,42 \cdot 73,3}{425 - 402} = 5,65 \text{ с};$$

при $F_{\text{п.миn}}$

$$t_{\text{п}} = \frac{2 \cdot 746,4}{73,3 \cdot 0,8(425 - 280)} + \frac{1,42 \cdot 73,3}{425 - 280} = 0,9 \text{ с}.$$

Для таких механізмів тривалість пуску повинна бути в певних межах, щоб прискорення кінця стріли було не більше 1 м/с^2 .

У нашому випадку прискорення кінця стріли:

$$\text{при } F_{\text{п.маx}} - a = \frac{V}{t_{\text{п}}} = \frac{0,188}{5,65} = 0,03 \text{ м/с}^2 < [a];$$

при $F_{п.мин} - a = \frac{0,188}{0,9} = 0,2 \text{ м/с}^2 < [a]$.

Перевірка електродвигуна і редуктора за моментом.

Умова перевірки (4.2)

$$K \cdot M^H \leq m_0 M^P,$$

де $K=1,2$ – коефіцієнт навантаження, табл. 4.4;

$$M^H = \frac{F_{п.маx} \cdot D_{\delta}}{2u_c \cdot u_p \cdot \eta_M} = \frac{364000 \cdot 0,5355}{2 \cdot 6 \cdot 50,94 \cdot 0,8} = 402 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 0,8 = 0,76$ – коефіцієнт умов роботи (табл. 3.8, 3.9);

M^P – розрахункова несуча здатність, $M^P = M_{п.ср} = 425 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Тоді

$$1,2 \cdot 402 \leq 0,76 \cdot 425;$$

$$482 > 323.$$

Таким чином, вибрані двигун і редуктор не відповідають перевірці за моментом.

Тому вибираємо більш потужний двигун (Дод. XXIX) МТН 412-6, $N=26$ кВт, $n=710 \text{ хв}^{-1}$ ($\omega = 74,3 \text{ с}^{-1}$), $M_{маx}=900 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{мин}=350 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $J_p = 0,764 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Вибираємо (Дод. XL...XLV) редуктор Ц2 – 500 при частоті обертання 710 хв^{-1} , здатний передавати потужність 37 кВт, з передавальним числом $u_p = 50,94$.

Тоді

$$M_{п.ср} = \frac{900 + 1,1 \cdot 350}{2} = 643 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$J = 1,2 (0,764 + 0,471) = 1,48 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$t_{п} = \frac{2 \cdot 746,4}{74,3 \cdot 0,8(643 - 402)} + \frac{1,48 \cdot 74,3}{643 - 402} = 0,6 \text{ с};$$

$$t_{п} = \frac{2 \cdot 746,4}{71,3 \cdot 0,8(643 - 280)} + \frac{1,48 \cdot 74,3}{643 - 280} = 0,4 \text{ с};$$

$$a = \frac{0,188}{0,6} = 0,3 \text{ м/с}^2 < [a] = 1 \text{ м/с}^2;$$

$$a = \frac{0,188}{0,4} = 0,47 \text{ м/с}^2 < [a]=1 \text{ м/с}^2;$$

$$1,2 \cdot 402 \leq 0,76 \cdot 643; 482 > 487.$$

Таким чином, повторно вибрані двигун і редуктор задовольняють умови перевірки за моментом.

Визначення гальмового моменту та вибір гальма.

Гальмо повинне забезпечувати утримання стріли і вантажу при будь-яких вильотах, та їх зупинку.

Гальмовий момент

$$M_{\Gamma} = 1,5M_{\text{ст.}\Gamma} = 1,5 \cdot 257 = 386 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де 1,5 – коефіцієнт запасу гальмування (табл. 2.9).

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = M_{\text{ст.}} \eta_{\text{м}}^2 = 402 \cdot 0,8^2 = 257 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

За каталогом вибираємо гальмо колодкове ГТ-250 із максимальним гальмовим моментом 400 Н·м (Дод. L).

Визначаємо тривалість гальмування за виразом

$$t_{\Gamma} = \frac{2E \cdot \eta_{\text{м}}}{\omega(M_{\Gamma} + M_{\text{ст.}\Gamma})} + \frac{J\omega}{M_{\Gamma} + M_{\text{ст.}}}$$

при $F_{\text{п.макс}}$ - при підйманні стріли

$$t_{\Gamma} = \frac{2 \cdot 746,4 \cdot 0,8}{74,3(386 + 257)} + \frac{1,48 \cdot 74,3}{386 + 257} = 0,2 \text{ с};$$

при опусканні стріли

$$t_{\Gamma} = \frac{2 \cdot 746,4 \cdot 0,8}{74,3(386 - 257)} + \frac{1,48 \cdot 74,3}{386 - 257} = 1 \text{ с}.$$

При $F_{\text{п.мін}}$ маємо $M_{\text{ст.}\Gamma} = M_{\text{ст.}} \eta_{\text{м}}^2 = 280 \cdot 0,8^2 = 179 \text{ Н}\cdot\text{м}$:

при підйманні стріли

$$t_{\Gamma} = \frac{2 \cdot 746,4 \cdot 0,8}{74,3(386 + 179)} + \frac{1,48 \cdot 74,3}{386 + 179} = 0,2 \text{ с};$$

при опусканні стріли

$$t_r = \frac{2 \cdot 746,4 \cdot 0,8}{74,3(386 - 179)} + \frac{1,48 \cdot 74,3}{386 - 179} = 0,6 \text{ с.}$$

Максимальне прискорення при гальмуванні

$$a = \frac{0,188}{0,2} = 0,94 \text{ м/с}^2 < [a] = 1 \text{ м/с}^2.$$

Перевірка вибраного гальма за моментом.

Умова перевірки (4.2)

$$K \cdot M^H \leq m_o M^P;$$

де $K = 1,2$ – коефіцієнт перевантаження (табл. 4.4);

$M^H = M_{\text{ст.г}} = 257 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – статичний гальмовий момент;

$m_o = 1$ – коефіцієнт умов роботи;

$$M^P = M_{\Gamma} = 386 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Тоді

$$1,2 \cdot 257 \leq 1 \cdot 386; \quad 308 < 386.$$

Таким чином, вибране гальмо задовольняє умови перевірки.

Розрахунки стінки барабана, кріплення каната виконуються аналогічно п. 2.1 із перевітками згідно умов (4.1), (4.2), (4.3).

Аналогічні розрахунки проводять і для стрілового обладнання із стрілами іншої довжини для відповідних значень вильоту та вантажопідіймальності.

Розрахунки стійкості гусеничного крана

Загальні вимоги до розрахунків стійкості викладені в п. 4.1. Стійкість перевіряється відповідно до (4.2)

$$KM_{\text{пр}}^H \leq m_o M_y, \quad (4.64)$$

де K – коефіцієнт перевантаження;

$M_{\text{пр}}^H$ – момент відносно ребра перекидання від перекидаючих сил;

M_y – момент від утримуючих сил відносно ребра перекидання (4.24);

m_0 – коефіцієнт умов роботи.

Перекидаючий момент при дії випробувального навантаження:

при дії статичних навантажень (рис. 4.10А, а)

$$M_{\text{пр}}^{\text{H}} = M_{\text{Г}_{\text{В.В}}}^{\text{H}} \quad (4.65)$$

при динамічних випробуваннях (рис. 4.10А, б)

$$M_{\text{пр}}^{\text{H}} = M_{\text{Г}_{\text{В.В}}}^{\text{H}} + M_{\text{О.В}}^{\text{H}} + M_{\text{В.Д}}^{\text{H}}, \quad (4.66)$$

де $M_{\text{Г}_{\text{В.В}}}^{\text{H}}$ – момент від перекидаючих сил, викликаний випробувальним навантаженням (4.7), (4.9), (4.29);

$M_{\text{О.В}}^{\text{H}}$ – момент перекидаючий, викликаний нормативною складовою динамічного навантаження при повертанні від випробувального вантажу (4.28);

$M_{\text{В.Д}}^{\text{H}}$ – момент перекидаючий, викликаний складовою динамічного навантаження від випробувального вантажу (4.30).

Перекидаючий момент при дії нормативних і випадкових складових (рис. 4.10Б, а, б).

для комбінації навантажень № 2 і № 4

$$M_{\text{пр}}^{\text{H}} = M_{\text{Г}_{\text{В}}}^{\text{H}} + M_{\text{W}_{\text{к}}}^{\text{H}} + M_{\text{W}_{\text{в}}}^{\text{H}}; \quad (4.67)$$

для комбінації навантажень № 3

$$M_{\text{пр}}^{\text{H}} = M_{\text{Г}_{\text{В}}}^{\text{H}} + M_{\text{W}_{\text{к}}}^{\text{H}} + M_{\text{W}_{\text{в}}}^{\text{H}} + M_{\text{Од}}^{\text{H}} \quad (4.68)$$

K – коефіцієнт перевантаження, який враховує вплив випадкових складових навантажень, що діють на кран, значення якого приймають відповідно до номерів комбінацій (табл. 4.4)

$$K = 1 + K_1 K_2$$

де $K_1 = 5,0$ – коефіцієнт надійності;

K_2 – коефіцієнт змінності: для комбінації навантажень № 2

$$K_2 = \frac{\sqrt{M_{S_B}^2 + M_{S_{W_K}}^2 + M_{S_{W_B}}^2 + M_{S_{ДБ}}^2 + M_{S_{ДC}}^2 + M_{S_{ДП}}^2}}{M_{пр}^H}; \quad (4.69)$$

для комбінації навантажень № 3

$$K_2 = M_{S_B} / M_{пр}^H; \quad (4.70)$$

для комбінації навантажень № 4

$$K_2 = \frac{\sqrt{M_{S_B}^2 + M_{S_{W_K}}^2 + M_{S_{W_E}}^2 + M_{OД}^2}}{M_{пр}^H}. \quad (4.71)$$

Значення коефіцієнту перевантаження K дозволяється приймати за табл. 4.4.

В склад формул (4.67...4.70) входять наступні моменти:

$M_{G_B}^H$ – від дії нормативного вантажу (4.25);

$M_{W_K}^H$ – від дії нормативного вітрового навантаження на кран (4.26);

$M_{W_B}^H$ – від дії нормативного вітрового навантаження на вантаж (4.27);

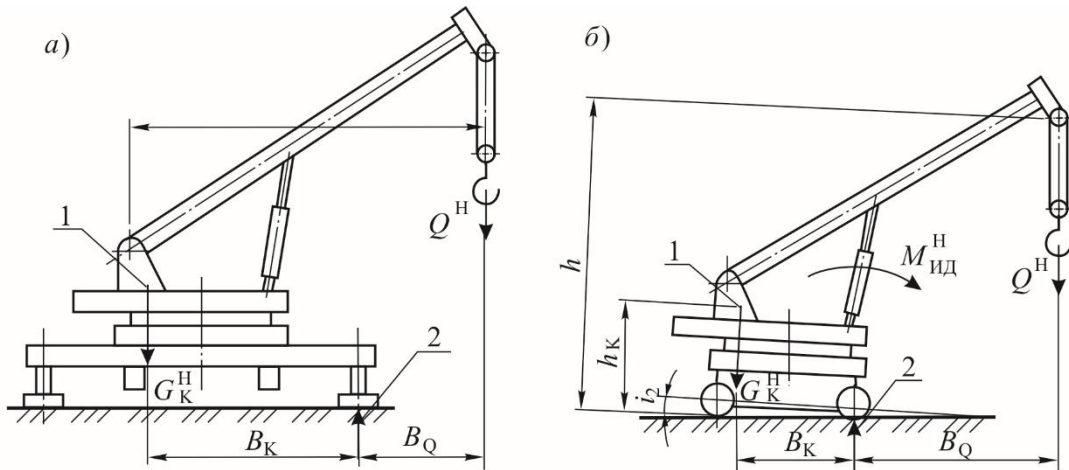


Рис. 4.10А. Розрахункові схеми до визначення стійкості при дії випробувального навантаження для розрахункової комбінації навантажень № 1 за табл. 4.2: а – статичні випробування; б – динамічні випробування; 1 – центр тягіння; 2 – ребро перекидання (для гусеничного крана – опорні котки гусеничного візка)

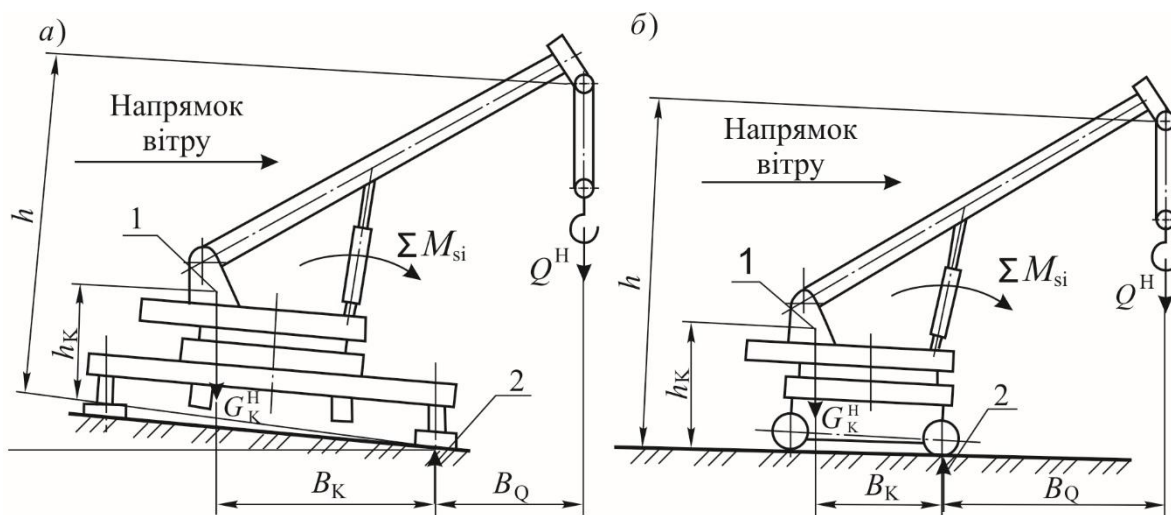


Рис 4.10Б. Розрахункові схеми до визначення вантажної стійкості: а – для розрахункової комбінації навантажень № 2 та № 3 за табл. 4.2; б – для розрахункової комбінації навантажень № 4 за табл. 4.2; 1 – центр тяжіння; 2 – ребро перекидання (для гусеничного крана – опорні котки гусеничного візка)

$M_{o,d}^H$ – від дії нормативних навантажень при роботі механізму повертання (4.28);

M_{S_b} – від дії середніх квадратичних відхилень ваги вантажу (4.33);

$M_{S_{W_k}}$ – від дії середньоквадратичних відхилень навантажень вітру на кран (4.34);

$M_{S_{W_c}}$ – від дії середньоквадратичних відхилень навантажень вітру на вантаж (4.35);

$M_{S_{D_b}}$ – від дії середньоквадратичних відхилень динамічних навантажень вантажу (4.36);

$M_{S_{D_c}}$ – від дії середньоквадратичних відхилень динамічних навантажень механізму підймання стріли (4.37);

$M_{S_{D_n}}$ – від дії середньоквадратичних відхилень динамічних навантажень механізму пересування (4.39);

m_o – коефіцієнт умов роботи (4.6)

$$m_o = m_1 \cdot m_2,$$

де $m_1=0,95$ – коефіцієнт відповідальності (табл. 3.8);

m_2 – коефіцієнт однорідності, який враховує відхилення ваги частин крана від їх номінальних значень і визначається за формулою

$$m_2 = \frac{(0,95M' - 1,05M'')}{(M' - M'')}, \quad (4.72)$$

де M' , M'' – момент відносно прийнятого ребра перекидання від ваг частин крана, які знаходяться по різні сторони від прийнятого ребра перекидання, M' – співпадає із утримуючим моментом, M'' – із перекидаючим моментом;

$M' = M_o$ – утримуючий момент від ваги крана без урахування момента від ваги стріли (див. п. 4.2);

$M'' = M_c$ – момент від ваги стріли,

$$M_{c,i} = G_c \left(\frac{L_c}{2} \cos \alpha_i - \frac{L_r}{2} + r_1 \right), \quad (4.73)$$

де G_c – вага стріли;

L_c – довжина стріли;

L_r – довжина гусениці (або база крана);

r_1 – відстань від осі повертання до корінного шарніру стріли;

M_y – утримуючий момент крана відносно ребра перекидання із страхуванням того, що центр ваги в гусеничних кранах розміщений порівняно низько

$$M_y = (M_o - M_{c,i}) \cos(i_1 + i_2) \quad (4.74)$$

При розрахунку власної стійкості використовуємо розрахункові схеми, наведені на рис. 4.11А: *a* – для комбінації навантажень № 5; *b* – для комбінації навантажень № 6.

Для неробочого стану крана для комбінації навантажень № 7, при якому неможливе вільне обертання, розрахунок проводиться у відповідності із розрахунковими схемами рис. 4.11Б, 4.11В. Для неробочого стану, коли можливе вільне обертання, розрахунок проводять згідно рис. 4.11Б.

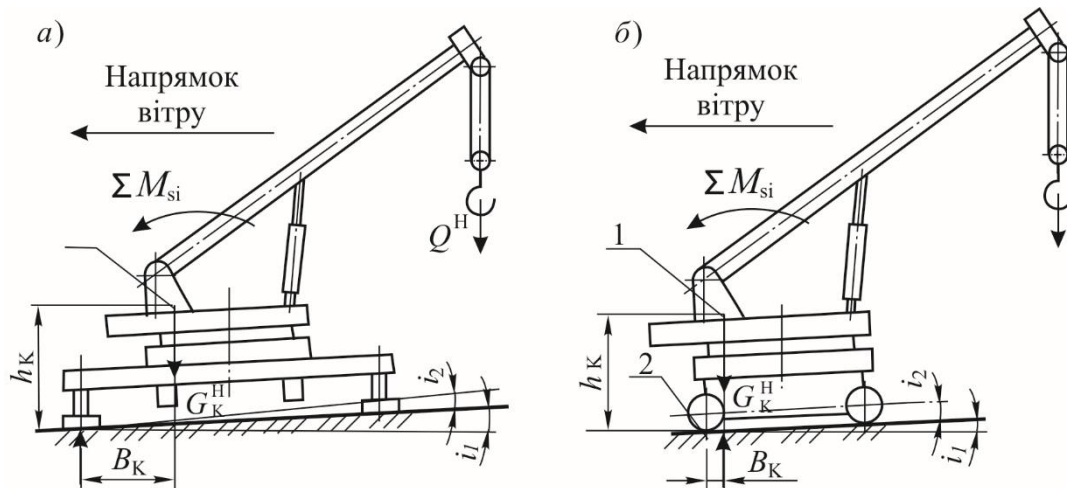


Рис. 4.11А. Розрахункові схеми до визначення власної стійкості: а – для розрахункової комбінації навантажень № 5 за табл. 4.2; б – для розрахункової комбінації навантажень № 6 за табл. 4.2; 1 – центр тягіння; 2 – ребро перекидання (для гусеничного крана – опорні котки гусеничного візка)

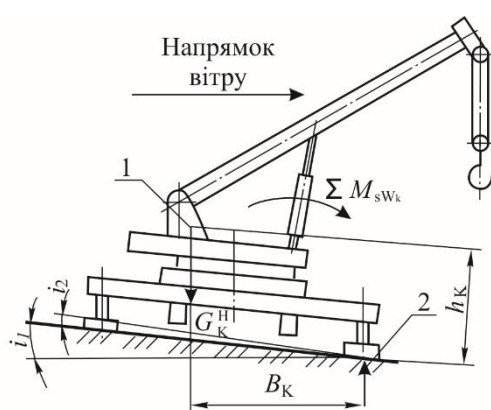


Рис. 4.11Б. Розрахункова схема до визначення власної стійкості для неробочого стану крана, що має вільне обертання: 1 – центр тягіння; 2 – ребро перекидання (для гусеничного крана – опорні котки гусеничного візка)

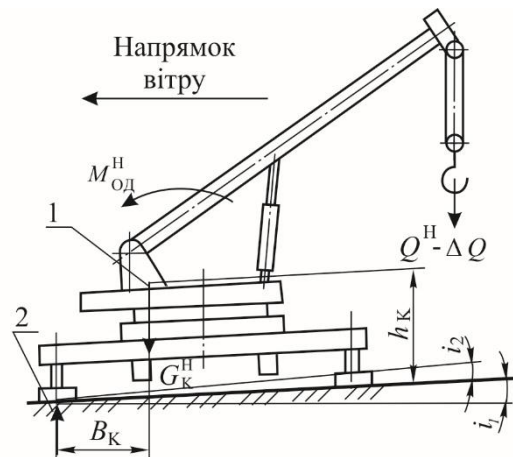


Рис. 4.11 В. Розрахункова схема до визначення стійкості при раптовому знятті вантажу: 1 – центр тягіння; 2 – ребро перекидання (для гусеничного крана – опорні котки гусеничного візка)

Тоді перекидаючий момент визначають за формулою

$$M_{\text{пр}}^{\text{H}} = M_{\text{w}_k}^{\text{H}} . \quad (4.75)$$

Коефіцієнт змінності визначають за формулами:

для комбінації навантажень № 5

$$K_2 = \left(M_{\text{sw}_k}^2 + M_{\text{SD}_c}^2 \right)^{1/2} / M_{\text{пр}}^{\text{H}} ; \quad (4.76)$$

для комбінації навантажень № 6

$$K_2 = (M_{SW_k}^2 + M_{S\partial n}^2)^{1/2} / M_{np}^H; \quad (4.77)$$

для комбінації навантажень № 7

$$K_2 = M_{SW_k} / M_{np}^H. \quad (4.78)$$

Для випадку раптового зняття вантажу при комбінації навантажень № 8, перекидаючий момент визначають за (4.32).

Значення моментів та коефіцієнтів зведені до табл. 4.11, 4.12.

Статичні випробування випробувальним вантажем (рис. 4.10А,а).

Момент перекидаючий від навантаження яким випробується (4.25)
(4.65)

$$M_{G.B.}^H = G_{B.B}^H \cdot \epsilon_B \text{ кН}\cdot\text{м},$$

де згідно (4.7)

$$G_{B.B}^H = 1,25 G_B^H + 0,25 G_H + 0,1 G'_c = 1,25 \cdot 400 + 0,25 \cdot 3,2 + 0,1 \cdot 12,75 = 498 \text{ кН};$$

$G_H = 3,2 \text{ кН}$ – вага гакової підвіски

$$G'_c = \frac{M_c}{l} = \frac{G_c \cdot \frac{L_c}{2}}{l} = \frac{25,5 \cdot 7,5}{15} = 12,75 \text{ кН} - \text{див. (4.8).}$$

Згідно (4.9)

$$G_B^B = G_B^H \left(1 + 4,25 \frac{K_2}{\mu} \right) = 400 \left(1 + 4,25 \frac{0,045}{1,1} \right) = 470 \text{ кН},$$

, де $\mu = M_{G_b}^H / M_O^H = \frac{1759}{1600} = 1,1$;

$K_2 = 0,045$ – згідно табл. 4.13.

Для розрахунку $M_{G.B.}^H$ приймаємо $G_B^B = 498 \text{ кН}$.

Визначаємо ϵ_B^B – відстань від ребра перекидання до точки підвісу вантажного поліспасту (виліт вантажу від ребра перекидання із врахуванням кута нахилу майданчика i_1 і i_2 , п. 4.1):

Розрахункові значення перекидаючих моментів

Назва моментів	№ формули	Формули та значення моментів
1	2	3
Від дії нормативного вантажу	4.25	$M_{G_B}^H = G_B^H \cdot e_B = G_B^H \left(L_{\min} - \frac{L_T}{2} \right) = 400 \left(4,5 - \frac{3,88}{2} \right) = 1024 \text{ кН}\cdot\text{м}$
Від дії нормативних складових вітрових навантажень робочого стану на кран	4.26	$M_{W_K}^H = \Sigma F_i h_i = S_{W_K} h_K = 1,2 \cdot 2 = 2,4 \text{ кН}\cdot\text{м}, \text{ (див. 4.2)}$
Те ж неробочого стану	4.80	$M_{одн}^H = \Delta G (A_1 \delta)^{1/2} = 400 (400 \cdot 16 \cdot 0,00002) = 143 \text{ кН}\cdot\text{м}$
Від нормативних вітрових навантажень на вантаж	4.27	$M_{W_B}^H = F_B \cdot h = 3,18 \cdot 16 = 50,88 \text{ кНм}$
Від нормативних навантажень при роботі механізму повертання	4.28	$M_{од}^H = S_{од} \cdot h = 0,006 \cdot 400 \cdot 16 = 38,4 \text{ кН}\cdot\text{м} - \text{(4.17) та табл. 4.7 для 4М}$
Від середньоквадратичних відхилень випадкової складової ваги вантажу	4.33	$M_{S_B} = K_3 M_{G_B}^H = K_3 G_B^H e_B = 0,05 \cdot 400 \left(4,5 - \frac{3,88}{2} \right) = 7,75 \text{ кН}\cdot\text{м}$ $K_3 = 0,05 - \text{табл. 4.5 для А5}$
Від середньоквадратичних відхилень випадкових складових вітрових навантажень на кран	4.34	$M_{S_{W_K}} = S_{W_K} \cdot h_K = 1,2 \cdot 2 = 2,4 \text{ кН}\cdot\text{м}$
Від середньоквадратичних відхилень випадкових складових навантажень вітру на вантаж	4.35	$M_{S_{W_B}} = 0,1 F_B \cdot h = 0,1 \cdot 3,18 \cdot 16 = 5,1 \text{ кН}\cdot\text{м}$
Від середньоквадратичних динамічних навантажень на вантаж	4.36	$M_{S_{дб}} = K_4 G_B^H e_B = 0,005 \cdot 400 \left(4,5 - \frac{3,88}{2} \right) = 5,12 \text{ кН}\cdot\text{м}$ $K_4 - \text{згідно (4.12)}$

Продовж. таблиця 4.11

1	2	3
Від середньоквадратичних динамічних навантажень на стрілу	4.37	$M_{S_{дс}} = \varepsilon(J_c + m_b L^2 \beta) = 0,002(138 + 40 \cdot 4,5^2 \cdot 0,95) = 1,8 \text{ кНм};$ $\varepsilon - \text{згідно (4.16);}$ $J_c = m_c \left(\frac{L_{c.\min}}{2} \sin \alpha_{\max} \right)^2 = 138 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \beta = \frac{V_b}{V_c} = 0,95, \text{ див. (4.16)}$

Таблиця 4.12

Значення коефіцієнтів K_2 і K

Комбінація навантажень	№ формули	$K_2 = (\sum M_{Si}) / M_{пр}^H$	$K = 1 + K_1 + K_2$
2	4.69	$K_2 = (7,75^2 + 2,4^2 + 5,1^2 + 5,12^2 + 1,8^2)^{1/2} / 1087,3 = 0,028$	$K = 1 + 5 \cdot 0,01 = 1,05$
3	4.70	$K_2 = 7,75 / 1099 = 0,007$	$K = 1 + 5 \cdot 0,007 = 1,035$
4	4.71	$K_2 = (7,75^2 + 2,4^2 + 5,1^2 + 38,4^2)^{1/2} / 1099 = 0,044$	$K = 1 + 5 \cdot 0,036 = 1,18$
5	4.76	$K_2 = (2,4^2 + 1,6^2)^{1/2} / 57,3 = 0,05$	$K = 1 + 5 \cdot 0,05 = 1,25$
6	4.77	$K_2 = 2,4 / 57,3 = 0,042$	$K = 1 + 5 \cdot 0,042 = 1,21$
7	4.78	$K_2 = 2,4 / 57,3 = 0,042$	$K = 1 + 5 \cdot 0,042 = 1,21$
8	4.78	$K_2 = 2,4 / 143 = 0,017$	$K = 1 + 5 \cdot 0,017 = 1,085$

Таблиця 4.13

Значення коефіцієнта змінності K_2

Вантажопідіймальність, т	A1	A2	Для номерів комбінації (табл. 4.3)					
			A3	A4	A5	A6	A7	A8
До 1,5	–	–	0,064	0,064	0,064	0,064	0,036	0,036
Більше 1,5 до 10 включно	–	–	0,055	0,055	0,055	0,064	0,036	0,036
10...25	–	–	0,045	0,045	0,045	0,064	0,036	0,036
25...100	–	0,036	–	–	–	–	0,036	0,036
Більше 100	0,033	–	–	–	–	–	0,027	0,036

$$i_1=3^\circ; i_2 = \arctg \frac{0,05}{L_2} = \arctg \frac{0,05}{3,88} = \arctg 0,0129; i_2=0,8^\circ.$$

$$e_B^B = \left(L - \frac{L_T}{2} \right) / \cos(\alpha_1 + \alpha_2) = \left(4,5 - \frac{3,88}{2} \right) / \cos(3^\circ + 0,8^\circ) = 2,6 \text{ м.}$$

Тоді $M_{G_{B,B}}^H = 498 \cdot 2,6 = 1295 \text{ кН}\cdot\text{м.}$

Момент утримуючий $M_y = M_o = 1655 \text{ кН}\cdot\text{м.}$

Тоді за (4.64) умова стійкості

$$KM_H^H \leq m_o M_y;$$

$$1,25 \cdot 1295 \leq 1 \cdot 1655;$$

$$1619 < 1655,$$

де $m_o = 1 \cdot 1 = 1$ – див. табл. 3.8; 3.9.

Стійкість при динамічних випробуваннях випробувальним вантажем.

Згідно (4.66) і (4.28) моменти:

$$M_{O.B}^H = \frac{G_{B,B}^H \cdot hL - G_K^H \cdot h_K \cdot c_K}{g} \omega^2 = \frac{498 \cdot 2,5 \cdot 4,5 - 2840}{9,81} \cdot 0,105^2 = 3,1 \text{ кНм} \quad (4.79)$$

де $G_K^H \cdot h_K \cdot c_K = (G_2 \cdot h_2 \cdot R_2 + G_n \cdot h_n \cdot R_x - 0,5 + G_c \cdot h_c \cdot C_c) =$

$$= 197,5 \cdot 2,5 \cdot \frac{4}{2} + 97 \cdot 2 \cdot (4 - 0,5) + 25,5 \cdot 9 \cdot 4 = 2840 \text{ кН}\cdot\text{м}^2 \text{ – значення ваги}$$

поворотної частини (G_2), противаги (G_n), стріли (G_c) ті їх висот взяті за п. 4.1;

$$M_{B,d}^H = \frac{G_{B,B}^H}{g} [a] \cdot e_B = \frac{498}{9,81} \cdot 0,1 \cdot 2,6 = 13,2 \text{ кНм,}$$

де $[a] = 0,1 \text{ м/с}^2$.

Тоді $M_{пр}^H = 1295 + 3,1 + 13,2 = 1311,3 \text{ кНм.}$

і, підставивши в умову стійкості, одержуємо

$$1,25 \cdot 1311,3 < 1 \cdot 1655; \quad 1639 < 1655.$$

Таким чином, умови стійкості при динамічних випробуваннях, задовільнені.

Розрахунок вантажної стійкості (рис. 4.11Б).

Визначаємо моменти згідно (4.67...4.78).

Момент нормативних перекидаючих сил вітру робочого стану

$$M_{W_k}^H + M_{W_B}^H = W_{кр} \cdot \rho_k + W_{вт} H = 2,12 \cdot 3 + 3,18 \cdot 16 = 57,3 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

де $W_k = 2,12$ кН – сила вітру на кран;

$\rho_k = 3$ м – плече сили вітру на кран;

$W_{вт} = 3,18$ кН – сила вітру на вантаж;

$H = 16$ м – плече дії сили вітру на вантаж (табл. 4.8).

Тоді для комбінації № 2

$$KM_H^H \leq m_o M_y;$$

$$K(G_B^H \cdot e_B + M_{W_k}^H + M_{W_B}^H) \leq m_o M_y;$$

$$1,05(400 \cdot 2,6 + 57,3) \leq 1 \cdot 1655; \quad 1152 < 1655,$$

де $K = 1,05$ (табл. 4.12);

$m_o = 1$ – визначено раніше.

Для комбінації навантажень № 3 момент перекидаючий за (4.68)

$$M_{пр}^H = 1040 + 57,3 + 1,9 = 1099 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

де M_o^H - момент перекидаючий згідно від нормативних навантажень

$$M_o^H = \frac{400 \cdot 2,5 \cdot 4,5 - 2840}{9,81} 0,105^2 = 1,9 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Тоді умова вантажної стійкості:

для комбінації навантажень № 3

$$1,04 \cdot 1099 < 1 \cdot 1900; \quad 1143 < 1900;$$

для комбінації № 4

$$1,18 \cdot 1099 \leq 1 \cdot 1759; \quad 1296 < 1759.$$

Отже, умови вантажної стійкості задовольняються.

Розрахунок власної стійкості

Комбінація навантажень № 5.

Момент перекидаючий (рис. 4.11Б)

$$M_{\text{пр}}^{\text{H}} = M_{\text{W}_k}^{\text{H}} + M_{\text{W}_b}^{\text{H}} = 57,3 \text{ кНм.}$$

Момент утримуючий

$$M_y = \left[G_1 \cdot \frac{L_{\Gamma}}{2} + G_2 \left(\frac{R_v}{2} - \frac{L_{\Gamma}}{2} \right) - G_n \left(R_x - 0,5 - \frac{L_{\Gamma}}{2} \right) \right]^{\cos(3^\circ + 0,8^\circ)} =$$
$$= \left[180 \frac{3,88}{2} + 197,5 \left(\frac{4}{2} - \frac{3,88}{2} \right) - 97 \left(4 - 0,5 - \frac{3,88}{2} \right) \right] 0,988 = 210 \text{ кНм.}$$

Умова стійкості (4.64)

$$1,25 \cdot 57,3 \leq 1 \cdot 210; \quad 72 < 210.$$

Для комбінації навантажень № 6 (рис 4.11):

момент перекидаючий

$$M_{\text{пр}}^{\text{H}} = M_{\text{W}_k}^{\text{H}} = 6,36 \text{ кН·м;}$$

момент утримуючий

$$M_y = 210 \text{ кНм.}$$

Тоді умова стійкості

$$1,21 \cdot 6,36 \leq 1 \cdot 210; \quad 7,7 < 210.$$

Для комбінації навантажень № 7 (рис. 4.11А, 4.11Б):

момент перекидаючий (вітер неробочого стану крана)

$$M_{\text{пр}}^{\text{H}} = M_{\text{одн}}^{\text{H}} = 143 \text{ кН·м} - \text{згідно (4.80);}$$

момент утримуючий

$$M_y = 210 \text{ кНм.}$$

Тоді умова стійкості

$$1,21 \cdot 143 \leq 1 \cdot 210; \quad 173 < 210.$$

За рис. 4.11 В розрахунок стійкості не проводимо, так як не передбачене вільне повертання крана (гальмо встановлене).

Розрахунок стійкості крана при раптового знятті вантажу (рис. 4.11В).

Момент утримуючий із врахуванням ухилу, визначений вище

$$M_y = 210 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Момент перекидаючий (4.32)

$$M_{\text{одн}}^H = \Delta G_6 (A_1 \delta)^{1/2}, \quad (4.80)$$

$$M_{\text{одн}}^H = 400(400 \cdot 16 \cdot 0,00002) = 143 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Умова стійкості (4.64)

$$1,25 \cdot 143 \leq 1 \cdot 210; 179 < 210.$$

Таким чином, при раптовому знятті вантажу, умова стійкості задовольняється.

Аналогічно проводять розрахунки для інших вантажів, вильотів та висот підймання вантажів та при різній довжині стріли.

В наших розрахунках, величину K приймали за табл. 4.4, яка дає завищені результати. Більш точні результати будуть при визначенні K із розрахунками значення коефіцієнта K_2 за (4.5), (4.69), (4.70), (4.71), (4.76), (4.77), (4.78).

4.4. РОЗРАХУНОК ПНЕВМОКОЛІСНОГО КРАНА

Пневмоколісний кран (рис 4.12) складається з ходової рами 1 з виносними опорами 2 і ходовими колесами 7, поворотної платформи 3 з механізмами підймання вантажу, підймання стріли, повертання крана та допоміжного підйому, дизель-генераторною установкою, стріли 6, кабіни 4 і опорно-поворотного пристрою 5.

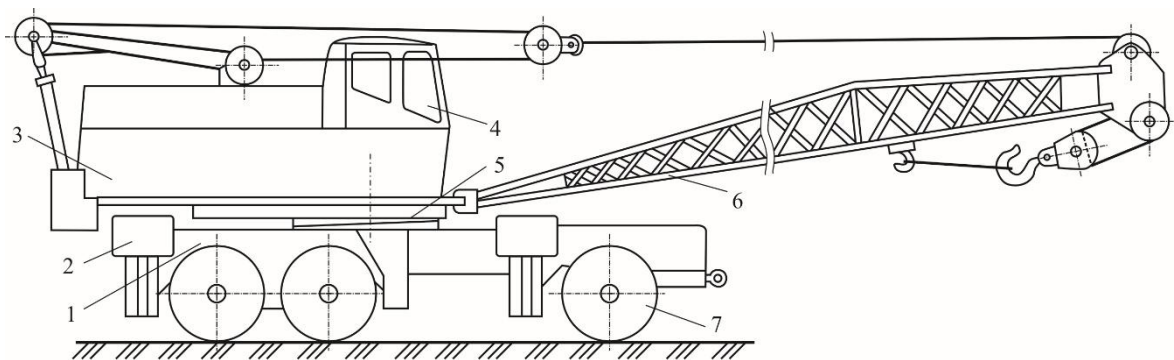


Рис. 4.12 Схема пневмоколісного крана

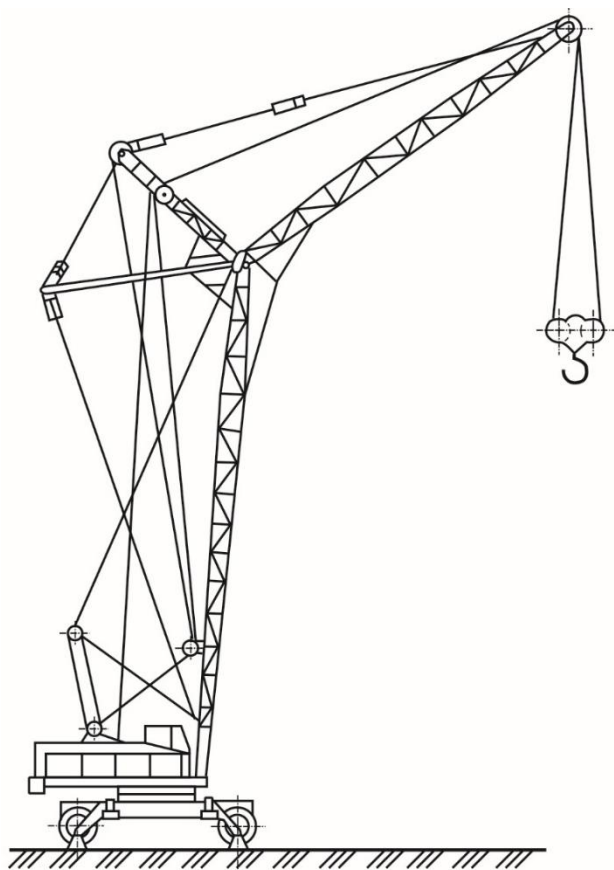


Рис. 4.13. Схема пневмоколісного крана, обладнаного гусачком

Особливістю цих кранів, як і інших стрілових, є змінна вантажопідіймальність у залежності від вильоту стріли. Вони обладнуються ґратчастими стрілами різної довжини або телескопічними стрілами. Для збільшення підстрілового простору до стріли прикріплюють короткий або довгий гусачок (рис. 4.13). Привід механізмів кранів – дизель-електричний на постійному або змінному струмі, чи гідравлічний.

У залежності від вантажопідіймальності крана, ходова частина виконується 2-, 3- або 4-вісною на здвоєних пневматичних шинах.

Осі ходових коліс кріпляться до рами за допомогою балансирів. Приводні мости мають пристрій для вимикання диференціалу, що забезпечує вищу прохідність крана при рухові по прямій.

Виносні опори сприяють значному підвищенню вантажопідіймальності, оскільки збільшують опорну площу крана.

Управління механізмами виконується з кабіни за допомогою важільних, гідравлічних або електричних систем управління. Крани обладнують колісними і стояночними гальмами.

Розрахунки вантажної характеристики

Вихідні дані. Максимальна вантажопідіймальність $m_B=25$ т, швидкість підіймання вантажу $V_B=0,1 \dots 0,417$ м/с: середня швидкість змінення вильоту $V_{cp}=0,15$ м/с, частота обертання $n = 0,4$ хв⁻¹, швидкість пересування $0,1 \dots 0,417$ м/с.

Довжина основної стріли (див. табл. 4.1)

$$L_{c.min} = (0,93 \div 1,07) \cdot 4,2 \cdot \sqrt[3]{25} = 13,14 \text{ м.}$$

Приймаємо $L_{c.min}=15$ м.

Довжина максимальної стріли

$$L_{c.max} = (0,95 \div 1,05) \cdot (14,3 \cdot \sqrt[3]{25} - 10) = 30,22 \text{ м.}$$

Приймаємо $L_{c.max}=25$ м.

Висота підіймання при основній стрілі

$$H_{min} = (1,05 \dots 0,95) (2,76 \sqrt[3]{25} + 2,6) = 11,2 \text{ м.}$$

Висота підіймання при максимальній стрілі

$$H_{max} = (1,15 \dots 0,85) (17,5 \sqrt[3]{25} - 15) = 30,7 \text{ м.}$$

Виліт мінімальний

$$L_{min} = (0,85 \dots 1,15) 1,1 \sqrt[3]{25} = 3,5 \text{ м.}$$

Приймаємо $L_{min}=4$ м.

Вантажопідіймальність без виносних опор на мінімальному вильоті

$$m_B = (0,95 \dots 1,05) 0,45 \cdot 25 = 10,7 \text{ т.}$$

Вантажопідіймальність на максимальному вильоті з основною стрілою

$$m_B = 0,23 \cdot 25 = 5,75 \text{ т.}$$

Вантажопідіймальність без виносних опор

$$m_B = (0,92 \div 1,08) (0,47 \cdot 25 + 2) = 12,65 \text{ т.}$$

Виліт максимальний

$$L_{max} = 5 \sqrt{25} = 25 \text{ м.}$$

Загальна маса крана

$$m_k = (0,9 \dots 1,1) 1,6 \cdot 25 = 36 \text{ т.}$$

Приймаємо $m_k = 30 \text{ т.}$

Маса одного метра довжини (лінійна) основної стріли

$$g_c = (0,9 \dots 1,1)(0,003 \cdot 25 \dots 0,05) = 0,14 \text{ т/м.}$$

Маса основної стріли

$$m_c = L_c \cdot g_c = 15 \cdot 0,14 = 2,1 \text{ т.}$$

Маса ходової частини крана

$$m_1 = (0,9 \dots 1,1) 2,7 \sqrt{25} = 12 \text{ т.}$$

Маса обертової частини

$$m_2 = m_k - m_c - m_1 = 30 - 2,2 - 12 = 15,9 \text{ т.}$$

Маса гакової обойми

$$m_T = (0,9 \dots 1,1) 0,008 \cdot 25 = 0,22 \text{ т.}$$

Радіус хвостової частини

$$R_x = (0,95 \dots 1,05) \sqrt[3]{25} = 3,07 \text{ м.}$$

Відстань між виносними опорами:

у поздовжньому напрямі

$$K_1 = (0,95 \dots 1,05) (1,2 \sqrt[3]{25} + 1) = 4,7 \text{ м,}$$

приймаємо $K_1 = 6 \text{ м;}$

в поперечному напрямі $K_1 = 4,0 \text{ м.}$

База $B = 4,9 \text{ м.}$

Висота від землі до осі п'яти стріли

$$h_1 = (0,85 \dots 1,75) (0,2 \sqrt[3]{25} + 0,7) = 1,47 \text{ м,}$$

Відстань від осі обертання до п'яти стріли

$$r_1 = (0,92 \dots 1,08) (0,24 \sqrt[3]{25} + 1,15) = 1,7 \text{ м.}$$

Коля передніх коліс

$$K_{II} = (0,85 \dots 1,15) 0,85 \sqrt[3]{25} = 2,11 \text{ м.}$$

$$K_{\Pi} = 2 \dots 2,2 \text{ м.}$$

Колія задніх коліс

$$K_3 = (0,85 \dots 1,15) 0,82 \sqrt[3]{25} = 2,04 \text{ м.}$$

Приймаємо колію $K_3 = 2,4 \text{ м.}$

Транспортна довжина із стрілою

$$L_T = (0,9 \dots 1,1) (1,1 \sqrt{25} + 8) = 16,33 \text{ м.}$$

Приймаємо $L_T = 20 \text{ м.}$

Довжина рами візка

$$B_1 = (0,9 \div 1,1) (1,4 \sqrt[3]{25} + 2) = 5,48 \text{ м.}$$

Приймаємо $B_1 = 6,0 \text{ м.}$

Ширина транспортна $B_T = 3,15 \text{ м.}$

Висота транспортна

$$h = (0,95 \dots 1,05) (0,4 \sqrt[3]{25} + 25) = 3,85 \text{ м.}$$

Навантаження на одну гілку каната

$$F = (9 \dots 11) (1,2 \cdot \sqrt{25} - 2) = 40 \text{ кН.}$$

Кратність поліспасти

$$u_{\Pi} = (0,8 \dots 1,2) \cdot 1,2 \sqrt{25} = 6.$$

Маса основної стріли

$$m_c = L_{c.\min} g_c = 15 \cdot 0,14 = 2,1 \text{ т.}$$

Навантаження на опорно-поворотний пристрій:

вертикальна сила

$$V_{\text{оп}} = G_B + G_c + G_2 = 250 + 21 + 159 = 430 \text{ кН;}$$

МОМЕНТ

$$M = G_B L_{\min} + G_c \frac{L_{\min} + r_1}{2} - G_2 \frac{R_x}{2} = 250 \cdot 4 + 21 \frac{(4 + 1,7)}{2} - 159 \frac{3,07}{2} = 816 \text{ кН} \cdot \text{м,}$$

де $G_B = 250 \text{ кН}$ – вага вантажу;

$G_c = 21 \text{ кН}$ – вага стріли;

$G_2 = 159$ кН – вага обертової частини крана;

L_{\min} – виліт мінімальний;

r_1 – відстань від осі обертання крана п'яти стріли;

R_1 – радіус хвостової частини крана.

Приймаємо (Дод. LXXII) опорно – поворотний пристрій № 6, виконання 1, вагою 8,9 кН, діаметром $D_4=1,72$ м.

Уточнюємо відстань від осі обертання до п'яти стріли

$$r_1 = \frac{D_4}{2} + (0,2 \dots 0,3) = 1,2 \text{ м.}$$

Визначаємо навантаження на задній міст (при знятій стрілі)

$$F_3 = \frac{G_2 \left(\frac{B}{2} + \frac{R_x}{2} \right) + G_1 \frac{B}{2}}{B} = \frac{159 \left(\frac{4,9}{2} + \frac{3,07}{2} \right) + 120 \left(\frac{4,9}{2} \right)}{4,9} = 189,3 \text{ кН,}$$

де G_1, G_2 – вага ходової та обертової частини крана,

B – база крана;

R_x – радіус хвостової частини.

Приймаємо, що кожний міст має по чотири шини і визначаємо навантаження на одну шину

$$F'_3 = \frac{189,3}{4} = 47,3 \text{ кН.}$$

За Дод. LVII приймаємо шини високого тиску 370...508 зовнішнім діаметром 1220 ± 10 мм, з максимально допустимим навантаженням 44,2 кН (перевантаження 7 %).

За вихідними даними, після ескізної проробки в масштабі, виконуємо габаритне креслення крана і будуємо висотну характеристику (рис. 4.14).

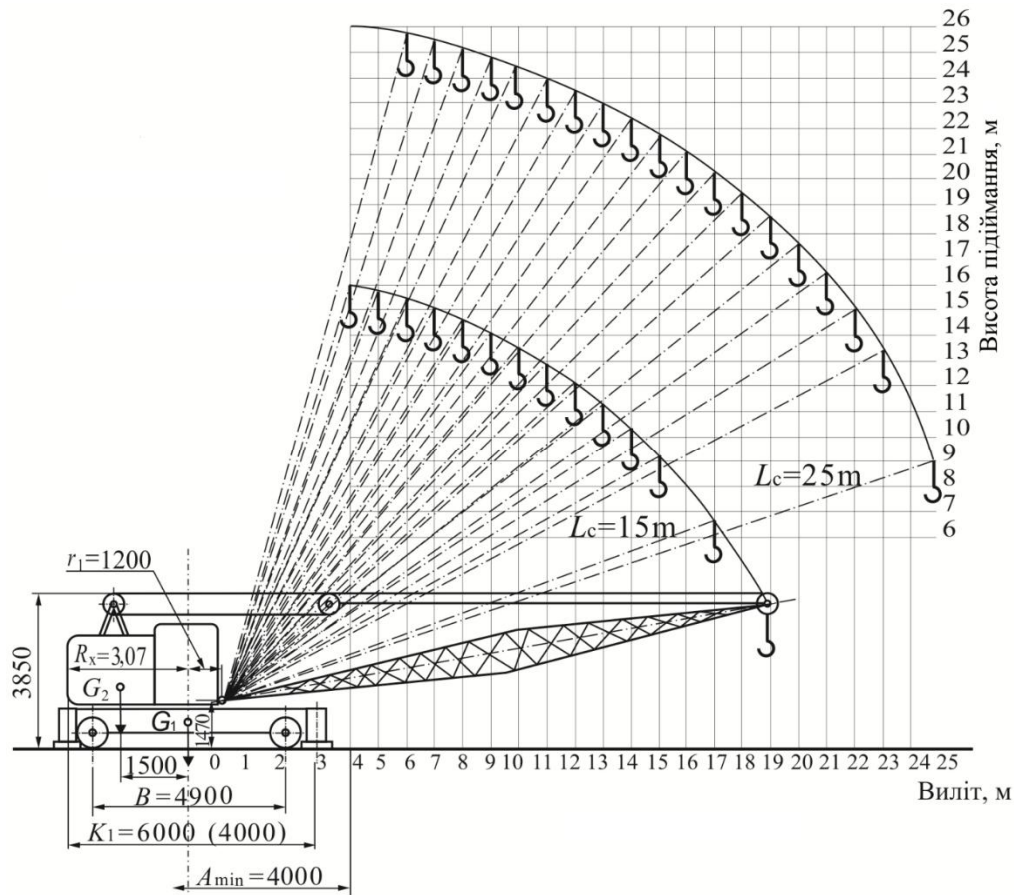


Рис. 4.14. Схема до побудови висотної характеристики

Виходячи з того, що кран може бути обладнаний гусачком (зі збільшенням вильоту гака і зменшенням вантажопідймальності), приймаємо два вантажних механізми – основного і допоміжного підймання.

Приймаємо їх однакової конструкції з кратністю поліспаств $u_{\text{п}}=3$, які працюють спарено при обладнанні тільки основною стрілою.

Розрахунок вантажної та висотної характеристик.

Входячи з довжини основної стріли 15 м, максимальної вантажопідймальності 25 т, відстань від осі крана до виносних опор впоперек крана 4 м, приймаємо мінімальний виліт гака $L_{\text{min}}=4$ м.

За рис. 4.14, визначаємо розрахунковий момент утримувальних сил, який створюється вагою крана (без стріли)

$$M_0 = G_1 \frac{K_1}{2} + G_2 \left(\frac{R_x}{2} + \frac{K_1}{2} \right) = 120 \frac{4}{2} + 159 \left(\frac{3,07}{2} + \frac{4}{2} \right) = 802 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

де $G_1=120$ кН; $G_2=159$ кН – відповідно маси ходової та обертової частини;

K_1 – довжина рами (відстань між опорами);

R_x – радіус хвостової частини.

Визначаємо на різних вильотах відповідну вантажопідіймальність

$$m_i = \frac{M_0}{9,81 \cdot K \left(L_c \cos \alpha_i + r_1 + \frac{K_1}{2} \right)} - \frac{L_c g_c L_c \cos \alpha_i + r - \frac{K_1}{2}}{2 K L_c \cos \alpha_i + r - \frac{K_1}{2}}, \quad (4.81)$$

де α_i – кут нахилу стріли для різних положень;

$K = 1,4$ – коефіцієнт запасу стійкості;

$L_c = 15$ м – довжина стріли;

$g_c = 0,14$ т/м.п. – лінійна маса стріли;

$r_1 = 1,2$ м – прийнята відстань від осі повертання крана до корінного шарніру стріли;

$K_1 = 4$ м – відстань між виносними опорами в поперечному напрямі;

та висоту підйому гака

$$H_i = h_1 + L_c \sin \alpha_i,$$

де $h_1 = 1,47$ м – висота корінного шарніру стріли.

Результати розрахунків заносимо в табл. 4.14.

Таблиця 4.14

Вантажопідіймальність пневмоколісного крана

Довжина стріли L_c , м	Виліт гака, м		$\cos \alpha = \frac{L-r}{L_c}$	Висота підймання гака H , м	Вантажопідіймальність * m_B , т
	від осі обертання L	від ребра перекидання $L_c \cos \alpha + r_1 - \frac{K_1}{2}$			
1	2	3	4	5	6
15	4	2	0,19	14,5	25,0
	5	3	0,25	14,3	17,0
	6	4	0,32	14,0	12,0
	7	5	0,39	13,7	9,5
	8	6	0,45	13,2	7,5
	9	7	0,52	12,8	6,0
	10	8	0,59	12,0	5,0

Продовж.табл. 4.14

1	2	3	4	5	6
	11	9	0,65	11,2	4,0
	12	10	0,72	10,5	3,5
	13	11	0,79	9,3	3,0
	14	12	0,85	7,8	2,5
	15	13	0,92	5,8	2,0
25	6	4	0,19	24,3	13,0
	8	6	0,27	23,7	8,0
	10	8	0,35	23,2	6,0
	12	10	0,43	22,1	4,5
	14	12	0,51	21,1	3,5
	16	14	0,59	19,8	2,8
	18	16	0,67	18,1	2,8
	20	18	0,75	16,1	2,0
	22	20	0,83	13,5	1,6
23	21	0,87	12,0	1,5	

* Дані округлені до ближчих менших значень.

Примітка. Остаточна вантажна характеристика визначається після перевірки крана на стійкість з урахуванням додаткових вантажень, дотримання умов міцності усіх розрахункових елементів машин. Аналогічно визначають вантажні характеристики для крана без виносних опор з короткими і довгими гусачками.

Розрахунок механізму підіймання

Вихідні дані: вантажопідіймальність $m_B=25$ т; група режиму – М5 (ТВ=25 %); коефіцієнт корисної дії механізму $\eta_M=0,85$; поліспаст простий $u_{\Pi}=6$; діаметр каната $d=21$ мм; діаметр барабана по центрах каната $D_6=421$ мм; висота підіймання $H=14,5$ м; швидкість підіймання вантажу $V=0,125$ м/с. Привід електричний від двигунів постійного струму (u_{Π} , d , D та інші розрахунки виконані аналогічно п. 2.1, п. 3.1).

Розрахункова комбінація навантажень № 2 за табл. 4.3, розрахунок на нормативні і складові навантаження.

Випадкова складова навантаження від ваги вантажу згідно (4.10) та табл. 4.6

$$S_{G_B} = K_3 \cdot G_B^H = 0,06 \cdot 250 = 15 \text{ кН.}$$

Розрахункова вантажопідіймальність

$$G_B = G_B^H + S_{G_B} = 250 + 15 = 265 \text{ кН.}$$

Приймаємо схему механізму із двох спарених лебідок: основної і допоміжної (рис 4.15).

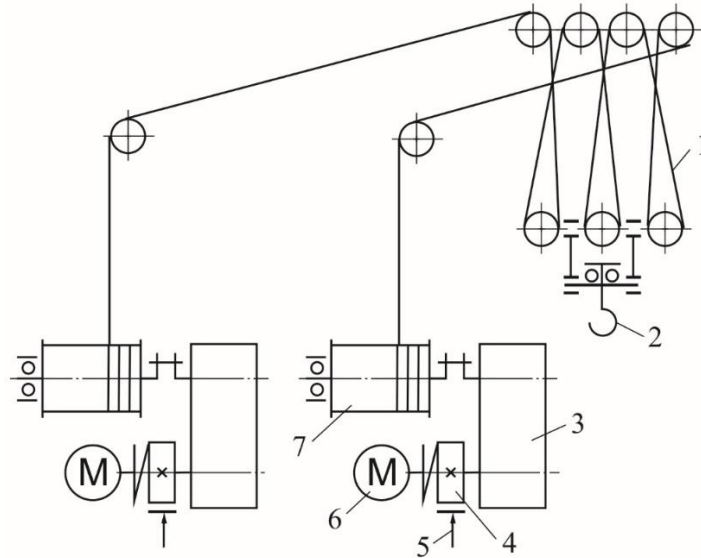


Рис. 4.15. Кінематична схема механізму підймання пневмоколісного крана

Розрахунок і вибір електродвигуна, редуктора і гальма.

Статична потужність при підйманні номінального вантажу

$$P_p = \frac{G_B \cdot V}{\eta_M} = \frac{265 \cdot 0,125}{0,85} = 39 \text{ кВт.}$$

Вибираємо для кожної лебідки електродвигун постійного струму* закритого виконання з природним охолодженням змішаного збудження ДП–52, $N=32$ кВт, $n=760$ хв⁻¹ ($\omega=79,6$ с⁻¹), $TB=25\%$, $J_p=18,7$ кг·м² (Дод. ХХХ).

Швидкість намотування каната на барабан

$$V_k = V \cdot u_{II} = 0,125 \cdot 6 = 0,75 \text{ м/с.}$$

Для механізмів пересування, повертання, перевагу віддають електродвигунам з послідовним збудженням, які мають більш м'яку характеристику.

* При виборі електродвигунів постійного струму для механізмів підймання, змінення вильоту коливанням стріли, слід приймати двигуни з незалежним та змішаним збудженням, які мають достатньо жорсткі механічні характеристики.

Частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{60V_k}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,75}{3,14 \cdot 0,421} = 34,04 \text{ хв}^{-1}$$

Передаточне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_6} = \frac{1000}{34,04} = 29,38. \quad (4.81)$$

За каталогом (Дод. XL... XLV) вибираємо для кожної лебідки, при частоті обертання вхідного вала 1000 хв^{-1} , редуктор Ц2-500-32,42-4М з передаточним числом $u_p = 32,42$ для потужності 68,6 кВт.

Фактична швидкість підймання

$$V_\phi = 0,125 \frac{29,38}{32,42} = 0,11 \text{ м/с.}$$

При роботі обох механізмів швидкість підймання вантажу збільшується в 2 рази.

Окрім того, застосування двох спарених механізмів дозволяє працювати крану з двоканатним грейфером, а також мати два підймальних механізми при оснащенні стріли гусачком. Вантажопідймальність на ріжку менша, ніж на основній стрілі, а швидкість підймання пропорційно більша. Це дозволяє підіймати легкі вантажі з більшою швидкістю.

Тривалість пуску механізму при підйманні (опусканні) номінального вантажу

$$t_{\Pi} = \frac{J_{зв} \omega}{M_{п.ср} \pm M_{ст}} \quad (4.82)$$

де $J_{зв}$ – момент інерції механізму, зведений до вала електродвигуна;

ω – кутова швидкість ротора;

$M_{п.ср}$ – середній пусковий момент електродвигуна;

$M_{ст}$ – статичний момент від вантажу на валу двигуна.

$$J_{зв} = 1,2(J_p + J_M) + \frac{m_B D^2}{4u_M^2 \eta_M} = 1,2(18,7 + 2,294) + \frac{26500 \cdot 0,421^2}{4 \cdot 194,52^2 \cdot 0,85} = 25,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$\delta = 1,2$ – коефіцієнт, який ураховує обертові маси, що не знаходяться на валу двигуна;

$J_p = 18,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції ротора;

$J_M = 2,294 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції муфти (Дод. XLVI);

$u_M = u_{II} u_p = 6 \cdot 32,42 = 194,52$;

$m = 26500 \text{ кг}$ – маса вантажу;

$D = 0,421 \text{ м}$ – діаметр барабана;

u_M – передаточне число механізму;

$\eta_M = 0,85$ – ККД механізму;

Кутова швидкість ротора

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ с}^{-1}.$$

Середньопусковий момент електродвигуна

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{max}} + 1,1M_H}{2} = \frac{2,9M_H + 1,1M_H}{2} = \frac{4 \cdot 306}{2} = 612 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де номінальний момент електродвигуна

$$M_H = \frac{P}{\omega} = \frac{32 \cdot 10^3}{104,7} = 306 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент статичний

$$M_{\text{ст}} = \frac{G_B \cdot D}{2u_M \eta_M} = \frac{265000 \cdot 0,421}{2 \cdot 194,52 \cdot 0,85} = 337 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.83)$$

Тривалість пуску:

при підйманні вантажу

$$t_{\text{п}} = \frac{25,13 \cdot 79,6}{612 - 337} = 7,3 \text{ с};$$

при опусканні вантажу

$$t_{\text{п}} = \frac{25,13 \cdot 79,6}{612 + 337} = 2,1 \text{ с}.$$

Прискорення при пуску привода:

для підймання вантажу

$$a = \frac{V}{t_{\text{п}}} = \frac{0,11}{7,3} = 0,01 \text{ м/с}^2;$$

для опускання вантажу

$$a = \frac{0,11}{2,1} = 0,06 \text{ м/с}^2, \text{ що менше допустимого } 0,1 \text{ м/с}^2.$$

Перевірка електродвигуна за моментом.

Умова (4.2) правильності вибору електродвигуна

$$KM^{\text{H}} \leq m_0 M^{\text{P}},$$

де $K=1,25$ – коефіцієнт перевантаження (табл.4.4);

M^{H} – момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень

$$M^{\text{H}} = \frac{G_{\text{B}}^{\text{H}} \cdot D_{\delta}}{2u_{\text{п}}u_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{M}}} = \frac{250000 \cdot 0,421}{2 \cdot 6 \cdot 32,42 \cdot 0,85} = 318 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$G_{\text{B}}^{\text{H}}=250000 \text{ Н}$ – вага вантажу;

$$m_0 = m_1 m_2 = 0,95 \cdot 0,8 = 0,76;$$

$m_1=0,95$ – коефіцієнт відповідальності для II класу відповідальності крана і II класу відповідальності елемента (табл.3.8);

$m_2=0,8$ – коефіцієнт, що враховує умови роботи (табл.3.9);

$$M^{\text{P}} = M_{\text{п.ср}} = 612 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\text{Тоді } 1,25 \cdot 318 \leq 0,76 \cdot 612; \quad 398 < 465.$$

Отже, вибрані двигун і редуктор задовольняють перевірку по моменту.

Визначення гальмового моменту і вибір гальма.

Гальмовий момент

$$M_{\text{Г}} = K_{\text{Г}} M_{\text{ст.Г}},$$

де $K_{\text{Г}}=1,75$ – коефіцієнт запасу гальмування (табл. 2.9);

$M_{\text{ст.Г}}$ – момент статичний гальмовий

$$M_{\text{ст.Г}} = \frac{G_{\text{B}} D \eta_{\text{M}}}{2u_{\text{п}}u_{\text{р}}} = \frac{265000 \cdot 0,421 \cdot 0,85}{2 \cdot 6 \cdot 32,42} = 244 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким чином

$$M_{\Gamma}=1,75 \cdot 244=427 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.84)$$

За каталогом (Дод. LI) вибираємо двоколодове гальмо із електрогідроприводом типу ТКТГ-200 м з найбільшим гальмовим моментом $M_{\Gamma} = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$, відрегульоване на розрахунковий момент за рахунок зміни довжини робочої пружини.

Тривалість гальмування:

при опусканні вантажу

$$t_{\Gamma} = \frac{J_{\text{зв.}\Gamma} \omega}{M_{\Gamma} - M_{\text{ст.}\Gamma}} = \frac{25,12 \cdot 79,6}{427 - 244} = 10,9 \text{ с}; \quad (4.85)$$

при підйманні вантажу

$$t_{\Gamma} = \frac{25,12 \cdot 79,6}{427 + 244} = 3,0 \text{ с},$$

де

$$J_{\text{зв.}\Gamma} = \delta(J_{\text{р}} + J_{\text{м}}) + \frac{m_{\text{в}} D_{\delta}^2 \eta_{\text{м}}}{4u_{\text{п}}^2 u_{\text{р}}^2} = 1,2(18,7 + 2,294) + \frac{26500 \cdot 0,421^2 \cdot 0,85}{4 \cdot 194,52^2} = 25,12 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Із таким часом гальмування (10,9 с) буде утруднена робота, так як вантаж буде проходити відстань $V \cdot t_{\Gamma} = 0,11 \cdot 10,9 = 1,2 \text{ м}$.

Тому, необхідно відрегулювати гальмо на момент 700 Н·м.

Тоді тривалість гальмування відповідно при підйманні вантажу складе 2,1 с, а при опусканні – 5,7 с.

Умова правильності вибору і регулювання гальма

$$KM^{\text{H}} \leq m_0 M^{\text{P}},$$

де K – коефіцієнт перевантаження (4.4) (табл. 4.5);

$$K = 1 + K_1 \cdot K_2,$$

де $K_1 = 5$ для II класу відповідальності крана і II класу відповідальності деталі (табл. 4.3);

$$K_2 = \frac{S_{GB}}{G^H} = \frac{15000}{265000} = 0,06 \text{ – коефіцієнт змінності, як відношення зусиль}$$

середньоквадратичного відхилення випадкової складової до зусилля від нормативних навантажень

$$K = 1 + 5 \cdot 0,06 = 1,3;$$

$M^H = M_{ст.Г} = M_{ст.г} = 244 \text{ Н}\cdot\text{м}$; – момент гальмовий на валу двигуна від нормативних навантажень;

$M^P = 427 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – момент гальма;

$m_o = 1$ – формула (3.8).

Тоді

$$1,3 \cdot 244 \leq 1 \cdot 700; \quad 317 < 700.$$

Розрахунки каната, барабана, деталей гакової підвіски проводять аналогічно п. 2.1 із врахуванням умов перевірки (4.1), (4.2), (4.3).

Вибране гальмо задовольняє перевірку за умовою (4.2).

Розрахунок механізму пересування крана

Вихідні данні: кран працює на відкритому майданчику, основа може бути: м'який пісок, асфальт, або ґрунтова. Маса вантажу $m_b = 25 \text{ т}$, маса крана $m_k = 36 \text{ т}$. Обидва мости привідні. Привід електричний від електродвигуна постійного струму.

Опір пересуванню визначають при русі на прямолінійній та криволінійній ділянках шляху від нормативних і випадкових складових навантажень

$$F_c = F_p + F_k + F_y + F_b + S_k + S_b, \quad (4.86)$$

де F_p – опір рухові по прямій;

F_k – опір рухові на криволінійній ділянці;

F_y – опір від ухилу;

F_b – сила вітру на вантаж і кран;

S_k, S_b – випадкові складові навантажень від вітру на кран і вантаж.

Опір рухові по прямій визначають:

а) при русі по м'якому піску без вантажу з ухилом $3,5^\circ$ (табл. 4.15)

$$F_p = f_c G_k \cos \alpha = 0,35 \cdot 300 \cdot 0,998 = 104,9 \text{ кН};$$

б) по асфальтовій дорозі з ухилом 10° без вантажу

$$F_{p1} = 0,015 \cdot 300 \cdot 0,985 = 4,4 \text{ кН};$$

в) по сухій ґрунтовій дорозі з ухилом 3° і вантажем

$$F_{p2} = 0,015(300+265) \cdot 0,998 = 8,5 \text{ кН};$$

г) по м'якому піску з вантажем $0,25 G_{\max}$ і ухилом 10°

$$F_{p3} = 0,35(300+62,5) \cdot 0,985 = 125 \text{ кН};$$

Опір на м'якому пісчаному криволінійному шляху при роздільному приводі ведучих коліс або при наявності диференціалу

$$F_k = \varphi_{зч} \frac{\rho}{R} G_k = 0,55 \frac{0,03}{6,5} 300 = 0,8 \text{ кН}, \quad (4.87)$$

де $\varphi_{зч} = 0,55$ (табл. 4.15) – коефіцієнт зчеплення при пересуванні;

$\rho = 0,03 \dots 0,05$ м – приведенне плече прикладення сили тертя на площадці контакту колеса з ґрунтом;

$R = 3,5 \dots 7,5$ – радіус повороту по зовнішньому колесу.

Опір від ухилу:

при пересуванні з вантажем при $\alpha = 10^\circ$ і $\alpha = 3^\circ$:

$$F_y = (G_k + G_b) \sin \alpha = (300+66)0,174 = 64 \text{ кН};$$

$$F_y = (G_k + G_b) \sin \alpha = (300+265)0,05 = 28 \text{ кН};$$

при пересуванні без вантажу $\alpha = 10^\circ$ і $\alpha = 3^\circ$:

$$F_y = 300 \cdot 0,174 = 52,2 \text{ кН};$$

$$F_y = 300 \cdot 0,05 = 15 \text{ кН}.$$

**Коефіцієнти опору пересуванню f_c , зчеплення колеса
з дорогою $\varphi_{зч}$ та поздовжнього ухилу доріг α_0**

Д о р о г а *		f_c	$\varphi_{зч}$	α_0
З покриттям:	цементобетонним	0,14	0,7	3,5
	асфальтованим	0,015	0,4	3,5
	брусчатка	0,04	0,45	5,5
Без покриття:	суха ґрунтова	0,07	0,7	4,0
	м'яка піщана	0,35	0,55	
	глибока грязь	0,25	0,1	
	уторований сніг	0,03	0,25	

* Дані для шин середнього і високого тиску (0,35...0,5) МПа, для низького тиску (0,15...0,3) МПа значення коефіцієнтів приймаються на 20 % вище.

Опір від сил вітру (кран з вантажем m_{\max})

$$F_{\text{в}} = F_{\text{кр}} + F_{\text{ван}} ;$$

$$F_{\text{в}} = A_{\text{кр}} q \kappa c n + A_{\text{ван}} q \kappa c = 125 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1 + 22 \cdot 0,125 \cdot 1 \cdot 1 = 6,3 \text{ кН},$$

де $A_{\text{кр}} = 16 \text{ м}^2$; $A_{\text{ван}} = 22 \text{ м}^2$ – площі крана та вантажу; визначені аналогічно до

п. 3.3;

$q = 0,125 \text{ кПА}$ – тиск вітру робочого стану;

κ – коефіцієнт збільшення вітрового тиску по висоті;

c – аеродинамічний коефіцієнт обтікання;

n – коефіцієнт, що враховує вид розрахунку;

без вантажу $F_{\text{кр}} = 3,6 \text{ кН}$;

з вантажем $0,25 m_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}} = 4,1 \text{ кН}$;

Визначаємо випадкові складові вітрових навантажень за (1.28), (3.12), (3.13), табл. 1.17; 1.18:

на кран $S_{\text{кр}} = m_{\text{п}} \xi F_{\text{кр}}^{\text{н}} S_{\text{кр}} = \text{кН}$;

$$F_{\text{к}}^{\text{н}} = 16 \cdot 0,125 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1 = 3,6 \text{ кН};$$

на вантаж $S_{\text{в}} = 0,12 \cdot 2,67 \cdot 5,2 = 1,7 \text{ кН}$;

$$F_B^H = 22 \cdot 0,125 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 = 5,2 \text{ кН.}$$

Дані розрахунку опору зводимо в табл. 4.16.

Таблиця 4.16

Опори пересуванню пневмоколісного крана

Дорога	Опір, кН							загальний
	рухові	на криво- лінійній ділянці	від ухилу	від вітру на кран		від вітру на вантаж		
	F_{pi}	F_k	F_y	$F_{кр}$	$S_{кр}$	$F_{ван}$	S_B	
Кран без вантажу а) м'який пісок з ухилом 3°	104	0,8	15,0	3,6	1,2	-	-	125,5
б) те ж, з ухилом 10°	4,4	0,8	52,2	3,6	1,2	-	-	62,2
Кран з вантажем в) суха ґрунтова з ухилом 3°	8,2	0,8	28,0	3,6	1,2	5,2	1,7	48,7
г) м'який пісок з ухилом 10°	125,0	0,8	64,0	3,6	1,2	0,5	1,7	196,8

Визначаємо потужність електродвигуна для розрахункових випадків з урахуванням мінімальної швидкості 0,1 м/с і максимальної 0,417 м/с (табл.4.16):

$$а) P_p = \frac{F_c \cdot V_k}{\eta_m} = \frac{125,5 \cdot 0,417}{0,85} = 62 \text{ кВт};$$

$$б) P_p = \frac{62,2 \cdot 0,417}{0,85} = 31 \text{ кВт};$$

$$в) P_p = \frac{48,7 \cdot 0,1}{0,85} = 57 \text{ кВт};$$

$$г) P_p = \frac{196,8 \cdot 0,1}{0,85} = 23,2 \text{ кВт.}$$

За каталогом (Дод. ХХХ) вибираємо двигун постійного струму із змішаним збудженням ДП-72; $P = 70$ кВт; $n = 540 \text{ хв}^{-1}$ ($\omega = 56,52 \text{ с}^{-1}$); $J_p = 82,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Кількість обертів ходових коліс(діаметр колеса $D_k = 1,21 \text{ м}$):

максимальна

$$n_k = \frac{60 \cdot V_k}{\pi \cdot D_k} = \frac{60 \cdot 0,417}{3,14 \cdot 1,21} = 6,58 \text{ хв}^{-1};$$

мінімальна

$$n_k = \frac{60 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 1,21} = 1,58 \text{ хв}^{-1}$$

Передаточне число:

мінімальне

$$u_{м.1} = \frac{n}{n_k} = \frac{540}{6,58} = 82,07;$$

максимальне

$$u_{м.2} = \frac{540}{1,58} = 341,8.$$

Приймаємо кінематичну схему механізму пересування, яка складається з електродвигуна, двошвидкісної коробки передач, заднього і переднього ведучих мостів з диференціалами.

Тоді передаточне число першої передачі коробки передач

$$u_1 = \frac{u_m}{u_{3.м}} = \frac{82,07}{5} = 16,41;$$

другої передачі

$$u_1 = \frac{341,8}{5} = 68,36;$$

де $u_{3.м} = 5$ – передаточне число заднього (переднього) моста.

Визначаємо тривалість пуску (3.18)

$$t_{\Pi} = \frac{J_{зв} \omega}{M_{п.ср} - M_{сг}} = \frac{105,2 \cdot 56,52}{3962 - 1084} = 2,1 \text{ с},$$

де $J_{зв} = \delta(J_p + J_m) + \frac{(m_b + m_k) D_k^2}{4 \cdot u_m^2 \cdot \eta_m}$ – момент інерції мас механізму пересування,

поступальних та обертальних, приведений до вала двигуна;

$J_m = 2,294 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції муфти (Дод. XLVI);

$$J_{зв} = 1,2(82,5 + 2,294) + \frac{(25000 + 30000)1,21^2}{4 \cdot 82,7^2 \cdot 0,85} = 105,2 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

Номінальний момент

$$M_H = \frac{\rho}{\omega} = \frac{70000}{56,52} = 1238 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Момент пусковий середній

$$M_{п.ср} = \frac{2,1 M_H + 1,1 M_H}{2} = 3962 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Статичний момент

$$M_{ст} = \frac{F_c D_k}{2u_M \eta_M} = \frac{125000 \cdot 1,21}{2 \cdot 82,07 \cdot 0,85} = 1084 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді прискорення під час пуску

$$a = \frac{V_k}{t_{п}} = \frac{0,417}{2,1} = 0,2 \text{ м/с}^2 > [a] = 0,15 \text{ м/с}^2$$

Таким чином, прямий пуск на максимальну швидкість викликає прискорення, яке більше допустимого. Тому пуск двигуна повинен бути ступінчатим.

Перевірка вибраного двигуна за моментом.

Умова правильності вибору двигуна (4.2)

$$KM^H \leq m_0 M^P,$$

де K – коефіцієнт надійності

$$K = 1 + K_1 K_2 K = 1 + 5 \cdot 0,01 = 1,05;$$

$K_1 = 5$ - за табл. 4.4;

$K_1 = \left(\sum M_{si}^2 \right)^{1/2} / M^H$ – коефіцієнт змінності;

$$K_2 = \left(\frac{S_{кр} \cdot D_k}{2u_M \eta_M} \right)^{1/2} / M^H = \frac{1200 \cdot 1,21}{2 \cdot 82,7 \cdot 0,8} / 1084 = 0,01;$$

$M^H = M_{ст} = 1084 \text{ Н} \cdot \text{м};$

$m_0 = m_1 m_2$ – коефіцієнт умов роботи,

тут $m_0=1 \cdot 0,95=0,95$;

$m_1=1$ – для кранів на пневмоколесах, при положенні стріли по осі руху;

m_2 – коефіцієнт однорідності.

$$m_0 = (0,95M' - 1,05M'')/M' - M'' = 0,95, \quad (4.88)$$

де M' , M'' – моменти відносно ребра перекидання від ваги частин крана (для пневмоколісного крана при розміщенні стріли по осі руху $M''=0$);

$$M^P = M_{п.ср} = 3962 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тоді

$$1,05 \cdot 1084 \leq 0,95 \cdot 3962; \quad 1138 < 3764$$

і умова перевірки задовольняється.

Визначення гальмового моменту і вибір гальма.

Розрахунковий момент гальма при встановленні його на вагу двигуна

$$M_{\Gamma} = M_{в.Г} + M_{у.Г} + M_{д.Г} - M_{Т},$$

де момент від сил вітру та від ухилу (табл. 4.16);

$$\begin{aligned} M_{в.Г} + M_{у.Г} &= \frac{(F_{кр} + F_{ван} + F_y + S_k + S_B) D_k \eta_M}{2u_M} = \\ &= \frac{(3600 + 5200 + 28000 + 1200 + 1700)}{2 \cdot 82,7} = 247,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \end{aligned}$$

$$M''_{д.Г} = \frac{J_{зв.Г} \omega}{t_{\Gamma}} = \frac{103,7 \cdot 56,52}{2,1} = 2791 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент динамічний оберткових та}$$

поступальних мас при $t_{\Gamma} = t_n = 2,1$ с.

$$\begin{aligned} \text{де } J_{зв.Г} &= \delta(J_p + J_M) + \frac{(m_k + m_B + S_B) D_k^2 \eta_M}{4u_M^2} = 1,2(82,5 + 2,294) + \\ &+ \frac{(30000 + 25000 + 1500) 1,21^2 \cdot 0,85}{4 \cdot 82,7^2} = 103,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2. \end{aligned}$$

Момент тертя

$$M_{\Gamma} = \frac{F_{р.і} D_k}{2u_M \eta_M} = \frac{8200 \cdot 1,21}{2 \cdot 82,7 \cdot 0,85} = 70,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тоді $M_{\Gamma} = 247,5 + 2791 - 70,6 = 2968 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

За каталогом (Дод. ЛІ) вибираємо гальмо ТКТГ – 600 із максимальним гальмовим моментом $M_{\Gamma} = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і регулюємо на розрахунковий момент.

Тоді тривалість гальмування

$$t_{\Gamma} = \frac{J_{\text{зв.Г}} \omega}{M_{\Gamma} - M_{\text{стГ}}} = \frac{103,7 \cdot 56,52}{2968 - 176,9} = 2,1 \text{ с.}$$

де $M_{\text{ст.Г}} = M_{\text{в.Г}} + M_{\text{у.Г}} - M_{\text{Т}} = 176,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Таким чином, при гальмуванні будуть виникати прискорення такі ж за величиною, як і при пуску.

Прискорення при гальмуванні (як і при пуску) повинні обмежуватись умовами відсутності буксування привідних (гальмових) коліс

$$a_{\text{max}} \leq [(G_{\text{к}} + G_{\text{в}})(\varphi_{\text{зГ}} + f_{\text{с}}) \pm \Sigma F] \frac{1}{m_{\text{к}}},$$

де $\varphi_{\text{зГ}}$ і $f_{\text{с}}$ – за табл. 4.15;

ΣF – опір пересуванню без вантажу;

$m_{\text{к}}$ – маса крана;

$$a_{\text{max}} \leq [(300000 + 250000)(0,4 + 0,015) \pm 124,7] \frac{1}{30000} = 3,45 \text{ м/с}^2,$$

$$\Sigma F = F_{\text{р.1}} + F_{\text{у}} + F_{\text{кр}} + S_{\text{кр}} = 104,9 + 15 + 3,6 + 1,2 = 124,7 \text{ кН.}$$

Таким чином, буксування при пуску і гальмуванні не буде.

Перевірка гальма за моментом.

Умова вірності вибору гальма (4.2)

$$KM^{\text{H}} \leq m_{\text{о}} M^{\text{P}},$$

де $K = 1,2$ – коефіцієнт навантаження (табл. 4.4);

$$\begin{aligned} M^{\text{H}} &= \frac{(F_{\text{кр}} + F_{\text{ван}}) D_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{м}}}{2u_{\text{м}}} - \frac{F_{\text{р}} \cdot D_{\text{к}}}{2u_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м}}} = \\ &= \frac{(3600 + 5200) \cdot 1,21 \cdot 0,85}{2 \cdot 82,7} - \frac{8200 \cdot 1,21}{2 \cdot 82,7 \cdot 0,85} = -15,85 \text{ Н}\cdot\text{м}; \end{aligned}$$

$m_0 = m_1 m_2 = 1 \cdot 1 = 1$ – коефіцієнт умов роботи;

m_1 – коефіцієнт відповідальності для гальм механізмів;

m_2 – коефіцієнт, який враховує особливості роботи (табл. 3.9);

$M^P = M_T = 2968 = 2968 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Тоді

$$1,2(-15,85) \leq 2968.$$

Значить, гальмо задовольняє перевірку за моментом.

Фактично, одержавши M^H зі знаком "мінус", можна було не виконувати перевірку в силу очевидності.

При виборі системи запуску та виводу двигуна із максимальної швидкості до мінімальної (в нашому випадку 0,1 м/с проти 0,417 м/с), фактично зміниться необхідний гальмовий момент ($M_{д.г}^H$ зміниться в 4 рази) до 300...400 Н·м, що дозволить вибрати значно менше гальмо.

Розрахунки механізмів повертання, змінення вильоту та розрахунок стійкості проводять аналогічно п.4.3.

4.5. РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЬНОГО КРАНА

Автомобільний кран (рис. 4.16) складається із шасі автомобіля 1, на якому встановлено кранове обладнання, яке включає поворотну платформу 2 із силовою установкою, механізмами із кабіною, опорно-поворотний пристрій 3, стрілу 4, вантажозахоплювальний пристрій 5, виносні опори 6.

Автомобільні крани можуть бути із приводом механізмів від основного двигуна або із приводом від власної силової установки.

На поворотній платформі розміщені силова установка дизель-електрична або дизель-гідролічна, механізми підйому вантажу, повертання крана, змінення вильоту крана. Відповідно до силової установки, механізми приводяться від електро – або гідро двигунів.

Робоче обладнання: телескопічні стріли, баштово-стрілове обладнання, решітчасті стріли змінного перерізу із паралельними поясами та із поворотним гусачком.

Вихідні дані. Кран призначений для будівельно-монтажних робіт на віддалених майданчиках. Максимальна вантажопідіймальність $m_B = 10$ т.

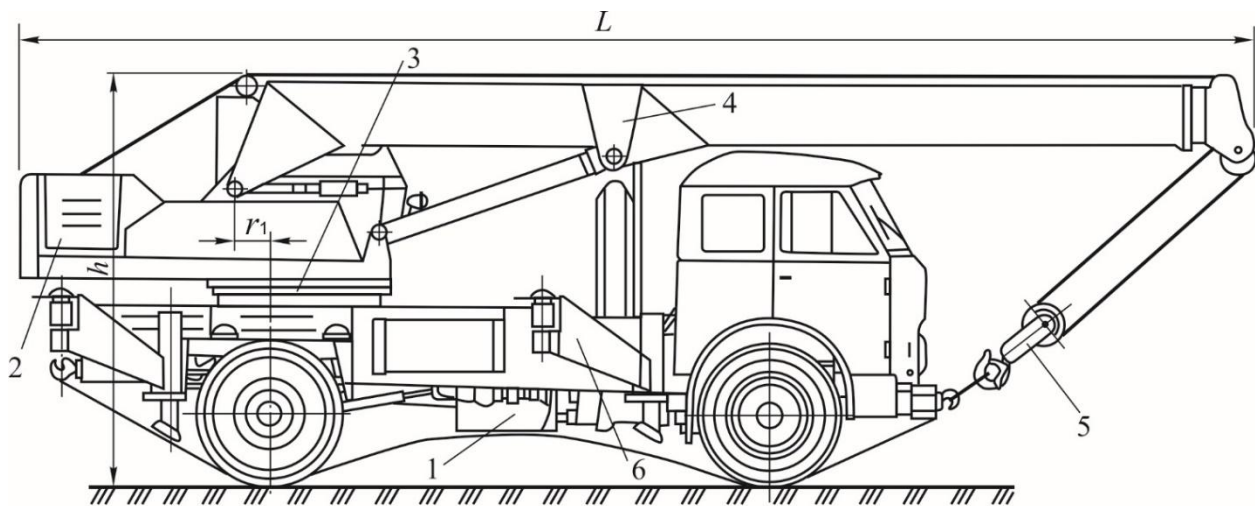


Рис.4.16. Загальний вигляд автомобільного крана

Довжина основної стріли (табл. 4.1)

$$L_{c.min} = (0,95 \dots 1,05) 4,4 \sqrt[3]{10} = 9,5 \text{ м.}$$

Довжина максимальної стріли

$$L_{c.max} = (0,93 \dots 1,07) 5,5 \sqrt[3]{10} = 11,88 \text{ м.}$$

Приймаємо конструкцію стріли телескопічною із мінімальною довжиною 9 м і максимальною (висунутою) 15 м, а довжину стріли із коротким гусачком 19 м.

Відстань від осі повертання крана до корінного шарніру стріли $r = 1,5$ м.

Вантажопідіймальність без виносних опор

$$m_B = (0,9 \dots 1,1) (0,2 \cdot 10 + 0,8) = 28 \text{ т.}$$

Загальна маса крана

$$m_K = (0,95 \dots 1,15) (1,1 \cdot 10 + 3,5) = 13,77 \text{ т.}$$

Приймаємо $m_K = 14$ т.

Задній габарит

$$R_x = (0,95...1,05)1,17\sqrt[3]{10} = 2,52 \text{ м.}$$

База крана

$$B = (0,85...1,15)(2\sqrt[3]{10} + 0,8) = 5,12 \text{ м.}$$

Транспортна довжина зі стрілою

$$L_T = (0,9...1,1)3 + 3\sqrt[3]{10} = 12,3 \text{ м.}$$

Ширина транспортна

$$B = (0,9...1,05)(0,55\sqrt[3]{10} + 1,5) = 2,68 \text{ м.}$$

Відстань між виносними опорами

$$K_1 = 1,8\sqrt[3]{10} = 3,88 \text{ м.}$$

Приймаємо в поперечному і поздовжньому напрямку $K_1 = 4,4 \text{ м.}$

Висота транспортна

$$h = (0,95...1,05)(0,55\sqrt[3]{10} + 1,5) = 2,68 \text{ м.}$$

Розрахунки вантажної характеристики

Виходячи із довжини основної стріли 9 м, максимальної вантажопідіймальності 10 т, відстані від осі повертання крана до виносних опор 2,2 м, призначаємо мінімальний виліт гака $L_{\min} = 4 \text{ м.}$

Визначаємо необхідний утримуючий момент

$$M_y = G_B \left(L_{\min} - \frac{K_1}{2} \right) + G_c \left(\frac{L_{\min} - r_1}{2} \right) = 100 \left(4,0 - \frac{4,4}{2} \right) + 27 \left(\frac{4 - 1,5}{2} \right) = 214 \text{ кН} \cdot \text{м,}$$

де $G_c = L_c q_c 10 = 9 \cdot 0,3 \cdot 10 = 27 \text{ кН}$ – вага стріли;

$q_c = 0,3 \text{ т/м.п.}$ – погонна маса стріли.

Враховуючи розрахункові вихідні дані (вантажопідіймальність, довжину основної стріли, загальну масу крана, базу, транспортну ширину) за дод. LXVIII, вибираємо базове масі - автомобіль МАЗ-500А.

Після ескізного опрацювання габаритних розмірів кранового обладнання, виконуємо рисунок крана в масштабі і будуємо висотну характеристику крана із основною і висунутою стрілою (рис. 4.17).

Визначаємо маси частин крана: маса шасі без кузова $m_M = 6600 - 800 = 5800$ кг (Дод. LXVIII); маса опорно-поворотного круга № 5 $m_{ок} = 550$ кг (Дод. LXXII). Розрахунковий момент, який буде сприйматись ОПК (рис 4.17)

$$M = \left(G_B L - G_2 \frac{R_x}{2} \right) = 100 \cdot 4 - 6 \frac{2,52}{2} = 352 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

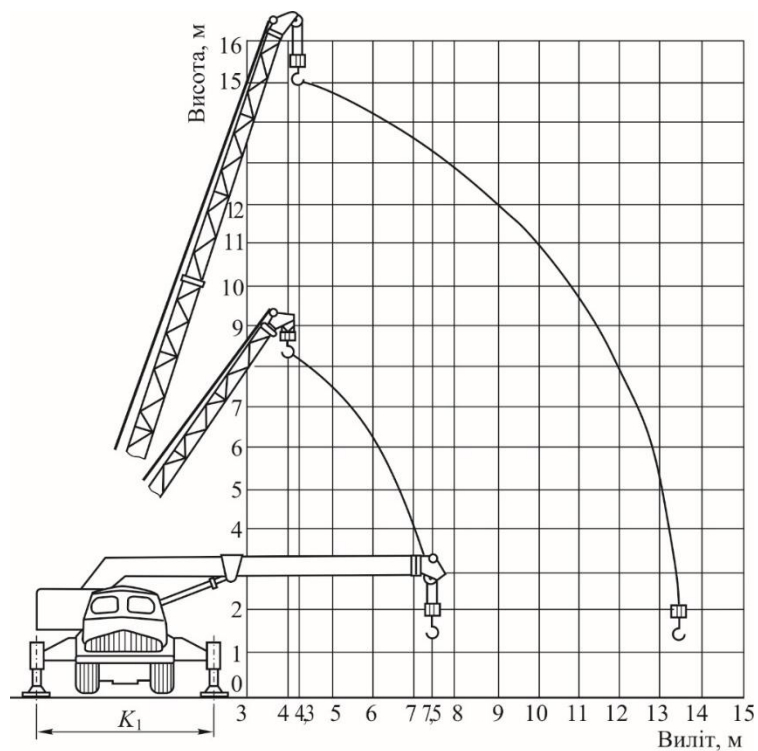


Рис 4.17 Схема розрахунку траєкторії гака

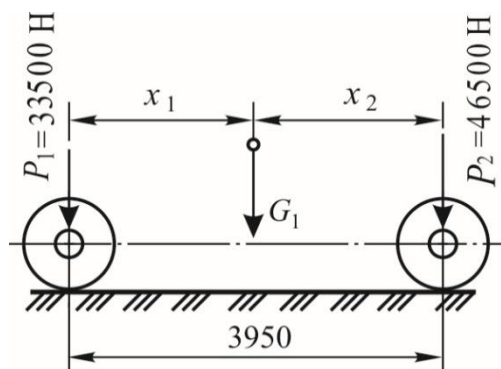


Рис.4.18. Схема до визначення координат центра мас шасі

Вертикальне навантаження на ОПК від поворотної частини крана

$$G_2 = G_k - G_1 = 140 - 71,8 = 68,2 \text{ кН} - 593,8 = 13406,2 \text{ кН},$$

де $G_1 = G_m + G_{p.k} + G_{оп} = 58 + 5,5 + 8,3 = 71,8 \text{ кН}$ – вага неповоротної частини.

Приймаємо остаточно вагу поворотної частини $G_2 = 60 \text{ кН}$, вагу неповоротної частини $G_1 = 80 \text{ кН}$.

Центр мас поворотної частини визначаємо, виходячи із розподілу мас на осі крана (Дод. LXVIII, рис. 4.18) із умови

$$P_1 \cdot X_1 = P_2 \cdot X_2,$$

Тоді
$$X_1 = \frac{P_2}{P_1 + P_2} (X_1 + X_2) = \frac{465 \cdot 3950}{335 + 465} = 2,295 \text{ м}, \quad (4.89)$$

де $P_2 = G_1 - P_2 = 800 - 335 = 465 \text{ кН}$ – навантаження на задню вісь, а навантаження мас опорно-поворотного пристрою і рами виносних опор співпадають із віссю обертання.

Визначаємо фактичний утримуючий момент, який утворюється від ваги крана,

$$M_o = G_1 \frac{K_1}{2} + (G_2 - G_c) \left(\frac{R_x}{2} + \frac{K_1}{2} \right) = 80 \frac{4}{2} + (60 - 27) \left(\frac{2,52}{2} + \frac{4}{2} \right) = 265 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (4.90)$$

де G_1, G_2, G_c в кН.

Визначаємо значення вантажопідіймальності на різних вильотах і заносимо в табл. 4.17 за формулою (із врахуванням зменшення в 1,25 рази в запас стійкості)

$$m_i = \frac{M_o - G_c \left(\frac{L_c \cos \alpha}{2} + r_1 - \frac{K_1}{2} \right)}{1,25 \left(L_c \cos \alpha + r_1 - \frac{K_1}{2} \right)}, \quad (4.91)$$

де M_o – момент утримуючий (4.90);

G_c – вага стріли; $G_c = 27 \text{ кН}$;

$r_1 = 1,5 \text{ м}$ – відстань від вісі обертання до корінного шарніру стріли;

$K_1 = 4,4 \text{ м}$ – відстань між виносними опорами.

Значення вантажопідіймальності*

Довжина стріли, м L_c	Виліт гака, м		$\cos \alpha = \frac{L - r_1}{L_c}$	Вантажопідіймальність, т
	від осі обертання L	від ребра перекидання $L_c \cos \alpha - r_1 - \frac{K_1}{2}$		
9	4,0	1,8	0,28	10
	5,0	2,8	0,39	6,0
	6,0	3,8	0,50	4,5
	7,0	4,8	0,61	3,5
	8,0	5,8	0,72	2,5
15	4,5	2,3	0,20	7,5
	5,0	2,8	0,23	6,0
	6,0	3,8	0,30	4,5
	7,0	4,8	0,37	3,0
	8,0	5,8	0,43	2,5
	9,0	6,8	0,50	2,0
	10,0	7,8	0,57	1,5
	11,0	8,8	0,63	1,3
	12,0	9,8	0,70	1,0
	13,0	10,8	0,77	0,9
	13,5	11,3	0,80	0,8

* Значення складових округлені. Кінцева вантажна характеристика уточнюється із врахуванням стійкості крана та умов міцності розрахункових елементів м

Аналогічно можуть бути визначені значення вантажопідіймальності для проміжних значень вильоту та при роботі без виносних опор, або із іншим робочим обладнанням (стріла з гусачком, баштово-стрілове).

Визначення силових, лінійних та швидкісних параметрів гідравлічного обладнання механізмів крана

Механізм підіймання вантажу.

Вантажопідіймальність:

максимальна $m_{в.макс} = 10$ т.; мінімальна $m_{в.мін} = 0,8$ т.

Швидкість підймання: максимальна $V_{\max}=0,15$ м/с; мінімальна $V_{\min}=0,003$ м/с. Випадкова складова ваги вантажу за (4.10)
 $S_{G_B} = K_3 G_B = 0,05 \cdot 60 = 3$ кН.

Механізм змінення вильоту. Після конструктивного опрацювання, виконуємо в масштабі стрілове обладнання крана (рис. 4.19) для різних значень вильоту і довжини стріли.

Використовуючи рис. 4.19, табл. 4.17, визначаємо значення зусиль в гідроциліндрах для різних положень стріли. Дані зводимо в табл. 4.18.

За розрахункове приймаємо зусилля $P_{\max}=415,9$ кН.

Тривалість повного змінення вильоту приймаємо $t_3=30$ с.

Швидкість зміни вильоту

$$V_{\text{cp}} = \frac{L_{\max} - L_{\min}}{t_3} = \frac{13,5 - 4,5}{30} = 0,3 \text{ м/с.}$$

Механізм повертання. Частота обертання не більше $n \leq 1,5$ хв⁻¹ ($\omega=0,157$ с⁻¹).

Загальний статичний момент опору повертання визначаємо як суму моментів від сил тертя, вітру і ухилу

$$M_{\text{ст}} = M_{\text{тр}} + M_{\text{в}} + M_{\text{у}} + M_{\text{со}}. \quad (4.92)$$

Момент сил від тертя визначаємо на мінімальному вильоті при максимальному вантажу на гаку

$$M_{\text{тр}} = \frac{f}{\sin \vartheta} \left[P_{\text{кр}} r_{\text{кр}} + \delta_{\text{кр}} \left(M - \frac{P_{\text{кр}} r_{\text{кр}}}{2} \right) \right] =$$

$$= \frac{0,012}{0,707} \left[160 \frac{1,445}{2} + (1,3 - 3 \cdot 10^{-4} \cdot 160) \left(352 - \frac{160 \cdot 0,7225}{2} \right) \right] = 8,2 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

де $P_{\text{кр}} = G_{\text{в}} + G_2$ – вага вантажу і поворотної частини.

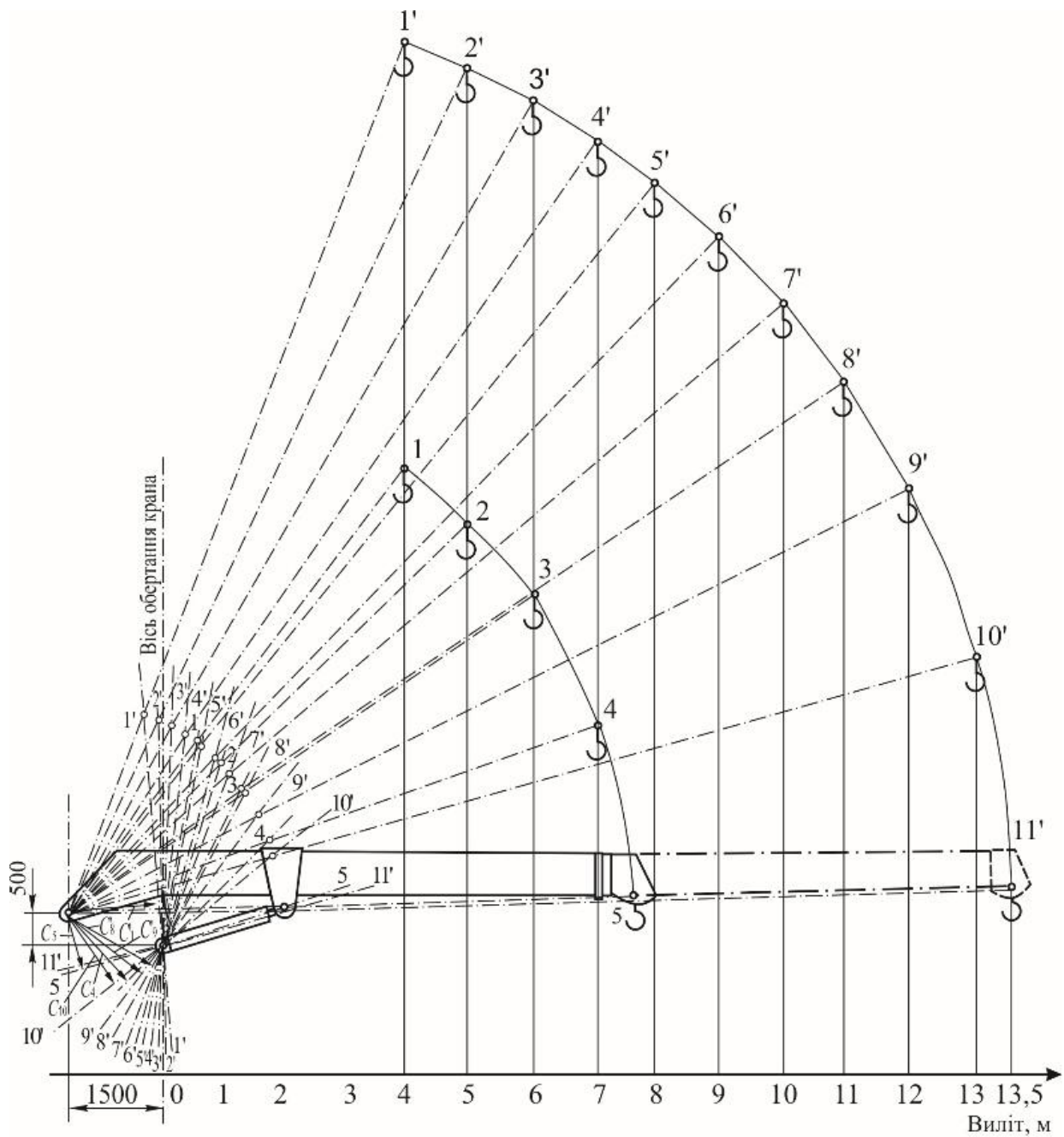


Рис.4.19. Схема стрілового обладнання автомобільного крана

Таблиця 4.18

Значення зусиль у гідроциліндрах

Довжина стріли, м L_c	Розрахункове положення (рис. 4.19)	Виліт, м L	Розрахункова вага вантажу, кН $G_{B,i}^p = G_{B,i} + K_3 G_{B,i}$	Момент від ваги вантажу, кН·м $M_B = G_{B,i}^p (L_{-1} + r)$	Момент від ваги стріли, кН·м $M_c = G_c \frac{L+r}{2}$ $r = 1,5 \text{ м,}$ рис. 4.19	Момент від сили вітру на вантаж, кН·м,	Сумарний момент, кН·м	Плече дії зусиль у гідроциліндрі, м $C, \text{ м}$	Зусилля у гідроциліндрі, кН	Хід поршня, м
9	1	4,0	105,00	577,5	74,3	13,6	665,4	1,60	415,9	1,3
	2	5,0	63,00	409,5	87,8	9,1	506,4	1,55	326,7	
	3	6,0	47,25	354,4	101,3	6,6	462,3	1,50	308,2	
	4	7,0	36,75	312,4	114,8	2,0	429,2	1,40	306,6	
	5	8,0	26,25	249,4	128,3	0,8	378,5	0,95	398,4	
15	1'	4,5	79,0	474,0	81,0	19,7	574,7	1,50	365,1	1,7
	2'	5,0	63,0	409,5	87,8	18,1	515,4	1,50	343,6	
	3'	6,0	47,0	352,5	101,7	14,3	468,5	1,55	302,3	
	4'	7,0	32,0	272,0	114,8	1,4	398,2	1,65	241,3	
	5'	8,0	26,0	247,0	128,3	9,7	385,0	1,65	233,3	
	6'	9,0	21,0	220,5	141,8	7,6	369,9	1,60	231,2	
	7'	10,0	16,0	184,0	155,3	5,4	344,7	1,60	215,4	
	8'	11,0	14,0	175,0	168,8	4,1	347,9	1,55	224,5	
	9'	12,0	11,0	148,5	182,3	3,0	333,8	1,50	222,5	
	10'	13,0	10,0	145,0	195,8	1,6	342,4	1,35	253,6	
	11'	13,5	8,0	120,0	202,5	0,4	322,9	0,9	358,8	

Момент від сил вітру на вантаж (моментом від сил вітру на кран нехтуємо як малозначним (див. п. 1.3, (2.30))

$$M_B = W_B L = 10 \cdot 0,125 \cdot 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 4,0 = 6,9 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Момент опору обертанню від ухилу

$$M_y = M \sin \alpha = 352 \cdot 0,05 = 17,6 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

де $\alpha = 3^\circ$ – максимальний кут нахилення крана.

Момент опору обертанню від середньоквадратичних відхилень вітрового навантаження на вантаж і кран (стрілу)

$$M_{S_0} = M_{S_B} + M_{S_C};$$

$$M_{S_B} = S_B \cdot L = 0,7 \cdot 4 = 2,8 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

де $S_B = m_{\Pi} S W_B^H = 0,12 \cdot 3,9 \cdot 1,5 = 0,7 \text{ кН}$ – середньоквадратичне відхилення вітрового навантаження на вантаж;

m_{Π} – коефіцієнт пульсації вітру (за табл. 3.11 при висоті до 20 м);

W_B^H – нормативна складова вітрової сили на вантаж

$$W_B^H = A_B q k c n = 10 \cdot 0,125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1,5 \text{ кН};$$

$$\xi = 3 \sqrt{\frac{G_K^H h_K + G_B^H \cdot h_B}{m_K \cdot \rho_K^2 + m_B \rho_B^2}} = 3 \sqrt{\frac{140 \cdot 2 + 100 \cdot 7}{14 \cdot 3^2 + 10 \cdot 7^2}} = 3,9 \text{ – коефіцієнт динамічності} \quad (3.13),$$

де G_K^H, G_B^H – нормативна вага крана і вантажу;

m_K, m_B – нормативна маса крана і вантажу;

h_K, h_B, ρ_K, ρ_B – висота і радіус для мас крана і вантажу;

$$M_{S_C} = S_C (L - r) / 2 = 0,32 \cdot (4 - 1,5) / 2 = 0,4 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

де S_C – середньоквадратичне відхилення вітрового навантаження на стрілу;

$$S_C = m_{\Pi} S W_C^H = 0,12 \cdot 3,9 \cdot 0,675 = 0,32 \text{ кН};$$

W_C^H – нормативне вітрове навантаження на стрілу,

$$W_C^H = A_C q k c n = 9 \cdot 0,5 \cdot 0,125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,675 \text{ кН};$$

Тоді $M_{S_0} = 2,8 + 0,4 = 3,2$ кН·м.

Тоді загальний статичний момент опору обертанню

$$M_{ст} = 8,2 + 6,9 + 17,6 + 3,2 = 35,9 \text{ кН·м.}$$

Механізм висування стріли (телескопування).

Приймаємо величину вантажу із яким можливе телескопування, рівним максимальному вантажу $G_B^p = 110$ кН.

Силу тяжіння висувної секції приймаємо $G_{с.в} = 12$ кН. Тоді при мінімальному вильоті зусилля (рис. 4.19)

$$F = (G_{с.в} + G_B^p) \sin \alpha = (12 + 105) 0,61 = 73,9 \text{ кН,} \quad (4.93)$$

$$\text{де } \sin \alpha = \frac{L + 1,5}{L_c} = \frac{4 + 1,5}{9} = 0,61.$$

Тривалість висування приймаємо 20 с. Хід висувної секції $l = 15 - 9 = 6$ м.

Висувні опори.

Розрахунковий випадок – кран знаходиться в нестійкому стані під дією вантажу і додаткових навантажень. Момент утримуючий, який створюється вагою крана (4.90)

$$M_0 = 265 \text{ кН·м.}$$

Тоді зусилля, що діє на одну опору

$$F_0 = \frac{M_0}{2K_1/2} = \frac{265}{2 \cdot 4,4/2} = 60,2 \text{ кН.} \quad (4.94)$$

Тривалість висування гідравлічних опор приймаємо 10 с.

Хід виносних опор приймаємо 0,7 м.

Аналогічні розрахунки виконуються для стріли 15 м з урахуванням відповідних її положень та навантажень.

Розрахунок об'ємного гідроприводу механізмів

Для вітчизняних серійних насосів, гідромоторів і гідроапаратури рекомендовано приймати тиск з ряду

$$p=10; 16; 20; 25; 32 \text{ МПа.}$$

Для автомобільних кранів вантажопідіймальністю від 4 до 63 т рекомендується приймати робочий тиск $p=16$ МПа, що дозволяє використовувати гідромотори і насоси типу 210 та стандартні гідроциліндри.

Розрахунок механізму підіймання.

Вибір схеми механізму, кратності поліспату, розрахунок і вибір каната, деталей барабана, гакової підвіски та інших, виконують відповідно до п. 2.1. та перевірок згідно залежностей (4.1,) (4.2) та (4.3).

У нашому випадку прийняті: кратність вантажопідіймального поліспату $u_{\Pi}=4$, канат 16-Г-I-1666 (Дод. I) діаметром $d_{\text{к}}=16$ мм при розрахунковій межі міцності дротинок $\sigma=1660$ МПа з розривним зусиллям $F_{\text{р}}=134500$ Н, діаметр барабана по центру намотаного каната $D_{\text{б}}=416$ мм.

Тоді швидкість намотування каната

$$V_{\text{к}} = V_{\text{max}} u_{\Pi} = 0,15 \cdot 4 = 0,6 \text{ м/с.}$$

Частота обертання барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{V_{\text{к}}}{\pi D_{\text{б}}} = \frac{0,6}{3,14 \cdot 0,416} = 0,46 \text{ с}^{-1}.$$

Статичний обертаючий момент на барабані

$$M_{\text{б}} = \frac{G_{\text{в}}^{\text{п}} D_{\text{б}}}{2 u_{\Pi} \eta_{\Pi}} = \frac{105 \cdot 0,416}{2 \cdot 4 \cdot 0,96} = 5,7 \text{ кН}\cdot\text{м,}$$

де η_{Π} – ККД поліспата (2.1)

$$\eta_{\Pi} = \frac{(1 - 0,98^4) 0,98}{(1 - 0,98) 4} = 0,96.$$

Необхідна потужність двигуна

$$P = \frac{G_B^P V_{\max}}{\eta_M} = \frac{105 \cdot 0,15}{0,85} = 18,5 \text{ кВт},$$

де $\eta_M=0,85$ – ККД механізма (Дод. XXVII)

В якості двигуна механізму підймання приймаємо гідромотор 210.20 (дод. LXIX) потужністю $N=30,8$ кВт із корисним крутним моментом $M_1=0,133$ кН·м, робочим об'ємом $V_0=54,8 \cdot 10^{-6}$ м³, об'ємним ККД $\eta_{об}=0,965$, гідромеханічним ККД $\eta_{г.м}=0,95$, частотою обертання 1500 хв⁻¹.

Прийнявши загальний ККД редуктора $\eta_p=0,97$, визначаємо його передавальне число

$$u_p = \frac{M_6}{M_1 \eta_p} = \frac{5,7}{0,133 \cdot 0,97} = 44,18. \quad (4.95)$$

За каталогом (Дод. XL...XLV) вибираємо редуктор Ц2-400-41,34-3м (сумарна міжосьова відстань $a_{\omega}=400$ мм, передаточне число $u_p=41,34$, схема складання 3, вал тихохідний із кінцем під зубчасту муфту), здатний передавати 36,8 кВт при 1500 хв⁻¹ вхідного вала, при середньому режимі роботи.

Тиск, при якому буде працювати гідромотор

$$p_p = \frac{M_6}{0,159 V_0 u_p \eta_{г.м} \eta_p} = \frac{5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 10^6}{0,159 \cdot 54,8 \cdot 41,34 \cdot 0,95 \cdot 0,97} = 17,2 \text{ МПа}. \quad (4.96)$$

Частота обертання вала гідромотора

$$n_1 = n_6 u_p = 0,46 \cdot 41,34 = 19,02 \text{ с}^{-1}.$$

Витрати робочої рідини гідромотором

$$Q_1 = \frac{V_0 n_1}{\eta_{об}} = \frac{54,8 \cdot 10^{-6} \cdot 19,02}{0,956} = 0,00108 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.97)$$

Прийнявши падіння (втрати) тиску в напірній гідролінії $\Delta p_H=0,5$ МПа і загальний ККД насоса $\eta_H=0,9$, визначаємо потужність, яку використовує насос при роботі

$$p_H = \frac{(p_p + \Delta p_H) Q_1}{\eta_H} = \frac{(17,2 + 0,5) 10^3 \cdot 0,00108}{0,9} = 21,03 \text{ кВт}. \quad (4.98)$$

Розрахунок механізму повертання платформи.

Необхідна потужність на обертання

$$N_p = \frac{M_{ст} \omega}{\eta_m} = \frac{35,9 \cdot 0,157}{0,85} = 6,6 \text{ кВт.} \quad (4.99)$$

Згідно Дод. LXIX, вибираємо гідромотор 210.12, потужністю 9,55 кВт, корисним крутним моментом $M_1=0,0281$ кН·м, робочим об'ємом $V_0=11,6 \cdot 10^{-6}$ м³, об'ємним ККД $\eta_{об}=0,955$, гідромеханічним ККД $\eta_{ГМ}=0,95$, частотою обертання 2400 хв⁻¹.

Передачочне число механізму

$$u_3 = \frac{M_{ст.б}}{M_1 \eta_b \eta_p} = \frac{35,9}{0,0281 \cdot 0,95 \cdot 0,97} = 1386,4,$$

де η_b і η_p – ККД відкритої передачі і редуктора.

Приймаємо передачочневальне число відкритої передачі, виходячи із того, що раніше за (Дод. LXXII) прийняли опорно-поворотний круг № 5, II виконання із числом зубців 102 шт. Мінімальне число зубців вихідної шестерні редуктора - 13.

Тоді

$$u_b = \frac{102}{13} = 7,85.$$

Необхідне передачочне число редуктора

$$u_{рн} = \frac{1386,4}{7,85} = 176,6.$$

Визначаєм передачочне число редуктора, приймаючи редуктор планетарний трьохступінчастий

$$\begin{aligned} u_p &= 1 + u_1 + u_2 + u_3 + u_1 u_2 + u_1 u_3 + u_2 u_3 + u_1 u_2 u_3 = \\ &= 1 + 4,6 + 4,6 + 4,6 + 4,6 \cdot 4,6 + 4,6 \cdot 4,6 + 4,6 \cdot 4,6 + 4,6 \cdot 4,6 \cdot 4,6 = 175,6. \end{aligned} \quad (4.100)$$

Тоді загальне передачочне число

$$u_3 = u_b + u_p = 7,85 \cdot 175,6 = 1378,5.$$

Зазначимо, що величини передаточних чисел додатково необхідно уточнити після відповідних розрахунків безпосередньо шестерен редуктора і вихідної шестерні із відповідним коригуванням загального передаточного числа.

Визначаємо тиск, при якому буде працювати двигун

$$p_p = \frac{M_{\text{ст.б}}}{0,159V_o u_3 \eta_{г.м} \eta_p} = \frac{35,9 \cdot 10^{-3} \cdot 10^6}{0,159 \cdot 11,6 \cdot 1378,5 \cdot 0,97 \cdot 0,95} = 15,32 \text{ МПа.}$$

Частота обертання вала гідродвигуна

$$n_1 = \frac{n u_3}{60} = \frac{1,5 \cdot 1378,5}{60} = 34,5 \text{ с}^{-1}.$$

Визначаємо витрати робочої рідини гідромотора

$$Q_1 = \frac{V_o n_1}{\eta_3} = \frac{11,6 \cdot 34,5}{0,955 \cdot 10^6} = 0,00042 \text{ м}^3/\text{с}$$

Приймаючи падіння тиску в напірній гідролінії $\Delta p_H = 0,5$ МПа і загальний ККД насоса $\eta_H = 0,9$, визначаємо потужність, яку використовує насос при роботі

$$P_H = \frac{(p_p + \Delta p_H) Q_1}{\eta_H} = \frac{10^3 (15,32 + 0,5) 0,00042}{0,9} = 7,4 \text{ кВт}$$

Вибір насоса для гідромоторів механізмів підймання і повертання.

В типових гідро схемах, гідромотори підключаються до загального для них насосу. Приймаємо, що робота гідромоторів, згідно робочого тиску $p = 16$ МПа, роздільна, а найбільші витрати робочої рідини $Q_1 = 0,00108$ м³/с (4.97).

Вибираємо

(Дод. LXIX) насос типорозміру 210.20, який при номінальній частоті обертання розвиває подачу

$$Q_H = V_o n \eta_H = \frac{54,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1500 \cdot 0,965}{60} = 0,001322 \text{ м}^3/\text{с},$$

що є більше необхідних витрат.

Частота обертання вала насоса при подачі $Q_1 = 0,00108$ м³/с

$$n_1 = \frac{0,00114 \cdot 0,965 \cdot 10^6}{54,8} 20,07 \text{ с}^{-1}.$$

Розрахунки гідроциліндрів.

Розрахунок гідроциліндра змінення кута нахилу стріли. Розрахунок проводимо при одному і при двох спарених гідроциліндрах.

При одному гідроциліндрі. Середня швидкість руху поршня

$$V = \frac{l}{t_1} = \frac{1,7}{30} = 0,05667 \text{ м/с}.$$

Внутрішній діаметр гідроциліндра в безштоковій робочій порожнині і при манжетному ущільненні

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{F_{\max}}{p \eta_m}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,4159}{16 \cdot 0,95}} = 0,19 \text{ м}, \quad (4.101)$$

де F_{\max} – максимальне зусилля в гідроциліндрі, МН (табл. 4.18);

$p=16$ МПа – прийнятий тиск гідросистеми;

$\eta_m=0,95$ – ККД гідроциліндра.

Згідно Дод. LXVII приймаємо гідроциліндр діаметром $D = 0,2$ м, тип 1.2 – 200×1700, $F_{\max} = 502$ кН.

Фактичний тиск в робочій порожнині гідроциліндру

$$p_{\phi} = \frac{4F_{\max}}{\pi D^2 \eta_m} = \frac{4 \cdot 0,4159}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,95} = 13,95 \text{ МПа}. \quad (4.102)$$

Витрати робочої рідини

$$Q_1 = 0,785 \frac{VD^2}{\eta_{об}} = \frac{0,785 \cdot 0,05667 \cdot 0,2^2}{1,0} = 0,00178 \text{ м}^3/\text{с},$$

де $\eta_{об}$ – об'ємний ККД гідроциліндру.

Потужність, яка витрачається насосом при роботі ($\Delta p_H=0,5$ МПа, $\eta_H=0,9$)

$$N_H = \frac{(p_p + \Delta p_H) Q_1}{\eta_H} = \frac{10^3 (13,95 + 0,5) 0,00178}{0,9} = 28,58 \text{ кВт}.$$

При двох гідроциліндрах

Внутрішній діаметр гідроциліндра

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{F_{\max}^1}{p \cdot \eta_M}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,208}{16 \cdot 0,95}} = 0,132 \text{ м},$$

де $F_{\max}^1 = \frac{F_{\max}}{2} = \frac{0,4159}{2} = 0,208 \text{ МН}.$

Згідно Дод. LXVII приймаємо два гідроциліндри з діаметрами $D = 140 \text{ мм}$, тип 1.2 – 140×1700, $p_{\max} = 246 \text{ кН}.$

Фактичний тиск в робочій порожнині гідроциліндра

$$p_p = \frac{4 \cdot F_{\max}^1}{\pi D^2 \eta_M} = \frac{4 \cdot 0,208}{3,14 \cdot 0,14^2 \cdot 0,95} = 14,23 \text{ МПа}.$$

Витрати робочої рідини двома гідроциліндрами

$$Q_1 = 2 \cdot 0,785 \frac{VD^2}{\eta_{об}} = 2 \cdot 0,785 \frac{0,005667 \cdot 0,14^2}{1} = 0,00174 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потужність, яка витрачається насосом при роботі ($\Delta p_H = 0,5 \text{ МПа}$, $\eta_H = 0,9$),

$$N_H = \frac{(p_p + \Delta p_H) Q_1}{\eta_H} = \frac{10^3 (14,23 + 0,5) 0,00174}{0,9} = 28,5 \text{ кВт}.$$

Розрахунок гідроциліндра висування стріли.

Для висування телескопічної стріли приймаємо гідроциліндр із ходом поршня, рівним висувній секції ($L_B = 6 \text{ м}$) при зусиллі висування $F = 73,9 \text{ кН}$ (4.93), тривалості повного висування 20 с.

Робоча порожнина гідроциліндра безштокова, ущільнення манжетне ($\eta_M = 0,95$, $\eta_{об} = 1$)

Середня швидкість висування стріли

$$V = \frac{L_B}{t} = \frac{6}{20} = 0,3 \text{ м/с}.$$

Внутрішній діаметр гідроциліндра

$$D = 1,3 \sqrt{\frac{F}{p \eta_M}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,0739}{16 \cdot 0,95}} = 0,079 \text{ м.}$$

Приймаємо (Дод. LXVII) гідроциліндр із внутрішнім діаметром $D = 90$ мм, тип 1.1-90×6550, $F_{\max} = 102$ кН.

Фактичний тиск в робочій порожнині гідроциліндра

$$p_p = \frac{4 \cdot F}{3,14 \cdot D^2 \eta_M} = \frac{4 \cdot 0,0655}{3,14 \cdot 0,09^2 \cdot 0,95} = 10,84 \text{ МПа.}$$

Витрати робочої рідини гідроциліндром

$$Q_1 = 0,785 \frac{VD^2}{\eta_{об}} = 0,785 \frac{0,3 \cdot 0,09^2}{1} = 0,0019 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Потужність яка витрачається насосом при висуванні секції стріли ($\Delta p_H = 0,5$ МПа, $\eta_H = 0,9$)

$$N_H = \frac{(p_p + \Delta p_H) Q_1}{\eta_H} = \frac{(10,84 + 0,5) 10^3 \cdot 0,0019}{0,9} = 23,94 \text{ кВт.}$$

Розрахунок гідроциліндрів виносних опор.

Для кожної із чотирьох виносних опор приймаємо поршньові гідроциліндри спеціальної конструкції із робочою поршньовою (безштоковою) порожниною і манжетним ущільненням. Приймаємо $\eta_M = 0,95$, $\eta_{об} = 1$, зусилля на одну опору $F_o = 60,2$ кН, хід поршня $l_{п} = 0,7$ м, тривалість висування опор $t_B = 10$ с.

Середня швидкість висування гідроциліндрів

$$V = \frac{l_{п}}{t} = \frac{0,7}{10} = 0,07 \text{ м/с.}$$

Внутрішній діаметр гідроциліндра

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{F_o}{p \eta_M}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,0602}{16 \cdot 0,95}} = 0,071 \text{ м.}$$

Згідно Дод. LXVII приймаємо нормалізований діаметр поршня $D = 0,09$ м, тип гідроциліндра 1.1-80×700, $F_{\max} = 81$ кН.

Фактичний тиск в робочій порожнині гідроциліндра

$$p_p = \frac{4 \cdot F_o}{\pi D^2 \eta_m} = \frac{4 \cdot 0,0602}{3,14 \cdot 0,09 \cdot 0,95} = 12,6 \text{ МПа} .$$

Витрати робочої рідини чотирма гідроциліндрами опор

$$Q_1 = 4 \cdot 0,785 \frac{VD^2}{\eta_{об}} = 4 \cdot 0,785 \frac{0,07 \cdot 0,09^2}{1} = 0,0014 \text{ м}^3/\text{с} .$$

Потужність, яка витрачається насосом в кінці висування опор ($\Delta p_H = 0,5 \text{ МПа}$, $\eta_H = 0,9$)

$$N_H = \frac{(p_p + \Delta p_H) 10^3 \cdot Q_1}{\eta_H} = \frac{(9,97 + 0,5) 10^3 \cdot 0,0014}{0,9} = 20,4 \text{ кВт} .$$

Вибір насоса для гідроциліндрів.

Всі гідроциліндри підключаються до загального для них насосу і працюють роздільно. Максимальні витрати робочої рідини $Q_{1\max} = 0,00178 \text{ м}^3/\text{с}$.

Згідно Дод. LXIX вибираємо насос 210.25 із робочим об'ємом $V_o = 1,07 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ і об'ємним ККД $\eta_{об} = 0,97$.

Визначаємо частоту обертання вала при подачі $Q_{1\max} = 0,00178 \text{ м}^3/\text{с}$

$$n = \frac{Q_{1\max} \cdot \eta_{об}}{V_o} = \frac{0,00178 \cdot 0,97}{1,07 \cdot 10^{-4}} = 16,14 \text{ с}^{-1} .$$

Перевірка правильності вибору гідромоторів та гідроциліндрів.

Умова правильності вибору гідромотора механізму підймання вантажу та правильності вибору гальма (4.2)

$$KM^H \leq m_o M^P ,$$

$$\text{де } M^H = \frac{M_{\delta}}{u_p \eta_p} = \frac{5,417}{41,34 \cdot 0,97} = 0,135 \text{ кН} \cdot \text{м} ,$$

M_{δ} – момент від нормативних навантажень на валу барабана,

$$M_{\delta} = \frac{G_B^H \cdot D_{\delta}}{2u \eta_{\Pi}} = \frac{100 \cdot 0,416}{2 \cdot 4 \cdot 0,96} = 5,417 \text{ кН} \cdot \text{м} ;$$

M^P – момент двигуна,

$$M^p = \frac{P \cdot \eta_n}{\omega} = \frac{30,8 \cdot 0,85 \cdot 30}{3,14 \cdot 1500} = 0,167 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$K = 1 + K_1 K_2 = 1 + 5 \cdot 0,05 = 1,25$ – коефіцієнт перевантаження, $K_1 = 5$ (табл. 4.3),

$$K_2 = \frac{(S_{G_B}^2)^{1/2}}{G_B^H} = 0,05;$$

$m_o = m_1 m_2 = 1 \cdot 1 = 1$ – коефіцієнт умов роботи

Тоді $1,25 \cdot 0,135 \leq 1 \cdot 0,167$;

$0,169 > 0,167$ – перевантаження на 1%; при інших вантажопідіймальностях перевантаження суттєво зменшиться.

Умова правильності вибору гідромотора механізму обертання (4.2)

$$KM^H \leq m_o M^p,$$

де $M^H = M_{ст} - M_{\zeta_o} = 35,9 - 3,2 = 32,7$ кН·м – момент від нормативних навантажень на валу двигуна;

$$M^p = \frac{p \cdot \eta_n}{\omega} = \frac{9,55 \cdot 0,85}{0,157} = 51,7 \text{ кН} \cdot \text{м} \text{ – момент двигуна};$$

$K = 1 + K_1 \cdot \frac{(\sum M_S^2)^{1/2}}{M_{ст}^H} = 1 + 5 \cdot \frac{3,2}{32,7} = 1,49$ – коефіцієнт перевантаження; $K_1 = 5$ (табл. 4.3);

$m_o = m_1 m_2 = 1 \cdot 1 = 1$ – коефіцієнт умов роботи (4.6).

Тоді $1,49 \cdot 32,7 \leq 1 \cdot 51,7$; $42,5 < 51,7$

Умова правильності вибору гідроциліндра зміни нахилу стріли (4.1)

$$KN^H \leq m_o N^p,$$

де $N^H = F_{\max}^H = 415,9$ кН – зусилля від нормативного навантаження;

$N^p = F_{\max} = 492$ кН – несуча здатність двох гідроциліндрів (при одному гідроциліндрі $N^p = 502$ кН);

$K = 1 + K_1 K_2 = 1 + 5 \cdot 0,03258 = 1,16$ – коефіцієнт перевантаження, де $K_1 = 5$ (табл. 4.3);

$$K_2 = \frac{(\sum M_{\zeta}^2)^{1/2}}{M^H} = \frac{21,68}{665,4} = 0,03258;$$

$$\begin{aligned} (\sum M_S^2)^{1/2} &= \left(M_{S_{WB}}^2 + M_{S_c}^2 + (M_{S_{00}}^2)^2 + M_{S_{00}}^2 + M_{S_{GB}}^2 \right)^{1/2} = \\ &= \sqrt{(4,9^2 + 1,6^2 + 6,13^2 + 2,4^2 + 20^2)} = 21,68 \text{ кН} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

$M_S w_B = S w_B h = 0,7 \cdot 7 = 4,9$ кН·м – момент від випадкових складових вітрового навантаження на вантаж;

M_{ζ_c} – момент від випадкових складових вітрового навантаження на стрілу

$$M_{S_{00}}^H = \frac{G_B^H h l - G_K^H h_K c_K}{\partial} \omega^2 = \frac{100 \cdot 7,4 - 60 \cdot 2 \cdot 3}{9,81} 0,157^2 = 6,13 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

Момент від випадкових складових при обертанні крана

$$M_{\zeta_{00}} = K_5 G_B^H \cdot L = 0,006 \cdot 100 \cdot 4 = 2,4 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де $K_5 = 0,006$ (табл. 4.7).

Тоді $1,16 \cdot 415,9 \leq 1 \cdot 492$; $482 < 492$.

Умова вірності вибору гідроциліндра висування секції стріли (телескопування)

$$KN^H \leq m_0 N^P,$$

де $N^H = 73,9$ кН – зусилля від нормативних навантажень (4.93);

$N^P = F_{\max} = 102$ кН – несуча здатність гідроциліндра;

$K = 1 + K_1 K_2 = 1 + 5 \cdot 0,41 = 1,2$ – коефіцієнт перевантаження;

де $K_1 = 5$ табл. 4.3;

$$K_2 = \frac{S_{GB} \cdot \sin \alpha}{F} = \frac{5 \cdot 0,61}{73,9} = 0,041;$$

$m_0 = m_1 m_2 = 1 \cdot 1 = 1$ – коефіцієнт умов роботи.

Тоді $1,2 \cdot 73,9 \leq 1 \cdot 102$;

Умова вірності вибору гідроциліндрів виносних опор (4.1)

$$KN^H \leq m_0 N^P,$$

де $N^H = F_B = 60,2$ кН – нормативне навантаження на одну опору;

$N^P = F_{\max} = 81$ кН - несуча здатність гідроциліндра;

$K = 1 + K_1 K_2 = 1 + 5 \cdot 0,041 = 1,2$ – коефіцієнт перевантаження; за умовами гідроциліндра висування секції стріли;

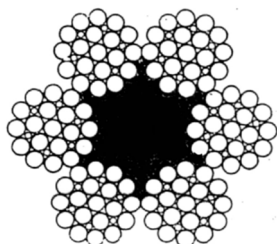
$m_0 = m_1 m_2 = 1 \cdot 1 = 1$ – коефіцієнт умов роботи (4.6).

Тоді $1,2 \cdot 60,2 \leq 1 \cdot 84$; $72,24 < 81$.

Таким чином, вибрані гідромотори і гідроциліндри задовольняють умови перевірок.

Розрахунки елементів і деталей механізмів та стійкості крана проводять аналогічно п.2.1, п 4.3 з перевіркою згідно залежностей (4.1), (4.2), (4.3) відповідно.

ДОДАТКИ



Додаток I

Канати сталеві (за ГОСТ 7665-80)

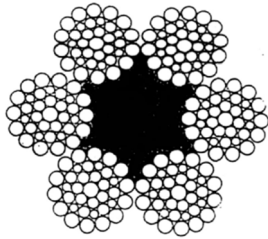
Канат подвійного звивання типу ЛК-3 конструкції 6×25(1+6; 6+12)+1 о.с.

Діаметр каната, мм	Маркірувальна група, МПа (Н/мм ²)						
	1372	1470	1568	1666	1764	1862	1960
	Розривне зусилля каната в цілому, Н не менше						
8,1	-	-	31900	33950	35100	36500	38050
9,7	-	-	46300	49150	50850	53000	55100
11,5	54900	58800	62700	66650	68900	71850	74750
13	71500	76600	81700	86600	89450	93550	97200
14,5	90350	96600	102500	109000	113000	118050	122500
16	110500	119000	126500	134500	139500	145500	151000
17,5	134500	144000	153500	163500	169000	175500	183000
19,5	160000	171500	183000	194500	201000	209500	218500
21	188500	201500	215000	228500	236500	246000	256500
22,5	219000	235000	250500	266500	275000	287500	298500
24	251500	269500	288000	305500	316500	330000	343000
25,5	286500	307000	327500	348000	360000	375000	390500
27,5	323500	346500	369500	393000	406500	423500	441000
29	363000	389000	415000	441000	456000	475000	494500
32	445500	477000	509500	541000	559500	583500	607000
35,5	359000	578000	616500	655000	677500	707000	735000
38,5	639000	685500	730500	776500	795000	835000	868500
42	751000	805000	857500	911500	943000	980000	1015000
45	874500	936500	999500	1055000	1095000	1140000	1190000
48,5	999500	1070000	1145000	1220000	1255000	1310000	1365000

Приклад умовного позначення.

Канат діаметром $d = 13$ мм, вантажного призначення, з дроту без покриття, вищої марки, лівого одностороннього звивання, не розкручується, маркірувальної групи 1764 МПа:

Канат 13 - Г - В - Л - О - Н - 1764 ГОСТ 7665-80.

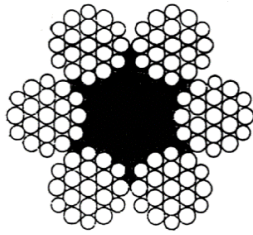


Додаток II

Канати сталеві (за ГОСТ 7668-80)

Канат подвійного звивання типу ЛК-РО конструкції 6×36(1+7+7/7+14)+1 о.с.

Діаметр каната, мм	Маркірувальна група, МПа (Н/мм ²)						
	1372	1470	1568	1666	1764	1862	1960
	Розривне зусилля каната в цілому, Н не менше						
6,3	-	-	-	-	22650	23650	24400
6,7	-	-	-	-	25700	26800	27600
7,4	-	-	-	-	29100	30350	31550
8,1	-	-	-	-	37050	38650	39850
9,7	-	-	49850	53000	56100	58500	63300
11,5	-	-	66750	70950	75100	78300	80700
13,5	-	-	90650	96300	101500	106000	109000
15	-	-	104500	111500	116500	122500	128000
16,5	-	-	135500	144000	150000	157500	165000
18	-	-	161500	171500	175500	186500	190500
20	-	-	197500	210000	215000	229000	233500
22	207500	222500	237500	252500	258500	275000	280500
23,5	242500	259500	277000	294000	304000	321000	338000
25,5	283500	303500	324000	344000	352500	375500	388000
27	318500	341500	364500	387500	396500	422000	430500
29	366000	392000	417500	444000	454500	484000	493500
31	416000	445000	475000	505000	517000	550500	861500
33	473000	507000	540500	574500	588000	626500	638500
34,5	518000	555500	592000	629500	644500	686000	700000
36,5	565500	606000	646000	686500	703500	748500	264000
39,5	692500	742000	791500	841000	861000	917000	935000
42	768500	823500	878500	933500	955500	1010000	1030000
43	806500	863500	919500	976000	1005000	1060000	1080000
44,5	885000	948500	1005000	1065000	1095000	1165000	1185000
46,5	956500	1020000	1090000	1160000	1180000	1260000	1280000
50,5	1130000	1210000	1290000	1370000	1400000	1490000	1510000
53,5	1265000	1355000	1455000	1540000	1570000	1680000	1705000



Додаток III

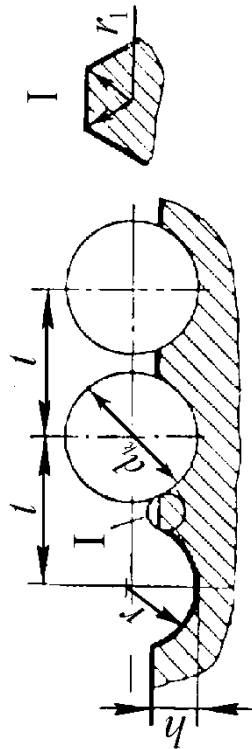
Канати сталеві (за ГОСТ 2688-80)

Канат подвійного звивання типу ЛК-Р конструкції 6×19(1+6+6/6)+1 о.с.

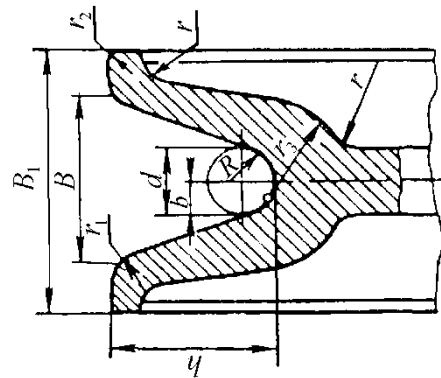
Діаметр каната, мм	Маркірувальна група, МПа (Н/мм ²)						
	1372	1470	1568	1666	1764	1862	1960
	Розривне зусилля каната в цілому, Н не менше						
6,9	-	-	24000	25500	26300	27450	28700
8,3	-	-	34800	36950	38150	39850	41600
9,1	-	-	41550	44100	45450	47500	49600
9,9	-	-	48850	51850	53450	55950	58350
11	-	-	62850	66750	68800	72000	75150
12	-	-	71750	76200	78550	81900	85750
13	71050	76190	81250	86300	89000	92800	97000
14	86700	92850	98950	105000	108000	112500	118000
15	100000	107000	114500	122000	125500	131000	137000
16,5	121500	130000	139000	147500	152000	159000	166000
18	145000	155000	106000	176000	181500	189500	198000
19,5	167000	179500	191000	203000	209000	218500	228000
21	194500	208000	222000	236000	243500	254000	265500
22,5	220000	235500	251000	267000	275000	287500	303500
24	250500	269000	287000	304500	314000	328000	343000
25,5	284000	304500	324500	345000	355500	372000	388500
27	319000	342000	365000	388000	399500	418000	436500
28	346500	371000	396000	421000	434000	453500	473500
30,5	415500	445500	475000	504500	520000	544000	567500
32	458000	490500	523500	556000	573000	599500	625500
33,5	502500	538500	574000	610500	748000	782500	686000
37	597500	640500	683000	725000	629000	658000	816000
39,5	684000	732500	781500	828000	856000	891500	938500
42	779000	833000	890000	945000	975000	1010000	1060000
44,5	880500	941000	1000000	1035000	1075000	-	-
47,5	1000000	1070000	1145000	1185000	1230000	-	-
51	1135000	1215000	1295000	1340000	1395000	--	--

Основні параметри барабанів з гвинтовими канавками, мм

Діаметр каната	Розміри нормальній канавки			
	r	r_1	h	t
12 ... 13	7	7	4	14,51
13 ... 14	7,5	7,5	4,5	16
14 ... 16	9	9	5	18,47
16 ... 18	10	10	5,5	20
18 ... 19,5	10,5	10,5	6	22,58
19,5 ... 21,5	12	12	6,5	24,19
21,5 ... 23	12,5	12,5	7	26
23 ... 24,5	13,5	13,5	7,5	28,16
24,5 ... 26	14	14	8	29,02
26 ... 27,5	15	15	8,5	31,25
27,5 ... 29	16	16	9	33,86

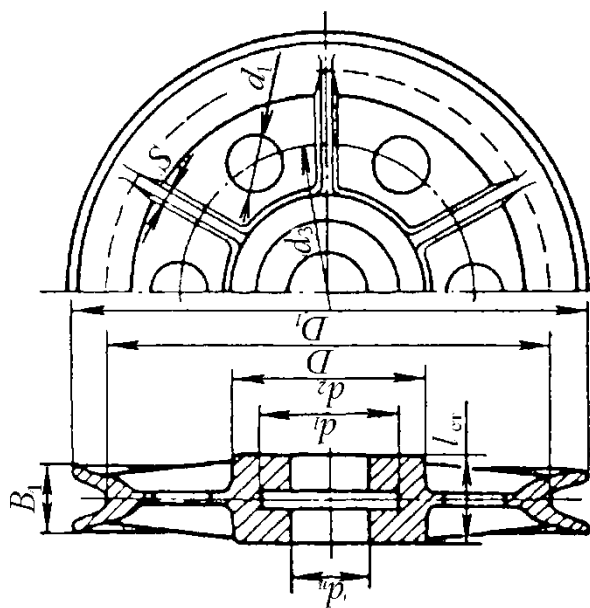


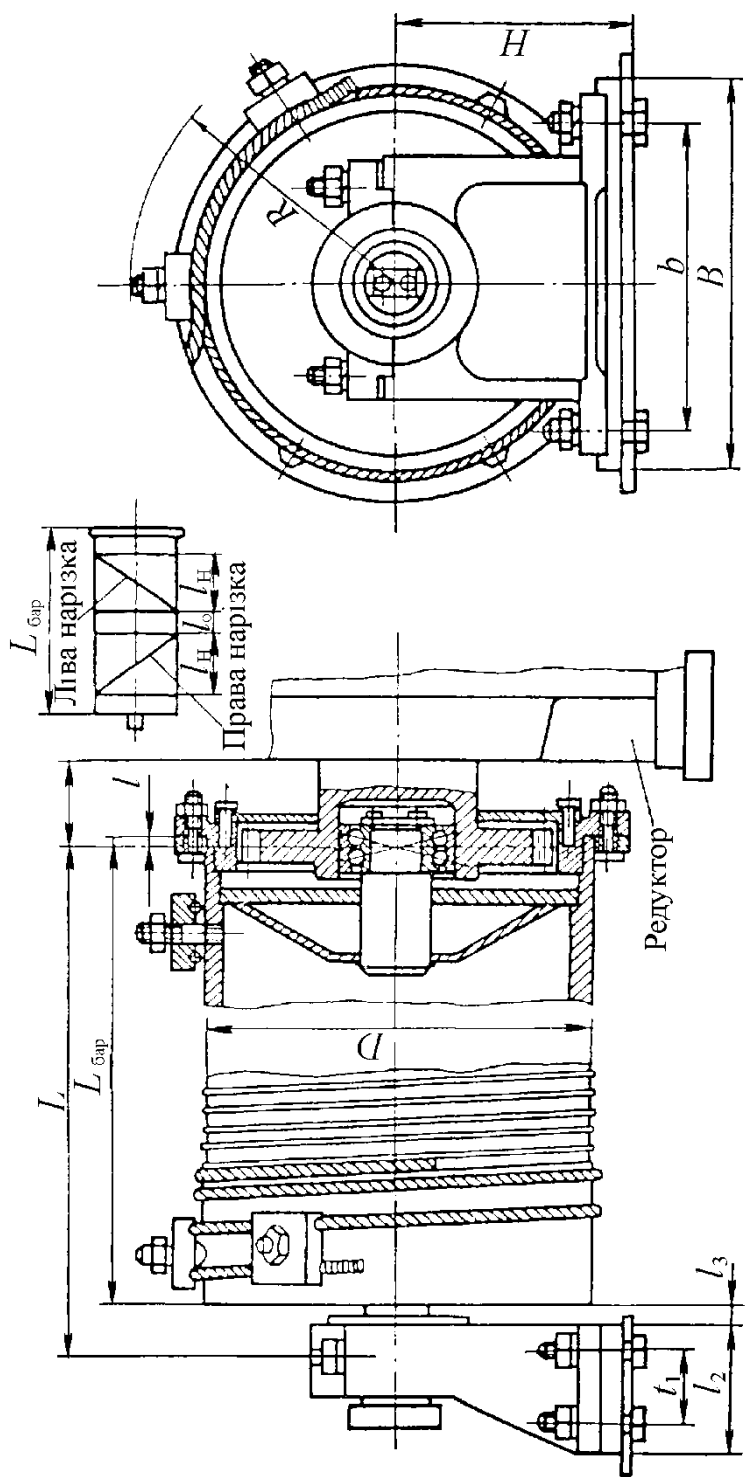
Основні розміри канатних блоків, мм



Діаметр каната	Розміри								
	R	B	B	h	r	r_1	r_2	r_2	b
11 ... 14	8	28	40	22	16	3	3	19	4
14 ... 18	10	34	50	28	20	3	3,5	23	6
18 ... 23	12,5	45	65	36	25	4	5,5	30	8
23 ... 28,5	15,5	55	80	45	30	6	7	35	10
28,5 ... 35	19,5	67	95	55	36	7,5	8,5	44	12
30 ... 43,5	24,5	85	120	70	50	9	11	56	12

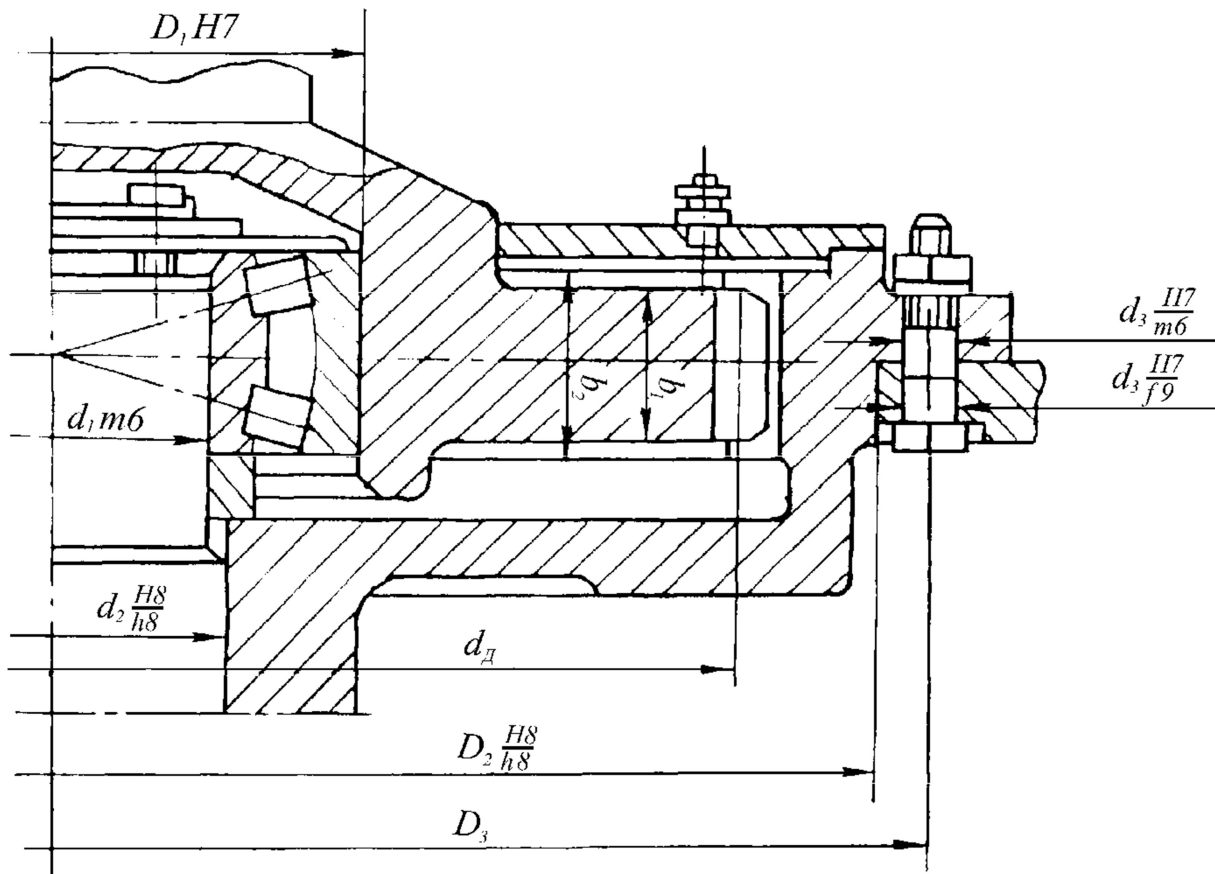
Діаметр каната, мм	D	D_1	B_1	l_{cr}	d_0	d_1	d_2	d_3	d_4	Число ребер	S
Від 11 до 14	320	363	40	60	50	90	140	215	50	6	10
					60	110	160	220	40		
	440	444	40	70	50	90	140	275	100	4	
					60	110	160	285	90	6	
					70	125	170	290	90	6	
					50	90	140	275	100	4	
450	494	40	70	60	110	160	285	90	6		
				70	125	170	290	90	6		
				60	110	160	220	60	6		
				70	125	170	225	50			
				80	140	190	235	50			
				60	110	160	265	80	4		
320	376	50	70	70	125	170	270	70	6		
				80	140	190	280	70	6		
				60	110	160	290	90	4		
				70	125	170	295	90			
				80	140	190	305	80	6		
				90	160	220	320	70			
450	506	50	70	70	125	170	320	90			
				70	140	190	330	90			
				80	160	220	345	80	6		
				80	180	240	350	80			
				80	140	190	350	110			
				80	160	220	345	110	6		
500	556	50	80	90	180	240	375	100			
				90	200	270	390	90			
				80	140	190	345	110			
				80	160	220	345	110	6		
				90	180	240	375	100			
				90	200	270	390	90			





Барабани кранові типу БК. Технічні дані

Барабан	D, мм	Розміри, мм										Маса, кг	
		L _{бар}	H	R _{max}	B	b	L	L ₁	l	l ₁	l ₂		l ₃
БК 260	260	1300	150	176	265	210	1327	55	8	55	90	18	146
БК 335	335	1420	190	220	330	1452	65	8	60	100	100	11	293
БК 400	400	1200	235	265	390	1241	72	10	80	130	130	16	34
БК 510	510	2300	300	340	410	2320	90	17	80	130	130	16	15

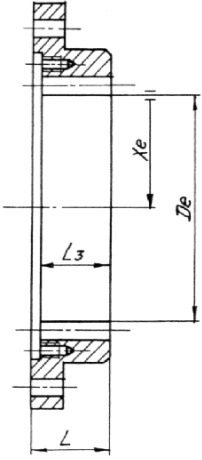


Продовж. дод. VI

Зубчасті муфти для з'єднання редуктора з барабаном. Розміри, мм

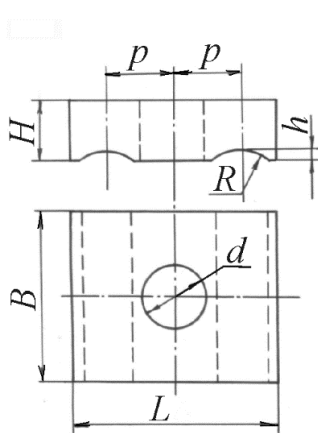
m	z	$d_{\text{Д}}$	d_1	D_1	d_2	d_3	b_1	b_2	D_2	D_3
4	56	224	55	120	70	17	35	42	275	315
6	56	336	80	170	100	17	40	47	385	430
8	54	432	90	190	100	17	50	57	495	525
10	48	480	95	200	120	25	60	72	570	650
10	58	580	10	200	120	25	65	75	700	750

Зубчасті муфти барабанів типу БК. Розміри, мм

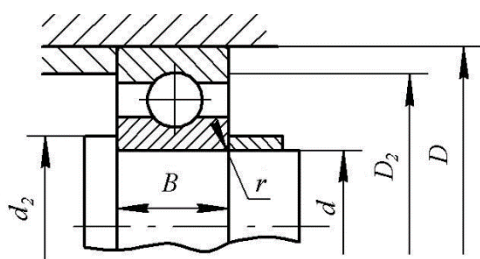
	Барабан	Модуль m	Число зубців z	Довжина загальної нормалі	L	L_3	Діаметр виступів зубців	Раді- альне биття
	БК 260	5	40	69,394 + 0,08	39	34	190	0,075
	БК 335	6	40	83,270 + 0,09	5	42	228	0,075
	БК 400	8	40	110,97 + 0,09	52	49	304	0,075
	БК 510	10	40	138,448 + 0,2	70	66	380	0,100

Додаток VII

Накладки для кріплення каната. Параметри



Діаметр каната, мм	p	L	B	H	h	R	d	Маса, кг
9 ... 10	11							
10 ... 11	2,5	40	40	12	1,5	10	13	0,13
11 ... 12	13,5							
12 ... 13	15							
13 ... 14	16	45	45	14	2,0	11		0,20
14 ... 15	17							
15 ... 16	18	55	50	16	2,5	12	17	0,30
16 ... 17	19							
17 ... 18	20							
18 ... 19	22	65	55	18	3,0	14	22	0,52
19 ... 20	23							



Додаток VIII

**Шарикопідшипники радіальні однорядні (ДСТУ ГОСТ 8338-2008).
Розміри, мм**

Позначення	d	D	B	r	d_2	D	Вантажо- підйомність, Н		Маса, кг
							C	C_0	
Легка серія									
204	20	47	14	1,5	26	41	9810	6180	0,10
205	25	52	15		31	46	10780	6940	0,12
206	30	62	16		36	56	15000	10000	0,2
207	35	72	17	2	42	65	19700	13630	0,29
208	40	80	18		47	73	25110	17750	0,36
209	45	85	19		52	78	25210		0,41
210	50	90	20		57	83	26970	19810	0,47
211	55	100	21	2,5	64	91	33350	25110	0,60
212	60	110	22		69	101	40310	30900	0,80
213	65	120	23		74	111	44040	34040	0,98
214	70	125	24		79	116	47870	37370	1,08
215	75	130	25		84	121	50910	41100	1,18
216	80	140	26	3	90	130	55900	44500	1,40
217	85	150	28		95	140	64100	53000	1,80
218	90	160	30		100	150	73800	60500	2,20
Середня серія									
304	20	52	15	2	27	45	12500	7785	0,14
305	25	62	17		32	55	17260	11370	0,23
306	30	72	19		37	65	21580	14810	0,34
307	35	80	21	2,5	44	70	25700	17550	0,44
308	40	90	23		49	80	31260	22260	0,63
309	45	100	25		54	90	37080	26190	0,83
310	50	110	27		60	100	47470	35600	1,08
311	55	120	29	3	65	110	54930	41790	1,35
312	60	130	31		72	118	62880	48460	1,70
313	65	140	33	3,5	77	128	71310	55620	2,11
314	70	150	35		82	138	80140	63220	2,6
315	75	160	37	4	87	148	87300	71470	3,1
316	80	170	39		92	158	94660	80140	3,6

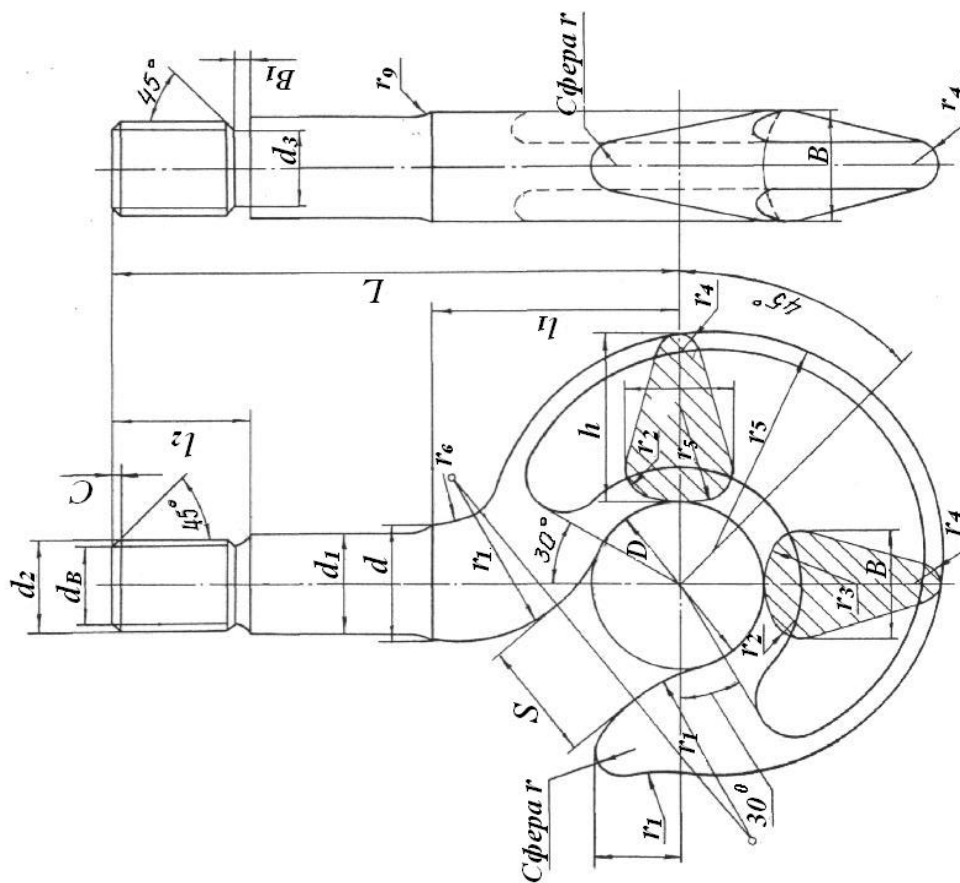
Продовж. дод. VIII

Позначення	d	D	B	r	d_2	D	Вантажо- підйомність, Н		Маса, кг
							C	C_0	
317	85	180	41		99	165	102000	89270	4,3
318	90	190	43		104	175	107800	99080	5,1
319	95	200	45		109	185	117700	108890	5,7
320	100	215	47		114	200	135300	130400	7,0
321	105	225	49		118	210	141200	142200	8,2
322	110	240	55		124	225	157900	166700	9,8
324	120	260	58		134	245	166700	180500	12,3
326	130	280	59		148	262	176500	194200	15,2
330	150	320	65		168	302	212800	253000	27,6
Важка серія									
405	25	80	21	2,5	35	70	29200	20800	0,5
406	30	90	23		40	80	37200	27200	0,72
407	35	100	25		45	90	43600	31900	0,93
408	40	110	27	3	50	100	50300	37000	1,2
409	45	120	29		55	110	60400	46400	1,52
410	50	130	31	3,5	62	118	68500	53000	1,91
411	55	140	33		68	128	78700	63700	2,3
412	60	150	35		72	138	85600	71400	2,8
413	65	160	37		78	148	92600	79600	3,4
414	70	180	42	4	84	166	110850	109960	5,3
416	80	200	48		95	185	125560	124580	7,0
417	85	210	52	5	105	190	133410	135570	8,0

Приклад умовного позначення: Підшипник 210 ГОСТ 8338-75

Вантажопідіймальність однорогих кованих гаків (за ГОСТ 6627-74)

Номер гака	Група режиму роботи механізму	
	3М; 4М	5М; 6М
13	5	4
14	6,3	5
15	8	6,3
16	10	8
17	12,5	10
18	16	12,5
19	20	16
20	25	20



Приклад умовного позначення.
 Гак вантажний однорогий № 17 з подовженням
 ХВОСТОВИКОМ
 Гак однорогий, тип Б, № 17 ГОСТ 6627-74

Гаки однорогі. Типи. Конструкція і розміри, мм (за ГОСТ 6627-74)

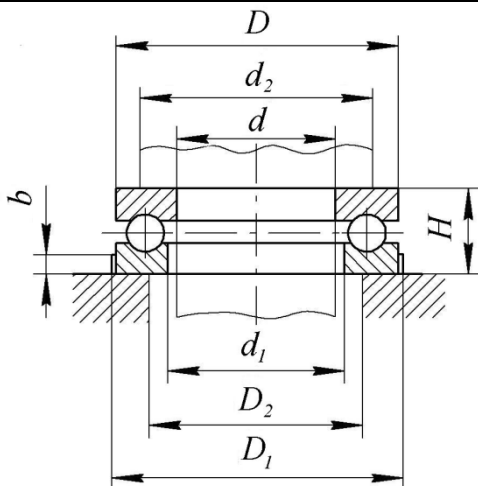
Номер гака	D	S	L		b	d	d ₁	d ₂	d _в	h	l	l ₂		d ₃	b ₁	c
			А	Б								l ₁	більше			
13	75	55	250	410	48	52	45	M42	37,5	75	38	105	60	35,5	10	3,5
14	85	65	280	475	54	56	50	M48	42,6	82	42	120	70	41,5	10	4,0
15	95	75	310	520	60	62	55	M52	46,6	90	46	135	75	45,0	10	4,0
16	110	85	340	580	65	68	60	M56	50,0	100	55	150	80	48,0	12	4,0
17	120	90	415	600	75	80	70	M64	57,5	115	60	165	90	55,0	12	4,0
18	130	100	440	630	80	85	75	Трап. 70×10	59,0	130	65	180	95	57,5	16	5,5
19	150	115	480	660	90	95	85	Трап. 80×10	69,0	150	75	210	100	63,5	16	5,5
20	170	130	535	730	102	110	100	Трап. 90×12	77,0	164	80	230	15	75,5	18	6,5

Продовж. дод. X

Номер гака	r	r ₁	r ₂ = r ₄	r ₃	r ₅	r ₆	r ₇	r ₈	r ₉	r ₁₀	r ₁₁	Маса, кг	
												не більше	
												А	Б
13	11,0	85	10,0	40	100	50	75	25			12	9,6	12,2
14	12,0	95	12,0	45	110	60	85	28				13,5	17,7
15	15,0	110	13,0	50	125	65	95	30				18,0	23,0
16	18,0	120	13,0	55	140	75	110	34	2,5	10		26,0	33,0
17	20,0	125	14,0	62	155	84	120	36				37,0	44,5
18	21,0	140	16,0	70	170	80	130	40				49,5	56,0
19	22,0	170	18,0	75	200	105	150	45				70,0	82,5
20	30,0	190	20,0	100	220	120	170	50				102	121

Коефіцієнт безпеки k_6

Найменування механізмів і вузлів	k_6
Механізми ручних кранів, талі, кошки і ручні лебідки	1,0
Механізми підймання усіх кранів, електроталі, монорейкові візки, лебідки з механічним приводом, приводи ліфтів	1,2
Приводи механізмів пересування візків і механізмів повороту кранів	1,3
Приводи механізмів пересування кранів; ходові колеса візків і опори механізмів повороту кранів, механізми пересування авто- і електронавантажувачів	1,4
Ходові колеса кранів	1,5



Шарикопідшипники упорні однорядні (ГОСТ 7872-89). Розміри, мм

Позначення	d	D	H	d_1	r	d_2	D_2	D_1	a	Вантажо- підймальність статична C_0 , Н	Маса, кг
8209	45	73	20	45,2	1,5	62	56	73,5	3,5	90500	0,32
8210	50	78	22	50,2		67	61	78,5		105000	0,39
8211	55	90	25	55,2		76	69	90,5		129000	0,61
8212	60	95	26	60,2		81	74	95,5	6	155000	0,69
8213	65	100	27	65,2		86	79	101		153000	0,75
8214	70	105		70,2		91	82	106		161000	0,80
8215	75	110	75,2	96		89	111	169000		0,86	
8216	80	115	28	80,2		101	94	116	7	191000	0,95
8217	85	125	31	85,2		109	101	126		239000	1,30
8218	90	135	35	90,2		2	117	108		136	290000
8220	100	150	38	100,2	117		108	136		290000	1,86
					130		120	151		335000	2,40

Приклад умовного позначення: Підшипник 8106 ГОСТ 7872-89

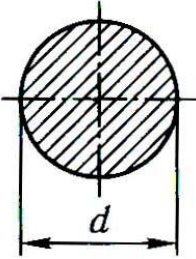
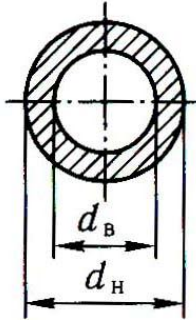
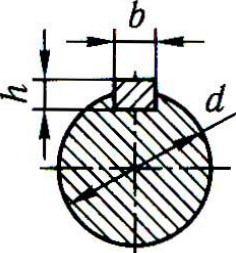
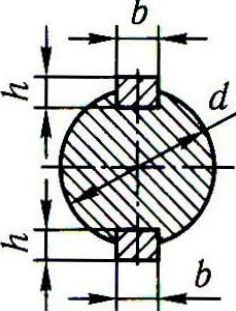
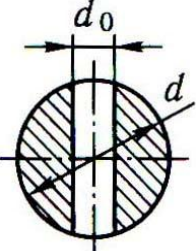
Строк служби деталей підіймальних машин, h

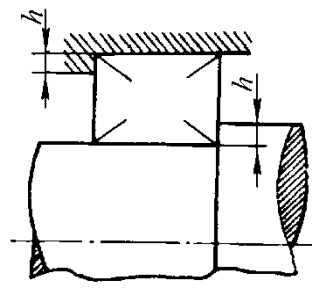
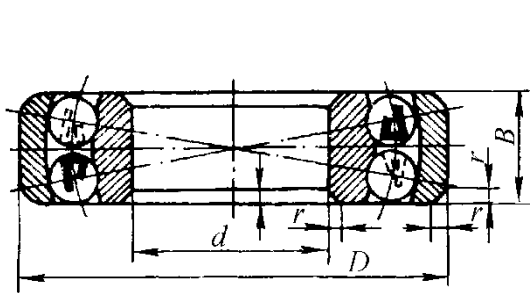
Група режиму роботи	Строк служби, години		
	Підшипників кочення	Зубчастих передач	Валів
M4	1000	1500	2500
M5	3500	7000	10000
M6	5000	16000	16000
M7	10000	32000	32000

Значення k_T для валів кранових механізмів

Механізм	Область використання	Розрахункові випадки			
		Група класифікації			
		M3	M4	M5	M6
Підіймання	крани гакові	1,8/2,3	2/2,5	2,2/2,8	2,3/3,0
	крани магнітні і мультимагнітні	–	1,8/2,2	1,9/2,4	2,1/2,6
	грейферні крани	–	1,8/2,2	1,9/2,4	2,1/2,6
	ливарні крани транспортуючі гарячий метал	–	2,1/2,7	2,3/3,0	2,5/3,2
Пересування	всі крани	1,6/2,1	1,8/2,3	1,9/2,5	2,1/2,7
Повороту	портальні і плаваючі крани	–	1,8/2,3	1,9/2,5	2,1/2,7
Зміни вильоту	портальні і плаваючі крани	–	2,1/2,7	2,3/3,0	2,5/3,2
Всі механізми з ручним приводом		–	–	–	–
Буферні пристрої	всі крани і візки	1,7/2,2	1,9/2,4	2,0/2,6	2,2/2,8

Значення моментів інерції перерізів W , W_K і площ A

Поперечний переріз	$W, \text{м}^3$	$W_K, \text{м}^3$	$A, \text{м}^2$
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$	$\frac{\pi d^2}{4} \approx 0,785d^2$
	$\frac{\pi(d_H^4 - d_B^4)}{32d_H} \approx 0,1 \frac{(d_H^4 - d_B^4)}{d_H}$	$\frac{\pi(d_H^4 - d_B^4)}{16d_H} \approx 0,2 \frac{(d_H^4 - d_B^4)}{d_H}$	$\frac{\pi(d_H^2 - d_B^2)}{4d_H} \approx 0,785(d_H^2 - d_B^2)$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d} \approx 0,1d^3 e'$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d} \approx 0,2d^3 e'_K$	$\frac{\pi d^2}{4} - \frac{bh}{2} \approx 0,785d^2 e'_F$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{8d} \approx 0,1d^3 e''$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{8d} \approx 0,2d^3 e''_K$	$\frac{\pi d^2}{4} - bh \approx 0,785d^2 e''_F$
	$\approx 0,1d^3 e$	$\approx 0,2d^3 e_K$	$\approx 0,785d^2 e_F$



Додаток XVI

**Шарикопідшипники радіальні сферичні дворядні (ГОСТ 28428-90).
Розміри, мм**

Позначення	d	D	B	r	h	Вантажо- підіймальність, Н	Маса, кг
Легка серія							
1207	35	72	17	2	3,5	7100	0,32
1208	40	80	18	2	3,5	9200	0,42
1209	45	85	19	2	3,5	10000	0,47
1210	50	90	20	2	3,5	11000	0,53
1211	55	100	21	2,5	4,5	14000	0,71
1212	60	110	22	2,5	4,5	17000	0,88
1213	65	120	23	2,5	4,5	18000	1,15
1214	70	125	24	2,5	4,5	20000	1,26
1215	75	130	25	2,5	4,5	23000	1,36
1216	80	140	26	3	5	25000	1,67
1217	85	150	28	3	5	30000	2,1
1218	90	160	30	3	5	34000	2,5
1219	95	170	32	3,5	6	39000	3,1
1220	100	180	34	3,5	6	43000	3,7
Середня серія							
1307	35	80	21	2,5	6	10000	0,5
1308	40	90	23	2,5	6	13000	0,7
1309	45	100	25	2,5	6	17000	0,96
1310	50	110	27	3	6	18000	1,21
1311	55	120	29	3	6	24000	1,58
1312	60	130	31	3,5	6	28000	1,96
1313	65	140	33	3,5	6	31000	2,5
1314	70	150	35	3,5	6	37000	3
1315	75	160	37	3,5	6	40000	3,6
1316	80	170	39	3,5	6	45000	4,45
1317	85	180	41	-	7	52000	5,3
1318	90	190	43	-	7	60000	5,7
1319	95	200	45	-	7	68000	6,7
1320	100	215	47	-	7	76000	8,3

Приклад умовного позначення: Підшипник 1307 ГОСТ 28428-90

Значення поправочних коефіцієнтів

$d, \text{мм}$	Вал із однією шпонкою			Вал із двома шпонками		
	e'	e'_{κ}	e'_F	e''	e''_{κ}	e''_F
20...30	0,83	0,91	0,94	0,68	0,83	0,88
31...40	0,85	0,92	0,95	0,7	0,84	0,9
41...55	0,86	0,93	0,96	0,73	0,85	0,92
56...70	0,88	0,94	0,96	0,75	0,87	0,93
71...90	0,9	0,95	0,97	0,77	0,88	0,94
91...130	0,9	0,95	0,97	0,78	0,88	0,94
131...150	0,91	0,95	0,97	0,80	0,89	0,95
151...170	0,92	0,96	0,98	0,82	0,90	0,95
171...200	0,92	0,96	0,98	0,85	0,91	0,95
201...260	0,93	0,965	0,985	0,86	0,91	0,95
261...400	0,94	0,97	0,985	0,86	0,91	0,95

Значення коефіцієнтів (вал із отвором)

$\frac{d_0}{d}$	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,30	0,35	0,4 0	0,45	0,50	0,55	0,60
e	1,	0,92	0,85	0,77	0,70	0,62	0,55	0,47	0,4	0,33	0,27	0,21	0,17
e_{κ}	0	5	0	5	0,84	5	0	5	0,6	0,57	0,51	5	0
e_F	1,	0,96	0,92	0,88	0,74	0,79	0,74	0,68	3	3	5	0,45	0,40
	0	4	6	4	6	1	0	6	0,4	0,42	0,36	8	0
	1,	0,93	0,87	0,80		0,68	0,61	0,55	9	6	4	0,30	0,23
	0	6	3	9		2	8	5				0	5

Значення критерію ν для різних випадків концентрації напружень

Сталь	Характеристика матеріалу	$\frac{M_{\max \text{кр}}}{M_{\max \text{дв}}}$	Пресова посадка	Напружена посадка	Рухома посадка	Шпонка	Шліци	Галтель, виточка $r/d=0.02$ і поперечні отвори	Галтель, виточка $r/d=0.1$	Гладкий вал	критерій ν											
Вуглецева	1,2	4	2	1,5	1,25	1,5	2,5	2	1,5	-												
		3	3	2	1,5	2	3	3	2	1,5	1,5											
		2	3,5	3	3	3	3,5	4	3	2	2											
		1,5	5	3,5	3,5	4	5	5	3,5	3	3											
		1	7,5	5,5	5	5,5	7,5	7,5	5,5	2	1,5											
	1,5	4	2,75	2	2	2	2,5	2,5	1,75	-												
		3	3,5	3	3	3	3,5	3,5	2	1,5												
		2	5,5	4	3,5	4	5,0	5,5	3,5	2												
		1,5	7,5	5,5	5	5,5	7,0	7	5	3,5												
		1	11	8	7,5	8	10	10	7	2	1,5											
Легована	1,5	4	3	2,25	2	2,25	2,5	2,75	1,75	-												
		3	4	3	3	3	3,5	3,5	3,0	1,5												
		2	6	5	4	4	5,5	5,5	3,5	3												
		1,5	8	6	5,5	6	7	7	5	3,5												
		1	12	9	8	9	10	11	7	2	1,5											
	1,8	4	4,25	3,25	3,75	3	3,5	3,5	2,5	-												
		3	5,5	4	3,5	4	5	5	3,5	2												
		2	9	6	5,5	6	7	7	5,0	3												
		1,5	11,5	8	7,5	8	9	9	6	3,5												
		1	17	13	11	11,5	13,5	13,5	9,5	2	1,5											
	2,1	4	5,5	4	3,5	3,75	3,75	4	2,75	-												
		3	7,5	5,5	5	5	5,5	5,5	3,5	2												
		2	11	8	7,5	7,5	7,5	8	5,5	3,5												
		1,5	15	11	9,5	10	10	10	9,75	4												
		1	21,5	16	14	15	15	15,5	11	2	1,5											

Примітки.

 $M_{\max \text{кр}}$ – найбільший короточасний згинаючий момент у небезпечному перерізі; $M_{\max \text{дв}}$ – найбільший довгодіючий згинаючий момент в тому ж перерізі;

Значення запасу k міцності для валів кранових механізмів

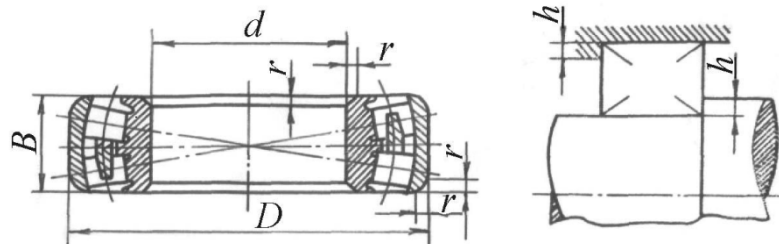
Механізм	Область застосування	Для поковок і штамповок				Для литва			
		Група режиму							
		М3	М4	М5	М6	М3	М4	М5	М6
Підіймання	крани із ручним приводом	1,3				1,6			
	крани гакові	1,4	1,6	1,7	1,9	1,7	1,8	2,0	2,2
	крани магнітні	–	1,5	1,6	1,7	–	1,7	1,9	2,0
	крани грейферні	–	1,5	1,6	1,7	–	1,7	1,9	2,0
	крани ливарні	–	1,8	2,0	2,2	–	2,1	2,3	2,3
Пересування	всі крани	1,3	1,4	1,6	1,7	1,6	1,7	1,9	2,0
Повертання	крани порталні й плавучі	–	1,5	1,6	1,7	–	1,7	1,9	2,0
Змінення вильоту		–	1,7	1,8	2,0	–	2,0	2,2	2,4
Інші механізми із ручним приводом		1,1				1,3			

Визначення n_σ і n_τ

Запас міцності за опором втомленості	Формули
Будь-який цикл зміни напружень	
при нормальних напруженнях	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k'_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} k_d \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$
при дотичних напруженнях	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k'_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} k_d \tau_a + \psi_\sigma \tau_m}$
Симетричний цикл зміни напружень ($\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$; $\sigma_a = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$; $\sigma_m = 0$)	
при нормальних напруженнях	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k'_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} k_d \sigma_{\max}}$
при дотичних напруженнях	$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k'_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} k_d \tau_{\max}}$
Пульсуючий цикл зміни напружень ($\sigma_{\min} = 0$; $\sigma_a = 0,5\sigma_{\max} = \sigma_m$)	
при нормальних напруженнях	$n_\sigma = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{\max} \left(\frac{k'_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} k_d + \psi_\sigma \right)}$
при дотичних напруженнях	$n_\tau = \frac{2\tau_{-1}}{\tau_{\max} \left(\frac{k'_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} k_d + \psi_\tau \right)}$

Орієнтовні значення прискорень в механізмах вантажопідіймальних кранів, м/с²

Крани	Механізм підймання вантажу	Механізм пересування крана	Механізм пересування візка
Монтажні	0,1	0,15	
Мостові: з гнучким підвісом вантажу	0,2	0,3	
з жорстким підвісом вантажу	0,3		
Металургійні для транспортування рідкого металу	0,1...0,2		
Козлові	0,1...0,2	0,1	
Грейферні	0,8	0,2	0,8
Мостові перевантажувачі	0,6...0,8	0,05	0,8



**Роликопідшипники радіальні сферичні, дворядні (за ГОСТ 5721-75).
Розміри, мм**

Позначення	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>h</i>	Вантажо-підймальність, Н	Маса, кг
Середня серія							
3608	40	90	33	2.5	4.5	6700	1,03
3609	45	100	36	2.5	4.5	8200	1,4
3610	50	110	40	3	5	10500	1,9
3611	55	120	43	3	5	11500	2,4
3612	60	130	46	3.5	6	13500	3
3613	65	140	48	3.5	6	17000	3,6
3614	70	150	51	3.5	6	18500	4,4
3615	75	160	55	3.5	6	21000	5,4
3617	85	180	60	4	7	27000	7,4
3618	90	190	64	4	7	29000	8,8
3619	95	200	67	4	7	32000	10,3
3620	100	215	73	4	7	38000	13,0

Приклад умовного позначення: Підшипник 3618 ГОСТ 5721-75

**Значення відношень коефіцієнтів $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ і $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ для валів з посаженими
деталлями**

Діаметр валу, мм	Посадка	$\sigma_e, \text{Н/мм}^2$							
		390	490	600	690	700	890	980	1180
$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ (згинання)									
30	Пресова	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75	4,25
	Напружена	1,7	1,9	2,1	2,25	2,4	2,6	2,8	3,2
	Ковзання	1,5	1,6	1,8	1,95	2,1	2,3	2,4	2,8
50	Пресова	2,75	3,05	3,4	3,7	4,0	4,3	4,6	3,2
	Напружена	2,1	2,3	2,5	2,75	3,0	3,2	3,45	3,9
	Ковзання	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,4
100 і більше	Пресова	2,95	3,3	3,6	3,9	4,25	4,6	4,9	5,6
	Напружена	2,2	2,5	2,6	2,95	3,2	3,5	4,0	4,2
	Ковзання	1,9	2,1	2,3	2,6	2,8	3,0	3,2	3,6
$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ (кручення)									
30	Пресова	1,75	1,9	2,05	2,2	2,35	2,5	2,65	2,95
	Напружена	1,4	1,5	1,6	1,75	1,9	2,0	2,1	2,3
	Ковзання	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,1
50	Пресова	2,05	2,2	2,5	2,6	2,8	3,1	3,3	3,6
	Напружена	1,6	1,9	2,0	2,15	2,3	2,1	2,6	2,7
	Ковзання	1,5	1,6	1,7	1,8	1,95	2,1	2,2	2,4
100 і більше	Пресова	2,2	2,4	2,6	2,8	2,95	3,2	3,3	3,8
	Напружена	1,7	1,9	2,0	2,2	2,3	2,5	2,8	2,9
	Ковзання	1,55	1,7	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3	2,6

Примітки: 1. Для посадки кілець підшипників кочення значення $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ і $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ слід брати за графою, яка відповідає посадці.

2. Значення $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ і $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ для проміжних діаметрів валів визначають інтерполяцією.

Характеристики матеріалів для канатних барабанів

Марка матеріалу	Межа текучості, МПа	Тимчасовий опір розриву при згинанні, МПа	Допустимі напруження $[\sigma]$, МПа, для групи режиму роботи				
			М1...М3	М4, М5	М6	М7	М8
Сталь:							
ВМСт3сп	240	-	200	170	150	130	110
Сталь 20	250	-	210	180	160	140	120
09Г2С-12	310	-	260	225	195	165	140
15ХСНД	350	-	280	240	210	175	150
35Л-1	280	-	230	210	170	140	120
55Л-1	350	-	260	230	200	165	140
Чавун:							
СЧ 15	-	320	110	100	90	-	-
СЧ 18	-	360	130	115	100	90	-
СЧ 24	-	440	170	150	130	115	100

Примітка: при відношенні довжини барабана l до його діаметра D більш як 2, $[\sigma]$ необхідно зменшити на C % при навивці на барабан двох кінців каната і на $0,5C$ % при навивці одного кінця каната, де $C = 5; 10; 15$ % при відповідних значеннях $l/D^2 = 0,1; 0,2; 0,3$.

Продовж. дод. XXVI

Допустимі напруження на згинання валів і осей з вуглецевої і легованої сталі

Межа міцності σ_B , МПа	$[\sigma]$, МПа, при режимах навантаження		
	I – навантаження постійне за значенням і знаком	II – навантаження змінюється від нуля до максимуму, але не змінюється за знаком (пульсуюче)	III – навантаження змінюється за значенням і за знаком від $+M$ до $-M$ симетрично
392,0	128,0	69,0	39,0
490,0	167,0	74,0	44,0
588,0	196,0	93,0	54,0
687,0	226,0	108,0	64,0
785,0	265,0	127,0	73,0
980,0	324,0	147,0	88,0

Коефіцієнти корисної дії основних елементів кранових механізмів

Елементи механізмів	На опорах	
	ковзання	кочення
Відкриті зубчасті передачі циліндричні конічні	0,93...0,95	0,95...0,96
	0,92...0,94	0,93...0,95
Закриті циліндричні зубчасті передачі (редуктори)	0,95...0,97	0,97...0,98
Черв'ячні передачі: з однозахідним черв'яком з двозахідним черв'яком	0,5...0,75	
	0,75...0,80	
Блоки і барабани	0,94...0,96	0,96...0,98
Зубчасті муфти	0,99	
Механізми підймання вантажу: з циліндричними зубчастими колесами з черв'ячною передачею	0,75...0,80	0,80...0,85
	0,65...0,70	
Механізми пересування кранів і візків: з циліндричними зубчастими колесами з черв'ячною передачею	0,75...0,85	0,80...0,90
	0,65...0,75	
Механізми повороту: з передачею зубчастими колесами з черв'ячною і зубчастими передачами	0,7...0,8	0,75...0,85
	0,50...0,70	

Кранові електродвигуни серії МТФ з фазовим ротором 50 Гц, 220/380 і 500 В. Технічні дані

Двигун	Потужність на валу, кВт, при				Частота обертання, хв ⁻¹	Максимальний момент, Н·м	Момент інерції ротора, кг·м ²	Маса, кг
	ТВ15%	ТВ25%	ТВ40%	ТВ60%				
МТФ 011-6	2	1,7	1,4	1,2	800	40	0,0216	51
					850			
					885			
					910			
МТФ 012-6	3,1	2,7	2,2	1,7	785	57	0,0293	58
					840			
					890			
					920			
МТФ 111-6	4,5	4,1	3,5	2,8	850	87	0,0496	76
					870			
					895			
					920			
МТФ 112-6	6,5	5,8	5	4	895	140	0,069	88
					915			
					930			
					950			
МТФ 211-6	10,5	9	7,5	6	895	195	0,117	120
					915			
					930			
					945			
МТФ 311-6	14	13	11	9	925	320	0,229	170
					935			
					945			
					960			
МТФ 312-6	19,5	17,5	15	12	945	480	0,318	210
					950			
					955			
					965			
МТФ 411-6	30	27	22	18	945	650	0,510	280
					955			
					965			
					970			

Продовж. дод. XXVIII

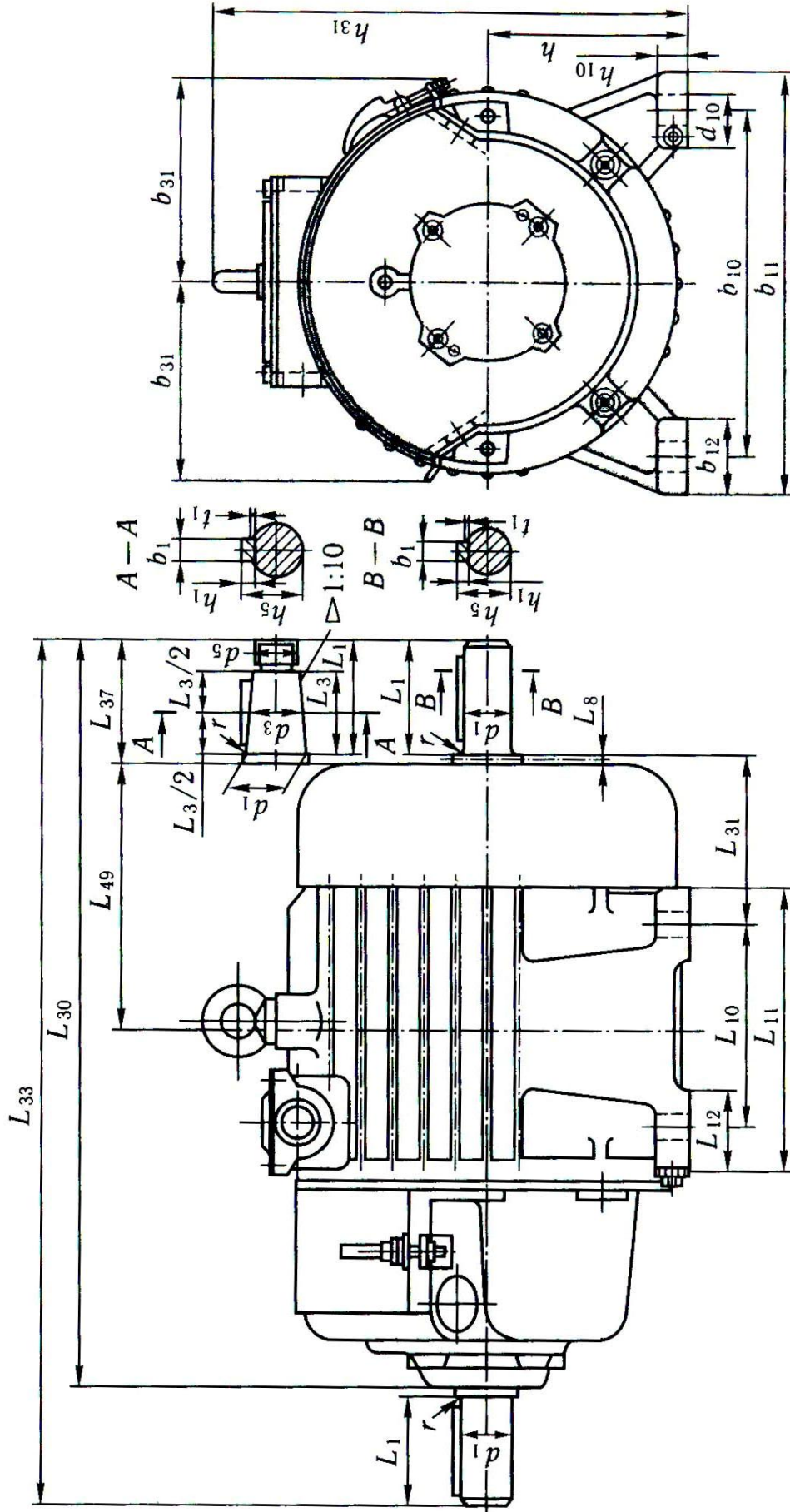
Двигун	Потужність на валу, кВт, при				Частота обертання, хв ⁻¹	Макси- мальний момент, Н·м	Момент інерції ротора, кг·м ²	Маса, кг
	ТВ15%	ТВ25%	ТВ40%	ТВ60%				
MTF 412-6	40	36	30	25	960 965 970 975	950	0,688	345
MTF 311-8	10,5	9	7,5	6	665 680 695 710	270	0,28	17
MTF 312-8	15	13	11	8,2	680 695 705 720	430	0,394	210
MTF 411-8	22	18	15	13	685 700 710 715	580	0,547	280
MTF 412-8	30	26	22	18	705 715 720 730	900	0,763	345

Електродвигуни серії МТФ, МТН. Розміри, мм

Двигун	b_1	b_{10}	b_{11}	b_{12}	b_{31}	d_1	d_3	d_5	d_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}	h_{31}
МТФ-011 МТФ-012	8	180	230	50	133	28				112	7	31	20	302
МТФ(Н)-111 МТФ(Н)-112	10	220	290	60	137	35			19	132	8	38		342
МТФ(Н)-211	12	245	320	65	158	40				160		43		385
МТФ(Н)-311 МТФ(Н)-312	14	280	350	75	176	50			24	180	9	53,5	23	444
МТФ(Н)-411 МТФ(Н)-412	18	330	440	90	198	65	59,75	M42x3	28	225	11	64,88	26	527
МТФ-511 МТФ-512	20	380	500	106	212	70	64,75	M48x3	35	250	12	70,38	30	580
МТН-611 МТН-612 МТН-613	25	520	650	115	320	90	85,5	M64x4	42	315	14	90,75	50	770
МТН-711 МТН-712 МТН-713	32	640	790	145	383	10	101,75	M80x4	48	400	18	110,9	55	933

Двигун	L_1	L_3	L_8	L_{10}	L_{11}	L_{12}	L_{30}	L_{31}	L_{33}	L_{37}	L_{49}	r	t_1
МТФ-011 МТФ-012	60			150	200		515,5	132	585	64,5	202,5	5	4
МТФ(Н)-111 МТФ(Н)-112	80		5	190	240	60	583,5	140	673	86,5	228,5	5	5
МТФ(Н)-211	110		8	243	306	70	700,5	150	820	118,5	263	5	5
МТФ(Н)-311 МТФ(Н)-312	140		8	260	320	80	748	155	859,5	118	277,5	5	5,5
МТФ(Н)-411 МТФ(Н)-412	140	105	10	335	395	85	877	175	1027	147	336	10	5,88
МТФ-511 МТФ-512	140	105	10	310	400	110	1014	251	1164	150	396	10	6,38
МТН-611 МТН-612 МТН-613	170	130	15	345	446	120	1152	256	1335	189	409	10	6,75
МТН-711 МТН-712 МТН-713	210	165	18	440	580	155	1423	323	1645	230	523	10	8,88
				510	650		1493	323	1715		558		
				590	730		1573	323	1795		598		

Габаритні та установчі розміри електродвигунів серії МТГ, МТН



Електродвигуни серії МТФ, МТН фланцевого виконання. Розміри, мм

Двигун	b_1	b_{10}	b_{11}	b_{12}	b_{31}	d_1	d_3	d_5	d_{10}	d_{20}	d_{22}
МТФ-011	8,0	180	230	50	133	28	-	-	-	255	14
МТФ-012	8,0	180	230	50	133	28	-	-	-	255	14
МТФ(Н)-111	10	220	290	60	137	35	-	-	19	300	18
МТФ(Н)-112	10	220	290	60	137	35	-	-	19	300	18
МТФ(Н)-211	12	245	320	65	158	40	-	-	24	300	18
МТФ(Н)-311	14	280	350	75	176	50	-	-	24	300	18
МТФ(Н)-312	14	280	350	75	176	50	-	-	24	300	18
МТФ(Н)-411	18	330	440	90	198	65	59,75	М42	28	350	18
МТФ(Н)-412	18	330	440	90	198	65	59,75	М42	28	350	18
МТФ-511	20	380	500	106	212	70	64,75	М48	35	400	18
МТФ-512	20	380	500	106	212	70	64,75	М48	35	400	18

Двигун	d_{34}	d_{25}	h	h_1	h_5	h_{10}	h_{31}	L_1	L_3
МТФ-011	280	215	112	7,0	31	20	302	60	-
МТФ-012	280	215	112	7,0	31	20	302	60	-
МТФ(Н)-111	330	250	132	8,0	38	20	342	80	-
МТФ(Н)-112	330	250	132	8,0	38	20	342	80	-
МТФ(Н)-211	330	250	160	8,0	43	20	385	110	-
МТФ(Н)-311	350	250	180	9,0	53,5	23	444	110	-
МТФ(Н)-312	350	250	180	9,0	53,5	23	444	110	-
МТФ(Н)-411	400	300	225	11	64,88	26	527	140	105
МТФ(Н)-412	400	300	225	11	64,88	26	527	140	105
МТФ-511	450	350	250	22	70,38	30	580	140	105
МТФ-512	450	350	250	22	70,38	30	580	140	105

Продовж. дод. XXVIII

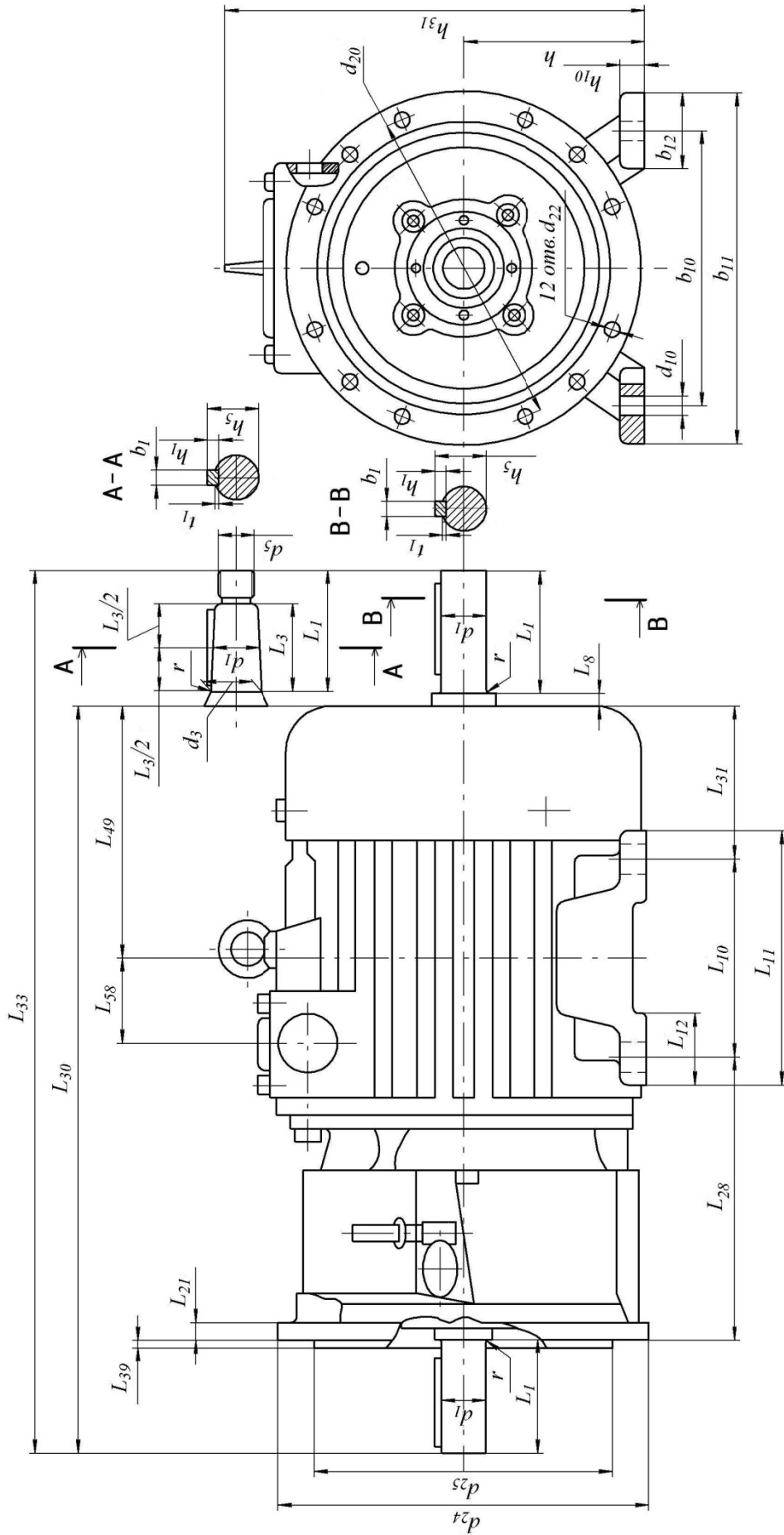
Двигун	L_8	L_9	L_{10}	L_{11}	L_{12}	L_{20}	L_{21}	L_{28}	L_{30}	L_{31}
МТФ-011	-	5,0	150	200	60	4,0	12	183	520	132
МТФ-012	-	5,0	190	240	60	4,0	12	183	555	127
МТФ(Н)-111	-	5,0	235	285	60	5,0	14	183	586	140
МТФ(Н)-112	-	5,0	235	285	60	5,0	14	183	626	135
МТФ(Н)-211	-	8,0	243	306	70	5,0	14	207	701	150
МТФ(Н)-311	-	8,0	260	320	80	5,0	16	224	742	155
МТФ(Н)-312	-	8,0	320	380	80	5,0	16	224	817	170
МТФ(Н)-411	105	10	335	395	85	5,0	18	237	880	175
МТФ(Н)-412	105	10	420	480	85	5,0	18	237	955	165
МТФ-511	105	10	310	400	110	5,0	22	326	1014	251
МТФ-512	105	10	390	480	110	5,0	22	326	1114	271

Продовж. дод. XXVIII

Двигун	L_{30}	L_{33}	L_{39}	L_{40}	r	t_1	Кількість отворів	Кінці валів
МТФ-011	550	585	-	202,5	5,0	4,0	4	Циліндричні
МТФ-012	555	620	-	217,5	5,0	4,0	4	Циліндричні
МТФ(Н)-111	616,5	673	-	228,5	5,0	5,0	4	Циліндричні
МТФ(Н)-112	656,5	713	-	246	5,0	5,0	4	Циліндричні
МТФ(Н)-211	731,5	820	-	263	5,0	5,0	4	Циліндричні
МТФ(Н)-311	771,5	859,3	-	277,5	5,0	5,5	8	Циліндричні
МТФ(Н)-312	846,5	934,5	-	322,5	5,0	5,5	8	Циліндричні
МТФ(Н)-411	910	1027	-	336	10	5,88	8	Конічні
МТФ(Н)-412	985	1102	-	368,5	10	5,88	8	Конічні
МТФ-511	1014	1164	-	396	10	6,38	8	Конічні
МТФ-512	1114	1264	-	456	10	6,38	8	Конічні

Примітка. L_{30} – тільки для вертикально-фланцевого виконання двигуна з одним кінцем вала

Електродвигуни серії МТГ, МТН фланцевого виконання. Розміри, мм



Металургійні електродвигуни серії МТН з фазовим ротором 50 Гц, 220/380, 240/415, 400 і 500 В. Технічні дані

Двигун	Потужність на валу, кВт, при				Частота обертання, хв ⁻¹	Максимальний момент, Н·м	Момент інерції ротора, кг·м ²	Маса, кг
	ТВ15%	ТВ25%	ТВ40%	ТВ60%				
МТН 111-6	3,5	3	2,5	2	870 895 920 940	85	0,0496	76
МТН 112-6	5,3	4,5	3,6	3	885 910 930 945	120	0,0687	88
МТН 211-6	8,2	7	5,6	4,2	900 920 940 955	200	0,117	120
МТН 311-6	13	11	9	7	925 940 955 965	320	0,229	170
МТН 312-6	17,5	15	12	19	945 950 960 965	480	0,318	210
МТН 411-6	27	22	18	14	950 960 965 975	650	0,509	280
МТН 412-6	36	30	25	18	955 965 970 980	950	0,687	345
МТН 311-8	9	7,5	6	4,5	675 690 705 715	270	0,28	170

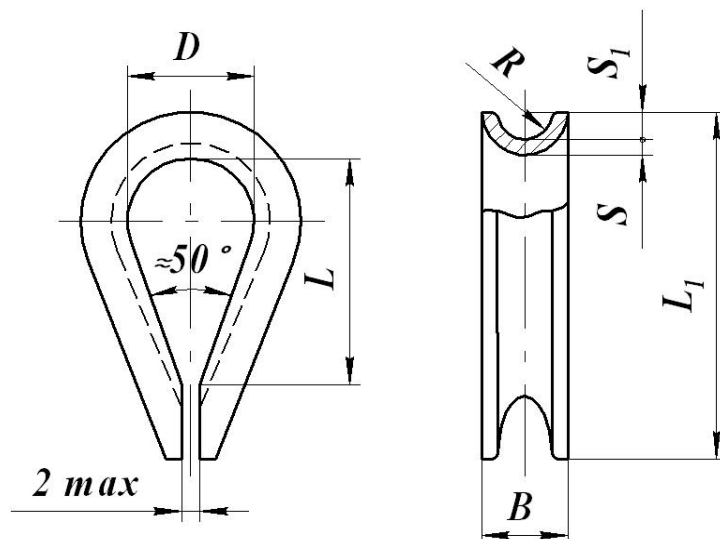
Краново-металургійні двигуни постійного струму типу МП, 220 В, ПВ-25 %

Двигун	Паралельного збудження		Послідовного збудження		Змішаного збудження		Максимально допустима частота обертання, хв ⁻¹	Момент інерції ротора, J, кг·м ²	Маса двигуна, кг
	N _н , кВт	n, хв ⁻¹	N _н , кВт	n, хв ⁻¹	N _н , кВт	n, хв ⁻¹			
МП-12	2,5	1300	2,5	1000	2,5	1200	3250	0,5	130
МП-22	4,5	1100	4,5	880	4,5	1100	3100	1,55	200
МП-32	9	900	9	750	9	900	2600	3,05	335
МП-41	12	685	12,5	680	12	680	2200	7,75	480
МП-42	16	700	17	680	16	700	2100	9,5	570
МП-51	23	600	25	575	24	580	2000	23,5	965
МП-52	33	650	35	575	34	650	2000	30,3	1175
МП-62	46	580	50	510	46	580	1800	55	1850
МП-72	75	520	80	460	75	520	1600	140	2680
МП-82	100	475	106	420	100	475	1470	253	3900
МП-82a	130	600					1470	253	3900

Продовж. дод. ХХХ

Краново-металургійні двигуни постійного струму типу ДП, 220 В, закриті з охолодженням для режиму ПВ-25 % і захищені з незалежною вентиляцією (що продуваються) для режиму ПВ-100 %

Двигун	Паралельного збудження		Послідовного збудження		Змішаного збудження		Максимально допустима частота обертання, хв ⁻¹	Момент інерції ротора, J, кг·м ²	Маса двигуна, кг
	N _н , кВт	n, хв ⁻¹	N _н , кВт	n, хв ⁻¹	N _н , кВт	n, хв ⁻¹			
Тихохідне виконання									
ДП-12	3	1200	3	960	3	1160	3300	0,5	125
ДП-21	4,5	1050	4,5	900	4,5	1080	3200	1,25	190
ДП-22	6	1130	6	850	6	1050	3000	1,55	215
ДП-31	8,5	870	8,5	770	8,5	860	2600	3,0	295
ДП-32	12	790	12	675	12	800	2500	4,25	350
ДП-41	16	710	17	630	16	720	2200	8,0	520
ДП-42	21	660	23	600	21	675	2100	10,5	620
ДП-52	32	760	33	630	32	760	2100	18,7	860
ДП-62	46	625	50	520	46	610	1800	40,0	1425
ДП-72	67	590	75	470	70	540	1600	82,5	2050
ДП-82	95	500	106	425	100	490	1500	170	3100
ДП-92	135	470	150	405	140	450	1500	325	4450
Швидкохідне виконання									
ДП-21	5,5	1460	5,5	1200	5,5	1470	3200	1,25	190
ДП-22	8	1550	8	1200	8	1400	3000	1,55	215
ДП-31	12	1410	12	1100	12	1310	2600	3,0	295
ДП-32	16	1230	17	1000	16	1140	2500	4,25	350
ДП-41	22	1160	23	970	23	1120	2200	8	520
ДП-42	29	1040	32	900	32	1000	2100	10,5	620
ДП-52	38	1020	42	850	42	970	2100	18,7	860
ДП-82А	112	650	152	590	115	630	1500	170	3100
ДП-82А	140	640	140	575	140	600	1500	170	3100

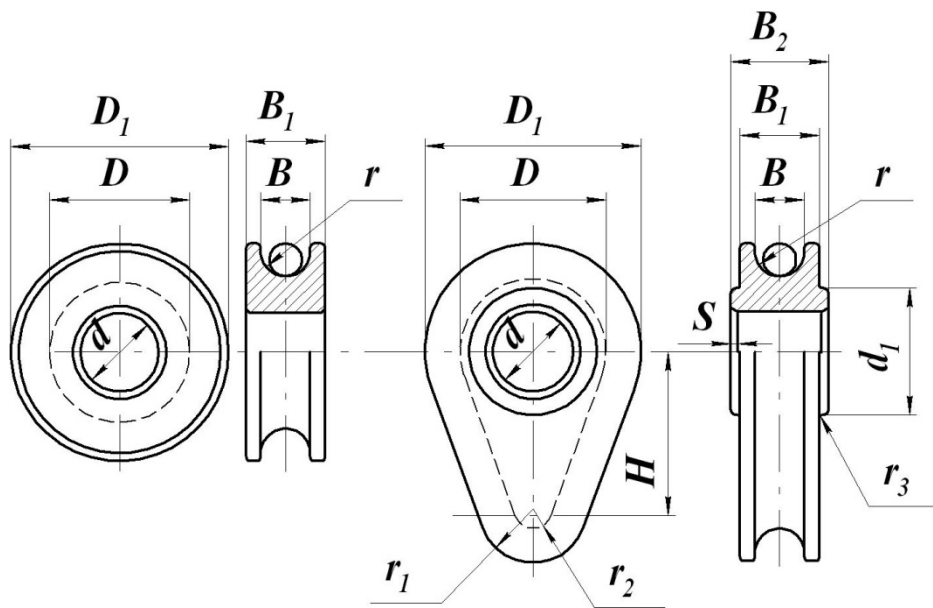


Додаток XXXI

**Основні параметри коушів кованих та штампованих
(за ДСТУ EN 13411-1-2001)**

Діаметр каната, мм	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>L</i>	<i>L</i> ₁	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>S</i> ₁	Маса, кг
	мм							
2,0 ... 2,5	10	5,0	16	24	1,5	1,0	1,5	0,002
2,5 ... 3,5	12	7,0	20	32	2,0	1,5	2,5	0,008
3,5 ... 4,6	15	10	24	40	3,0	2,0	4,0	0,015
4,6 ... 5,7	20	11	33	50	3,5	2,0	4,0	0,025
5,7 ... 7,0	25	12	41	62	4,0	2,0	5,0	0,035
7,0 ... 8,6	30	14	50	74	5,0	2,0	6,0	0,058
8,6 ... 10,2	34	18	56	84	6,0	3,0	7,0	0,11
10,2 ... 12,5	40	20	65	100	7,0	3,0	9,0	0,15
12,5 ... 15,5	45	24	74	115	9,0	3,0	11	0,2
15,5 ... 18,5	56	28	92	144	10	4,0	13	0,4
18,5 ... 22	63	32	104	160	12	4,0	16	0,55
22 ... 25,5	75	38	125	190	14	5,0	19	0,97
25,5 ... 30	85	42	142	225	16	5,0	21	1,32
30 ... 34,5	95	50	158	255	19	6,0	24	1,85
34,5 ... 39,5	105	56	175	280	22	6,0	27	2,3

Приклад умовного позначення: Коуш 45 за ДСТУ EN 13411-1-2001

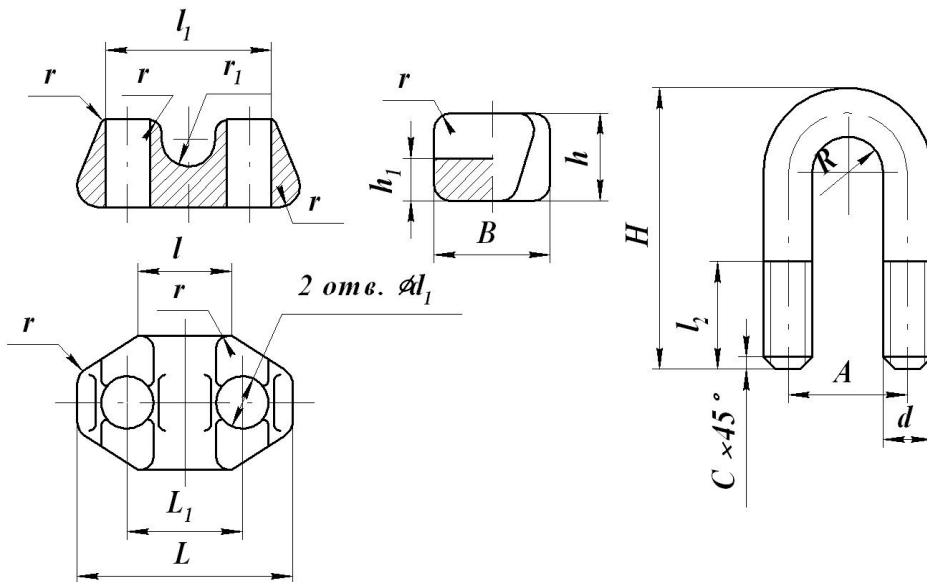


Продовж. Дод. XXXI

Основні параметри коушів проточених та литих для сталевих канатів

Діаметр каната, мм	d	d_1	D	D_1	B	B_1	B_2	H	r	r_1	r_2	r_3	S	Маса, кг
	мм													
7,7 ... 10	20	-	30	45	12	20	-	-	6,0	-	-	-	-	0,15
10 ... 14,5	35	-	50	75	8	30	-	-	8,0	-	-	-	-	0,5
14,5 ... 18,5	40	60	65	95	22	36	44	70	10	23	8	3	1	1,7
18,5 ... 22,5	45	70	80	114	28	44	50	90	12	27	10	4	1	3,2
22,5 ... 26,5	50	80	90	134	32	48	54	100	14	32	10	4	1	4,3
26,5 ... 31,5	60	90	100	150	38	58	64	115	17	37	12	5	2	6,55
31,5 ... 34,5	70	100	110	170	42	62	70	130	19	42	12	5	2	8,8
34,5 ... 39	80	120	130	190	46	70	80	150	22	45	15	6	2	13,1

Примітка. Для канатів діаметром до 14,5 мм використовуються проточені коуші (матеріал – сталь марки ВСтЗпс5 за ГОСТ 380-71), більше 14,5 мм – литі (матеріал – сталь марки 25Л1 за ГОСТ 977-75)



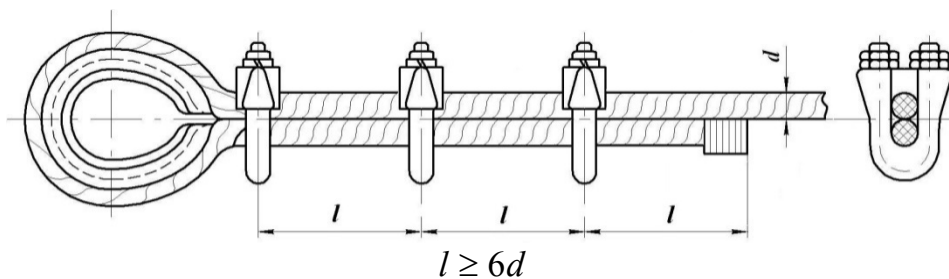
Додаток XXXII

**Основні параметри затискачів для сталевих канатів
(за ДСТУ EN 13411-5:2007)**

Діаметр каната, мм	Колодки										Маса, кг
	L_1	d_1	L	B	h	h_1	l	l_1	r_1	r	
	мм										
4,0 – 6,0	13	7,0	28	16	10	5,0	9,0	17	3,0	1,6	0,016
6,0 – 8,0	17	9,0	36	20	12	6,0	11	23	4,0	1,6	0,04
8,0 – 10	22	11	44	24	14	7,0	13	30	5,0	1,6	0,06
10 – 13	26	13	50	26	17	8,0	17	35	6,5	2,0	0,09
13 – 16	30	13	54	28	20	10	20	39	8,0	2,0	0,11
16 – 19	36	17	66	34	24	12	23	49	9,5	2,0	0,19
19 – 22	40	17	70	36	27	14	26	53	11	2,0	0,25
22 – 25	48	22	84	40	31	16	30	65	12,5	2,5	0,36
25 – 28	50	26	86	42	35	18	33	67	14	2,5	0,48
28 – 32	58	28	102	48	40	20	37	79	16	2,5	0,7

Продовж. дод. XXXII

Діаметр каната, мм	Скоби						Маса, кг
	A	d	H	l_2	R	C	
	мм						
4,0 – 6,0	13	M6	30	14	3,5	1,0	0,01
6,0 – 8,0	17	M8	40	18	4,5	1,6	0,03
8,0 – 10	22	M10	50	20	6,0	1,6	0,1
10 – 13	26	M12	55	26	7,0	1,6	0,12
13 – 16	30	M12	65	26	9,0	2,0	0,25
16 – 19	36	M16	80	35	10	2,5	0,28
19 – 22	40	M16	86	35	12	2,5	0,5
22 – 25	48	M20	100	40	14	2,5	0,54
25 – 28	50	M20	110	40	15	2,5	0,91
28 – 32	58	M24	125	50	17	2,5	1,0



Додаток XXXIII

Кількість затискачів для сталевих канатів (за ДСТУ EN 13411-5:2007)

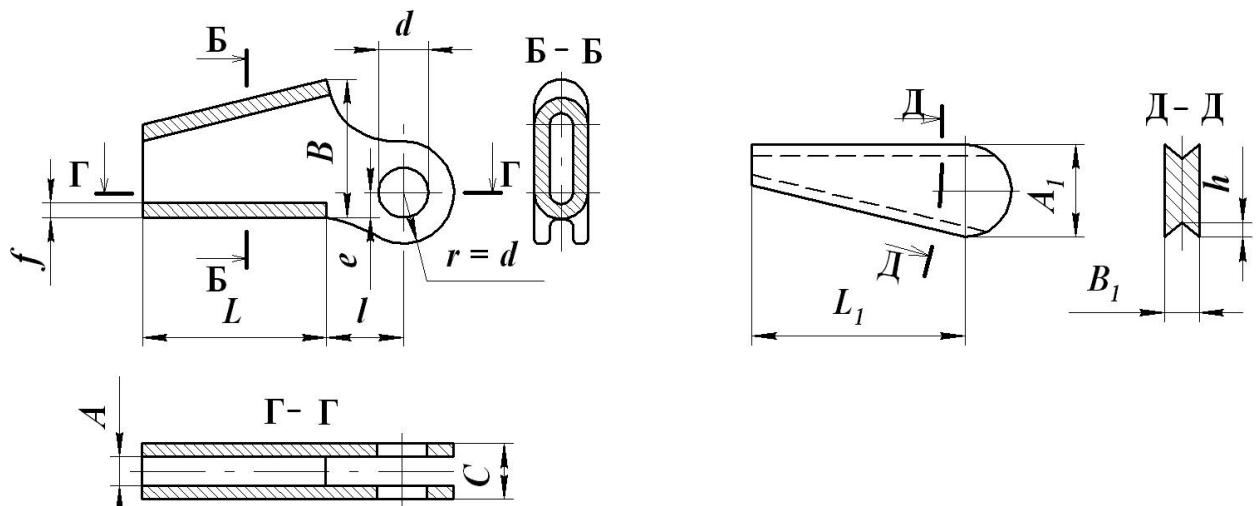
Діаметр каната, мм	Число затискачів	L_1 , мм	L , мм
13 ... 16	3	100	130
19 ... 27	4	120	130
28 ... 40	5	145	150
45 ... 63	6	240	270



Продовж. дод. XXXIII

Кількість дроту кожної сталки при заплітванні

Діаметр каната, мм	Кількість дротинок кожної сталки при заплітванні
до 15	4
15 ... 28	5
28 ... 60	6



Додаток XXXIV

Основні параметри втулок клинових та клинів

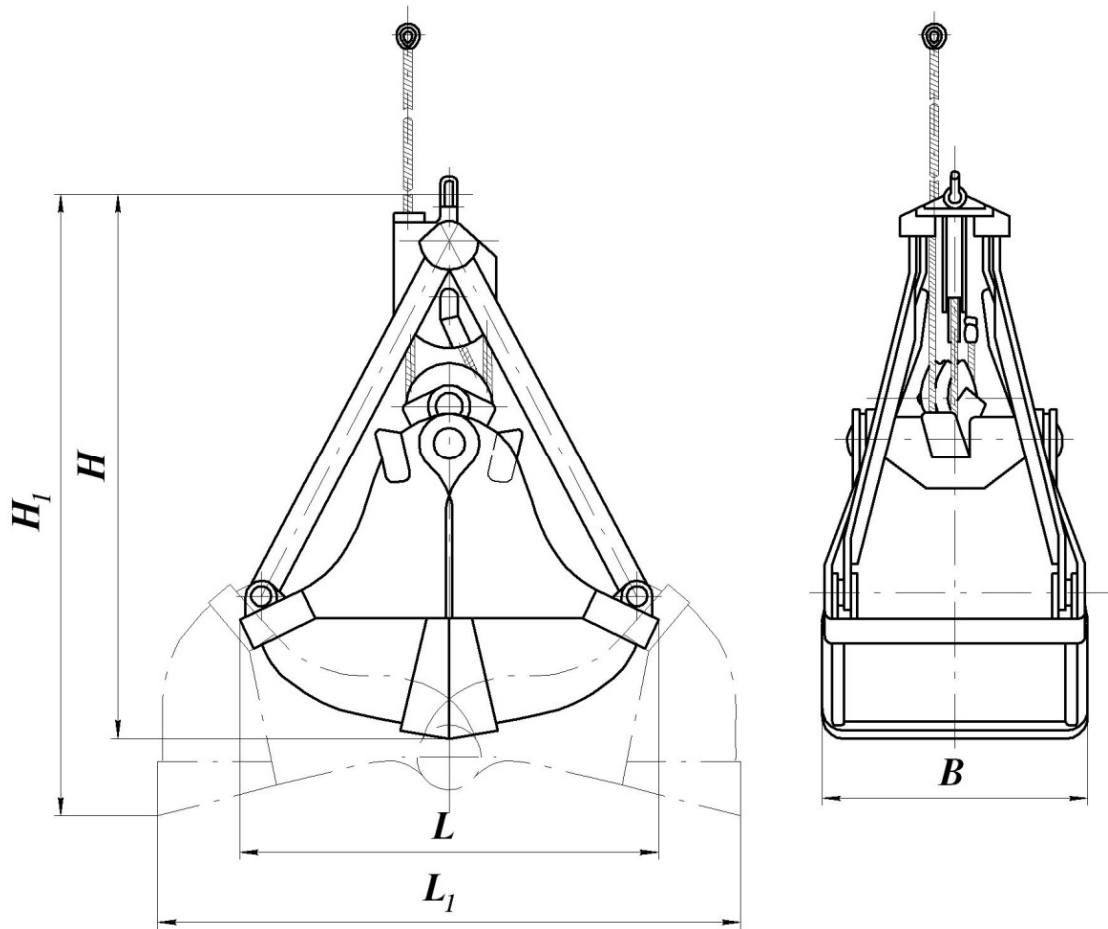
Діаметр каната, мм	Втулки								Маса, кг
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>L</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>l</i>	
	мм								
10 ... 12	14	85	34	120	25	16	10	30	1,7
12 ... 14	16	95	36	130	30	17	10	40	2,0
14 ... 17	20	105	44	140	35	20	12	50	3,3
17 ... 20	22	115	46	160	40	22	12	60	4,2
20 ... 23	26	135	56	180	45	26	15	70	6,4
23 ... 26	28	150	58	200	50	28	15	80	8,5
26 ... 30	32	170	68	220	50	32	18	90	12,7
30 ... 35	38	195	82	250	60	39	22	100	19,8
35 ... 40	42	230	92	280	70	44	25	110	27,9

Продовж. дод. XXXIV

Діаметр каната, мм	Клини				Маса, кг
	<i>A</i> ₁	<i>B</i> ₁	<i>L</i> ₁	<i>h</i>	
	мм				
10 ... 12	36	12	90	3,0	0,23
12 ... 14	40	14	100	3,5	0,33
14 ... 17	42	18	110	4,0	0,48
17 ... 20	47	20	125	5,0	0,66
20 ... 23	54	24	140	6,0	1,0
23 ... 26	60	26	160	7,0	1,37
26 ... 30	68	30	175	8,0	2,6
30 ... 35	78	36	200	9,0	3,17
35 ... 40	90	40	225	10	5,0

Примітка. Матеріал втулки - сталь марки 25Л-1 за ГОСТ 977-75, клинів – сталь марки ВСтЗпс5 за ГОСТ 380-71

Грейфери двоканатні двощелепні



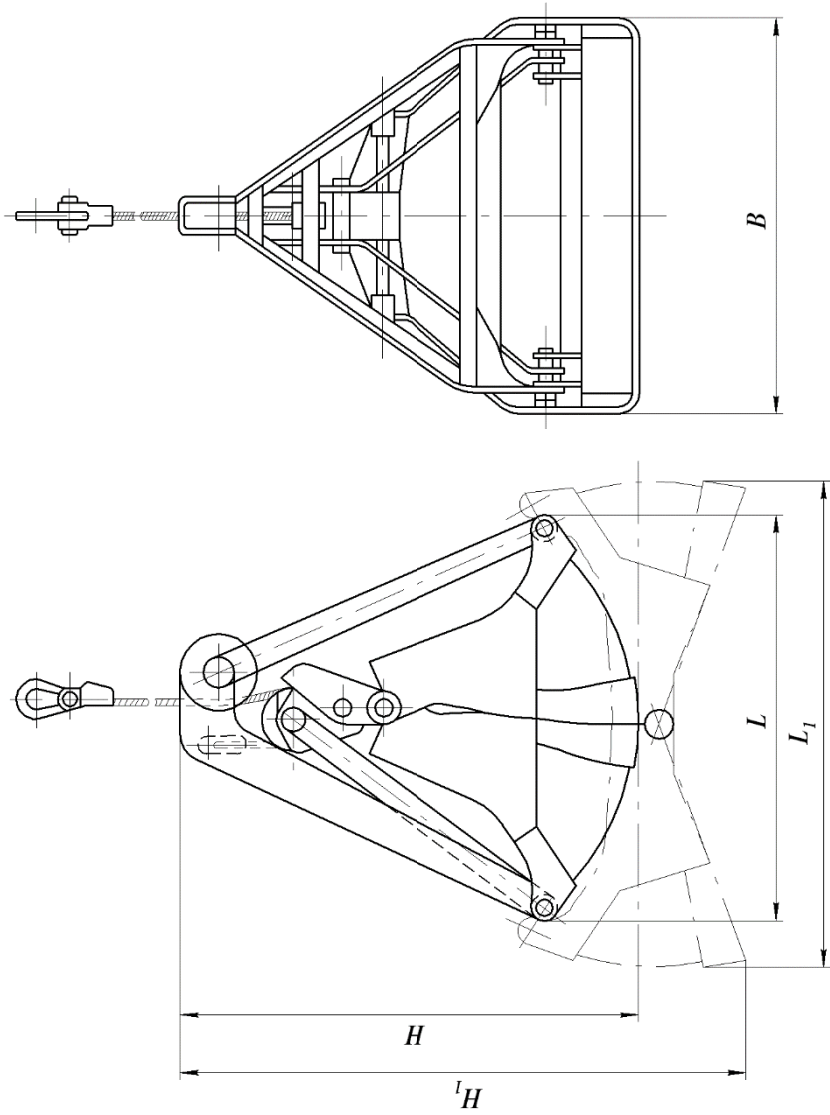
Продовж. дод. XXXV

Двоканатні двощелепні грейфери. Основні параметри та розміри

Матеріал	Модель грейфера	Об'єм грейфера, м ³	Об'ємна маса вантажу, т/м ³	Вантажо-підймальність крана, т	Маса грейфера, т	Маса вантажу, т	Кратність поліспасти u_{II}
Вугілля	3007	1,0	1,0	2,0	1,0	1,0	4
Вугілля, пісок	3071/2	0,8	1,6	2,0	0,74	1,26	4
Вугілля	3008	1,6	1,0	3,0	1,23	1,6	4
Будівельні матеріали	2904	0,8	2,0	3,0	1,08	1,9	4
Вугілля	4387	3,6 ... 2,9	0,8 ... 1,0	5,0	2,1	2,9	3
Вугілля	1698/1	2,5	1,06	5,0	2,25	2,75	4
Будівельні матеріали	1520/1	1,5	2,0	5,0	1,94	3,0	4
Залізна руда	3000	1,2	2,5	5,0	2,0	3,0	5
Руда	3071/1	1,12	3,2	5,0	1,8	3,2	5

Продовж. дод. XXXV

Модель грейфера	d_k	H	H_1	L	L_1	B
	MM					
3007	17,5	2240	2550	1170	2400	1100
3071/2	14,5	1860	2115	1416	2130	1276
3008	17,5	2410	2840	2034	2740	1350
2904	26	1770	2075	1540	1250	1250
4387	17	2545	3235	2590	3250	1600
1698/1	22,5	2495	3025	2300	3080	1912
1520/1	22,5	2230	2690	1960	2560	1625
3000	22,5	2390	2780	1850	2570	1540
3071/1	22,5	2345	2715	1710	2400	1500



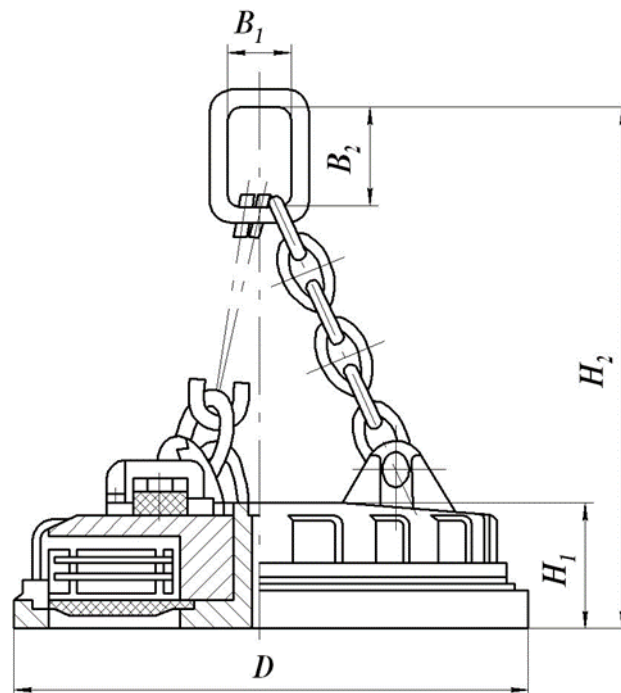
Додаток XXXVII

Одноканатні грейфери. Основні параметри та розміри

Матеріал	Об'єм грейфера, м ³	Об'ємна маса вантажу, т/м ³	Вантажо-підймальність крана, т	Маса грейфера, т	Маса вантажу, т	Кратність поліспага <i>u</i>	мм					
							<i>d_к</i>	<i>H</i>	<i>H₁</i>	<i>L</i>	<i>L₁</i>	<i>B</i>
Легкі ґрунти	1,4	0,9	2,5	1,7	1,4	2	14,5	2000	2400	1810	2160	1700

Вантажопідіймальні електромагніти. Технічні дані

Тип електромагніта	Підіймальна сила для вантажів, кН					Потужність, кВт
	плита або болванка	чавунні чушки	скрап сталевий	стружка металева	ударна куля	
М-22Б; М-22БТ	60	2	2	0,8	23	2,3
М-42Б; М-42БТ	160	6	6	2	65	7,15
М-62Б; М-62БТ	200	20	20	6,5	100	12,4
ПМ-15; ПМ-15Т	≤7000					2,3
ПМ-25А; ПМ-25АТ	≤15000					4,4



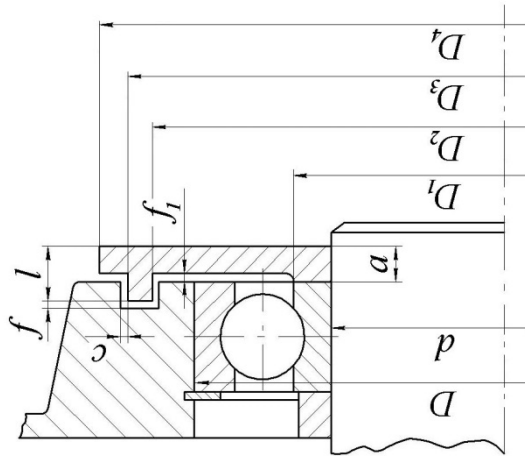
Продовж. дод. XXXVII

Вантажопідіймальні електромагніти. Габарити та вага

Тип електромагніта	Розміри, мм					Вага, кН
	<i>D</i>	<i>B</i> ₁	<i>B</i> ₂	<i>H</i> ₁	<i>H</i> ₂	
М-22Б; М-22БТ	785	100	175	235	785	5,5
М-42Б; М-42БТ	1170	150	250	290	1135	15
М-62Б; М-62БТ	1600	150	250	375	1320	35

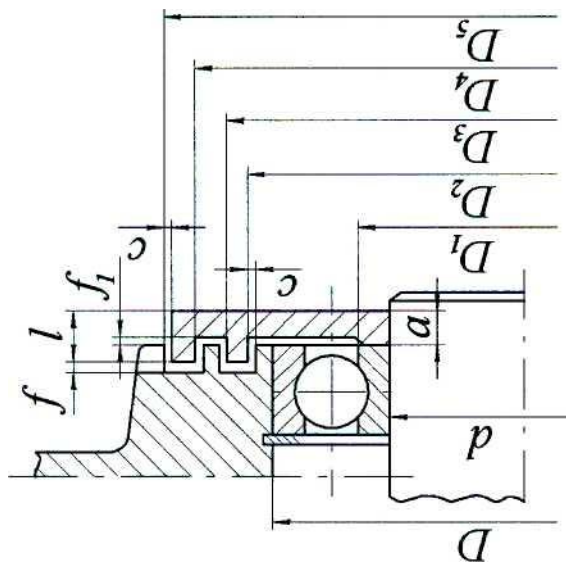
Лабіринтні диски і канавки. Розміри, мм

Позначення підшипників	Підшипник						Лабіринтний диск						Зазори		
	d	D	D_1	D_2	D_3	D_4	a	l	c	f	f_1				
209	45	85	56	100	110	120	6	12							
210	50	90	60	100	110	120	6	12							
211	55	100	68	120	132	142			0,4	2,5	1,5				
212	60	110	75	120	132	142									
213	65	120	82	140	152	160	7	13							
214	70	125	86	140	152	160	7	13	0,5	3,0	2,0				
215	75	130	92	150	162	172									
216	80	140	98	150	162	172									
217	85	150	100	170	184	192									
218	90	160	112	194	208	220	8	15							
219	95	170	118	194	208	220	8	15	0,5	3,5	2,5				
220	100	180	125	212	226	240	9	17							
221	105	190	130	212	226	240	9	17							
222	110	200	138	212	226	240	9	17							

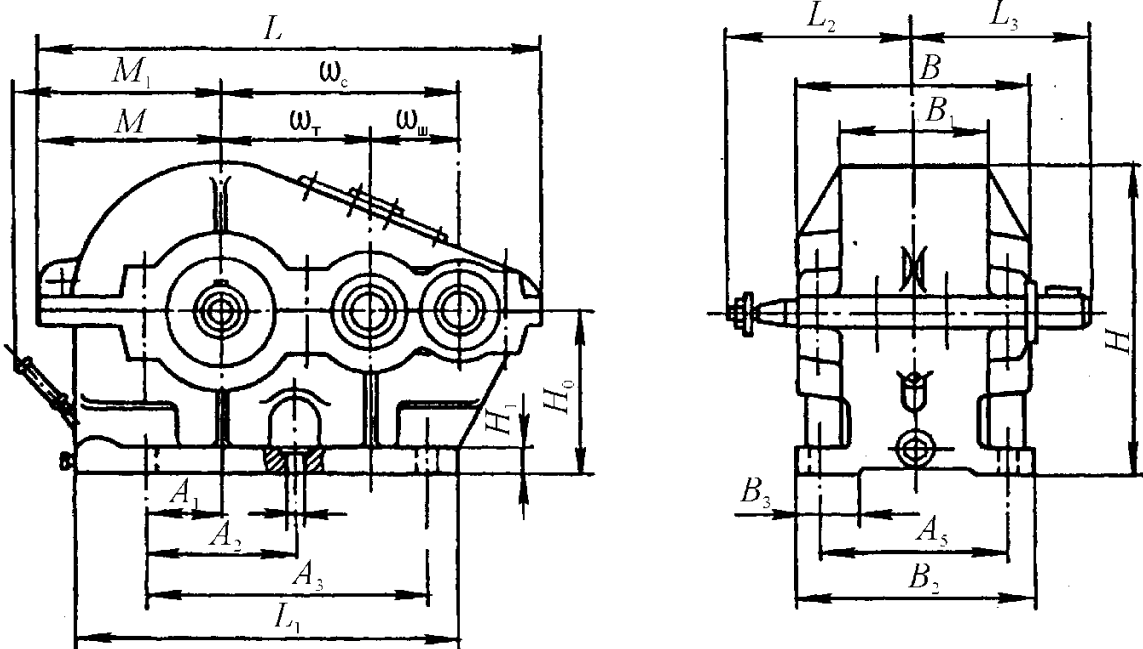


Лабіринтні диски з двома кільцевими виступами. Розміри, мм

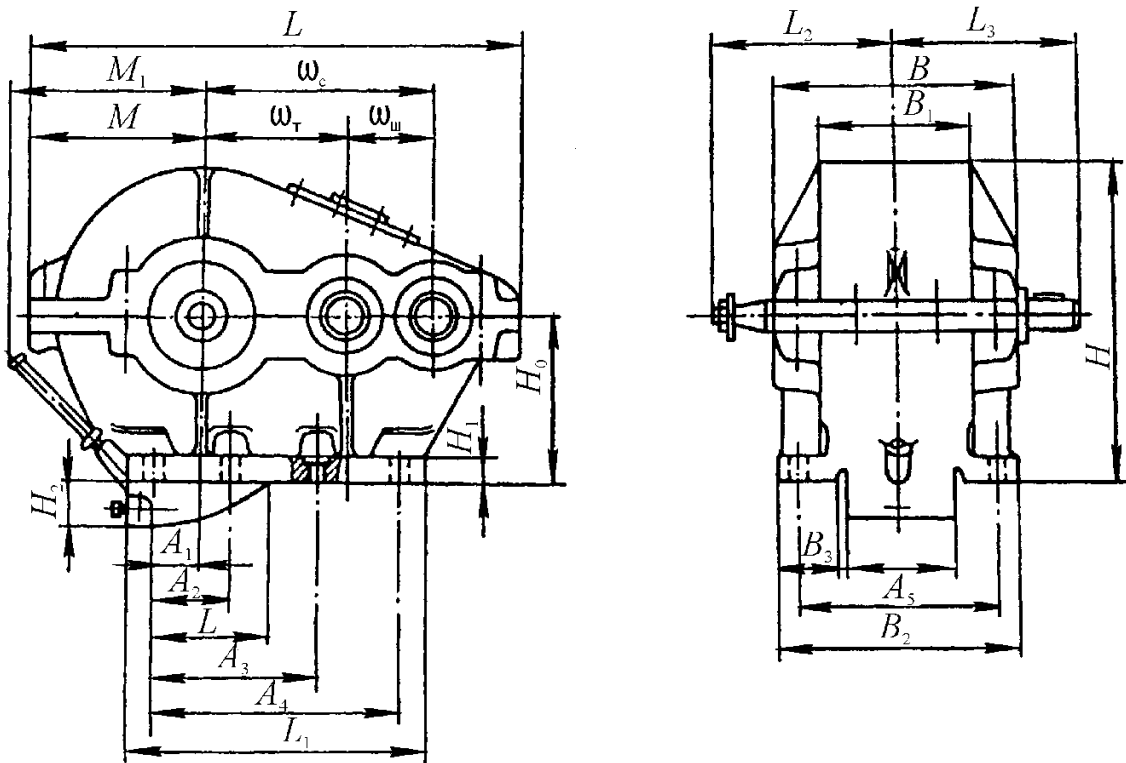
Позначення підшипників	Підшипник		Лабіринтний диск					Зазори				
	d	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	a	l	c	f	f_1
209	45	85	56	98	108	118	128	6	12	0,4	2,5	1,5
210	50	90	60									
211	55	100	68	118	128	138	148	7	13	0,5	3,0	2,0
212	60	ПО	75									
213	65	120	82	135	145	155	165	8	15	0,5	3,5	2,5
214	70	125	86									
215	75	130	92	150	160	170	180	9	17	0,5	3,5	2,5
216	80	140	98									
217	85	150	100	170	180	190	200	8	15	0,5	3,5	2,5
218	90	160	112									
219	95	170	118	190	200	210	220	9	17	0,5	3,5	2,5
220	100	180	125									
221	105	190	130	210	220	230	240	9	17	0,5	3,5	2,5
222	110	200	138									



Редуктори Ц2-250, Ц2-300, Ц2-350, Ц2-400, Ц2-500



Редуктори Ц2-650, Ц2-750



Редуктори Ц2. Основні розміри і маса

Редуктор	Розміри, мм													
	$\omega_{ш}$	ω_c	ω_r	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	B	B_1	B_2	B_3	B_4	H_0
Ц2-250	250	100	150	75	285	-	-	210	260	167	260	60	-	160
Ц2-300	300	125	175	90	350	-	-	250	300	202	300	70	-	190
Ц2-350	350	150	200	100	200	400	-	280	330	228	330	70	-	212
Ц2-400	400	150	250	150	250	500	-	320	380	256	380	85	-	265
Ц2-500	500	200	300	190	320	640	-	360	440	310	440	100	-	315
Ц2-650	650	250	400	190	260	520	515	470	560	404	560	100	284	315
Ц2-750	750	300	450	225	300	-	565	560	650	463	650	120	320	355

Редуктор	Розміри, мм													Кількість отворів, d	Маса, кг (без мастила)
	H	H_1	H_2	L	L_1	L_2	L_3	M	M_1	l	d				
Ц2-250	310	18		515	400	220	253	182	247		22	4	85		
Ц2-300	362	22		620	475	255	288	215	275		26		136		
Ц2-350	409	25		700	550	300	313	238	300		26	6	204		
Ц2-400	505	27		805	640	325	358	287	340		33		317		
Ц2-500	598	30		985	785	390	413	340	385		39	8	505		
Ц2-650	695	36	95	1270	910	480	473	443	410	515	46		1090		
Ц2-750	783	40	100	1455	1040	570	498	445	445	565	46	1650			

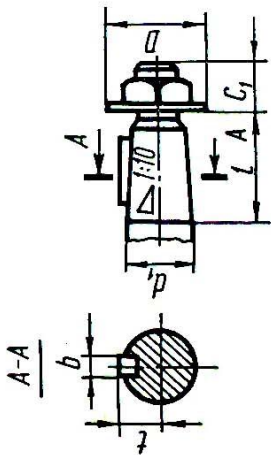
Редуктори Ц2. Розміри кінців валів, мм

Редуктор	Швидкохідний вал										Тихохідний вал										
	Циліндричний кінець (Ц)					Конічний кінець					Циліндричний кінець (Ц)					Конічний кінець					
	d_1	l	C_1	t	b	D	$d_2(r_6)$	l_1	l_2	t_1	b_1	d_7	d_8	n	d_3	l_3	l_4	c_2	t_3	b_3	D_1
Ц2-250	30	60	20	16,5	8	45	65	105	20	71,5	18	32	10	2	65	108	280	32	34	18	100
Ц2-300	35	60	20	19,5	10	48	75	115	25	82	20	50	12	2	75	108	300	35	39,5	20	110
Ц2-350	40	85	25	21,5	12	58	85	130	25	93	22	50	12	2	85	135	345	35	44	22	125
Ц2-400	50	85	25	26,5	14	70	95	130	25	104	25	50	12	2	95	135	375	40	49	25	140
Ц2-500	60	108	32	31,0	18	88	110	165	22	120	28	80	12	3	110	170	445	40	57	28	175
Ц2-650	70	108	32	36,5	20	95	140(s6)	200	22	152	36	80	12	3	140	205	550	45	73	36	210
Ц2-750	80	135	35	41,0	22	115	170(s6)	240	26	184	40	105	16	3	70	245	650	55	88	40	250

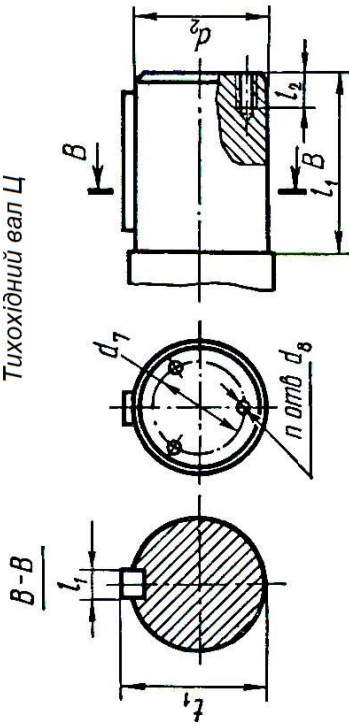
Продовж. дод. ХЛІ

Редуктор	Тихохідний вал															С кінцем для приєднання командоапарата (КА)									
	3 вінцем для зубчастої муфти (М)															С кінцем для приєднання командоапарата (КА)									
	$d_4(f)$	d_5	$d_6(d_{11})$	d_d	l_5	l_6	l_7	l_8	c_3	b_2	m	z	$d_9(d_{11})$	$d_{10}(b_8)$	d_{11}	d_{12}	l_9	l_{10}	l_{11}						
Ц2-250	72	62	95	140	198	38	43	61	20	3,5	40	70	25	40	6	5	15	145							
Ц2-300	80	70	105	200	227,5	50	55	64,5	25	5	40	80	60	40	8	5	20	165							
Ц2-350	110	100	140	240	255	60	65	40	30	6	40	90	75	55	8	5	20	180							
Ц2-400	110	100	140	240	280	60	65	69	30	6	40	100	75	55	8	5	20	205							
Ц2-500	150	60	215	320	330	66	85	20	40	8	40	120	75	55	8	5	20	235							
Ц2-650	160	70	230	400	410	70	90	20	50	10	40	150	75	55	8	5	20	295							
Ц2-750	200	140	290	480	480	90	105	45	60	12	40	180	75	55	8	5	20	340							

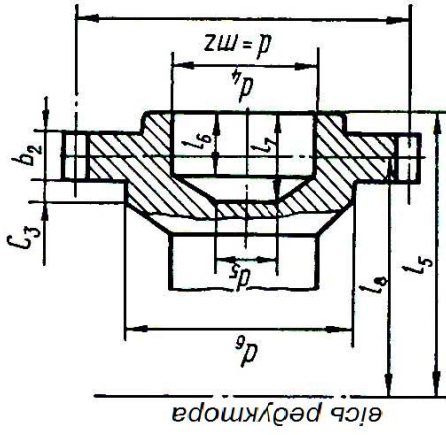
Швидкохідний вал



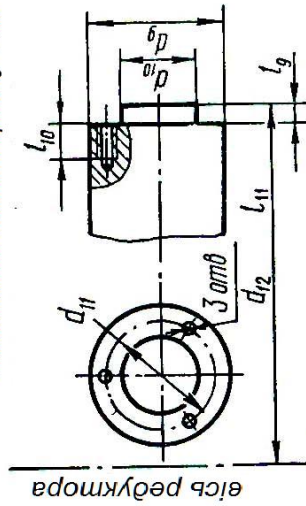
Тихохідний вал Ц



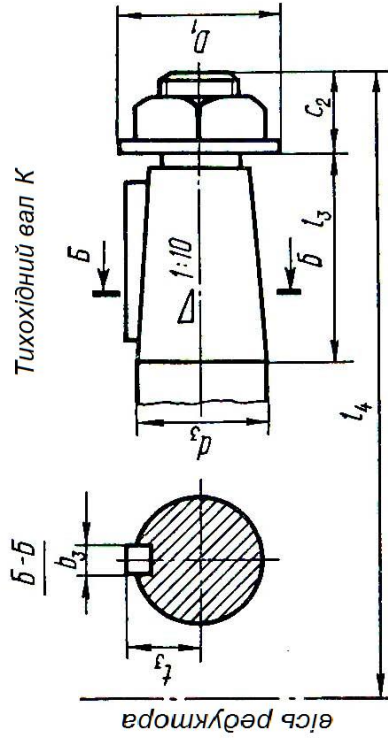
Тихохідний вал М



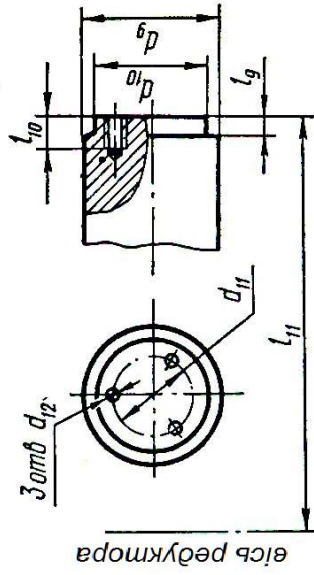
Тихохідний вал КА при $A_c = 250$



Тихохідний вал К

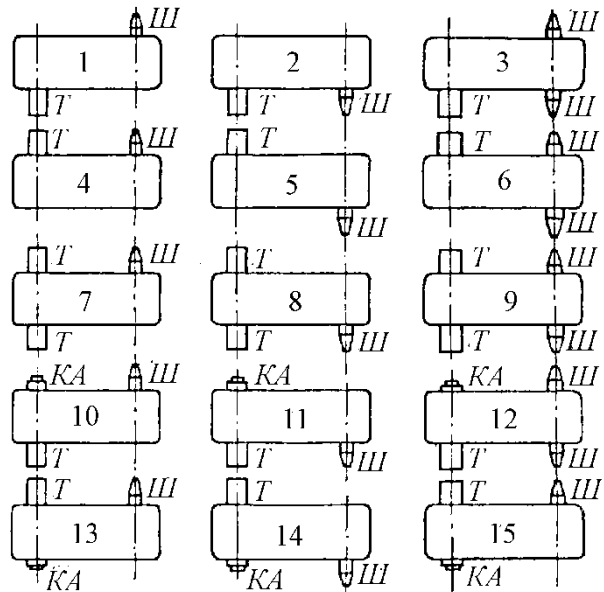


Тихохідний вал КА при $A_c \geq 300$



Виконання тихохідного вала

Кінець вала	Позначення	Схеми складання
Циліндричний	Ц	1...15
Конічний	К	1...15 1... 6
З вінцем для зубчастої муфти	М	10...15
Для приєднання командо-апарата	КА	10...15



Число зубців редукторів типу Ц2

Ступінь	z_2/z_1 при u							
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
Швидкохідний	62/25	66/21	69/18	72/15	75/12	77/10		
Тихохідний	79/20		83/16				86/13	

Модуль m та ширина зубчастих коліс b редукторів типу Ц2, мм

Ступінь		Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500	Ц2-650	Ц2-750
Швидкохідний	m	2	2,5	3	3	4	5	6
	b	30	38	45	45	60	75	90
Тихохідний	m	3	3,5	4	5	6	8	9
	b	75	88	100	125	150	200	225

Редуктори Ц2. Технічні характеристики

Тип	Частота обертання швидкохідного валу, хв ⁻¹	Режим роботи	Загальне передатне число									
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94	
Ц2-250	600	3М	29,0	25,0	20,5	13	11	9,5	7	6,2	5,2	
		4М	19,3	17,1	15,2	11,3	9,4	7,0	5,2	4,2	3,9	
		5М	14,2	12,5	9,9	7,2	6,4	5,5	3,6	3,0	2,6	
		6М	9,6	8,2	6,7	4,6	4,2	3,6	3,0	2,0	1,7	
		Б	7,9	6,7	5,3	3,6	2,9	2,3	1,8	1,2	1,0	
		3М	33,0	30,5	25,5	18,5	15,0	12,5	10,5	7,5	6,5	
	750	4М	23,0	19,7	16,6	13,5	11,1	9,4	7,6	5,6	4,2	
		5М	16,6	14,5	12,3	8,3	7,3	6,9	4,5	3,5	3,0	
		6М	12,0	10,1	8,1	5,5	4,9	4,1	3,6	2,4	2,0	
		Б	9,1	8,3	6,6	4,5	3,7	2,9	2,2	1,5	1,2	
		3М	37,0	30,5	25,0	20,0	17,0	14,0	11,5	9,8	8,2	
		4М	27,1	23,8	20,5	17,3	14,1	11,7	9,2	7,3	6,0	
1000	5М	17,8	15,6	14,1	10,2	8,9	7,6	5,0	4,2	3,5		
	6М	14,5	12,1	10,7	7,2	5,9	5,0	4,3	2,9	2,7		
	Б	12,11	10,0	8,0	6,0	4,9	3,9	3,0	2,0	1,6		
	3М	56,5	49,5	40,5	32,5	27,5	22,5	17,1	13,0	11,5		
	4М	34,0	30,2	25,4	23,8	19,0	16,5	11,9	9,8	8,5		
	5М	25,1	21,3	18,3	13,7	12,0	10,1	7,1	5,5	4,7		
1500	6М	22,1	18,6	14,7	9,9	9,0	7,1	5,5	3,8	3,2		
	Б	18,1	15,3	12,1	8,1	7,4	5,8	4,5	3,0	2,3		

Тип	Частота обертання швидкохідного вала, хв ⁻¹	Режим роботи	Загальне передатне число									
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94	
Ц2-300	600	3М	38,5	33,0	26,5	23,0	19,0	15,0	11,5	9,5	7,5	
		4М	33,6	29,4	24,7	18,0	15,8	12,6	8,3	6,8	5,6	
		5М	21,7	19,4	16,4	11,6	10,2	8,8	6,7	4,8	4,2	
		6М	15,3	13,1	10,8	7,2	6,8	5,8	4,8	3,3	2,8	
		Б	11,6	9,8	7,7	5,8	4,7	3,8	2,3	1,8	1,4	
		3М	46,0	40,0	33,5	29,0	24,0	19,0	14,5	11,5	10,0	
	750	4М	40,3	35,7	29,5	21,6	17,8	16,1	10,4	8,3	7,4	
		5М	26,4	23,3	19,6	13,3	11,6	11,1	7,9	5,5	4,8	
		6М	17,4	14,7	12,8	8,7	7,7	6,6	5,8	3,9	3,2	
		Б	14,5	12,2	9,7	7,3	6,0	4,8	3,6	2,2	1,2	
		3М	49,0	43,0	35,5	31,5	29,0	20,0	18,0	14,0	12,5	
		4М	44,2	39,7	31,2	25,0	20,6	18,3	14,6	11,6	9,7	
1000	5М	30,6	28,2	24,4	16,2	13,9	11,5	9,7	7,3	6,9		
	6М	22,9	19,4	15,3	10,3	9,9	7,8	7,0	4,7	4,4		
	Б	Кі.І	13,6	10,8	8,6	7,0	6,3	4,5	2,8	2,3		
	3М	6X.5	62,5	53,0	43,0	40,0	33,0	27,5	21,0	18,5		
	4М	55,6	48,2	39,8	31,6	26,5	21,2	19,3	14,0	12,4		
	5М	39,6	33,6	28,9	20,6	20,0	16,2	13,5	8,9	7,6		
1500	6М	34,7	29,5	23,3	15,7	12,9	11,3	8,5	5,8	5,2		
	Б	24,4	20,1	15,8	14,4	11,7	9,4	6,0	4,2	3,6		

Тип	Частота обертання швидкохідного валу, хв ⁻¹	Режим роботи	Загальне передатне число									
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94	
Ц2-350	600	3М	62,0	54,5	49,5	35,Х	30,5	25,7	19,5	15,2	12,5	
		4М	45,7	39,6	34,0	26,8	22,3	16,6	12,0	10,2	9,4	
		5М	30,4	29,4	25,7	17,2	15,2	13,0	11,0	7,2	6,3	
		6М	20,6	17,7	16,1	10,9	10,0	8,6	7,3	5,0	4,2	
		Б	17,1	16,0	12,5	8,5	7,0	5,5	4,3	2,9	2,3	
		3М	76,0	65,0	55,0	44,0	36,0	30,0	20,0	18,5	15,0	
	750	4М	61,0	57,0	43,5	32,0	26,5	22,4	16,6	13,4	11,1	
		5М	35,8	31,6	29,2	19,5	17,7	16,6	12,9	8,4	7,3	
		6М	26,0	21,8	17,6	13,2	11,5	9,9	8,7	5,9	4,9	
		Б	21,4	18,0	14,3	10,7	8,7	6,9	5,4	3,6	2,9	
		3М	80,0	78,0	62,0	47,0	43,5	36,0	27,5	22,0	20,0	
		4М	71,9	61,2	50,7	37,1	33,5	27,1	21,8	17,3	14,5	
1000	5М	42,8	39,0	33,0	24,1	21,1	18,1	15,6	10,2	9,0		
	6М	34,5	28,6	23,0	15,6	14,0	11,9	10,3	7,1	6,5		
	Б	28,7	23,9	19,2	12,9	11,7	9,2	7,1	4,9	3,9		
	3М	134	117,5	96,5	71,0	59,5	54,0	40,0	31,5	27,5		
	4М	97,5	84,7	70,0	51,4	43,7	39,5	30,2	24,4	20,4		
	5М	59,0	50,0	43,3	28,6	25,6	24,1	21,5	13,3	11,4		
1500	6М	52,0	43,7	34,6	23,4	19,1	15,2	11,8	8,9	7,7		
	Б	43,0	36,2	28,7	19,4	15,9	12,6	10,7	7,3	5,9		

Тип	Частота обертання швидкохідного валу, хв ⁻¹	Режим роботи	Загальне передатне число									
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94	
Ц2-400	600	3М	98,0	97,0	80,5	70,0	60,0	49,5	39,0	29,5	24,5	
		4М	63,0	55,0	48,4	48,4	43,6	36,6	24,6	20,1	16,3	
		5М	47,6	42,4	33,6	33,6	26,1	18,8	12,0	12,0	9,4	
		6М	40,5	34,9	29,4	21,3	19,7	16,4	10,0	9,7	8,1	
		Б	33,5	28,4	22,4	16,7	13,6	10,9	8,4	5,7	4,6	
		3М	102,5	102	91,0	86,5	71,5	60,0	48,5	36,5	30,5	
	750	4М	63,5	58,8	53,6	53,6	46,5	38,6	28,9	26,3	19,9	
		5М	53,0	45,2	39,2	38,9	30,0	21,6	13,1	13,8	9,8	
		6М	48,6	42,7	34,2	25,6	22,6	19,3	12,9	11,5	9,6	
		Б	55,6	46,3	37,3	25,2	20,6	18,2	13,6	4,5	7,7	
		3М	138	137	111	92,0	77,0	70,5	54,0	43,5	39,7	
		4М	72,8	68,5	54,5	54,5	49,4	44,5	34,3	30,1	24,0	
1000	5М	65,0	57,4	43,6	42,8	33,6	26,8	16,8	16,8	11,9		
	6М	61,2	52,7	42,2	30,3	24,9	23,2	15,0	13,8	10,0		
	Б	55,5	46,3	37,3	25,2	20,6	18,2	13,6	9,5	7,7		
	3М	179	178	158	138	116	96,0	80,0	62,0	54,5		
	4М	102,0	91,3	81,0	81,0	64,0	49,5	36,8	36,8	31,0		
	5М	82,3	70,0	60,8	57,3	47,5	34,3	21,8	21,8	16,9		
1500	6М	81,8	68,3	57,2	45,3	37,3	29,7	20,0	17,4	15,0		
	Б	77,4	65,2	56,0	37,7	30,9	24,7	19,0	14,3	11,6		

Тип	Частота обертання швидкохідного валу, хв ⁻¹	Режим роботи	Загальне передагнє число								
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94
Ц2-500	600	3М	210	188	152	117	103,5	86,5	66,5	51,	42,0
		4М	137,0	120,0	113,0	82,5	75,2	63,3	42,7	34,5	31,8
		5М	102,0	90,6	77,0	53,3	51,0	44,1	28,7	24,1	20,4
		6М	64,0	54,5	45,0	32,5	31,0	26,6	21,6	13,5	12,0
		Б	57,8	49,0	38,7	26,3	23,6	19,0	14,3	10,0	8,0
			245	221	187	136	123	103	83,0	64,0	52,5
	750	4М	163,0	140,0	112,0	103,0	89,2	75,6	52,7	42,2	37,0
		5М	121,0	106,0	84,7	61,0	58,7	51,5	32,8	28,4	23,3
		6М	87,5	74,0	59,0	40,0	39,0	33,0	29,3	20,2	16,8
		Б	72,5	61,2	48,4	32,9	29,6	23,6	18,2	12,4	10,0
		3М	301	257	218	154	134,5	122	100	75,0	67,5
		4М	197,0	178,0	143,0	122,0	104,0	91,7	68,6	58,5	49,0
1000	5М	145,0	132,0	103,2	74,2	65,4	52,8	40,2	37,2	28,5	
	6М	115	87,0	77,0	52,5	42,5	40,0	35,0	24,0	22,0	
	Б	97,0*	82,0	64,0	44,0	36,0	31,4	24,0	16,5	13,5	
	3М	415	396	324	239	201	166	139	107	94,0	
	4М	248,0	217,0	189,0	174,0	147,0	116,0	83,0	82,2	68,5	
	5М	194,0	169,0	145,0	98,7	87,7	74,0	53,5	44,5	38,3	
1500	6М	160	149	117	80,0	65,4	52,0	43,4	29,2	26,5	
	Б	132*	123*	97,0*	66,0	54,0	43,0	36,4	25,0	20,2	

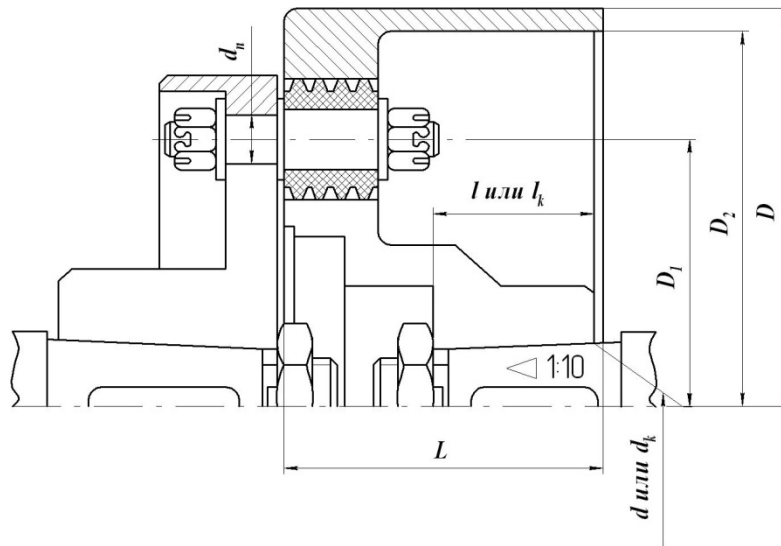
Тип	Частота обертання швидкохідного валу, хв ⁻¹	Режим роботи	Загальне передатне число									
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94	
Ц2-650	600	3М	368	326	261	217	188	156	124,5	94,5	79,0	
		4М	266	240	199	159	137	113	89,5	64,4	58,2	
		5М	204	177	148	118	102	83,6	57,3	56,0	41,7	
		6М	169	149	123	87,1	80,0	68,5	51,7	39,2	33,4	
		Б	141*	122*	100	67,0	55,9	44,5	34,3	23,4	19,1	
		3М	432	374	321	258	222	187	150,5	125	95,5	
	4М	315	264	234	189	162	137	ПО	84,5	69,8		
	5М	220	191	164	148	116	99,5	83,5	63,5	47,1		
	6М	206	174	146	101	88,5	77,6	67,6	46,5	38,9		
	Б	172*	145*	120*	88,6	68,4	55,6	42,6	29,5	23,8		
1000	600	3М	525	470	390	305	274	233	174,5	146	122	
		4М	360	315	263	223	198	171	128	107	89,1	
		5М	270	238	195	167	149	111	75,7	75,7	55,0	
		6М	253	226	188	177	106	91,0	74,3	54,4	48,1	
		Б	222*	191*	157*	107	89,4	72,2	56,9	39,0	31,7	
		3М	—	610	530	430	360	310	260	200	170	
	4М	—	396	331	314	268	221	162	152	125		
	5М	—	308	252	230	197	151	99,6	89,5	73,7		
	6М	—	294	230	186	152	125	99,0	69,6	60,8		
	Б	—	267*	221*	157*	127*	105	83,1	57,6	47,5		

Примітка. **Б** – безперервний режим роботи. Значення потужностей, які позначені зірочкою, можуть бути реалізовані тільки за наявності спеціального охолодження редуктора.

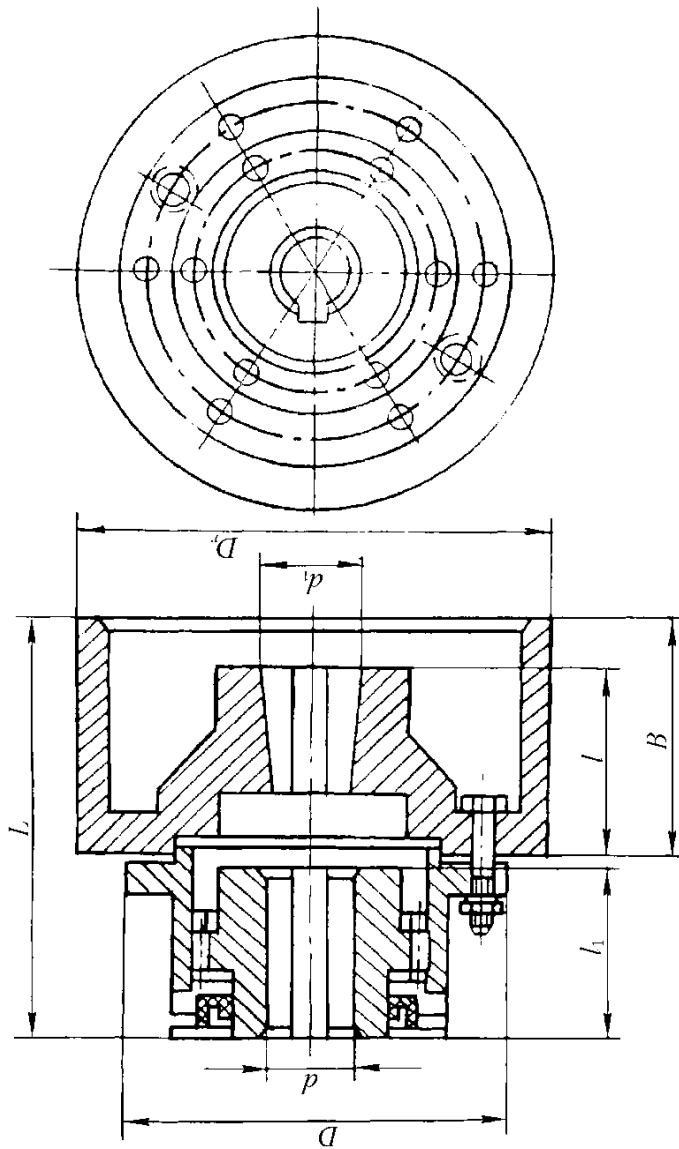
**Редуктори Ц2. Граничне консольне навантаження на кінці
тихохідного валу, Н**

Редуктор	Група режиму роботи			
	3М	4М	5М	6М
Ц2-250	12 000	18 000	12 500	6 300
Ц2-300	20 000	22 500	14 000	8 000
Ц2-350	32 000	25 000	18 000	10 000
Ц2-400	32 000	25 000	20 000	14 000
Ц2-500	50 000	40 000	25 000	20 000
Ц2-650	63 000	71 000	45 000	25 000
Ц2-750	100 000	125 000	63 000	32 000

**Втулково-пальцеві муфти з гальмівним шківом.
Технічні параметри і розміри**



Діаметр гальмівного шківа $D_{Г}$, мм	Найбільший обертальний момент, Н·м	Розміри ступиці, мм			Число пальців	Маса найбільша, кг	Момент інерції, кг·м ²
		d	L	l			
200	500	50	95	110	4	25	0,1274
300	800	60	145	110	6	60	0,637
400	5500	70	185	150	6	125	2,294
500	7000	-	210	-	8	175	5,1
600	12500	-	245	-	8	260	10,7

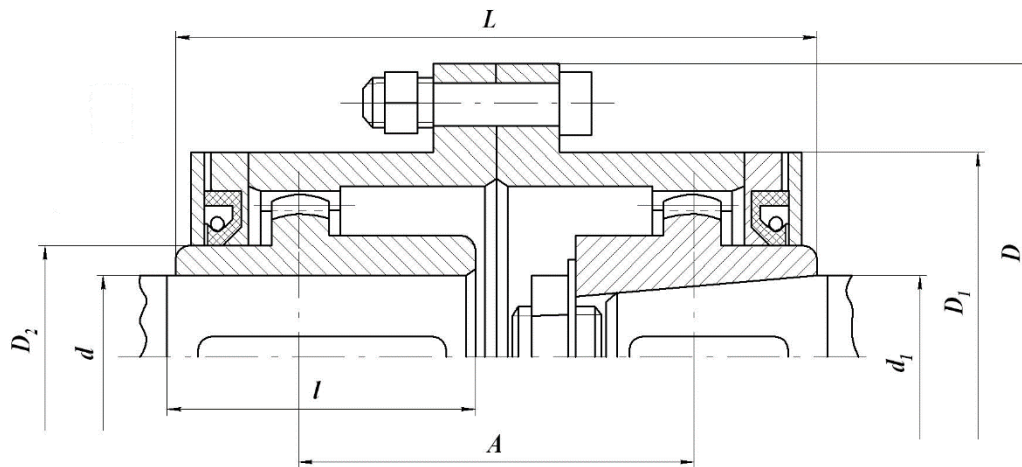


Додаток XLVII

Зубчасті муфти з гальмівним шківом. Характеристики і розміри

Діаметр гальмівного шківа D_T , мм	Найбільший обертальний момент, Н·м	Зубчасте зачеплення		Розміри, мм						Маса, кг	Момент інерції, кг·м ²	
		Модуль, m	Число зубців	D	B	L	l	d	d_1			l_1
200	700	2,5	30	170	95	170	112	40...55	50...69,5	55	15,8	0,0763
300	3200	3,0	40	20	145	232,5	123...145	40...55	50...69,5	85	41	0,471
400	5750	3,0	48	50	186	297	158...189,5	55	60...89,5	105	86,5	1,375
500	8600	3,0	56	90	205	325	185	65	90	115	132,2	3,56

Габаритні розміри і технічні характеристики зубчастих муфт типу МЗ



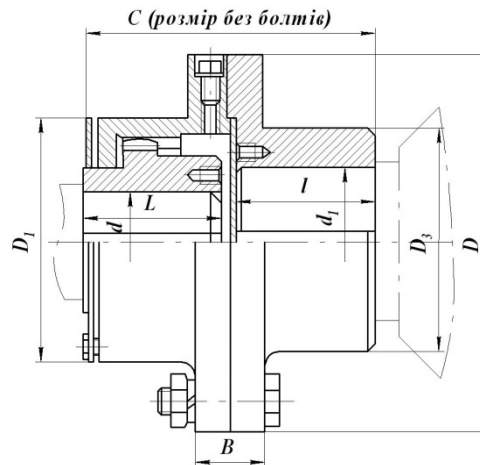
Зубчасті муфти МЗ. Основні параметри і розміри

Номер муфти	Номінальний обертальний момент, Н·м	Розміри, мм							
		d	d_1	D	D_1	D_2	L	A	I
1	1000	40	60	145	105	60	174	60	82
2	1600	55	65	170	125	80	174	75	82
3	2500	60	70	185	135	85	220	75	105
4	4000	65	75	200	150	95	220	85	105
5	6300	80	90	230	175	115	270	125	130
6	10000	100	110	270	200	145	340	145	165
7	16000	120	130	300	230	175	345	180	165
8	25000	140	150	330	260	200	415	180	200

Продовж. дод. XLVIII

Номер муфти	Зубчасте зачеплення			Момент інерції, кг·м ²	Маса, кг
	Модуль, мм	Число зубців	b , мм		
1	2,5	30	12	0,05	6,7
2	2,5	38	15	0,06	9,2
3	3,0	36	20	0,08	10,2
4	3,0	40	20	0,15	15,2
5	3,0	48	20	0,25	22,6
6	3,0	56	25	0,5	36,9
7	4,0	48	30	1,15	62,5
8	4,0	56	30	2,25	100

Габаритні розміри і технічні характеристики зубчастих муфт типу МЗП



Номер муфти	Обертальний момент, Н·м	n_{\max} , хв ⁻¹	Розміри, мм						
			d	d_1	D	D_1	D_2	D_3	L
1	710	6300	40	60	170	110	55	95	115
2	1400	5000	50	70	185	125	70	110	145
3	3150	4000	60	90	220	150	90	145	175
4	5600	3350	75	100	250	175	110	170	215
5	8000	2800	90	120	290	200	130	190	240
6	11800	2500	105	130	320	230	140	210	260
7	19000	2120	120	150	350	260	170	240	280
8	23600	1900	140	170	380	290	190	270	330
9	30000	1700	160	190	430	330	210	280	340
10	5000	1400	180	210	490	390	260	320	370
11	7100	1250	220	250	545	445	300	380	405

Продовж. дод. XLIX

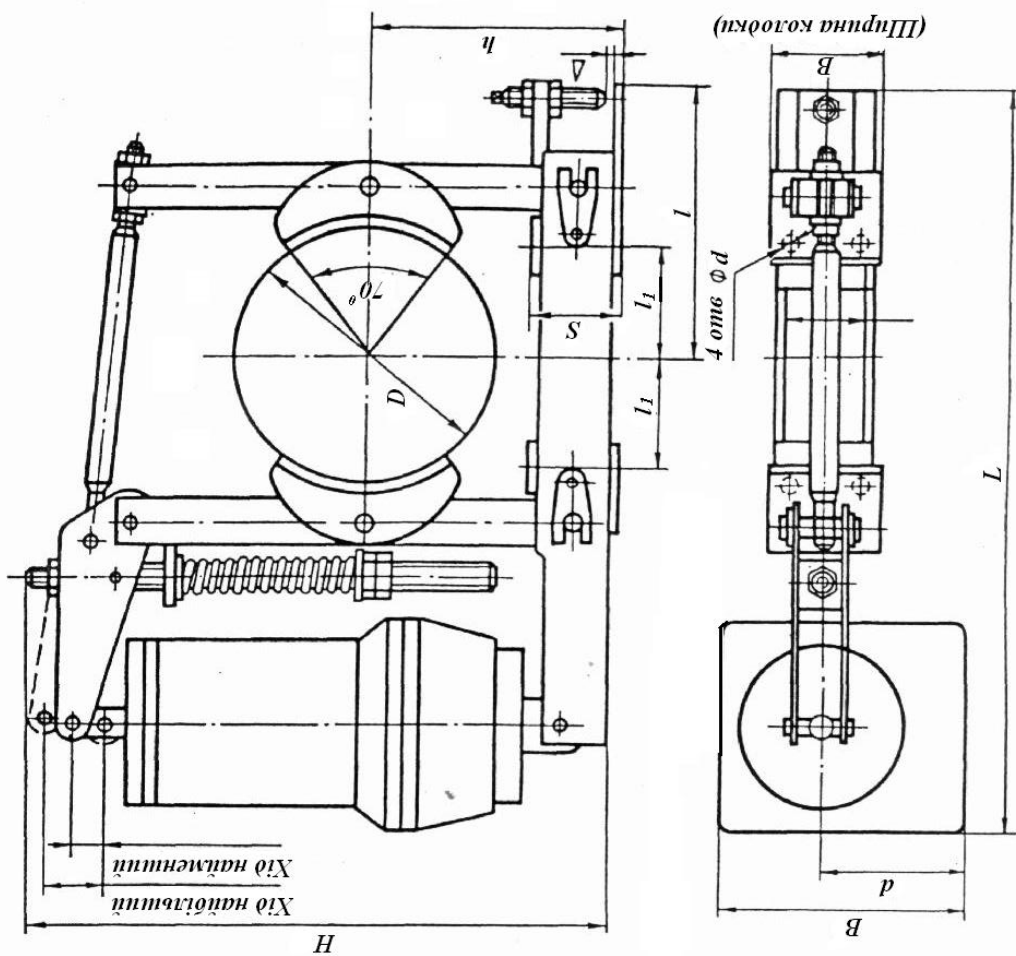
Номер муфти	Розміри, мм			Момент інерції, кг·м ²	Маса, кг
	B	I	C		
1	34	55	2,5	0,06	20,5
2	34	70	2,5	0,1175	31
3	40	85	2,5	0,218	51
4	50	105	2,5	0,45	76
5	50	115	5,0	0,875	115
6	50	125	5,0	1,5	170
7	50	140	5,0	2,5	218
8	50	160	5,0	4,125	337
9	50	165	5,0	5,125	355
10	50	180	5,0	10,0	505
11	60	200	5,0	18,75	750

Колодкові гальма типу ТТ змінного струму. Характеристика і розміри

Тип гальма	Гальмівний момент найбільший, Н·м	Гальмівний шків, мм		Відхід колодки найбільший	Тривалість, с				Допустимі		Маса, кг
		діаметр	ширина		замикання, розмикання, найменша	замикання, розмикання, найбільша	число включень за годину	тривалість включень			
ТТ-160	100	160	75	1,0	0,2	0,2	2			18,8	
ТТ-200	200	200	95	1,3	0,4	0,2	8			35,5	
ТТ-250	400	250	105	1,2	0,25	0,4	4	720	100%	72,2	
ТТ-320	800	320	135	1,65	0,4	0,25	4			89,0	

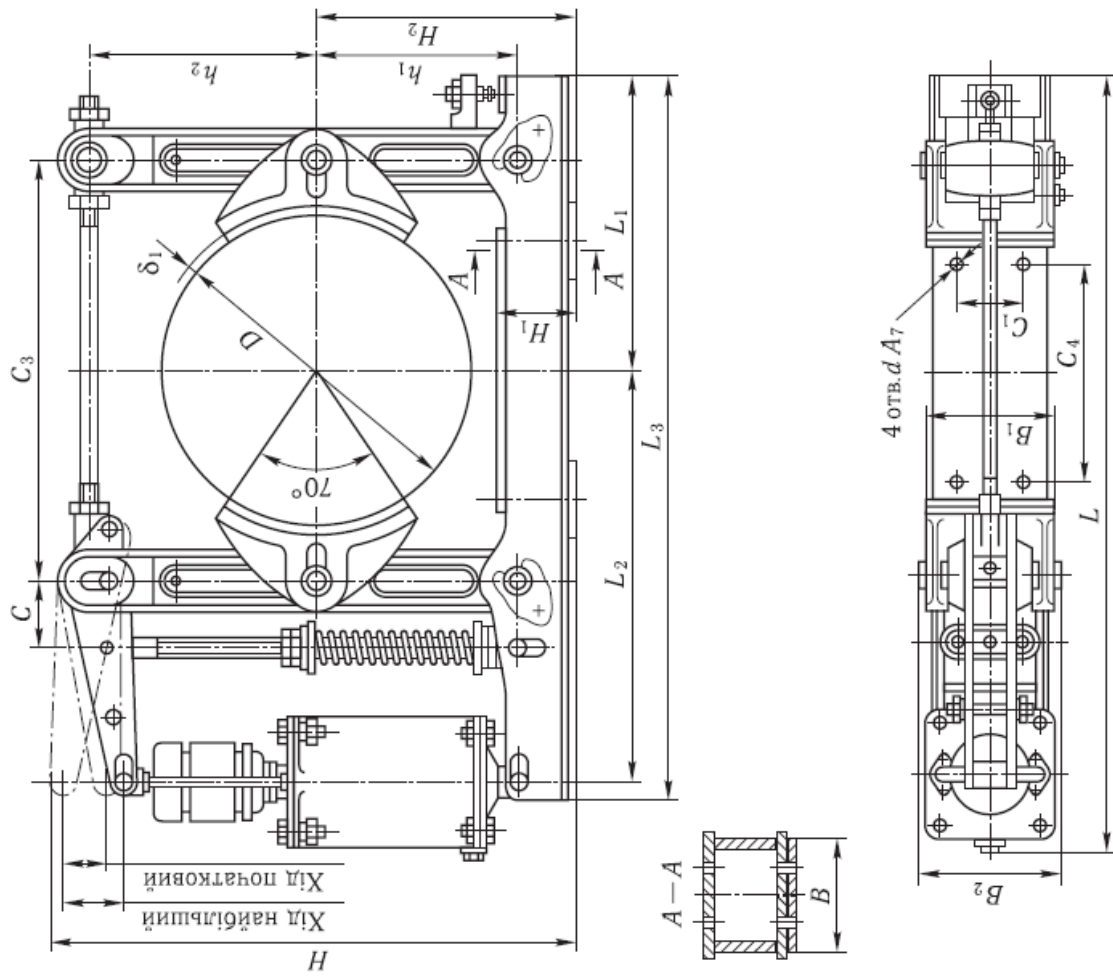
Продовж. дод. L

Тип гальма	Розміри, мм											Хід, мм		
	D	L	l	l ₁	B	B ₁	b	b ₁	H	h	d	S	початковий	найбільший
ТТ-160	160	445	150	70	168	70	102	36	336	125	13	40	11	23
ТТ-200	200	551	195	90	196	90	120	48	390	170	13	50	14	28
ТТ-250	250	610	250	110	196	100	120	60	418	200	18	60	30	45
ТТ-320	320	735	295	140	212	130	120	80	500	250	18	80	30	45



Колодкові гальма з електрогідравлічним приводом. Характеристика і розміри

Тип гальма	Гальмівний момент, Н·м	Відхід колодки, мм	Розміри, мм															
			D	B	B ₁	B ₂	B ₃	C ₄	C ₁	C ₂	C ₃	H	H ₁	H ₂	h ₁	h ₂	L	L ₁
ТКТГ-200М	300	1,0	200	90	90	196	121	350	60	120	400	7	170			585	205	
ТКТГ-200	250				213			80			436					613	205	
ТКТГ-300М	800	1,2	300	140	140	227		300	90	150	526	12	240			771	285	
ТКТГ-400М	1500	1,4	400	180	180			340	90	90	630	114	320			935	380	
ТКТГ-500М	2500	1,6	500	200	200			410	100	100	795	132	400			1184	448	
ТКТГ-600	5000	1,75	600	240	240	271	125	500	126	100	945	132	475	380	420	1428	560	
ТКТГ-700	8000	1,8	700	280	280	295		610	150	150	1081	172	550	430	470	1583	625	
ТКТГ-800	12500	2,1	800	320	320	342		70	180		1216	176	600	480	545	2020	695	



Колодкові гальма типу ТКТ змінного струму. Характеристика і розміри

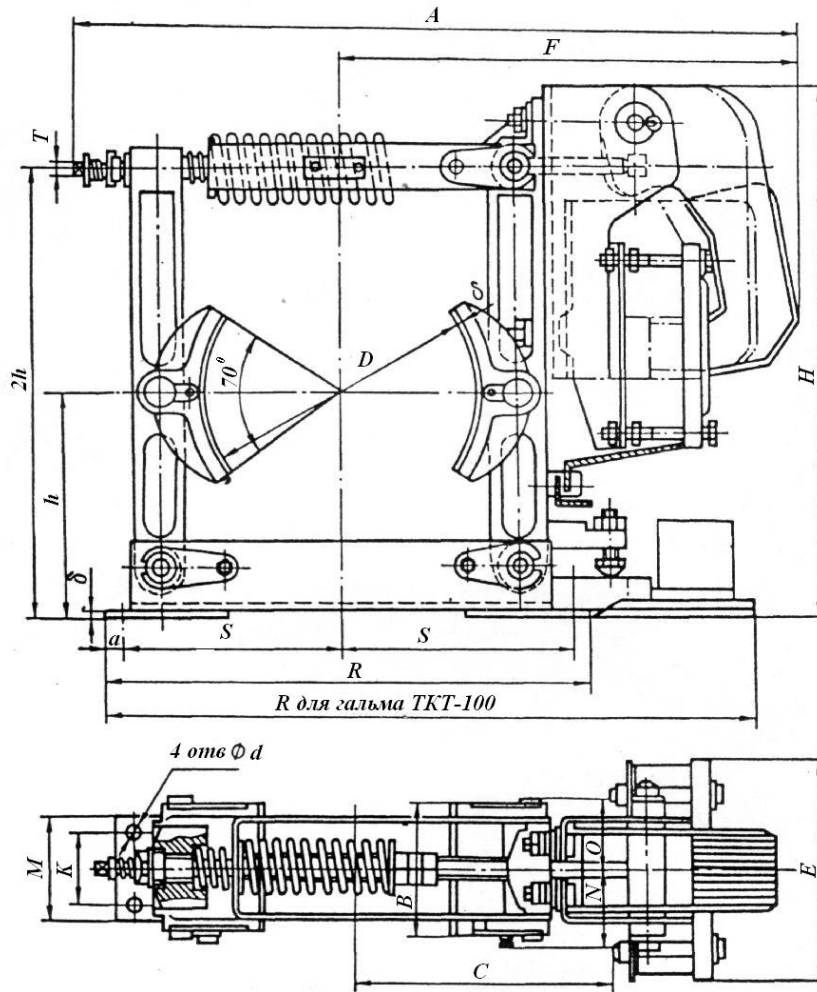
Тип гальма	Ширина колодки B , мм	Діаметр шківів D , мм	Гальмівний момент, Н·м		Тиск, МПа	Відхід колодки, мм		Тип магніту	Маса гальма, кг
			Група режиму роботи	М8		нормальний	максимальний		
ТКТ-100	70	100	20	11	0,12	0,4	0,6	МО-100Б	12
ТКТ-200/100	90	200	40	22	0,09	0,4	0,6	МО-100Б	25
ТКТ-200	90	200	160	80	0,18	0,5	0,8	МО-200Б	37
ТКТ-300/200	140	300	240	120	0,08	0,5	0,8	МО-200Б	68
ТКТ-300	140	300	500	200	0,16	0,7	1,0	МО-300Б	92

Продовж. дод. ЛЛ

Тип гальма	Розміри, мм																
	A	E	F	H	K	M	N	O	R	S	T	δ	h	δ_1	d	a	c
ТКТ-100	336	130	208	239	40	65	46	37	300	110	8×8	4	100	6	13	15	120
ТКТ-200/100	475	130	260	395	60	90	55	47	400	175	11×11	6	170	8	18	20	180
ТКТ-200	518	177	333	407	60	90	55	47	400	175	11×11	6	170	8	18	20	212
ТКТ-300/200	670	177	400	605	80	120	81	72	560	250	14×14	8	240	12	22	20	270
ТКТ-300	775	243	485	570	80	120	81	72	560	250	14×14	8	245	12	22	20	280

Продовж. дод. ЛІІ

Колодкові гальма типу ТКТ змінного струму. Характеристика і розміри



Муфти пружні втулково-пальцеві за ДСТУ 21280-93 (ГОСТ 21424-93)

Номінальний обертальний момент, Н·м	d		D, мм	L, мм не більше				l, мм				Частота обертання, хв ⁻¹	Зміщення валів, не більше	
				Тип				Тип					радіальне	кутове
	I			II		I		II						
	Виконання													
	1 ряд	2 ряд		1	2	1	2	1	2	1	2			
6,3	9		71	43		43		20		13	8800	0,2	1°30'	
	10			49	43	49		23	20	16				
16,0	12		75	63	53	63		30	35	20	7600			
	14			83	59	83	59	40	28	30				18
31,5	16		90	84	60	84	60				50			
	18	19		104	76	104	76							
63	20		100	125	89	125	89	60	42	44	26			4600
	22			165	121	165	121	80	58	60	38			
50	32		140	225	169	225	169	110	82	85	56			3600
	35			225	169	225	169							
	36			225	169	225	169							
	38			225	169	225	169							
500	40		170	225	169	225	169	110	82	85	56	3600		
	42			225	169	225	169							
710	45		190	225	169	225	169	110	82	85	56	3600		
	48			225	169	225	169							
	50			225	169	225	169							
710	55		190	226	170	226	170	110	82	85	56	2850	0,4	
	56			226	170	226	170							
	60			226	170	226	170							

Продовж. дод. ЛІІІ

Номинальний обертальний момент , Н·м	d		D, мм	L, мм не більше				l, мм				Частота обертання, хв ⁻¹	Зміщення валів, не більше		
				Тип				Тип					раді- альне	куто- ве	
	I			II		I		II							
	Виконання														
	1 ряд	2 ряд		1	2	1	2	1	2	1	2				
1000	50		220	226	170	226	170	110	82	85	56	2850	0,4	1°00'	
		55													
	56														
		60													
	63				286	216	286	216							
		65													
2000		70	250					140	105	107	72	2300	0,5	0°30'	
	63														
		65			288	218	288	218							
	71	70													
		75													
4000	80		320									1800	0,5	0°30'	
		85													
	90				348	268	348	268							
		95							170	130	135				95
8000	100		400									1450	0,5	0°30'	
	110														
		120			432	342	432	342	210	165	170				125

Примітка:

Тип муфт: I- з циліндричними отворами для кінців валів;

II- з конічними отворами для кінців валів.

Виконання: 1- на довгі кінці валів;

2- на короткі кінці валів.

Приклад умовного позначення:

Пружна втулково-пальцева муфта з номінальним обертальним моментом

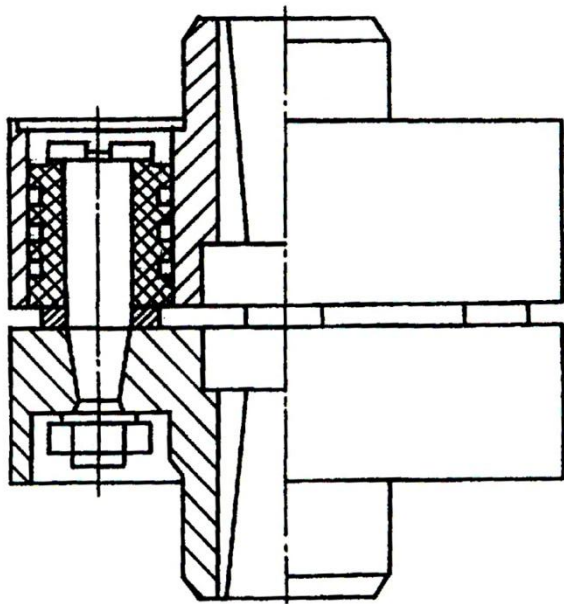
250 Н·м, діаметром посадочних отворів $d=40$ мм, типу I,

виконання напівмуфт 1:

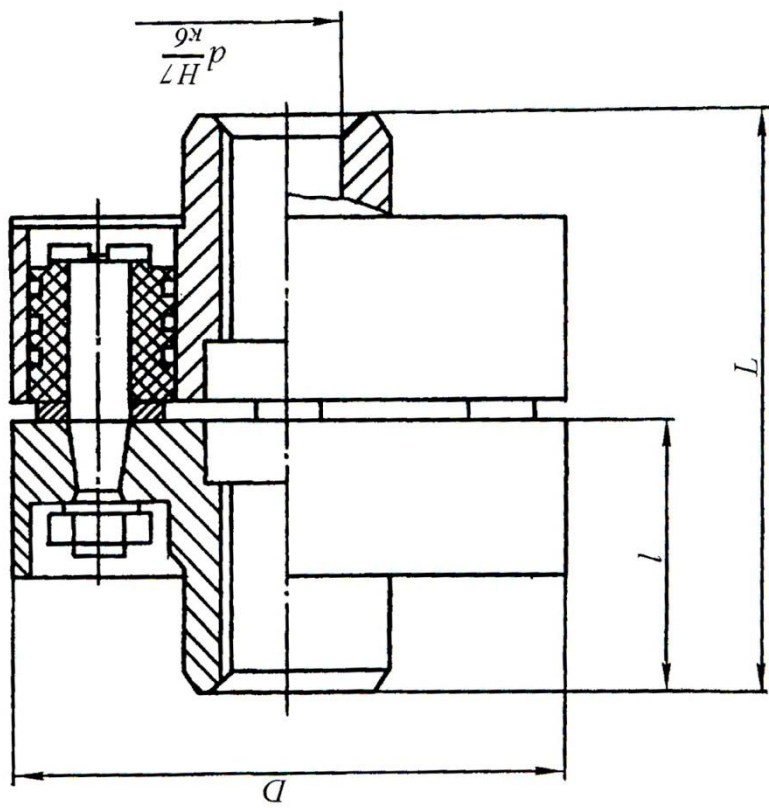
Муфта МУВП 250 - 40 - I.1 ДСТУ 2128-93 (ГОСТ 21424-93)

Продовж. дод. ЛШ

Тип II



Тип I



Редуктори 2Ч. Технічні параметри

Редуктор	Передаточне число u_p	Обертальний момент на тихохідному валу, Н·м	ККД редуктора	Консольне навантаження тихохідного вала, Н	Маса, кг
2Ч – 63	10	102	0,88	2800	11,9
	20	104	0,83		
	31,5	115	0,74		
	40	110	0,73		
	50	102	0,68		
	63	95	0,62		
2Ч – 80	10	194	0,89	4000	16,2
	20	195	0,83		
	31,5	230	0,77		
	40	200	0,72		
	50	210	0,71		
	63	200	0,64		

Примітка. Редуктори поставляють також з передаточним числом
 $u_p = 8,0; 12,5; 16,0; 25,0; 80,0$

Продовж. дод. LIV

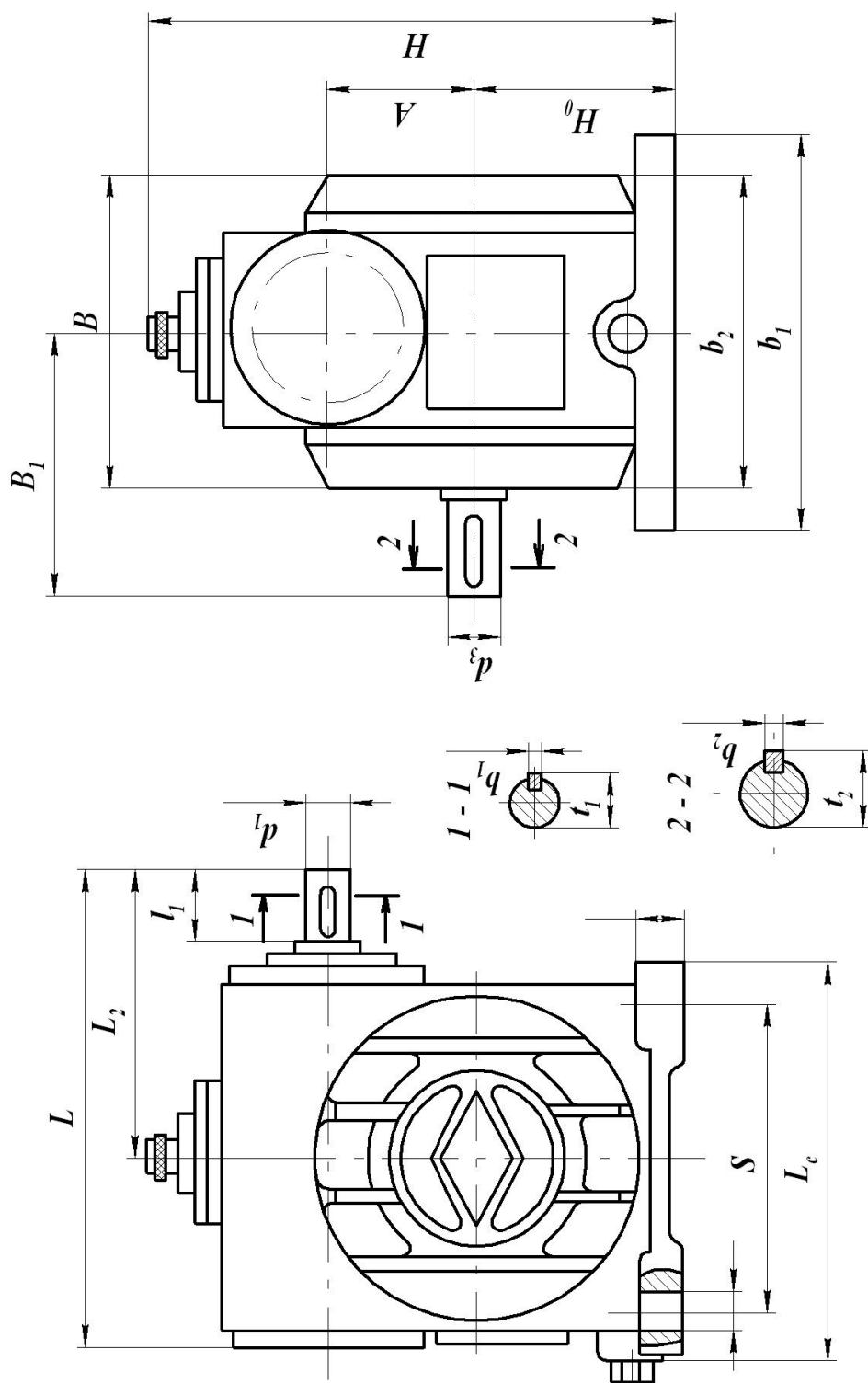
Редуктори 2Ч. Габаритні та присьднувальні розміри, мм

Редуктор	a_{ω}	A	A_1	A_2	A_3	B	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5		
2Ч – 63	63	150	180	165	42	102	145	125	197	5	16		
2Ч – 80	80	180	225	185	50	118,5	165	140	212	5	13,5		
Редуктор	B_6	b	b_1	H	H_1	H_2	H_3	h	h_1	h_2	h_3		
2Ч – 63	217	105	36	223	82	115	59	155	115	200	45		
2Ч – 80	250	120	36	265	92	132	66	190	135	240	50		
Редуктор	h_4	d	d_1	d_2	L	L_1	L_2	l	Швидкохідний вал				
									d	d_1	l_1		
2Ч – 63	40	13	16	11,5	145	120	220	8	22	M8	36		
2Ч – 80	42	15	18	13	160	145	260	8	25		42		
Редуктор	Швидкохідний вал			Тихохідний вал				Порожнистий тихохідний вал					
	l_2	b	t	d	l	b	t	d	$D \times H7 \times m$	d_1	l	l_1	l_2
2Ч – 63	20	4,0	11,6	28	60	8,0	31	33	32 x H7 x 1,3	70	108	68	20
2Ч – 80		5,0	13,45	35	80	10	38	41	40 x H7 x 1,5	90	116	66	25

Редуктори РЧН і РЧП. Технічні параметри

Редуктор	Міжосьова відстань, мм	Загальне передаточне число u_p	Потужність на валу, кВт	Число обертів, xv^{-1}	Число заходів черв'яка z	ККД редуктора	Модуль m , мм
РЧН-80А	80	41	0,74	1500	1	0,72	3
		20,5	1,1		2	0,81	
		13,66	1,36		3	0,85	
		10,25	1,7		4	0,87	
РЧН-100 РЧП-100	100	38	0,52...0,97	750	1	0,73	4
		19	1,03...1,92	1000	2	0,84	3
		54	0,34...0,65		1	0,7	
		27	0,64...1,3	1500	2	0,82	
РЧН-120 РЧП-120	120	39	1,47	1500	1	0,74	5
		19,5	2,2		2	0,81	
		31	1,84		1	0,74	6
		15,5	2,95		2	0,83	
		10,33	3,99		3	0,88	
РЧН-180 РЧП-180	180	51	3,68	1000	1	0,74	6
		37	5,15			0,78	8
		18,5	8,16		2	0,86	
		12,33	1,1		3	0,89	
РЧН-210М	210	34	3,2...3,8	750	1	0,81	10
		17	5,0...6,0	2	0,89		
		40	2,8...3,3	1000	1	0,78	8
		20	4,4...5,2		2	0,87	
		51	2,8...3,5	1500	1	0,77	7
		25,5	4,4...5,2		2	0,86	
РЧП-300	300	49	18	1000	1	0,77	10
		24,5	28		2	0,85	
		16,33	38		3	0,88	
РЧП-420	420	59	28...32,5	750	1	0,78	12
		29,5	45...54,0	1000	2	0,86	
		19,67	60,5...73		3	0,89	

Редуктори РЧН. Габаритні та присьднувальні розміри, мм



Продовж. дод. LIV

Редуктор	Отвори для болтів			Швидкохідний вал					Тихохідний вал				Маса, кг
	d	s	B_3	d_1	l_1	b_1	t_1	d_3	l_3	b_2	t_2		
РЧН-80М	17	170	170	22	38	6	24,5	30	56	8	33	26	
РЧН-100	18	170	190	25	60	8	28	30	80	8	33	37	
РЧН-120	22	220	190	30	55	8	33	45	78	14	49	60	
РЧН-180	22	300	260	45	78	14	49	60	108	18	65.5	177	
РЧН-210М	22	325	205	35	80	10	38.5	58	125	18	63.5	153	

Продовж. дод. LIV

Редуктор	A	L_0	B_2	H_0	g	L	B	H	L_2	B_1
РЧН-80М	80	212	210	110	20	272	152	295	150	132
РЧН-100	100	212	232	130	20	319	172	327	193	170
РЧН-120	120	290	240	175	25	368	222	418	203	180
РЧН-180	180	410	320	210	35	585...493	306	552	285	260
РЧН-210М	210	425	230	250	27	535	280	582	290	265

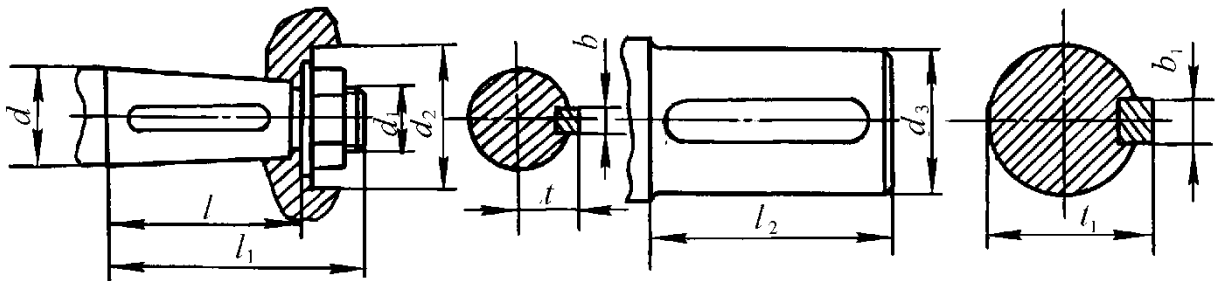
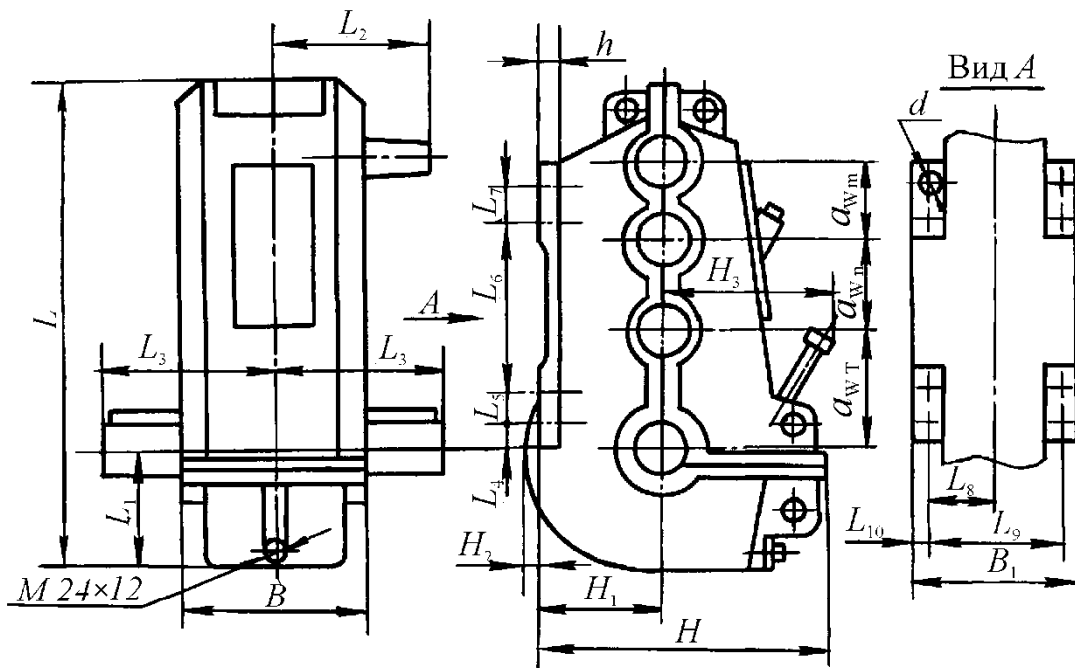
Редуктори типу ВКУ. Технічні параметри

Частота обертання швидкохід ного валу $n_{ш}, \text{хв}^{-1}$	Група режиму роботи	Типорозмір редуктора												
		ВКУ-500М			ВКУ-610М			ВКУ-765М			ВКУ-965М			
		Передаточне число u												
		20	63	25	40	80	25	63	80; 100	125 140	25	63	80; 100	125 140
Обертальний момент на тихохідному валу, кН·м														
960	3М	4,2	4,68	8,1	8,5	14,9	14,6	14,9			28,2			
	4М	3,3	4,3	6	7,9	8,3	13,1	14,9			19,7	24,6	27,2	27,2
	5М	2,2	2,9	4,9	5,4	6,1	9,3	11,7	12,5	12,5	16,8	24,6	24,6	25,1
	6М	1,85	2,4	3,7	4,4	4,5	8,2	9,2	9,7	9,8	3,7	7,1	19,4	19,4
750	3М	4,45	4,64	8,6			14,9				28,2			
	4М	3,4	4,64	7,7	8,6	8,6	14,9				19,7	24,6	27,2	27,2
	5М	2,36	3,16	5,1	5,8	6,7	10,8	12,5	13,2	14	17,6	24,6	25,1	25,1
	6М	1,92	2,5	4,3	4,4	5,9	9,2	9,6	10,6	11,1	15	19,4		
600	3М	4,66	4,66	8,6			14,9				28,2			
	4М	3,68	4,66	8,2	8,6	8,6	14,9				22	25,9	27,2	27,2
	5М	2,5	3,38	5,5	6,1	7,1	11,4	12,7	14,6	14,6	21	25,1		
	6М	2,1	2,79	4,5	4,9	6,1	9,5	9,7	11,1	11,5	13,8	19,4		

Продовж. дод LV

Редуктори типу ВКУ. Міжцентрова відстань a_{ω} , модуль m ,
ширина b зубчастих коліс, мм

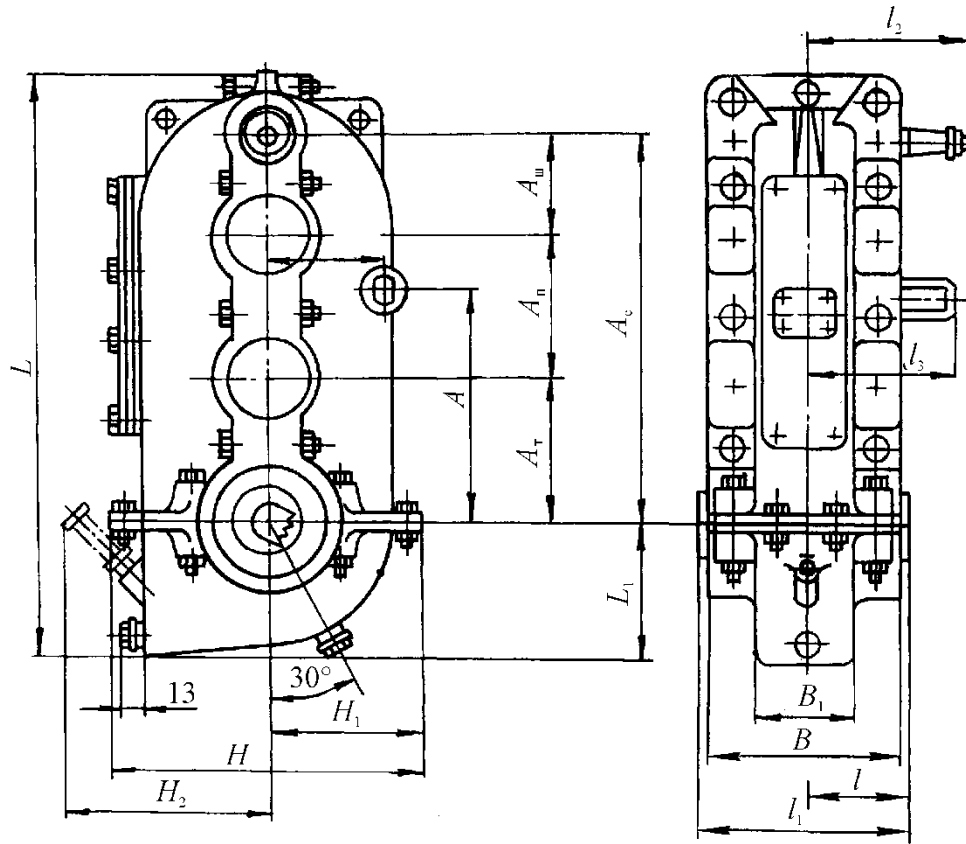
Ступінь	ВКУ-500М			ВКУ-610М			ВКУ-765М			ВКУ-965М		
	a_{ω}	m	b	a_{ω}	m	b	a_{ω}	m	b	a_{ω}	m	b
Швидкохідна	140	3	60	160	3	60	200	4	80	250	5	100
Проміжна	160	3	60	200	4	80	250	5	100	315	6	120
Тихохідна	200	4	100	250	5	120	315	7	150	400	8	200



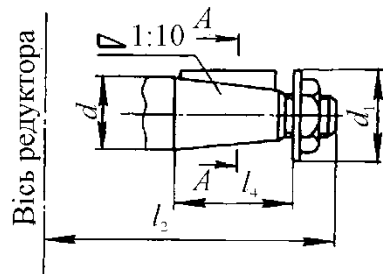
Редуктори ВКУ. Габаритні та приєднувальні розміри, мм

Параметр	Редуктор			
	ВКУ-500М	ВКУ-610М	ВКУ-765М	ВКУ-965М
$a_{\omega m}$	140	160	200	250
$a_{\omega n}$	160	200	250	315
$a_{\omega r}$	200	250	315	400
b	320	365	435	560
b_1	360	350	445	620
b_0	17	17	26	33
H	475	585	675	930
H_1	160	250	290	320
H_2	40	-	-	752
H_3	310	380	470	610
h	30	35	40	45
L	840	900	1220	1560
L_1	200	240	284	385
L_2	305	325	370	450
L_3	310	355	440	495
L_4	85	50	45	75
L_5	70	70	110	120
L_6	240	375	440	570
L_7	70	70	110	120
L_8	160	152,5	192,5	270
L_9	320	305	385	540
L_{10}	20	22,5	30	40
d	40	40	50	65
d_1	M24×2	M24×2	M36×3	M42×3
d_2	75	75	75	100
l	85	85	85	108
l_1	110	110	110	140
b	10	10	12	16
t	21	21	26	33,9
d_3	65	80	125	125
l_2	105	130	165	165
b_1	18	22	32	32
t_1	71	88	136	136
Маса, кг	330	450	820	1530

Редуктори ВКН. Технічні параметри

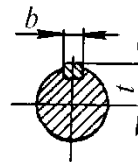


Швидкохідний вал конічний

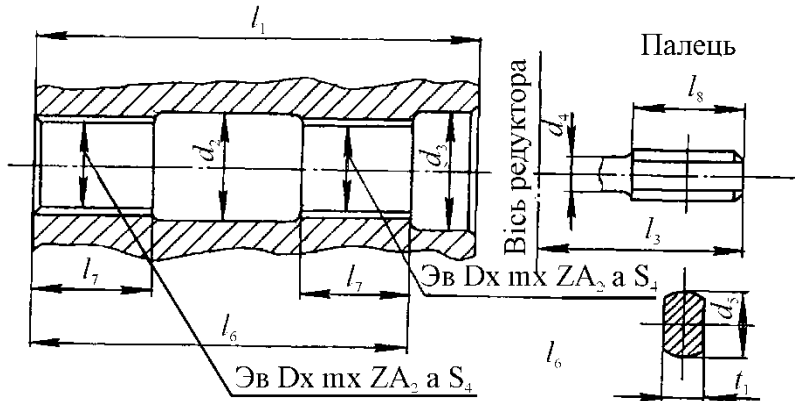


Вісь редуктора

A-A



Тихохідний вал порожнистий



Вісь редуктора

Палець

Эв Dх mх ZA₂, a S₂

Редуктори ВКН. Технічні параметри

Редуктор	Переда- точне число	Максимальна потужність N , кВт, на швидкохідному валу							
		3М	4М	5М	6М	3М	4М	5М	6М
		$n = 750 \text{ хв}^{-1}$				$n = 1000 \text{ хв}^{-1}$			
ВКН-280	10	4,3	2,0	1,8	1,6	6,0	2,0	1,9	1,8
	16	3,0	1,4	1,2	1,6	4,0	1,7	1,5	1,4
	31,5	1,4	1,0	0,9	0,8	1,9	1,0	0,9	0,8
	50	0,9	0,7	0,6	0,5	1,0	0,8	0,7	0,6
ВКН-320	12,5	6,5	3,1	2,7	2,4	8,1	3,4	3,0	2,8
	20	3,6	2,4	1,8	1,6	5,6	2,8	2,2	2,0
	40	2,5	1,7	1,2	1,1	2,8	1,8	1,2	1,1
	63	1,2	0,9	0,7	0,6	1,7	1,1	0,7	0,6
ВКН-420	16	7,8	5,0	4,8	4,5	9,1	6,0	6,5	5,4
	25	5,0	3,5	3,0	3,0	6,1	4,9	4,4	3,9
	50	2,8	2,1	1,6	1,2	3,5	2,8	2,2	1,9
	80	2,3	1,8	1,3	1,0	3,1	2,2	1,7	1,3
	125	1,6	1,2	1,0	0,9	1,7	1,4	1,2	1,0
ВКН-480	20	11,7	7,3	4,8	4,6	14,4	9,0	6,3	5,3
	31,5	8,3	5,0	4,0	3,3	10,3	6,6	4,8	4,1
	63	4,7	3,4	2,5	2,0	5,9	4,1	3,0	2,5
	100	3,3	3,3	2,2	1,8	4,1	3,0	2,7	2,2
ВКН-560	20	19,9	13,3	9,7	8,2	23,1	16,6	12,1	9,7
	25	15,5	11,6	8,2	7,5	21,9	14,1	10,3	9,1
	40	10,7	7,8	6,5	5,5	13,9	10,0	7,9	6,7
	50	8,8	6,5	5,5	4,8	12,1	8,6	6,7	5,9
	80	5,9	4,4	3,9	3,3	7,8	5,5	4,8	4,2
ВКН-630	20	26,7	19,1	18,0	15,5	35,8	24,6	22,9	20,6
	25	20,8	15,0	15,1	11,5	26,6	19,6	18,6	15,4
	31,5	18,0	13,0	12,7	9,8	23,1	19,2	15,6	13,1
	40	14,4	10,4	10,8	7,8	18,2	13,0	12,1	9,9
	50	11,8	8,6	9,2	6,6	14,9	10,9	11,3	8,2
	62	10,8	7,1	8,0	5,7	12,7	9,2	9,9	6,9
	80	8,2	6,0	7,0	5,0	10,4	7,4	8,7	6,1
	100	6,5	4,7	5,5	4,1	8,3	5,8	6,9	5,1
125	5,9	4,1	5,0	3,8	7,5	4,7	6,6	4,5	

Продовж. дод. LVI

Редуктор	Міжосьова відстань				A	A ₁	B	B ₁	H	H ₁	H ₂	L	L ₁	l	l ₁	l ₂	l ₃	Маса, кг (без мастила)
	A _с	A _т	A _п	A _ш														
ВКН-280	280	105	100	75														
ВКН-320	320	120	100	100														
ВКН-420	420	155	140	125	295	135	200	116	354	177	235	650	150	101	202	185	155	100
ВКН-480	480	195	160	125	355	160	230	146	414	207	260	753	185	116	232	200	185	140
ВКН-560	560	210	200	150	410	180	255	156	448	224	280	860	195	127,5	257	215	202,5	202
ВКН-630	630	245	210	175	510	205	300	207	518	256	310	998	240	151	302	285	240	315

Продовж. дод. LVI

Редуктор	Швидкохідний вал							Тихохідний вал							Палець					
	l ₂	l ₄	l ₅	b	d	d ₁	t	l ₁	l ₆	l ₇	d ₂	d ₃	D	модуль m	число зубців z	l ₃	l ₈	d ₄	d ₅	t ₁
ВКН-280	140	45	15	8	25	40	14,5	1521	127	35	43	50	42	2,5	16	120	45	20	28	20
ВКН-320	145	45	15	8	25	40	14,5	62	137	40	43	50	42	2,5	16	130	50	25	32	25
ВКН-420	185	60	20	8	25	40	14,5	202	166	47	51	65	50	2,5	18	155	55	32	40	32
ВКН-480	200	60	20	8	30	45	16,5	232	196	60	71	75	70	2,5	26	185	70	40	50	40
ВКН-560	215	60	20	10	35	45	19,5	257	221	60	81	85	80	2,5	30	202,5	75	50	60	50
ВКН-630	285	85	25	12	40	58	21,5	302	266	70	96	100	95	2,5	36	240	90	60	70	60

Шини великовантажних (вантажопідіймальністю 27 т та вище) автомобілів, будівельних, дорожніх і підіймально-транспортних машин

Шина	Тип рисунка протектора	Маса шини, кг,	Розміри шини, мм			Максимально допустимі навантаження на шину і тиск в шині відповідний цьому навантаженню при швидкості 50 км/год.	Мінімально допустимий тиск в шині і навантаження на шину, відповідно цьому тиску при швидкості 50 км/год.		
			Зовнішній діаметр	Ширина профілю без навантаження, не більше	Ширина профілю під навантаженням, не більше			Навантаження, кН	Тиск, МПа
240-381 (8,25-15)	Д	44	842±8	$\frac{232}{215}$	$\frac{242}{225}$	19,0	0,70	0,40	13,7
240-508 (8,25-20)	Д	58	992±8	$\frac{250}{245}$	$\frac{268}{263}$	20,3	0,70	0,40	14,5
320-508 (12,00-20)	ПП	85				28,0	0,43		
		89	1131±10	320	334	30,5	0,50	0,20	17,8
		110				38,5	0,42		
370-508 (14,00-20)	ПП	117	1220±10	$\frac{380}{360}$	$\frac{415}{395}$	42,6	0,50	0,20	25,0
		122				44,2	0,53	0,20	25,0
430-610 (16,00-24)	ПП	230	1490±15	$\frac{452}{452}$	$\frac{482}{482}$	61,5	0,50	0,20	36,0
500-610 (18,00-24)	ПП	280	1590±15	510	550	72,5	0,42	0,20	47,0
		350				80,0	0,50	0,35	65,0
500-635 (18,00-25)	Кар		1605±15	510	550				
		365				85,0	0,56	0,35	65,0
570-711(21,00-28)	ПП	350	1770±20	570	610	88,5	0,35	0,20	64,0
570-838 (21,00-33)	Кар	540	1940±20	570	610	118,0	0,56	0,35	89,7
1770×670×635 (26,5-25)	ПП	460	1750±20	670	710	95,0	0,35	0,20	68,5
						155,0	0,35	0,20	111,5
760-838(27,00-33)	ПП	795	2230±20	$\frac{760}{725}$	$\frac{790}{760}$	155,0	0,35	0,20	111,5
2550×950×990 (37,5-39)	ПП	1410	2550±20	950	1045	224,3	0,35	0,20	161,17
		1510				242,8	0,40	0,20	161,17

Примітка: 1. При русі зі швидкістю меншою, ніж 50 км/год. допускається збільшення навантаження на шину.

Навантаження на ходове колесо баштових кранів, типи рейок, що застосовуються, шпали і матеріали баластного шару

Показник	Тип крана							
	КБ-16	КБ-60	КБ-100.1	С-981 КБ-308	КБ-160-2	КБ-405	КБ-503	КБ-674-5
Вантажний момент, кН·м	160	600	1000	1000	1250	1350	2800	3000
Тип рейки	P38	P38	P43	P43	P50	P65	P65	P65
Навантаження на ходове колесо, кН	65	142	180	240	260	260	300	260
Баластний шар	Допустимі напруження, МПа							
	Верхнього шару під шпалою				Верхнього шару земляного полотна під баластом			
Середній щебінь	0,7				0,35			
Кар'єрний гравій	0,6				0,3			
Крупно- і середньозернистий пісок	0,5				0,17			
Шпали	Типи шпал							
	Обрізні 1А				Обрізні 1Б			
Розміри, мм								
Ширина×товщина×довжина	250×180×1375				250×180×1375			
Матеріал	Хвойні породи (ялина, сосна, піхта, кедр)				Тверді породи (бук, дуб, граб)			
Допустимі напруження зминання шпал, Мпа	3				4			

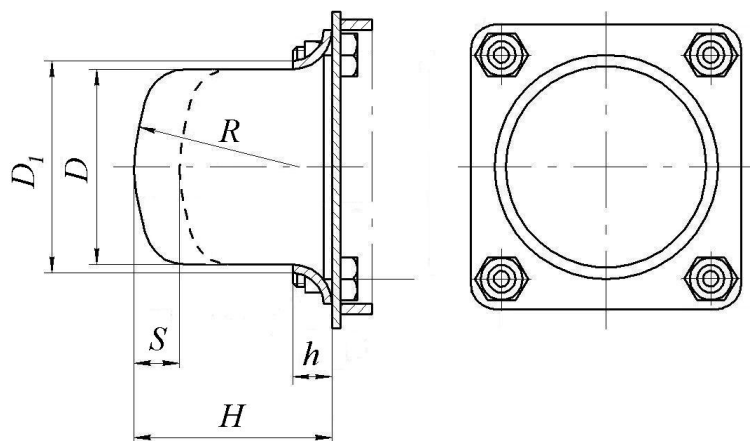
* Конструкції та розміри рейок згідно ГОСТ 7173-54



Продовж. дод. LVIII

Показник	Одиниця вимірювання	Тип рейки			
		P65	P50	P43	P38
Маса 1 пог. м	кг	64,64	51,63	44,65	38,42
Висота:					
рейки H	мм	180	152	140	135
головки h_1	мм	35,6	33	30,3	28,7
Ширина:					
головки по верху b	мм	72,8	70	70	68
підосви рейки B	мм	150	132	114	114
Товщина шийки (мінімальна) b_1	мм	18	16	14,5	13
Відстань:					
від торця рейки до осі першого болтового отвору l_1	мм	96	66	56	56
від осі першого отвору до осі другого l_2	мм	220	150	ПО	ПО
від осі другого отвору до осі третього l_3	мм	—	140	160	160
від низу підосви до осі болтових отворів h	мм	78,5	68,5	62,5	59,5
Маса однієї рейки довжиною:					
12,5 м	кг	807	645	558	480
25 м	кг	1615	1290	1116	—
Розмір підкладки	мм				
ширина		160	160	160	160
довжина		380	300	300	280
товщина		16	16	16	14

Примітка. Для внутрішньої нитки в кривих ділянках колії застосовуються укорочені рейки довжиною 24,92 и 24,84 м при номінальній довжині рейок 25 м і завдовжки 12,46 и 12,42 м при номінальній довжині рейок 12,5 м.



Додаток LIX

Основні розміри монолітних гумових буферів (за ОСТ 24.191.37-78)

Буфер	Розміри, мм					Маса, кг	Максимальні робочі			
	D	H	D	h	R		зусилля, кН	хід S , мм	енерго-ємність, Н·м	жорсткість, кН/м
БР40	40	40	48	5	50	0,061	3,28	12	20	360
БР50	50	50	60	5	63	0,138	5,12	15,2	39	410
БР63	63	63	75	5	80	0,278	8,13	20	81	490
БР80	80	80	95	5	100	0,555	13,1	25,4	166	560
БР100	100	10	110	9	120	1,08	20,5	31,6	324	680
БР125	125	12	140	10	160	2,1	32	41,6	666	790
БР160	160	16	180	10	200	4,4	52,5	54,4	1430	965
БР200	200	200	220	10	250	8,5	82	70,4	2890	1170
БР225	225	225	240	12,5	280	12,1	103,8	78,7	4090	1280
БР250	250	250	270	12,5	320	16,5	128	88,8	5680	1440
БР320	320	320	340	20	400	35,5	210	115	12070	1850
БР350	350	350	380	20	420	45,5	250	124	16550	2050

Додаток LX

Сталь вуглецева звичайної якості. Призначення

Марка сталі	Приклади застосування
Ст.0	Кожухи, решітки, сітки, прокладки, розпірні втулки, кільця, шайби, закладні кришки редукторів і підшипників
Ст.3кп	Ковані кришки підшипників, втулки, які приварюються, гайки, шайби
Ст.3	Барабани, кронштейни, пластини, крюки, вилки, щоки підвісок, зварні ланцюги.
Ст.5	Малонавантаженні вісі барабанів, блоків, ходових коліс, вали механізмів пересування і повороту, важелі гальм, квадратні рейки, напівмуфти, гайки крюків
Ст.6	Шпонки, штифти, пальці і штоки гальм, котки поворотних пристроїв

Сталь вуглецева звичайної якості. Механічні властивості

Марка сталі	Межа текучості при розтягуванні σ_B , МПа	Межа текучості σ_T , МПа	Відносне видовження δ , %
Ст.0	≥ 32	≥ 22	18
Ст.3кп	38-47	21-24	23-21
Ст.3			
Ст.5	50-62	26-28	17-15
Ст.6	60-72	30-31	13-11

Додаток LXI

Сталь вуглецева якісна конструкційна. Призначення

Марка сталі	Приклади застосування
10	Замкові шайби, клепки, стрічки для гальм, деталі, які потребують підвищеної в'язкості і поверхневої твердості (після цементації або ціанування); деталі, які виготовляються високою витяжкою або штамповкою
20	Тяги, серги, крюки, петлі, вилки, щоки підвісок, муфти, захвати, важелі та інші деталі, які цементуються
35	Тяги, серги, траверси, подушки, диски, блоки, чисті болти в муфтах, вінця в маточинах барабанів, важелі в нормалізованому стані
45	Вали-шестерні, зубчасті колеса, осі, вали всіх кранових механізмів, траверси, муфти, відповідальні болти, гайки гаків, цівки, пальці муфт і гальм
75	Ходові колеса кранів і візків
65Г	Ходові колеса кранів і візків, котки опорно-поворотних пристроїв, пружинні шайби, невідповідальні пружини

Продовж. дод. LXI

Сталь вуглецева якісна конструкційна. Механічні властивості

Марка сталі	Межа міцності при розтягненні σ_B , МПа	Межа текучості σ_T , МПа	Відносне видовження δ_5 , %	Поверхнева твердість нормалізованої сталі НВ
10	34	21	31	137
20	42	25	25	156
35	54	32	20	187
45	61	36	16	229
75	110	90	7	285
65Г	75	44	9	285

Леговані сталі. Призначення

Марка сталі	Приклади застосування
20Х	Відповідальні деталі, які потребують цементації: черв'яки, пальці, шестерні, кулачки, храповики, собачки, втулки
40Х	Вали, осі, штоки, зубчасті колеса, зубчасті муфти, пальці, шліцьові муфти, рейки
45ХЦ	Вали-шестерні кранових редукторів, зубчасті муфти, вали, пальці, осі, черв'яки
18ХГТ	Зубчасті колеса механізмів підйому електроталей, шліцьові вали, черв'яки, кулачкові муфти, пальці або інші деталі, які потребують високої міцності від утомленості
30ХГТ	Важконавантажені деталі, які працюють при підвищених питомих тисках: шестерні, вали-шестерні, черв'яки, вали, втулки
40ХН	Відповідальні шестерні і зубчасті колеса, вали, осі та інші деталі, від яких вимагається висока міцність, в'язкість
12ХН3А	Деталі, які потребують цементації, високої міцності і в'язкості: вали і черв'яки відповідальних черв'ячних передач, кулачкові муфти, осі, штоки, пальці, шестерні
ШХ15	Кільця нестандартних підшипників кочення
60С2	Пружини колодкових і дискових гальм та інші відповідальні пружини

Продовж. дод. LXII

Леговані сталі. Механічні властивості термооброблених зразків

Марка сталі	Межа міцності при розтягуванні σ_B , МПа	Межа Текучості σ_T , МПа	Відносне видовження δ_5 , %	Твердість НВ	Ударна в'язкість a_k , кг·м/см ²
20Х	80	65	11	–	6
40Х	100	80	10	–	6
45ХН	105	85	9	–	5
18ХГТ	100	85	9	–	8
30ХГТ	150	130	9	–	6
40ХН	100	80	11	–	7
12ХН3А	95	70	11	–	9
ШХ15	60-75	38-42	15-25	179-207	4,5
60С2	130	120	5	≤285	–

Відливки сталеві. Призначення

Марка сталі	Приклади застосування
25ЛП	Слабонавантажені деталі, які використовуються у зварних вузлах; кронштейни, траверси, блоки, литі рами, колонки
35ЛП	Литі рами, букси, маточини барабанів, барабани, блоки, корпусні деталі, стакани для пружин, вилки, поворотні кулаки, важелі гальм
45ЛП	Зубчасті колеса, барабани, гальмівні шківни, колісні центри, ходові колеса вагонеток
55ЛП	Зубчасті колеса, зубчасті муфти, гальмівні шківни, барабани, ходові колеса, котки
55ЛПШ	Ті ж деталі, що із сталі 55ЛП, тільки за умови підвищеної якості
70Л	Ходові колеса кранів великої вантажопідймальності, діаметром до 1000 мм
35ХГСЛ	Відповідальні зубчасті колеса, ходові колеса кранів та інші деталі, для яких характерні удари та зношення
Г13Л	Зубці грейферів, стрілки, хрестовини, ковші екскаваторів, корпуси та щоки дробарок

Відливки чавунні. Призначення

Вид чавуну	Марка чавуну	Приклади застосування
Сірий	СЧ 12	Невідповідальні відливки, противаги, ваги, кришки, стакани, кронштейни, корпуси підшипників, анкерні плити
	СЧ 15	Корпуси редукторів, барабани, блоки, центри коліс, деталі муфт
	СЧ 24	Масивні відливки, крупні черв'ячні і зубчасті колеса ручних лебідок
Модифікований	СЧ 32 СЧ 35	Корпуси кранових редукторів. Відповідальні відливки, зубчасті і черв'ячні колеса ручних лебідок
Високої міцності	ВЧ 60	Корпуси талів, щоки візків і корпуси редукторів електроталей
Антифрикційний	АСЧ-1	Невідповідальні підшипники, втулки, вкладиші
Ковкий	КЧ 37	Щоки візків і корпуси механізмів пересування електроталей, корпуси барабанів електроталей малої вантажопідйомності

Відливки чавунні. Механічні властивості

Марка чавуну	Межа міцності при розтягненні σ_B , МПа	Межа міцності при згинанні $\sigma_{зг}$, МПа	Стріла прогину f , мм ($l=600$ мм)	Поверхнева твердість	Ударна в'язкість a_k , кг·м/см ²
СЧ 12	12	28	6	143-229	–
СЧ 15	15	32	8	163-229	–
СЧ 24	24	44	9	170-241	–
СЧ 32 ¹	32	52	10	170-241	1,0
СЧ 35	35	56	11	197-255	1,1
ВЧ 60 ²	60	42 ²	--	197-269	1,5
АСЧ-1	--	-	--	170-229	–
КЧ 37	37	$\sigma_T=22$ МПа	$\delta=12\%$	150-160	–
Примітки: ¹ Для $\varnothing 30$ мм ² Границя текучості при розтягненні (умовна)					

Додаток LXV

Дворебордні кранові колеса (за ГОСТ 28648-90). Розміри, мм

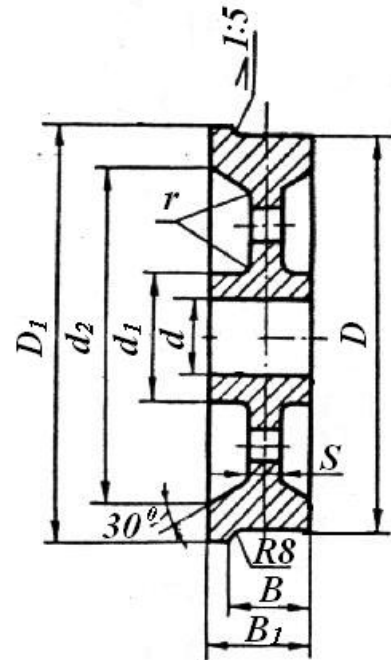
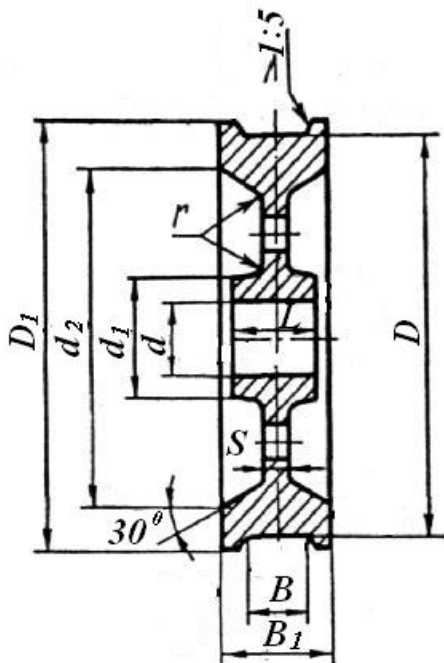
D	D_1	d	d_1	d_2	B	B_1	L	S	r
200	230	50	80	175	50	80	80	18	18
250	290	55	85	220	70	110	110	18	18
320	360	70	120	275	80	120	120	20	20
400	450	95	150	350	80-100	130-150	120,130	25	25
500	550	110, 115	170, 175	440	90-100	150	135,150	35	35
560	600	100, 150	230, 310	500	90	130	180	35	20
630	680	135	200	530	90-130	140-180	150	35-40	40

Приклад умовного позначення:

Дворебордне ходове колесо діаметром $D = 400$ мм і шириною поверхні кочення $B = 100$ мм – Колесо $K2P-400 \times 100$ ГОСТ 28648-90

Характеристики матеріалів для виготовлення кранових коліс

Матеріал колеса	Приведений модуль пружності, МПа	Твердість поверхні обода НВ	Допустиме напруження, МПа	
			при лінійному контакті	при точковому контакті
Сталь 45	$2,1 \cdot 10^5$	≤ 217	450	1100
		300...400	750	1800
Сталь 75		≤ 241	550	1300
		300...400	850	2200
Сталь 65Г		≤ 269	600	1400
		300...400	850	2200
Сталь 40ХН		≤ 255	550	1300
		300...400	850	2200
Сталь 55ЛШ		≤ 217	450	1100
		300...400	750	1700
Сталь 33ХГС-Л		≤ 202	500	1200
		300...400	800	2000
Чавун СЧ15	$1,25 \cdot 10^5$	163...229	250	600
Чавун СЧ35	$1,6 \cdot 10^5$	217...272	350	800



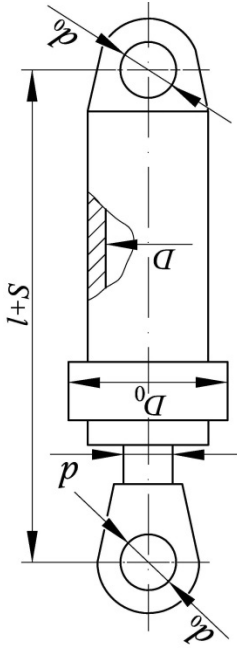
Одноробордні кранові колеса за (ГОСТ 28648-90). Розміри, мм

D	D_1	d	d_1	d_2	B	B_1	S	r
200	230	50	80	175	65	80	18	18
250	290	60	85	215	70	90	18	18
320	360	65	95	285	80	100	18	20
400	450	85	130	360	105	130	22	20
500	550	105	155	442	125	150	28	30

Приклад умовного позначення:

Одноробордне ходове колесо діаметром $D = 400$ – Колесо КІР–400 ГОСТ 28648-90

Основні розміри і параметри гідроциліндрів з кріпленням на провувшині



Гідроциліндра, D		Діаметр, мм		Довжина L, мм		Хід поршня S, мм при $\phi = \frac{D^2}{d^2}$										Розрахункове зусилля на штоку, кН, при $p = 16 \text{ МН/м}^2$ (МПа)		
D	D ₀	Штока, d	Провувшини, d ₀	1,33	1,65	$\phi = 1,33$					$\phi = 1,65$					Штовхальне	Втягувальне при $\phi = 1,33$	$\phi = 1,65$
32	60	16	20	210	210	60	80	100	125	160	200	250	320	400	12,8	9,65	7,85	
40	68	20	25	220	213	80	100	125	160	200	250	320	400	500	20	15	12,25	
50	80	25	30	235	232	100	125	160	200	250	320	400	500	630	31,5	23,5	18,5	
60	90	32	35	260	268	125	160	200	250	320	400	500	630	710	45	32	25	
70	105	36	40	280	280	160	200	250	320	400	500	630	710	800	61,5	46	41,5	
80	120	40	45	320	322	200	250	320	400	500	630	800	1000	81	60	49		
90	125		50	321	320	200	250	320	400	500	630	800	900	1120	102	81,5	70	
100	135	50	55	352	360	250	320	400	500	630	800	1000	1000	1250	126	94	81	
110	145	50	65	385	415	250	320	400	500	630	800	1000	1120	1400	152	121	91	
125	160	60	75	435	445	320	400	500	630	800	1000	1250	1250	1600	196	150	115	
140	180	70	80	480	465	320	400	500	630	800	1000	1250	1400	1800	246	185	166	
160	210	80	90	530	515	400	500	630	800	1000	1250	1600	1600	2000	321	241	196	
180	230	80	100	545	555	400	500	630	800	1000	1250	1600	1800	2240	407	328	255	
200	260	100	110	610	575	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2000	2500	502	376	306	
220	280	110	120	660	615	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2240	2800	625	456	361	

Приклади умовного позначення гідроциліндрів виконання 1 ($\phi = 1,33$) і виконання 2 ($\phi = 1,65$) з внутрішнім діаметром D = 125 мм і ходом поршня

S = 800 мм: Гідроциліндр 1.1-125×800. Хід поршня може бути виконаний за спеціальним замовленням, відмінним від вказаного.

Технічні дані шасі автомобілів

Параметр	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130-76	МАЗ-500А	КрАЗ-257К
Вантажопідіймальність, кг	4000	5000	8000	12 000
Маса власна, кг	3250	4300	6600	10 285
Розподіл власної маси, кг:				
на передню вісь	1460	2120	3350	4130
на задню	1790	2180	3250	—
на візок	—	—	—	6155
Маса повна, кг	7400	9525	14 825	22 600
Розподіл повної маси, кг:				
на передню вісь	1810	2575	4825	4600
на задню	5590	6950	10 000	—
на візок	—	—	—	18 000
Маса кузова, т	560	654	800	1270
Радіус повороту, м:				
по осі сліду зовнішнього переднього колеса,	8	8	8,5	14
зовнішній габаритний	9	8,6	9,5	14,7
Двигун	ЗМЗ-53	ЗІЛ-130	ЯМЗ-236	ЯМЗ-238
Потужність, к.с., при 3200 хв ⁻¹	115	150	180	210
Максимальний обертовий момент, Н·м:				
при 1800...2100 хв ⁻¹	290	410		
при 1500 хв ⁻¹	-	-	680	900

Технічна характеристика насосів і гідромоторів типу 210

Показник	210.12	210.16	210.20	210.25	210.32
Робочий об'єм, см ³	11,6	28,1	54,8	107	225
Тиск, МПа (МН/м ²):					
номінальний	16	16	16	16	16
максимальний	32	32	25	25	25
Частота обертання, хв ⁻¹ :					
номінальна	2400	1920	1500	1200	960
максимальна	4400	3500	2850	2200	1760
Потужність, що споживається насосом при номінальній частоті обертання і номінальному тиску, кВт	9,55	18,7	30,8	46	77,6
Обертальний момент, що розвивається гідромотором, Н·м (при номінальному тиску)	28,1	68,5	133	259	544
Момент інерції обертальних мас гідромоторів, кг·м ²	0,046	0,183	0,572	1,785	5,569
Загальний ККД насоса	0,905	0,909	0,913	0,917	0,92
Об'ємний ККД насоса гідромотора	0,955	0,96	0,965	0,97	0,975
Гідромеханічний ККД гідромотора	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Маса гідромотора без робочої рідини (корпус чавунний), кг	5,5	12,5	25	52	100

Технічна характеристика радіально-поршневих гідромоторів типу МР

Показник	Значення						
	МР-450	МР-700	МР-1100	МР-1800	МР-2800	МР-4500	МР-7000
Робочий об'єм, см ³	451	707	1126	1809	2780	4503	6995
Тиск нагнітання, МН/м ² (МПа): номінальний максимальний	21 25	21 25	21 25	21 25	21 25	21 25	21 25
Частота обертання, хв ⁻¹ : мінімальна номінальна максимальна	1,5 130 400	1 120 340	1 100 280	1 80 220	1 60 170	1 40 120	1 30 80
Обертальний момент, кН·м, при номінальній частоті обертання: при номінальному тиску при максимальному тиску	1,34 1,58	2,11 2,47	3,38 3,94	5,44 6,33	8,37 9,74	13,55 15,77	21,05 24,50
Потужність, кВт, при номінальній частоті обертання: при номінальному тиску при максимальному тиску	17,9 21,1	26,0 30,4	34,7 40,5	44,7 52,0	51,5 60,6	55,6 64,8	64,8 75,5
Механічний ККД при в'язкості робочої рідини 30 сСт і номінальній частоті обертання:							

при номінальному тиску	0,89	0,89	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
при максимальному тиску	0,88	0,88	0,88	0,88	0,88	0,88	0,88
Загальний ККД при в'язкості робочої рідини 30 сСт і номінальній частоті обертання:							
при номінальному тиску	0,84	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
при максимальному тиску	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
Момент інерції, кг·м ²	0,013	0,028	0,051	0,112	0,173	0,407	0,815
Маса (без робочої рідини), кг	80	100	140	210	315	550	750
Габаритні розміри, мм	364×372	405×396	462×434	548×504	642×562	766×680	856×730

Додаток LXX

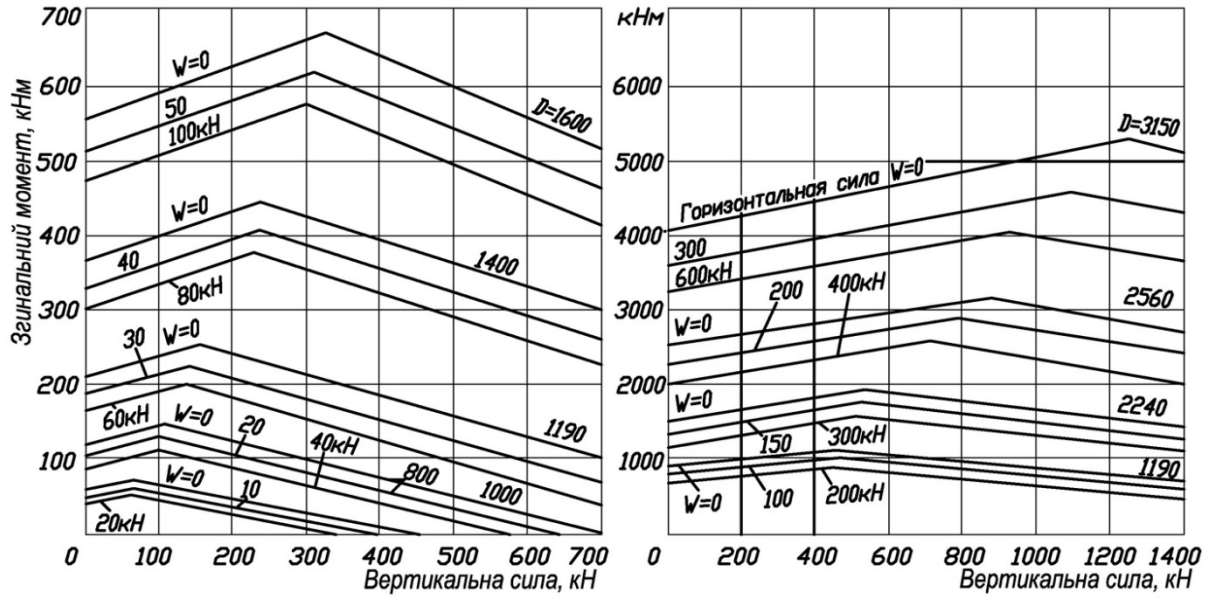
Значення середнього робочого шляху для механізмів вантажопідіймальних кранів

Групи кранів за призначенням	<i>Механізми</i>		
	підіймання	пересування крана	пересування візка
Крани для транспортування готової продукції (крани складські, гакові, магнітні та ін.)	$0,5H$	$0,75L_K$	$0,5L_B$
Крани будівельні	$0,25H$	15 м	$0,5L_B$

Примітка: L_K , L_B - значення робочих відстаней крана і вантажного візка

Технічні характеристики уніфікованих лебідок

Параметр	Л-450, Стрілова (Л-450,2)	Л-500, Вантажна (Л-3,2-11)	Л-600	
			Вантажна (Л-600,4)	Стрілова (Л-600,6)
1	2	3	4	5
Застосовується на кранах з вантажним моментом, кН·м	1000	600, 1000	1600	1600
Тягове зусилля, кН: в чисельнику для стрілового каната в знаменнику - для вантажного	29/28 або 33/29	32	50	45/50
Сумарне навантаження канатів (стрілового і вантажного) на барабані, кН.	57 або 62	–	–	95
Діаметр барабана, мм	335/260	400	500	500
Число шарів навивання каната	2	2	3	1
Обертальний момент на валу барабана, кН·м	33,9 або 45	72	141,5	118
Канатоємність барабана, м: в чисельнику-стрілопідіймального каната, в знаменнику-вантажного	83/32 або 130/32	110	150	70
Швидкість навивки каната на першому шарі, м/с	0,592/0,473 або 0,455/0,365	0,862 або 0,637/17,5	0,755 24	0,473 24
Діаметр каната, мм	16,5			
Електродвигун, тип	МТР-211-6 або МТР-311-8	МТН-411-6с або МТР-411-8с	МТН-412-6с	МТР-411-8с
Потужність, кВт	7,5	22 або 15	30	15
Частота обертання, хв ⁻¹	925 або 690	960 або 715	970	715
Тип гальма	ТКТ-200 або ТКТ 300/200	ТКТ або ТКТГ-300	ТКТ або ТКТГ-300	ТКТ або ТКТГ-300
Передаточне число редуктора	29,4 або 28,9	23,6	34,4	40,71
Загальна маса лебідки, кг	824 або 980	1500	2000	1770



Параметри роликів опорно-поворотних пристроїв

Номер пристрою	Ролики		Вага круга, Н		Розміри, мм							
	діаметр, мм	кіль-кість	виконання		D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	B	h
			1	2								
1	16	130	800		800	710	640	770	715	660	60	5
2	20	140	1450	1430	1000	890	805	965	895	830	70	5
3	24	142	2050	1950	1190	1080	985	1150	1086	1020	85	5
4	30	134	3400	3500	1400	1275	1165	1360	1280	1195	95	5
5	36	126	5500	5600	1600	1445	1315	1545	1449	1350	115	5
6	42	128	8900	8800	1900	1715	1580	1835	1720	1610	130	5
7	50	128	13000	13150	2240	2040	1875	2170	2043	1920	145	6
8	60	126	22000	21850	2650	2415	2210	2580	2418	2270	170	6
9	70	128	36000	36600	3150	2875	2590	3070	2875	2630	195	8

Примітка: 1. Допустимі навантаження див. на рисунку.
 2. Розрахункові контактне напруження до 200 МПа.

Продовж. дод. LXXII

Номер пристрою	Вінець						Отвори для кріплення		
	виконання 1			виконання 2			b , мм, не менше	d , мм	n , шт
	m_1 , мм	z_1 , шт	D_e , мм	m_1 , мм	z_1 , шт	D_e , мм			
1	6	102	603,6				45	15	24
2	8	96	756,8	6	128	759,6	55	17	32
3	10	94	926	8	118	932,8	65	17	40
4	12	92	1087	8	137	1084,8	75	22	48
5	14	88	1212,4	12	102	1027,2	90	26	64
6	18	82	1450,8	12	124	1471,2	100	29	72
7	20	90	1772	12	150	1783,2	120	32	90
8	25	84	2065	16	132	2089,6	140	40	96
9	32	76	2387,2	16	154	2441,6	160	46	120

Додаток LXXIII

Технічні характеристики уніфікованих ходових візків кранів серії КБ

Параметр	Привідні				Непривідні
	КБ-100 А	КБ-401А, КБ-306А, КБ-405.2, КБ-405	КБ-503	КБ-674	Всі крани
Вантажопідіймальність візка, т	40	60	90	120	40; 60; 90
Тип агрегата	ТКЧГ-125-20	ТКЧГ-125-31,5			
Двигун:	МТФ-111-6			МТФ-012-6	–
тип					–
потужність, кВт	3,5			2,2	–
частота обертання, хв ⁻¹	900			890	–
передаточне число	20	31,5	46,3	31,5	–
загальне передаточне число механізму	50,4	79,38	65,52	119,7	–
Швидкість руху, м/хв	28	17,7	14,4	11,6	
Тип гальма	ТКТ=200/100			ТКТ-200	–
Діаметр колеса, мм	500				
Маса візка, кг	1060	1170	1515	2760	668; 1197

**Технічні характеристики уніфікованих механізмів обертання
на кранах серії КБ**

Параметр	КБ-100- А	КБ-401.А (КБ- 160.2А), КБ-160.2	КБ- 306.А (С- 981А)	КБ- 405.1, КБ-405.2	КБ-503	КБ-674
Тип редуктора	Циліндричний				Планетарний	
Передаточное число редуктора	133,7				258	350
Тип електродвигуна	МТФ- 111-6	МТФ-112-6				ДПМ-31
Потужність, кВт	3,5	5,0				7,5
Частота обер- тання, хв ⁻¹	915	920				870
Тип гальма і електромагніта	Спеціальний з двома електромагнітами МО-100Б					Спеці- альний ТКП-200
Шестерня ви- хідного валу: модуль, мм	20	16; 25	12	25	12	31
число зубців, шт	16	11; 8	15	7	24	11
Маса, кг	370	370	370	370	436	450

Лебідка візкова планетарна з електроприводом ЛГ-35-Е

(для кранів з вантажопідіймальністю 10...25 т)

Призначення.

Лебідка планетарна двоступінчаста механізму пересування вантажного візка ЛГ-35Е призначена для застосування в баштових кранах та інших вантажопідіймальних машинах.

Умови використання.

Вантажна лебідка призначена для експлуатації в помірному і холодному (район І₂) макрокліматичних районах за ГОСТ 16350-80. Кліматичне виконання – У, при поставці на експорт У і Т. Категорія розміщення виробу – 1 за ГОСТ 15150-69.

Приклад запису умовного позначення:

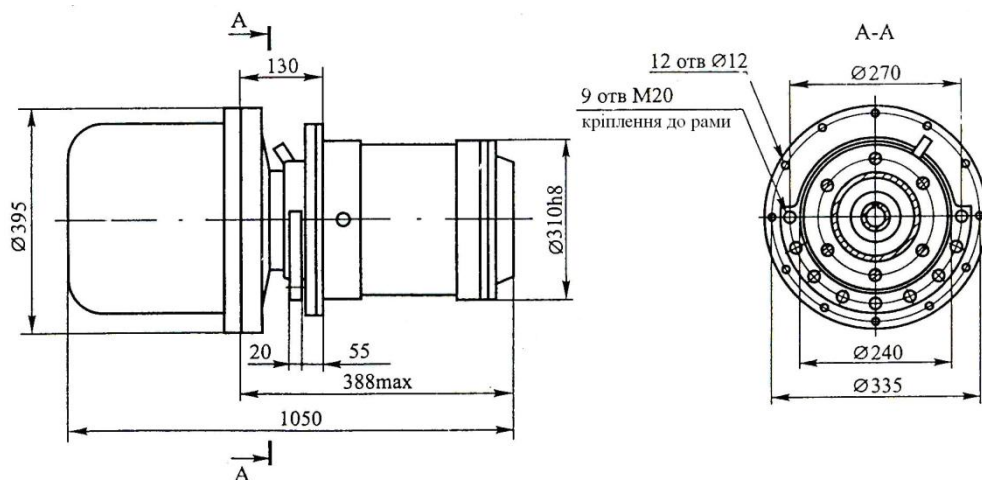
виконання за електродвигуном
тип
ЛГ-35Е 4

Виконання	Двигун	Потужність, кВт	Частота обертання, хв ⁻¹
4	МАП-221-6	4	890
8	МАП-421-6	8	925

Технічна характеристика

Номінальний момент на вихідному валу, Нм	7300	
Короткочасний максимальний момент на вихідному валу, Нм	9125	
Номінальне передаточне число редуктора	29,88	
Коефіцієнт корисної дії, не менше, %	95	
Клас використання	Т4	
Група класифікації	М3	
Момент гальма, кН·м	0,12	
Рівень звукової потужності, не більше, дБа	80	
Маса суха, не більше, кг	виконання 4	275
	виконання 8	370

Габаритні і приєднувальні розміри:



Лебідка вантажна планетарна з гідроприводом ЛГ-35-1. (для кранів вантажопідіймальністю 10-25 т)

Призначення.

Вантажна лебідка планетарна двоступінчаста ЛГ-35 призначена для застосування в стрілових самохідних кранах з гідроприводом та інших вантажопідіймальних машинах.

Умови застосування.

Вантажна лебідка призначена для експлуатації в помірно і холодному (район І₂) макрокліматичних районах. Кліматичне виконання – У, при поставці на експорт У и Т. Категорія розміщення виробу – 1.

Технічна характеристика

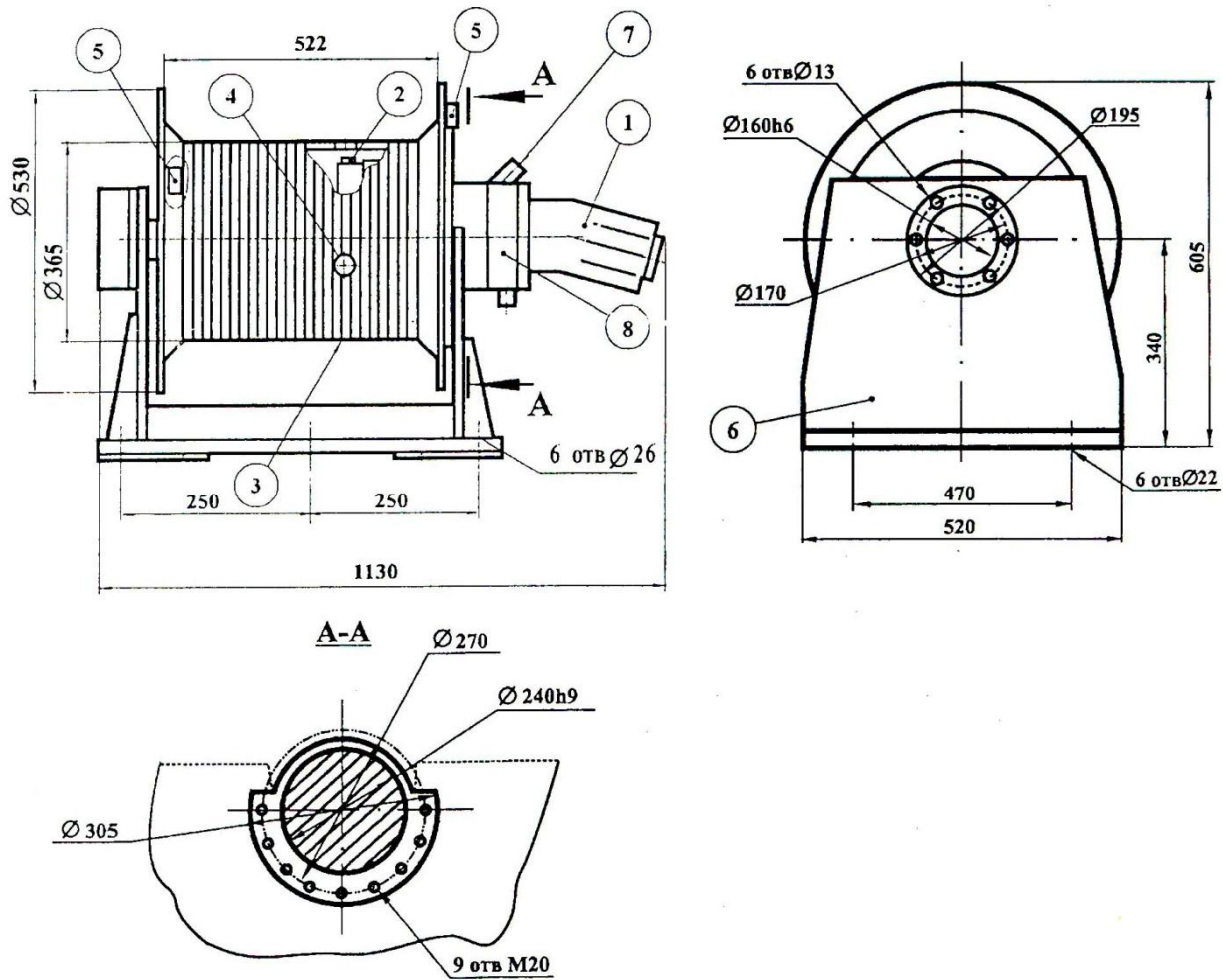
Номінальне тягове зусилля в канаті, кН			35
Номінальне передаточне число			29,9
Швидкість намотування каната на барабан, м/хв	номінальна		6
	максимальна		120
Коефіцієнт корисної дії, не менше, %			92
Діаметр каната, мм			15-16,5
Канатомісткість барабана, м			120
Число шарів навивки каната на барабан, не більше			3
Коефіцієнт розподілу навантажень (ІСО 4301)			0,25
Клас використання			Т
Група класифікації			М3
Коефіцієнт запасу гальмування			1,75
Кількість гальм			1
Гідродвигун приводу лебідки			303.3.112
Рівень звукової потужності, дБА, не більше			80
Габаритні розміри, мм	без гідромотора		768x530x530
	з гідромотором		1072x530x530
Напрацювання на відмову, не менше, год			500
Термін служби в складі крана, років, не менше			10
Середній ресурс до капітального ремонту ($\gamma=80\%$), год., не менше			1600
Середній термін зберігання, років, не менше			1,5
Тиск розгальмовування гальма, МПа			2,5 + 0,1
Максимальний тиск циклу випробувань гальма, МПа			25
Маса суха, кг, не більше (без гідромотора)			330

Гідромотор регульований 303.3.112 ТУ 22-1-020-84-95

Номінальний робочий об'єм, см ³			112
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹			1200
Тиск на вході, МПа	номінальний		20
	максимальний		35
Обертний момент номінальний, Нм			332
Номінальне витрачання, л/хв			142
Маса, кг			38

Лебідка оснащена багатодисковим фрикційним гальмом з гідравлічним розгальмовуванням, конструктивно розміщеним у корпусі редуктора. Розгальмовування барабана відбувається при подачі в поршневу порожнину масла ("ВМГЗ" ТУ 38-10-1479-79, "ВМЗО" ТУ 381-01-50-79) тиском не менше, ніж 2,5 МПа. Момент на входному валу, утримуваний гальмом, не менш 400 Нм.

Габаритні і приєднувальні розміри



- 1 – гідромотор;
- 2 – заливна пробка;
- 3 – зливна пробка;
- 4 – пробка контролю рівня мастила;
- 5 – притискачі кріплення каната (розміщені збоку гідромотора або задньої опори відповідно замовленню);
- 6 – рама лебідки;
- 7 – підвід рідини до гідравлічного гальма;
- 8 – гальмо лебідки.

Лебідка вантажна з гідроприводом ЛГ-35-Б1

Призначення.

Вантажна лебідка планетарна двоступінчаста ЛГ-35-Б1 призначена для використання у стрілових самохідних кранах з гідроприводом та інших вантажопідіймальних машинах.

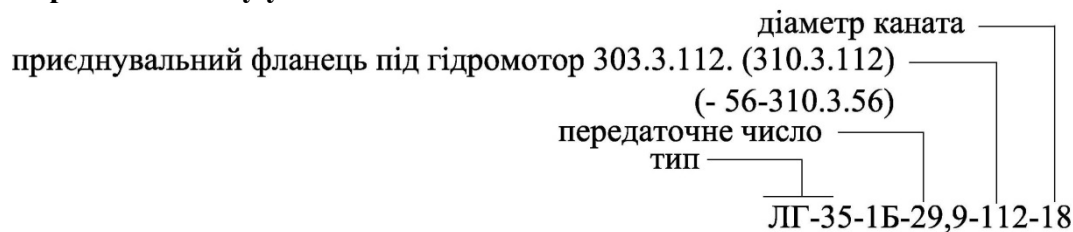
Умови застосування.

Вантажна лебідка призначена для експлуатації у помірному і холодному макрокліматичних районах за ГОСТ 16350-80.

Кліматичне виконання – П, при поставці на експорт П и Т.

Категорія розміщення виробу – 1 за ГОСТ 15150-69.

Приклад запису умовного позначення.



Технічна характеристика

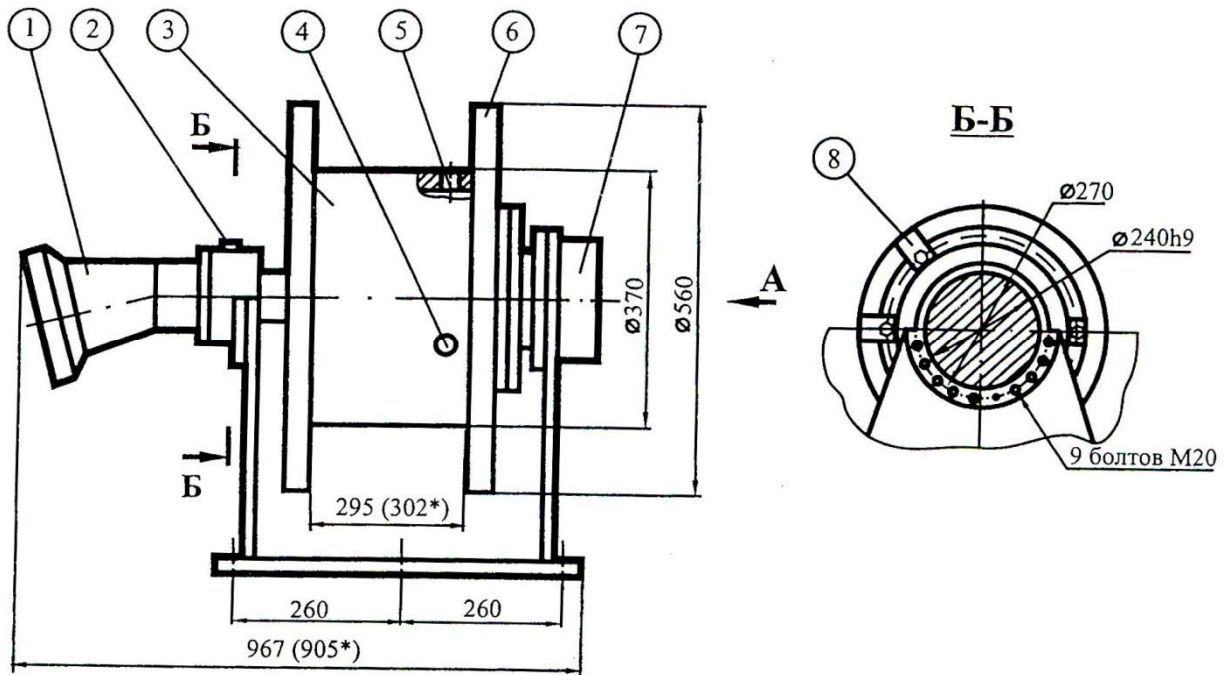
Тип	ЛГ35-1Б-29,9-112-18	ЛГ35-1Б-29,9-56-14
Номінальне тягове зусилля у канаті, кН	35	20
Канатоємність барабана, м	51	70
Число шарів навивки каната на барабан	3	
Швидкість намотування каната на барабан, м/хв	60	72
Діаметр каната, мм	18	14
Коефіцієнт розподілення навантажень (ІСО 4301))	0,25	
Гідродвигун привода лебідки	303.3.112(310.3.112)	310.3.56
Передаточне число редуктора	29,9	
Момент гальма, кНм	0,4	
Тиск розгальмування гальма, МПа	2,5+0,1	
Максимальний тиск циклу випробувань гальма, МПа	25	
Рівень звукового тиску, не більше, дБ	80	
Маса суха, не більше, кг	без гідромотора	380
	з гідромотором	418
Обсяг мастила, що заливається (орієнтовно), л	2,5	

Гідромотор ТУ 22-1-020-84-95

	303.3.112	303.3.56
Номінальний робочий об'єм, см ³	112	56
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	1200	1800
Тиск на вході, МПа	номінальний	20
	максимальний	35
Обертальний момент номінальний, Нм	332	168
Номінальне витрачання, л/хв	142	106
Маса, кг	38	17

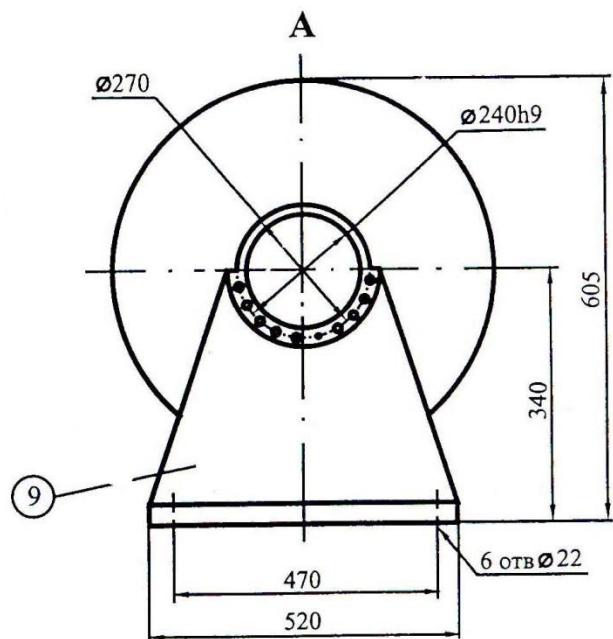
Лебідка оснащена багатодисковим фрикційним гальмом з гідравлічним розгальмуванням конструктивно розміщеним у корпусі редуктора. Розгальмування барабана відбувається при подачі поршневу порожнину масла ("ВМГЗ" ТУ 38-101479-79, "ВМЗО" ТУ 381-01-50-79) тиском не менше 2,5 МПа; Момент на вихідному валу, утримуючий гальмом, не менше 400 Н·м.

Габаритні і приєднувальні розміри



- 1 – гідромотор;
- 2 – пробка для змащення підшипників опори;
- 3 – редуктор;
- 4 – пробка для контролю рівня мастила;
- 5 – пробка для заливання мастила;
- 6 – барабан;
- 7 – дискове гальмо;
- 8 – притискач кріплення каната;
- 9 – рама.

*Для ЛГ35-1Б-29,9-56-14



Лебідка вантажна планетарна з гідроприводом ЛГ-55-1

(для кранів вантажопідіймальністю 20-50 т)

Призначення.

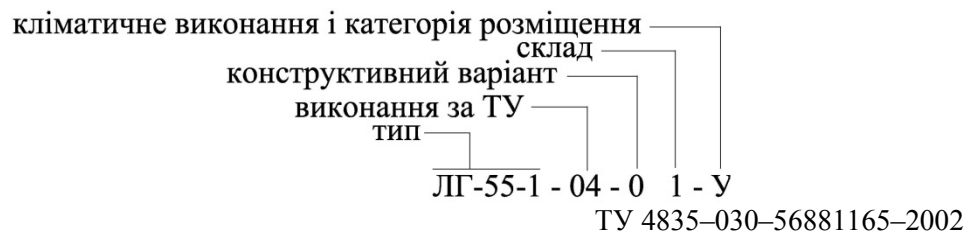
Лебідка вантажна планетарна двоступінчаста ЛГ-55-1 призначена для використання у стрілових самохідних кранах з гідроприводом та інших вантажопідіймальних машинах.

Умови застосування.

Вантажна лебідка призначена для експлуатації у помірному і холодному (район І₂) макрокліматичних районах.

Кліматичне виконання – У, УХЛ при поставленні на експорт – У і Т.

Категорія розміщення виробу – 1.

Приклад запису умовного позначення.**Склад**

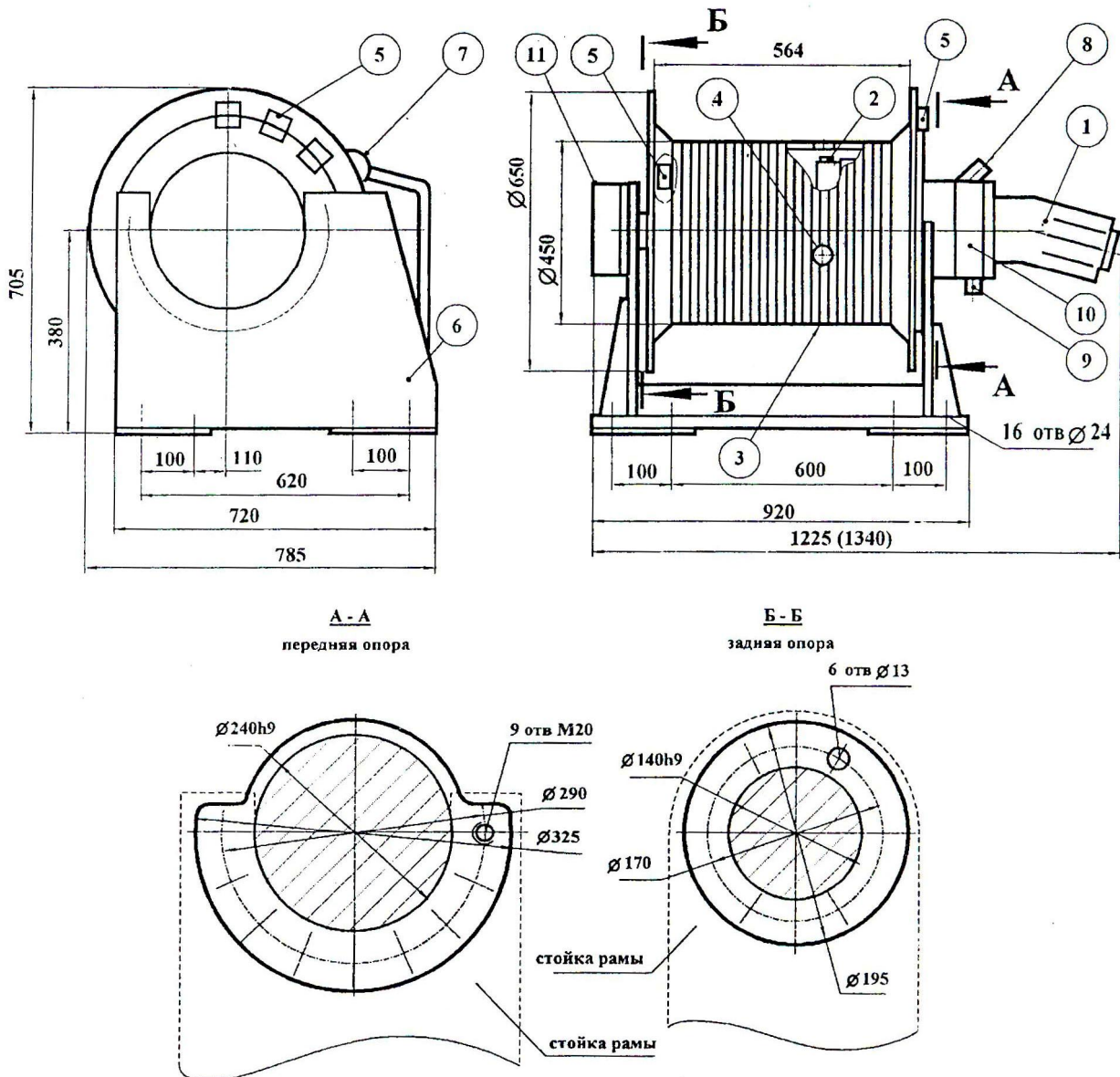
1	без рами
2	з рамою
3	з рамою і роликом

Номер позначення конструктивного виконання визначається конструкторською документацією і ТУ 4835-030-56881165-2002 не установлюється.

Гідромотор регулюючий 303.3.112 ТУ 22-1-020-84-95.

Номінальний робочий об'єм, см ³		112
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹		1200
Тиск на вході, МПа	номінальний	20
	максимальний	35
Обертний момент номінальний, Нм		332
Номінальне витрачання, л/хв		142
Маса, кг		38

Габаритні і приєднувальні розміри



- 1 – гідромотор;
- 2 – заливна пробка;
- 3 – зливна пробка;
- 4 – пробка для контролю рівня мастила;
- 5 – притискачі кріплення каната (розміщені збоку гідромотора або задньої опори відповідно до замовлення);
- 6 – рама лебідки;
- 7 – притискний ролик;
- 8 – підвід рідини до гідравлічного гальма;
- 9 – штуцер дренажний;
- 10 – перше гальмо лебідки;
- 11 – друге гальмо лебідки.

Технічна характеристика

Виконання		одне гальмо			два гальма		
		основне	02	04	01	03	05
Номінальне тягове зусилля у канаті, кН		55					
Номінальне передаточне число		37,29	40.8	44,95	37,29	40.8	44,95
Номінальна частота обертання валу гідромотора, хв ⁻¹		1450	1590	1735	1450	1590	1735
Швидкість намотування каната на барабан, м/хв	номінальна	60					
	максимальна	120					
Коефіцієнт корисної дії, не менше, %		92					
Діаметр каната, мм		16,5 – 19,5					
Канатоємність барабана, м		160-200					
Число шарів навивки каната на барабан, не більше		4					
Коефіцієнт розподілення навантажень (ІСО 4301)		0,25					
Клас використання		Т4					
Група класифікації		М3					
Коефіцієнт запасу гальмування		1,75					
Гідродвигун привода лебідки		303.3.112					
Рівень звукової потужності, дБА, не більше		80					
Напрацювання на відмову, год., не менше		500					
Строк служби у складі крана, років, не менше		10					
Середній ресурс до капітального ремонту, год., не менше		1600					
Тиск розгальмування гальма, МПа		2,5+0,1					
Максимальний тиск циклу випробувань гальма, МПа		25					
Середній строк зберігання, не менше, місяців		18					
Маса суха (без гідромотора), не більше, кг		560			600		

Лебідка оснащена багатодисковим фрикційним гальмом з гідравлічним розгальмуванням, конструктивно розміщеним у корпусі редуктора. Розгальмування барабана відбувається при подачі в поршневу порожнину мастила ("ВМГЗ" ТУ 38-101479-79, "ВМЗО" ТУ 381-01-50-79) тиском не менше 2,5 МПа. Момент на вхідному валу, утримуючий гальмом, не менше 600 Нм.

Лебідка комплектується притискним роликом.

**Лебідка вантажна планетарна з гідроприводом ЛГ-100
(для кранів вантожопідіймальністю 80-100 т)**

Призначення.

Вантажна лебідка планетарна двоступінчаста ЛГ-100 призначена для використання у стрілових самохідних кранах з гідроприводом та інших вантожопідіймальних машинах.

Умови застосування.

Вантажна лебідка призначена для експлуатації у помірному і холодному (район І₂) макрокліматичних районах за ГОСТ 16350-80.

Технічна характеристика

Номінальне тягове зусилля у канаті, кН		100
Номінальна швидкість змотування каната, м/хв		40
Діаметр барабана (по впадинах), мм		670
Передаточне число редуктора		67,5
Діаметр каната, мм		25,5
Канатоємність, м (3 шари навивки)		130
Канатоємність, м (4 шари навивки)		188
Маса лебідки без рами і гідромотора, кг		2100
Гідромотор реверсивний (2 шт.)		303.3.112
Тип гальма		дискове з гідровимиканням
Габаритні розміри	без гідромотора	1347×980×980
	з гідромотором	1740×980×980

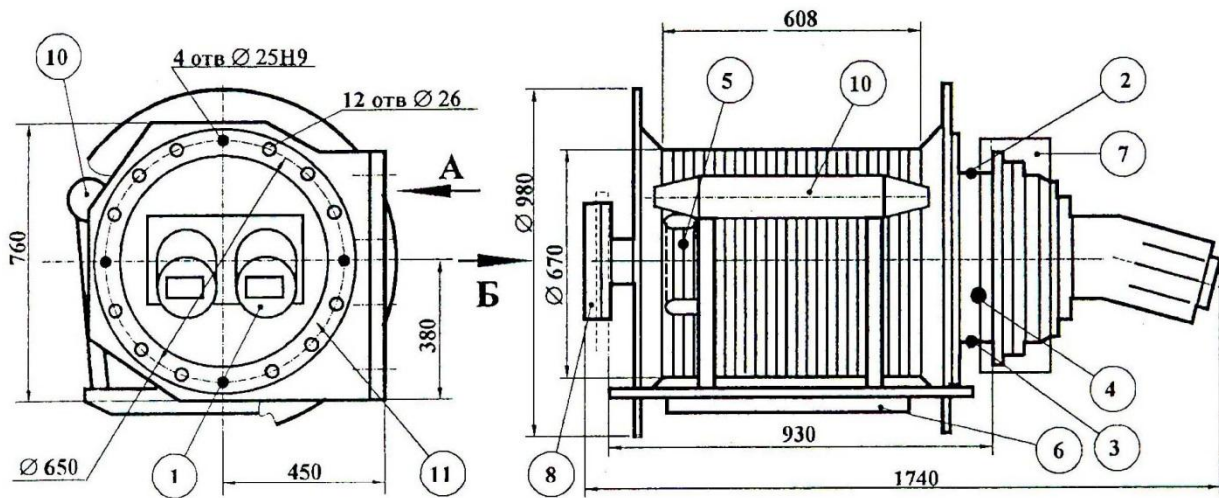
Гідромотор 303.3.160 ТУ. 22-1-020-84-95

Номінальний робочий об'єм, см ³		112
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹		1200
Тиск на вході, МПа	номінальний	20
	максимальний	35
Обертальний момент номінальний, Нм		336
Номінальне витрачання, л/хв		142
Маса, кг		31

Лебідка оснащена багатодисковим фрикційним гальмом з гідравлічним розгальмовуванням, конструктивно розміщеним у корпусі редуктора. Розгальмовування барабана відбувається при подачі в поршневу порожнину мастила ("ВМГЗ" ТУ 38-101479-79, "ВМЗО" ТУ 381-01-50-79) тиском $2,5^{+0,5}$ МПа. Момент на входному валу, що утримується гальмом, не менше, ніж 760 Нм.

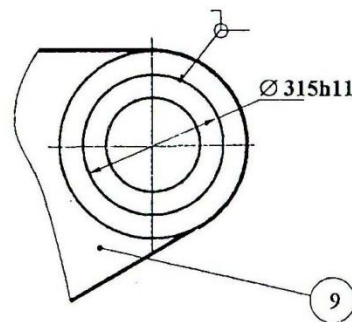
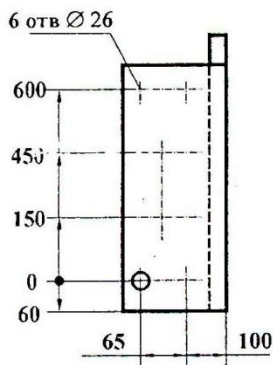
Лебідка комплектується притискним роликом.

Габаритні і приєднувальні розміри



Вид А

Вид Б



- 1 – гідромотор;
- 2 – заливна пробка;
- 3 – зливна пробка;
- 4 – пробка для контролю рівня мастила;
- 5 – клиновий паз для кріплення каната;
- 6 – піддон;
- 6 – рама лебідки;
- 7 – опора кріплення редуктора;
- 7 – притискний ролик;
- 8 – задня опора лебідки;
- 9 – опора крана;
- 10 – притискний ролик;
- 11 – підвід рідини до гідравлічного гальма (отвір М12×1,5).

Лебідка вантажна планетарна з гідроприводом ЛГ-150
(для кранів вантажопідіймальністю до 150 т)

Призначення.

Вантажна лебідка планетарна двоступінчаста ЛГ-150 призначена для використання у стрілових самохідних кранах з гідроприводом та інших вантажопідіймальних машинах.

Умови застосування.

Вантажна лебідка призначена для експлуатації у помірному і холодному (район I₂) макрокліматичних районах за ГОСТ 16350-80.

Технічна характеристика

Номінальне тягове зусилля у канаті, кН		155
Номінальна швидкість змотування каната, м/хв		43
Діаметр барабана (по впадинах), мм		710
Передаточне число редуктора		67,5
Діаметр каната, мм		25
Канатоємність, м (3 шари навивки)		240
Канатоємність, м (4 шари навивки)		330
Маса лебідки без рами і гідромотора, кг		3850
Гідромотор реверсивний (2 шт.)		303.3.160
Тип гальма		дискове з гідровимиканням
Габаритні розміри	без гідромотора	1785×1010×1215
	з гідромотором	2540×1010×1215

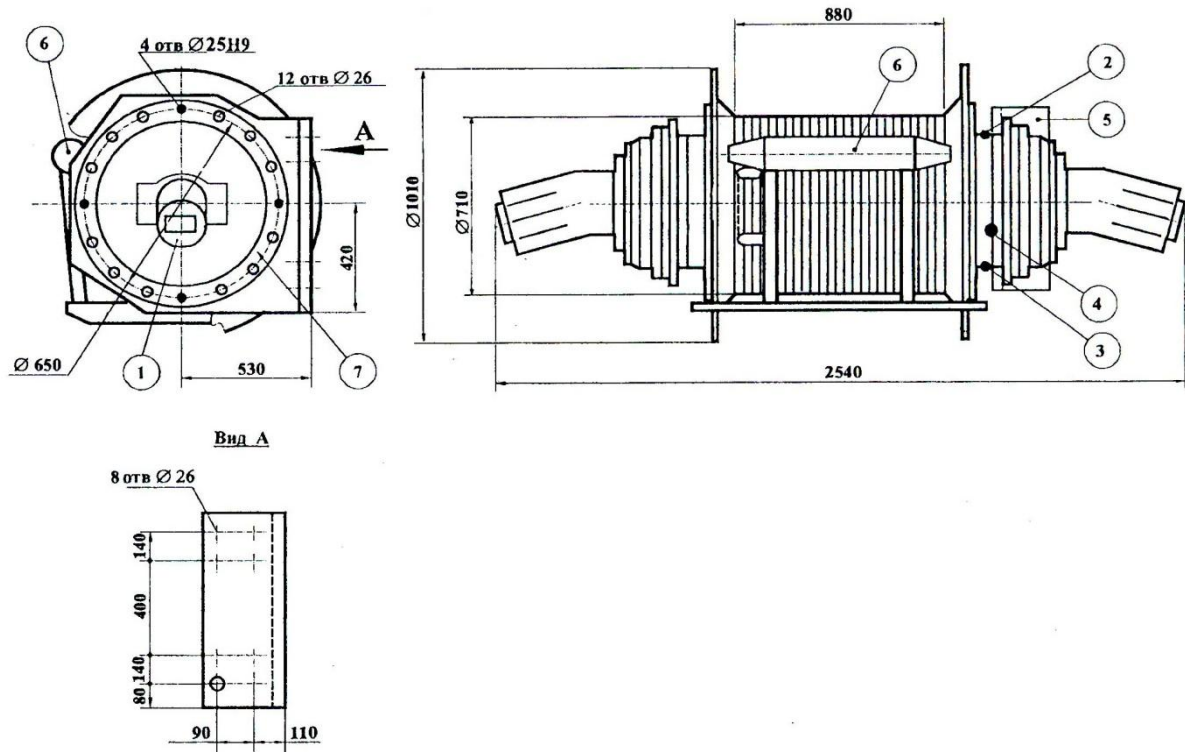
Гідромотор 303.3.160 ТУ. 22-1-020-84-95

Номінальний робочий об'єм, см ³		160
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹		1200
Тиск на вході, МПа	номінальний	20
	максимальний	35
Обертальний момент номінальний, Нм		475
Номінальне витрачання, л/хв		203
Маса, кг		55

Лебідка оснащена багатодисковим фрикційним гальмом з гідравлічним розгальмовуванням, конструктивно розміщеним у корпусі редуктора. Розгальмовування барабана відбувається при подачі в поршневу порожнину мастила ("ВМГЗ" ТУ 38-101479-79, "ВМЗО" ТУ 381-01-50-79) тиском 2,5⁺⁰⁵ МПа. Момент на входному валу, що утримується гальмом, не менше, ніж 1200 Нм.

Лебідка комплектується притискним роликом.

Габаритні і приєднувальні розміри



- 1 – гідромотор;
- 2 – заливна пробка;
- 3 – зливна пробка;
- 4 – пробка для контролю рівня мастила;
- 5 – опора кріплення редуктора;
- 6 – притисний ролик;
- 7 – підвід рідини до гідравлічного гальма (отвір M12×1,5).

Механізми повороту МП

(для кранів вантажопідіймальністю 70-100 т)

Призначення.

Механізм повороту призначений для приводу поворотної платформи на гідравлічних кранах, а також інших вантажопідіймальних машинах.

Умови застосування.

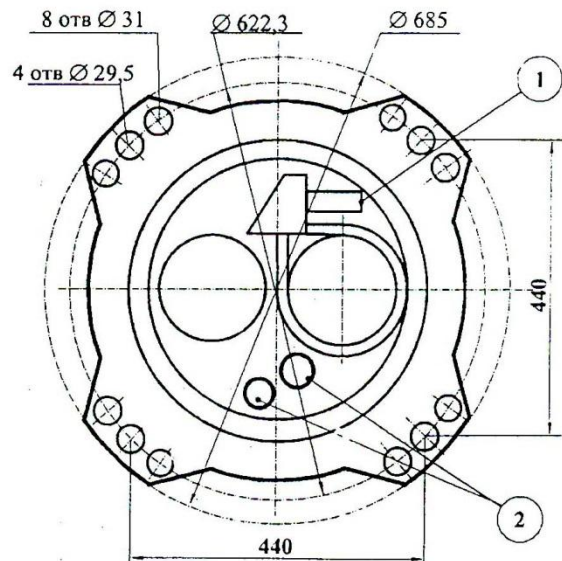
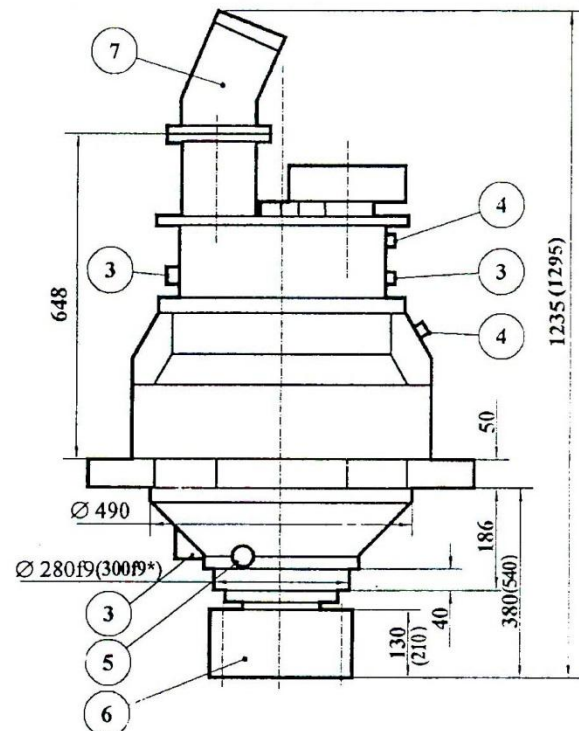
Кліматичне виконання – У, при поставці на експорт У и Т, категорія розміщення виробу – І, також можуть експлуатуватися у помірному і холодному (район І₂) мікрокліматичних районах

Технічна характеристика

Параметри		МП-10	МП-150
Номінальний обертальний момент на вихідному валу, Нм		26300	
Передаточне число		200,7	
Частота обертання вихідного вала з гідромотором 310.3.56.00, об/хв.		8,96	
Параметри привідної шестерні*	модуль	16	20
	число зубців	14	13
	коефіцієнт зміщення	0,3	0,0
Маса, кг		545	590

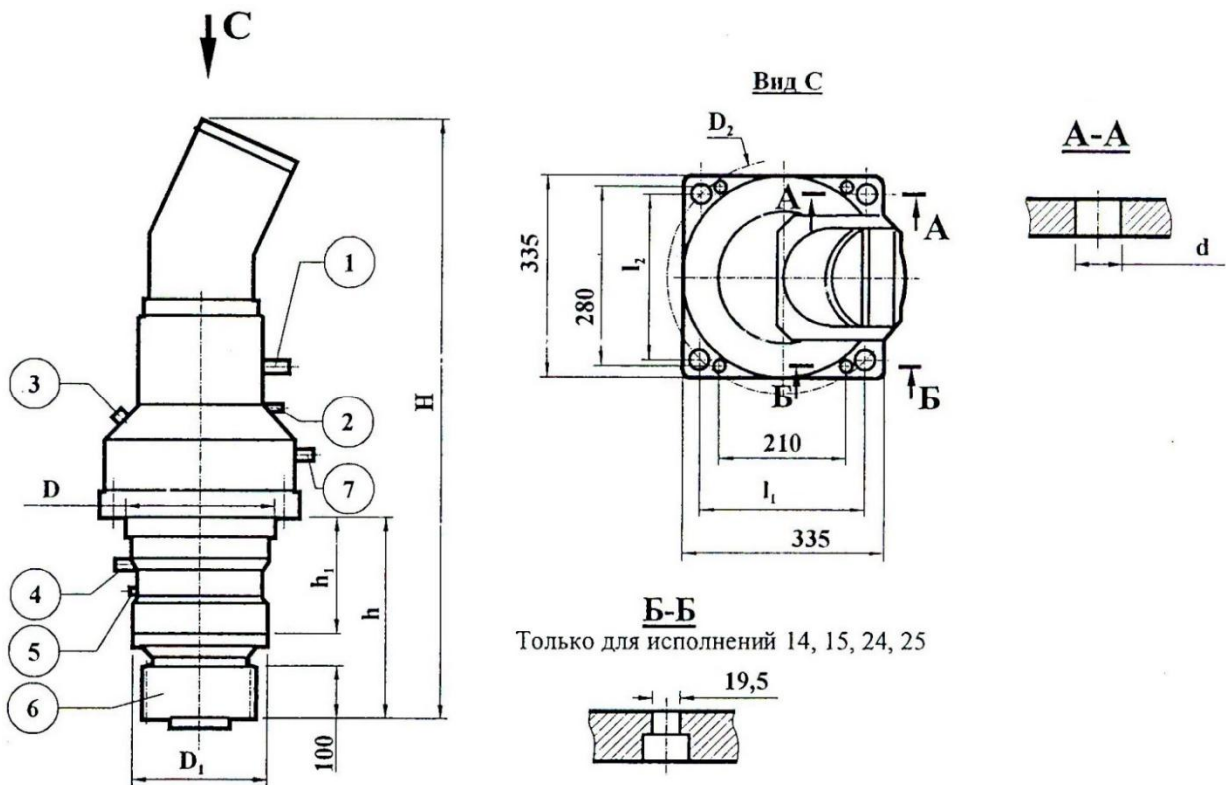
*Можливе виготовлення привідної шестерні за бажанням замовника.

Габаритні та приєднувальні розміри:



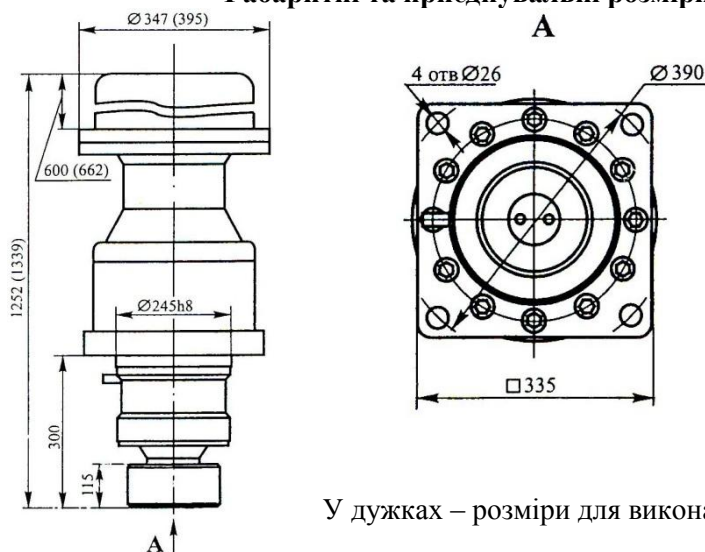
У дужках – розміри, відмінні від МП-150

- 1 – підвід рідини до гідравлічного гальма (отвір К 1/4");
- 2 – пробки для заливання мастила;
- 3 – пробки для зливання відпрацьованого мастила з редуктора;
- 4 – пробки для контролю рівня мастила;
- 5 – мастильниця змащення підшипника вихідного вала;
- 6 – шестерня вихідного вала;
- 7 – гідромотор.



- 1 – підвід рідини до гідравлічного гальма (отвір М14×1,5);
- 2 – дренаж гальма;
- 3 – пробка для заливання мастила редуктора;
- 4 – пробка для зливання відпрацьованого мастила з редуктора;
- 5 – мастильниця змащення підшипника вихідного вала;
- 6 – шестерня вихідного валу;
- 7 – пробка для контролю рівня мастила.

Габаритні та присднувальні розміри:



У дужках – розміри для виконання 8.

Механізм повороту МП-72Е

(для кранів вантажопідіймальністю 25 – 70 т)

Призначення.

Механізм повороту МП-72Е призначений для приводу поворотної платформи на електричних баштових кранах, а також в інших вантажопідіймальних машинах.

Умови застосування.

Механізм повороту призначений для експлуатації у помірному і холодному (район І₂) макрокліматичних районах.

Кліматичне виконання – У, при поставці на експорт У и Т, категорія розміщення виробу – І.

Приклад запису умовного позначення:

виконання за електродвигуном
тип
МП-72Е 4

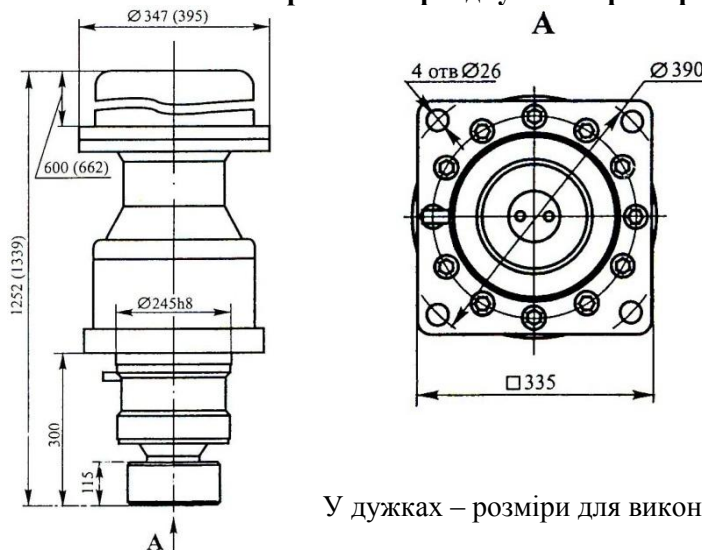
Виконання	Двигун	Потужність, кВт	Частота обертання, хв ⁻¹
4	МАП 221-6	4	890
8	МАП 421-6	8	925

Технічна характеристика

Номінальний момент на вихідному валу, кНм	8,0		
Короткочасний максимальний момент на вихідному валу, кНм	12,0		
Номінальне передаточне число редуктора	120		
Коефіцієнт корисної дії, не менше, %	95		
Клас використання	Т4		
Група класифікації	М3		
Момент гальма, кНм	0,12		
Рівень звукової потужності, не більше, дБа	80		
Параметри вихідної шестерні: *	число зубців	модуль	коефіцієнт зміщення
виконання	4	15	14
виконання	8	16	12
Маса суха для виконання, не більше, кг	виконання	320	
	виконання	415	

*виготовлення вихідної шестерні за узгодженням з замовником.

Габаритні та присьднувальні розміри:



У дужках – розміри для виконання 8.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.
2. Алексеев А. М., Сборовский А. К. Судовые виброгасители. Л.: – Судостроение, 1962. – 194 с.
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 1. – 9-е изд., перераб. и доп./ Под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.
4. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2. – 9-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с.
5. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 3. – 9-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.
6. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справ. – М.: Машиностроение, 1975.
7. Башенные краны /Л. А. Невзоров, А. А.Зарецкий, Л. М. Волин и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 292 с.
8. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. – М.: Высш. школа, Машиностроение, 1980. – 408 с.
9. Бондаренко А. А., Дубінін О. О., Переяславцев О. М. Теоретична механіка: Підручник: У 2 ч. – Ч. 2: Динаміка. – К.: Знання, 2004. – 590 с.
10. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 563 с.
11. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. /Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. К. В. Фролова, 1981. – 456 с.

12. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. /Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова, 1981. – 456 с.
13. Вольперт Э. Г. Динамика Амортизаторов с нелинейными упругими элементами. – М.: Машиностроение, 1972. – 136 с.
14. Гидравлическое оборудование: Каталог-Справ.: В 2 ч. – М.: НИИНМаш, 1987. – Ч. 2.
15. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. – Л.: Машиностроение, – 456 с.
16. ГОСТ 1451-77. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и методы определения.
17. Григоров О. В. Гідравлічний привід підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин: Навч. посібник – Харків: НТУ (ХПІ), 2003 – 264 с.
18. Грузоподъемные краны: В 2-х кн.: Сокращ. пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1981. Кн. 1.
19. Дж. Ден-Гартог. Механические колебания. Перевод с 4-го американского издания А.Н. Обморосева. – М.: Госфизматиздат. 1960. – 580 с.
20. Дідковський В. С., Маркелов П.О., Шум і вібрація: Підручник. – К.: Вища шк., 1995 – 263 с.
21. Грузоподъемные краны: В 2-х кн. Кн. 2. Сокр. пер. с нем. /М. М. Рунов, В. Н. Федосеев; Под. ред. М. П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.
22. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини: Підручник. – К.: Вища шк., 1993. – 413 с.
23. Ильинский В. С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. – М.: Радио и связь, 1982 – 296 с.
24. Канаты стальные. Сортамент. – М.: 1983.
25. Карамышкин В.В. Динамическое гашение колебаний / Под ред. К. М. Рагульскиса. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1988. – 108 с.

26. Колісник М. П., Шевченко А. Ф., Мелашич В. В. Стрілові самохідні крани на пневмоколісному ході. Атлас конструкцій. – Дніпропетровськ: Пороги, 2009. – 114 с.
27. Колісник М. П., Перекрестов А. В., Мелашич В. В., Шевченко А. Ф. Гідравлічне та пневматичне обладнання стрілових самохідних кранів. Атлас конструкцій. Дніпропетровськ: ІБФО ПДАБА, 2008. – 80 с.
28. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. – М.: Машгиз, 1962.– 267 с.
29. Крани будівельні. Технічні характеристики: Довідник. /М. П. Колісник, А. Ф. Шевченко, В. В. Мелашич, С. В. Ракша.– Дніпропетровськ: Пороги, 2006. – 186 с.
30. Крановое электрооборудование: Справ. /Под. ред. А. А.Рабиновича. – М.: Энергия, 1979.
31. Краткий автомобильный справочник. – 8-е изд., перераб. и доп. –М.: Транспорт, 1979. – 464 с.
32. Ляпунов В. Т., Лавендел Э. Э., Шляпочников С.А. Резиновые виброизоляторы: Справочник: – Л.: Судостроение, 1988. – 216 с.
33. Малые колебания и устойчивость движения. Кузьмин П. А., Глав. Ред. Физико-математич. литер. изд-ва Наука, 1973. – 208 с.
34. Марочник сталей и сплавов/ В. Г. Сорокин, А. В. Волосникова, С. А. Вяткин и др.; Под общ. ред. В. Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
35. Обоснование и расчеты параметров грузоподъемных машин: Учебное пособие для вузов /А. И. Баришев, В. А. Будишевский, Н. А. Скляр, Ю.В. Жидков; под. общ. ред. В. А. Будишевского. – Донецк: ГУВЗ ”ДонНТУ”. 2009. – 307 с.
36. Демидович Б. П., Марон И. А. Основы вычислительной математики. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960. – 659 с.

37. Пассивная и активная виброзащита судовых механизмов/ А. Е. Божко, А. Ф. Галь, А. П. Гуров и др. – Л.: Судостроение, 1987. – 176 с.
38. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник /В. С. Бондарев, О. І. Дубінець, М. П. Колісник та ін. – К.: Вища шк., 2009. – 734 с.
39. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. М. Машиностроение, 1962. – 216 с.
40. Потураев В. Н., Дырда В. И. Прикладная механика резины. Киев: Наукова думка, 1980. – 260 с.
41. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідймальних кранів. – К.: Основа, 2007. – 263 с.
42. Практикум по программированию на алгоритмических языках. Светозарова Г. И., Сигитов Е.В., Козловский А. В. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 320 с.
43. Расчеты строительных кранов. Колесник Н. П. – К.: Вища шк. Головное издательство, 1985. – 240 с.
44. РД 22-145-85. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания.
45. РД 22-166-86 Краны башенные строительные. Норма расчета.
46. Редукторы, мотор-редукторы. Технические характеристики: Справочник в 2-х томах. Т.1 /Н. П. Колесник, В. В. Мелашич, С. В. Ракша и др. – Днепропетровск: Союз, 2010. – 228 с.
47. Розрахунки механізмів кранів мостового типу: Навчальний посібник / С. В. Ракша, В. В. Мелашич, М. П. Колісник. – Дніпропетровськ: Пороги, 2006. – 147 с.
48. Румянцев Б. П., Бурко Я. В., Зеленко О. В. Довідник конструктора вантажопідймальних машин: Навчальний посібник. Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2002. – 250 с.

49. Справочник по кранам: в 2-х томах. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций /В. И. Брауде, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др.; под общ. ред. М. М. Гохберга – М.: Машиностроение, 1988. –536 с.
50. Справочник по кранам: в 2-х томах. Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов /Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др.; под общ. ред. М. М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988. –559 с.
51. Справочник по сопротивлению материалов /Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.; Отв. ред. Писаренко Г. С. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. Думка, 1988. – 736 с.
52. Строительные краны. Справочник. /В. П. Станевский, В. Г. Моисеенко, Н. П. Колесник и др.; Под общ. ред В. П. Станевского – К.: Будивельник, 1989 – 296 с.
53. Строительные нормы и правила. СНиП 2.02.05-87. Фундаменты машин с динамическими нагрузками.
54. Строительные нормы и правила. СНиП II-23-81*.
55. Теория колебаний механических систем. Гробов В. А. – Киев: Выща школа. Головное издательство, 1982. – 183 с.
56. Технология подъемно-транспортного машиностроения: Учебник / Н. П. Колесник, С. И. Козарь, А. А. Лабузов, В. А. Шишковец. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с.
57. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. Перевод Я. Г. Пановко с третьего американского издания, переработанного Д. Х. Янгом. – М.: Госфизматиздат, 1959. – 439 с.
58. Хмара Л.А., Колісник М.П., Голубченко О.І. Крани будівельні. Конструкції та експлуатація. – К.: ”Техніка”, 2001. – 294 с.

59. Хмара Л. А., Колісник М. П., Станевський В. П. Модернізація та підвищення продуктивності будівельних машин. – К.: Будівельник, 1992. – 152 с.
60. Цейтлин М. Г., Верстов В. В., Азбель Г. Г. Вибрационная техника и технология в свайных и буровых работах. – Л.: Стройиздат, Ленингр. Отд-е, 1987. – 262 с.
61. Фролов К. В., Фурман Ф. А. Прикладная теория виброзащитных систем. – М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.
62. Scheffler M., Pajer G., Kurth F. Grundlagen der Fordertechnik. 5 Auflage, 1975.
63. Яблонский А. А., Норейко С. С. Курс теории колебаний. Учеб. Пособие для студентов вузов. Изд. 3-е, испр. И доп. – М.: Высш. школа, 1975 – 248 с.

ЗМІСТ

Розділ 1. Основи розрахунків будівельних кранів

1.1. Параметри будівельних кранів.....	5
1.2. Групи класифікації кранів та їх механізмів.....	36
1.3. Розрахункові навантаження	42

Розділ 2. Розрахунки баштових кранів

2.1. Загальні вимоги.....	182
2.2. Визначення нормативних і випадкових складових навантажень	195
2.3. Розрахунок пересувного вільностоячого баштового крана з підіймальною стрілою.....	200
2.4. Розрахунок пересувного баштового крану із балковою стрілою і неповоротною баштою.....	255

Розділ 3. Розрахунки стрілових самохідних кранів

3.1. Загальні вимоги.....	266
3.2. Вимоги до розрахунків стрілових самохідних кранів	270
3.3. Розрахунок гусеничного крана	284
3.4. Розрахунок пневмоколісного крана.....	338
3.5. Розрахунок автомобільного крану.....	360

Додатки

Література