

Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызский государственный технический университет им. И.Раззакова
Кафедра "Техносферная безопасность"

РАСЧЕТ ГРУЗОВОГО ЛИФТА

Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине
«Устройство и безопасная эксплуатация грузоподъемных машин и
механизмов»
для студентов направления 760300 "Техносферная безопасность"
по профилю «Безопасность технологических процессов и производств»
всех форм обучения.

Бишкек 2020

РАССМОТРЕНО
На заседании кафедры
«Техносферная безопасность»
Прот. №__ от _____ 2020 г.

ОДОБРЕНО
Методическим советом
энергетического факультета
Прот. №__ от _____ 2020 г.

Составила: ***Таштанбаева В.О.***

УДК 621.876.113

Расчет грузового лифта. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Устройство и безопасная эксплуатация грузоподъемных машин и механизмов» для студентов направления 760300 «Техносферная безопасность» по профилю «Безопасность технологических процессов и производств» всех форм обучения. / ИЦ «Технопарк» Сост. Таштанбаева В.О. Бишкек, 2020.

Приведены задание на проектирование, методика расчета грузового лифта: каната, блоков, механизма подъема кабины и тормоза.

Библиография: 5 названия, табл 7, иллюстр 11.

Рецензент *к.т.н., доцент Бобровская Е.А.*

Введение

Курсовое проектирование по грузоподъемным машинам (ГПМ) способствует обобщению и закреплению теоретических знаний студентов и прививает им навыки самостоятельного решения инженерных задач при разработке конструкций машин.

Цель курсового проектирования – рассчитать механизмы подъема и передвижения крана, а также формирование профессионально значимых знаний, умений и навыков, необходимых для осуществления деятельности бакалавра профессионального обучения направления 760300 «Техносферная безопасность», профиль «Безопасность технологических процессов и производств».

Задачи курсового проектирования:

- формирование умений самостоятельной работы с технической литературой;
- углубление и систематизация знаний по вопросам подъемно-транспортного оборудования;
- формирование умений самостоятельно рассчитывать механизмы подъема груза и передвижения крана;

При выполнении курсового проекта по ГПМ студент использует ГОСТы, справочную литературу, изучает и применяет современные конструкции машин и лучшие достижения в области отечественного и зарубежного машиностроения.

Объектом проектирования является грузоподъемная машина-грузовой лифт. Объем курсового проекта: пояснительная записка 25...30 страниц.

Задания на проектирование выдаются преподавателем индивидуально по списку группы.

Единицы измерения физических величин должны соответствовать международной системе (СИ), а также временно допустимым к применению некоторым единицам упраздненных систем по состоянию, соответствующему периоду проектирования.

Грузоподъемной машиной (ГПМ) называется устройство для перемещения груза или людей в вертикальной или близкой к ней наклонной плоскости

Существует большое разнообразие ГПМ, используемых для всех видов работ. Подъемы вертикально, горизонтально, на любые расстояния, для любого веса груза.

Правильный выбор грузоподъемного оборудования является основным фактором нормальной работы и высокой эффективности производства.

Современные высокопроизводительные грузоподъемные машины, имеющие высокие скорости и большую грузоподъемность, появились в результате постепенного совершенствования машин в течение длительного времени.

Грузовые лифты – необходимые устройства для обеспечения эффективной деятельности производства, складов, торговых центров. Без грузовых лифтов невозможно представить себе многоэтажный жилой дом или большой магазин.

Грузовые лифты технические используются для перемещения грузов с одного уровня здания на другой. В зависимости от сферы применения они бывают различной грузоподъемности. Так, различают большие и малые грузовые лифты. Большие технические лифты используются для подъема тяжелых грузов, например, автомобилей, станков, прочего оборудования, контейнеров.

Лифты малой грузоподъемности, (технические или сервисные) применяются для транспортировки грузов небольшой формы и габаритов. Технические лифты незаменимы там, где площадь ограничена, но требуется перемещение грузов на разные этажи. Грузовые лифты призваны облегчить и оптимизировать производственные и трудовые процессы, они снижают общие расходы, минимизируют влияние человеческого фактора.

Преимущества грузовых конструкций:

- высокая производительность;
- продолжительность срок эксплуатации;
- простота обслуживания;
- надежность.

Грузовые лифты востребованы везде, где требуется постоянное или периодическое перемещение тяжелых предметов, строительных материалов, мебели и прочего. Это жилые многоэтажные дома, офисные и административные сооружения, заводы и другие производственные здания и т.д.

Главной причиной нарушения нормальной функциональности грузового подъемного оборудования, к сожалению, является несвоевременное

техническое обслуживания. Реже неисправности возникают в результате нарушения правил эксплуатации, перегруза и по другим причинам.

Основные признаки нарушения работоспособности грузового лифта следующие:

- лифт перемещается с явным перекосом кабины;
- при транспортировке грузов в кабине ощущается вибрация;
- наблюдаются посторонние шумы, например, звук металлического трения;
- неточная остановка лифта напротив порталов.

При этих и других неполадках требуется обязательный ремонт, так как дальнейшая эксплуатация может привести к более серьезным убыткам. Также рекомендуется регулярно проводить осмотр и профилактику грузовых лифтов на предмет износа деталей и правильности работы электроники.

РАСЧЕТ ГРУЗОВОГО ЛИФТА

Задание. Спроектировать подъемник для межэтажного транспорта завода по следующим данным:

Таблица 1

Исходные данные	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Высота подъема Н, м	15	20	16	20	15	17	18	19	20	16
Грузоподъемность Q, кг	500	1450	750	1200	500	1000	1200	1250	1400	750
Вес кабины G _к , кг	535	1550	755	1280	535	1070	1280	1337	1500	802
Скорость движения кабины v, м/сек	0,6	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	0,5	0,4	0,5
Площадь пола кабины F, м ²	2,35	3,1	2,5	3,1	2,35	2,66	2,82	2,97	3,1	2,5
Число канатов подвешивания кабины z	2	4	2	2	2	2	4	2	4	2
Запас прочности	10	5,5	6	8	9	10	5,5	9	8	6
Угол обхвата β	165	161	168	159	163	162	157	150	163	164
Число оборотов червяка, соединенного с вавлом двигателя упругой муфтой n _ч , об/мин	940	980	945	950	860	960	970	970	980	955

Габариты кабины даны в табл. 2 к (рис.1). Движение кабины с грузом происходит без проводника.

Кабина грузовая

Вес кабины ориентировочно определяется по формуле (1):

$$G_k = 300 + 100F; \text{ кг.} \quad (1)$$

где: F – площадь пола кабины.

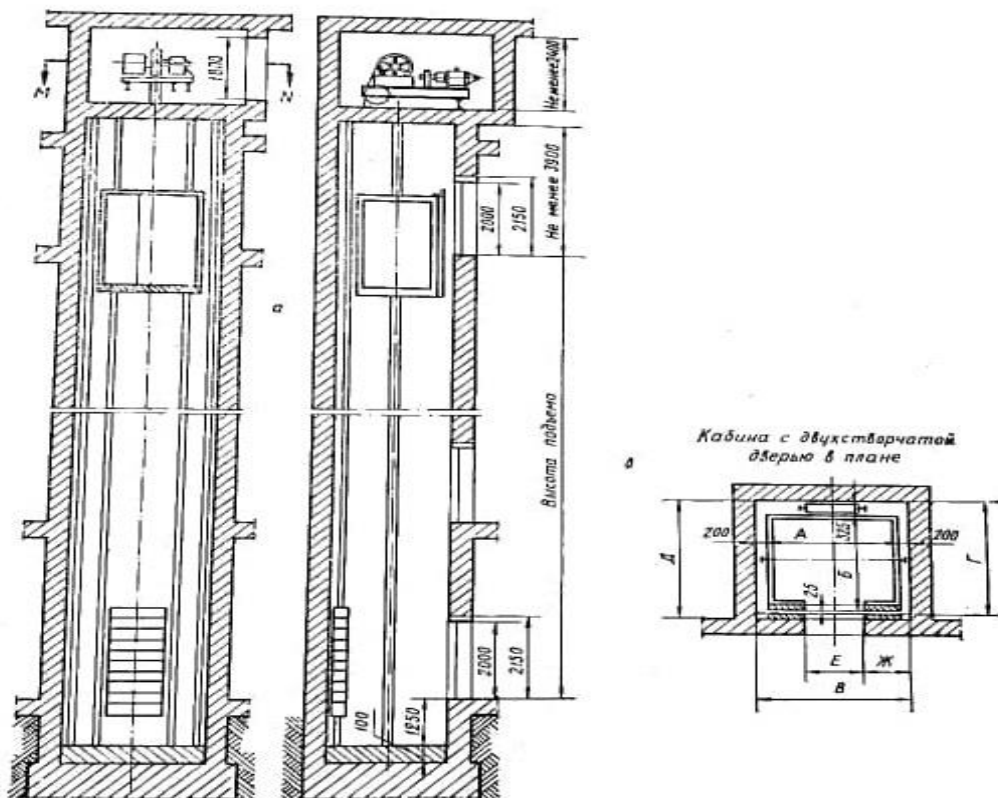


Рис. 1. Схема установки подъемника и габариты кабины.

Таблица 2

Размеры кабин грузовых лифтов, мм

Грузоподъемность, кг	A	B	B	Г	Д	Е
До 750	1750	1350	2150	1700	1825	
1000	1750	1600	2150	1950	2075	900
1250	2100	1600	2500	1950	3075	1000
1500	2100	1800	2500	2150	2275	1000

Схема подвешивания кабины и противовеса и расчет каната

Механизм подъема проектируется с канатоведущими блоками (рис. 2). Число канатов подвешивания кабины z принимаем из исходных данных.

Для равномерного распределения нагрузки между канатами применим пружинное подвешивание канатов к кабине (рис.3, а) и на балансирах к противовесу (рис. 3, б).

Расчет канатов.

Нагрузка на канат определяется по формуле (2):

$$S = \frac{Q + G_k}{z}; \text{ кг (2)}$$

где: Q -грузоподъемность подъемника, G_k - вес кабины, z -число канатов.

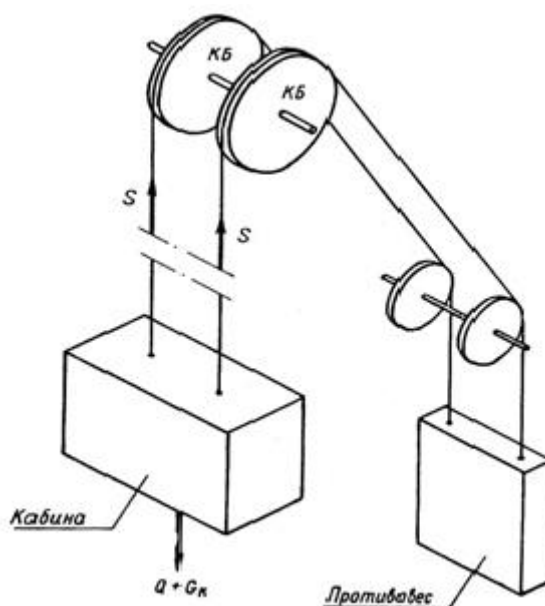


Рис 2. Подъем кабины с помощью канатоведущих блоков КБ

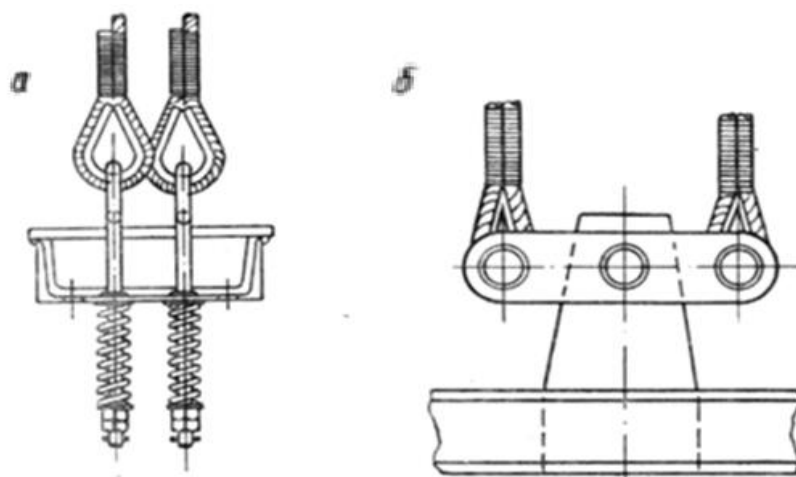


Рис. 3. Способы подвешивания кабины и противовеса.

Разрывная нагрузка каната S_p при запасе прочности $n=10$ (для подъемников, работающих без проводника) определяется по формуле (3):

$$S_p = S \cdot n; \text{ кг} \quad (3)$$

где: S -нагрузка на канат, определяется по формуле (5), n -запас прочности.

По ГОСТу 7665-55 (табл. 3). Выбираем канат (трос) типа **ЛК-36x25=150** проволок с органическим сердечником. Выбираем диаметр каната d , мм, и разрывное усилие S_p при пределе прочности $[\sigma]_в=150 \text{ кг/мм}^2$.

Противовес

Вес противовеса определяется по формуле (4):

$$G_{п} = G_{к} + (0.4 \dots 0.5)Q; \text{ кг} \quad (4)$$

Нагрузка на канаты при пуске и торможении лифта

Определяем статическую нагрузку на канаты при подъеме кабины (нагрузка при установившемся движении кабины) по формуле (5):

$$S = Q + G_{к}; \text{ кг} \quad (5)$$

Нагрузку на канаты (натяжение каната) при торможении кабины во время опускания с учетом дополнительных инерционных сил (рис. 4) определяется по формуле (6):

$$S_{д1} = (Q + G_k) \frac{g+j}{g}; \text{ кг} \quad (6)$$

где: $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение свободного падения; j — замедление кабины при торможении, принимая время торможения $t_T = 1$ сек. и v -скорость движения кабины (табл.1), определяется по формуле (7):

$$j = \frac{v}{t_T}; \text{ м/сек}^2 \quad (7)$$

Натяжение канатов на стороне противовеса определяется по формуле (8):

$$S_{д2} = G_{п} \left(\frac{g-j}{g} \right); \text{ кг} \quad (8)$$

где: $G_{п}$ - вес противовеса.

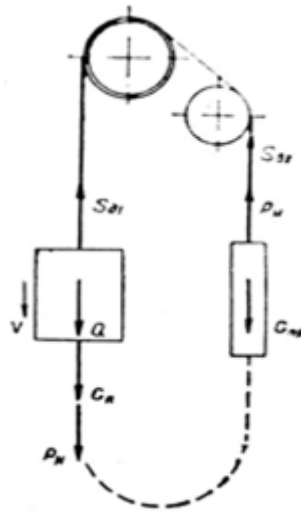


Рис. 4. Нагрузка на канаты в период торможения и установившегося движения лифта.

Канатоведущие блоки

Диаметр канатоведущих блоков определяется по формуле (9):

$$D_6 \geq (40...45)d; \text{ мм} \quad (9)$$

где: d - диаметр каната (табл.3).

Форма канавки - полукруглая (рис. 5, а). Напряжение смятия между канатом и стенкой полукруглой канавки определяется по формуле (10):

$$\sigma_{см} = \frac{S_{д1} * 8}{z d D_6 \pi}; \text{ кг/см}^2 \quad (10)$$

*диаметр каната берете в см.

Допускаемое напряжение смятия для чугуновых блоков, изготовленных из модифицированного чугуна и стальных канатов (рис. 5, г), $p = 70 \text{ кг/см}^2$

Таблица 3

Диаметр			Площадь сечения всех проволок	Расчетный вес 100 вых м смазочного каната	Расчетный предел прочности проволоки при растяжении кг/мм ²																		
проволоки					120	130	140	150	160	170	180	190	200	Разрывное усилие									
Каната	В прядях	Заполнения			Суммарное всех проволок в канате	Каната в целом	Суммарное всех проволок в канате	Каната в целом	Суммарное всех проволок в канате	Каната в целом	Суммарное всех проволок в канате	Каната в целом	Суммарное всех проволок в канате	Каната в целом	Суммарное всех проволок в канате	Каната в целом	Суммарное всех проволок в канате	Каната в целом	Суммарное всех проволок в канате	Каната в целом	Суммарное всех проволок в канате	Каната в целом	
																							мм
7.7	0.5	0.2	23.47	22.14	-	-	3050	2590	3280	2780	3320	2990	3730	3180	3990	3390	4220	3580	4450	3780	4690	3980	
9.3	0.6	0.24	33.88	31.96	4060	3450	4400	3740	4740	4020	5080	4310	5420	4600	5760	4800	6000	5170	6430	5400	6770	5750	
11.0	0.7	0.28	46.10	43.49	5530	4700	5990	5090	6450	5480	6910	5870	7370	7960	7820	6650	8290	7040	8750	7430	-	-	
12.5	0.8	0.34	60.60	57.17	7270	6170	7870	6680	8480	7200	9090	7720	9690	9930	10300	8750	10900	9260	11500	9770	-	-	
14.0	0.9	0.37	76.39	72.07	9160	7780	9930	8440	10650	9050	11450	9730	12200	12000	12950	11000	13750	11650	14500	12300	-	-	
15.5	1.0	0.4	94.02	88.7	11250	9560	12200	1030	13150	11150	14100	11950	15000	14450	15950	13550	16900	14350	17850	15450	-	-	
17.0	1.1	0.42	113.27	107.03	13550	11500	14700	12500	13850	13450	16050	14400	18100	15350	19250	16350	20350	17250	21500	18250	-	-	
18.5	1.2	0.45	134.54	126.9	16100	13650	17450	14800	18800	15950	20150	17100	21500	19900	22850	19400	24200	20530	25550	21700	-	-	
20.0	1.3	0.5	158.34	149.4	19000	16150	20550	17450	22150	18800	23750	20150	25300	23200	26600	22850	28500	24200	30000	25500	-	-	
22.0	1.4	0.55	184.13	173.7	22050	18700	23900	20300	25730	21850	27600	23450	29450	26700	31300	26600	33100	28100	34950	29700	-	-	
23.5	1.5	0.6	210.83	198.9	25300	21500	27400	23250	29500	23050	31600	26850	3700	30300	33800	30490	37900	32200	40050	34000	-	-	
25.0	1.6	0.65	241.09	227.4	28900	26250	31300	26600	3750	28650	36100	34700	38550	34430	40950	34800	43350	36850	43800	38900	-	-	
26.5	1.7	0.7	272.64	257.2	32700	29450	35400	30030	38150	32400	40350	30700	43600	37050	46300	39300	49050	41650	51800	44000	-	-	
28.0	1.8	0.75	303.47	288.2	36650	32850	39700	3700	42750	36300	45800	38950	48850	41550	51900	44100	54950	46700	58000	49300	-	-	
31.0	2.0	0.8	376.67	334.8	45100	38300	48850	41500	52630	44750	56800	47900	60150	51100	63900	54300	67650	57500	71450	60700	-	-	
34.0	2.2	0.85	453.61	427.9	54400	46200	58950	50100	63500	57950	68000	57800	72550	61650	77100	65500	81650	69400	86150	73200	-	-	
37.0	2.4	0.95	540.80	510.2	64850	55100	70300	59750	75700	64300	81100	68900	86500	73500	91900	78100	97300	82700	102500	87100	-	-	
40.5	2.6	1.0	633.60	598.8	76000	64600	82350	69950	88700	75350	93000	80750	101000	85850	107500	91350	116000	96900	120000	102000	-	-	
43.5	2.8	1.1	735.30	693.7	88200	74960	95550	81250	102500	87100	110000	93500	117500	99850	125000	106000	132300	112500	139600	118500	-	-	
46.5	3.0	1.2	846.66	798.8	101500	86250	110000	93500	118500	100500	126500	107500	135000	114500	143500	121500	152000	129000	166500	136000	-	-	

Канаты стальные. Канат типа ДК-36х25=150 проволока с органическим сердечником (прядь 1+6; 6+12)

ГОСТ 7665-55

Примечания:

1. Канаты, разрывное усилие которых указана справа от жирной линии, изготавливаются из светлой проволоки.
2. Диаметры канатов выше 10 мм округлены до целых или 0.5 мм.
3. Разрывные усилия канатов, равные 1000 кг и более, округлены до нуля в меньшую сторону в пределах до 0.5%.

Механизм подъема кабины

Выбор электродвигателя

Требуемая мощность электродвигателя определяется по формуле (11):

$$N = \frac{(S_{д1} - S_{д2})v}{102\eta_m\eta_n}; \text{ кВт} \quad (11)$$

где: $S_{д1}$ и $S_{д2}$ -натяжения канатов до и после канатопроводящих блоков без учета сил инерции, кг; v —скорость кабины, м/сек; η_m — к. п. д. механизма подъема; предполагая в составе механизма червячный редуктор, принимаем $\eta_m = 0,75$; η_n — коэффициент потерь в направляющих кабины; принято $\eta_n = 0,8$.

По табл. 4 выбираем двигатель с фазовым ротором серии МТ

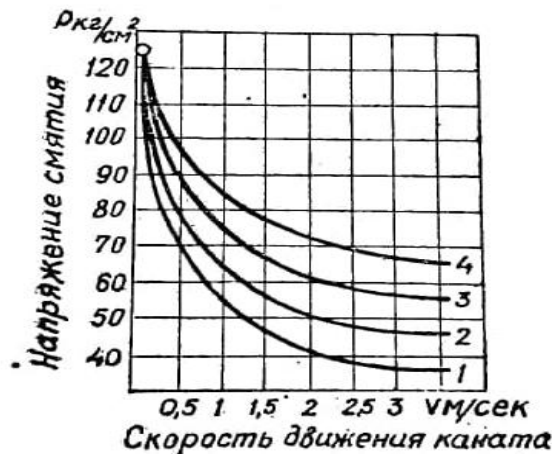
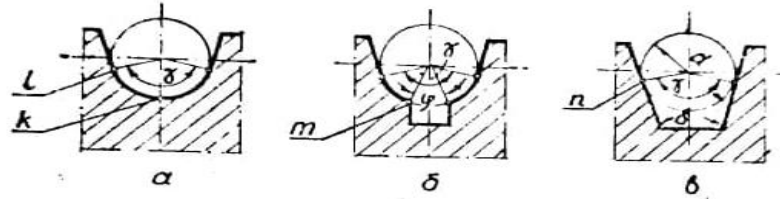


Рис. 5. Канавки канатопроводящих блоков:
 а — полукруглая; б — полукруглая с вырезом; в — клиновидная; г — кривые допускаемых напряжений смятия каната в канавке; кривые 3 и 4 — для грузовых подъемников.

Таблица 4

Основные данные двигателей с фазовым ротором серии МТ

Тип электродвигателя	При продолжительности включения						GD^2 кг.м ²
	ПВ=15 %		ПВ=25 %		ПВ=40 %		
	N, квт	n, об/мин	N, квт	n, об/мин	N, квт	n, об/мин	
МТ-11-6	2,7	855	2,2	885	1,8	910	0,17
МТ-12-6	4,2	855	3,5	910	2,5	940	0,27
МТ-21-6	6,5	922	5,0	940	4,2	950	0,41
МТ-22-6	9,5	928	7,5	945	6,3	957	0,57
МТ-31-6	13,2	944	11,0	953	8,8	962	1,05
МТ-31-8	9,3	688	7,5	702	6,3	712	1,05
МТ-41-8	13,2	708	11,0	715	8,8	722	1,86
МТ-42-8	18,0	713	16,0	718	13,0	724	2,70
МТ-51-8	26,5	716	22,0	723	17,5	728	4,40
МТ-52-8	36,0	720	30,0	725	23,5	730	5,70
МТВ-611-10	55,0	568	45,0	575	36,0	581	17,00

Передаточное число механизма лебедки определяется по формуле (12):

$$i = \frac{n}{n_6} = \frac{n\pi D_6}{60v}; \quad (12)$$

где: n -берете из (табл.4) n_6 - число оборотов канатоведущих блоков. D_6 - берем в метрах.

Требуемый крутящий момент на валу двигателя при пуске лифта определяется по формуле (13):

$$M_{\Pi} = \frac{(S_{д1} - S_{д2})}{2i\eta_m\eta_n}; \quad \text{кг*м} \quad (13)$$

Значения величин i , η_m и η_n приведены выше.

Средний пусковой момент двигателя с фазовым ротором определяем по формуле:

$$M_{\Pi}^{cp} = 1.5M_{\Pi} = 1.5 \frac{970 N}{n}; \quad \text{кг*м} \quad (14)$$

где: M_{Π} — номинальный крутящий момент двигателя, N - берется из (табл.4)

Проверка работоспособности канатоведущих блоков

На рис. 6 показано размещение канатоведущих блоков D_6 и отклоняющих блоков D_0 для подвода канатов к противовесу. Для вычисления угла обхвата β .

Надежная работа каждого канатоведущих блоков (отсутствие проскальзывания канатов) будет обеспечена, если будет соблюдено условие Эйлера по формуле (15):

$$\frac{S_{д1}}{S_{д2}} = e^{f\beta}; \quad (15)$$

где: $S_{д1}$ и $S_{д2}$ — натяжения набегающей и сбегающей ветвей канатов с учетом сил инерции; e - 2,718 ~ основание натуральных логарифмов; β - угол обхвата канатами блоков, определяющаяся по формуле (16):

$$\beta = \frac{\beta_0 * \pi}{\beta_{max}}; \quad (16)$$

где: $\beta_{max}=180^0$; β_0 -фактический угол обхвата канатами блоков; f — коэффициент трения стального каната по стенке канавки чугунного блока. Для полукруглого профиля канавки коэффициент определяется по формуле (17):

$$f = \frac{4}{\pi} * f_0; \quad (17)$$

где: $f_0 = 0,1$ - коэффициент трения стали по чугуну;

Из условия Эйлера требуемый угол обхвата определяется по формуле (18):

$$\beta \geq \frac{\lg \frac{S_{д1}}{S_{д2}}}{0.43f}; \quad (18)$$

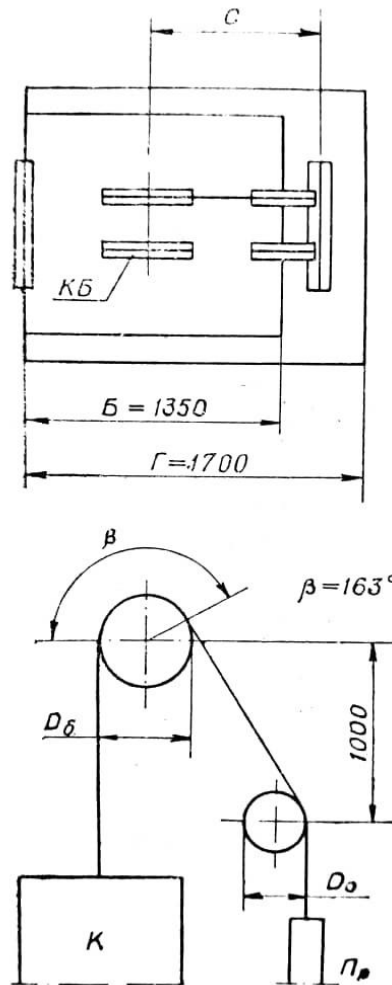


Рис. 6. Схема канатоведущего блока с углом обхвата

Если, условие Эйлера не выполняется, применяется другая форма канавки блока — полукруглую, с вырезом (рис. 5, б). Приняв $\varphi = 45^0$ (в радианах — $\varphi = 0,785 \text{ рад}$), вычислим значение коэффициента трения f для установленного профиля канавки по формуле (19):

$$f = 4f_0 \frac{1 - \sin \frac{\varphi}{2}}{\pi - \varphi - \sin \varphi}; \quad (19)$$

Механизм подъема

Механизмы подъема грузопассажирских подъемников — канатные с барабанной лебедкой. Подъемник подвешивается на двух канатах. Подъемники оборудованы нижними отводными самоустанавливающимися блоками, которые расположены у основания шахты. Блоки могут поворачиваться вокруг вертикальной оси на угол 180^0 , благодаря чему лебедку можно устанавливать в наиболее удобном направлении по отношению к шахте и необходимом расстоянии от нее.

На подъемнике на ветви каната, идущей к лебедке, установлен ограничитель грузоподъемности. Схемы запасовок грузовых канатов на всех

шахтных грузовых подъемниках одинаковы. Грузонесущий орган подвешивают на одной ветви каната, что обеспечивает скорость подъема грузонесущего органа, равную скорости движения каната.

Замена барабана канатопроводящими блоками обеспечивает большую безопасность работы лифта и компактность лебедки.

С той же целью рекомендуется применять червячные редукторы при скорости подъема кабины не выше 1,5 м/сек.

Канатопроводящие блоки и червячное колесо закрепляются на общей литой ступице, при этом вал разгружается от скручивающего момента, выполняя функции оси, и устраняется третья опора.

Червячный редуктор.

Данные для выбора редуктора: число оборотов червяка, соединенного с валом двигателя упругой муфтой, $n_{\text{ч}}$, об/мин(табл.1); передаточное число редуктора i (фор.12); передаваемая мощность N , = 4.65 кВт.

Число оборотов червячного колеса определяется по формуле (20):

$$n_k = \frac{n_{\text{ч}}}{i}; \text{ об/мин} \quad (20)$$

Редуктор с нижним расположением червяка; материал зубьев колеса — фосфористая бронза марки 0Ф10-1, червяка — сталь 45, твердость витков резьбы $HR_c > 45$. Допускаемое напряжение в зоне контакта $[\sigma]_k = 2200 \text{ кг/см}^2$.

По ГОСТу 2144-43 принимаем следующие параметры редуктора: заходность червяка $z_{\text{ч}} = 2$; число зубьев колеса $z_k = 98$; межосевое расстояние $A = 270 \text{ мм}$; модуль $m = 5 \text{ мм}$; $q = 10$. Коэффициент динамической нагрузки $k_d = 1,15$.

Требуемое межосевое расстояние определяется по формуле (21):

$$A = \left(\frac{z_k}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{145000}{\frac{z_k}{q} [\sigma]_k} \right)^2 \frac{k_d * 1.36 N}{n_k} }; \text{ см.} \quad (21)$$

Основные размеры колеса и червяка.

Делительные диаметры определяется по формуле (22):

$$\begin{aligned} D_k &= m z_k; \text{ мм} \\ d_{\text{ч}} &= m q; \text{ мм} \end{aligned} \quad (22)$$

Межосевое расстояние определяется по формуле (23):

$$A = 0,5m (z_k + q); \text{ мм} \quad (23)$$

Угол подъема λ витков червяка по делительному цилиндру определяется по формуле (24):

$$\lambda = \arctg \frac{z_{\text{ч}}}{q}; \quad (24)$$

Скорость скольжения витков червяка по зубьям колеса определяется по формуле (25):

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi d_{\text{ч}} n_{\text{ч}}}{60 \cos \lambda}; \text{ м/сек} \quad (25)$$

Коэффициент трения для зубьев из фосфористой бронзы по стальному

червяку $f=0,03$, угол трения $\rho=1^{\circ}43'$.

К.п.д. редуктора при подъеме определяется по формуле (26):

$$\eta = 0.97 \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda+\rho)}; \quad (26)$$

К.п.д. редуктора при движении от колеса к червяку (под действием грузового момента) определяется по формуле (27):

$$\eta' = 0.97 \frac{\operatorname{tg}(\lambda-\rho)}{\operatorname{tg} \lambda}; \quad (27)$$

Тормоз

На муфте соединения вала двигателя с черняком устанавливается двухколодочный тормоз с коротко ходовым электромагнитом. Для выбора типа тормоза находят тормозной момент из условия удержания неподвижно висящего груза с коэффициентом запаса k . По нормам для среднего режима работы $k=2$.

Тормозной момент, создаваемый грузом и противовесом на валу червяка (сопротивление в направляющих не учитывается), определяется по формуле (28):

$$M_T = \frac{(S_1 - S_2) D_6 \eta' k}{2i}; \quad \text{кг*см} \quad (28)$$

где: i — фактическое передаточное число редуктора, определяется по формуле (29):

$$i = \frac{z_k}{z_q}; \quad (29)$$

По табл. 5 выбираем колодочный тормоз с короткоходовым электромагнитом переменного тока ТКТ-200 следующих параметров: диаметр тормозного шкива D мм, ширина тормозной колодки B мм, тормозной момент (при ПВ = 25%) $M_T = \text{кг*см}$; тип электромагнита МО, Б. Габариты и общий вид тормоза даны в табл. 6 (к рис.7).

Муфта

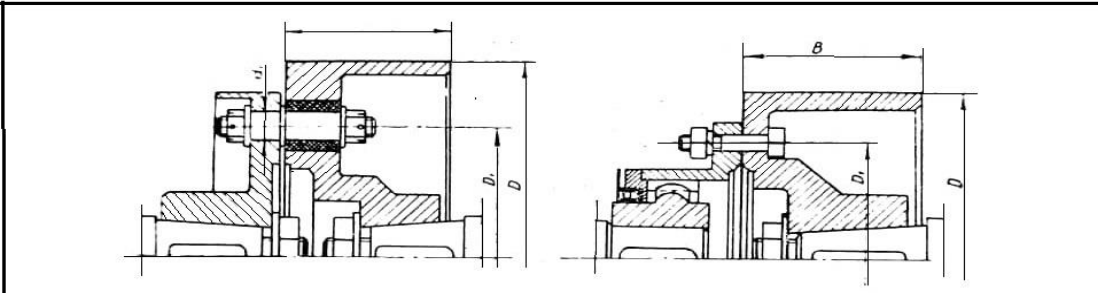
На одной из полумуфт устанавливается тормоз. Диаметр тормозной полумуфты равен 200 мм, диаметр вала двигателя МТ-21-6 — 40 мм. По табл. 5 выбирается упругая втулочно-пальцевая муфта с тормозным шкивом диаметром 200 мм и шириной $L=95$ мм.

Кабина

Несущая часть кабины представляет собой жесткую раму, составленную из двух сдвоенных поперечных балок (из швеллеров №16) и вертикальных тяг (из швеллеров №16). Каркас кабины — половой настил, потолочное перекрытие, дверные проемы — изготавливается из равнобокого уголка 50x50x5мм и швеллеров №10. Общая компоновка остова кабины показана на рис. 8. Нижняя половина стен и дверей кабины выполнена из листовой стали $\delta=2$ мм по ГОСТу 3680-57, верхняя - из металлической сетки.

Таблица 5

Основные размеры тормозных шкивов-полуфт, мм



Тормозной шкив	Втулочно-пальцевая муфта				Зубчатая муфта				Маховой момент $GD^2_M, кг \cdot м^2$
	D	B	D ₁	d ₁	Число болтов	B	D	d ₁	
200	95	140	20	4	95	160	13	6	0,4
300	145	190	20	6	145	185	17	6	2,5
400	185	250	35	6	185	215	17	8	7,0

Таблица 6 (к рис 7)

Колодочные тормоза с короткоходовыми электромагнитами переменного тока ТКТ (рис. 16), мм

Типоразмер тормоза	Диаметр шкивов D	Ширина колодки B	Тормозной момент, кг·м		Тип электромагнита	A	E	H	K	M	N	O	R	S	δ	h
			ПВ-25%	ПВ-40%												
ТКТ-100	100	70	2	2	МО-100Б	360	130	250	40	65	46	37	325	110	4	100
ТКТ-200	200	90	4	4	МО-100Б	514	130	432	60	90	55	47	430	175	6	170
ТКТ-200	200	90	16	16	МО-200Б	591	177	480	60	90	55	47	430	175	6	170
ТКТ-300	200	300	24	24	МО-200Б	718	177	620	80	120	81	72	540	250	8	240
ТКТ-300	300	140	50	50	МО-300Б	783	243	650	80	120	81	72	540	250	8	240

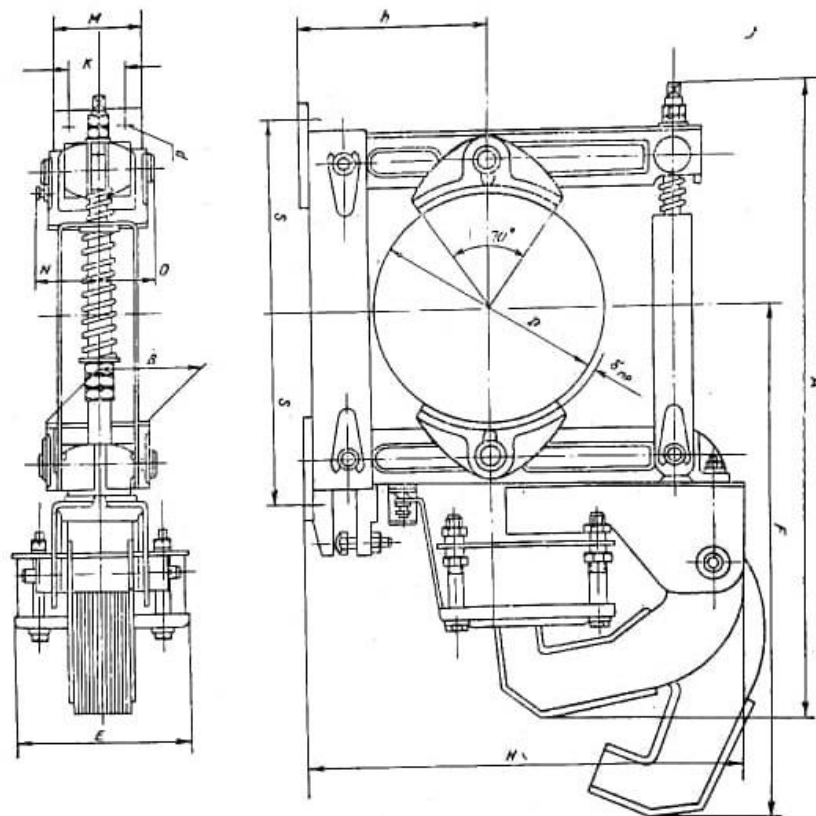


Рис 7. Колодочный тормоз типа ТКТ

Направляющие кабины служат для направления движения кабин и противовесов в шахтах подъемников. Принимая во внимание небольшую скорость подъема кабины, применим деревянные бруски (бук) сечением 60х70 мм, пропаренные в олифе.

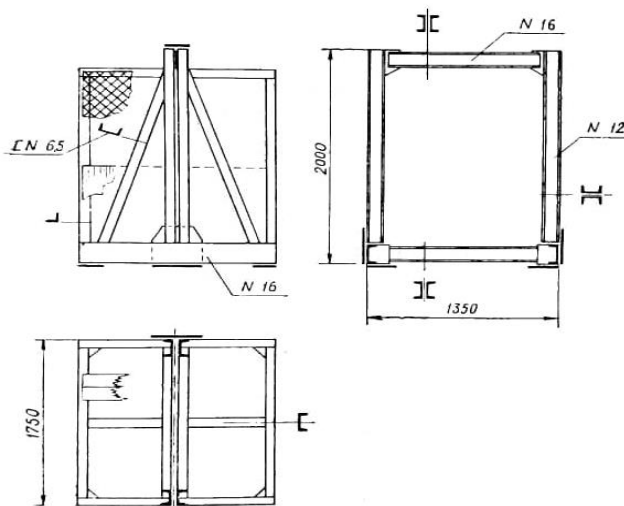


Рис. 8. Схема рамы кабины.

Направляющие бруски крепятся болтами к швеллерам (рис. 9, а), установленным по высоте шахты с противоположных ее сторон. По направляющим брускам скользят башмаки, укрепленные попарно вверху и в

низу рамы кабины. Для грузовых подъемников конструируют простейшие башмаки по типу, показанному на рис. 9, б.

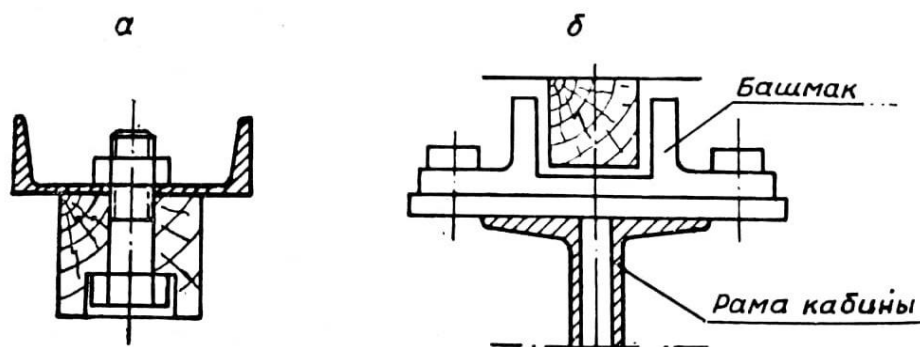


Рис. 9 Направляющие кабины.

Противовес и его направляющие

На рис. 10, а изображен типовой противовес, представляющий собой раму из швеллеров с заложеными чугунными плитами. В верхней и нижней частях рамы прикреплены чугунные башмаки, скользящие по направляющим брускам, изготовленным из полосовой стали и сваренным в тавр (рис. 10, б).

Механизм подъема кабины.

Механизм лебедки подъемника, как было установлено выше, состоит из следующих узлов (рис. 11): двигателя Д, тормозной муфты М, тормоза Т, червячного редуктора Ч, канатоведущих блоков КБ. Зная размеры узлов и расположение корпусных болтов для их крепления к раме, вычерчиваем общий вид лебедки.

Надежная установка канатоведущих блоков достигается конструкцией, показанной на рис. 11, б, где блоки и червячное колесо крепятся болтами на общей ступице. Крутящий момент от червячного колеса к канатоведущим блокам передается ступицей, и вал червячного колеса, не будучи нагружен крутящим моментом, выполняет функции оси и рассчитывается только на изгиб. Ступица закреплена на оси шпонками. Ось вращается на двух опорах качения: правая опора - в корпусе подшипника, укрепленного на стойке; левая - в корпусе редуктора.

При выходе ступицы из корпуса червячного редуктора предусматривается уплотнение

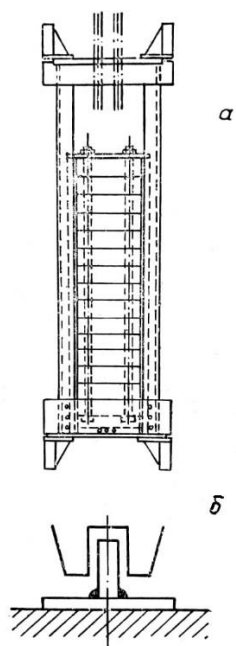


Рис. 10 Устройство противовеса

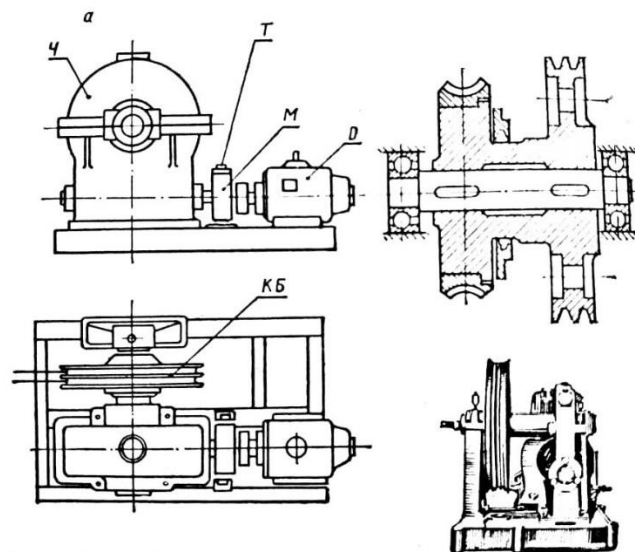


Рис 11 Механизм лебедки подъемника

Литература

1. ГОСТ 3680-57- Сталь прокатная тонколистовая.
2. ГОСТ 7665-55 - Канаты стальные. Канат (трос) типа ЛК-3 6 х 25 = 150 проволок с органическим сердечником. Прядь 1+6; 6+12
3. ГОСТ 2144-43 – Редукторы червячные. Основные параметры.
4. Рогов П.А., Яскович М.Б. Курсовое проектирование подъемно-транспортных машин. Ташкент 1973г. Издательство «Укитувчи».
5. Александров М. П., Колобов Л. Н., Лобов Н. А., Никольская Т. А. «Грузоподъемные машины». Изд. «Машиностроение», 1986 г.
6. Бобровская Е.А., Таштанбаева В.О. Устройство и безопасная эксплуатация грузоподъемных машин и механизмов. Бишкек, 2019г. ИЦ «Техник»