РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МАШИНЫ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ. ТОРМОЗА МЕХАНИЧЕСКИЕ. МЕТОДЫ РАСЧЕТА

РТМ 24.090.19-76

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Всесоюзным научно-исследовательским проектно-конструкторским институтом подъемно-транспортного машиностроения, погрузочно-разгрузочного и складского оборудования и контейнеров (ВНИИПТмаш)

Директор А. Х. Комашенко

Заведующий отделом стандартизации А. С. Оболенский

Руководитель темы И. О. Спицына

Руководители и исполнители темы:

М. П. Александров (МВТУ им. Баумана)

Б. Н. Котельников (ВНИИстройдормаш)

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Всесоюзным промышленным объединением "Союзподъемтрансмаш"

Главный инженер В. К. Пирогов

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого и транспортного машиностроения

ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ распоряжением Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от 9 февраля 1976 г. № ГС-002/1086.

©Научно-исследовательский институт информации по тяжелому и транспортному машиностроению, 1978

УДК 621.873.2 Группа Г86

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МАШИНЫ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ ТОРМОЗА МЕХАНИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА

РТМ 24.090.19-76

Вводится впервые

Распоряжением Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от 9 февраля 1976 г. № ГС-002/1086 данный руководящий технический материал утвержден в качестве рекомендуемого.

Настоящий РТМ распространяется на механические тормоза подъемно-транспортных машин и содержит расчет основных типов устройств и их основных элементов.

1. ХРАПОВЫЕ ОСТАНОВЫ

1.1. Расчетный случай: собачка упирается в вершину зуба храпового колеса (приведен на черт. 1).

Уравнение прочности по смятию кромок зуба колеса и собачки

$$q=\frac{p}{b}\leqslant[q] \quad \text{кгс/см},$$

где b – ширина кромки зуба, см;

q – линейное давление на кромке, кгс/см;

$[q]$ – допустимое линейное давление с учетом динамического характера нагружения, принимаемое по табл. 1, кгс/см.

Окружное усилие

$$p=\frac{2M}{D}=\frac{2M}{zm} \quad \text{кгс},$$

Издание официальное 74045311 Перепечатка воспрещена

где D – внешний диаметр храпового колеса, см;

z – число зубьев храпового колеса;

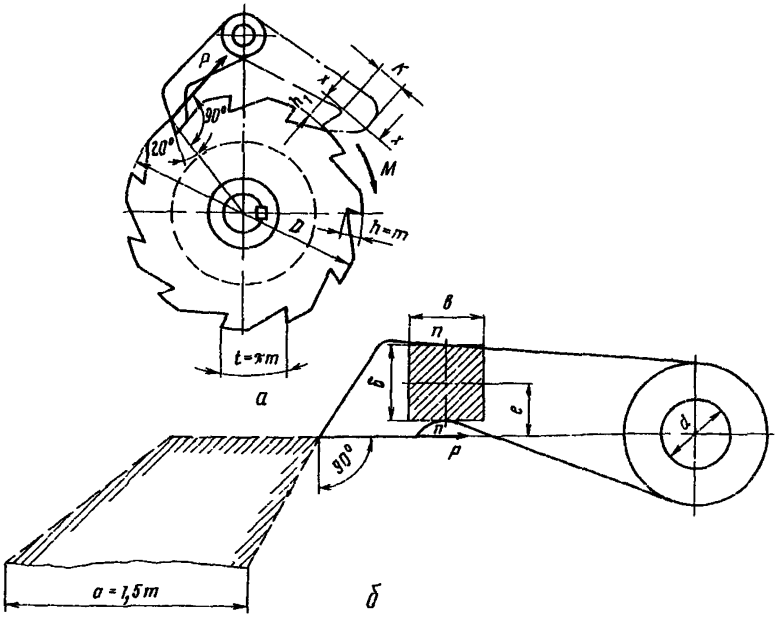
m – модуль зацепления храпового колеса, см;

M – крутящий момент на валу храпового колеса, кгс•см.

Соотношение между шириной зуба b и модулем m определяется коэффициентом $C = \frac{b}{m}$, принимаемым в зависимости от материала храпового колеса по табл. 1 с учетом степени точности монтажа. Ширина собачки принимается на 2–4 мм шире зуба храпового колеса.

Значения запасов прочности n даны для чугуна относительно $\sigma_{вр}$, а для сталей – относительно $\sigma_{т}$.

Храповой останов



а – схема; б – расчетное положение собачки

Черт. 1.

Таблица 1

Значения $[q]$, C и n в зависимости от материала храпового колеса при расчете зубьев на изгиб

Материал храпового колеса	Коэффициент $C = \frac{б}{m}$	$[q]$	Запас прочности n
Чугун с механическими свойствами не ниже марки СЧ 15-32 (ГОСТ 1412-70)	2,0	150	5
Сталь 35ЛII, 55ЛII (ГОСТ 977-65)	1,5-4,0	300	4
Ст3 сп3 (ГОСТ 380-71)	1,0-2,0	350	3
Сталь 45-2-а(б) (ГОСТ 1050-74)..	1,0-2,0	400	3

Примечание. Значения $[q]$ даны для механизмов с ручным и машинным приводами легкого режима работы. Для более тяжелых условий работы приведенные значения рекомендуется уменьшить на 25-30%.

В расчете кромок на смятие величина модуля определяется по формулам:

при известном числе зубьев колеса

$$m = \sqrt{\frac{2M}{zC[q]}} \quad \text{см;}$$

при известном диаметре храпового колеса D

$$m = \frac{2M}{C[q]D} \quad \text{см.}$$

Если $m \leqslant 6$ мм, то производится проверка зуба на изгиб по формулам:

для внешнего зацепления

$$m = 1{,}75\sqrt{\frac{M}{Cz[б]_u}} \quad \text{см;}$$

для внутреннего зацепления

$$m = 1{,}1\sqrt[3]{\frac{M}{Cz[б]_u}} \quad \text{см,}$$

где $[\sigma]_и$ – допускаемое напряжение изгиба, определенное по запасу прочности, принимаемому по табл. 1.

Проверка напряжений в зубе храпового колеса проводится по формулам:

для внешнего зацепления

$$\sigma = \frac{5,35M}{m^3 zC} \leq [\sigma]_и \text{ кгс/см}^2;$$

для внутреннего зацепления

$$\sigma_и = \frac{1,33M}{m^3 zC} \leq [\sigma]_и \text{ кгс/см}^2.$$

1.2. В зависимости от конструктивного исполнения собачка храпового останова работает на изгиб и сжатие или на изгиб и растяжение. Механические свойства материала собачки не ниже стали 45-2а(б).

Каждая собачка независимо от их числа в храповом устройстве рассчитывается на полное окружное усилие Р.

Напряжение в расчетном сечениии $n-n$ собачки (см. черт. 1), работающей на изгиб и сжатие

$$\sigma = \frac{6Pe}{B\delta^2} + \frac{P}{B\delta} \leq [\sigma]_{ис} \text{ кгс/см}^2,$$

где B – ширина тела собачки в сечении $n-n$, см;

δ – высота сечения $n-n$, см;

e – плечо изгиба собачки, см.

Собачка, работающая на растяжение и изгиб, проверяется также по изгибу в сечении Х-Х (см. черт. 1):

$$\sigma_и = 6\frac{Ph_1}{B \cdot K^2} \leq [\sigma]_{ис} \text{ кгс/см}^2.$$

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_{ис}$ определяется при запасе прочности $n = 5$ относительно предела текучести.

1.3. Ось собачки проверяется на изгиб

$$\sigma_и = \frac{Pb_1}{0,1d^3} \leq [\sigma]_и \text{ кгс/см}^2,$$

где ℓ_1 – плечо действия окружного усилия, равное расстоянию от центра сечения собачки до заделки оси собачки, см;

d – диаметр оси, см.

Материал оси – не ниже стали 35-2а(б). Запас прочности $n = 2{,}5–3$.

1.4. Построение профиля зуба храпового колеса и собачки приведено в приложении справочном.

2. РОЛИКОВЫЕ ОСТАНОВЫ

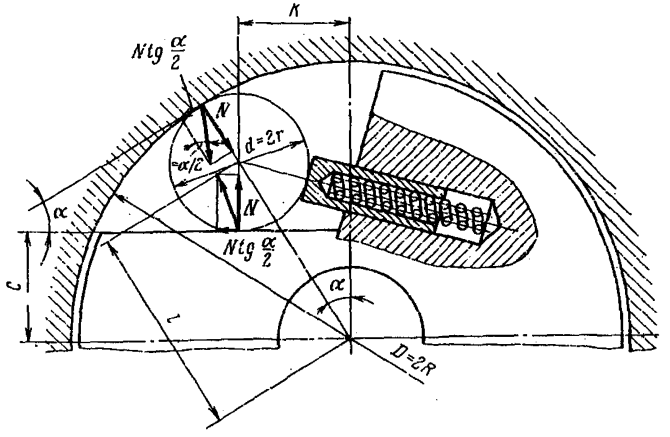
2.1. Расчет роликовых остановов (черт. 2) ведется по расчетному крутящему моменту $M_{расч}$

$$M_{расч} = \frac{K_g}{K_T} M \quad кгс \cdot см,$$

где M – номинальный крутящий момент, кгс·см;

$K_g = K_{gb} + K_M$ – коэффициент динамичности, равный сумме коэффициента K_{gb}, учитывающего влияние типа применного двигателя, и коэффициента K_M, учитывающего влияние типа подъемно-транспортной машины;

Расчетная схема роликового останова



Черт. 2.

$к_{дв}$ = 0,25 – при электроприводе; 0,4 – при двигателе внутреннего сгорания шестицилиндровом; 0,5 – при двигателе внутреннего сгорания четырехцилиндровом;

$к_{м}$ = 1,2 – для элеваторов, ленточных конвейеров и грузовых подъемников; 1,4 – для подвесных дорог и барабанов транспортирующих машин; 2 – для кранов и пассажирских лифтов;

$к_{т}$ = 0,65–0,9 коэффициент, учитывающий точность изготовления и монтажа останова. При повышенной точности применяются большие значения.

2.2. Максимальное касательное контактное напряжение в месте контакта ролика со втулкой

$$\tau = 0,142 \sqrt{\frac{M_{расч} \cdot E}{z R \ell_p r \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}} \leq [\tau] \text{ кгс/см}^2,$$

где z – число роликов (принимаемое обычно в пределах от 3 до 5);

r – радиус ролика, см;

α – угол зацепления, град;

E – приведенный модуль упругости материала контактирующих элементов останова, кгс/см^2;

ℓ_p – рабочая длина ролика, см;

R – радиус отверстия корпуса, см.

Допускаемые контактные напряжения $[\tau]$ при линейном контакте роликов для механизмов с малым числом включений

$$[\tau] = (80\text{–}120)\ \text{HRC} \quad \text{кгс/см}^2.$$

Для механизмов с частыми включениями расчет ведется по пониженным допускаемым напряжениям $[\tau']$

$$[\tau'] = [\tau] \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_ц}} \quad \text{кгс/см}^2,$$

где $N_ц$ – общее число циклов нагружения за срок службы, когда $N_ц > 10^7$.

Ролики остановов изготовляются из стали ШХ15 с твердостью HRC 59–63. Для механизмов с малым числом включений применяется сталь У8А с твердостью HRC 60–62. Целесообразно

использование роликов, изготовляемых подшипниковой промышленностью.

Корпус и втулка изготовляются из сталей ШХ15 (HRC 59-63), 40Х (HRC 48-55), У10 (HRC 60-64).

Длина ролика ℓ_p принимается в пределах $(1-4)d$; чаще всего $\ell_p = (1,15-1,5)d$, где d – диаметр ролика.

Угол заклинивания α определяется из условия заклинивания роликов в клиновидном пазу, т.е.

$$\alpha < 2arctg \frac{2f_1 f_2}{f_1 + f_2} ,$$

где f_1 и f_2 – коэффициенты трения между роликом и рабочими поверхностями корпуса и втулки. При $f_1 = f_2$ $\alpha < 2\rho$, где ρ – угол трения.

Для обеспечения саморасклинивания останова принимают угол $\alpha = 6-8^{\circ}$. Для проверочных расчетов

$$\alpha = arc\cos \frac{2C + d}{D - d} ,$$

Размер С определяется по зависимости

$$C = \frac{1}{2}\left[(D-d)\cos\alpha - d\right] \quad см.$$

Отношение $\frac{D}{d}$ чаще всего принимают равным восьми.

Расстояние между осью ролика и осью втулки

$$K = \frac{D-d}{2} \sin\alpha \quad см.$$

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

3.1. Исходным параметром расчета тормозных устройств является заданная величина тормозного момента $M_т$ (см. РТМ по расчету механизмов кранов РТМ 24.090.28-77 и РТМ 24.090.29-77).

3.2. Значения коэффициента трения фрикционных материалов по металлическому элементу трущейся пары приведены в табл. 2.

Таблица 2

Зависимость коэффициентов трения скольжения и допускаемой температуры нагрева от материала фрикционной пары

Материалы фрикционной пары		Коэффициент трения при			Допускаемая температура, °С
Накладки	Шкива или диска	отсутствии смазки	случайном попадании смазки	обильной смазке	
Чугун	Чугун	0,15–0,20	0,10	0,05–0,08	320
	Сталь	0,17–0,20	0,12–0,15	0,06–0,08	260
Сталь	Сталь	0,15–0,18	0,10–0,12	0,06–0,08	260
Бронза	Бронза	0,18	0,15	0,07–0,10	–
	Чугун	0,20	0,15	0,06–0,10	150
	Сталь	0,15–0,20	0,12	0,08–0,11	150
Тканая тормозная лента типа А ГОСТ 1198-69	Чугун	0,35–0,40	0,32–0,35	0,10–0,12	200
Тканая тормозная лента типа Б ГОСТ 1198-69	Чугун, сталь	0,32–0,35	0,30–0,32	0,09–0,12	175
Вальцованная лента 8-45-63 ГОСТ 15960-70	Чугун, сталь	0,42–0,45	0,35–0,38	0,12–0,15	220
Вальцованная лента 6КВ-10 ГОСТ 15960-70	Чугун, сталь	0,42–0,48	0,35–0,40	0,12–0,16	220
Холодноформованный на асбестовой основе при каучуковом связующем	Чугун	0,30–0,42	–	–	220
	Сталь	0,32–0,45	–	–	220
Горячеформованный на асбестовой основе при каучуковом связующем	Чугун	0,30–0,42 0,32–0,45	– –	– –	240
Асбокартон (на латексе, на бакелите)	Чугун	0,35	–	–	180
	Сталь	0,32	–	–	220
Ретинакс	Чугун	0,30–0,38	–	–	1000

Продолжение табл. 2

Материалы фрикционной пары		Коэффициент трения при			Допускаемая температура, °С
Накладки	Шкива или диска	отсутствии смазки	случайном попадании смазки	обильной смазке	
Пластмассы типа КФ-3, КФ-3М, К217-67	Чугун	0,22-0,40	0,12-0,15	0,09-0,12	250
	Сталь	0,29-0,45	0,15-0,20	-	-
Фибра	Сталь	0,20	0,17	0,12	120
Текстолит	Сталь	0,25-0,30	0,12	0,10	150
Металлокерамика:					
на медной основе МК-5	Чугун	0,17-0,25	-	0,08-0,15	300
на железной основе ФМК-8		0,16-0,22	-	-	1000
на железной основе ФМК-11		0,28	-	-	1000
на железной основе МКВ-50А		0,35	-	-	1000

3.3. Допускаемые давления для колодочных и ленточных тормозов при работе без смазки приведены в табл. 3.

Таблица 3

Допускаемые давления [p] в колодочных и ленточных тормозах, кгс/см^2

Материалы трущихся поверхностей	Тормоза	
	стопорные	спускные
Сталь или чугун по чугуну	15	10
Сталь по стали	4	2
Тканая тормозная лента по стали или чугуну	6	3
Формованный фрикционный материал по стали или чугуну	8	4
Вальцованный и прессованный фрикционный материал по стали или чугуну	6	3

Для однодисковых и конусных тормозов, работающих со смазкой трущихся поверхностей, допускаемые давления принимаются по табл. 4.

Для многодисковых тормозных устройств допускаемые давления, приведенные в табл. 4, снижаются на 25–30%. В грузоупорных тормозах с металлической парой трения, работающих в масляной ванне, допускаемое давление принимается не более 3 кгс/см^2.

Таблица 4

Допускаемые значения давлений [p] в дисковых и конусных тормозах, кгс/см^2

Материалы трущихся поверхностей	Смазка		
	отсутствует	густая	масляная ванна
Закаленная сталь по закаленной стали	3	4	8
Сталь или чугун по чугуну	4	6	8
Сталь по бронзе	3	4	5
Тканые и плетеные фрикционные материалы по металлу	3	6	8
Прессованные, вальцованные материалы по металлу	6	10	12
Металлокерамические фрикционные материалы по металлу в зависимости от типа металлокерамики	8–10	12–15	20–50
Текстолит по стали	3	4	6

3.4. В многодисковых тормозах, работающих в масле, количество его, необходимое для образования устойчивой масляной пленки не должно быть меньше 0,07–0,08 см^3/см^2·с. В целях повышения теплоотвода количество масла следует увеличить до 0,11–0,13 см^3/см^2·с.

3.5. Тормозные шкивы рекомендуется изготовлять из стали 35СГ (закалка до температуры 900°С в масле, отпуск при температуре 350°С, твердость НВ 420) или стали 65Г и 65ГЛ (сорбитизация или закалка ТВЧ на глубину 3–4 мм до твердости не менее НВ 350).

Для тормозных шкивов механизмов передвижения и поворота допускается применение чугуна с механическими свойствами не ниже марки СЧ28–48 по ГОСТ 1412–70.

3.6. Крепление фрикционного материала к колодке, ленте, диску должно быть надежным (без снижения надежности по мере износа фрикционного материала), долговечным и обеспечивать быструю смену накладок. Конструкция крепления не регламентируется.

Одним из способов является крепление накладок термостойким клеем ВС-10Т к сменным колодкам. Большое распространение находит крепление фрикционного материала с помощью закладных карманов и крепление латунными или медными заклепками.

4. КОЛОДОЧНЫЕ ТОРМОЗА

4.1. Общие положения.

4.1.1. Значения радиальных установочных зазоров между колодкой и шкивом при расчетах хода рычажной системы тормоза принимаются по табл. 5.

Таблица 5

Радиальные установочные зазоры между колодкой и шкивом

Диаметр тормозного шкива, мм	160	200	250	320	400	500	630	800
ε, мм	0,8	1,0	1,0	1,25	1,25	1,5	1,5	1,75

4.1.2. Расчет тормозных рычагов ведется по изгибающему моменту $M_и$ в опасном сечении рычага:

$$\sigma = \alpha \frac{M_и}{W} \quad \text{кгс/см}^2,$$

где W – момент сопротивления изгибу в опасном сечении, $см^3$;

α – динамический коэффициент, учитывающий влияние ударной нагрузки при замыкании тормоза, принимаемый по табл. 6.

Таблица 6

Динамический коэффициент α

Тип тормоза	α
С короткоходовыми электромагнитами переменного тока типа МО-Б	2,50
С короткоходовыми электромагнитами постоянного тока типа МП с длинноходовыми электромагнитами переменного тока	2,00
С длинноходовыми электромагнитами постоянного тока	1,50
С электрогидравлическими и электромеханическими толкателями и управляемые	1,25

Материал рычагов – сталь. Допускаемые напряжения на изгиб $[\sigma] = 0,4\,\sigma_т$. При расчете осей с учетом динамики замыкания тормоза запас прочности относительно предела текучести $\sigma_т$ должен быть не менее 1,5.

4.1.3. Давления в шарнирах не должны превышать 30 кгс/см^2 для сталей 45, 50 и 60 с закалкой до твердости НВ 300-350.

При применении в шарнирах рычажных систем тормозов металлофторопластовой ленты типа ВИ-1-67 по ВТУ-МФПЛ-66 допускаемые значения удельной работы принимаются по табл. 7.

Таблица 7

Значения допускаемой удельной работы pv, кгс·м/см^2·с

Материал оси	Длительность работы, ч	
	1000	10000
Сталь без термообработки	10,6	8,15
Сталь закаленная	11,7	8,5

4.1.4. Рычажная система тормоза проверяется расчетом на жесткость. Мертвый ход рычажной системы с учетом зазоров и упругой деформации элементов не должен превышать 10% хода якоря или штока толкателя.

4.2. Расчет тормоза с короткоходовым электромагнитом и пружинным замыканием.

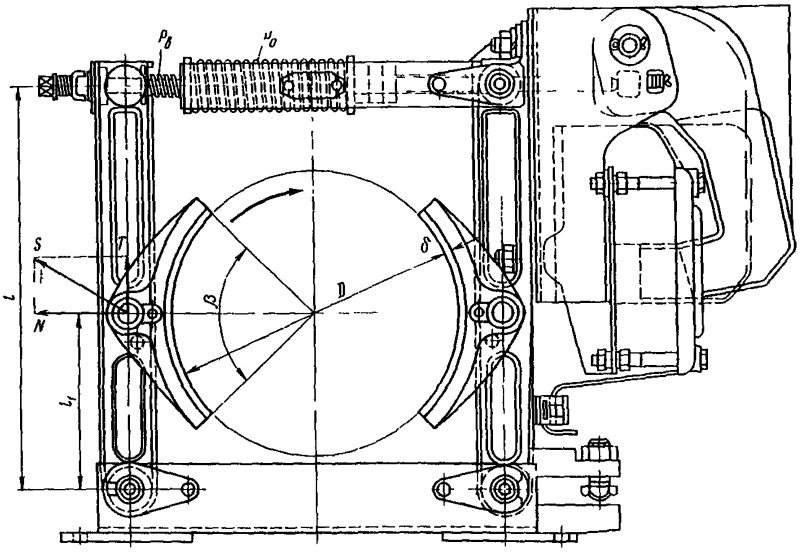
4.2.1. Результирующая сила P (черт. 3) основной и вспомогательной пружин

$$P = P_0 - P_в = \Delta_0 K_0 - \Delta_в K_в \quad кгс,$$

где P_0 и $P_в$ – усилия основной и вспомогательной пружин, кгс,
Δ_0 и $\Delta_в$ – осадка основной и вспомогательной пружин, мм;
K_0 и $K_в$ – жесткость основной и вспомогательной пружин, кгс/мм.

$$P = \frac{M_т}{f \cdot \eta \cdot D} \cdot \frac{l_1}{l} \quad кгс,$$

Расчетная схема колодочного тормоза с короткоходовым электромагнитом и пружинным замыканием



Черт. 3

где D, l, l_1 – размеры по черт. 3, см;

f – коэффициент трения фрикционной пары (см. табл. 2);

η – КПД рычажной системы тормоза;

$\eta = 0{,}95$ – при наличии смазки в шарнирах; 0,9 – без смазки.

При расчете пружин тормозов с электромагнитами переменного тока (типа МО-Б) следует учитывать момент от массы якоря магнита, уменьшающий рабочее усилие основной пружины, и соответственно корректировать величину ее расчетного усилия. Усилие вспомогательной пружины принимается $P_в$ = 2-6 кгс в зависимости от размера тормоза.

4.2.2. Нормальное усилие от давления каждой колодки тормоза *на шкив без учета влияния неуравновешенной массы электромагнита*

$$N = \frac{M_T}{f D} \text{ кгс.}$$

Среднее давление между колодкой и шкивом

$$p = \frac{N}{F} \leq [p] \text{ кгс/см}^2,$$

где $[p]$ – допускаемое давление, принимаемое по табл. 3;

F – площадь соприкосновения обкладки со шкивом

$$F = \frac{\pi D}{360} B\beta^\circ \text{ см}^2,$$

где D – диаметр шкива, см;

B – ширина колодки, см;

β – угол обхвата шкива колодкой принимается в пределах 60-120° (в тормозах с прямыми рычагами – 60-90°).

Влияние массы электромагнитов типа МП или МО-Б на величину нормального усилия N мало и может не учитываться при расчете среднего давления.

4.2.3. Усилие, действующее на ось колодки тормоза

$$S = N\sqrt{1+f^2} \text{ кгс.}$$

Оси колодок и рычагов рассчитываются на изгиб как двухопорные балки, нагруженные равномерной распределенной наг-

рузкой (значения запаса прочности и материал оси приведены в п. 1.3).

4.2.4. Максимально допустимый установочный зазор между колодками и шкивом

$$\varepsilon = h \frac{l_1}{2l} \text{ см},$$

где h – половина максимально допустимого хода штока тормоза, см;

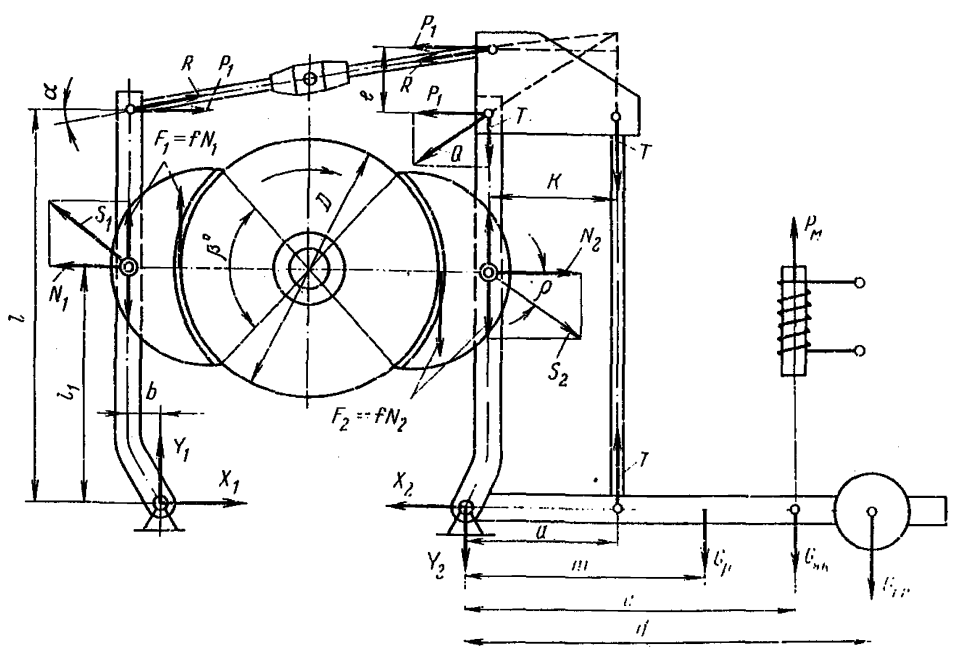
l и l_1 – плечи рычагов тормоза, см.

4.3. Расчет тормоза с длинноходовым электромагнитом и с мыканием массой груза.

4.3.1. Усилие замыкания тормоза (черт. 4).

$$P_1 = \frac{M_T}{fD\eta} \cdot \frac{l_1^2 - f^2\beta^2}{l_1 l} \text{ кгс},$$

Расчетная схема колодочного тормоза с грузовым замыканием



Черт. 4

При приближенных расчетах величиной $f^2\beta^2$ можно пренебречь (как малой).

4.3.2. Нормальное усилие от давления на колодку левого рычага при направлении вращения шкива, указанном на черт. 4, равно

$$N_1 = \frac{p_1 l}{l_1 - f\beta} = \frac{M_T (l_1 + f\beta)}{f D l_1 \eta} \text{ кгс.}$$

Давление между шкивом и колодкой левого рычага

$$p = \frac{N}{F} \leqslant [p] \text{ кгс/см}^2,$$

где F – площадь соприкосновения обкладки со шкивом, $см^2$;

$[p]$ – допускаемое давление между трущимися поверхностями, принимаемое по табл. 3.

4.3.3. Нормальное усилие от давления на колодку правого рычага

$$N_2 = \frac{p_1 l}{l_1 + f\beta} = \frac{M_T (l_1 - f\beta)}{f D l_1 \eta} \text{ кгс.}$$

Проверка давлений производится по усилию N_1, так как $N_2 < N_1$.

4.3.4. Усилие, изгибающее тормозной вал в процессе торможения

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \frac{2 M_T \beta}{D l_1} \sqrt{1 + f^2} \text{ кгс.}$$

Вертикальная составляющая изгибающего усилия

$$\Delta S_\beta = F_1 - F_2 = \frac{2 M_T f \beta}{D l_1} \text{ кгс.}$$

Горизонтальная составляющая изгибающего усилия

$$\Delta S_r = N_1 - N_2 = \frac{2 M_T \beta}{D l_1} \text{ кгс.}$$

При прямых рычагах плечо $\beta = 0$ и $\Delta S = 0$.

4.3.5. Усилия, действующие в стержнях тормозной системы

$$R=\frac{P_1}{\cos\alpha} \quad \text{кгс}; \qquad T = P_1 \frac{\beta}{K} \quad \text{кгс};$$

$$Q=\sqrt{R^2+T^2+2RT\cdot\sin\alpha} \quad \text{кгс}.$$

4.3.6. Усилия в опорных шарнирах тормозных рычагов

$$Y_1 = F_1 + P_1 tg\alpha \quad \text{кгс},$$

$$X_1 = N_1 - P_1 \text{ кгс}; \quad X_2 = N_2 - P_1 \text{ кгс},$$

$$Y_2 = F_2 + P_1 (l/K + tg\alpha) \text{ кгс}.$$

4.3.7. Вес груза, необходимый для создания усилия замыкания P_1

$$G_{гр} = \frac{P_1 \frac{d_2}{2K} - (G_р m + G_{як} C)\eta}{d} \quad \text{кгс},$$

где $G_р$ – вес тормозного рычага, кгс;

$G_{як}$ – вес якоря электромагнита, кгс;

η – КПД рычажной системы, равный 0,9–0,95.

4.4. Расчет тормоза с длинноходовым электромагнитом и с замыканием усилием пружины сжатия.

4.4.1. Усилие пружины, необходимое для создания расчетного тормозного момента $M_т$ (черт. 5).

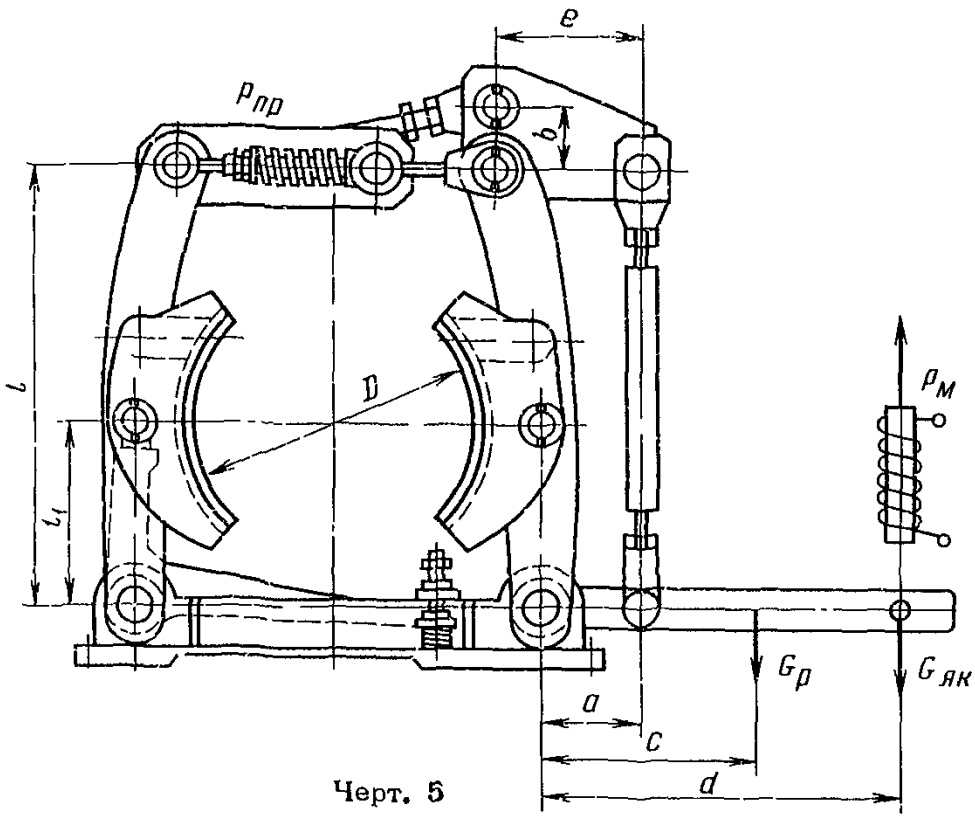
$$P_{пр} = \frac{M_т l}{fD\eta l_1} - \frac{G_{як} d + G_р C}{a} \frac{e}{\beta} \eta \text{ кгс}.$$

4.4.2. Нормальное усилие от давления на колодку

$$N = \left[P_{пр} + \frac{e\,(G_{як} d + G_р C)}{\beta \cdot a} \right] \frac{l}{l_1} \text{ кгс}.$$

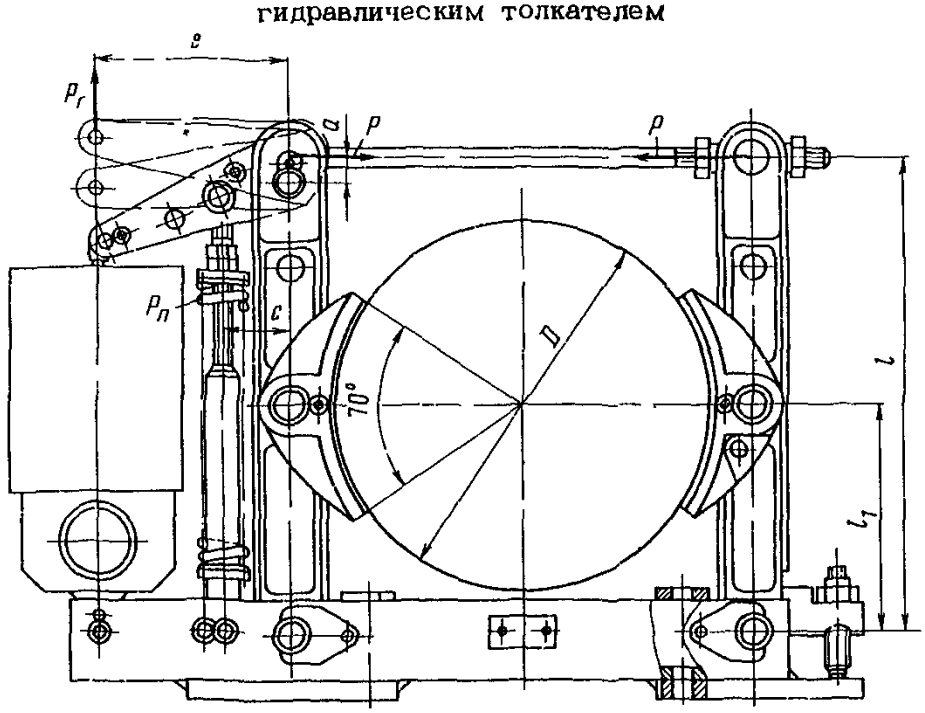
В остальном расчет данного тормоза аналогичен расчету тормоза с длинноходовым электромагнитом и с замыканием массой груза.

Расчетная схема колодочного тормоза с пружинно-грузовым замыканием



Черт. 5

Расчетная схема колодочного тормоза с электрогидравлическим толкателем



Черт. 6.

4.5. Расчет тормоза с электрогидравлическим приводом.

4.5.1. Горизонтальное усилие замыкания тормоза P (черт. 6), приложенное к верхнему шарниру тормозных рычагов

$$P = \frac{M_T l_1}{f D_2 l} \quad \text{кгс.}$$

4.5.2. Необходимое усилие пружины

$$P_П = \frac{M_T l_1 a}{f D_2 l c} \quad \text{кгс.}$$

Влияние веса подвижных элементов толкателя (поршня и штока) и веса верхнего рычага тормоза не учитывается.

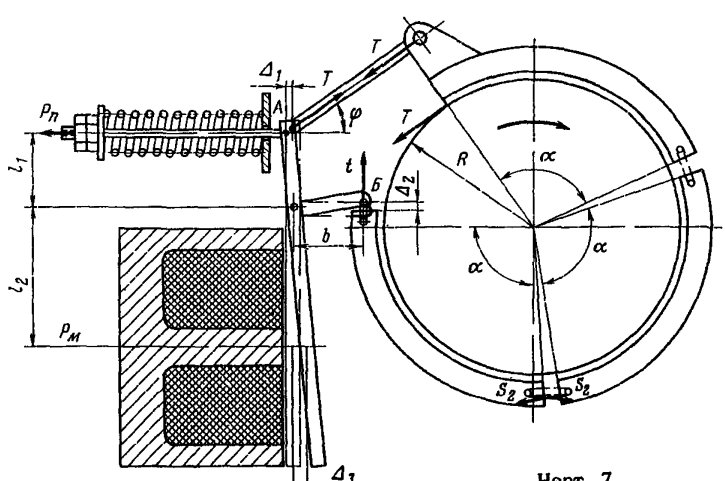
4.5.3. Усилие толкателя

$$P_T = P_П \frac{c}{e} \quad \text{кгс.}$$

4.6. Расчет трехколодочного тормоза.

4.6.1. Общий тормозной момент M_T образуется из суммы моментов трения, создаваемых каждой колодкой (черт. 7).

Расчетная схема трехколодочного тормоза



Черт. 7.

4.6.2. Усилие замыкания тормоза

$$T = \frac{M_T}{R} \cdot \frac{A^3}{A^3-1} \text{ кгс} \quad \text{и} \quad t = \frac{M_T}{R} \cdot \frac{1}{A^3-1} \text{ кгс},$$

где

$$A = \frac{1+f\,tg\,\alpha/2}{1-f\,tg\,\alpha/2}.$$

Здесь α – угол обхвата шкива фрикционной накладкой, град;

R – радиус поверхности трения, см.

Необходимое усилие замыкающей пружины

$$P_п = T\cos\varphi + t\frac{\beta}{l_1} \quad \text{кгс.}$$

4.6.3. Необходимое тяговое усилие пружины электромагнита

$$P_м = k\,P_п\,\frac{l_1}{l_2} \quad \text{кгс,}$$

где к = 1,1–1,15 коэффициент запаса тягового усилия магнита.

При перемене направления вращения тормозного шкива против указанного на черт. 7, тормозной момент $M_{т1}$ уменьшается по сравнению с тормозным моментом $M_т$

$$M_{т1} = M_т\frac{A^3\cos\varphi + \frac{\beta}{l_1}}{\cos\varphi + \frac{\beta}{l_1}A^3} \quad \text{кгс·см.}$$

4.6.4. При радиальном установочном зазоре ε :

ход точки А замыкающего рычага тормоза $\Delta_1 = \frac{l_1}{l_1+\beta}\,3\alpha\,\varepsilon$ см;

ход точки Б замыкающего рычага $\Delta_2 = \frac{\beta}{l_1+\beta}\,3\alpha\,\varepsilon$ см;

ход центра якоря электромагнита $\Delta_3 = \frac{l_2}{l_1+\beta}\,3\alpha\,\varepsilon$ см,

где 3α – общий угол обхвата шкива колодками в радианах.

5. ЛЕНТОЧНЫЕ ТОРМОЗА

5.1. Общие положения.

5.1.1. Расчетное окружное усилие

$$P = \frac{2M_T}{D} \quad \text{кгс.}$$

5.1.2. Натяжение ленты

в набегающем конце (черт. 8)

$$T = \frac{P e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad \text{кгс;}$$

и в сбегающем конце

$$t = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1} \quad \text{кгс.}$$

Соотношение между натяжениями концов ленты

$$T = t e^{f\alpha} \quad \text{кгс,}$$

где f – коэффициент трения;

α – угол обхвата тормозного шкива, рад;

e = 2,718 – основание натуральных логарифмов;

D – диаметр поверхности трения, см.

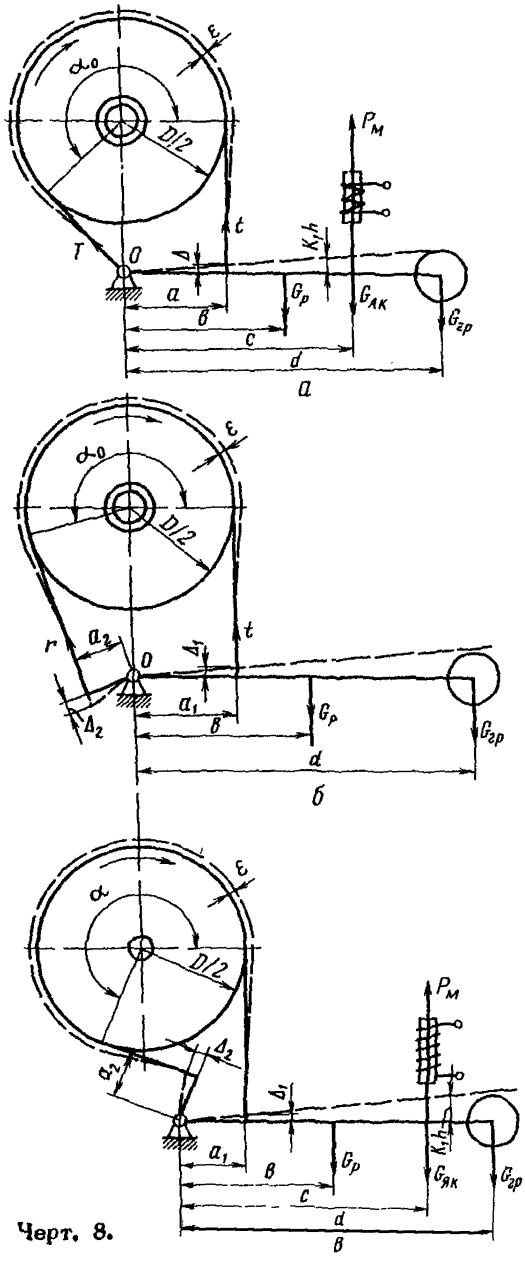
Значения $e^{f\alpha}$ приведены в табл. 8. Указанные соотношения справедливы для сплошной фрикционной обкладки. При установке на стальную ленту отдельных колодок из фрикционного материала можно использовать соотношение

$$T = t\left(1 + 2f\,tg\frac{\beta}{2}\right)^n \quad \text{кгс,}$$

где β – угол между осями смежных колодок;

n – число колодок.

Расчетные схемы ленточных тормозов



Черт. 8.

а – простой тормоз; б – дифференциальный; в – суммирующий

Таблица 8

Значения $e^{f\alpha}$

Величина коэффициента трения f	Угол обхвата α, рад. (град)						
	0,2 (36)	0,25 (45)	0,4 (72)	0,5 (90)	0,6 (108)	0,8 (144)	0,9 (162)
0,10	1,06	1,08	1,13	1,17	1,21	1,29	1,33
0,15	1,10	1,12	1,21	1,26	1,32	1,46	1,53
0,18	1,12	1,15	1,25	1,30	1,40	1,51	1,66
0,20	1,13	1,17	1,29	1,37	1,45	1,65	1,76
0,25	1,17	1,22	1,37	1,48	1,60	1,87	2,09
0,30	1,21	1,26	1,46	1,60	1,76	2,12	2,34
0,35	1,25	1,31	1,55	1,77	1,93	2,41	2,69
0,40	1,29	1,35	1,65	1,90	2,13	2,73	3,10
0,45	1,33	1,43	1,76	2,03	2,34	3,10	3,57
0,50	1,37	1,48	1,87	2,20	2,57	3,51	4,11

Продолжение табл. 8

Величина коэффициента трения f	Угол обхвата α, рад. (град)					
	1,0 (180)	1,1 (198)	1,2 (216)	1,4 (252)	1,5 (270)	1,6 (288)
0,10	1,37	1,40	1,46	1,52	1,60	1,65
0,15	1,60	1,68	1,76	1,93	2,00	2,13
0,18	1,76	1,86	1,97	2,21	2,34	2,37
0,20	1,87	2,00	2,13	2,41	2,57	2,73
0,25	2,19	2,37	2,57	3,00	3,25	3,51
0,30	2,57	2,82	3,10	3,74	4,11	4,52
0,35	3,00	3,35	3,74	4,66	5,12	5,81
0,40	3,51	3,98	4,52	5,81	6,60	7,47
0,45	4,11	4,74	5,45	7,24	8,15	9,60
0,50	4,81	5,68	6,59	9,02	10,50	12,35

Продолжение табл. 8

Величина коэффициента трения f	Угол обхвата α, рад. (град)				
	1,8 (324)	2,0 (360)	2,5 (450)	3,0 (540)	3,5 (630)
0,10	1,76	1,87	2,20	2,57	3,0
0,15	2,34	2,57	3,24	4,11	5,2
0,18	2,47	3,10	4,27	5,45	7,5
0,20	3,10	3,51	4,80	6,59	9,0
0,25	4,11	4,81	7,10	10,55	15,6
0,30	5,45	6,59	10,50	16,90	27,0
0,35	7,24	9,02	15,50	27,08	46,8
0,40	9,60	12,35	23,10	43,38	81,3
0,45	12,74	16,90	34,30	69,40	141,3
0,50	16,90	23,15	50,70	111,32	244,1

Продолжение табл. 8

Величина коэффициента трения f	Угол обхвата α, рад. (град)			
	4,0 (720)	5,0 (900)	6,0 (1080)	7,0 (1260)
0,10	3,51	4,81	6,59	9,02
0,15	6,59	10,55	16,90	27,08
0,18	9,60	16,90	29,80	52,40
0,20	12,35	23,14	43,38	81,31
0,25	23,14	50,75	111,32	244,15
0,30	43,88	111,32	285,68	733,14
0,35	81,31	244,15	733,14	2199,90
0,40	152,40	535,49	1881,50	6610,70
0,45	285,68	1174,50	4828,51	19851,50
0,50	535,19	2575,90	12392,00	59608,00

5.1.3. Ширина ленты B назначается, исходя из допускаемого давления $[p]$ (см. табл. 3), и принимается на 5–10 мм менее ширины шкива B_1

$$B = \frac{2T}{[p]D} \quad \text{см.}$$

5.1.4. Толщина ленты δ определяется из расчета на растяжение в ее опасном сечении при максимальном натяжении T (толщина фрикционной накладки не учитывается).

$$\delta = \frac{T}{(B - id)[\sigma]_p} \quad \text{см},$$

где i – количество заклепок в одном ряду;

d – диаметр заклепок, соединяющих стальную ленту с деталью крепления, см;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, принимаемое по табл. 9.

Таблица 9

Допускаемые напряжения растяжения тормозных лент

Материал ленты	$[\sigma]_p$, кгс/см^2
Ст3	700
Ст4, сталь 20, сталь 25	800
Ст5, сталь 30, сталь 35 (нормализованные)	1000
Ст6, сталь 40, сталь 45 (нормализованные)	1200

Рекомендуемые размеры лент приведены в табл. 10.

5.1.5. Заклепки для крепления концов ленты рассчитываются на срез и смятие

$$\tau_{ср} = \frac{4T}{\pi d^2 i n} \leq [\tau]_{ср} \quad кгс/см^2$$

$$и \quad \sigma_{см} = \frac{T}{d i \delta} \leq [\sigma]_{см} \quad кгс/см^2,$$

где d – диаметр заклепки, см;

i – число заклепок;

n – число поверхностей среза заклепки;

δ – толщина стальной ленты, см;

$[\tau]_{ср}$ и $[\sigma]_{см}$ – допускаемые напряжения среза и смятия, принимаемые по табл. 11.

Таблица 10

Параметры шкива и ленты и радиальный установочный зазор, мм

Диаметр шкива D	100–200	250–320	400–500	630–800
Ширина ленты B ...	30–70	70–90	90–110	120–150
Толщина ленты δ	3–4	4–6	4–7	6–10
Радиальный установочный зазор ε.....	0,80	1,00	1,25–1,50	1,50

Таблица 11

Допускаемые напряжения $[\tau]_{ср}$ и $[\sigma]_{см}$, кгс/см^2

Материал заклепок	$[\tau]_{ср}$	$[\sigma]_{см}$
Ст2	500	1100
Ст3	600	1300

5.1.6. Радиальный установочный зазор ε при разомкнутом тормозе принимается по табл. 10.

5.2. Простой ленточный тормоз.

5.2.1. Вес замыкающего груза для создания тормозного момента (черт. 8, а).

$$G_{гр}=\frac{\frac{1}{\eta}\,t\,a-[G_р\,b+G_{як}\,c]\,\eta}{d} \quad \text{кгс},$$

где $G_р$ – вес тормозного рычага, кгс;

$G_{як}$ – вес якоря электромагнита, кгс;

a, b, c, d – плечи действующих усилий, см;

обычно $\frac{d}{a} \approx 10–15$;

η – КПД рычажной системы, принимаемый в пределах 0,9–0,95.

5.2.2. Момент, развиваемый тормозом

$$M_T=\left(e^{f\alpha}-1\right)\cdot\frac{D}{2}\cdot\frac{G_р\,b+G_{як}\,c+G_{гр}\,d}{a}\cdot\eta \quad \text{кгс}\cdot\text{см}.$$

Ход конца ленты $\Delta = \varepsilon\alpha$ мм.

5.3. Дифференциальный ленточный тормоз.

5.3.1. Тормоза, выполненные по этой схеме, обычно имеют ручной привод размыкания тормоза.

Вес груза, создающего тормозной момент тормоза (см. черт. 8, б)

$$G_{2p} = \frac{\frac{t}{2} a_1 - (T a_2 + G_p \beta) l}{d} \text{ кгс.}$$

5.3.2. Во избежание самозатягивания и обеспечения нормальной работы тормоза должно быть соблюдено условие

$$a_1 > a_2 e^{f\alpha}.$$

Обычно принимают $a_1 = (2{,}5\text{–}3)\ a_2$.

Перемещение точек крепления к рычагу при отходе ленты на величину ε

$$\Delta_1 = \varepsilon\alpha \frac{a_1}{a_1 - a_2} \text{ мм};$$

$$\Delta_2 = \varepsilon\alpha \frac{a_2}{a_1 - a_2} \text{ мм}.$$

5.3.3. Момент, развиваемый тормозом, при вращении шкива по часовой стрелке (см. черт. 8, б)

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 - a_2 e^{f\alpha}} \frac{2}{l^2} \left(G_p \beta + G_{2p} a\right) \frac{D}{2} l \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

При изменении направления вращения шкива, против указанного на черт. 8, б, величина M_T уменьшается в $\frac{a_1 e^{f\alpha} - a_2}{a_1 - a_2 e^{f\alpha}}$ раз.

5.4. Суммирующий ленточный тормоз.

5.4.1. Вес замыкающего груза для создания тормозного момента M_T тормоза (см. черт. 8, в)

$$G_{2p} = \frac{\frac{t}{2} (a_2 e^{f\alpha} + a_1) - (G_p \beta + G_{як} C) l}{d} \text{ кгс.}$$

5.4.2. Момент, развиваемый тормозом при вращении шкива по часовой стрелке

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_2 e^{f\alpha} + a_1}\left(G_{гр}\, d + G_р\, в + G_{як}\, C\right)\frac{D}{2}\,\eta \text{ кгс}\cdot\text{см}.$$

Тормозной момент при изменении направления вращения шкива при $a_2 < a_1$ уменьшается в $\frac{a_2 + a_1 e^{f\alpha}}{a_1 + a_2 e^{f\alpha}}$ раз.

5.4.3. Ход ленты (перемещение точек крепления ленты к рычагу) при замыкании тормоза и образовании радиального зазора составляет

$$\Delta_1 = \varepsilon\alpha \frac{a_1}{a_1 + a_2} \text{ мм}; \qquad \Delta_2 = \varepsilon\alpha \frac{a_2}{a_1 + a_2} \text{ мм},$$

при $a_1 = a_2$

$$\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta = \frac{\varepsilon\alpha}{2} \text{ мм}.$$

Момент, развиваемый тормозом, (при условии $a_1 = a_2 = a$) при перемене направления вращения шкива не изменяется и равен

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}\left(G_{гр}\, d + G_р\, в + G_{як}\, C\right)\frac{D}{2a}\,\eta \text{ кгс}\cdot\text{см}.$$

6. ТОРМОЗА С ОСЕВЫМ НАТЯЖЕНИЕМ

6.1. Дисковые тормоза.

6.1.1. Внутренний радиус поверхности трения – $R_в$ выбирается минимально допускаемым по конструктивным соображениям (черт. 9).

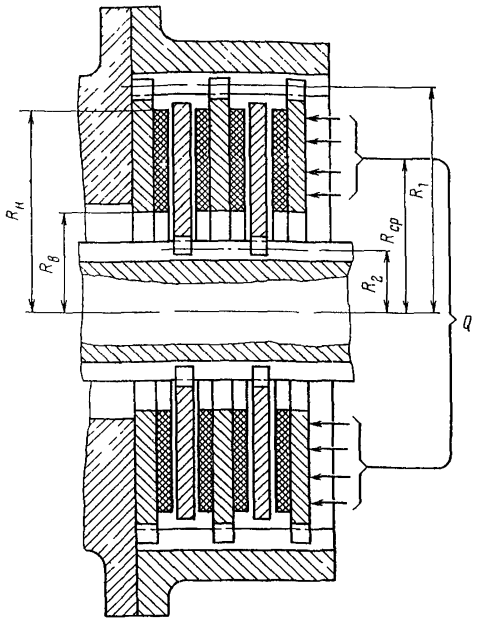
Наружный радиус из условия обеспечения смазкой всей поверхности трения принимается $R_н = (1{,}25\text{–}2{,}5)\ R_в$ и разность радиусов $R_н - R_в \leqslant 6$ см.

Средний радиус поверхности трения

$$R_{ср} = \frac{R_н + R_в}{2} \text{ см}.$$

6.1.2. Осевое усилие Q, необходимое для создания тормозного момента $M_т$,

Расчетная схема дискового тормоза



Черт. 9.

$$Q = \frac{M_T}{\iota R_{ср} f} \quad \text{кгс},$$

где ι – число пар поверхностей трения;

f – коэффициент трения, принимаемый по табл. 2.

6.1.3. Среднее давление на трущихся поверхностях

$$p = \frac{Q}{\pi(R_н^2 - R_в^2)} \leqslant [p] \ кгс/см^2.$$

Допускаемое давление для всех типов тормозов с осевым нажатием принимается по табл. 4.

6.1.4. При необходимости проведения уточненного расчета следует учитывать влияние различия скоростей скольжения точек поверхности трения, расположенных на разных расстояниях от центра вращения, и вести расчет по главному вектору сил трения, отстоящему от оси вращения на расстоянии

$$R_{экв} = R_{ср} \; \delta_{ф} \text{ см},$$

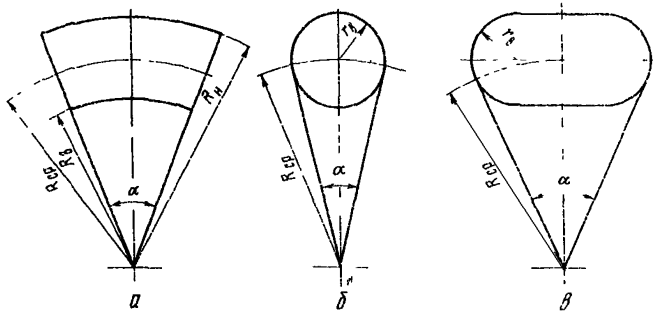
где $\delta_{ф}$ – коэффициент формы фрикционного элемента.

Для накладки, выполненной в виде кольцевого сектора (черт. 10, а), этот коэффициент (при равномерном распределении давления по поверхности трения и коэффициенте трения, одинаковом для всех точек поверхности) зависит от соотношения радиусов сектора $a = \frac{R_в}{R_н} < 1$ и принимается по табл. 12.

Таблица 12

Соотношение радиусов сектора a	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Коэффициент формы $\delta_{ф}$	1,333	1,223	1,148	1,097	1,062	1,037	1,021	1,01	1,004	1,001	1,0

Формы фрикционных накладок-вставок



Черт. 10.

6.1.5. Для дисковых тормозов с фрикционными элементами в виде круглых или овальных вставок (черт. 10, б, в) с радиусами закругления $r_в$ тормозной момент будет равен

$$M_т = m i f p_{ср} F_в R_{ср} \delta_ф \text{ кгс·см},$$

где m – число фрикционных вставок в тормозном диске;

i – число пар поверхностей трения;

f – коэффициент трения;

$p_{ср} = \frac{Q}{m i F_в}$ – среднее давление на поверхности трения вставки, кгс/см^2;

Q – осевое усилие, кгс;

$F_в$ – контурная площадь трения вставок с одной стороны, см^2;

$R_{ср}$ – средний радиус трения, см;

$\delta_ф$ – коэффициент формы вставок.

Для круглых и овальных вставок

$$\delta_ф = \sqrt{1 + \frac{2}{\alpha^2} \sin\alpha - \frac{2}{\alpha} + \frac{r_в^2}{R_{ср}^2}\left(\frac{4}{\alpha} - 1\right)},$$

где $\alpha = 2 \arcsin \frac{r_в}{R_{ср}}$ – угловая протяженность вставки при удалении ее от центра вращения на расстояние $R_{ср}$.

6.1.6. Тормозной момент многодискового тормоза, работающего без смазки или при нерегулярной смазке с учетом влияния потерь на трение в направляющих дисках

$$M_т = Q i f R_{ср} к_i \text{ кгс·см},$$

$к_i$ – коэффициент уменьшения осевого усилия вследствие потерь на трение в направляющих

$$K_i = \frac{1}{1 + f f_1 R_{ср} \cdot \left(\frac{R_1 + R_2}{2 R_1 R_2}\right) a},$$

где f_1 = 0,1–0,18 – коэффициент трения в направляющих;

R_1 и R_2 – средний радиус осевых направляющих дисков, см (см. черт. 9);

a – общее число дисков, перемещающихся по направляющим.

Для дисковых тормозов, работающих в масляной ванне, значение k_i принимается по табл. 13 в зависимости от числа трущихся пар.

Таблица 13

Значение коэффициента уменьшения осевого усилия k_i для дисковых тормозов, работающих в масляной ванне

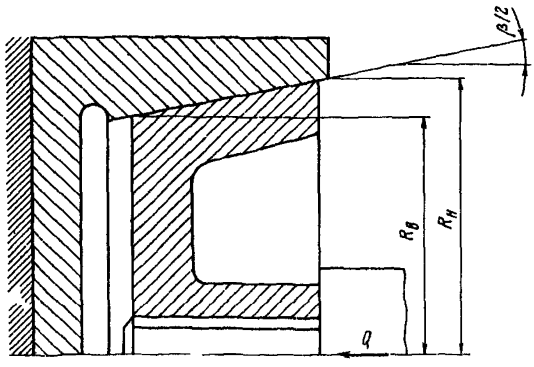
Число пар поверхностей трения i	≤3	4	5	6	7	8	9	10	11
k_i	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76

6.1.7. При расчете хода рычажной системы тормоза осевой зазор между дисками разомкнутого тормоза принимается не менее 0,5 мм при работе с асбофрикционными накладками и не менее 0,20 мм при работе с металлическими дисками в масляной ванне и при металлокерамическом фрикционном материале.

6.2. Конусные тормоза.

6.2.1. Расчетная схема тормоза представлена на черт. 11.

Расчетная схема конусного тормоза



Черт. 11.

Средний радиус конической поверхности трения

$$R_{ср} = \frac{R_в + R_н}{2} \text{ см},$$

где $R_н$ и $R_в$ – соответственно наружный и внутренний радиусы поверхности трения, см.

По конструктивным соображениям рекомендуется принимать

$$R_н = (1{,}2\text{–}1{,}6)\, R_в.$$

6.2.2. Для предотвращения заедания конусов угол $\frac{\beta}{2}$ должен быть больше угла трения поверхностей тормоза, т.е. $\frac{\beta}{2} > \rho$ и при введении коэффициента надежности, равного 1,2 угол β определяется из соотношения

$$tg\frac{\beta}{2} = 1{,}2 \qquad tg\rho = 1{,}2.$$

6.2.3. Осевое усилие, необходимое для создания требуемого тормозного момента $M_т$

$$Q = \frac{M_т \sin\frac{\beta}{2}}{R_{ср} f} \text{ кгс},$$

где f – коэффициент трения (см. табл. 2).

6.2.4. Ширина конической поверхности трения назначается в зависимости от допускаемого давления

$$B = \frac{Q}{2\pi R_{ср} [p] \sin\frac{\beta}{2}} \text{ см},$$

$$R_н = R_{ср} + \frac{1}{2} B \sin\frac{\beta}{2} \text{ см},$$

$$R_в = R_{ср} - \frac{1}{2} B \sin\frac{\beta}{2} \text{ см}.$$

7. ТОРМОЗА, ЗАМЫКАЕМЫЕ ВЕСОМ ПОДНИМАЕМОГО ГРУЗА (ГРУЗОУПОРНЫЕ ТОРМОЗА)

7.1. Дисковые грузоупорные тормоза.

7.1.1. Осевая сила Q, сжимающая диски тормоза (черт. 12) при подъеме груза и удержании его в подвешенном состоянии

$$Q = \frac{M_{гр}}{r\,tg(\alpha + \rho_п) + f_п R_2}\ кгс,$$

где $M_{гр}$ – момент от груза в процессе подъема, приведенный к тормозному валу, кгс·см;

r – средний радиус винтовой резьбы (при выполнении замыкающего устройства в виде винтовых кулачков с торцевыми рабочими поверхностями – средний радиус рабочей поверхности кулачков), см;

$\rho_п$ – угол трения покоя по винтовой поверхности;

$f_п$ – коэффициент трения покоя на поверхности трения дисков 2 и 3;

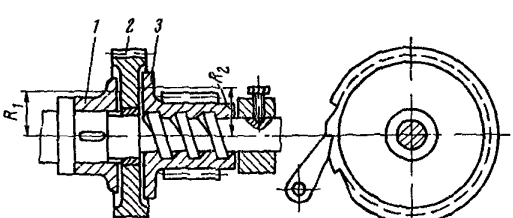
R_2 – средний радиус поверхности трения дисков 2 и 3, см;

α – угол подъема винтовой линии.

Если средний радиус поверхностей трения дисков 2 и 3 не равен среднему радиусу дисков 1 и 2, то в формулу надо подставить произведение $f_п R$ той пары, для которой оно имеет меньшее значение.

Расчет прочности элементов грузоупорного тормоза следует производить по наибольшим (с учетом динамических явлений замыкания тормоза при подъеме груза с опоры) значениям осе-

Принципиальная схема грузоупорного винтового тормоза



Черт. 12.

вой силы Q_{max}, которая для тормозов электроталей типа ТЭ равна $1,4 \cdot Q$.

7.1.2. При опускании груза с установившейся скоростью приближенное значение момента, развиваемого двигателем на валу тормоза

$$M_{дв\ сп.\ уст} = \frac{Q_{сп}(fR_2 - r\,tg\alpha)}{i_1 \eta_1} \quad кгс \cdot см;$$

осевое усилие в этом случае

$$Q_{сп} = \frac{M'_{гр} - M_{дв.\ сп.\ уст}\, i_1 \eta_1}{fR_2 + r\,tg(\alpha + \rho)} \quad кгс,$$

где $M'_{гр}$ – момент от груза в процессе опускания, приведенный к тормозному валу, кгс·см;

f – коэффициент трения в движении на поверхности трения тормозных дисков;

ρ – угол трения в движении по винтовой поверхности;

i_1 и η_1 – передаточное число и КПД передачи между валом двигателя и тормозным валом.

7.1.3. Осевое усилие замыкания тормоза при учете влияния дополнительного сопротивления трения в опоре подвижного зубчатого колеса, возникающего при его осевом перемещении в процессе замыкания тормоза

$$Q_п = \frac{M_{гр}\left(1 - \frac{r_{оп}\, f_{оп}}{r_0 \cos\alpha_0}\right)}{f_п R_2 + r\,tg(\alpha + \rho_п)} \quad кгс,$$

где $r_{оп}$ – радиус опоры подвижного зубчатого колеса, см,

r_0 – радиус начальной окружности зубчатого колеса, см;

$\alpha_0 = 20^\circ$ – угол зацепления зубчатой передачи;

$f_{оп}$ – коэффициент трения покоя в опоре зубчатых колес.

7.1.4. Тормозной момент тормоза, замыкаемого весом груза

$$M_т = f_п\, Q\,(R_1 + R_2) \quad кгс \cdot см,$$

где R_1 и R_2 – средние радиусы трущихся поверхностей дисков, см.

Данный момент не должен быть меньше величины

$$M_т = к_{гр} M_{гр} \quad кгс·см,$$

где $к_{гр}$ – запас торможения, принимаемый для грузоупорных тормозов по нормам, приведенным в РТМ 24.090.29-77 „Краны грузоподъемные. Расчет механизма подъема".

7.1.5. Надежность удержания груза в подвешенном состоянии гарантируется при соблюдении неравенства

$$f_п (R_1 + R_2) \geqslant [r tg(\alpha + \rho_п) + f_п R_2] r_1^2 .$$

7.1.6. При опускании груза размыкание пар трения и плавность спуска обеспечиваются при условии, если величина M_2 (момент трения диска 2 со средним радиусом R_{c2} по храповику) будет в пределах (0,7–0,8) $M_{гр}$ (меньшие значения для быстроходных и большие для тихоходных механизмов).

Момент, необходимый для размыкания тормоза при работе механизма с номинальным грузом

$$M_{разм} = Q_п [f_п R_2 - r tg(\alpha - \rho_п)] + M_{гр} \quad кгс \cdot см .$$

По этому моменту рассчитываются и элементы храпового останова.

7.1.7. Момент трения при опускании груза на поверхность трения дисков $M_{сп} = f(R_1 + R_2) Q_{сп}$ кгс·см.

Этот момент определяет количество тепла, образующегося на поверхности трения при опускании груза с установившейся скоростью, и по нему ведется тепловой расчет тормоза. Наибольшая расчетная удельная мощность трения в грузоупорном тормозе электротали не должна превышать 0,011 кВт/см^2 при работе в масляной ванне и в корпусе редуктора, снабженном охлаждающими ребрами и обдуваемом вентилятором. Исходя из этой величины удельной мощности выбирается общая площадь тормозных накладок и средний расчетный радиус трения тормозных дисков. Остановка опускающегося груза обеспечивается при соблюдении неравенства

$$r tg(\alpha + \rho) \leqslant \frac{K_2}{K_{гр}} f.$$

7.1.8. Резьба на тормозном валу выполняется трапецеидальной или прямоугольной. В некоторых конструкциях вместо резьбы используются торцевые кулачки с наклонными поверхностями,

Радиус резьбы выполняется минимальным по условию прочности вала и по давлению в резьбе

$$P_p = \frac{4Q_п}{\pi(d_{рн}^2 - d_{рв}^2)n} \leqslant [P_p] \quad кгс/см^2,$$

где $d_{рн}$ и $d_{рв}$ – соответственно наружный и внутренний диаметр резьбы, см;

n – число витков резьбы в гайке.

При трении стального закаленного винта по бронзовой гайке допускаемое давление $[p_p] = 120$ и по чугуну 60 кгс/см^2; при незакаленном стальном винте и бронзовой гайке 90 кгс/см^2 и при чугунной гайке 50 кгс/см^2.

Число ходов резьбы тормозного вала принимается от 2 до 4. По последним данным, угол подъема винтовой линии α принимается в пределах 6–20° без ухудшения работы тормоза.

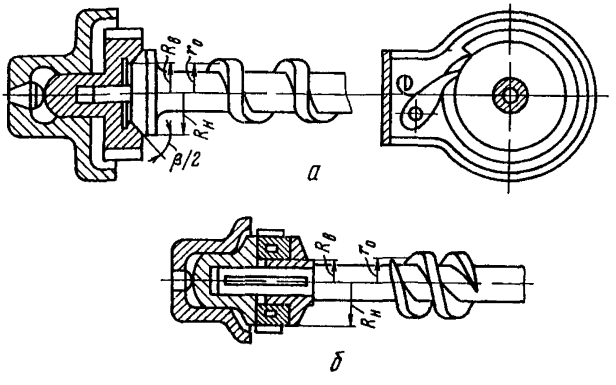
7.2. Грузоупорный тормоз с червячной передачей (черт. 13).

7.2.1. Необходимый момент, развиваемый тормозом

$$M_т = к_{гр} M'_{гр} \quad кгс \cdot см,$$

где $к_{гр} = 1{,}2$ – запас торможения, принимаемый для тормозов, замыкаемых массой груза (см. РТМ 24.090.29-77

Расчетная схема грузоупорного тормоза с червячной передачей



а – конического; б – дискового

Черт. 13

„Краны грузоподъемные. Расчет механизма подъема");

$M_{гр}$ – крутящий момент по оси червяка, создаваемый массой транспортируемого груза

$$M'_{гр} = \frac{M_{гр}}{i}\eta \quad кгс \cdot см,$$

где $M_{гр}$ – момент от веса груза на валу червячного колеса, кгс·см;

i и η – передаточное число и КПД червячной передачи.

7.2.2. Осевое усилие на червяке, создающее момент трения на трущихся поверхностях тормозного устройства

$$Q = \frac{M'_{гр}}{R_н} = \frac{M_{гр}}{r_0 \, tg(\alpha - \rho)} \quad кгс,$$

где $R_н$ – радиус начальной окружности червячного колеса, см;

r_0 – средний радиус червяка, см;

α и ρ – соответственно угол подъема винтовой линии и угол трения в червячной паре.

Угол конуса β определяется из выражения

$$\sin\frac{\beta}{2} = \frac{R_н + R_в}{2} \cdot \frac{f}{r \, K_{гр} \, tg(\alpha - \rho)},$$

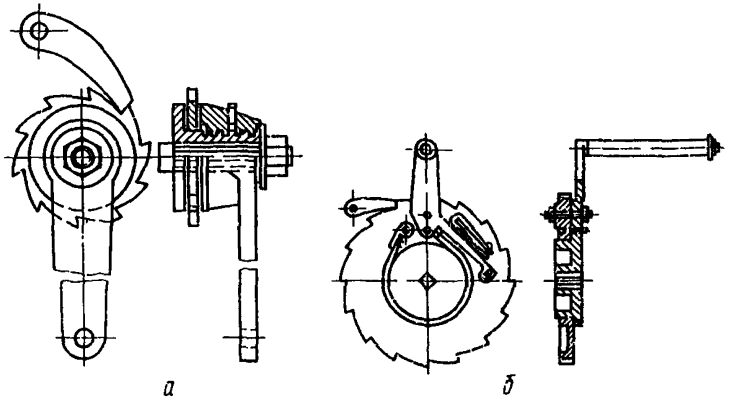
где f – коэффициент трения (см. табл. 2).

8. БЕЗОПАСНЫЕ РУКОЯТКИ

8.1. Расчет безопасной рукоятки с грузоупорным тормозом (черт. 14, а) аналогичен расчету грузоупорного дискового тормоза. Здесь крутящий момент от груза приложен к винту, а усилие торможения – к гайке.

8.2. Расчет безопасной рукоятки с ленточным тормозом (черт. 14, б) аналогичен расчету простого ленточного тормоза. Отличие заключается в том, что в безопасной рукоятке для замыкания тормоза применена пружина.

Безопасная рукоятка



а – с грузоупорным тормозом; б – с ленточным тормозом

Черт. 14

9. СКОРОСТНЫЕ ТОРМОЗА (ОГРАНИЧИТЕЛИ СКОРОСТИ)

9.1. Исходные величины.

Исходными величинами для расчета являются: $M_{гр}$ – крутящий момент от груза на тормозном валу и наибольшая допустимая частота вращения тормозного вала n, соответствующая заданной скорости опускания груза.

9.2. Скоростной дисковый тормоз (черт. 15, а).

9.2.1. Усилие размыкающей пружины при заданной частоте вращения n_1

$$F=\frac{G}{g}\left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2\frac{a}{b}rz-\frac{4M_{гр}}{(D_н+D_в)fi\eta}\ кгс,$$

где G – вес одного замыкающего груза, кгс;

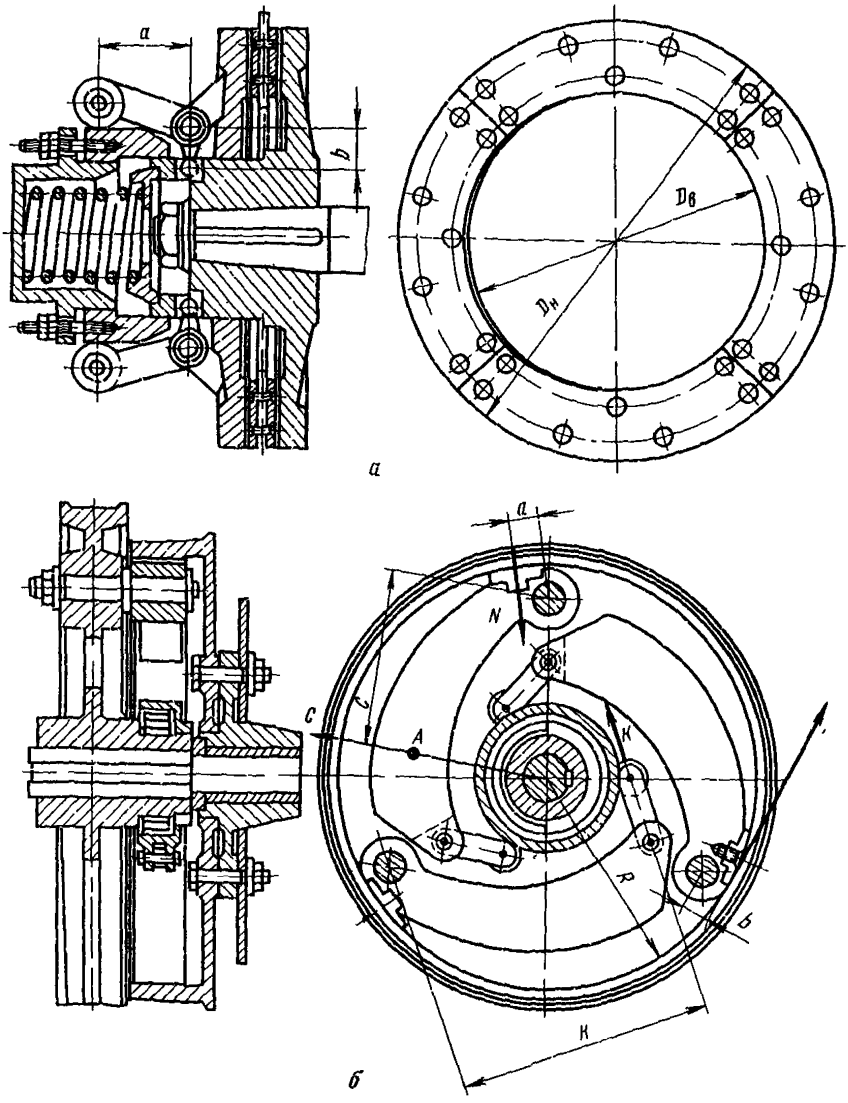
$D = 2–6$ – число замыкающих грузов;

a и b – плечи углового рычага, см;

r – расстояние от оси вращения до центра тяжести замыкающих грузов при зажатых дисках, см;

i – число пар трущихся поверхностей;

Центробежный скоростной тормоз



а – дисковый; б – с грузами внутри корпуса

Черт 15

$D_н$ и $D_в$ – наружный и внутренний диаметр дисков трения, см;

f – коэффициент трения (см. табл. 2);

$M_{гр}$ – момент на валу при опускании груза, кгс·см;

z – коэффициент, учитывающий потери на трение в механической системе тормоза.

9.2.3. Давление на поверхности трения

$$p = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\frac{G}{g}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r \frac{d}{в} z - K}{D_н^2 - D_в^2} \leqslant [p] \text{ кгс/см}^2,$$

где $[p]$ – допускаемое давление, принимаемое по табл. 4.

9.3. Скоростной тормоз с грузами внутри корпуса (черт. 15, б).

9.3.1. Нормальное давление фрикционного вкладыша на внутреннюю поверхность трения корпуса

$$N = \frac{C \cdot c - F \cdot к}{a + f в} \text{ кгс},$$

где C – центробежная сила от одного замыкающего груза, кгс;

F – усилие спиральной пружины, действующее на один груз, кгс;

f – коэффициент трения вкладыша по корпусу;

а, в, с, к – плечи действия сил (см. черт. 15, б), см.

9.3.2. Общий момент трения, создаваемый тормозом при спуске груза с установившейся скоростью, соответствующей заданной частоте вращения n_1:

$$M_т = r f K \frac{\frac{G}{g}\left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2 rc - Fк}{a + f в} \text{ кгс} \cdot \text{см}$$

Необходимый вес каждого замыкающего груза

$$G = \left(\frac{30}{\pi n_1}\right)^2 \frac{g}{rc}\left[\frac{M_т (a + f в)}{z f R} + Fк\right] \text{кгс},$$

где z – число тормозных грузов;

r – расстояние от центра тяжести замыкающего груза до оси тормозного вала, см;

R – радиус поверхности трения, см;

g – ускорение свободного падения, см/с^2.

Соотношение плеч а, в, с и к рекомендуется выбирать в пределах

$$\frac{a}{c}=\frac{в}{c}=\frac{1}{8}\cdots\frac{1}{12} \quad и \quad \frac{к}{c}=\frac{3}{2}.$$

Общее усилие спиральной пружины ЗК принимают в пределах 15–25 кгс.

10. ВЫБОР ТОРМОЗНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТА

10.1. Электромагнит выбирается из условия численного равенства работ, производимых усилием (моментом) электромагнита на величине его хода (угла поворота), и рабочим усилием тормоза (усилием нажатия колодки на шкив в колодочном тормозе, натяжением тормозной ленты в ленточном тормозе, осевым усилием в тормозах с осевым нажатием) на величине его хода. При магните с поступательным движением якоря для двух колодочных тормозов

$$P_м h \kappa_1 = 2N\varepsilon\frac{1}{\eta} \ кгс\cdot см,$$

а при электромагните клапанного типа

$$M_м \varphi \kappa_1 = 2N\varepsilon\frac{1}{\eta} \ кгс\cdot см,$$

где $P_м$ и $M_м$ – соответственно тяговое усилие, кгс, и момент, кгс.см, развиваемый тормозным электромагнитом;

h и φ – соответственно ход, см, и угол поворота якоря электромагнита, рад.;

N – давление колодки на шкив, кгс;

ε – отход трущихся поверхностей при размыкании тормоза, см;

η – КПД рычажной системы тормоза (для обычных конструкций колодочных и ленточных тормозов с шарнирами η = 0,9–0,95);

$к_1$ – коэффициент использования хода якоря электромагнита, учитывающий необходимость компенсации износа фрикционного материала и шарниров рычажной системы, а также упругую деформацию рычагов. Значения $к_1$ принимаются для тормозов с жесткими рычагами, малым количеством шарниров и с приводом от короткоходовых электромагнитов, равным 0,8–0,85; при длинноходовых электромагнитах 0,6–0,8; для тормозов с большим количеством шарниров и с малой жесткостью рычагов 0,6–0,7.

10.2. Для ленточных тормозов выбор длинноходового тормозного электромагнита с поступательным движением якоря осуществлялся по зависимостям:

для простого ленточного тормоза

$$P_м h_м = \frac{2M_т \varepsilon\alpha}{D(e^{f\alpha}-1)\eta к_1} \quad кгс \cdot см,$$

для суммирующего

$$P_м h_м = \frac{2M_т \varepsilon\alpha (a_1 + a_2 e^{f\alpha})}{D(e^{f\alpha}-1)(a_1+a_2)\eta к_1} \quad кгс \cdot см.$$

10.3. Максимально возможная величина плеча с (см. черт. 9) для простого тормоза

$$c = h_м \frac{a}{\varepsilon\alpha} к_1 \quad см,$$

для суммирующего тормоза

$$c = h_м \frac{a_1 + a_2}{\varepsilon\alpha} к_1 \quad см.$$

11. ВЫБОР ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОЛКАТЕЛЯ

Выбор толкателя для двухколодочного тормоза производится по уравнению

$$P_т h_т к_1 = 2N\varepsilon \frac{1}{\eta} \quad кгс \cdot см,$$

где $P_т$ и $h_т$ – номинальное усилие толкателя и его ход;

$к_1$ – коэффициент использования хода толкателя, равный 0,8–0,9;

N – усилие от давления колодки тормоза на шкив, кгс;

ε – установочный радиальный зазор между накладкой и шкивом, см;

η – коэффициент, учитывающий потери в рычажной системе тормоза.

При использовании для замыкания тормоза усилия сжатой пружины, последнее при полном ходе штока толкателя не должно увеличиваться более, чем на 10% от установочного усилия при замкнутом тормозе.

12. РАСЧЕТ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗАМИ

Расчет систем механического, гидравлического и пневматического управления тормозами сводится к определению величин усилия, прикладываемого к рычагу или педали для получения необходимого тормозного момента.

12.1. Замыкание нормально разомкнутого тормоза осуществляется усилием рычага (педали) управления, размыкание – усилием вспомогательной пружины $P_в$ (черт. 16, а).

12.2. Расчетные схемы комбинированных управляемых тормозов приведены на черт. 16, б, в. В них торможение производится при включенном электромагните с помощью гидро–пневмоуправления или механической системы управления. Расчет механической части тормоза аналогичен расчету нормально замкнутого тормоза с электромагнитом. При этом электромагнит выбирается на ПВ = 100%.

12.3. Зависимость между тормозным моментом $M_т$ и усилием на педали управления $P_п$

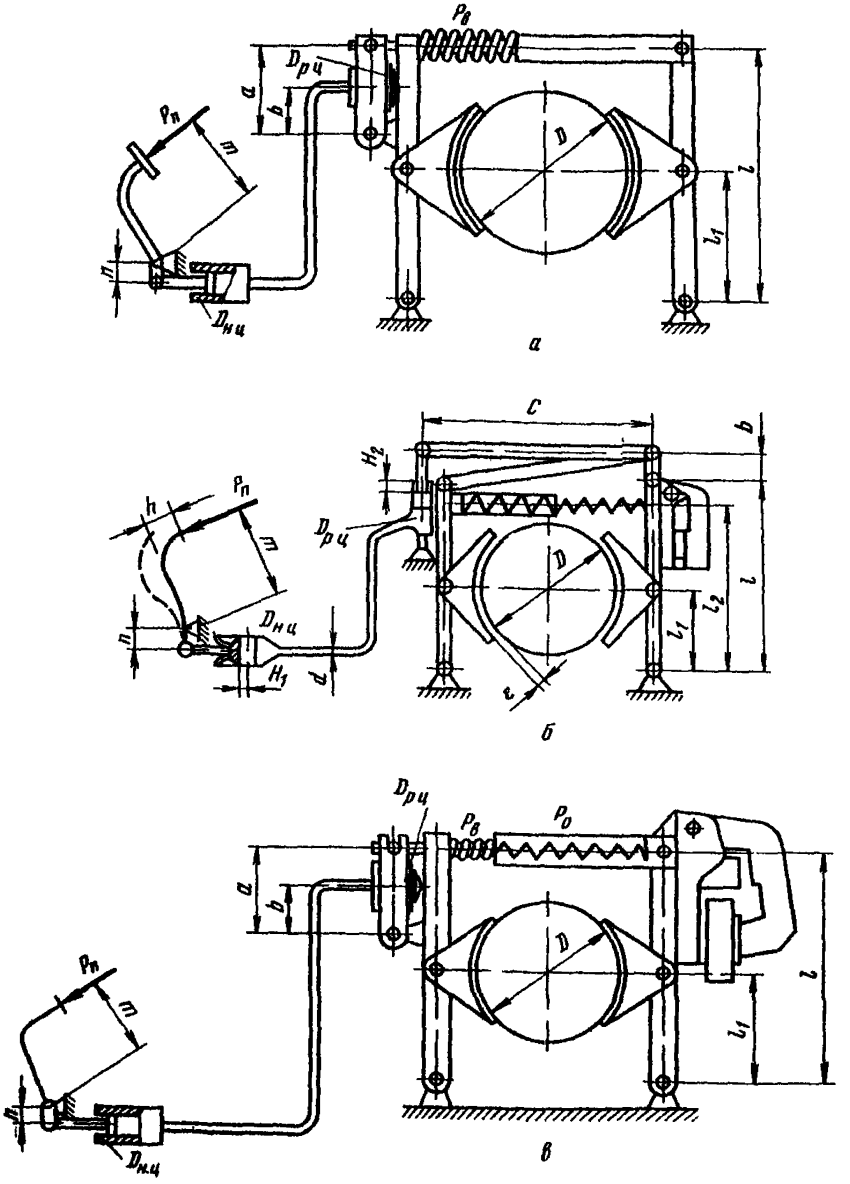
$$M_т = fND\,\frac{P_п\,h\,f\,D\,\eta_0}{2\varepsilon}\ кгс\cdot см,$$

где h – ход педали, см.

Величина отхода колодки от шкива при разомкнутом тормозе

$$\varepsilon = \frac{P_п\,f\,h\,D\,\eta_0}{2\,M_т}\ см.$$

Расчетные схемы управляемых колодочных тормозов



а – нормально разомкнутого; б – комбинированного, с большим ходом поршня рабочего цилиндра; в – комбинированного, с малым ходом рабочего цилиндра

Черт. 16.

12.4. Усилие на педали $P_п$, необходимое для создания расчетного тормозного момента $M_т$:

в тормозах по схеме черт. 16, а, в

$$P_п = \left(\frac{M_т}{fD} \cdot \frac{l_1}{l} + P_в\right) \frac{a}{в} \cdot \frac{n}{m} \left(\frac{D_{н.ц}}{D_{р.ц}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_0} \quad кгс$$

в тормозах по схеме черт. 16, б

$$P_п = \left(\frac{M_т}{fD} \cdot \frac{l_1}{l} + P_в \frac{l_2}{l}\right) \frac{в}{c} \cdot \frac{n}{m} \left(\frac{D_{н.ц}}{D_{р.ц}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_0} \quad кгс.$$

В данных формулах

η_0 – КПД системы управления тормозов, принимаемый в пределах 0,75–0,8;

$D_{н.ц}$ – диаметр напорного цилиндра, см;

$D_{р.ц}$ – диаметр рабочего цилиндра, см;

$l, l_1, l_2, a, в, c, m, n$ – размеры плеч рычажной системы, см.

12.5. Усилие вспомогательной пружины $P_в$ должно быть достаточным для преодоления остаточного давления в гидросистеме и момента трения в шарнирах рычажной системы, а также для возвращения поршня рабочего цилиндра в исходное положение. Обычно $P_в$ принимается в пределах 10–20 кгс.

12.6. Общее передаточное число системы управления тормозов

$$i_0 = \frac{h}{\delta} = i_р \, i_2 \, i_п ,$$

где $i_р$ – передаточное отношение рычажной системы;

i_2 – передаточное отношение гидро– или пневмосистемы,

$i_п$ – передаточное отношение плеч педали.

Для тормозов по схемам черт. 16, а и в

$$i_0 = \frac{l}{l_1} \cdot \frac{в}{a} \left(\frac{D_{р.ц}}{D_{н.ц}}\right)^2 \cdot \frac{m}{n} ,$$

для тормозов по схеме черт. 16, б

$$i_0 = \frac{l}{l_1} \cdot \frac{c}{в} \left(\frac{D_{р.ц}}{D_{н.ц}}\right)^2 \cdot \frac{m}{n} .$$

12.7. Общий КПД η = 0,65–0,75. Максимально возможный ход педали управления не должен быть более 250 мм, для рыча-

га управления - не более 400 мм. Расчет проводится на ход педали h = 125-150 мм и ход рычага h = 200-250 мм. Величина угла поворота педали или рычага при максимальном ходе не должна превышать 60°.

12.8. Гидравлическая система проверяется в режиме экстренного торможения при усилии на педали управления, равном 80 кгс. Все элементы трубопровода и детали тормоза проверяются на данное условие нагружения системы управления. При этом допускаемые напряжения в элементах трубопровода и деталях тормоза принимаются равными $0,8\sigma_т$.

12.9. Выбор сечения трубопровода осуществляется для времени замыкания тормоза равном 0,5-0,6 с; скорости движения жидкости в трубопроводе не более 1-1,2 м/с. При этом потери скоростного напора в трубопроводе не учитываются. Диаметр основного трубопровода обычно принимают не менее 6 мм.

12.10. Для схемы черт. 16, а, в соотношение между диаметрами рабочего и напорного цилиндра

$$D_{р.ц} = (1,8-3)\ D_{н.ц} \quad см.$$

Для схемы черт. 16, б

$$D_{р.ц} = (1,0-1,5)\ D_{н.ц} \quad см,$$

В обоих случаях $D_{н.ц.} = 2,5-3,5$ см.

12.11. При распределении передаточных отношений между отдельными звеньями механизма управления необходимо учитывать следующие положения:

полный ход поршня напорного цилиндра не должен превышать 30-50 мм;

полный ход поршня рабочего цилиндра не должен превышать 40 мм;

передаточное отношение плеч педали принимать в пределах $i_п$ = 3-6,5;

передаточное отношение гидравлической системы тормоза принимать для схемы по черт. 16, б i_2 = 1-1,3; для схемы по черт. 16, а, в i_2 = 3-9.

12.12. При рычажной системе управления тормозом жесткость элементов системы проверяется расчетом, и упругие деформации не должны поглощать более 10-15% рабочего хода педали управления.

12.13. Рекомендуемые максимальные расчетные значения усилий принимаются по табл. 14.

Таблица 14

Максимальные расчетные усилия, кгс

Назначение рычагов и педалей	Усилие	
	на педали	на рычаге
Основные или часто включаемые	12	10
Вспомогательные или редко включаемые	25	16

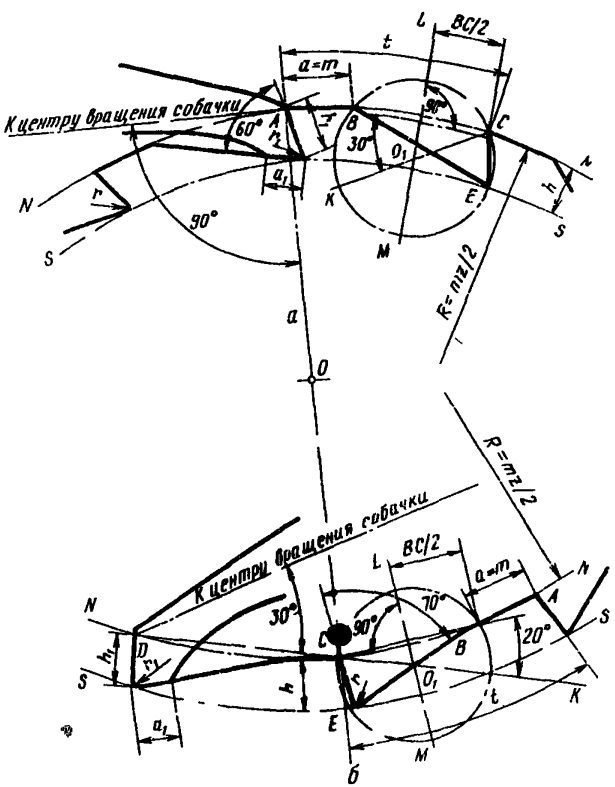
12.14. Расчет деталей системы управления на прочность ведется по усилию, равному при управлении рукояткой 60 кгс, а при управлении педалью – 80 кгс. Подшипники системы управления рассчитываются на статическую нагрузку, возникающую в системе при приложении к рукоятке усилия равного 25 кгс, а к педали – 30 кгс.

ПРИЛОЖЕНИЕ
Справочное

ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ ХРАПОВОГО КОЛЕСА

Для построения профиля храпового колеса (чертеж) описывают окружность NN радиусом $R = \frac{mz}{2}$ и окружность основания зубьев $S-S$ радиусом $R-h$ для наружного зацепления и радиусом $R+h$ для внутреннего зацепления. Окружность NN делится

Построение профиля храпового колеса



а – при наружном зацеплении; б – при внутреннем зацеплении

на равные части АС = t. От любой точки деления А откладывается хорда АВ = a = m и от точки В проводится хорда ВС. Из середины хорды ВС восстанавливается перпендикуляр LM и из точки С под углом 30° – для наружного зацепления и 20° – для внутреннего зацепления проводится линия СК, пересекающая перпендикуляр LM в точке O_1. Из точки O_1 описывается окружность радиусом O_1C. Точка Е пересечения окружности радиуса O_1C с окружностью $S - S$ является вершиной угла СЕВ (для наружного зацепления равного 60°, для внутреннего – 70°), образующего профиль зуба храповика. Линия, направленная к центру вращения собачки, проводится при наружном зацеплении из точки А под углом 90° к АО, а при внутреннем зацеплении – из точки D под углом 30° к DC, являющейся продолжением линии СК. Размеры зубьев колеса и конца собачки приведены в таблице при числе зубьев для внутреннего зацепления от 6 до 30 включительно и для наружного зацепления от 8 до 30 включительно.

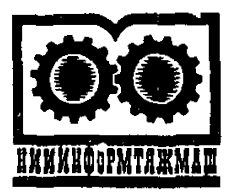
Размеры храпового колеса и собачки, мм

Модуль m	Храповое колесо			Собачка	
	a	h	t	a_1	h_1
6	6	4,5	18,85	4	6
8	8	6,0	25,13	4	8
10	10	7,5	31,42	6	10
12	12	9,0	37,70	6	12
14	14	10,5	43,98	8	14
16	16	12,0	50,27	8	14
18	18	13,5	56,55	12	16
20	20	15,0	62,83	12	18
22	22	16,5	69,12	14	20
24	24	18,0	75,40	14	20
26	26	19,5	81,68	14	22
30	30	22,5	94,25	16	25

Примечание. Радиус r для храпового колеса принимается равным 1,5 мм и r_1 для конца собачки – 2 мм.

Подп. к печ. 9/III-78 г. Формат 60x90 1/16
Уч.-изд. л. 2,19 Печ. л. 3,25 Тираж 440 экз.
Зак. инст. 12/78 Зак. тип. 88

НИИинформтяжмаш, 129835, Москва, ГСП-110, проспект Мира, 106
Отдел внедрения процессов микрофильмирования
и оперативной печати НИИинформтяжмаша



Заказ 12/78

gost.e-ecolog.ru