



РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МАШИНЫ
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ,
ТОРМОЗА МЕХАНИЧЕСКИЕ.
МЕТОДЫ РАСЧЕТА

РТМ 24.090.19-76

Издание официальное

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.

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 эзуба храпового колеса (приведен на черт. 1).

Уравнение прочности по смятию кромок зуба колеса и собачки

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

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

$$P = \frac{2M}{D} = \frac{2M}{z\pi} \quad \text{кгс},$$

где D – внешний диаметр храпового колеса, см;

Z – число зубьев храпового колеса;

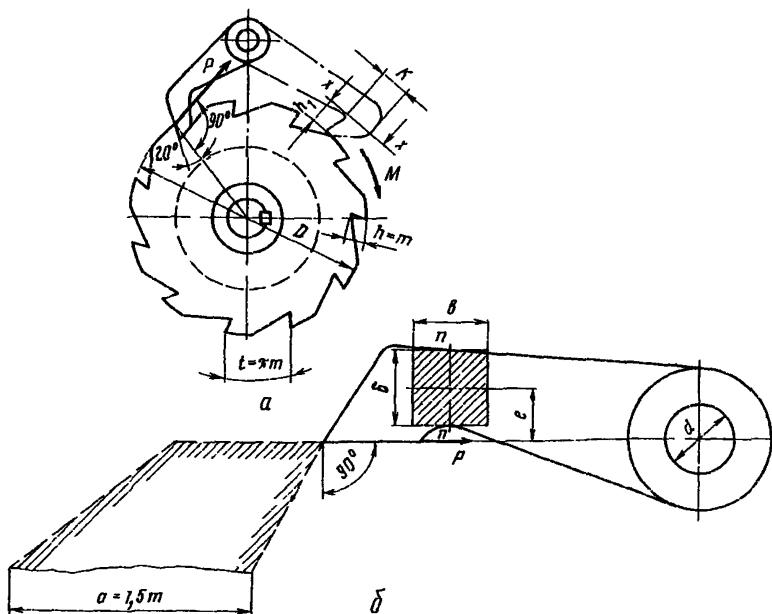
m – модуль зацепления храпового колеса, см;

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 σ_{bp} , а для сталей – относительно σ_t .

Храповой останов



а – схема; б – расчетное положение собачки

Черт. 1.

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

Материал храпового колеса	Коэффициент $C = \frac{b}{m}$	$[q]$	Запас прочности μ
Чугун с механическими свойствами не ниже марки СЧ 15-32 (ГОСТ 1412-70)	2,0	150	5
Сталь 35ЛП, 55ЛП (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

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

при известном диаметре храпового колеса D

$$m = \frac{2M}{C[q] D} \text{ см.}$$

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

для внешнего зацепления

$$m = 1,75 \sqrt{\frac{M}{C z [6]_u}} \text{ см.}$$

для внутреннего зацепления

$$m = 1,1 \sqrt[3]{\frac{M}{C z [6]_u}} \text{ см.}$$

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

Проверка напряжений в зубе храпового колеса проводится по формулам:

для внешнего зацепления

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

для внутреннего зацепления

$$\sigma_U = \frac{1,33 M}{m^3 z C} \leq [\sigma]_U \text{ кгс/см}^2.$$

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 P .

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

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

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 X-X (см. черт. 1):

$$\sigma_U = \sigma \frac{P h_1}{B \cdot K^2} \leq [\sigma]_{UC} \text{ кгс/см}^2.$$

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

1.3. Ось собачки проверяется на изгиб

$$\sigma_U = \frac{\sigma B_1}{d^3} \leq [\sigma]_U \text{ кгс/см}^2,$$

где b_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

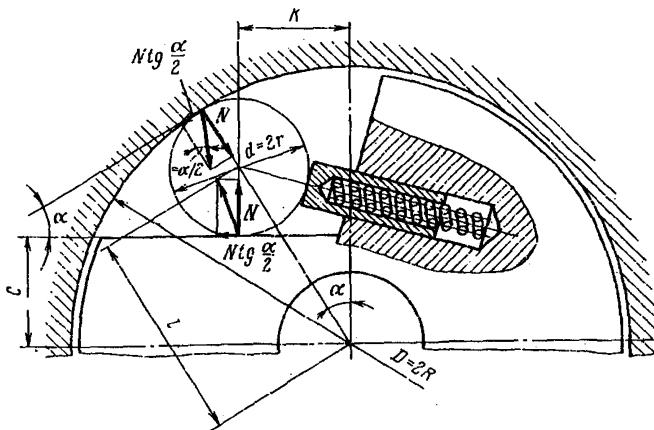
2.1. Расчет роликовых остановов (черт. 2) ведется по расчетному крутящему моменту $M_{\text{расч}}$

$$M_{\text{расч}} = \frac{K_g}{K_T} M \text{ кгс·см},$$

где M - номинальный крутящий момент, кгс·см;

$K_g = k_g b + k_M$ - коэффициент динамичности, равный сумме коэффициента $k_g b$, учитывающего влияние типа примененного двигателя, и коэффициента k_M , учитывающего влияние типа подъемно-транспортной машины;

Расчетная схема роликового останова



Черт. 2.

Стр. 6 РТМ 24.090.19-76

$k_g^b = 0,25$ – при электроприводе; $0,4$ – при двигателе внутреннего сгорания шестицилиндровом; $0,5$ – при двигателе внутреннего сгорания четырехцилиндровом;

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

$k_T = 0,65\text{--}0,9$ 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

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

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

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

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

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

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

Ролики остановов изготавливаются 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, изготавляемых подшипниковой промышленностью.

Корпус и втулка изготавляются 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.

$$\alpha < 2 \arctg \frac{2\varphi_1 \varphi_2}{\varphi_1 + \varphi_2},$$

где φ_1 и φ_2 - коэффициенты трения между роликом и рабочими поверхностями корпуса и втулки. При $\varphi_1 = \varphi_2$ $\alpha < 2\rho$, где ρ - угол трения.

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

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

Размер С определяется по зависимости

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

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

Расстояние между осью ролика и осью втулки

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

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

3.1. Исходным параметром расчета тормозных устройств является заданная величина тормозного момента M_T (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 трения пары

Материалы трения пары		Коэффициент трения при			Допускаемая темпера-тура, °C
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	0,08-0,08	260
Сталь	Сталь	0,15-0,18	0,10-0,12	0,08-0,08	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 8-46-69 ГОСТ 15960-70	Чугун, сталь	0,42-0,45	0,35-0,38	0,12-0,15	220
Вальцованная лента 6KB-10 ГОСТ 15960-70	Чугун, сталь	0,42-0,48	0,35-0,40	0,12-0,16	220
Холоднодеформованный на asbestos основе при каучуковом связующем	Чугун	0,30-0,42	-	-	220
	Сталь	0,32-0,45	-	-	220
Горячедеформованный на asbestos 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 трения пары		Коэффициент трения при			Допускаемая температура, °C
Накладки	Шкива или диска	отсутствии смазки	случайном попадании смазки	обильной смазке	
Пластмассы типа КФ-3, КФ-3М, К217-57	Чугун	0,22-0,40	0,12-0,16	0,08-0,12	250
	Сталь	0,29-0,46	0,15-0,20	-	-
Фибра	Сталь	0,20	0,17	0,12	120
Текстолит	Сталь	0,26-0,30	0,12	0,10	150
Металлокерамика: на медной основе МК-5 на железной основе ФМК-8 на железной основе ФМК-11 на железной основе МКВ-50А	Чугун	0,17-0,26	-	0,08-0,15	300
		0,18-0,22	-	-	1000
		0,28	-	-	1000
		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_1 в колодочных и ленточных тормозах, кгс/см²

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
Формоизмененный трения материал по стали или чугуну	8	4
Вальцованный и прессованный трения материал по стали или чугуну	6	3

Стр. 10 РТМ 24.090.19-76

Для однодисковых и конусных тормозов, работающих со смазкой труящихся 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/см².

Таблица 4

Допускаемые значения давлений f_{p7} в дисковых
и конусных тормозах, кгс/см²

Материалы труящихся 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 тренияные материалы по металлу	3	6	8
Прессованные, вальцованные материалы по металлу	6	10	12
Металлокерамические тренияные 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 см³/см².с. В целях повышения теплоотвода количество масла следует увеличить до 0,11–0,13 см³/см².с.

3.5. Тормозные шкивы рекомендуется изготавливать из стали 35СГ (закалка до температуры 900°C в масле, отпуск при температуре 350°C, твердость НВ 420) или стали 65Г и 65ГЛ (сортитизация 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 kleem ВС-10Г 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	680	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_u в опасном сечении рычага:

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

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 $\sigma_{\text{б}} = 0,4 \sigma_T$. При расчете осей с учетом динамики замыкания тормоза запас прочности относительно предела текучести σ_T должен быть не менее 1,5.

4.1.3. Давления в шарнирах не должны превышать $30 \text{ кгс}/\text{см}^2$ для сталей 45, 50 и 60 с закалкой до твердости HB 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 r_v , $\text{кгс}\cdot\text{м}/\text{см}^2\cdot\text{с}$

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.

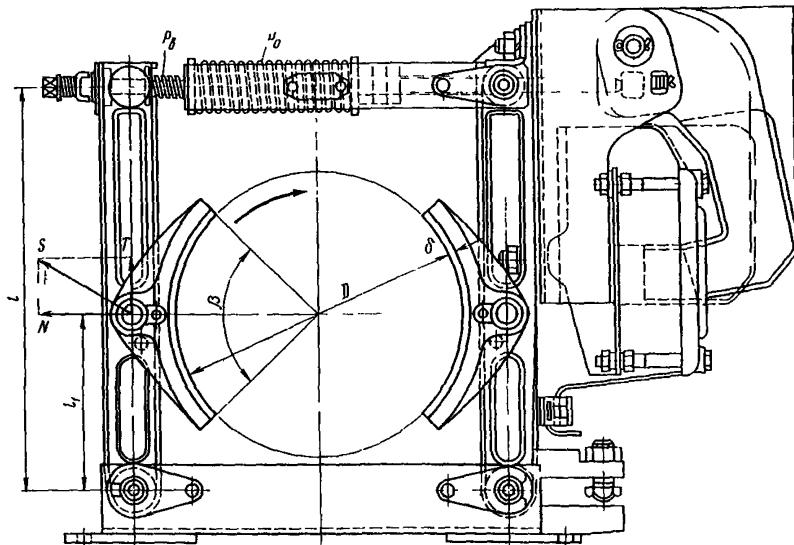
4.2.1. Результирующая сила P (черт. 3) основной и вспомогательной пружин

$$P = P_0 - P_B = \Delta_0 K_0 - \Delta_B K_B \quad \text{kgc,}$$

где P_0 и P_B - усилия основной и вспомогательной пружин, кгс,
 Δ_0 и Δ_B - осадка основной и вспомогательной пружин, мм;
 K_0 и K_B - жесткость основной и вспомогательной пружин,
кгс/мм.

$$P = \frac{M_r}{f \cdot z \cdot D} \cdot \frac{l_1}{l} \kappa r c,$$

Расчетная схема колодочного тормоза с короткоходовым электромагнитом и пружинным замыканием



Черт. 3

где D, l, L - размеры по черт. 8, см;

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

ζ - КПД рычажной системы тормоза;

$\zeta = 0,95$ - 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 $P_B = 2\text{--}6$ кгс в зависимости от размера тормоза.

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

$$N = \frac{M_T}{fD} \text{ кгс.}$$

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 $60\text{--}120^\circ$ (в тормозах с прямыми рычагами - $60\text{--}90^\circ$).

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 двухпорные балки, нагруженные равномерной распределенной нагрузкой.

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;

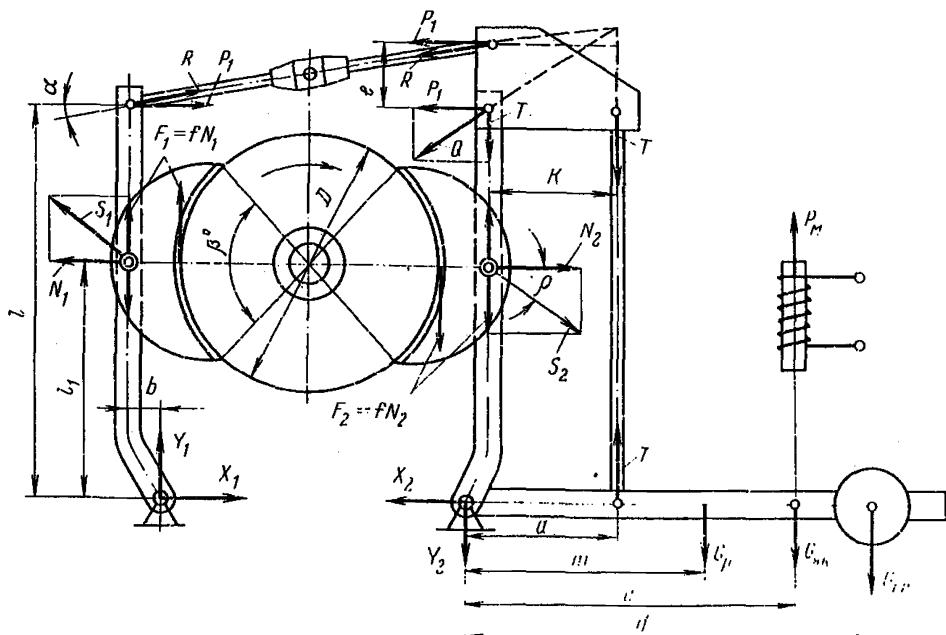
l и l_1 — плечи рычагов тормоза, см.

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

4.3.1. Усилие замыкания тормоза (черт. 4).

$$P_t = \frac{M_T}{fD_2} \cdot \frac{l_1^2 - f^2 \beta^2}{l_1 l} \text{ кгс,}$$

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

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

Давление между шкивом и колодкой левого рычага

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

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

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

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

4.3.4. Усилие, изгибающее тормозной вал в процессе торможения

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

Вертикальная составляющая изгибающего усилия

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

Горизонтальная составляющая изгибающего усилия

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

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

4.3.5. Усилия, действующие в стержнях тормозной системы

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

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

4.3.6. Усилия в опорных шарнирах тормозных рычагов

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

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

$$Y_2 = F_2 + P_1 (\frac{1}{K} + \operatorname{tg} \alpha) \text{ кгс}.$$

4.3.7. Вес груза, необходимый для создания усилия замыкания P_1

$$G_{2p} = \frac{P_1 \frac{d_2}{2K} - (G_p m + G_{як} C) z}{d} \quad \text{кгс},$$

где G_p – вес тормозного рычага, кгс;

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

z – 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_T (черт. 5).

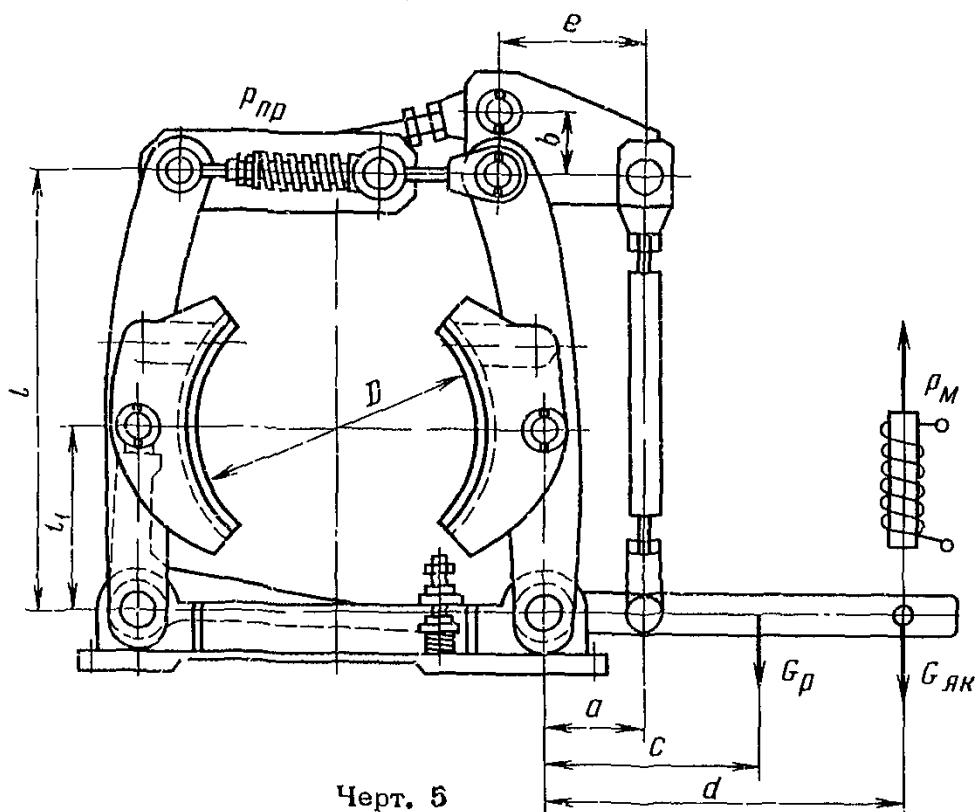
$$P_{np} = \frac{M_T l}{f D_2 l_1} - \frac{G_{як} d + G_p C}{a} \frac{e}{\beta} \ell \quad \text{кгс}.$$

4.4.2. Нормальное усилие от давления на колодку

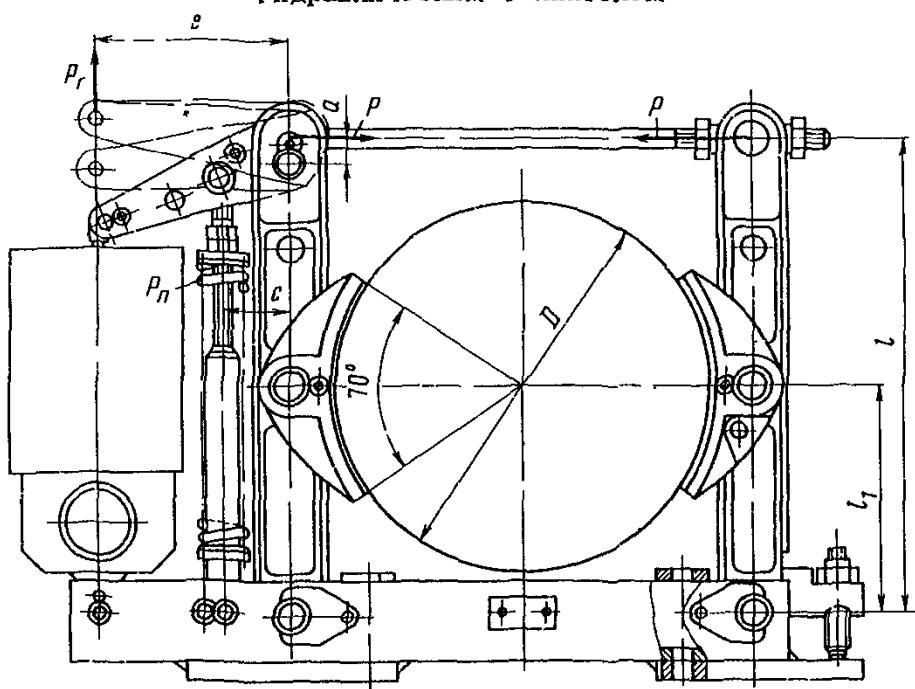
$$N = \left[P_{np} + \frac{e (G_{як} d + G_p C)}{\beta \cdot a} \right] \frac{l}{l_1} \text{ кгс}.$$

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

Расчетная схема колодочного тормоза с пружинно-гравитационным замыканием



Расчетная схема колодочного тормоза с электро-гидравлическим 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

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

4.5.2. Необходимое усилие пружины

$$P_\eta = \frac{M_T l_1 a}{f D_2 t c} \quad \text{кгс.}$$

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

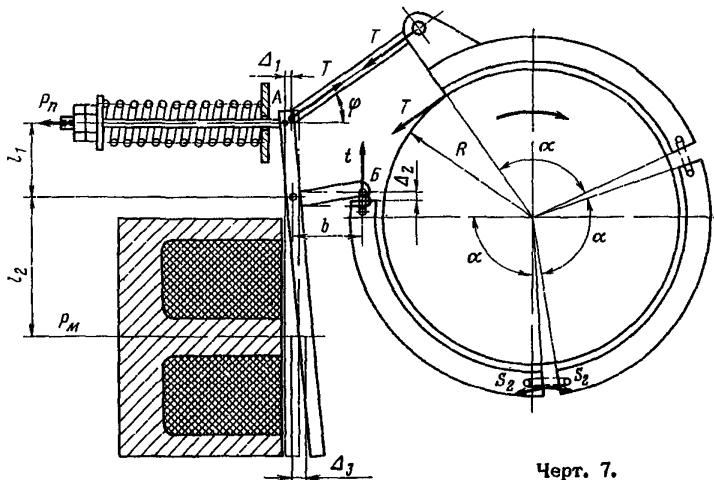
4.5.3. Усилие толкателя

$$P_T = P_\eta \cdot \frac{c}{\rho} \quad \text{кгс.}$$

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

$$A = \frac{1 + f t g \alpha / 2}{1 - f t g \alpha / 2}.$$

Здесь α – угол обхвата шкива трения накладкой, град; R – радиус поверхности трения, см.

Необходимое усилие замыкающей пружины

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

4.6.3. Необходимое тяговое усилие пружины электромагнита

$$P_M = k P_n \frac{l_1}{l_2} \quad \text{кгс,}$$

где $k = 1,1-1,15$ коэффициент запаса тягового усилия магнита.При изменении направления вращения тормозного шкива против указанного на черт. 7, тормозной момент M_{T1} уменьшается по сравнению с тормозным моментом M_T

$$M_{T1} = M_T \frac{A^3 \cos \varphi + \frac{\theta}{l_1} \times}{\cos \varphi + \frac{\theta}{l_1} A^3} \quad \text{кгс·см.}$$

4.6.4. При радиальном установочном зазоре δ :

ход точки А замыкающего рычага тормоза $A_1 = \frac{l_1}{l_1 + \delta} 3\alpha \varepsilon \text{ см};$ ход точки Б замыкающего рычага $A_2 = \frac{\theta}{l_1 + \delta} 3\alpha \varepsilon \text{ см};$ ход центра якоря электромагнита $A_3 = \frac{l_2}{l_1 + \delta} 3\alpha \varepsilon \text{ см},$ 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.

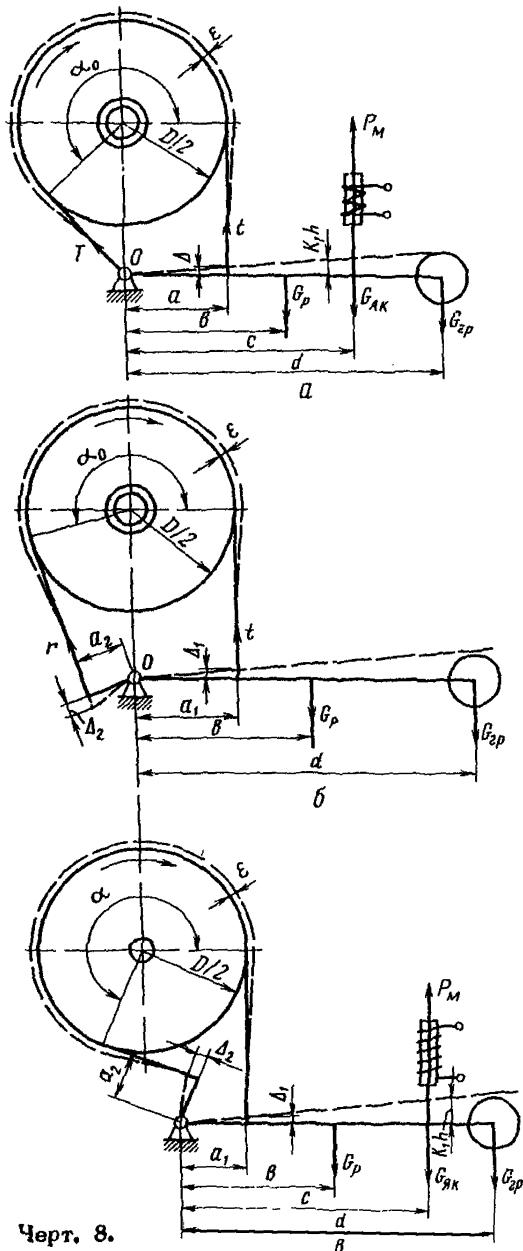
Значения $e^{f\alpha}$ приведены в табл. 8. Указанные соотношения справедливы для сплошной фрикционной обкладки. При установке на стальную ленту отдельных колодок из фрикционного материала можно использовать соотношение

$$T = t (1 + 2 f t g \beta / 2)^n \quad \text{кгс,}$$

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	1,26	1,30	1,40	1,51	1,66
0,20	1,13	1,17	1,29	1,37	1,45	1,65	1,78
0,25	1,17	1,22	1,37	1,48	1,60	1,87	2,03
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 (262)	1,5 (270)	1,6 (288)
0,10	1,37	1,40	1,46	1,52	1,60	1,66
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	3,26	3,61
0,30	2,57	2,82	3,10	3,74	4,11	4,62
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	1,78	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	6810,70
0,45	285,68	1174,50	4828,51	19851,50
0,50	535,19	2675,90	12992,00	59808,00

5.1.3. Ширина ленты В назначается, исходя из допускаемого давления σ_{pJ} (см. табл. 3), и принимается на 5-10 мм менее ширины шкива B_1

$$B = \frac{2T}{\sigma_{pJ} D} \quad \text{см.}$$

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

$$\delta^2 = \frac{T}{(B - i d) [\sigma]_p} \quad \text{см,}$$

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
Ст8	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

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

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

где d – диаметр заклепки, см;
 i – число заклепок;
 n – число поверхностей среза заклепки;
 δ – толщина стальной ленты, см;
 $[\tau]_{cp}$ и $[\sigma]_{cm}$ – 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 δ ...	30-70	70-90	90-110	120-150
Толщина ленты d	3-4	4-6	4-7	6-10
Радиальный установочный зазор... ..	0,80	1,00	1,25-1,50	1,50

Таблица 11

Допускаемые напряжения $[T]_{cp}$ и $[G]_{cm}$, кгс/см²

Материал заклепок	$[T]_{cp}$	$[G]_{cm}$
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).

$$G_{sp} = \frac{\frac{1}{2}ta - [G_p b + G_{як} c]_p}{d} \text{ кгс,}$$

где G_p – вес тормозного рычага, кгс;

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

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

обычно $\frac{d}{a} \approx 10-15$;

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

5.2.2. Момент, развиваемый тормозом

$$M_T = (e^{f\alpha} - 1) \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{G_p b + G_{як} c + G_{sp} d}{a} \cdot \gamma \text{ кгс·см.}$$

Ход конца ленты $\Delta = \epsilon \alpha$ 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)

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

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

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

Обычно принимают $a_1 = (2,5-3) a_2$.

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)

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 - a_2 e^{f\alpha} \varrho^2} (G_p \theta + G_{2p} d) \frac{D}{2} \varrho \text{ кгс·см.}$$

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)

$$G_{2p} = \frac{\frac{t}{\varepsilon} (a_2 e^{f\alpha} + a_1) - (G_p \theta + G_{ЯК} C) \varrho}{d} \text{ кгс.}$$

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

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_2 e^{f\alpha} + a_1} (G_{2p} d + G_p \theta + G_{yK} C) \frac{D}{2} \text{ кгс·см.}$$

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

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

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 изменении направления вращения шкива не изменяется и равен

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} (G_{2p} d + G_p \theta + G_{yK} C) \frac{D}{2a} \text{ кгс·см.}$$

6. ТОРМОЗА С ОСЕВЫМ НАТЯЖЕНИЕМ

6.1. Дисковые тормоза.

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

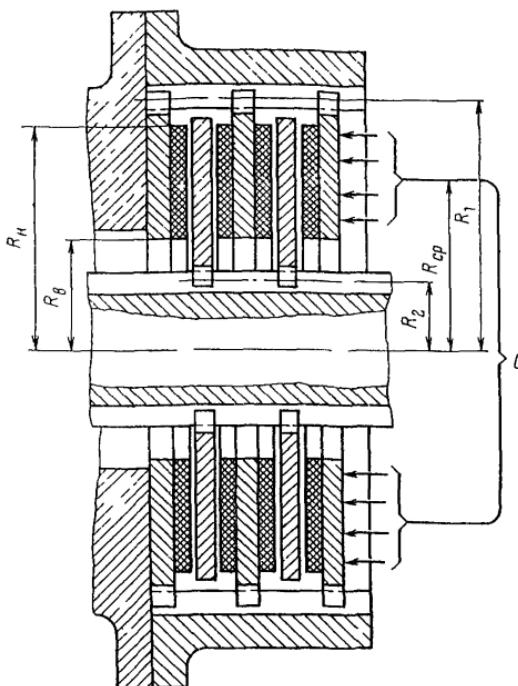
Наружный радиус из условия обеспечения смазкой всей поверхности трения принимается $R_H = (1,25-2,5) R_B$ и разность радиусов $R_H - R_B \leqslant 6 \text{ см.}$

Средний радиус поверхности трения

$$R_{cp} = \frac{R_H + R_B}{2} \text{ см.}$$

6.1.2. Осевое усилие Q , необходимое для создания тормозного момента M_T ,

Расчетная схема дискового тормоза



Черт. 9.

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

где ι - число пар поверхностей трения;

f - коэффициент трения, принимаемый по табл. 2.

6.1.3. Среднее давление на трущихся поверхностях

$$P = \frac{Q}{\pi(R_H^2 - R_B^2)} \leq [p] \text{ кгс/см}^2.$$

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

$$R_{\text{ЭКВ}} = R_{\text{ср}} \delta^{\ell} \text{ см},$$

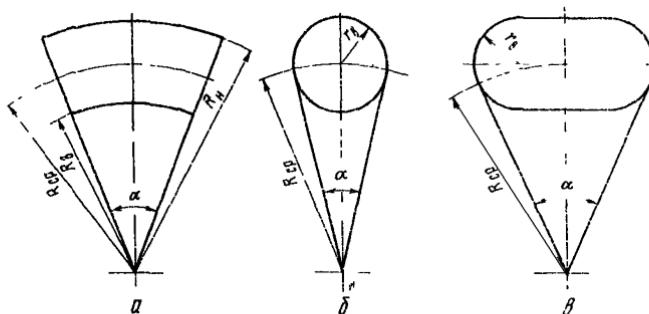
где δ^{ℓ} – коэффициент формы фрикционного элемента.

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 $a = \frac{R_B}{R_H} < 1$ 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 δ^{ℓ}	1,333	1,223	1,148	1,087	1,062	1,087	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 $r_{\text{в}}$ тормозной момент будет равен

$$M_T = m i f p_{\text{ср}} F_{\text{в}} R_{\text{ср}} \delta_{\phi} \text{ кгс·см},$$

где m - число фрикционных вставок в тормозном диске;

i - число пар поверхностей трения;

f - коэффициент трения;

$p_{\text{ср}} = \frac{a}{m i F_{\theta}} -$ среднее давление на поверхности трения вставки, кгс/см²;

Q - осевое усилие, кгс;

F_{θ} - контурная площадь трения вставок с одной стороны, см²;

$R_{\text{ср}}$ - средний радиус трения, см;

δ_{ϕ} - коэффициент формы вставок.

Для круглых и овальных вставок

$$\delta_{\phi} = \sqrt{1 + \frac{2}{\alpha^2} \sin \alpha - \frac{2}{\alpha} + \frac{r_{\theta}^2}{R_{\text{ср}}^2} \left(\frac{4}{\alpha} - 1 \right)},$$

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

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

$$M_T = Q i f R_{\text{ср}} k_i \text{ кгс·см},$$

k_i - коэффициент уменьшения осевого усилия вследствие потерь на трение в направляющих

$$k_i = \frac{1}{1 + f f_1 R_{\text{ср}} \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{2 R_1 R_2} \alpha},$$

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);

α - общее число дисков, перемещающихся по направляющим.

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

Таблица 13

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

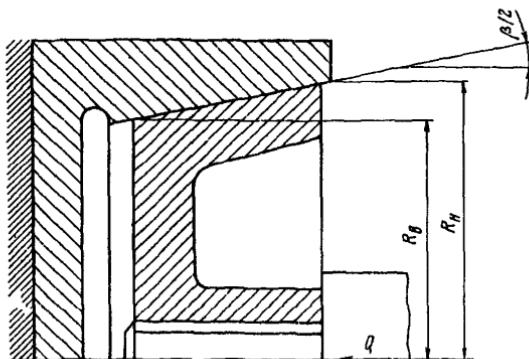
Число пар поверхностей трения t	≤ 3	4	5	6	7	8	9	10	11
k_t	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76

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

$$R_{cp} = \frac{R_H + R_B}{2} \text{ см},$$

где R_H и R_B – соответственно наружный и внутренний радиусы поверхности трения, см.

По конструктивным соображениям рекомендуется принимать

$$R_H = (1,2-1,6) R_B.$$

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

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

6.2.3. Осевое усилие, необходимое для создания требуемого тормозного момента M_T

$$Q = \frac{M_T \sin \frac{\beta}{2}}{R_{cp} f} \text{ кгс},$$

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

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

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

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

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

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

$$Q = \frac{M_{2P}}{r \operatorname{tg}(\alpha + \rho_{\pi}) + f_{\pi} R_2} \text{ kgc,}$$

где $M_{\text{гр}}$ - 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:

β_{π} — угол трения покоя по винтовой поверхности;

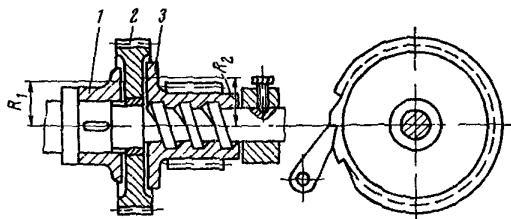
$f_{\text{пп}}$ - коэффициент трения покоя на поверхности дисков 2 и 3; μ - коэффициент трения.

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_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-

Приципиальная 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, развивающегося двигателем на валу тормоза

$$M_{\partial\theta \text{ сп. уст}} = \frac{Q_{cn}(fR_2 - r \operatorname{tg} \alpha)}{\iota_1 z_1} \text{ кгс·см};$$

осевое усилие в этом случае

$$Q_{cn} = \frac{M_{\partial\theta}^t - M_{\partial\theta \text{ сп. уст}} \iota_1 z_1}{fR_2 + r \operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \text{ кгс},$$

где $M_{\partial\theta}^t$ - 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;
 ι_1 и z_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

$$Q_n = \frac{M_{\partial\theta} (1 - \frac{r_{op} f_{op}}{r_o \cos \alpha_0})}{f_n R_2 + r \operatorname{tg}(\alpha + \rho_n)} \text{ кгс},$$

где r_{op} - радиус опоры подвижного зубчатого колеса, см,
 r_o - радиус начальной окружности зубчатого колеса, см;

$\alpha_0 = 20^\circ$ - угол зазцепления зубчатой передачи;

f_{op} - коэффициент трения покоя в опоре зубчатых колес.

7.1.4. Тормозной момент тормоза, замыкаемого весом груза

$$M_T = f_n Q (R_1 + R_2) \text{ кгс·см},$$

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

Данный момент не должен быть меньше величины

$$M_T = \kappa_{gr} M_{gr} \text{ кгс·см},$$

где κ_{gr} – 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

$$f_n(R_1 + R_2) \geq [r \operatorname{tg}(\alpha + \rho_n) + f_n R_2] r_1^2.$$

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_{gr} (меньшие значения для быстroredных и большие для тихоходных механизмов).

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

$$M_{разм} = Q_n [f_n R_2 - r \operatorname{tg}(\alpha - \rho_n)] + M_{gr} \text{ кгс·см}.$$

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 установленнойся скоростью, и по нему ведется тепловой расчет тормоза. Наибольшая расчетная удельная мощность трения в грузоупорном тормозе электротяги не должна превышать 0,011 кВт/см² 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

$$r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \leq \frac{\kappa_2}{\kappa_{gr}} f.$$

7.1.8. Резьба на тормозном валу выполняется трапецидальной 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

$$P_p = \frac{4 Q_n}{\pi (d_{ph}^2 - d_{pb}^2) n} \leq [P_p] \text{ кгс/см}^2,$$

где d_{ph} и d_{pb} – 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 $6\text{--}20^\circ$ без ухудшения работы тормоза.

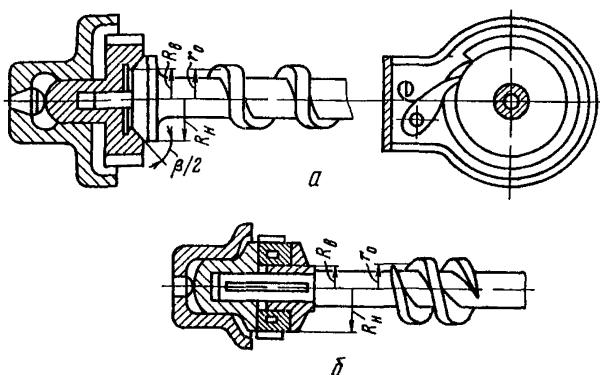
7.2. Грузоупорный тормоз с червячной передачей (черт. 13).

7.2.1. Необходимый момент, развиваемый тормозом

$$M_t = k_{gr} M'_{gr} \text{ кгс·см},$$

где $k_{gr} = 1,2$ – 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_{gp} — крутящий момент по оси червяка, создаваемый массой транспортируемого груза

$$M'_{gp} = \frac{M_{gp}}{\iota} \zeta \text{ кгс·см},$$

где M_{gp} — момент от веса груза на валу червячного колеса, кгс·см;

ι и ζ — передаточное число и КПД червячной передачи.

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

$$Q = \frac{M'_{gp}}{R_H} = \frac{M_{gp}}{r_o \operatorname{tg}(\alpha - \rho)} \text{ кгс},$$

где R_H — радиус начальной окружности червячного колеса, см;

r_o — средний радиус червяка, см;

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

Угол конуса β определяется из выражения

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{R_H + R_B}{2} \cdot \frac{f}{r_K r_p \operatorname{tg}(\alpha - \rho)},$$

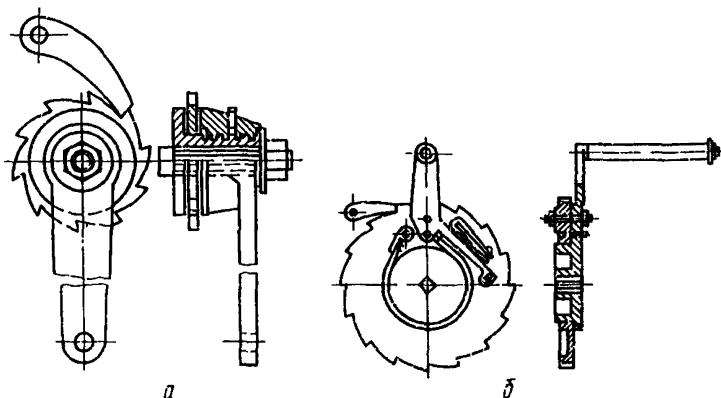
где f — коэффициент трения (см. табл. 2).

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 груэоупорным тормозом; б - с ленточным тормозом

Черт. 14

9. СКОРОСТНЫЕ ТОРМОЗА (ОГРАНИЧИТЕЛИ СКОРОСТИ)

9.1. Исходные величины.

Исходными величинами для расчета являются: $M_{\text{гр}}$ - 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

$$F = \frac{G}{g} \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2 \frac{a}{b} r z - \frac{4 M_{\text{гр}}}{(D_H + D_B) f i \zeta} \text{ кгс},$$

где G - вес одного замыкающего груза, кгс;

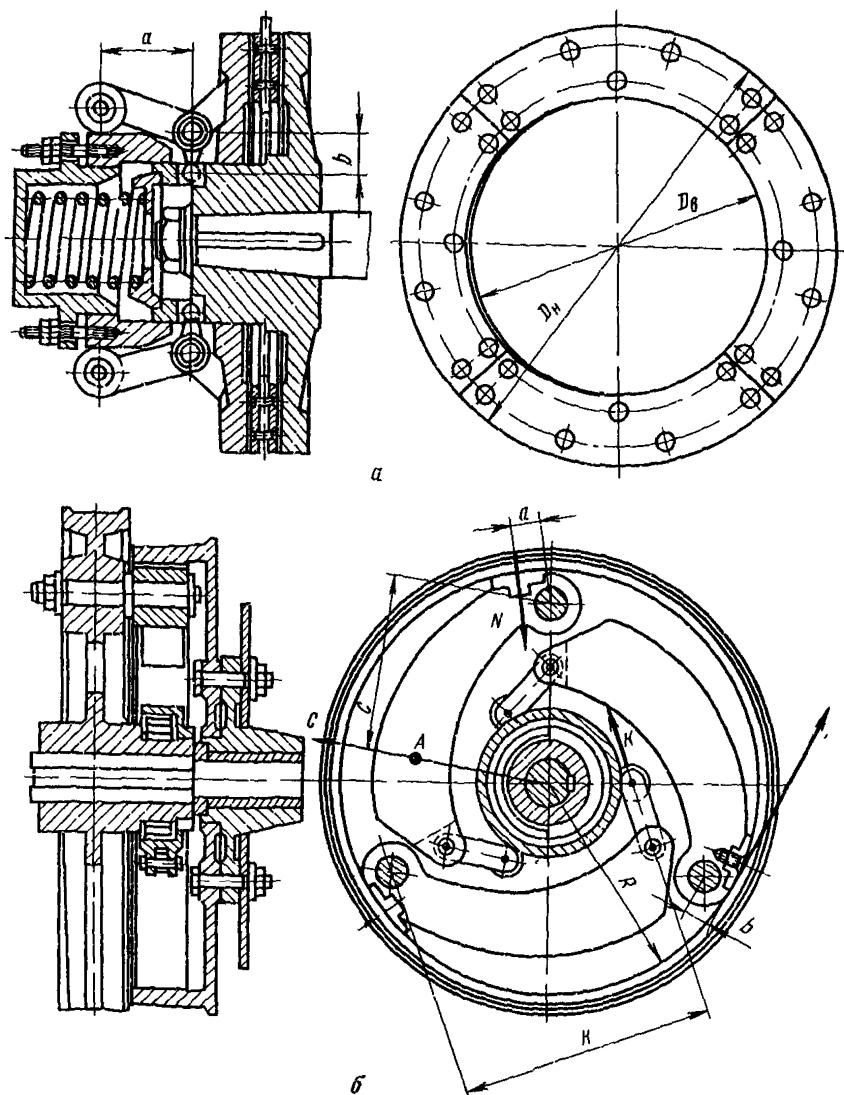
D = 2-6 - число замыкающих грузов;

a и b - плечи углового рычага, см;

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

i - число пар труящихся поверхностей;

Центробежный скоростной тормоз



а - дисковый; б - с грузами внутри корпуса
Черт 15'

D_H и D_B - наружный и внутренний диаметр дисков трения, см;

f - коэффициент трения (см. табл. 2);

M_{Gr} - момент на валу при опускании груза, кгс·см;

ζ - коэффициент, учитывающий потери на трение в механической системе тормоза.

9.2.3. Давление на поверхности трения

$$p = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\frac{g}{q} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 r \beta \zeta - K}{D_H^2 - D_B^2} \leq [p] \text{ кгс/см}^2,$$

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

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

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

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

f - коэффициент трения вкладыша по корпусу;

a, b, c, k - плечи действия сил (см. черт. 15, б), см.

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

$$M_r = r f K \frac{\frac{g}{q} \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2 r c - F k}{a + f \beta} \text{ кгс·см}$$

Необходимый вес каждого замыкающего груза

$$G = \left(\frac{30}{\pi n_1} \right)^2 \frac{g}{r c} \left[\frac{M_r (a + f \beta)}{z f R} + F k \right] \text{ кгс},$$

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/с².

Соотношение плеч a , b , c и k рекомендуется выбирать в пределах

$$\frac{a}{c} = \frac{\theta}{c} = \frac{1}{8} \dots \frac{1}{12} \quad \text{и} \quad \frac{k}{c} = \frac{3}{2} .$$

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

$$P_M h \kappa_1 = 2N\epsilon \frac{1}{2} \text{ кгс·см},$$

а при электромагните клапанного типа

$$M_M \varphi \kappa_1 = 2N\epsilon \frac{1}{2} \text{ кгс·см},$$

где P_M и M_M – соответственно тяговое усилие, кгс, и момент, кгс·см, развивающийся 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 $\eta = 0,9-0,95$);

κ_1 – коэффициент использования хода якоря электромагнита, учитывающий необходимость компенсации износа трения материала и шарниров рычажной системы, а также упругую деформацию рычагов. Значения κ_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 осуществляется по зависимостям:

для простого ленточного тормоза

$$P_M h_M = \frac{2M_T \varepsilon \alpha}{D(e^{f_d} - 1) \cdot \frac{1}{2} \kappa_1} \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

для суммирующего

$$P_M h_M = \frac{2M_T \varepsilon \alpha (a_1 + a_2 e^{f_d})}{D(e^{f_d} - 1)(a_1 + a_2) \cdot \frac{1}{2} \kappa_1} \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

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

$$c = h_M \frac{a}{\varepsilon \alpha} \kappa_1 \text{ см},$$

для суммирующего тормоза

$$c = h_M \frac{a_1 + a_2}{\varepsilon \alpha} \kappa_1 \text{ см}.$$

11. ВЫБОР ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОЛКАТЕЛЯ

Выбор толкателя для двухколодочного тормоза производится по уравнению

$$P_T h_T \kappa_1 = 2N \varepsilon \frac{1}{2} \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

Стр. 44 РТМ 24.090.19-76

где P_T и h_T - номинальное усилие толкателя и его ход;
 k_1 - коэффициент использования хода толкателя, равный 0,8-0,9;
 N - усилие от давления колодки тормоза на шкив, кгс;
 ξ - установочный радиальный зазор между накладкой и шкивом, см;
 γ - 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 (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 $P_B = 100\%$.

12.3. Зависимость между тормозным моментом M_T и усилием на педали управления P_n

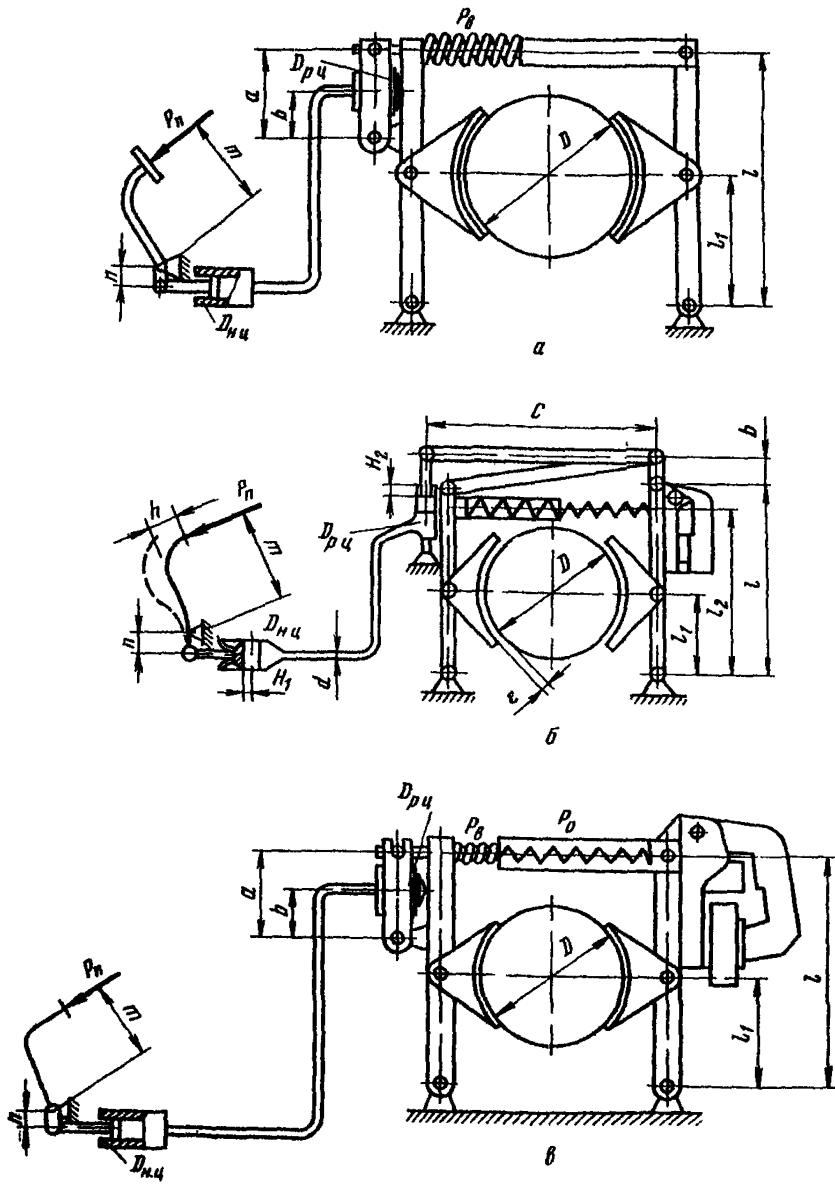
$$M_T = f N D \frac{P_n h f D \gamma \rho}{2 \xi} \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

где h - ход педали, см.

Величина отхода колодки от шкива при разомкнутом тормозе

$$\xi = \frac{P_n f h D \gamma \rho}{2 M_T} \text{ см.}$$

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_n , необходимое для создания расчетного тормозного момента M_T в тормозах по схеме черт. 16, а, в

$$P_n = \left(\frac{M_T}{fD} \cdot \frac{\zeta_1}{l} + P_B \right) \frac{a}{\theta} \cdot \frac{n}{m} \left(\frac{D_{H,4}}{D_{P,4}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\zeta_0} \text{ кгс}$$

в тормозах по схеме черт. 16, б

$$P_n = \left(\frac{M_T}{fD} \cdot \frac{\zeta_1}{l} + P_B \cdot \frac{l_2}{l} \right) \frac{\theta}{c} \cdot \frac{n}{m} \left(\frac{D_{H,4}}{D_{P,4}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\zeta_0} \text{ кгс}.$$

В данных формулах

ζ_0 – КПД системы управления тормозов, принимаемый в пределах 0,75–0,8;

$D_{H,4}$ – диаметр напорного цилиндра, см;

$D_{P,4}$ – диаметр рабочего цилиндра, см;

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

12.5. Усилие вспомогательной пружины P_B 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_B принимается в пределах 10–20 кгс.

12.6. Общее передаточное число системы управления тормозов

$$\iota_o = \frac{l}{l_1} = \iota_p \iota_2 \iota_n,$$

где ι_p – передаточное отношение рычажной системы;

ι_2 – передаточное отношение гидро- или пневмосистемы,

ι_n – передаточное отношение плеч педали.

Для тормозов по схемам черт. 16, а и в

$$\iota_o = \frac{l}{l_1} \cdot \frac{\theta}{a} \left(\frac{D_{P,4}}{D_{H,4}} \right)^2 \cdot \frac{m}{n},$$

для тормозов по схеме черт. 16, б

$$\iota_o = \frac{l}{l_1} \cdot \frac{c}{\theta} \left(\frac{D_{P,4}}{D_{H,4}} \right)^2 \cdot \frac{m}{n}.$$

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

га управления - не более 400 мм. Расчет проводится на ход педали $h = 125\text{--}150$ мм и ход рычага $h = 200\text{--}250$ мм. Величина угла поворота педали или р.чага 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 $0,8 \sigma_{\text{т}}$.

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

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

Для схемы черт. 16, б

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

В обоих случаях $D_{\text{н.ц.}} = 2,5\text{--}3,5$ 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 ллеч педали принимать в пределах $i_{\text{п}} = 3\text{--}6,5$;

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

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 включае- мые	25	16

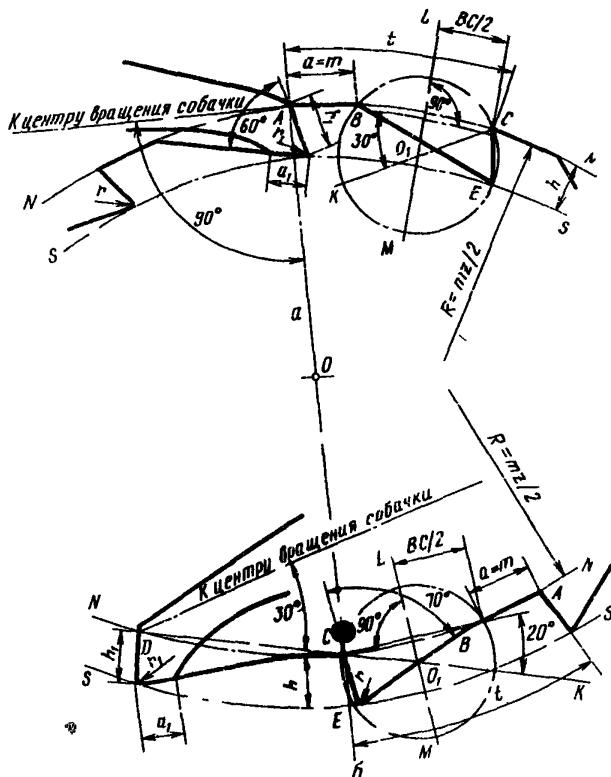
12.14. Расчет деталей системы управления на прочность ведется по усилию, равному при управлении рукояткой 60 кгс, а при управлении педалью – 80 кгс. Подшипники системы управления рассчитываются на статическую нагрузку, возникающую в системе при приложении к рукоятке усилия равного 25 кгс, а к педали – 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 $AC = t$. От любой точки деления A откладывается хорда $AB = a = m$ и от точки B проводится хорда BC. Из середины хорды BC восстанавливается перпендикуляр LM и из точки C под углом 30° – для наружного зацепления и 20° – для внутреннего зацепления проводится линия CK, пересекающая перпендикуляр LM в точке O₁. Из точки O₁ описывается окружность радиусом O₁C. Точка E пересечения окружности радиуса O₁C 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 A под углом 90° к AO, а при внутреннем зацеплении – из точки D под углом 30° к DC, являющейся продолжением линии CK. 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 <i>m</i>	Храповое колесо			Собачка	
	<i>a</i>	<i>h</i>	<i>t</i>	<i>a₁</i>	<i>h₁</i>
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	56,56	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.

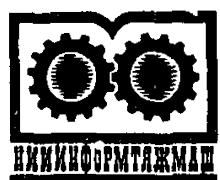
Уч.-изд. л. 2,18
Зак. инст. 12/78

Подп. к печ. 9/III-78 г.
Печ. л. 3,25
Зак. тип. 88

Формат 60x90¹/16
Тираж 440 экз.

НИИинформтяжмаш, 129895, Москва, ГСП-110, проспект Мира, 106

Отдел внедрения процессов микрофильмирования
и оперативной печати НИИинформтяжмаша



Заказ 12/78