РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

КРАНЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ
МЕХАНИЗМ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ
МЕТОД РАСЧЕТА

РТМ 24 090 28-77

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

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

Директор А. Х. Комашенко
Заведующий отделом стандартизации А.С. Оболенский
Зам. зав. отделом грузоподъемных машин П. Н. Рыбкин
Руководитель темы И. О Спицына

Всесоюзным заочным политехническим институтом (ВЗПИ)

Проректор по научной работе И.Ю. Кожевников
Руководитель темы И. И. Ивашков
Руководитель и исполнитель В. П. Балашов

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

Директор А. Х. Комашенко

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 4 апреля 1977 г. № ВП-002/3207.

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

УДК 621.873.001.24 Группа Г86

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

КРАНЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МЕХАНИЗМ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МЕТОД РАСЧЕТА

РТМ 24 090 28-77

Вводится впервые

Распоряжением Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от 4 апреля 1977 г. № ВП-002/3207 данный руководящий технический материал утвержден в качестве рекомендуемого.

Настоящий РТМ распространяется на механизмы передвижения кранов и тележек, перемещающихся по рельсам за счет сил сцепления колес с рельсами или с помощью канатной тяги, и устанавливает методы их расчета.

РТМ содержит следующие разделы:

общие положения;
нагрузки, учитываемые в расчетах;
давления и боковые силы на ходовые колеса и ролики;
сопротивления передвижению;
ходовые колеса и ролики;
статическая мощность двигателя;
передаточные механизмы;
подшипники;
тормозной момент тормоза, время и путь торможения;
проверка запаса сцепления приводных колес;
нагрузки для расчета валов механизма на прочность;
нагрузки для расчета валов механизма на выносливость;
особенности расчета механизмов тележки с канатной тягой;
особенности расчета противоугонных устройств.

Издание официальное 76037454 Перепечатка воспрещается

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Режим работы механизмов принимают согласно РС 5138-75 „Техника безопасности. Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы".

Соответствие групп режимов работы по РС 5138-75 и режимов работы согласно Правилам Госгортехнадзора приведено в РТМ 24.090.29-77.

1.2. Параметры (скорость передвижения и пр.) и кинематическая схема механизма должны приниматься по технической документации на кран.

1.3. Элементы механизма передвижения, кроме металлических конструкций, рекомендуется рассчитывать по методу допускаемых напряжений.

1.4. Корпуса балансиров, рамы, балки и другие элементы металлоконструкций, входящие в механизм передвижения, рекомендуется рассчитывать по методу предельных состояний с учетом указаний РТМ 24.090.32-77 „Краны грузоподъемные. Стальные конструкции. Метод расчета".

1.5. Расчетные нагрузки в зависимости от принятого метода расчета определяются согласно указаниям РТМ 24.090.27-77 „Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки".

1.6. Дополнительные данные и расчеты механизмов передвижения, учитывающие специфику работы конкретных кранов, приведены в РТМ на нормы расчета кранов соответствующих типов.

1.7. Настоящий РТМ должен использоваться вместе с другими руководящими техническими материалами, номера и названия которых указаны в тексте.

1.8. В обоснованных случаях допускается принимать иные расчетные коэффициенты или нагрузки.

1.9. Рекомендации по выбору крановых и тележечных рельсов даны в справочном приложении 1.

2. НАГРУЗКИ, УЧИТЫВАЕМЫЕ В РАСЧЕТАХ

2.1. В расчетах механизмов передвижения на прочность должны учитываться следующие нормативные нагрузки:

вес груза Q;

вес крана $G_{кр}$;

вес тележки $G_т$;

ветровые нагрузки рабочего $W_{в.р}$ и нерабочего $W_{в.н}$ состояний;

динамические нагрузки поступательно движущихся масс груза, кран и тележки P_g;

динамические моменты вращающихся масс механизма M_g;

технологические нагрузки, действующие при выполнении краном с помощью механизма передвижения специфических технологических операций.

Нормативные нагрузки и их коэффициенты перегрузки принимаются из ГОСТа или РТМ на нормы расчета кранов соответствующих типов.

2.2. Расчеты элементов механизма передвижения мостовых кранов на выносливость должны выполняться согласно РТМ 24.090.14-76 „Краны грузоподъемные мостовые. Эквивалентные нагрузки. Метод расчета" с учетом указаний настоящего РТМ.

3. ДАВЛЕНИЯ И БОКОВЫЕ СИЛЫ НА ХОДОВЫЕ КОЛЕСА И РОЛИКИ

3.1. Вертикальные максимальные N_{max} и минимальные N_{min} давления на ходовые колеса от веса крана и груза должны определяться согласно указаниям ГОСТа или РТМ на нормы расчета кранов соответствующих типов.

3.2. Эквивалентное давление на ходовое колесо определяется согласно графику загрузки крана или тележки. Для мостовых и портальных кранов, а также крановых тележек эквивалентное давление определяется по формуле

$$N_{экв} = \gamma\, K_{х.к}\, N_{max} \quad кгс \ ,$$

где N_{max} – максимальное давление на колесо (см. п.3.1), кгс;

$K_{х\,к}$ – коэффициент, учитывающий режим работы механизма передвижения (табл. 1);

Коэффициент γ (табл. 2) учитывает переменность нагрузки на колесо

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q}{G_{кр}}\right)^3}\right]} \ ,$$

где Q – вес груза, кгс;

$G_{кр}$ – вес крана с учетом веса грузозахватного органа, кгс.

Таблица 1

Коэффициент $K_{х.к}$, учитывающий режим работы механизма передвижения

Режим работы	Коэффициент $K_{х.к}$	Привод
-	1,0	Ручной
Легкий	1,1	Машинный
Средний	1,2	"
Тяжелый	1,4	"
Весьма тяжелый	1,6	"

Таблица 2

Значения коэффициента γ

$Q/G_{кр}$	0,05	0,3	0,4	0,5	1,0 и более
γ	0,98	0,90	0,88	0,86	0,8

3.3. Максимальная боковая сила, действующая на реборду колеса или на боковой ролик при безребордных колесах для мостовых кранов:

на четырех колесах

$$H_{max} = 0,4\, N_{min} \frac{L_к}{K}; \quad или \quad H_{max} = 0,15(Q + G_{кр}) \ кгс$$

принимается большее значение;

с числом колес более четырех

$$H_{max} = 0,05(Q + G_{кр}) \ кгс,$$

где N_{min} - минимальное давление на колесо, кгс;

$L_к, K$ - соответственно пролет и база крана, м;

3.4. Средние значения боковых сил, действующих на реборду колеса или на боковой ролик

$$H_{ср} = 0,1\, N_{ср} \ кгс,$$

где $N_{ср}$ - среднее давление на колесо, кгс.

3.5. Вертикальные давления и боковые силы принимаются одинаковыми для колес одного балансира или группы балансиров, воспринимающих нагрузку одной опоры крана.

4. СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ

4.1. Приведенные к ободу колеса силы сопротивления передвижению от трения колеса:

для крана

$$W_{тр} = (G_{кр} + Q)\,\frac{2\mu + fd}{D_к}\,к_р \quad кгс,$$

для тележки

$$W_{тр} = (G_т + Q)\,\frac{2\mu + fd}{D_к}\,к_р \quad кгс,$$

для одного колеса или ролика

$$W_{тр} = (G_т + Q)\,\frac{2\mu + fd}{D_к}\,к_р \; кгс,$$

где $G_{кр}, G_т$ – веса соответственно крана и тележки;

Q – вес груза;

f – коэффициент трения подшипников (табл. 3);

μ – коэффициент трения качения колеса по рельсу (табл. 4), см;

$D_к, d$ – диаметры соответственно колеса и цапфы подшипника, см;

$к_р$ – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления движению (табл. 5).

4.2. Сопротивления передвижению от уклона рельсовых путей:

крана

$$W_{ук} = \alpha\,(G_{кр} + Q)\;кгс,$$

тележки

$$W_{ук} = \alpha\,(G_т + Q)\;кгс;$$

где α – уклон рельсового пути (табл. 6).

Сопротивление передвижению тележки по наклонной стреле

$$W_{ук} = (G_т + Q)\sin\gamma\;кгс,$$

где γ – угол между осью стрелы и горизонтальной плоскостью, град.

Таблица 3

Коэффициент трения подшипников f

Тип подшипника	Коэффициент трения f
Шариковые и роликовые	0,015
Конические	0,02
Скольжения	0,10

Таблица 4

Коэффициент трения качения α, см

Форма головки рельса	Диаметр колес, мм				
	200-320	400-560	630-700	800	900-1000
Плоская	0,03	0,05	0,06	0,065	0,07
Закругленная ..	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12

Таблица 5

Коэффициенты $\kappa_р$, учитывающие дополнительные сопротивления движению

Механизмы передвижения	Обод ходовых колес	Привод механизма	Коэффициент $\kappa_р$	Примечание
Краны опорные	Конический	Центральный	1,2	—
		Раздельный	1,1	
	Цилиндрический с ребордами	Центральный	1,5	Статически определимые краны
		Раздельный	1,1	
	Цилиндрический без реборд	Центральный или раздельный	1,1	С боковыми направляющими роликами
Краны подвесные	Конический одноребордный	Односторонний	2,5	Подшипники качения
			2,0	Подшипники скольжения
		Двусторонний	2,0	Подшипники качения
			1,8	Подшипники скольжения
Крановая тележка	Цилиндрический с ребордами	Центральный	2,5	Токоподвод с помощью троллеев
			2,0	Токоподвод с помощью гибкого кабеля

Таблица 6

Уклоны рельсовых крановых и тележечных путей

Характеристика рельсового пути	Уклон α
Пути мостовых кранов	0,001
Пути козловых, портальных и стапельных кранов	0,003
Пути строительных башенных кранов	0,005
Пути для железнодорожных кранов с щебеночным основанием и деревянными шпалами	0,004
Пути тележек на мосту крана	0,002

4.3. Сопротивление передвижению от трения в блоках полиспаста и от изгиба грузовых канатов (черт. 1).

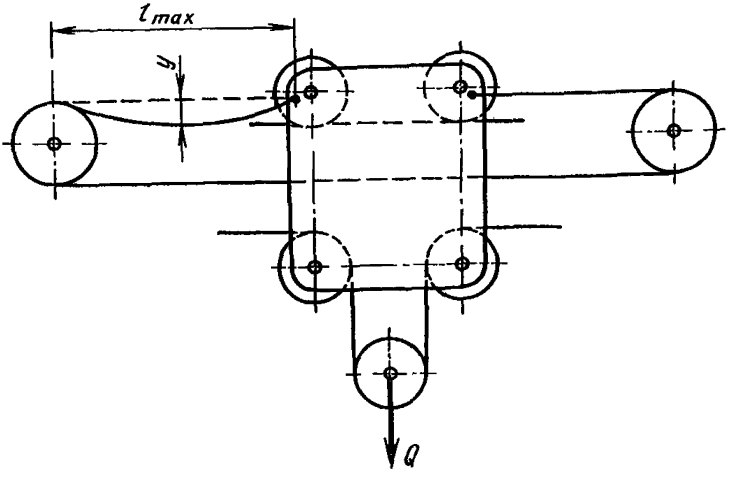
$$W_{бл} = Q \frac{(1-\eta_{бл})(1-\eta_{бл}^{i_п-1})}{\eta_{бл}(1-\eta_{бл}^{i_п})} \quad кгс,$$

где $\eta_{бл}$ – КПД блока полиспаста (см. РТМ 24.090.29-77 „Краны грузоподъемные. Механизм подъема груза. Метод расчета");

$i_п$ – кратность полиспаста.

4.4. Сопротивление передвижению тележки от провисания тягового каната (цепи) (см. черт. 1)

Схема механизма передвижения с канатной тягой



Черт. 1

$$W_{кан} = \frac{q\, l_{max}}{8f} \text{ кгс},$$

где q – погонный вес тягового каната (цепи), кгс/м;

l_{max} – наибольшее возможное расстояние между барабаном (звездочкой) и креплением тягового каната (цепи) на тележке, м;

f – стрела провеса каната (цепи), м.

Стрела провеса цепи может быть принята

$$f = (0{,}02 \ldots 0{,}03) l_{max}.$$

Стрела провеса канатов принимается согласно разделу 13 настоящего РТМ.

5. ХОДОВЫЕ КОЛЕСА И РОЛИКИ

5.1. Ходовые колеса и ролики рассчитываются согласно рекомендациям справочного приложения 2.

6. СТАТИЧЕСКАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

6.1. Мощность двигателя при установившемся движении равна:

с приводными колесами

$$P_{ст} = \frac{(W_{тр} + W_{ук} + W_{в.р}) v_{кр}}{m\, 102 \cdot 60\, \eta} \text{ кВт};$$

с канатной тягой

$$P_{ст} = \frac{(W_{тр} + W_{ук} + W_{в\,р} + W_{бл} + W_{кан}) v_{кр}}{m\, 102 \cdot 60 \cdot \eta} \text{ кВт},$$

где $W_{тр}, W_{ук}, W_{в\,р}, W_{бл}, W_{кан}$ – сопротивления передвижению (см. п. 2.1, 4.1-4.4);

$v_{кр}$ – заданная скорость передвижения крана, м/мин;

η – общий КПД механизма;

m – количество двигателей механизма.

Выбор и проверку двигателей рекомендуется выполнять по методике, разработанной ВНИИПТмашем и изложенной в книге „Расчеты крановых механизмов и их деталей". 3-е изд. М., „Машиностроение", 1971.

6.2. Общий КПД механизма

$$\eta = \eta_м \eta_{ред} \eta_{пер},$$

где $\eta_м$ – КПД муфт;
$\eta_{ред}$ – КПД редуктора;
$\eta_{пер}$ – КПД открытых передач.

7. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

7.1. Необходимое передаточное число передаточного механизма

$$u = \frac{n_{дв}}{n_к},$$

где $n_к$ – частота вращения ходового колеса, об/мин;
$n_{дв}$ – частота вращения двигателя принимается равной номинальной частоте вращения согласно каталогам на двигатели соответствующих типов.

7.2. Частота вращения ходового колеса

$$n_К = \frac{v_{кр}}{\pi D_К} \text{ об/мин},$$

где $v_{кр}$ – заданная скорость передвижения крана или тележки, м/мин;
$D_К$ – диаметр ходового колеса, м.

7.3. Отклонение фактической скорости передвижения от заданной

$$\Delta v = \frac{v_ф - v_{кр}}{v_{кр}} 100\% \leq [\Delta v],$$

где $v_ф$ – фактическая скорость передвижения, м/мин;
$[\Delta v]$ – допускаемое отклонение скорости в %; принимается согласно ГОСТу на краны соответствующих типов; если отклонение не регламентировано. то рекомендуется принимать $[\Delta v] = \pm 15\%$.

Фактическая скорость передвижения

$$v_ф = \frac{\pi D_к n_{дв}}{u_ф} \text{ м/мин},$$

где $u_ф$ – фактическое передаточное число передаточного механизма.

7.4. Передачи должны рассчитываться согласно РТМ 24.090.11-76 „Краны грузоподъемные". Передачи зубчатые цилиндрические. Расчет на прочность" и РТМ 24.09033-77 „Краны грузоподъемные. Передачи червячные. Расчет на прочность".

7.5. Редукторы должны выбираться согласно рекомендациям нормалей на редукторы с учетом режима работы механизма.

7.6. Валы и оси должны рассчитываться согласно РТМ 24.090.12-76 „Краны грузоподъемные. Валы и оси. Метод расчета".

7.7. Соединения деталей должны рассчитываться согласно РТМ 24.090.15-76 „Краны грузоподъемные. Соединения зубчатые (шлицевые), прямобочные и эвольвентные. Метод расчета" и РТМ 24.090.18-76 „Краны грузоподъемные. Соединения деталей с гарантированным натягом. Метод расчета".

8. ПОДШИПНИКИ

8.1. Подшипники качения должны выбираться по статической грузоподъемности или динамической приведенной нагрузке согласно РТМ 24 090.17-76 „Краны грузоподъемные. Подшипники качения. Расчет и выбор".

8.2. Эквивалентная радиальная нагрузка на подшипник ходового колеса принимается равной половине эквивалентного давления (см. п. 3.2.) или определяется по заданному или типовому графику нагружения механизмов передвижения. Типовые графики нагружения механизмов мостовых кранов общего назначения, грейферных и магнитных кранов в зависимости от режима работы приведены в РТМ 24.090.14-76 „Краны грузоподъемные мостовые. Эквивалентные нагрузки. Метод расчета".

8.3. Осевая нагрузка на подшипник принимается постоянной согласно п. 3.4.

8.4. Частота вращения колеса определяется по формуле п. 7.2.

8.5. Подшипники качения боковых роликов при безребордных колесах выбираются по статической грузоподъемности при максимальной боковой силе $0{,}6 \cdot H_{max}$ кгс (см. п. 3.3.).

8.6. Подшипники скольжения проверяются:

на удельное давление

$$p = \frac{N_{max}}{d\,l} \leq [p] \text{ кгс/см}^2;$$

на окружную скорость поверхности трения

$$v = \frac{\pi d n}{60} \leq [v] \text{ м/с};$$

на удельную работу трения

$$pv \leq [p\,v] \quad \text{кгс} \cdot \text{м/с} \cdot \text{см}^2,$$

где N_{max} – максимальная нагрузка на подшипник (см. п. 3.1), кгс;

d – диаметр цапфы, см;

l – длина втулки подшипника, см;

n – частота вращения вала или оси, об/мин;

$[p]$ – допускаемое удельное давление (табл. 7), кгс/см^2;

$[v]$ – допускаемая окружная скорость (см. табл. 7), м/с;

$[pv]$ – допускаемая удельная работа трения (см. табл. 7), кгс · м/с · см^2.

Таблица 7

Допускаемые величины удельного давления $[p]$, окружной скорости $[v]$ и удельной работы трения $[pv]$ при условии частой смазки и отсутствия абразивной среды

Материал подшипника	$[p]$, кгс/см^2	$[v]$, м/с	$[pv]$, кгс · м/см^2 с
Бронза Бр.АЖ-9-4, Бр. ОЦС 5-5-5, Бр. ОЦС 3,5-7-5	50	3	80
Чугун АСЧ-2	30	1	-

9. ТОРМОЗНОЙ МОМЕНТ ТОРМОЗА, ВРЕМЯ И ПУТЬ ТОРМОЖЕНИЯ

9.1. Тормозной момент тормоза не должен вызывать проскальзывания затормаживаемого ходового колеса крана и тележки без груза.

9.2. Тормоза должны удерживать кран и тележку при действии ветра рабочего состояния, наличии уклона крановых и тележечных путей и уменьшении коэффициента сцепления приводных колес с рельсами.

9.3. Допускаемые наибольшие замедления при торможении кранов без учета ветровой нагрузки и уклона рекомендуется принимать согласно табл. 8.

Таблица 8

Допускаемые ускорения и замедления $[a]$ механизмов передвижения кранов с гибким подвесом груза, м/с^2

Назначение крана	Грузоподъемность, т		
	до 3,2	3,2-12,5	свыше 12,5
Перегрузка штучных грузов: с ручной строповкой	0,20	0,15	0,10
с помощью приводного захвата	0,10	0,10	0,10
Перегрузка насыпных грузов с помощью грейфера	0,25	0,25	0,25
Монтажные работы	0,10	0,67	0,05
Транспортировка жидкого металла	0,10	0,10	0,10

Наибольшие допускаемые замедления при условии сохранения сцепления приводных колес с рельсами

$$[a] = \frac{v_{кр}^2}{2S_т} \text{ м/с}^2,$$

где $v_{кр}$ – скорость передвижения перед торможением;

$S_т$ – наименьший тормозной путь (табл. 9).

Наименьшее допускаемое время торможения $[t_т] = \frac{v_{кр}}{[a]} C$.

Для кранов с жестким подвесом груза допускается увеличивать ускорение на 50%.

Таблица 9

Минимальные тормозные пути $S_т$, м

Отношение суммарного давления на приводные колеса $N_{пр}$ к весу крана $G_{кр}$ (или тележки)	Коэффициент сцепления $f_{сц}$	
	0,12	0,20
$\frac{N_{пр}}{G_{кр}} = 1$	$\frac{v^2}{6500}$	$\frac{v^2}{11000}$
$\frac{N_{пр}}{G_{кр}} = \frac{1}{2}$	$\frac{v^2}{3250}$	$\frac{v^2}{5500}$
$\frac{N_{пр}}{G_{кр}} = \frac{1}{4}$	$\frac{v^2}{1650}$	$\frac{v^2}{2250}$

v – скорость передвижения крана (тележки), м/мин.

9.4. Расчетный тормозной момент на тормозных валах при заданном времени торможения, движении по ветру и под уклон на прямой

$$M_{т.\ кр} = M_{зат} - M_{с}$$

где $M_{зат}$ – момент затормаживания, кгс·м;

$M_{с}$ – момент статического сопротивления, кгс·м.

Момент затормаживания от динамических сил поступательно движущихся масс крана и вращающихся масс элементов механизма передвижения

$$M_{зат} = \frac{1}{[t_т]}\left(0{,}975\,\frac{G_{кр}\,v_{кр}^2\,?}{n^2} + \frac{m\,\delta\,GD^2 n}{375}\right) \text{ кгс·м},$$

где $G_{кр}$ – вес крана, кгс;

n – частота вращения затормаживаемых валов, об/мин;

$v_{кр}$ – скорость передвижения перед торможением, м/мин;

GD^2 – приведенные к затормаживаемым валам маховые моменты вращающихся масс ротора (якоря), тормозного шкива и муфт (см. РТМ 24.090.27-77 „Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки", приложение 5 справочное, табл. 1), кгс·м^2;

m – количество приводов механизма передвижения;

$\delta = 1,2$ – коэффициент, учитывающий маховые моменты остальных вращающихся масс механизма;

η – общий КПД механизма.

Момент статического сопротивления крана без груза

$$M_c = (W_{тр} - W_{в\,р} - W_{ук}) \frac{D_к \eta}{2u} \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

где $W_{тр}$ – сопротивление передвижению крана от трения без учета дополнительных сопротивлений $\kappa_р = 1$ (см. п. 4.1.), кгс;

$W_{ук}$ – движущая сила от уклона (см. п. 4.2), кгс;

$W_{в\,р}$ – движущая ветровая нагрузка рабочего состояния, определяемая согласно ГОСТ 1551-65 „Краны подъемные. Нагрузка ветровая" с учетом указаний РТМ на нормы расчета кранов соответствующих типов, кгс;

$D_к$ – диаметр ходового колеса, м;

u – передаточное число механизма;

η – общий КПД механизма.

9.5. Расчетный тормозной момент на тормозных валах для мостовых кранов, работающих на открытом воздухе и не имеющих противоугонных устройств

$$M_{т\,кр} = \kappa_т (W_{в\,н} + W_{ук} - W_{тр}) \frac{D_к \eta}{2u} \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

где $\kappa_т = 1,2$ – коэффициент запаса торможения согласно Правилам Госгортехнадзора;

$W_{в\,н}$ – ветровая нагрузка нерабочего состояния, кран без груза, кгс;

$W_{тр}$ – сопротивления передвижению крана без груза от трения без учета дополнительных сопротивлений (см. п. 4.1), кгс.

9.6. Расчетный тормозной момент тормоза

$$M_т = \frac{M_{т\,кр}}{m} \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

где m – количество тормозов в механизме передвижения.

Тормоза выбираются по соответствующей нормали из условия.

$$M_T \leq M_{TH},$$

где M_{TH} – номинальный тормозной момент тормоза согласно нормам с учетом заданного режима работы механизма передвижения, кгс·м.

9.7. Расчет элементов механических тормозов выполняется согласно РТМ 24.090.19-76 „Краны грузоподъемные. Тормоза механические. Метод расчета".

9.8. Расчетный тормозной момент не должен превышать моменты от силы сцепления заторможенного колеса

$$M_T \leq \frac{N_{min} f_{сц} D_K ?}{2u} \text{ кгс·м},$$

где N_{min} – наименьшее давление на заторможенное колесо;

$f_{сц}$ – коэффициент сцепления колеса с рельсом;

$f_{сц} = 0{,}20$ – при работе в помещении;

$f_{сц} = 0{,}12$ – при работе на открытом воздухе.

9.9. При работе крана на открытом воздухе тормоза должны удерживать кран без груза от угона ветром рабочего состояния

$$m M_T \geq 1{,}15 (W_{вр} + W_{ук} - W_{тр}) \frac{D_K ?}{2u} .$$

9.10. Время торможения механизма при возможных условиях работы крана

$$t_T = \frac{\Sigma G D^2 n}{375 (m M_T + M_c)} \text{ с},$$

где $\Sigma G D^2$ – маховой момент вращающихся масс элементов механизма и поступательно движущихся масс крана с грузом, кгс·м^2;

n – частота вращения тормозного вала перед началом торможения, об/мин; в случае установки тормоза на валу двигателя n определяется по механической характеристике двигателя при фактической нагрузке, равной моменту статического сопротивления;

M_c – момент статического сопротивления при движении крана с грузом или без груза, кгс·м;

$M_т$ – расчетный тормозной момент тормоза (см. п. 9.6), кгс·м;

m – количество тормозов.

Маховой момент вращающихся и поступательно движущихся масс

$$\Sigma GD^2 = m\delta(GD_р^2 + GD_м^2 + GD_ш^2) + \frac{(G_{кр} + Q)D_к^2\eta}{u^2} \text{ кгс}\cdot\text{м}^2,$$

где $GD_р^2$, $GD_м^2$, $GD_ш^2$ – маховые моменты ротора (якоря) двигателя, муфт и тормозного шкива соответственно, кгс·м^2.

Остальные величины пояснены ранее.

Момент статического сопротивления

$$M_c = (W_{тр} \pm W_{вр} \pm W_{ук})\frac{D_к\eta}{2u} \text{ кгс}\cdot\text{м},$$

где $W_{тр}$ – сопротивление движению от трения крана с грузом или без груза (см. п. 4.1), кгс;

$W_{вр}$ – ветровая нагрузка рабочего состояния на кран с грузом или без груза, кгс;

$W_{ук}$ – сопротивление от уклона крана с грузом или без груза (см. п. 4.2), кгс.

9.11. Путь, проходимый краном, за время торможения

$$S_т = \frac{v_{кр}\, t_т}{2} \text{ м},$$

где $v_{кр}$ – скорость крана перед торможением, определяемая по частоте вращения двигателя

$$v_{кр} = \frac{\pi D_к n_{дв}}{2u \cdot 60} \text{ м/с}.$$

9.12. Среднее ускорение при торможении

$$a = \frac{v_{кр}}{t_т} \leq [a] \text{ м/с}^2,$$

где $[a]$ – допускаемое ускорение (см. табл. 8).

9.13. Тормозной момент тормоза, время и путь торможения тележки определяются по приведенным выше формулам, в которых вместо веса крана $G_{кр}$ подставляется вес тележки $G_т$ и параметры механизма передвижения тележки.

10. ПРОВЕРКА ЗАПАСА СЦЕПЛЕНИЯ ПРИВОДНЫХ КОЛЕС

10.1. Запас сцепления приводных колес проверяется для случаев разгона и торможения крана без груза

$$k_{сц} = \frac{F_{сц}}{W_{тр} + W_{в\,р} + W_{ук} + P_д - W_п} \geq [k_{сц}],$$

где $F_{сц}$ – сила сцепления приводных колес с рельсами, кгс;

$W_{тр}$ – сопротивление передвижению от трения (см. п. 4.1), кгс;

$W_{в\,р}$ – ветровая нагрузка рабочего состояния согласно ГОСТ 1451-65 „Краны подъемные. Нагрузка ветровая" с учетом указаний РТМ на нормы расчета кранов соответствующих типов, кгс;

$W_{ук}$ – сопротивление от уклона (см. п. 4.2), кгс;

$P_д$ – динамическая нагрузка поступательно движущихся масс крана, кгс;

$W_п$ – сопротивление от трения в подшипниках приводных колес, кгс;

$[k_{сц}]$ – допускаемый коэффициент запаса сцепления (табл. 10).

Таблица 10

Допускаемые коэффициенты запаса сцепления $[k_{сц}]$

Условия работы крана	Коэффициент запаса сцепления $[k_{сц}]$
Нормальная работа:	
без ветровой нагрузки	1,2
с ветровой нагрузкой	1,1
Работа в случае отказа одного и более двигателей	
без ветровой нагрузки	1,1
с ветровой нагрузкой	1,05

10.2. Сила сцепления приводных колес с рельсами

$$F_{сц} = f_{сц} \Sigma N_i \text{ кгс},$$

где N_i – давление на приводные колеса, определяемое согласно указаниям РТМ на нормы расчета кранов соответствующих типов, кгс;

$f_{сц}$ – коэффициент сцепления колеса с рельсом; $f_{сц}=0,20$ – при работе в помещении, когда попадание на рельсы влаги исключено; $f_{сц}=0,12$ – при работе на открытом воздухе.

10.3. Динамическая нагрузка поступательно движущихся масс крана

$$P_g = \frac{G_{кр}}{g} a \text{ кгс},$$

где $G_{кр}$ – вес крана;

$g = 9,81$ м/с^2 – ускорение силы тяжести;

a – ускорение при разгоне или замедление при торможении крана (см. п. 9.3; 9.12), м/с

10.4. Сопротивление передвижению от трения в подшипниках приводных колес

$$W_п = \Sigma N_i \, f \frac{d}{D_к} \text{ кгс},$$

где N_i – давление на приводные колеса, кгс;

f – коэффициент трения в подшипниках (см. табл. 3);

$d, D_к$ – диаметры соответственно цапфы подшипника и ходового колеса, см.

10.5. В механизмах передвижения с двумя раздельными приводами запас сцепления проверяется для случая разгона при отказе одного привода, если такая работа крана допустима. При этом тележка без груза находится около опоры крана с работающим приводом или поворотная часть расположена так, что увеличивается давление на приводное колесо. Динамическая нагрузка (п. 10.3), определяется для случая разгона крана с одним приводом. Допускаемый коэффициент запаса сцепления приведен в табл. 10.

10.6. В механизмах передвижения с многодвигательным приводом запас сцепления проверяется для случая разгона при отказе одного двигателя, одной четверти всех двигателей или другого количества двигателей, если такая работа крана допустима. Тележка или поворотная часть располагаются с учетом наиболее характерных случаев работы. Динамическая нагрузка (см. п. 10.3) определяется при соответствующем количестве работающих двигателей. Допускаемый коэффициент запаса сцепления приведен в табл. 10.

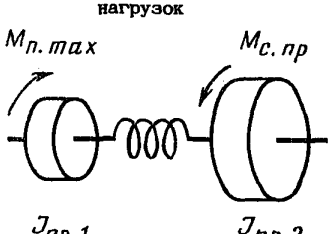
10.7. Запас сцепления приводных колес тележки проверяется в случае разгона и торможения тележки по приведенным выше формулам, в которых вместо веса крана $G_{кр}$ учитываются вес тележки $G_т$ и параметры механизма передвижения тележки.

11. НАГРУЗКИ ДЛЯ РАСЧЕТА ВАЛОВ МЕХАНИЗМА НА ПРОЧНОСТЬ

11.1. Валы механизма передвижения должны рассчитываться на прочность при наибольших (пиковых) динамических нагрузках (моментах), которые действуют в периоды разгона или торможения механизма при максимальных пусковых моментах двигателя или тормоза. Для определения динамических нагрузок при раздельном приводе механизм и часть крана представляются двухмассовыми упругодинамическими моделями согласно указаниям РТМ 24.090.27-77 „Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки".

11.2. Наибольшие динамические нагрузки при разгоне механизма передвижения без учета зазоров в элементах (черт. 2) равны

Модель для расчета динамических нагрузок



Черт. 2

$$M_{g\,max} = M_{c\,пр} + \frac{2(M_{п\,max} - M_{c\,пр})\, I_{пр\,2}}{I_{пр\,1} + I_{пр\,2}},$$

где $M_{c\,пр}$ – приведенный к рассчитываемому валу момент статического сопротивления опоры крана (см. РТМ 24.090.27-77 „Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки", приложение 5, табл. 5), кгс·м;

$M_{п\,max}$ – приведенный к рассчитываемому валу максимальный пусковой момент двигателя, кгс·м;

$I_{пр.1}$ – приведенные к рассчитываемому валу моменты инерции ротора (якоря) двигателя, тормозного шкива и муфт, находящихся на быстроходном валу (см. РТМ 24.090.27-77 „Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки", приложение 5, табл. 1), кгс·м/с^2;

$I_{пр\,2} = I_{пр\,вр} + I_{пр.п}$ – приведенные к рассчитываемому валу моменты инерции вращающихся масс кинематической цепи ходовое колесо – рассчитываемый вал и часть поступательно движущихся масс крана, относящихся к рассчитываемому механизму. Определение $I_{пр\,вр}$ и $I_{пр\,п}$ см. РТМ 24.090.27-77 „Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки", приложение 5, табл. 1.

Поступательно движущуюся массу, относящуюся к рассчитываемому механизму, допускается принимать

$$m = \frac{\Sigma N_{max}}{g} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м},$$

где ΣN_{max} – сумма давлений на колеса опоры рассчитываемого механизма от весов крана и тележки (при жестком подвесе учитывается вес груза), кгс;

$g = 9{,}81$ м/с^2 – ускорение силы тяжести.

11.3. Приведенный к рассчитываемому валу максимальный пусковой момент двигателя

$$M_{п\,max} = K_K M_н u_i \eta_i \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

где $\kappa_к$ – коэффициент максимальной перегрузки двигателя;

$M_н$ – номинальный момент двигателя при ПВ = 25% или ПВ = 40% в зависимости от типа двигателя, кгс·м;

$u_v \eta_v$ – передаточное число и КПД кинематической цепи от вала двигателя до рассчитываемого вала.

12. НАГРУЗКИ ДЛЯ РАСЧЕТА ВАЛОВ МЕХАНИЗМА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

12.1. Валы механизмов мостовых кранов общего назначения, грейферных и магнитных рекомендуется рассчитывать на выносливость согласно РТМ 24.090.14-76 „Краны грузоподъемные мостовые. Эквивалентные нагрузки. Метод расчета".

12.2. Наибольшие динамические (пиковые) нагрузки с учетом упругих колебаний рекомендуется определять по формуле в п. 11.2. При этом должен приниматься пусковой момент двигателя согласно его пусковой характеристике при нормальной работе механизма передвижения.

13. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ ТЕЛЕЖКИ С КАНАТНОЙ ТЯГОЙ

13.1. Расчет механизма подъема должен выполняться согласно РТМ 24.090.29-77 „Краны грузоподъемные . Механизмы подъема груза. Метод расчета".

13.2. В случае расположения лебедки механизма подъема на кране вес грузозахватного органа (крюковой подвески и пр.) должен быть больше сопротивлений от трения в блоках полиспаста, отклоняющих блоках и от провисания каната.

$$G_{гр} \geq \frac{q l_{max}^2 i_п \eta_п \eta_{бл}^a}{8 [f]},$$

где q – погонный вес каната, кгс/м;

l_{max} – наибольшее расстояние между точками опирания грузового каната, м;

$[f]$ – допускаемый провес ветви грузового каната, м;

$i_п$ – кратность полиспаста;

$\eta_п$ – КПД полиспаста;

$\eta_{бл}$ – КПД блока;

a – количество отклоняющих блоков грузового каната.

13.3. Наибольшее натяжение наматываемой на барабан ветви тягового каната механизма передвижения

$$S_{max} = \frac{W_{тр} + W_{ук} + W_{в.р} + W_{бл} + W_{кан} + S_0}{\eta_{бл}^{a}} \text{ кгс},$$

где $W_{тр}$ – сопротивление от трения (см. п. 4.1), кгс;

$W_{ук}$ – сопротивление от уклона (см. п. 4.2), кгс;

$W_{бл}$ – сопротивление при прохождении грузового каната по блокам полиспаста, расположенного на тележке (см. п. 4.3), кгс;

$W_{кан}$ – сопротивление от провисания тягового каната (см. п.4.4), кгс;

$W_{в.р}$ – сопротивление от ветровой нагрузки рабочего состояния, действующей на тележку и груз, кгс; принимается согласно ГОСТ 1451-65 „Краны подъемные. Нагрузка ветровая" и дополнительным указаниям РТМ на нормы расчета кранов соответствующих типов;

S_0 – начальное натяжение тягового каната; принимается согласно указаниям РТМ на нормы расчета кранов соответствующих типов, кгс;

$\eta_{бл}$ – КПД блока;

a – количество отклоняющих блоков тягового каната.

13.4. Тяговый канат должен выбираться по разрывному усилию

$$P \geq [K] S_{max},$$

где P – разрывное усилие каната в целом, принимается по сертификату или по данным ГОСТа на канаты, кгс;

$[K]=4$ – наименьший допускаемый коэффициент запаса прочности согласно Правилам Госгортехнадзора;

S_{max} – наибольшее натяжение ветви каната (см. п. 13.3), кгс.

13.5. Принятый канат проверяется при наибольшем натяжении, которое может быть создано максимальным моментом двигателя

$$\frac{P}{S_{max\,дв}} \geq [K],$$

где P – разрывное усилие принятого каната, кгс;

$[K]=2$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Наибольшее натяжение каната

$$S_{max\ дв} = \frac{2 M_{дв\ max}\, u\, \eta}{D_0} + S_0 \text{ кгс},$$

где $M_{дв\ max}$ – максимальный момент двигателя тяговой лебедки, кгс·м;

D_0 – диаметр барабана тяговой лебедки по средней линии навитого каната, м;

u, η – передаточное число и КПД передаточного механизма тяговой лебедки;

S_0 – начальное натяжение тягового каната, кгс.

13.6. Двигатель выбирается по статической мощности (см. п. 6.1). Проверку двигателя рекомендуется выполнять по методике, разработанной ВНИИПТмашем и изложенной в книге „Расчеты крановых механизмов и их деталей". 3-е изд. М., „Машиностроение", 1971.

При этом рекомендуется принимать:

наибольшее натяжение каната согласно п. 13.3;

среднее натяжение каната при проверке на нагрев

$$S_{ср} = \frac{W_{тр} + 0{,}5\,(W_{ук} + W_{кан} + W_{бл} + W_{вр})}{\eta_{бл}^{a}} \text{ кгс},$$

где обозначения входящих в формулу величин пояснены в п. 13.3.

13.7. Определение расчетного тормозного момента и выбор тормоза должны выполняться согласно разделу п. 9.

14. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРОТИВОУГОННЫХ УСТРОЙСТВ

14.1. Противоугонное устройство крана должно рассчитываться на удерживающую силу

$$P_{ув} \geq \frac{K}{Z}\,(W_{в.н} + W_{ук} - W_{тр}) \text{ кгс},$$

где $W_{в.н}$ – ветровая нагрузка нерабочего состояния согласно ГОСТ 1461-65 „Краны подъемные. Нагрузка ветровая" с учетом дополнительных указаний РТМ на нормы расчета кранов соответствующих типов, кгс;

$W_{ук}$ – движущая сила от уклона (см. п. 4.2), кгс;

$W_{тр}$ – сопротивление передвижению от трения без учета дополнительных сопротивлений (см. п. 4.1), кгс;

$K = 1,2$ – коэффициент запаса;

z – количество противоугонных устройств, установленных на кране.

14.2. Расчет элементов противоугонного устройства на прочность должен выполняться при действии удерживающей силы и сил, возникающих при зажатии рельса.

14.3. Коэффициенты сцепления губок (эксцентриков) захвата с рельсом рекомендуется принимать согласно табл. 11.

Таблица 11

Значения коэффициентов сцепления $f_{сц}$

Характер поверхности губок (эксцентриков)	Марка стали	Термообработка	Коэффициент сцепления $f_{сц}$
Насечка острая	65Г, 60С2, У8В, У10А	HRC56	0,30
Без насечек	Ст.3, Ст.5, 45	НВ350	0,15

14.4. Расположение противоугонных устройств и размеры их элементов должны обеспечивать расчетную удерживающую силу независимо от зазоров, которые могут быть при износе ходовых колес и крановых рельсов в пределах, установленных инструкцией по эксплуатации крана.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Справочное

ТИП И РАЗМЕРЫ РЕЛЬСА ДЛЯ КРАНОВ И ТЕЛЕЖЕК

Тип и минимальный размер рельса рекомендуется принимать с учетом максимального давления на колесо согласно таблице приложения 1.

Типы и размеры рельсов

Форма головки рельса	Типоразмер рельса при максимальном давлении на колесо, тс								
	5	10	16	20	25	32	50	80	100
Рельс с закругленной головкой	Р18	Р38		Кр50 Р43		Кр70 Р48	Кр80 Р50	Кр120 Р65	Кр140
Плоский рельс шириной, мм	40	50	60		70	80	90	100	120

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Справочное

ХОДОВЫЕ КОЛЕСА И РОЛИКИ

1. Обод колеса и ролика рассчитывается на смятие при эквивалентной нагрузке (см. п. 3.2).

Напряжения смятия обода при линейном контакте с рельсом:

колесо не может поворачиваться вокруг своей вертикальной оси

$$\sigma_{см} = 0{,}418 \sqrt{\frac{N_{экв} E_{пр}}{в\, r}} \leq [\sigma_{см}] \text{ кгс/см}^2;$$

колесо может поворачиваться на некоторый угол вокруг своей вертикальной оси

$$\sigma_{см} = 0{,}342 \sqrt{\frac{N_{экв} E_{пр}}{в\, r\,(0{,}5 - f\frac{r}{в})}} \leq [\sigma_{см}] \text{ кгс/см}^2,$$

где $N_{экв}$ – эквивалентная нагрузка (см. п. 3.2), кгс;

$в$ – ширина рабочей поверхности головки рельса (радиусы закругления головки не учитываются), см;

r – радиус ходового колеса, см;

$E_{пр}$ – приведенный модуль упругости (табл. 1 приложения 2), кгс/см^2;

$f = 0{,}1$ – коэффициент трения скольжения колеса по рельсу;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия (табл. 1 приложения 2), кгс/см^2;

Приведенный модуль упругости

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \text{ кгс/см}^2,$$

где E_1 – модуль упругости материала колеса, кгс/см^2;

E_2 – модуль упругости материала рельса, кгс/см^2.

При стальных колесах и рельсах

$$\sigma_{см} = 600 \sqrt{\frac{N_{экв}}{в\, r}} \leq [\sigma_{см}] \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{см} = 500\sqrt{\frac{N_{экв}}{B\,r\,(0{,}5 - f\,\frac{r}{B})}} \quad кгс/см^2.$$

Таблица 1

Приведенный модуль упругости при стальном рельсе $E_{пр}$ и допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$

Материал колеса или ролика	$E_{пр}$, кгс/см^2	Твердость площади поверхности обода НВ	Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$, кгс/см^2	
			Контакт линейный	Контакт точечный
Сталь 45	$2{,}1 \cdot 10^6$	≤217	**4500**	11000
		300-400	**7500**	18000
Сталь 75		240	**5500**	13000
		300-400	**8500**	22000
Сталь 65Г		≤269	**6000**	14000
		300-400	**8500**	22000
Сталь 40ХН		≤255	5500	13000
		300-400	8500	22000
Сталь 55ЛП		≤217	4500	11000
		300-400	7500	17000
Сталь 33ХГС-Л		≤202	5000	12000
		300-400	8000	20000
Чугун СЧ15-32	$1{,}25 \cdot 10^6$	163-229	2500	6000
Чугун СЧ35-56	$1{,}6 \cdot 10^6$	217-272	3500	8000

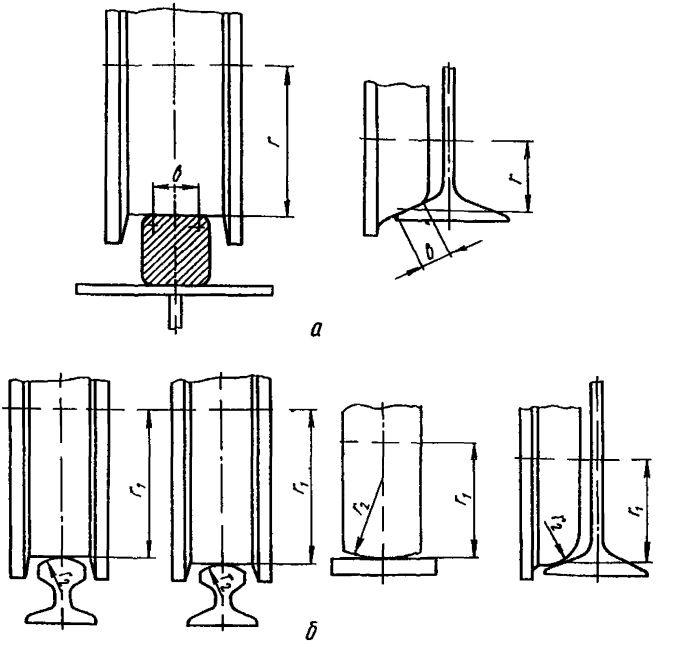
2. Напряжения смятия обода при точечном контакте с рельсом

$$\sigma_{см} = m\sqrt[3]{\frac{N_{экв}\,E_{пр}}{r^2}} \le [\sigma_{см}] \text{ кгс/см}^2,$$

где r – наибольший их двух радиусов контактирующих поверхностей колеса (ролика) и головки рельса (черт.1 приложения 2), см.

m – коэффициент, зависящий от соотношения наименьшего радиуса и наибольших радиусов контактирующих поверхностей (табл. 2 приложения 2).

Контакт ходового колеса с рельсом



а – линейный; б – точечный

Таблица 2

Значение коэффициента m

Отношение $\frac{r_1}{r_2}\left(\frac{r_2}{r_1}\right)$											
1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,15	0,1	0,05
0,39	0,40	0,42	0,44	0,47	0,49	0,57	0,60	0,72	0,80	0,97	1,28

При стальных колесах и рельсах

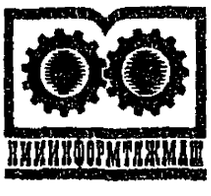
$$\sigma_{см} = 16500\, m \sqrt[3]{\frac{N_{экв}}{r^2}} \leq [\sigma_{см}] \text{ кгс/см}^2.$$

3. Боковые ролики при безребордных колесах рассчитываются на смятие при нагружении боковой силой

$$H_{экв} = 0{,}8\, H_{max} \text{ кгс.}$$

Подп. к печ. 10/V-78 г. Формат 60x90 1/16 Тираж 570 экз.
Печ. л. 1,75 Уч.-изд. л. 1,39 Зак. инст. 43/78 Зак. тип. 169

НИИинформтяжмаш, 129835, ГСП, Москва, И-90, Троицкая ул., 17
Отдел внедрения процессов микрофильмирования
и оперативной печати НИИинформтяжмаша



Заказ 43/78

gost.e-ecolog.ru