*Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. XLVII, вып. 1, 1962 г.*

# УСЛОВИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ ПРИ МНОГОКАНАТНЫХ ШКИВАХ ТРЕНИЯ

*В. А. Кабанов*

В соответствии с действующими Правилами безопасности [1], величина тормозного момента при рабочем и предохранительном торможении должна быть не менее трехкратного статического момента вращения для случая подъема или спуска расчетного груза. Наряду с этим должно быть обеспечено замедление системы при предохранительном торможении не ниже 1,5 *м/сек*$^2$ при спуске расчетного груза и не более 5 *м/сек*$^2$ при подъеме. Последнее требование предъявляется Правилами безопасности к системам с барабанными подъемными машинами, однако в настоящее время таких норм придерживаются и при шкивах трения (МакНИИ, завод им. XV-летия ЛКСМУ и др.).

Нами поставлена задача — дать анализ и выявить влияние отдельных факторов и системы подъема на величину предельных, допускаемых по условиям отсутствия скольжения, замедлений при торможении и сопоставить их с величинами замедлений, возникающих при срабатывании предохранительного тормоза, удовлетворяющего указанным требованиям Правил безопасности.

1. **Предельные замедления по условиям безопасности скольжения в периоды торможения.** Величину предельных замедлений определим методом расчета безопасности скольжения с помощью безразмерных коэффициентов [2].

К безразмерным коэффициентам, характеризующим рудничную подъемную установку с точки зрения безопасности скольжения, относятся:

$\beta$ — коэффициент мертвого веса сосуда, $\beta = \frac{Q'}{Q}$;

$h$ — относительная длина отвеса каната, $h = \frac{H}{L_0}$;

$w$ — коэффициент шахтных сопротивлений одной ветви канатов;

$\sigma_д$ — коэффициент (динамический) безопасности скольжения канатов;

$b$ — коэффициент перегрузки (ускорений или замедлений), $b = \frac{a}{g}$;

$\mu$ — тяговый коэффициент, $\mu = e^{f\alpha} - 1$,

где $Q$ — полезный груз;

$Q'$ — мертвый вес сосуда;

$H$ — длина отвеса каната;

$L_0$ — прочная длина каната;

$a$ — величина ускорения или замедления;

$f$ — коэффициент сцепления каната с футеровкой канатоведущего шкива;

$\alpha$ — угол обхвата.

Используя эти коэффициенты, можно составить ряд уравнений для различных расчетных схем рудничных подъемных установок с многоканатными шкивами трения: систем подъема с двумя подъемными сосудами (рис. 1, *а*, *б*), и систем «сосуд с противовесом» (рис. 1, *в*—*е*). Поскольку рассматриваются системы подъема с равновесными хвостовыми канатами как наиболее употребительные, общий вес 1 *пог. м* хвостовых канатов $n'p'$ равен общему весу 1 *пог. м* головных канатов $np$ ($n$ и $n'$ — число головных и хвостовых канатов; $p$ и $p'$ — вес 1 *пог. м* головного и хвостового канатов).

На примере расчетной схемы рис. 1, *а* дается способ составления условий безопасности скольжения канатов при торможении. Для остальных расчетных схем уравнения получены аналогично.

1. Торможение при подъеме расчетного груза (рис. 1, *а*):
натяжение поднимающихся ветвей канатов

$$S_{\text{п}} = Q + Q' + wQ + npH - a_3 \sum m_{\text{п}};$$

натяжение опускающихся ветвей канатов

$$S_{\text{о}} = Q' - wQ + npH + a_3 \sum m_0,$$

где силы инерции со стороны поднимающихся ветвей канатов

$$a_3 \sum m_{\text{п}} = \frac{a_3}{g}(Q + Q' + npH),$$

опускающихся ветвей канатов

$$a_3 \sum m_0 = \frac{a_3}{g}(Q' + npH).$$

Наиболее опасным для этой схемы является случай торможения, при котором натяжение $S_0$ становится больше натяжения $S_{\text{п}}$. Тогда условие безопасности скольжения

$$\sigma_{\text{д}} = \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{о}} - S_{\text{п}}}(e^{f\alpha} \quad 1). \tag{1}$$

Подставляя значения $S_{\text{п}}$ и $S_{\text{о}}$ в уравнение (1), получим

$$\sigma_{\text{д}} = \frac{Q + Q' + wQ + npH - \frac{a_1}{g}(Q + Q' + npH)}{\frac{a_3}{g}(Q + 2Q' + 2npH) - Q(1 + 2w)}(e^{f\alpha} - 1). \tag{2}$$

Вес 1 *пог. м* $n$ канатов многоканатного подъема

$$np = \frac{Q + Q'}{L_0 - H} \tag{3}$$

Подставляя (3) в уравнение (2) и имея в виду значения безразмерных коэффициентов $\beta$, $h$, $b$ и $\mu$, после преобразований получим зависимость коэффициента предельного замедления (перегрузки) $b$ от относительной длины отвеса каната $h$ для случая подъема груза $b = \varphi(h)$

$$b_1 = \frac{\sigma_{\text{д}}(1 + 2w) + \mu(1 + \beta + w) - [\sigma_{\text{д}}(1 + 2w) + \mu w]h}{\sigma_{\text{д}}(1 + 2\beta) + \mu(1 + \beta) + \sigma_{\text{д}}h} \tag{4}$$

Аналогично составляются уравнения для всех расчетных схем, приведенных на рис. 1.

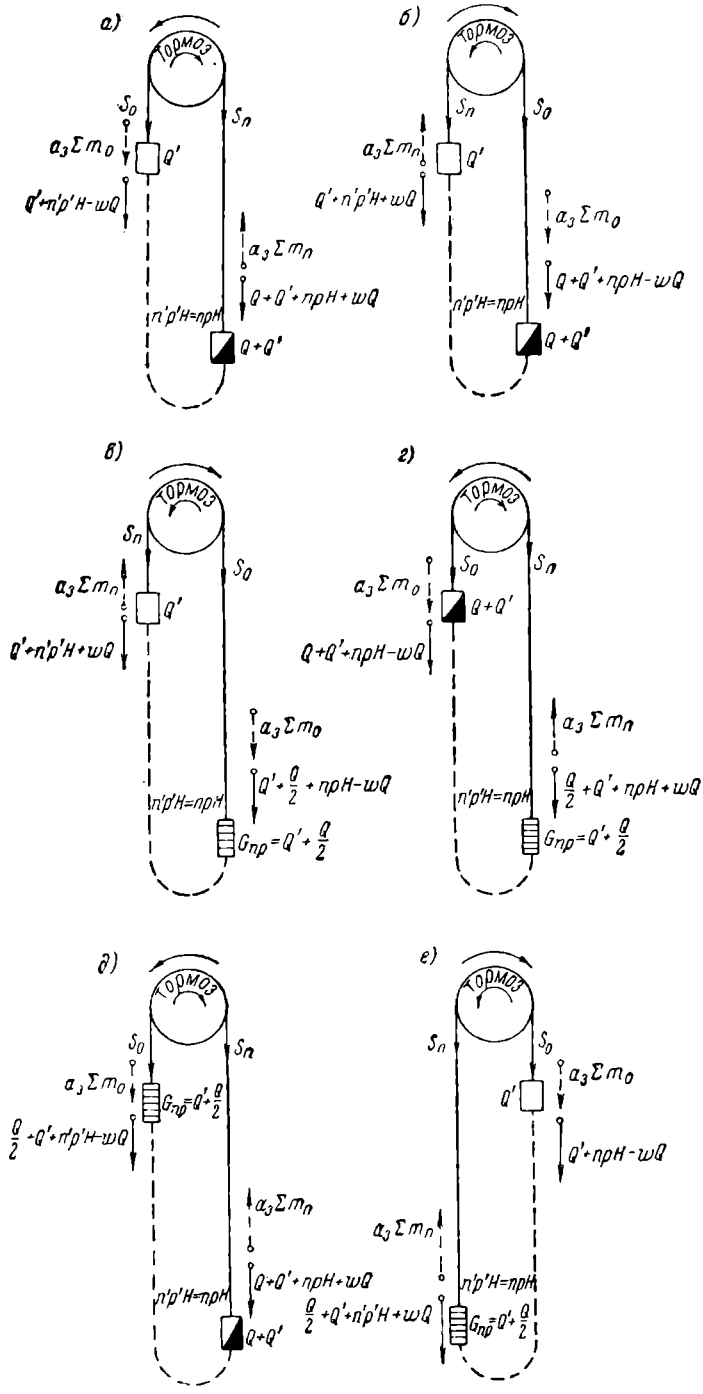



Рис. 1. Расчетные схемы подъемных установок:
*б* — двумя подъемными сосудами; *в*, *г*, *д*, *е* — сосуд с противовесом

2. Предельная перегрузка при перегоне порожних скипов или клетей с порожней вагонеткой (схема рис. 1, *а*, но при $Q = 0$)

$$b_1' = \frac{2\sigma_д w + \mu(w + \beta) - [2\sigma_д w - \mu(1 - w)]\,h}{(2\sigma_д + \mu)(\beta + h)} \tag{5}$$

при клетевом подъеме без вагонеток (соответствует подъему в клети одного человека, весом которого можно пренебречь)

$$b_1'' = \frac{2\sigma_д w + \mu(w + \beta - \beta_в) - [2\sigma_д w - \mu(1 + \beta_в - w)]\,h}{(2\sigma_д + \mu)[(\beta - \beta_в) + (1 + \beta_в)\,h]}, \tag{6}$$

где $\beta_в = \frac{Q_в}{Q}$ — коэффициент тары вагонетки;

$Q_в$ — вес вагонетки.

3. Предельная перегрузка при спуске расчетного груза (рис. 1, *б*)

$$b_2 = \frac{\mu(\beta + w) - \sigma_д(1 - 2w) + [\sigma_д(1 - 2w) + \mu(1 - w)]\,h}{\sigma_д(1 + 2\beta) + \mu\beta + (\sigma_д + \mu)\,h}. \tag{7}$$

4. Предельная перегрузка при спуске противовеса — подъеме порожнего сосуда (рис. 1, *в*)

$$b_3 = \frac{\mu(w + \beta) - \sigma_д(0{,}5 - 2w) + [\sigma_д(0{,}5 - 2w) + \mu(1 - w)]\,h}{\sigma_д(0{,}5 + 2\beta) + \mu\beta + (1{,}5\sigma_д + \mu)\,h} \tag{8}$$

5. Предельная перегрузка при подъеме противовеса — спуске груженого сосуда (рис. 1, *г*)

$$b_4 = \frac{\mu(0{,}5 + w + \beta) - \sigma_д(0{,}5 - 2w) + [\sigma_д(0{,}5 - 2w) + \mu(0{,}5 - w)]\,h}{\sigma_д(1{,}5 + 2\beta) + \mu(0{,}5 + \beta) + 0{,}5(\sigma_д + \mu)\,h} \tag{9}$$

6. Предельная перегрузка при подъеме груженого сосуда — спуске противовеса (рис. 1, *д*)

$$b_5 = \frac{\sigma_д(2w + 0{,}5) + \mu(w + \beta + 1) - [\sigma_д(2w + 0{,}5) + \mu w]\,h}{\sigma_д(1{,}5 + 2\beta) + \mu(1 + \beta) + 0{,}5\sigma_д h} \tag{10}$$

7 Предельная перегрузка при подъеме противовеса — спуске порожнего сосуда (рис. 1, *е*)

$$b_6 = \frac{\sigma_д(2w + 0{,}5) + \mu(w + \beta + 0{,}5) - [\sigma_д(2w + 0{,}5) + \mu(w - 0{,}5)]\,h}{\sigma_д(0{,}5 + 2\beta) + \mu(0{,}5 + \beta) + (1{,}5\sigma_д + 0{,}5\mu)\,h}. \tag{11}$$

При построении графиков принято: $\sigma_д = 1{,}25$ (по нормам МакНИИ); $\beta = 1{,}5$ и $3{,}0$ — для клетей; $\beta = 0{,}5$ и $1{,}0$ — для скипов; $\mu = 0{,}87$ ($\alpha = \pi$; $f = 0{,}2$); $\mu = 1{,}85$ ($\alpha = 1{,}1\pi$; $f = 0{,}3$); $w = 0{,}1$ — для клетей; $w = 0{,}075$ — для скипов.

Безразмерная форма уравнений (4) — (11) дала возможность все вычисления для построения графиков произвести с помощью машиносчетной станции Гипрошахта.

Графики для двухклетевых подъемных установок при перегоне порожних клетей без вагонеток по уравнению (6) здесь не приводятся, так как определяются значениями коэффициента $\beta_в$, зависящего от грузоподъемности вагонетки. Как видно из сравнения уравнений (5) и (6), значения $b''$ будут больше соответствующих значений $b_1'$ или, другими словами, допускаемые перегрузки при порожних клетях без вагонеток несколько выше, чем при клетях с порожними вагонетками.

Графики функций $b = \varphi(h)$ (рис. 2 и 3) представляют собой гиперболические кривые, исходящие из полюсов — общих точек для данных значений коэффициентов тяги $\mu$ при $h = 1$: $b_1 = b_1' = b_{2-6} = 0{,}258$ при $\mu = 0{,}87$; $b_1 = b_1' = b_{2-6} = 0{,}426$ при $\mu = 1{,}85$.

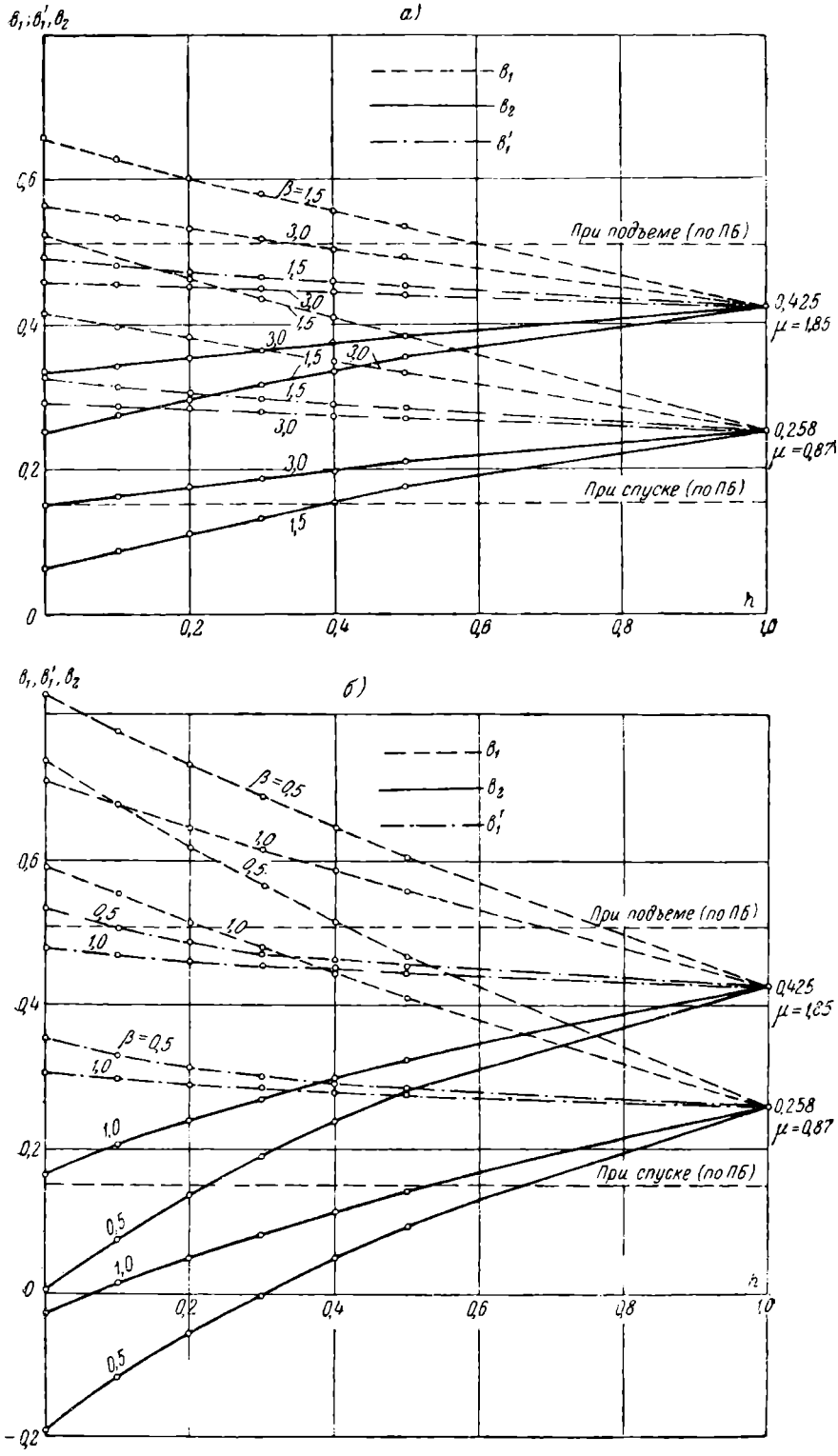



Рис. 2. Совмещенные графики предельных перегрузок при торможении: двухклетевой (*а*), двухскиповой (*б*) подъем:

— подъем груза; $b_2$ — спуск груза; $b_1'$ — перегон порожних сосудов

Предельные значения коэффициентов замедлений (перегрузок) как при спуске, так и подъеме в клетях (рис. 2, *а*) в основном находятся в границах, предписываемых Правилами безопасности, за исключением установок с подъемными сосудами, имеющими $\beta<3{,}0$ при $\mu=0{,}87$

Если при двухскиповом подъеме (рис. 2, *б*) значения коэффициентов перегрузки $b_1$ весьма значительны, то для спуска груза коэффициенты $b_2$ часто ниже допускаемых Правилами безопасности, а в ряде случаев подъем невозможен (при $b\leqslant 0$). Однако операция спуска груза при двухскиповом подъеме, как правило, не применяется.

При системе подъема «клеть с противовесом» (рис. 3, *а*) значения коэффициентов $b_3$ и $b_4$ незначительно изменяются с глубиной подъема и мало зависят от β, находясь в пределах норм, предписываемых Правилами безопасности. Допускаемые перегрузки $b_5$ для случая подъема груженого сосуда — спуска противовеса — здесь несколько ниже, чем при двухклетевом подъеме (см. рис. 2, *а*), но также находятся в приемлемых пределах $(0{,}153<b_5<0{,}51)$.

Таким образом, по условиям допустимых замедлений при торможении подъемные системы «клеть с противовесом» более безопасны, чем двухклетевые, особенно при малых глубинах.

Допускаемые замедления односкипового подъема с противовесом (рис 3, *б*) при подъеме груженого сосуда (см. кривые $b_5$) и при спуске порожнего (см. кривые $b_6$) находятся в приемлемых пределах. Режимы, соответствующие кривые $b_3$ и $b_4$, не характерны для скипового подъема с противовесом, однако в практике эксплуатации могут быть допущены ошибочно, в связи с чем система «скип с противовесом» в целом более безопасна, чем система двухскипового подъема.

**2. Тормозные режимы подъемной машины с многоканатным шкивом трения при предохранительном торможении.** Из основного уравнения равновесия подъемной установки при торможении

$$M_т \pm M_{ст} - a_э \sum mR_ш = 0 \qquad (12)$$

могут быть получены значения кратности тормозного момента $k$ для систем подъема с двумя сосудами [3] при подъеме расчетного груза

$$k_п = a_{э_п}\mu_g - 1, \qquad (13)$$

при спуске расчетного груза

$$k_с = a_{э_с}\mu_g + 1, \qquad (14)$$

где $M_т$ — тормозной момент, создаваемый тормозным устройством подъемной машины;

$M_{ст}$ — статический момент сопротивлений, создаваемый разностью натяжений ветвей канатов („+“ — подъем груза, „—“ — спуск груза);

$a_э$ — замедление;

$\sum m$ — общая приведенная масса подъемной установки (включая редуктор и ротор двигателя);

$R_ш$ — радиус шкива трения (условно принят равным радиусу тормозного обода);

$k_п$ и $k_с$ — кратность тормозного момента соответственно при подъеме и спуске расчетного груза;

$a_{э_п}$ и $a_{э_с}$ — величина замедления при подъеме ($a_{э_п}\leqslant 5$ *м/сек²*) и спуске расчетного груза ($a_{э_п}\geqslant 1{,}5$ *м/сек²*);

$\mu_g$ — степень массивности подъемной установки,

$$\mu_g = \frac{\sum m}{Q} \qquad (15)$$

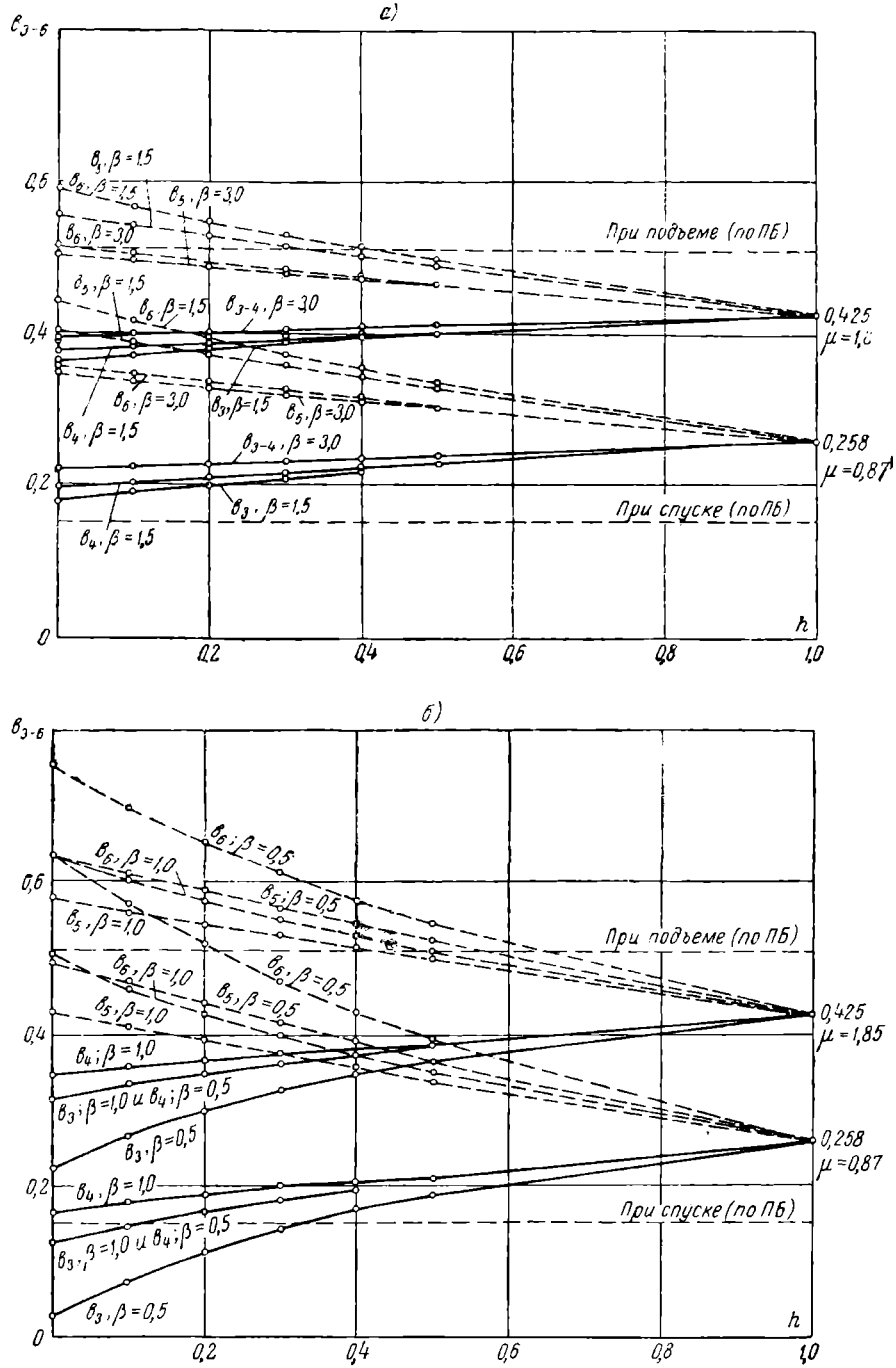



Рис. 3. Совмещенные графики предельных перегрузок при торможении: одноклетевой (*а*) и односкиповой (*б*) подъем с противовесом:

порожнего сосуда; $b_4$ — спуск груженого сосуда; $b_5$ — подъем груженого сосуда; $b_6$ — спуск порожнего сосуда

Для системы с равновесными хвостовыми канатами статический момент сопротивления при подъеме с двумя сосудами

$$M_{ст} = QR_{ш}, \tag{16}$$

«сосуд с противовесом»

$$M_{ст} = \frac{Q}{2} R_{ш}. \tag{17}$$

Уравнения (13) и (14) получены в результате подстановки в уравнение (12) выражения (16).

Для системы «сосуд с противовесом» используем выражение (17), тогда кратность тормозного момента при подъеме расчетного груза

$$k'_{п} = 2a'_{э_п} - 1, \tag{18}$$

при спуске расчетного груза

$$k'_{с} = 2a'_{э_с} = 1. \tag{19}$$

На основании зависимостей (13) и (14) построены графики рис. 4, *а*, а по (18) и (19) — рис. 4, *б*. При этом принято по Правилам безопасности $a_{э_п} = a'_{э_п} = 5$ *м/сек*$^2$ и $a_{э_с} = a'_{э_с} = 1{,}5$. *м/сек*$^2$. Требуемый тормозной момент должен быть заключен в границах, определяемых положением прямых $k_{п}$ и $k_0$ (соответственно $k'_{п}$ и $k'_0$), однако не ниже $k_{min} = 3$. Таким образом, зоне трехкратного тормозного момента соответствуют определенные значения степени массивности $\mu_g$ (для систем с двумя сосудами $\mu_g = 0{,}80 \div 1{,}33$; с противовесом $\mu_g = 0{,}4 \div 0{,}667$).

По данным Гипрошахта, Донгипрошахта и Центрогипрошахта [4], возможные пределы изменения степени массивности подъемных установок двухскиповых 0,5÷1,2; двухклетевых 0,5÷2,0; односкиповых с противовесом 0,6÷0,9; одноклетевых с противовесом 0,6÷1,7 (рис. 4).

Кратность тормозного момента для двухклетевых установок может достигать 4 (по нижней границе $k_c$), а для двухскиповых, как правило, достаточно $k_c = 3$. Однако те и другие при $\mu_g < 0{,}8$ и $k = 3$ не удовлетворяют предписанным Правилами безопасности пределам замедлений, так как левее точки $B$ при $k_{min} = 3$ замедление $a_{э_п} > 5$ *м/сек*$^2$, а при $\mu_g < 0{,}572$ (левее точки $A$) вообще не могут быть одновременно удовлетворены оба предела замедления при любых значениях кратности тормозного момента (рис. 4, *а*). Это обусловливает специальную конструкцию тормозной системы подъемной машины, которая должна быть снабжена устройством, регулирующим величину тормозного момента в зависимости от направления движения и загрузки подъемных сосудов (например, ступенчатым торможением). Современные подъемные машины с многоканатными шкивами трения имеют тормозные устройства, допускающие двухступенчатое регулирование тормозного усилия [5].

В подъемных установках с противовесами (рис. 4, *б*) потребные тормозные моменты в основном будут превышать трехкратное значение $k$ (для скипов 3÷3,7), достигая при одноклетевых подъемных установках 6 (при $\mu_g = 1{,}7$).

Рассмотрим режимы торможения при перегоне порожних сосудов.

1. *Двухсосудный подъем.* При перегоне порожних сосудов $M_{ст} = 0$. Кроме того, приведенная масса подъемной установки уменьшается по сравнению с расчетной на величину массы полезного груза и массы ва-

гонетки (только для клетей). С учетом указанных изменений основное уравнение (12) примет вид

$$M_т - a_э \sum m' R_ш = 0$$

и после соответствующих преобразований может быть получено выражение для кратности тормозного момента при перегоне порожних сосудов двухсосудного подъема

$$k = a_э \mu_g', \qquad (20)$$

где $\mu_g'$ — степень массивности подъемной установки при порожних сосудах;

$\sum m'$ — приведенная масса при порожних сосудах.

2. *Однососудный подъем с противовесом:* а) спуск противовеса — подъем порожнего сосуда; б) подъем противовеса — спуск порожнего сосуда. При любом направлении движения

$$M_{ст} = \frac{Q}{2}$$

После преобразований и обозначений, аналогичных предыдущим, из уравнения (12) получим значения кратности тормозного момента при спуске противовеса

$$k_с'' = 2a_{эс}'' \mu_g' + 1, \qquad (21)$$

при подъеме противовеса

$$k_п'' = 2a_{эп}'' \mu_g' - 1. \qquad (22)$$

Величина $\mu_g'$ как для систем с двумя сосудами, так и систем с противовесами может быть выражена через известную величину $\mu_g$ для подъемных установок со скипами или клетями (с порожней вагонеткой)

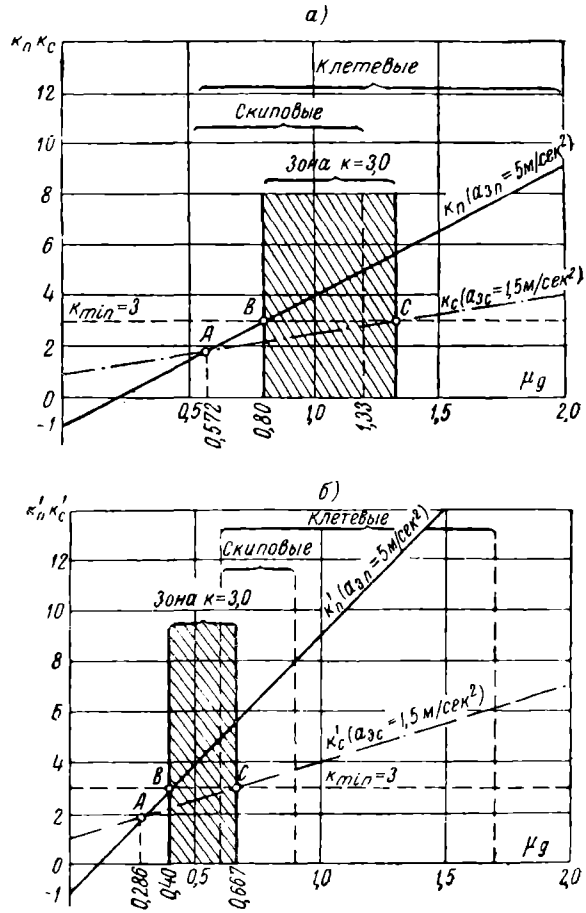



Рис. 4. Кратность тормозного момента:
*а* — подъем с двумя сосудами; *б* — сосуд с противовесом

$$\mu_g' = \frac{\sum m - \frac{1}{g} Q}{Q} = \frac{\sum m}{Q} - \frac{1}{g}$$

или

$$\mu_g' \approx \mu_g - 0{,}1, \qquad (23)$$

для клетевого подъема с порожними клетями

$$\mu'_g = \frac{\sum m - \frac{Q + Q_в}{g}}{Q} = \frac{\sum m}{Q} - \frac{1}{g}\frac{Q + Q_в}{Q}$$

или

$$\mu'_g = \mu_g - \frac{1 + \beta_в}{g}$$

Для каменноугольных шахт коэффициент тары вагонетки $\beta_в = 0{,}6 \div 0{,}5$. Тогда при порожних клетях

$$\mu'_g = \mu_g - (0{,}155 \div 0{,}163) \cong \mu_g - 0{,}16.$$

Выражения (13), (14), (18)—(22) позволяют вычислить величину кратности тормозного момента подъемной машины в зависимости от заданных пределов замедлений. Однако практически тормозная система подъемной машины регулируется на определенную величину кратности тормозного момента $k$ и проверке подлежат значения замедлений при предохранительном торможении для различных комбинаций загрузки и направления движения подъемных сосудов. При этом величина $a$ должна быть сопоставлена, с одной стороны, с величиной перегрузки $b$, допускаемой системой подъема, со шкивами трения по условиям безопасности скольжения, с другой стороны — с пределами замедлений, предписываемыми Правилами безопасности.

Все исследуемые уравнения можно привести к виду

$$a_э \mu_g = \frac{k + l}{r} \qquad (24)$$

Значения постоянных $r$ и $l$ в уравнении (24) приводятся в таблице.

Таблица

| Система подъема | | $l$ | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | при перегоне порожних сосудов | | при подъеме расчетного груза | при спуске расчетного груза |
| | | подъеме | спуске | | |
| Два сосуда | 1 | 0 | 0 | +1 | −1 |
| Сосуд с противовесом | 2 | | | | |

Условиям безопасности скольжения при наложении тормоза с кратностью тормозного момента $k$ будет отвечать критерий (опуская индексы при $\mu_g$ и $b$)

$$gb\mu_g \geqslant \frac{k + l}{r}, \qquad (25)$$

где $b$ — величина допускаемой перегрузки по условиям безопасности скольжения, определяемая по формулам (4)—(11) или номограммам (рис. 2 и 3) в зависимости от системы подъема и вида подъемных операций.

Рассчитаем предлагаемым методом подъемную установку с многоканатным шкивом трения по условиям безопасности скольжения.

Пример. Подъем двухскиповой с равновесными хвостовыми

канатами. Относительная длина отвеса канатов $h=0{,}3$. Коэффициент мертвого веса скипа $\beta=1{,}0$. Коэффициент тяги $\mu=e^{0{,}3\cdot 1{,}1\pi}-1=1{,}85$. Степень массивности подъемной установки $\mu_g=0{,}66$. Статический коэффициент безопасности скольжения $\sigma_{ст}=1{,}75$.

Решение. 1. По условиям безопасности скольжения при пуске минимальная относительная длина отвеса каната [2]

$$h_{min}=\frac{k_ш\sigma_{ст}+\mu w-\mu\beta}{k_ш\sigma_{ст}+\mu w+\mu}=0{,}075<0{,}3,$$

где $k_ш=1{,}15$ — коэффициент шахтных сопротивлений обеих ветвей канатов при двухскиповом подъеме.

При принятых параметрах подъемной установки условиями пуска обусловлен значительный запас допустимой высоты подъема $h_{min}=0{,}075\ll 0{,}3=h$.

2. По формулам (4), (5) и (7) или номограммам рис. 2, *б* при подъеме расчетного груза $b_1=0{,}62$, при спуске этого груза $b_2=0{,}262$, при перегоне порожних скипов $b_1'=0{,}47$

3. Кратность тормозного момента по формуле (14) или номограмме рис. 4, *б*

$$k_c=a_{э_c}\mu_g+1=1{,}5\quad 0{,}66+1=1{,}99.$$

Принимаем расчетную кратность тормозного момента по Правилам безопасности

$$k=k_{min}=3.$$

4. Степень массивности подъемной установки при порожних скипах, согласно выражению (23),

$$\mu_g'=\mu_g-0{,}1=0{,}66-0{,}1=0{,}56.$$

5. Критерий безопасности скольжения при наложении тормоза с кратностью тормозного момента 3 при подъеме расчетного груза

$$gb_1\mu_g\geqslant k+1 \text{ или } 9{,}81\quad 0{,}62\quad 0{,}66>3+1, \text{ или } 4{,}02>4;$$

при спуске расчетного груза

$$gb_2\mu_g\geqslant k-1 \text{ или } 9{,}81\quad 0{,}262\quad 0{,}66<3-1, \text{ или } 1{,}765<2,$$

что не удовлетворяет условиям безопасности скольжения;

при перегоне порожних скипов

$$gb_1'\mu_g'\geqslant k \text{ или } 9{,}81\quad 0{,}47\quad 0{,}56<3, \text{ или } 2{,}58<3,$$

что также не удовлетворяет поставленным требованиям.

В связи с указанными неблагоприятными условиями следует применить ступенчатое торможение. По данным предлагаемого расчета следует принять кратность тормозного момента первой ступени торможения $k_I=1{,}99\approx 2$. Тогда критерий безопасности скольжения будет во всех случаях удовлетворен. Действительно, при подстановке в правые части неравенств вместо $k$ величины $k_I$ получим критерий безопасности скольжения при подъеме расчетного груза $4{,}02>3$; при спуске расчетного груза $1{,}765>1$; при перегоне порожних скипов $2{,}58>2$.

Таким образом, при разбивке процесса торможения на две ступени с кратностями тормозного момента $k_I=2$ и $k_{II}=3$ будут соблюдены требования Правил безопасности и надежное сцепление канатов с канатоведущим шкивом при аварийном торможении.

## Выводы

1. На основании метода расчета с безразмерными коэффициентами удается в общем виде решить задачу определения условий отсутствия скольжения канатов многоканатных подъемных машин со шкивами трения и выявить влияние отдельных факторов на безопасность при торможении.

2. С увеличением глубины подъема величина допускаемых по условиям безопасности скольжения перегрузок стремится к пределу

$$b\big|_{h=1} = \frac{\mu}{\mu + 2\sigma_д},$$

т. е. зависит только от коэффициента тяги $\mu$ и коэффициента безопасности скольжения $\sigma_д$.

3. С увеличением коэффициента $\mu$ повышается предельная перегрузка $b$.

4. В режимах торможения при спуске расчетного груза увеличение коэффициента мертвого веса сосуда $\beta$ влияет благоприятно.

5. Наиболее безопасными по условиям торможения являются системы «сосуд с противовесом».

6. Допускаемые перегрузки при перегоне порожних сосудов ниже, чем при подъеме расчетных грузов. На это следует обратить особое внимание при проверке безопасности скольжения, так как перегон порожних сосудов иногда может исключить применение шкивов трения.

7. При определенных значениях степени массивности подъемной установки не могут быть одновременно удовлетворены противоречивые в этом случае требования Правил безопасности о кратности тормозного момента и пределах замедлений. Преодоление этих противоречий возможно за счет усложнения тормозного устройства (например, введения ступенчатого торможения). Такого усложнения можно избежать при системе «сосуд с противовесом».

8. Критерием безопасности скольжения при аварийном торможении является выражение (25).

## ЛИТЕРАТУРА


1. Правила безопасности в каменноугольных и сланцевых шахтах. Углетехиздат, 1959.

2. Кабанов В. А. Границы применения многоканатных шкивов трения. Зап. ЛГИ, 1959, т. XXXIX, вып. 1.

3. Найденко И. С. Ревизия, наладка и испытание тормозных устройств шахтных подъемных машин. Госгортехиздат, 1960.

4. Типовые решения по выбору многоканатных подъемных машин. Информационный сб. № 15. Центрогипрошахт. Ротапринт, 1959.

5. Димашко А. Д. Многоканатные подъемные машины машиностроительного завода им. XV-летия ЛКСМУ Сб. «Многоканатный подъем в горной промышленности». Госгортехиздат, 1960.