

Григорьев А.А., аспирант (НИИГМ им. М.М.Федорова)

**ПРОБЛЕМЫ НОРМИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ  
ПРОЦЕССА ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ  
МАШИН С МНОГОМОДУЛЬНЫМ ДИСКОВЫМ ТОРМОЗОМ**

*Розглянуто основні проблеми, пов'язані з вибором і визначенням параметрів процесу запобіжного гальмування шахтних підіймальних установок, обладнаних багатомодульним дисковим гальмом.*

*Рассмотрены основные проблемы, возникающие при выборе и определении параметров процесса предохранительного торможения шахтных подъемных установок, оборудованных многомодульным дисковым тормозом.*

*The article considers main problems bounded up with the selection and definition of the parameters of the process safety brake shaft hoisting installations, equipped with a multi-disc brake.*

*КС: многомодульний дисковий тормоз, предохранительное торможение, шахтная подъемная машина, безопасность, норматив, параметр торможения.*

**Проблема и её связь с научными и практическими задачами.** Современные шахтные подъемные машины в последнее время все чаще стали оснащаться тормозными устройствами нового типа – многомодульными дисковыми тормозами. Эти устройства имеют ряд преимуществ по сравнению с традиционно применявшимися тормозами радиального типа. Высокое быстродействие и хорошие регулировочные характеристики этого типа тормоза позволяют создавать на его основе надежные тормозные системы, обеспечивающие заданные параметры торможения при работе мощных подъемных комплексов.

С другой стороны, при неправильном управлении тормозным воздействием возможны аварийные ситуации. При наладке и испытании тормозных систем радиального типа используются нормы, регламентирующие параметры процесса предохранительного торможения. Эти нормы закреплены в ПБ[1], ПТЭ[2] и «Руководстве...»[3], и их соблюдение гарантирует безопасность торможения подъемной машины с радиальным тормозом. Для дискового тормоза таких норм нет, а существующие нормы либо неприменимы для дискового многомодульного тормоза в принципе, либо их применимость нуждается в проверке и научном обосновании. Таким образом, возникает актуальная задача научно обоснованного нормирования параметров процесса предохранительного торможения шахтных подъемных машин с многомодульным дисковым тормозом.

При решении задач, связанных с определением параметров тормозных устройств, наибольшая сложность связана с адекватным математическим описанием и учетом влияния динамических процессов, возникающих в подъемной системе и ее элементах при различных режимах торможения. Решение подобных проблем выходит далеко за рамки обычных инженерных расчетов, и потому представляет большой научный интерес для исследователей. Вопросами динамики шахтного подъема в режимах предохранительного торможения в разные годы занимались такие ученые, как В.И. Дворников, И.С. Найденко, А.Г. Степанов, Е.С. Траубе, В.А. Трибухин и многие другие.

**Целью** данной статьи является рассмотрение основных проблем, связанных с нормированием параметров процесса предохранительного торможения шахтных подъемных машин с многомодульным дисковым тормозом.

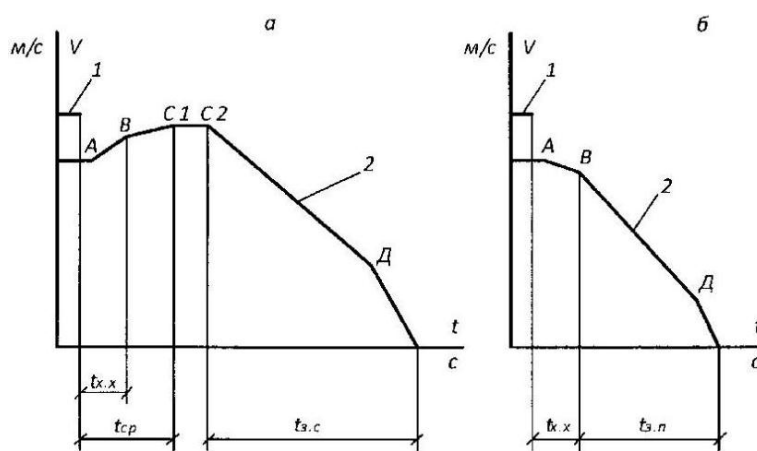
Для достижения поставленной цели были сформулированы и решены следующие задачи:

- проанализировать существующую нормативную базу и выделить нормы, применимые к дисковому тормозу;
- составить перечень основных параметров дискового тормоза и процесса предохранительного торможения, подлежащих нормированию;
- на основе анализа результатов моделирования процесса предохранительного торможения шахтной подъемной машины с многомодульным дисковым тормозом установить закономерности и зависимости, которые помогут определить значения нормируемых параметров;
- обозначить дальнейшие пути решения проблем нормирования параметров торможения подъемных машин с многомодульным дисковым тормозом.

**Изложение основного материала.** Как уже было отмечено выше, существующие нормы регламентируют процесс предохранительного торможения машин с традиционным тормозом радиального типа. В частности, в «Руководстве...» приводятся порядок обработки осциллограмм, определения регламентируемых параметров и предельно допустимые значения этих параметров.

На рис. 1 представлена идеализированная осциллограмма скорости при предохранительном торможении.

Здесь кривая скорости разбита на прямолинейные участки, каждый из которых характеризует этапы тормозного процесса. Такой подход призван упростить обработку результатов испытаний, но на практике нередко реальные осциллограммы значительно отличаются от идеального образца, что приводит к сложностям в обработке осциллограмм из-за невозможности определения фактических значений нормируемых параметров.



**Рис. 1. Идеализированные (спрямленные) осциллограммы скорости при предохранительном торможении**

В качестве основных параметров, характеризующих процесс предохранительного торможения, в настоящее время используют:

- $T_{xx}$  – время холостого хода тормоза;
- $t_{cp}$  – время срабатывания тормоза;
- $a_{cp}$  – среднее замедление.

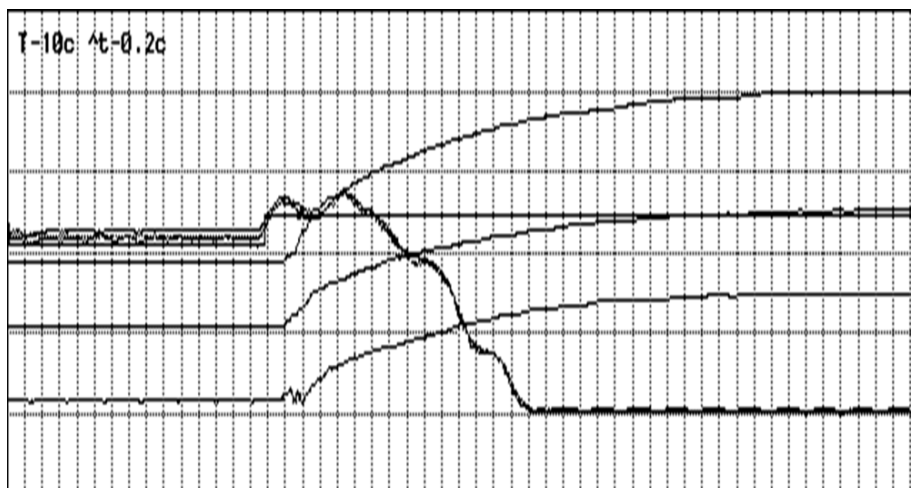
Рассмотрим каждый из этих параметров более подробно применительно к многомодульному дисковому тормозу.

**Время холостого хода тормоза.** Под временем холостого хода радиального тормоза понимается временной отрезок с момента разрыва цепи защиты до момента касания хотя бы одной из фрикционных накладок тормозного обода тормоза [3]. Аналогичным образом время холостого хода многомодульного дискового тормоза определено в ПБ [1] как «время, проходящее с момента разрыва цепи защиты до момента появления усилия в одном из модулей тормоза». Нормативного значения этого параметра конкретно для дискового тормоза в ПБ нет, однако указано, что для всех вновь создаваемых конструкций тормозных устройств  $T_{xx}$  не должно превышать 0,2 с. Данный параметр вполне применим для оценки быстродействия дискового тормоза. В ходе дальнейших исследований на основе моделирования будет проверено, обеспечивает ли указанное значение  $T_{xx}=0,2$  с наименьший уровень динамических нагрузок в подъемной системе при предохранительном торможении.

**Время срабатывания тормоза.** Под временем срабатывания радиального тормоза понимается временной отрезок с момента разрыва цепи защиты до момента прекращения роста скорости машины (рис. 1а, точка С1), т. к. в этот момент тормозное усилие становится равным по

величине статическому усилию нагрузки. При обработке реальных осциллограмм, как правило, этот момент определяется точкой максимума на кривой скорости, после которой значение скорости уменьшается до полной остановки машины.

На рис. 2 представлена осциллограмма процесса предохранительного торможения скиповой подъемной машины ЦШ-5х4 ш. «Красноармейская-Западная» №1. В приведенном



**Рис. 2. Осциллограмма процесса предохранительного торможения.  
Спуск груженого скипа угольного подъема ЦШ-5х4  
ш. «Красноармейская-Западная» №1**

примере имеющие место динамические колебания скорости не позволяют четко определить время срабатывания. Кривая скорости имеет две точки максимума, что как бы позволяет определить два различных значения времени срабатывания тормоза с разницей в 0,3 с. На самом деле точка срабатывания, очевидно, находится где-то посередине между двумя максимумами скорости, но из-за динамических колебаний

скорости её довольно сложно точно установить.

Таким образом, данный параметр не всегда точно и объективно характеризует быстрдействие тормозной системы. Кроме того, он не учитывает особенности многомодульного тормоза, позволяющего обеспечивать программное многоступенчатое торможение. При многоступенчатом торможении каждая ступень торможения будет характеризоваться собственным временем или интервалом срабатывания. Для характеристики быстрдействия многомодульного дискового тормоза целесообразно применить другой параметр, характеризующий *время установления заданного замедления*, поскольку именно своевременное достижение заданного замедления подъемной установки является критерием правильной работы тормозной системы. Для систем нерегулируемого торможения с дисковым тормозом, обеспечивающих тормозное воздействие подобно тормозу радиального типа, вполне достаточно выполнения существующего нормативного требования на время срабатывания (не более 0,8 с. [1]).

*Среднее замедление* подъемной машины в процессе предохранительного торможения определяется как частное от деления фактической скорости в момент начала торможения (рис. 1а, точка С2) на величину времени торможения. Этот параметр вполне приемлем для случаев, когда замедление на всем участке торможения постоянное и не важны фактические значения замедлений подъемной машины в отдельные моменты. Для фрикционных подъемов в соответствии с ПБ требуется определение среднего замедления «на установившемся участке замедления», т. к. полученное таким образом значение замедления даст возможность определить фактические динамические коэффициенты безопасности против скольжения канатов. В этом случае сложности возникают с корректным определением участка установившегося замедления. В отдельных случаях значение скорости определяют, откладывая, например, 1 с. от момента остановки машины, и таким образом выбирают участок установившегося замедления [3]. Такой метод определения замедления является неточным, поскольку не учитывает характера изменения скорости на протяжении всего периода торможения, а лишь фиксирует его значение на конечном участке.

Тормозное воздействие, осуществляемое многомодульным дисковым тормозом под управлением системы АРПТ, как правило, включает в себя несколько ступеней. Важно знать, как

---

ведет себя подъемная система при отработывании тормозом каждой такой ступени. Часть модулей, вводимых в работу, отвечает за создание начального тормозного момента, равного по величине статическому моменту нагрузки. Затем вводимые элементы создают тормозной момент, обеспечивающий заданное замедление. На заключительном этапе торможения, когда скорость машины близка или равна нулю, включаются оставшиеся тормозные элементы, обеспечивающие надежное стопорение подъемной установки.

Таким образом, указанный выше метод определения среднего замедления на конечном участке торможения является малоприменимым еще и потому, что существует вероятность попасть в зону стопорения подъемной машины дисковым тормозом.

Как видим, среднее замедление, определяемое по осциллограмме скорости торможения подъемной машины с многомодульным дисковым тормозом, является сложно определяемым параметром, не дающим точной информации о фактических замедлениях подъемной системы. Следует ввести параметр (или группу параметров) для более точного определения фактических и средних значений замедления на всех этапах процесса предохранительного торможения.

Рассмотрев основные существующие параметры процесса предохранительного торможения и проанализировав их применимость к процессу торможения, осуществляемому многомодульным дисковым тормозом, обратимся к определению перечня специальных или специфических параметров, характерных только для дисковых тормозов. Прежде всего среди таких параметров следует отметить параметры, обусловленные конструктивными и функциональными отличиями дисковых многомодульных тормозов:

- количество тормозных дисков;
- количество тормозных модулей;
- интервал включения тормозных модулей;
- количество ступеней торможения.

Влияние этих параметров (кроме количества тормозных дисков) на динамику подъемной системы было исследовано на основе моделирования процесса предохранительного торможения подъемной установки с многомодульным дисковым тормозом. Рассмотрим каждый из этих параметров более подробно.

*Количество тормозных дисков.* Для определения требуемого количества тормозных дисков нами рассматривался случай обеспечения безопасности предохранительного торможения при снижении коэффициента трения между диском и фрикционными накладками тормозных модулей, в частности, при попадании масла на тормозное поле дискового тормоза. Подобные случаи имели место в промышленности, поскольку некоторые узлы и подсистемы современных подъемных машин используют масло под давлением в качестве рабочей или смазочной жидкости. Через повреждения в корпусе или в уплотнении масло может попасть на рабочую поверхность тормозного диска. Нами рассматривались два варианта: когда тормоз оснащен единственным тормозным диском и когда тормоз оснащен двумя тормозными дисками, на один из которых попало масло. Коэффициент трения в нормальных условиях принимался равным 0,3, при попадании масла – 0,1. В расчетах использовались характеристики двух реальных подъемных установок:

- двускиповой редукторной ПМ МК4х8 ш. «Октябрьская» (ствол «Заря») и
- двускиповой безредукторной ПМ ЦШ5х4 ш. им. Героев Космоса.

По условиям этих подъемных машин были построены критические, защитные и рабочие тахограммы для предохранительного торможения в нормальных условиях и при снижении коэффициента трения дисков в 3 и в 1,5 раза (т.е.  $\mu=0,1$  и  $\mu=0,2$  соответственно, рис 3-9).

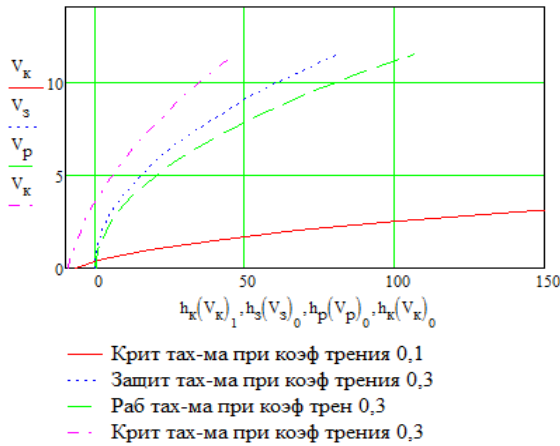


Рис. 3. Тахограммы при предохранительном торможении (ш. «Октябрьская», ствол «Заря», двускиповая ПМ МК4х8)

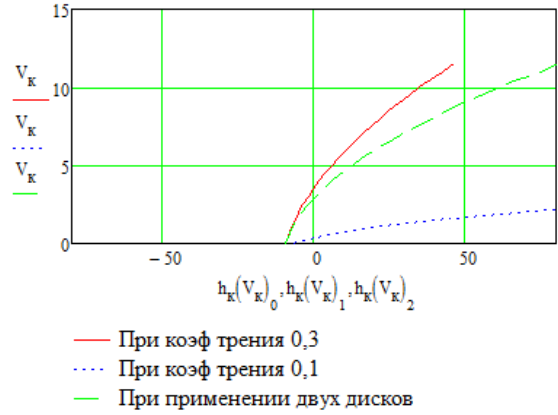


Рис. 4. Тахограммы при предохранительном торможении (ш. «Октябрьская», ствол «Заря», двускиповая ПМ МК4х8)

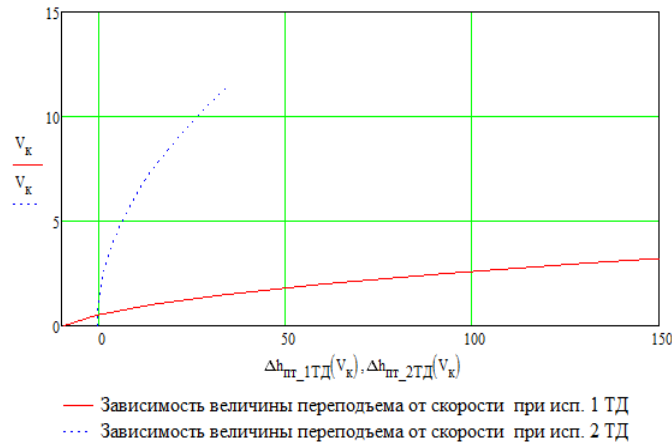


Рис. 5. Зависимости величины переподъема от начальной скорости торможения (ш. «Октябрьская», ствол «Заря», двускиповая ПМ МК4х8)

Таблица 1.

Величина переподъема в зависимости от начальной скорости торможения (величина переподъема  $\Delta h_{доп} = 10$  м)

$V_{сп}, \text{ м/с}$	$\Delta h_{2д}, \text{ м}$	$\Delta h_{1д}, \text{ м}$
3	2,03	131,02
5	6,3	342,7
10	26,24	1286,2

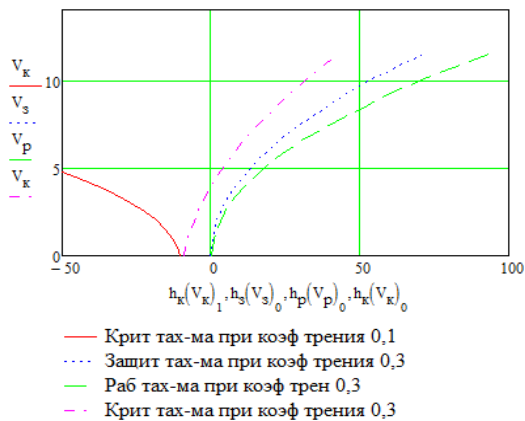


Рис. 6. Тахограммы при предохранительном торможении (ш. им. Героев Космоса, двускиповая безредукторная ШПМ ЦШ5х4)

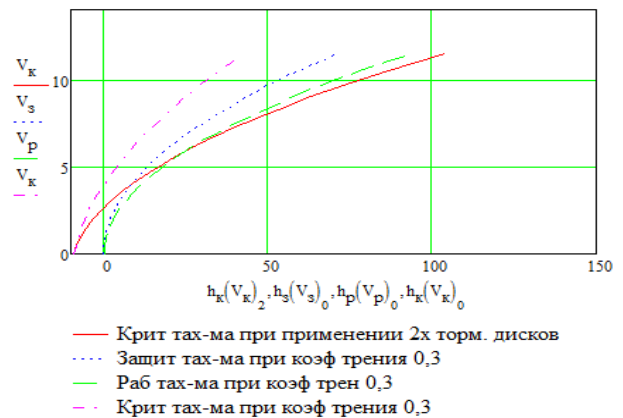
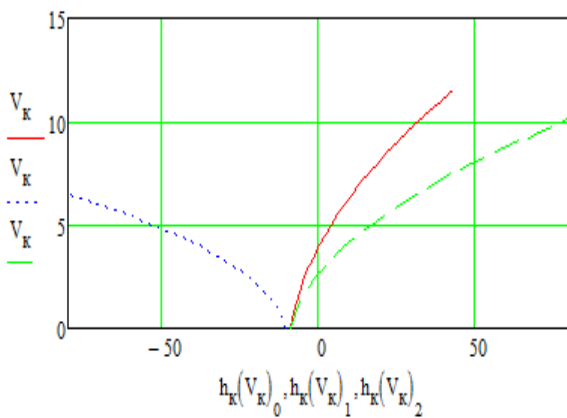
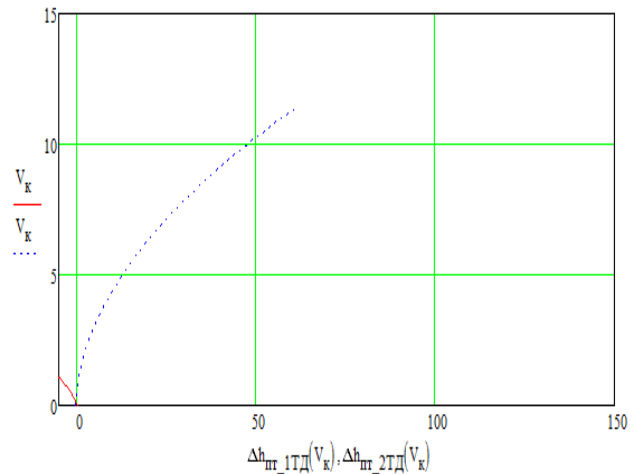


Рис. 7. Тахограммы при предохранительном торможении (ш. им. Героев Космоса, двускиповая безредукторная ШПМ ЦШ5х4)



- При коэф трения 0,3
- ... При коэф трения 0,1
- - - При применении двух дисков

Рис. 8. Тахограммы при предохранительном торможении (ш. им. Героев Космоса, двускиповая безредукторная ШПМ ЦШ5х4)



- Зависимость величины переподъема от скорости при исп. 1 ТД
- ... Зависимость величины переподъема от скорости при исп. 2 ТД

Рис. 9. Зависимости величины переподъема от начальной скорости торможения (ш. им. Героев Космоса, двускиповая безредукторная ШПМ ЦШ5х4)

Таблица 2.

Величина переподъема в зависимости от начальной скорости торможения

$V_{cp}$ , м/с	$\Delta h_{2д}$ , м	$\Delta h_{1д}$ , м
3	4,92	-
5	12,796	-
10	47,603	-

Полученные тахограммы и результаты расчетов указывают на необходимость применения двух тормозных дисков, поскольку при использовании одного диска может возникнуть ситуация, когда  $M_t < M_{ст}$ , т.е. случай принципиальной невозможности остановки машины. Особенно такие режимы опасны при нерегулируемом торможении. При использовании двух тормозных дисков снижение коэффициента трения на одном из дисков приведет примерно к 30%-ной потере тормозного момента. Предохранительное торможение в этом случае будет происходить с замедлением меньше расчетного, что приведет к увеличению пути торможения, т.е. переподъему в случае предохранительного торможения от срабатывания ограничителя скорости в крайних положениях сосудов. В табл. 1 и 2 приведены значения пути переподъема в зависимости от начальной скорости торможения. Как видим, при использовании одного тормозного диска либо вообще невозможно произвести торможение, либо торможение обеспечивает путь переподъема, многократно превышающий допустимый, что, безусловно, приведет к аварии.

При использовании двух тормозных дисков существует такая начальная скорость торможения, ниже которой путь переподъема не превысит допустимого. При применении систем замкнутого по замедлению РПТ и наличия достаточного запаса тормозного момента во втором случае существует принципиальная возможность осуществления безаварийного торможения с незначительными отклонениями от расчетных величин замедления и пути торможения.

Таким образом, все вышеизложенное указывает на необходимость применения по меньшей мере двух тормозных дисков для повышения надежности и обеспечения безопасности эксплуатации дискового тормоза.

*Количество тормозных модулей и интервал включения.* Количество тормозных модулей оказывает существенное влияние на качество тормозного воздействия. Очевидно, что чем меньшее количество тормозных модулей задействовано в системе, тем менее плавно будет

нарастать тормозное усилие, тем большие колебания скорости барабана и усилий в ветвях головных канатов будут возникать при предохранительном торможении. Напротив, использование

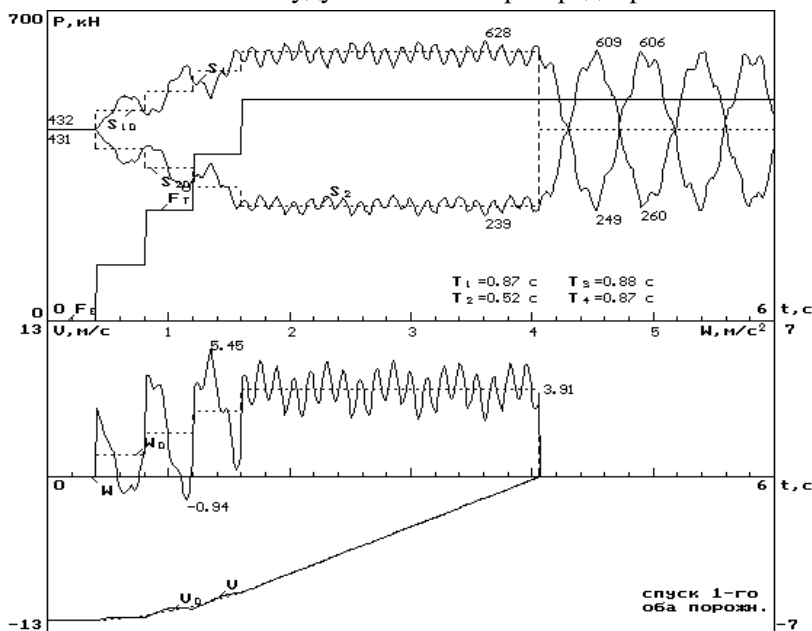


Рис. 10. Графики процесса предохранительного торможения в режиме перегона порожних сосудов. Интервал включения модулей –  $\Delta t=0,4$  с, количество модулей –  $n=4$

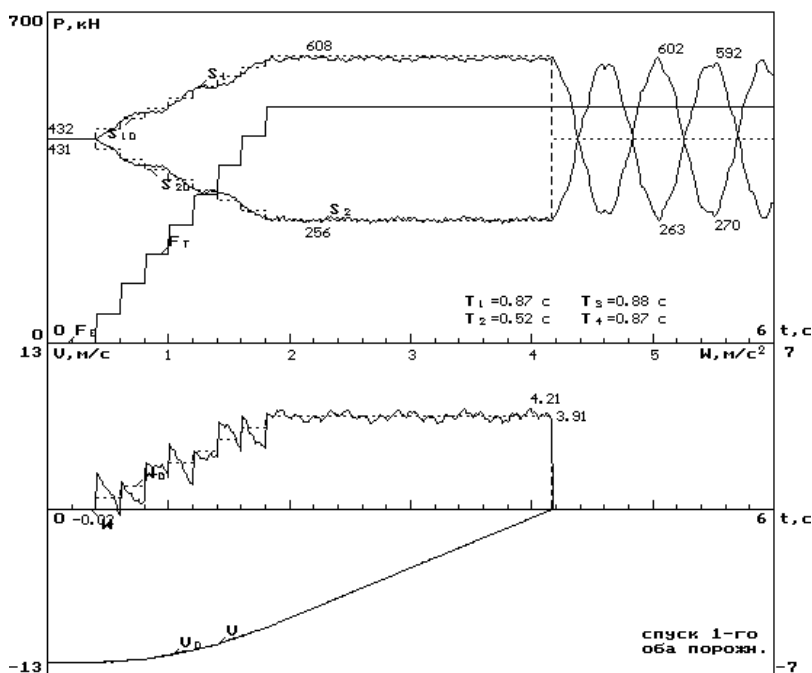


Рис. 11. Графики процесса предохранительного торможения в режиме перегона порожних сосудов. Интервал включения модулей –  $\Delta t=0,2$  с, количество модулей –  $n=8$

большого количества тормозных модулей обеспечивает более плавное нарастание тормозного момента, но вместе с тем усложняет эксплуатацию тормозной системы с большим количеством модулей и требует, соответственно, больших затрат на её изготовление.

При заданном времени нарастания тормозного усилия интервал включения модулей находится в прямой зависимости от количества тормозных модулей.

Таким образом, количеством модулей определяется не только плавность тормозного воздействия, но и частота импульсов от включения каждого модуля. Совпадение этой частоты с одной из гармонических составляющих спектра собственных частот подъемной системы может привести к возникновению резонансных режимов.

Для определения оптимального количества тормозных модулей был проведен ряд численных экспериментов на основе моделирования процесса предохранительного торможения шахтной подъемной установки с многомодульным дисковым тормозом. Экспериментальные исследования производились при помощи пакета прикладных программ «ТОРМОЗ», разработанных на основе математической модели докт. техн. наук, проф. Дворникова В.И., описывающей подъемную установку как многомассовую систему с массивными упругими связями [6].

На рис. 10 и 11 создание тормозного момента, равного 500кН, обеспечивается соответственно 4-мя и 8-мью тормозными модулями. Как видим, во втором случае амплитуда динамических колебаний усилий в ветвях головных канатов S1 и S2, а также амплитуда колебаний ускорения барабана W намного меньше, чем в первом случае.

Цель проведенных экспериментов состояла в выявлении закономерности изменения величин различных параметров подъемной системы (S12, K1, K2 и W) в зависимости от

На рис. 10 и 11 создание

тормозного момента, равного 500кН, обеспечивается соответственно 4-мя и 8-мью тормозными модулями.

Как видим, во втором случае амплитуда динамических колебаний усилий в ветвях головных канатов S1 и S2, а также амплитуда колебаний ускорения барабана W намного меньше, чем в первом случае.

Цель проведенных экспериментов состояла в выявлении закономерности изменения величин различных параметров подъемной системы (S12, K1, K2 и W) в зависимости от

количества тормозных модулей, используемых в системе торможения. Результаты экспериментальных исследований представлены на диаграммах рис. 12-14.

Анализ результатов моделирования показывает, что при количестве тормозных модулей от  $n=8$  и выше динамические нагрузки в подъемной системе снижаются. Однако при количестве тормозных модулей, равном 12, наблюдается усиление динамических нагрузок в системе, амплитуды колебаний замедления и усилий в головных канатах становятся близкими по величине амплитудам при 6-ти тормозных модулях. Это объясняется тем, что при дискретном нерегулируемом торможении принятое время нарастания тормозного усилия (1,6 с) разбивается на равные интервалы ( $\Delta t$ ) в зависимости от количества используемых тормозных модулей. Для 12-ти модулей  $\Delta t=1,6/12=0,133$  с, а для 6-ти – соответственно  $\Delta t=1,6/6=0,267$  с. Для этих значений интервалов является кратной вторая гармоническая составляющая спектра собственных частот исследуемой системы ( $T_2=0,52$ с). Таким образом, при  $n=6$  каждый второй модуль срабатывает на резонансной частоте, а при  $n=12$  – каждый четвертый.

В связи с этим при проектировании систем торможения следует использовать не менее 8-ми тормозных модулей, обеспечивающих заданное тормозное усилие. При выборе интервала включения тормозных модулей следует избегать резонансных режимов. Практически осуществить это возможно путем разбиения времени нарастания тормозного усилия на неравномерные отрезки и, таким образом, снизить вероятность попадания времени срабатывания в резонансную частоту сразу нескольких модулей. Для иллюстрации этого способа приведены

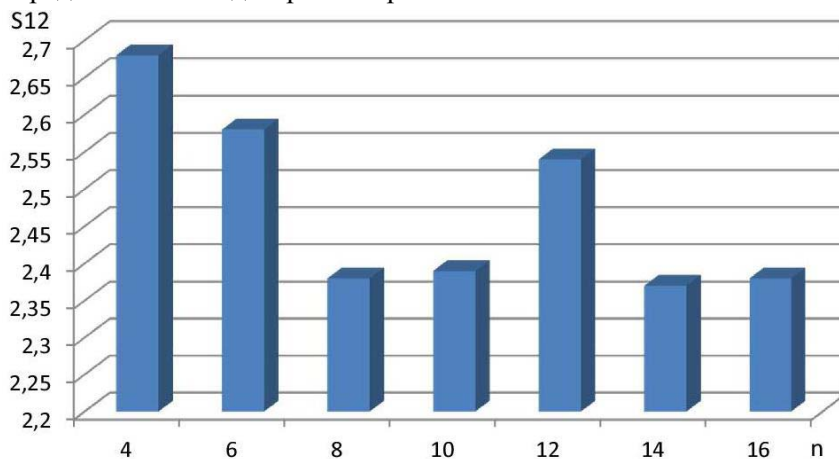


Рис. 12. Диаграмма значений S12 при различном числе тормозных модулей n

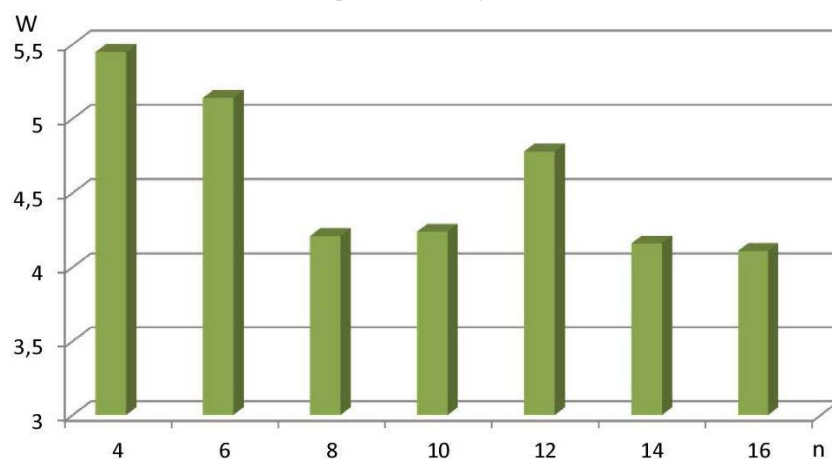


Рис. 13. Диаграмма значений W при различном числе тормозных модулей n

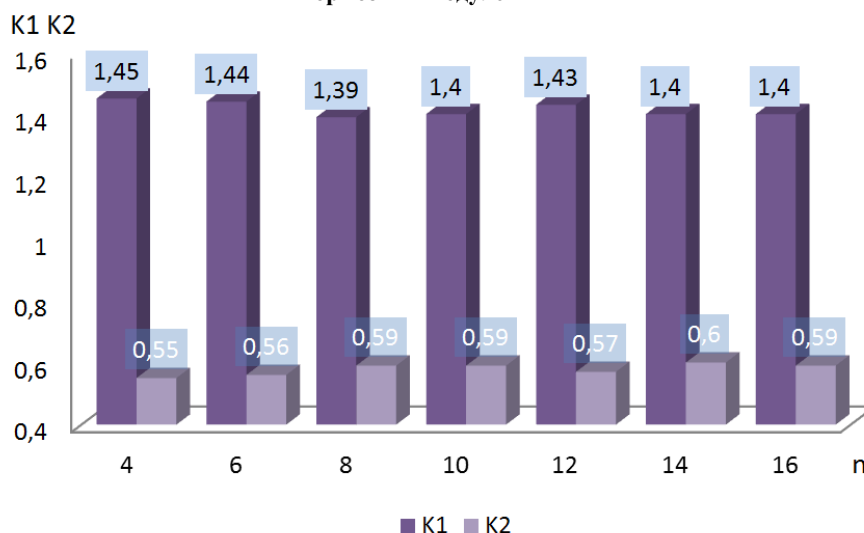


Рис. 14. Диаграмма величин K1 и K2 при различном числе тормозных модулей n



графики на рис. 15 и 16. Торможение в обоих случаях осуществляется 12-ю тормозными модулями за 1,6 с. В первом случае все интервалы срабатывания модулей равны 0,133 с., а во втором случае интервал срабатывания каждого модуля задан индивидуально и отличается от 0,133 с. Значения временных интервалов срабатывания модулей для второго случая приведены в табл. 1.

Таблица 1

Ступени	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12
Интервал, с	0,1	0,11	0,14	0,1	0,19	0,15	0,18	0,16	0,12	0,15	0,1

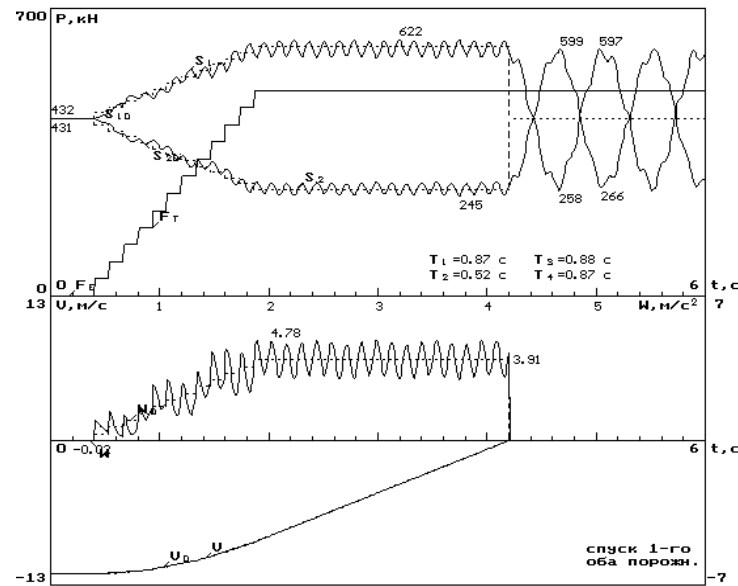


Рис. 15. Графики процесса предохранительного торможения в режиме перегона порожних сосудов. Интервал включения модулей –  $\Delta t=0,133$  с, количество модулей –  $n=12$

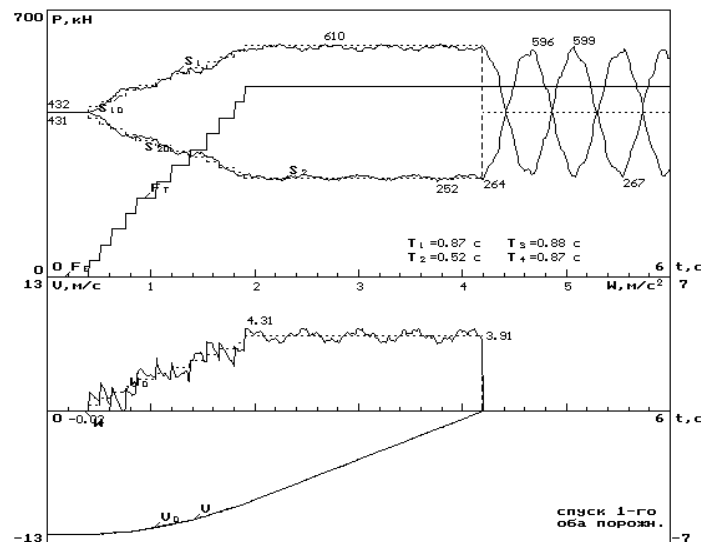


Рис. 16. Графики процесса предохранительного торможения в режиме перегона порожних сосудов. Интервал включения модулей – неравномерный, количество модулей –  $n=12$

Путем такой настройки тормоза можно добиться значительного снижения динамических колебаний усилий в ветвях головных канатов. Амплитуды колебаний  $S_1$  и  $S_2$  в приведенном примере на рис. 16 значительно ниже, чем в примере на рис. 15 и по величине соответствуют случаю, когда в системе срабатывает 8 модулей с интервалом 0,2 с. (рис. 11).

*Время холостого хода тормоза.* Как было отмечено выше, согласно требованиям Правил безопасности значение времени холостого хода тормоза для вновь создаваемых тормозных устройств не должно превышать 0,1 с. Быстродействующий дисковый тормоз способен обеспечивать длительность холостого хода, удовлетворяющую указанному условию. Однако необходимо выяснить, каким образом выполнение данного условия влияет на динамические процессы в подъемном комплексе, как изменяются амплитуды колебаний усилий в канатах при различных значениях  $T_{xx}$ .

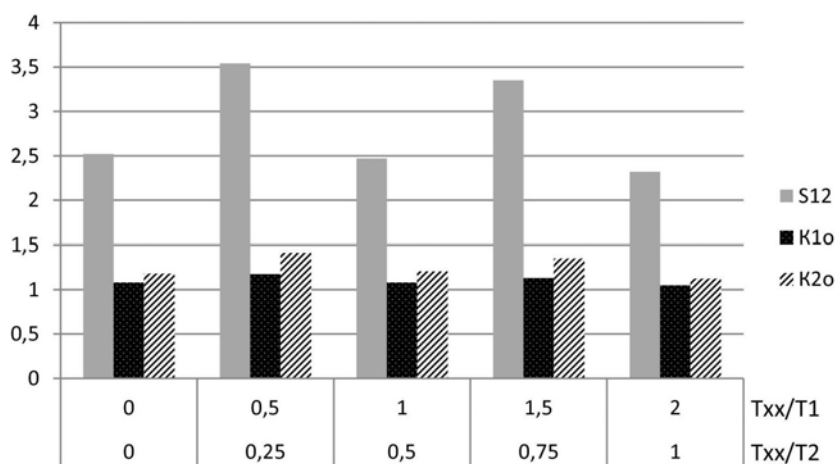


Рис. 17. Зависимость S12, K1o, K2o от отношений  $T_{xx}/T1$  и  $T_{xx}/T2$  при спуске груза

В ходе исследований было установлено, что на уровень динамических колебаний усилий в ветвях головных канатов влияет то, как соотносится выбранное время холостого хода тормоза с периодами первого и второго тона собственных колебаний системы. На рис. 17 и 18 представлены диаграммы, иллюстрирующие изменение уровня динамических колебаний системы при различных соотношениях  $T_{xx}/T1$  и  $T_{xx}/T2$ .

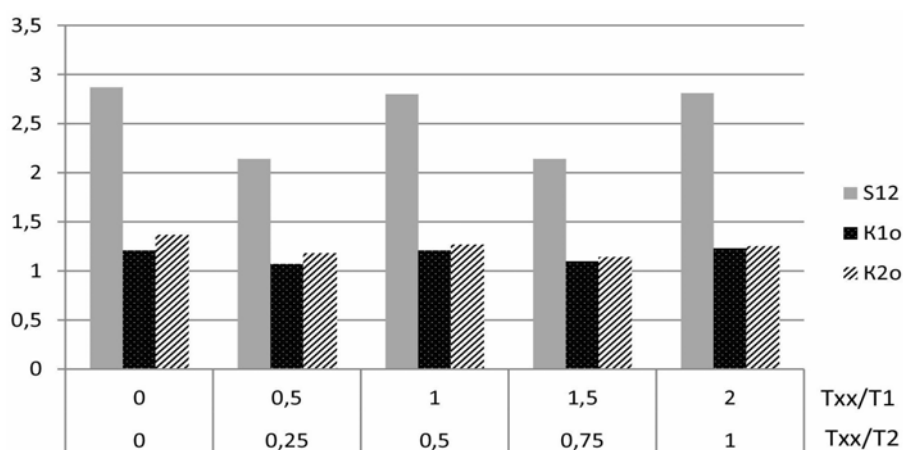


Рис. 18. Зависимость S12, K1o, K2o от отношений  $T_{xx}/T1$  и  $T_{xx}/T2$  при подъеме груза

При спуске груза (рис. 17) параметры S12, K1o и K2o достигают минимальных значений при  $T_{xx}$ , равном 0 и периодам первого и второго тонов собственных колебаний системы, т. е. при  $T_{xx}/T1=1$  и  $T_{xx}/T2=1$ . Исследования проводились в системе с периодами первого и второго тона собственных колебаний системы, равными соответственно  $T1=1,27с$  и  $T2=0,68с$ . Это довольно большие значения, которые превышают действующие нормативы на длительность холостого хода.

---

Следовательно, в данном случае для снижения динамических нагрузок необходимо стремиться максимально снизить продолжительность холостого хода.

При подъеме груза наблюдается прямо противоположная ситуация. Параметры, характеризующие динамические колебания в ветвях головных канатов, принимают наибольшие значения при  $T_{xx}/T_1=1$  и  $T_{xx}/T_2=1$ . Таким образом, очевидно, невозможно одной настройкой  $T_{xx}$  обеспечить одинаково низкий уровень динамических нагрузок и при спуске груза, и при подъеме. Необходимо использовать системы и алгоритмы управления дисковым тормозом, которые бы избирательно формировали тормозное воздействие с учетом выполняемой технологической операции на подъемной установке.

При использовании систем нерегулируемого предохранительного торможения необходимо настраивать время холостого хода тормоза таким образом, чтобы оно в обоих случаях не совпадало с точками максимума колебаний усилий в ветвях головных канатов, т.е. находилось примерно посередине между нулем и половиной периода второго тона собственных колебаний системы. Очевидно, этому условию будут удовлетворять значения времени холостого хода тормоза, лежащие в интервале от 0,1 до 0,2 с.

Таким образом, указанная в ПБ норма для вновь созданных тормозных устройств вполне применима для нерегулируемых систем торможения с дисковым тормозом.

*Стопорение подъемной машины.* На приведенных выше графиках (рис. 10-11, 15-16) видно, что после остановки подъемной машины амплитуды колебаний динамических усилий в ветвях головных канатов значительно возрастают. Это объясняется тем, что в то время как барабан подъемной машины в результате предохранительного торможения становится неподвижным (застопоренным) сосуда и точки ненавитых на барабан участков канатов все еще продолжают свое движение, подчиненное новой фазе динамического состояния, называемого *вырожденным*. Как показывают исследования, в вырожденной системе напряженно-деформированное состояние канатов в ряде случаев оказывается наиболее интенсивным, что обусловлено множеством факторов. Поэтому снижение динамических колебаний, обусловленных стопорением подъемной машины, является труднореализуемой задачей.

Одним из способов снижения динамических нагрузок является осуществление торможения двумя ступенями, первая из которых обеспечивает замедление подъемной установки, соответствующее заданному значению, а вторая – стопорение подъемной машины с коэффициентом статической надежности тормоза  $n \geq 3$ . Этот способ пригоден для случаев фрикционного подъема, когда тормозной момент, необходимый для создания требуемого замедления меньше момента, необходимого для выполнения требования статической надежности тормоза. Для таких подъемов наложение полного тормозного момента до полной остановки машины в ряде случаев может стать причиной проскальзывания канатов по шкиву трения.

*Дальнейшие направления исследований.* Современное развитие вычислительной техники, разнообразие контрольно-измерительной аппаратуры, а также появление новых средств регистрации и анализа данных заставляют задуматься над совершенствованием методики регистрации и обработки осциллограмм. Существующие программные решения позволяют анализировать сигналы с датчиков в режиме реального времени. Это позволяет глубже проанализировать наблюдаемые явления и по результатам исследований предложить новые нормы и требования к качеству процесса предохранительного торможения. Важнейшей проблемой в спектре вопросов нормирования параметров процесса предохранительного торможения является проблема регламентация замедления. Поэтому в ходе дальнейших исследований необходимо рассмотреть проблемы, связанные с научным обоснованием различных параметров, характеризующих замедление предохранительного торможения подъемной установки с многомодульным дисковым тормозом: определить перечень этих параметров и установить численные нормы. Следует также уделить особое внимание нормам на быстродействие дискового тормоза и в этой связи решить вопрос определения оптимального времени установления требуемого замедления.

---

**Выводы.** В результате исследований установлено, что не все параметры процесса предохранительного торможения для традиционных радиальных тормозных устройств пригодны для оценки процессов торможения подъемных установок, оснащенных новым многомодульным дисковым тормозом. Наиболее приемлемым параметром, пригодным для оценки быстродействия дискового тормоза, является время холостого хода тормоза в определении ПБ [1].

На основе анализа результатов моделирования и исследования полученных зависимостей были сделаны нижеследующие выводы.

- Многоканатные подъемные машины с многомодульным дисковым тормозом должны оборудоваться не менее чем двумя тормозными дисками.
- Предохранительное торможение многоканатных подъемных машин, оборудованных многомодульным дисковым тормозом, должно обеспечиваться не менее чем восьмью тормозными модулями.
- Предохранительное торможение дисковым тормозом должно состоять по меньшей мере из двух ступеней. Первая ступень торможения должна обеспечивать заданное замедление. Вторая группа должна обеспечивать стопорение машины с коэффициентом статической надежности тормоза  $n \geq 3$ .
- Время холостого хода дискового тормоза для программно или автоматически регулируемых тормозных систем должно удовлетворять существующие требования для вновь создаваемых машин и не превышать значения 0,2 с.
- Выдержки времени на последовательный ввод в действие тормозных модулей должны находиться в пределах 0,1-0,2 с.
- Стопорение подъемной машины должно осуществляться непосредственно после остановки машины.

Дальнейшие исследования будут направлены на исследование параметров, характеризующих замедление предохранительного торможения подъемной установки с многомодульным дисковым тормозом. Следует уделить особое внимание вопросу определения оптимального времени установления требуемого замедления, а также влиянию рывка на динамику процесса торможения.

#### Литература

1. Правила безопасности в угольных шахтах: ДНАОП-10.0-1.01-10. – Х.: Изд-во «Форт», 2010. – 256 с.
2. Правила технической эксплуатации угольных шахт: СОУ 10,1-00185790-002-2005. – К.: Госстандарт Украины, 2005. – 354 с.
3. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок. – Донецк: Донецчина, 2009. – 672 с.
4. Методика расчета критической, защитной и рабочей тахограмм шахтных подъемных установок / ВНИИГМ им. М.М.Федорова// Г.М. Нечушкин, А.А. Белоцерковский; Утвержд. МУП СССР 4.04.84. – Донецк, 1984. – 53 с.
5. Методические указания к расчету тормозного момента и проверочному расчету на скольжение канатов в режимах предохранительного торможения подъемных машин со шкивами трения / А.В.Ситарь, А.И.Горник, Н.А.Шинкаренко, В.И.Пасюта, Л.Е.Шайхет, А.А.Белоцерковский; Под общ. ред. В.И.Дворникова. – Донецк: ВНИИГМ им. М.М. Федорова, 1989. – 154 с.
6. Дворников В.И. Теория и моделирование динамического состояния шахтного подъемного комплекса: Дис... докт. техн. наук. – 05.05.06 /Дворников Владимир Иванович. – Донецк, 1989. – 385 с.
7. Трибухин В.А. Расчет критической тахограммы подъемных установок с дисковым тормозом / В.А.Трибухин // Сб. научн. тр. ДонНТУ : Сер. горно-электромеханическая. – Вып. 42. – Донецк, 2002. – С. 57-64.
8. Дворников В.И. Влияние характеристик многомодульного дискового тормоза на динамические усилия в головных канатах подъемной установки / В.И.Дворников, В.А.Трибухин // Сб. научн. тр. ДонНТУ : Сер. горно-электромеханическая. – Вып. 35 – Донецк, 2001. – С.73-83.
9. Траубе Е.С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин / Е.С.Траубе, И.С.Найденко. – М., Недра, 1980. – 256 с.
10. Шахтный подъем: Научно-производственное издание / В.Р.Бежок, В.И.Дворников, И.Г.Манец, В.А.Пристром; Под общ. ред. Б.А. Грядущего, В.А. Корсуна. – Донецк: «Юго-Восток, Лтд», 2007. – 624 с.
11. Найденко И.С. Шахтные многоканатные подъемные установки / И.С.Найденко, В.Д.Белый. – 2-е изд., перераб. и доп. –М.: Недра, 1979. – 391 с.

*Статья рекомендована к публикации  
канд. техн. наук Яценко В.А.*