

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ВОСПРИНИМАЕМЫХ ПОДШИПНИКАМИ КОЛЕС ШАХТНЫХ ВАГОНЕТОК

Н.А. Падюков, А.Н. Коршунов

Срок службы полускатов шахтных вагонеток в основном определяется сроком службы подшипников, и по шахтам Донбасса он составляет от 3 до 24 месяцев [7]. На шахтах Кузбасса долговечность работы ската вагонеток в 1,8-2 раза меньше, чем рамы, и в 2,2-3,1 меньше, чем кузова [8].

Срок службы подшипников в основном ограничивается по следующим причинам:

- 1) плохое состояние шахтных рельсовых путей;
- 2) неравномерное распределение нагрузок на подшипники колеса;
- 3) отсутствие достаточно точной методики расчета, а следовательно, и правильного выбора каждого подшипника с учетом конструктивного исполнения полуската и жесткостей его элементов [1].

Аналитическое определение нагрузок, воспринимаемых каждым подшипником при движении вагонетки по рельсовым путям, затрудняется тем, что горнотехнические параметры шахтного рельсового пути имеют большие колебания. В связи с этим до настоящего времени нагрузке на каждый подшипник ската теоретически определяются путем деления действующей нагрузки на колесо со стороны рельса пополам, с введением коэффициента неравномерности распределения нагрузок, учитывающий только возникновение осевых сил [2 и др.]. Такой метод был бы правомерен только в том случае, если бы ось полуската с подшипниками была статически определимой системой. В действительности даже при статическом нагружении колеса характер распределения нагрузок между подшипниками весьма неравномерен. Наибольшую нагрузку воспринимают внутренние подшипники, а внешние подшипники нагружены значительно меньше [3].

В данной работе впервые аналитически рассматривается распределение нагрузок между подшипниками колеса шахтной вагонетки.

Принимая во внимание конструктивное исполнение полуската, его ось можно рассматривать как неразрезную балку, лежащую на четырех опорах. Определение нагрузок, воспринимаемых каждым подшипником, произведем из условий совместности внешних нагрузок и внутренних усилий, выраженных через податливость опор. Следовательно, решение поставленной задачи можно свести к вычислению работы внешних сил, т.е. энергии, накопленной благодаря податливости системы.

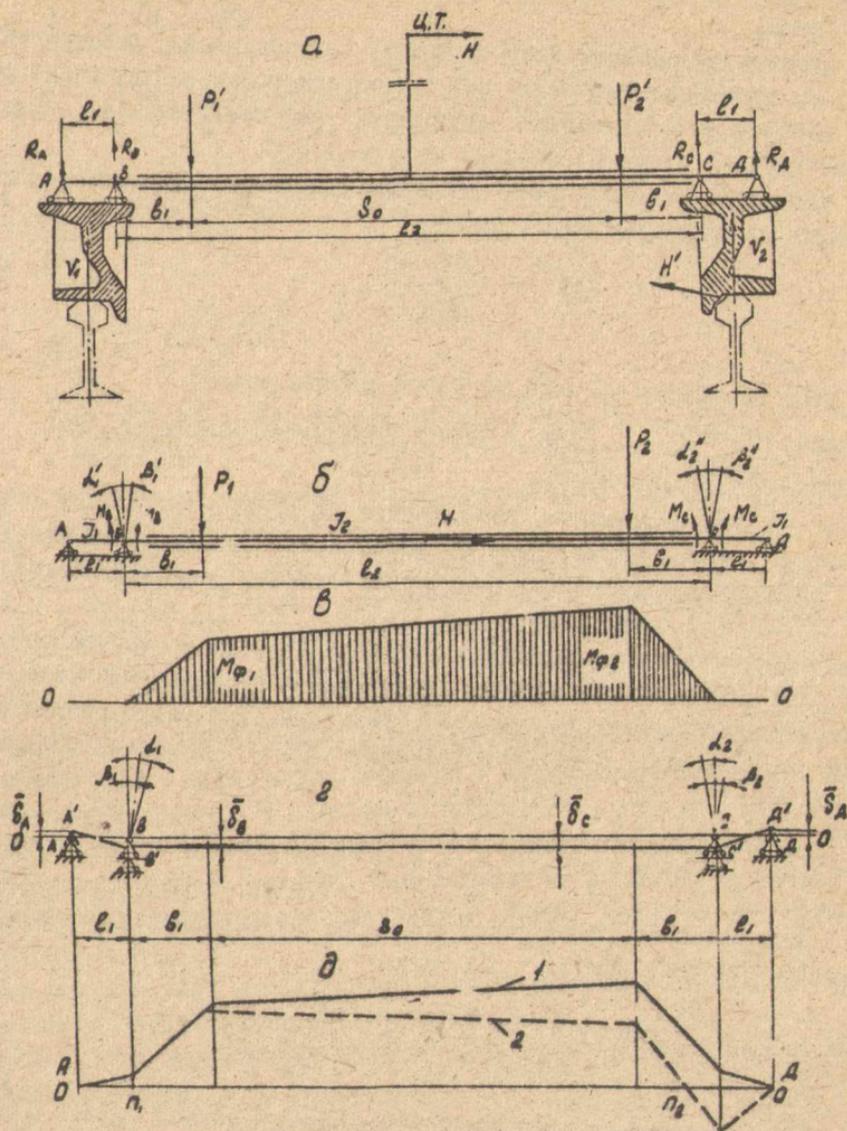


Рис. 1. Схема приложения нагрузок и эпюры моментов.
 а - заданная схема; б, в, г, - расчетная система;
 д - результирующие эпюры моментов (1 - эпюра моментов при $H = 0$; 2 - эпюра моментов при $H \gg 0$).

В качестве исходных данных принимается общий случай нагружения оси, когда на нее действуют вертикальные и горизонтальные (осевые) нагрузки.

Вначале рассмотрим невращающуюся ось полуската, лежащую на четырех как бы несмещающихся опорах. При таком допущении расчет можно произвести методом сил, с помощью уравнения трех моментов [4]. Заданная и расчетная схема изображены на рис. I, а, б.

Составим уравнение трех моментов для опоры "В", рис. I, б. Угол раскрытия на опоре "В" слева равен:

$$\alpha_1' = \frac{M_B'' l_1}{3EI_1},$$

а угол раскрытия на этой же опоре справа равен:

$$\beta_1' = \frac{M_B'' \cdot l_2}{3EI_2} + \frac{M_C'' l_2}{6EI_2} + \frac{P_1 b_1 (l_2 - b_1)(2l_2 - b_1)}{6EI_2 l_2} + \frac{P_2 b_2 (l_2^2 - b_1^2)}{6EI_2 l_2},$$

где M_B'' и M_C'' - моменты, действующие на опорах "В" и "С";

l_1 и l_2 - длины пролетов рассматриваемых участков оси;

EI_1 и EI_2 - жесткости поперечных сечений рассматриваемых участков оси;

b_1 - расстояние от активной силы до ближайшей опоры.

Для определения момента, действующего на опоре "В", составим уравнение совместности деформаций (суммарный угол раскрытия на этой опоре равен нулю). Подставив значения α_1' и β_1' , после упрощения получим

$$2M_B'' \left(\frac{J_2}{J_1} l_1 + l_2 \right) + M_C'' l_2 = -\frac{1}{l_2} [P_1 b_1 (l_2 - b_1)(2l_2 - b_1) + P_2 b_2 (l_2^2 - b_1^2)]. \quad (1)$$

Рассматривая аналогично, уравнение непрерывности деформаций на опоре "С" будет иметь:

$$2M_C'' \left(\frac{J_2}{J_1} l_1 + l_2 \right) + M_B'' l_2 = -\frac{1}{l_2} [P_2 b_2 (l_2 - b_1)(2l_2 - b_1) + P_1 b_1 (l_2^2 - b_1^2)]. \quad (2)$$

В соответствии с заданной и расчетной схемами (рис. I, а, б) моменты на опорах "А" и "Д" будут равны нулю, т.е. $M_A'' = 0$; $M_D'' = 0$.

Решая первое и второе уравнение, определим действующие моменты на опорах "В" и "С", при рассмотрении этой системы полуската как неподвижной:

$$\begin{aligned}
 R_A^H &= \frac{M_B^H - M_A^H}{l_1}; \\
 R_B^H &= \frac{P_2 B_1 + P_1 (l_2 - b_1)}{l_2} \cdot \frac{M_B^H - M_A^H}{l_1} + \frac{M_C^H - M_B^H}{l_2}; \\
 R_C^H &= \frac{P_2 (l_2 - b_1) + P_1 B_1}{l_2} + \frac{M_D^H - M_C^H}{l_1} + \frac{M_B^H - M_C^H}{l_2}; \\
 R_D^H &= \frac{M_C^H - M_D^H}{l_1}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Анализ полученных уравнений (3) показывает, что при рассмотрении системы полуската неподвижной имеем:

1) реакции R_B^H и R_C^H будут всегда направлены вверх, а реакции R_A^H и R_D^H - вниз, при этом по абсолютному значению реакции R_B^H и R_C^H будут всегда больше значений R_A^H и R_D^H ;

2) расстояние между подшипниками l_1 существенно влияет на величину реакций;

3) принятое предположение о неподвижности опор нереально. На самом деле смещение опор имеет место в связи с деформацией элементов полуската и поворотом колес в поперечной плоскости [5].

Исходя из последнего заключения следует, что для определения действительных опорных реакций, возникающих в подшипниках колес полуската, необходимо учитывать внутренние усилия, выразив их через податливость опор.

Общее решение имеем в виде суммы решений полученного в уравнении (3) и решения, учитывающего податливость опор.

При составлении уравнений из выше упомянутых условий предположим, что податливость одной из опор больше, чем другой, т.е. $\delta_c > \delta_b$ (рис. 1, г)

Для определения моментов от наличия податливости опорной системы оси полуската воспользуемся уравнением трех моментов в следующем виде

$$M_{n-1} l_n + 2M_n (m l_n + l_{nn}) + M_n l_{nn} = -6EJ (\gamma \delta_n + \gamma \beta_n). \tag{4}$$

Тангенсы углов α_n и β_n по своей величине соответственно равны:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_1 &= -\frac{\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A}{l_1}; & \operatorname{tg} \beta_1 &= \frac{\bar{\delta}_C - \bar{\delta}_B}{l_2}; \\ \operatorname{tg} \alpha_2 &= -\frac{\bar{\delta}_C - \bar{\delta}_B}{l_1}; & \operatorname{tg} \beta_2 &= \frac{\bar{\delta}_C - \bar{\delta}_B}{l_2}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Знак "минус" принимаем, если угол расположен вне рассматриваемого пролета и "плюс" — если угол расположен в рассматриваемом пролете.

Вследствие малости углов $\alpha_1, \beta_1; \alpha_2$ и β_2 принимаем тангенсы углов, равными углам, тогда при

$$\begin{aligned} n=2; & \quad M_{n-1} = M_B^{\partial}; \\ & \quad M_n = M_C^{\partial}; & \quad l_n = l_2; \\ & \quad M_{n+1} = M_D^{\partial} = 0; & \quad l_{n+1} = l_1. \end{aligned}$$

получаем:

$$2M_C^{\partial} \left(\frac{l_2}{l_1} l_1 + l_2 \right) + M_B^{\partial} l_2 = -6EJ_2 (\alpha_2 + \beta_2), \quad (6)$$

где $M_B^{\partial}, M_C^{\partial}$ — моменты в опорах "В" и "С" деформированной системы.

Особенностью этой задачи является то, что в левой части уравнения (6) содержатся неизвестные моменты M_B^{∂} и M_C^{∂} входящие в углы поворота.

Реакции от этих неизвестных моментов в точках А, В, С, Д

$$\left. \begin{aligned} R_A^{\partial} &= \frac{M_B^{\partial}}{l_1}; & R_B^{\partial} &= -\frac{M_B^{\partial}}{l_1} + \frac{M_C^{\partial} - M_B^{\partial}}{l_2}; \\ R_C^{\partial} &= -\frac{M_C^{\partial}}{l_1} - \frac{M_C^{\partial} - M_B^{\partial}}{l_2}; & R_D^{\partial} &= \frac{M_C^{\partial}}{l_1} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Общая податливость каждой точки опор подшипников может быть выражена в следующем виде (рис. I, г):

$$\left. \begin{aligned} \bar{\delta}_A &= (V_1 \Delta_2 + V_1 \Delta_3 - \frac{l_1}{2} \theta_n) + \Delta_1 R_A^{\partial}; \\ \bar{\delta}_B &= (V_1 \Delta_2 + V_1 \Delta_3 + \frac{l_1}{2} \theta_n) + \Delta_1 R_B^{\partial}; \\ \bar{\delta}_C &= (V_2 \Delta_2 + V_2 \Delta_3 + \frac{l_1}{2} \theta_n) + \Delta_1 R_C^{\partial}; \\ \bar{\delta}_D &= (V_2 \Delta_2 + V_2 \Delta_3 + \frac{l_1}{2} \theta_n) + \Delta_1 R_D^{\partial}; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где V_1 и V_2 - реакции рельсов;

$\Delta_1; \Delta_2; \Delta_3$ - средняя податливость внутреннего и наружного обода колеса, стенки и ребер колеса соответственно;

ϑ_A и ϑ_B - углы поворота сечений колес на рельсах в поперечной плоскости.

Если обозначим выражения в скобках уравнения (8) через δ_i и значение реакций через неизвестные моменты (из уравнений 7), то подставив значения углов из уравнений (5) и значения $\delta_A, \delta_B, \delta_C$ в уравнение трех моментов, после преобразования будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} M_B^{\partial} &= \frac{cu_1 - ku_2}{u_1^2 - u_2^2}; \\ M_C^{\partial} &= \frac{ku_1 - cu_2}{u_1^2 - u_2^2}. \end{aligned} \right\} (9)$$

Реакции от этих моментов

$$\left. \begin{aligned} R_A^{\partial} &= \frac{cu_1 - ku_2}{l_1(u_1^2 - u_2^2)}; \\ R_B^{\partial} &= -\frac{cu_1 - ku_2}{l_1(u_1^2 - u_2^2)} + \frac{(ku_1 - cu_2) - (cu_1 - ku_2)}{l_2(u_1^2 - u_2^2)}; \\ R_C^{\partial} &= -\frac{ku_1 - cu_2}{l_1(u_1^2 - u_2^2)} - \frac{(ku_1 - cu_2) - (cu_1 - ku_2)}{l_2(u_1^2 - u_2^2)}; \\ R_D^{\partial} &= \frac{ku_1 - cu_2}{l_1(u_1^2 - u_2^2)}. \end{aligned} \right\} (10)$$

В уравнения (10) входят неизвестные значения упругости элементов полуската ($\Delta_1; \Delta_2; \Delta_3$) и углы поворота колес на рельсах в поперечной плоскости (ϑ_A и ϑ_B), выраженные через перемещения, которые могут быть определены по рекомендациям, приведенным в работе [5].

Таким образом, при реакциях опор $R_A^{\partial}, R_B^{\partial}, R_C^{\partial}$ и R_D^{∂} , а также R_A^H, R_B^H, R_C^H и R_D^H результирующие реакции будут равны алгебраической сумме.

Решение приведенных уравнений позволяет установить закономерность распределения нагрузок между подшипниками для многоопорной оси попарно установленных подшипников в существующих конструкциях полускатов. Проведенные расчеты нагрузок на подшипники по предложенной методике показали, что нагрузки на внутренние и внешние подшипники распределяются крайне неравномерно. Для выравнивания нагрузок на подшипники, а следовательно, и увеличения долговечности

работы подшипниковых узлов шахтных вагонеток необходимо подшипниковый узел устанавливать в ступицу колеса, имеющую упругую опору [6].

Эти рекомендации необходимо учитывать при совершенствовании конструкций существующих типов вагонеток со сплошной осью и проектировании новых.

Л и т е р а т у р а

1. ПАДЖКОВ А.А., ОВСЯННИКОВ П.М. и др. Экспериментальные исследования нагрузок на полускатки и сцепки рудных вагонеток. Научные труды КузПИ № 10, Кемерово, 1967.

2. КВНЕВИЧ А.В. Горные транспортные машины. Углетехиздат, М., 1963

3. КОРИГУНОВ А.Н., ПАДЖКОВ Н.А. Характер распределения нагрузок на подшипники полускатков шахтных вагонеток. Научные труды КузПИ № 10, Кемерово, 1967.

4. БЕЛЯЕВ Н.М. Сопротивление материалов. Наука. М., 1965.

5. ПАДЖКОВ Н.А., СОБОЛЕВ Ю.Я. Определение горизонтальных перемещений опор подшипников колес ската шахтных вагонеток. Сб. научных трудов КузПИ № 21, Кемерово, 1971.

6. ПАДЖКОВ Н.А., ОВСЯННИКОВ П.М., КОУЗЬМИН А.И. Способ повышения эксплуатационной надежности скатов шахтных вагонеток. Сборник научных трудов КузПИ № 14, "Вопросы механизации горных работ", Кемерово, 1969.

7. НОВИКОВ Б.В. Исследования подшипниковых узлов шахтных вагонеток с целью повышения долговечности и надежности их работы. Известия ДГИ им. Артема, том XXI, "Недра", 1964.

8. ШМАКОВ В.Г., ГОРБАНЬ А.И. Определение долговечности и надежности шахтных вагонеток с помощью вариационных рядов. "Горные машины и автоматика", № 7, 1966.

ОБ АНАЛИТИЧЕСКОМ ОПРЕДЕЛЕНИИ ПАРАМЕТРОВ БОЛЬШОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ОРГАНА СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА ИЗ УСЛОВИЙ ИЗМЕРЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В СЫПУЧЕМ ГРУЗЕ ПРИ СДВИГОВЫХ ЕГО ДЕФОРМАЦИЯХ

Л.И. Минко

Сыпучий груз, поступающий на раштачный стел скребкового конвейера как в моменты сдвиговых деформаций, так и в период формирования тела волочения, находится в весьма сложном напряженном состоянии. Величине напряжений и параметры деформаций при этом характеризуются системой усилий, приложенных к скребку, формой скребка и раштачного стелва, режимами перемещения и механизмом поведения груза. Факторы сдвигового характера также в значительной степени изменяют

КУЗБАССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра горной механики

ВОПРОСЫ ГОРНОЙ МЕХАНИКИ

Сборник научных трудов № 47

Кемерово 1973

Р С Ф С Р

МИНИСТЕРСТВА ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ

КУЗБАССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

ВОПРОСЫ ГОРНОЙ МЕХАНИКИ

Сборник научных трудов № 47

Кемерово 1973

Одобрено советом горно-электромеханического
факультета 23 июня 1972г.

Коллективный рецензент: кафедры стационарных
машин и комплексов и транспортных машин
Московского горного института

А Н Н О Т А Ц И Я

Сборник содержит материалы научных исследований в области рудничных пневматических, под"емных, вентиляторных, калориферных, транспортных установок. Цикл работ по пневматическим установкам характеризуется системным подходом к проблеме. Работы по транспорту направлены на расширение области применения, повышения эффективности, надежности и долговечности эксплуатации транспортных установок.

Рассмотренные вопросы представляют интерес для научных работников, аспирантов и студентов, занимающихся исследованиями в указанной области.

Результаты исследования могут быть рекомендованы для работников соответствующих научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, заводов и шахт.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

В.М.ВОРОНЧИХИН (гл. редактор)
А.Н.КОРШУНОВ (зам. гл. редактора)
Л.Л.МОИСЕЕВ (отв. редактор)
В.Я.БАЛАХ (зам. отв. редактора)
Г.И.ПЕРМИНОВ (зам. отв. редактора)
М.С.САФОХИН, А.А.ПОГА
Н.Г.СТЕПАНОВА, Р.С.МОДОЯНЧЕВА

О Г Л А В Л Е Н И Е

	стр.
В.Я.БАЛАХ, Л.Л.МОИСЕЕВ. Системный подход к решениям вопросов технологических нововведений	4
Л.Л.МОИСЕЕВ. Моделирование технологических процессов, связанных с эксплуатацией стационарных установок горного производства	9
В.Я.БАЛАХ, Л.Л.МОИСЕЕВ. Статистическое моделирование горного производства	19
В.В.ОНИЩЕНКО, Н.Н.ЧУФИСТОВ. Пути совершенствования буровых работ на Тайском руднике	25
К.С.ДЬЯЧЕНКО, Л.Л.МОИСЕЕВ. Применение сетевой модели блока для оптимизации режимов бурения глубоких скважин	31
А.В.БОВТ. Определение потерь давления при неустановившемся движении сжатого воздуха	38
А.В.БОВТ. Алгоритм вычисления на ЭЦВМ потерь давления при гармоническом законе потребления сжатого воздуха	43
В.В.НАЗАРЕВИЧ. Экспериментальные исследования газодинамических потерь в пневмосетях при периодических режимах расхода .	46
В.Н.ГОРЯЧЕВ. Модифицированный алгоритм поверочного расчета пневматических сетей	53
А.Н.ФИНАГИН. Определение эффективности способов регулирования производственного процесса при вероятностных расходах сжатого воздуха	58
Л.Л.МОИСЕЕВ, В.В.НАЗАРЕВИЧ. Условие для воспроизведения периодически изменяющегося расхода сжатого воздуха в пневмосети . .	64
В.В.НАЗАРЕВИЧ. Критерии, определяющие потери давления сжатого воздуха в сетях при неустановившихся режимах расхода	69
Б.М.ТИТОВ. Характерные дефекты приведения результатов испытания пневматических машин к стандартным условиям	72
Г.Ф.КАПРАЛОВ, А.Н.ФИНАГИН. К определению закона движения поршня при надкритическом наполнении цилиндра рабочего торможения	78
Г.Ф.КАПРАЛОВ, А.Н.ФИНАГИН. Некоторые вопросы расчетов подкритического течения газов	88

В.Н.БИЗЕНКОВ, П.Д.ГАВРИЛОВ. Исследование эксплуатационной надежности под"емных канатов скиповых под"емов	100
В.Н.БИЗЕНКОВ, П.Д.ГАВРИЛОВ. Пути увеличения работоспособности подъемных канатов на главных подъемных шахт Кузбасса	106
И.С.КАТРИК. О паузе между подъемами скиповых подъемных установок.	112
Б.М.ТИТОВ. Стенд для испытания вентиляторов с пневматическим приводом	117
Л.С.ФРЕЙДЛИХ. Новое реверсивное устройство для центробежных вентиляторов	121
В.В.ХАН. Исследование процесса подготовки пульпы для гидропод"ема с последующим транспортом на II-I2 км	128
В.В.МАКАРОВ, В.А.ТАТЬКОВ. Исследование пространственного потока в рабочем колесе центробежного насоса для перекачки пульпы	132
Н.П.КОРОТКОВ. О максимальной производительности эрлифтов	138
Ю.Н.БРОДНИКОВ, А.Н.РЫБИН, Г.В.ВЕРСТАКОВ. Определение межремонтного срока службы центрального насоса	142
Н.И.КАРАСЕВ, И.И.ПАСКУТА. Математическое моделирование водо- и воздухоподогревательных установок в системах теплоснабжения шахт	144
Н.М.ДМИТРИЕНКО. Исследования закономерностей двух свободных параллельных струй в режиме их смешивания	150
В.М.ВОРОНЧИХИН. Влияние утечек на экономичность работы шахтных водоотливных установок	160
В.М.ВОРОНЧИХИН. К вопросу экономии электроэнергии водоотливными установками	163
В.И.БЫЧКОВ, Г.И.ПЕРМИНОВ, А.И.БОНДАРЦ. Анализ характеристик грузопотоков на ленточных конвейерах, питающих конусные дробилки	166
В.А.КУЗОВКИН. Перевозка людей ленточными конвейерами по наклонным горным выработкам шахт	171
А.Ф.МИХАЙЛОВ, Г.И.ПЕРМИНОВ, Г.Н.БОБРОВ. Производительность забойного конвейера при боковых наклонах в случае образования подпорной стенки	178

А.Ф.МИХАЙЛОВ, Г.И.ПЕРМИНОВ, Г.Н.БОБРОВ. Неравномерность натяжения тяговых цепей забойного конвейера при боковых наклонах	183
Б.А.ЛАВКОВСКИЙ, Н.Р.МАСЛЕННИКОВ, Г.И.ПЕРМИНОВ. К синтезу цепного транспортера с динамической муфтой в приводе	188
Г.И.ПЕРМИНОВ. Исследование возможности срыва автоколебаний тягового органа скребкового конвейера возмущением приводной звездочки	191
В.М.КРЧЕНКО, Д.Н.ГЛАЗОВ, В.Д.ЕЛМАНОВ, Н.Р.МАСЛЕННИКОВ. Исследование износа решетчатого става одноцепных скребковых конвейеров	195
Л.Л.ВАЖНИН. Исследование распространения деформации в сыпучей угольной массе при внедрении снаряда-болванки ограниченного веса	198
А.А.СДОБНИКОВ, Д.Н.ГЛАЗОВ. Межгоризонтальный участковый транспорт людей, материалов и легкого оборудования	200
В.А.МАКЕЕВ, Н.П.БАТРАКОВ, А.Н.КОРШУНОВ, Ю.А.КУРНИКОВ, В.И.НОВИКОВ. Составление дифференциальных уравнений колебаний днищ кузовов шахтных вагонеток при их ударном загрузке	205
В.А.МАКЕЕВ, Н.П.БАТРАКОВ, А.Н.КОРШУНОВ, Ю.А.КУРНИКОВ, В.И.НОВИКОВ. К вопросу распределения сыпучего тела в кузове вагонетки при бункерной загрузке	212
Н.А.ПАДУКОВ, А.Н.КОРШУНОВ. Определение статических нагрузок, воспринимаемых подшипниками колес шахтных вагонеток	216
Л.И.МИНКО. Об аналитическом определении параметров большой модели рабочего органа скребкового конвейера из условий измерения напряжений в сыпучем грузе при адвиговых его деформациях	222
В.Н.ГОРЯЧЕВ, В.И.ИВАНОВ, Л.Л.МОИСЕЕВ, В.И.ФАДДЕЕВ. Некоторые результаты экспериментально-аналитического анализа пневматических сетей рудника Абаканский.	230

КОЛЛЕКТИВ АВТОРОВ
ВОПРОСЫ ГОРНОЙ МЕХАНИКИ

Сборник научных трудов № 47

-Ответственный редактор Л.МОИСЕЕВ
Корректор Г.ШЕРИНА

Подписано к печати 7 июля 1972г. ОП 01087 Заказ 301
Тираж 400 экз. 10п.л. цена 1-10 коп. Тип.КузПИ, г.Кемерово.