

В. Ф. ГОРБУНОВ

К РАСЧЕТУ МИНИМАЛЬНЫХ УСИЛИЙ НАЖАТИЯ ПРИ РАБОТЕ РУЧНЫМИ ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ МОЛОТКАМИ

(Представлено кафедрой горных машин и рудничного транспорта)

Энергетические и вибрационные характеристики пневматических молотков изменяются в зависимости от давления воздуха, подводимого к молотку, и усилия нажатия на его рукоятку [3—6]. Влияние усилия нажатия на энергетические характеристики молотков дифференцируется в зависимости от их конструктивных особенностей. Для выявления величин усилий нажатия, которые необходимо создавать для обеспечения нормальной работы молотков, рассмотрим принципиальные схемы их ударных узлов.

Ударный узел пневматических молотков (рис. 1) представляет собой поршневое устройство двойного действия. Поршень-ударник 1 совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре, полости которого А и Б попеременно сообщаются с сетью сжатого воздуха (через каналы 3 и 4) или с атмосферой (через окно 5).

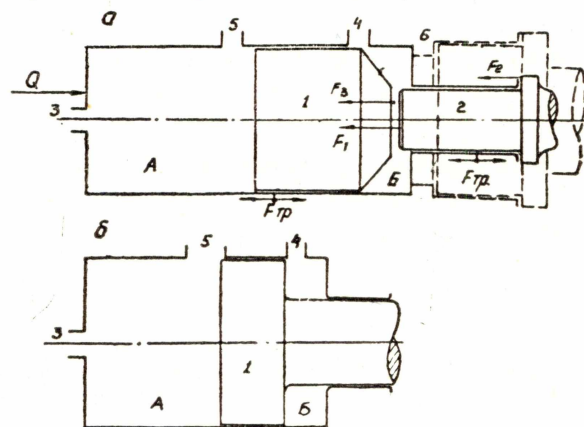


Рис. 1. Принципиальные схемы ударных узлов пневматических молотков: а — рубильно-клепальных и отбойных, б — бурильных.

Остановка поршня-ударника в крайних положениях происходит под действием создавшегося в камере А воздушного буфера и в результате соударения с хвостовиком инструмента 2. В конструкциях бурильных молотков (рис. 1, б) предусмотрена возможность работы вхолостую. В этом случае остановка поршня-ударника в конце его рабочего хода (слева направо по рис. 1, б) происходит ввиду резкого увеличения давления воздуха в полости Б. Энергия движущегося поршня-ударника расходуется на сжатие воздушного буфера, частично превращается в тепло, а частью возвращается поршню при его обратном движении.

В большинстве конструкций клепальных, отбойных, рубильных молотков (рис. 1, а) не предусмотрена работа вхолостую. Хвостовик инструмента входит непосредственно в полость Б цилиндра молотка. Для обеспечения передачи энергии инструменту 2 на молоток необходимо нажимать с определенной силой Q . Если усилие Q окажется недостаточ-

ным для удержания молотка вблизи инструмента, произойдет удар поршня-ударника по перемычке ствола б. Это недопустимо. Следовательно, для обеспечения работы молотка (при конструктивной схеме по рис. 1, а) без ударов поршня 1 по перемычке ствола б необходимо к корпусу прикладывать определенное усилие нажатия $Q_{\min}$, препятствующее отходу корпуса молотка от инструмента.

По данным санитарно-гигиенических исследований [1, 2], усилие нажатия при работе ручными механизированными инструментами в производственных условиях может составлять от 10 до 25 кг. Нормальным же условием для оценки вибрационных характеристик ручных молотков считается нажатие 15 кг [10]. Для оценки вибрации молотков рекомендуется пользоваться амплитудно-частотными характеристиками (величина амплитуды колебаний рукоятки молотка при данной частоте их).

Рядом исследователей пневматических молотков выявлено, что амплитуда колебания корпуса молотка снижается по мере увеличения усилия нажатия. Так, по нашим замерам увеличение усилия нажатия, например, на клепальный молоток КЕ-22 с 17 до 30 кг снижает амплитуду колебания в 3 раза. Уменьшение же усилия нажатия до 15 кг приводит к нарушению стабильной работы молотка и появлению ударов бойка по перемычке ствола.

Для выявления причин нарушения нормальной работы молотка и определения минимально необходимого усилия нажатия рассмотрим динамику работы пневматических молотков.

На рис. 2, а, б, в приведены силовые диаграммы пневматических молотков (КЕ-32 — клепальный, МР-4 — рубильный и ПР-20 — бурильный). Диаграммы построены по осциллограммам давления воздуха в цилиндре при давлении воздуха в сети 5 атм. Для молотков, построенных по схеме рис 1, а, диаграмма результирующей силы от давления воздуха на корпусе молотка (1, рис. 2, а) не совпадает с диаграммой силы 2, действующей на боек. Объясняется это тем, что рабочая площадь поперечного сечения бойка со стороны передней полости Б цилиндра молотка (рис. 1, а) больше кольцевой площади передней внутренней стенки цилиндра на величину, равную сечению хвостовика инструмента

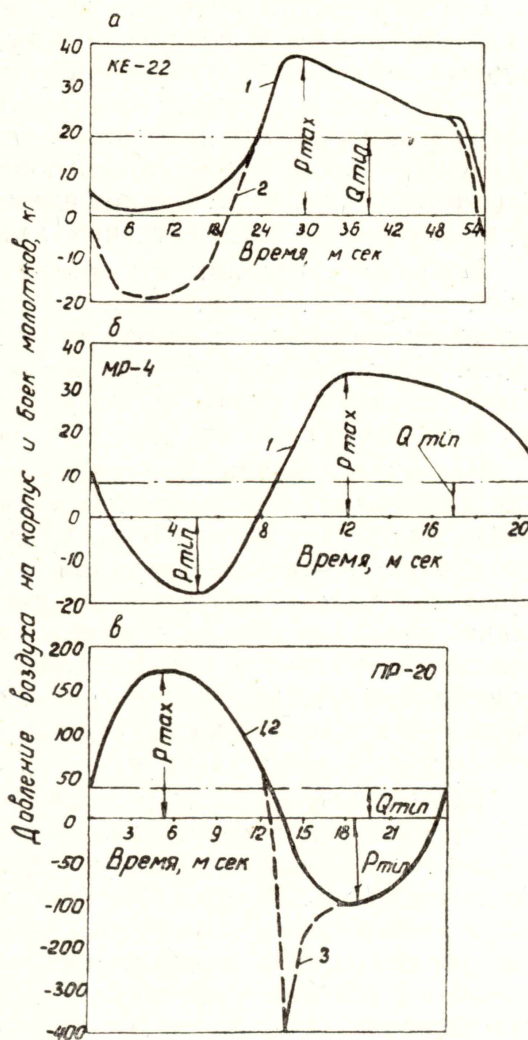


Рис. 2. Силовые диаграммы одного цикла хода поршня пневматических молотков.

$$\frac{\pi}{4} D_0^2 = \frac{\pi}{4} (D_u^2 - d_n^2) + \frac{\pi}{4} d_n^2, \quad (1)$$

где $D_б$ — диаметр бойка ($D_б = D_ц$);
 $D_ц$ — внутренний диаметр цилиндра молотка;
 $d_и$ — диаметр хвостовика инструмента.

Для клепальных молотков типа КЕ давление воздуха на корпус действует лишь в сторону от инструмента, так как практически $d_и = D_ц$.

Для бурильных молотков диаграммы давления воздуха на корпус молотка и поршень-ударник совпадают (1, 2, рис. 2, в). Здесь же показана силовая диаграмма 3 холостой работы молотка ПР-20.

Согласно экспериментальным данным, при нормальной работе максимальное давление воздуха в передней полости ствола рубильно-клепальных, отбойных, а также и бурильных молотков составляет примерно 0,7 сетевого, а в задней полости достигает давления в сети. Величину смещения диаграммы давления воздуха на корпус молотка относительно нулевой линии можно точно подсчитать, пользуясь методом доктора технических наук Б. В. Суднишникова [9] для определения перемещения корпуса молотка под действием импульсов сил.

Величина смещения оси силовой диаграммы как раз и представляет собой то усилие, которое необходимо приложить к корпусу для предотвращения постоянного отхода его от ограничительного буртика инструмента. Если фактическое усилие нажатия на молоток будет меньше этого смещения, корпус молотка удалится от инструмента настолько, что боек будет наносить удары по перемычке ствола.

Расчет минимального усилия нажатия на молоток, необходимого для достижения работы его без холостых ходов и ударов бойка по перемычке ствола, по методу Б. В. Суднишникова, довольно сложен. Кроме того, расчет применим для анализа уже существующих машин, для которых необходимо получать диаграммы давлений в полостях молотков. Запись диаграмм всегда связана с известными трудностями. Для практических проектных и конструкторских работ, по нашему мнению, можно вывести соотношения, более удобные для пользования. Исходным материалом для таких выводов служат экспериментальные и теоретические исследования ряда авторов [3—9].

Как установлено О. Д. Алимовым [4], для выявления взаимосвязи усилия нажатия с основными параметрами молотков можно успешно применять теорему импульсов (теорема об изменении количества движения системы). В работе [4] дано теоретическое обоснование применимости этой теоремы и выведены уравнения для определения составляющих усилия подачи пневматических бурильных молотков. Ввиду отличительных особенностей конструкций клепальных, отбойных и рубильных молотков по сравнению с бурильными (отсутствие механизма поворота бура, наличие доступа хвостовика инструмента в полость цилиндра и др.) пользование конечными выводами из работы [4] для расчета этих молотков представляется возможным только при уточнении значимости отдельных аргументов, входящих в уравнения, и числовых коэффициентов при них. С этой целью нами проведен анализ динамики рубильно-клепальных и отбойных молотков с учетом особенности их конструкций.

При горизонтальном положении молотка на систему «корпус молотка-бойк» для отбойных, клепальных и рубильных молотков (рис. 1, а) действуют следующие внешние силы:

- Q — усилие нажатия на рукоятку молотка;
- F_1 — сила, возникающая при ударе бойка по хвостовику инструмента;
- F_2 — усилие контакта корпуса с ограничительным буртиком инструмента;

F_3 — результирующая сила давления воздуха на боек вследствие разности площадей бойка и корпуса со стороны передней полости B ;

$F_{тр}$ — силы сопротивления движению корпуса по хвостовику бура и сопротивление поддерживающих устройств молотка (рука рабочего, сопротивление воздушного шланга).

Пользуясь теоремой импульсов по методу, изложенному в работе [4], основные составляющие усилия нажатия можно определить из выражений:

$$Q_1 = n \sqrt{2Am_6} (\kappa + 1), \quad (2)$$

$$Q_2 = nm_k V_k (\kappa_1 + 1), \quad (3)$$

$$Q_3 = p_{ср} f_n \frac{t_1}{t_u}, \quad (4)$$

$$Q_{тр} = \frac{\int_0^t F_{тр} dt}{t_u}, \quad (5)$$

где A — энергия удара бойка;

n — частота ударов;

m_6 — масса бойка;

κ — коэффициент отскока бойка после удара по инструменту;

f_n — сечение хвостовика инструмента;

$p_{ср}$ — среднее по времени давление воздуха в полости B ;

t_1 — время действия давления $p_{ср}$;

t_u — время цикла;

m_k — масса корпуса молотка;

V_k — скорость соударения корпуса с инструментом;

κ_1 — коэффициент отскока при соударении корпуса с инструментом.

Как видно из уравнения (2), усилие Q_1 является частью усилия нажатия, названное О. Д. Алимовым [4] первой составляющей усилия подачи, которое необходимо прикладывать к корпусу для компенсации действия на систему силы F_1 (рис. 1) контакта бойка с хвостовиком инструмента.

Силу Q_2 необходимо прикладывать к корпусу только в том случае, если имеют место соударения корпуса молотка с инструментом, условия для этого покажем ниже.

Третья составляющая усилия нажатия должна компенсировать давление воздуха на площадь сечения бойка, равную площади поперечного сечения хвостовика инструмента (силы F_3 рис. 1, а). Следовательно, Q_3 может быть определена при обработке реальных осциллограмм давления молотков.

Составляющая силы нажатия $Q_{тр}$ может быть принята:

а) при практических расчетах равной 1—2 кг,

б) при математическом описании и моделировании системы

$$Q_{тр} = \kappa_{тр} \frac{dx_k}{dt} \quad \text{или} \quad Q_{тр} = R_{тр} \operatorname{sgn} \frac{dx_k}{dt}$$

(соответствует вязкому или сухому трению).

Более наглядно соотношение составляющих усилия нажатия можно показать графически. На рис. 3 показана упрощенная диаграмма распределения усилия нажатия на составляющие в зависимости от его величины. Построение графика взаимосвязи усилия нажатия и его составляющих проведено следующим образом.

По осям координат размечаются шкалы усилия нажатия и его составляющих Q_i . Под углом к осям проводится прямая OAB ($Q_i = Q$), соответствующая фактически приложенным к молотку усилиям нажатия. На графике строятся зависимости составляющих усилия нажатия от его величины, вычисленные по формулам (2), (3), (4), (5) или опре-

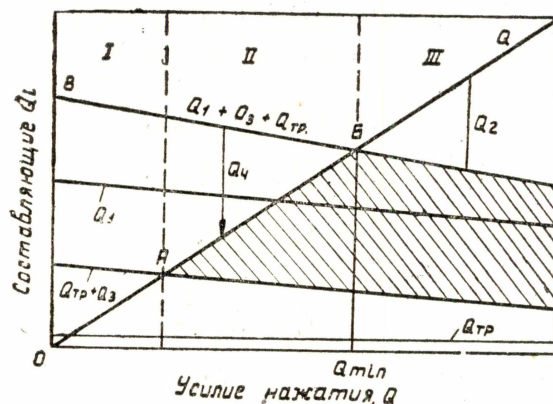


Рис. 3. Распределение усилия нажатия на отдельные составляющие.

деленные экспериментальным путем. В целях уяснения принципа построения графика примем вполне возможные допущения, что:

а) силы трения $Q_{тр}$ не зависят от усилия нажатия;
 б) давление воздуха в передней полости несколько снижается с увеличением усилия нажатия [6], поэтому $Q_3 = F(Q)$ имеет характер наклонной прямой;

в) зависимость $Q_1 = F(Q)$ также имеет вид наклонной прямой вследствие снижения энергии удара бойка [6] с увеличением усилия нажатия. Полагаем также, что коэффициент отскока бойка при ударе по инструменту не зависит от усилия нажатия на молоток.

Нанеся зависимости Q_1 , Q_3 и $Q_{тр}$ от усилия нажатия на график и графически их просуммировав, получим линию BB (рис. 3), характеризующую усилие нажатия, потребное для компенсации этих составляющих. Разделим график на характерные зоны усилий нажатия, границы которых помечены точками A и B .

В зоне I работа молотка невозможна, так как создаваемое усилие нажатия Q меньше, чем необходимое усилие для компенсации F_3 и $F_{тр}$. Сразу же после запуска молотка корпус отойдет от инструмента на величину, превышающую длину хвостовика инструмента (рис. 1), и молоток перестанет работать.

При усилиях нажатия, меньших Q_{min} (зона II, рис. 3), работа молотка возможна, но нецелесообразна. Создаваемое усилие нажатия обеспечивает компенсацию сил трения ($F_{тр}$), результирующей F_3 (как в зоне I), и частично компенсирует реакцию от соударения бойка с хвостовиком инструмента (F_1). Однако в этой зоне $Q < Q_1 + Q_3 + Q_{тр}$, следовательно, буру не может быть передан весь импульс силы $\int_0^t F_1 dt$, а только часть его. Непереданное буру количество движения бойка должно замкнуться в системе «корпус молотка-боек». Его можно обозначить через $Q_4 t_{ц}$, где

$$Q_4 = (Q_1 + Q_3 + Q_{тр}) - Q. \quad (6)$$

Следовательно, при усилиях нажатия меньше Q_{min} (точка B) часть энергии бойка, запасенная им при рабочем ходе, тратится на разруше-

ние переключки ствола *б* (рис. 1, *а*), либо на сжатие переднего воздушного буфера *Б* (рис. 1, *б*) в передней полости молотка. Очевидно, что такой режим работы пневматического молотка не следует считать нормальным. Рабочее усилие нажатия должно быть больше $Q_{\min}$.

В зоне III (рис. 3) создаваемое усилие нажатия превышает потребное для компенсации импульсов сил F_1 , F_3 и $F_{тр}$. Появляется возможность компенсировать усилие контакта между корпусом молотка и инструментом. Составляющая усилия нажатия Q_2 увеличивается в зоне III пропорционально Q за счет увеличения времени контакта корпуса молотка с ограничительным буртиком инструмента.

Следует отметить, что и в зоне III усилий нажатия возможны соударения корпуса молотка с инструментом, но они носят весьма случайный характер и повторяются очень редко. Поэтому влияние их на изменение описанного соотношения импульсов сил не существенно.

Используя приведенные выше зависимости и дополнительно некоторые экспериментальные материалы, можно определить рациональные усилия нажатия для пневматических молотков различного назначения. В табл. 1 приведены составляющие усилия нажатия для молотков типа КЕ, определенные по формулам (2), (3), (4). Энергетические данные молотков и коэффициенты отскока бойка и корпуса при ударе по инструменту получены экспериментально.

Таблица 1

Значения составляющих усилия нажатия

Тип молотка	Давление воздуха в сети, <i>ати</i>	Составляющие усилия нажатия, кг			
		первая Q_1	вторая Q_2	третья Q_3	$Q_{\min} = Q_1 + Q_3$
КЕ-32	4	8,3	5,6	6,8	15,1
	5	11,8	8,1	8,2	19,2
	6	12,4	9,0	9,3	21,7
КЕ-28	4	7,8	6,1	5,6	13,4
	5	10	8,3	6,9	16,9
	6	12,6	11,8	8,1	20,7
КЕ-22	4	8,7	6,3	7,2	15,9
	5	11,7	8,5	8,9	20,6
	6	13,1	10,1	9,8	22,9
КЕ-19	4	9,2	6,6	5,9	15,1
	5	11,1	10	8,2	19,3
	6	13,4	11,6	8,8	22,2
КЕ-16	4	9,4	7,9	6,7	16,1
	5	12,2	10,	6,6	18,8
	6	14,4	13,2	9,8	24,2

Однако такой расчет не всегда может быть приемлем для инженеров производства ввиду отсутствия достоверных данных о величинах коэффициента отскока при соударении элементов молотков, а также

отсутствия возможностей получения экспериментальных данных о проектируемом молотке. Поэтому, пользуясь накопленными знаниями и экспериментальными данными, выведем более простые зависимости.

Со сравнительно небольшой погрешностью можно полагать, что силовая диаграмма пневматического молотка представляет синусоидальную функцию (рис. 2). В этом случае можно, очевидно, проводить среднюю линию силовой диаграммы, ориентируясь на амплитудные значения действующих сил. Назовем условно эту среднюю линию «осью синусоиды». Тогда смещение оси относительно реальной нулевой прямой (оси времени диаграммы) и будет представлять то минимальное значение усилия нажатия, которое необходимо приложить к молотку для исключения холостых ходов и ударов бойка по перемычке ствола.

Как видно из графиков (рис. 2), определение $Q_{\min}$ легко произвести по формуле.

$$Q_{\min} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2}, \quad (7)$$

в которой аргументы при принятых выше допущениях могут быть найдены из выражений:

$$P_{\max} = \frac{\pi}{4} p_c D_{\text{ц}}^2,$$

$$P_{\min} = \frac{\pi}{4} \alpha p_c (D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{и}}^2),$$

где $\alpha = \frac{p_2}{p_{c1}}$ — отношение давления воздуха в передней полости к давлению воздуха в сети.

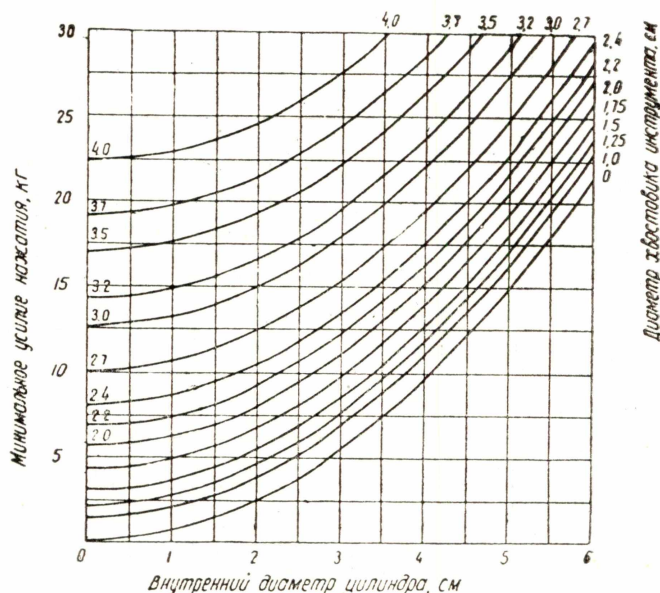


Рис. 4. Номограмма для расчета минимального усилия нажатия и выбора диаметра цилиндра пневматических молотков.

По экспериментальным данным [3, 5, 7], можно принять $\alpha = 0,7$, тогда формула (7) примет вид

$$Q_{\min} = \frac{\pi}{8} p_c (0,3 \cdot D_{\text{ц}}^2 + 0,7 d_{\text{и}}^2). \quad (8)$$

Как видим, для расчета минимальных усилий нажатия, обеспечивающих нормальную работу молотка, по формуле (8) достаточно знать диаметры цилиндра и хвостовика инструмента и задаться возможным рабочим давлением воздуха. Выбор наилучшего сочетания размеров молотка при назначенных усилиях нажатия удобно производить по номограмме (рис. 4).

Для наклонного положения молотка следует вводить коррективы на составляющую веса молотка

$$Q'_{\min} = Q_{\min} \pm G_m \sin \beta,$$

где β — угол наклона молотка к горизонту,

G_m — вес молотка.

Для некоторых типов пневматических молотков минимальные усилия, подсчитанные по формуле (8), приведены в табл. 2. Минимальные усилия нажатия, полученные по формуле (8) и по составяющим Q_1 и Q_3 (табл. 1), отличаются весьма незначительно, что показывает применимость предполагаемого упрощения для расчета $Q_{\min}$.

Таблица 2

Некоторые технические характеристики пневматических молотков
($p_c = 5 \text{ атм}$)

Показатели	Данные молотков				
	рубильных (МР)	клепальных (КЕ)	отбойных (МО)	бурильных	
				ПР-19	ПР-13Л
Площадь поршня, см^2 : при рабочем ходе, при обратном ходе	7,07 7,07	7,07 7,07	11,3 11,3	32,9 25	25,1 16,9
Площадь сечения цилиндра, на которую действует сжатый воздух, см^2 : при рабочем ходе, при обратном ходе	7,07 5,53	7,07 —0,5	11,3 6,78	32,9 25	25,1 16,9
Максимальное давление воздуха в цилиндре, атм : при рабочем ходе, при обратном ходе*)	5 3,2	5 3,0	5 3,5	5 3,5	5 3,5
Отношение сил, действующих на корпус при обратном и прямом ходе $\alpha_1 = P_{\min} : P_{\max}$	0,50	—0,04	0,042	0,53	0,47
Минимальное усилие нажатия, необходимое для достижения стабильной работы молотка по формуле (8), кг	8—9	18	16	39	33

*) При наличии удара по хвостовику инструмента.

Проведенный анализ динамики работы ручных пневматических молотков дает основание для следующих выводов.

1. Усилие нажатия в пневматических рубильно-клепальных, отбойных и бурильных молотках является фактором, обеспечивающим передачу энергии рабочему инструменту.

2. Величина минимально необходимого усилия нажатия на молоток определяется в основном количеством движения, передаваемым от машины рабочему инструменту, частотой ударов и диаметром хвостовика инструмента. Определение величины $Q_{\min}$ с достаточной для практики точностью возможно производить по приведенной в статье формуле (8) и номограмме (рис. 4).

3. Для обеспечения нормальной работы ручными клепальными (типа КЕ) и отбойными молотками в горизонтальном положении необходимо создавать усилие нажатия не менее 16—18 кг. Таким образом, проводить оценку их вибрации при нормализованных усилиях нажатия 15 кг [10] нецелесообразно.

4. В целях снижения минимально потребного усилия нажатия при работе ручными пневматическими молотками необходимо стремиться к уменьшению сечения хвостовика инструмента до минимального по условиям его прочности. Например, диаметр хвостовика инструмента молотков типа КЕ необоснованно завышен. Вследствие этого потребное усилие нажатия для нормальной работы этими молотками больше, чем отбойными, хотя последние имеют больший диаметр цилиндра и обладают большей мощностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Е. Ц. Андреева-Галанина. Вибрация и ее значение в гигиене труда. Медгиз, 1956.

2. Е. Ц. Андреева-Галанина, В. Г. Артамонова, Э. А. Дрогичина. Вибрационная болезнь. Медгиз, 1961.

3. О. Д. Алимов, И. Г. Басов, В. Ф. Горбунов, Д. Н. Маликов. Бурильные машины, Госгортехиздат, 1960.

4. О. Д. Алимов. Взаимосвязь усилия подачи с основными параметрами бурильного молотка. Известия ТПИ, т. 108, Metallurgizdat, 1959.

5. В. Ф. Горбунов. Рабочий процесс бурильных молотков с кольцевым золотником. Известия ТПИ, т. 108, Metallurgizdat, 1959.

6. В. Ф. Горбунов, В. И. Бабуров. Исследование внутренних процессов и параметров рубильных и клепальных молотков. Известия ТПИ, т. 123, Изд. Томского университета, 1963.

7. В. Ф. Зинин. Влияние осевого усилия на скорость бурения перфораторами. Известия вузов, Горный журнал, № 6, 1961.

8. А. М. Петреев. К теории рабочего цикла пневматических машин ударного действия. Сб. «Математические методы в горном деле», часть 1, Горные машины и автоматика. Изд. СО АН СССР, Новосибирск, 1963.

9. Б. В. Суднишников. Влияние параметров прямого хода на мощность и отдачу пневматического молотка. Ударно-вращательное бурение. Машины ударного действия. Новосибирское книжное издательство, 1956.

10. Сборник важнейших официальных материалов по вопросам гигиены труда и производственной санитарии, вып. II, Медгиз, 1962.