

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВИБРОИЗОЛЯЦИОННОГО ЗВЕНА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МОЛОТКОВ С УПРУГИМИ РУКОЯТКАМИ

В. Ф. ГОРБУНОВ, В. И. КОПЫТОВ, М. П. ШУМСКИЙ

(Представлено кафедрой горных машин и рудничного транспорта)

На основании теоретических работ по анализу колебаний механических систем типа пневматических молотков, проведенных проф. П. М. Алабужевым и канд. техн. наук В. И. Копытовым, эффективным принципом ограничения вредного влияния отдачи и вибрации молотков на здоровье работающих является отделение рукоятки от колеблющегося корпуса молотка посредством пружин.

Из рассмотрения колебательной системы «корпус молотка-пружина-рукоятка» при действии возмущающей силы (давление воздуха), ограничения (буртик инструмента) и усилия нажатия руки рабочего выведены и решены дифференциальные уравнения поведения молотка с упругой рукояткой [2, 6, 7]. В результате удалось получить уравнения

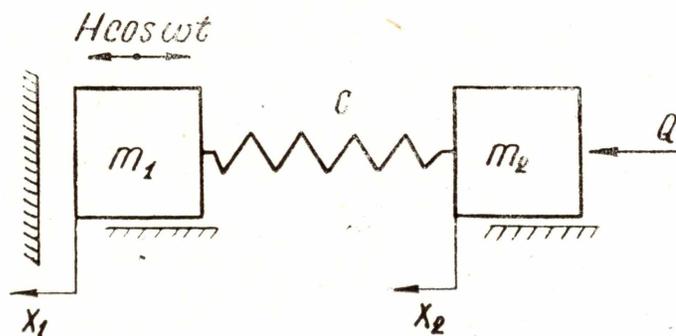


Рис. 1. Механическая модель молотка с упругой рукояткой:

m_1 —масса корпуса; m_2 —масса рукоятки; C —упругое звено; Q —усилие нажатия на рукоятку; $H \cos \omega t$ —возмущающая сила (давление воздуха); x_1 и x_2 —текущие координаты масс m_1 и m_2 .

для определения рациональной жесткости виброизоляционного звена в зависимости от соотношения весов корпуса и рукоятки и действующих сил (параметры молотка).

Для системы молоток с упругой рукояткой (рис. 1) уравнение для

определения коэффициента жесткости звена, при котором создаются наиболее благоприятные условия виброизоляции, имеет вид

$$C = \frac{4 \cdot \pi \cdot G_1 \cdot \nu^2}{g \rho^2}, \text{ кг/см}, \quad (1)$$

где

C — коэффициент жесткости виброизоляционного звена, кг/см;

G_1 — вес корпуса молотка, кг;

g — ускорение свободного падения тел (981 см/сек²);

ν — частота ударов поршня, гц;

$\rho = (0,5 + n) \sqrt{1 + \frac{1}{\mu}}$ — безразмерная частота;

μ — отношение веса каретки (рукоятки) к весу корпуса молотка;

n — значения порядка субгармоник ($n = 2, 3, 4 \dots$).

Полученные результаты теоретических работ с учетом практических и конструктивных факторов позволяют изложить методику расчета виброизоляционных устройств в следующем порядке.

1. Определение весов корпуса молотка и изолируемой рукоятки

Это вопрос чисто конструкторского характера. В зависимости от конструкции молотка, для которого проектируется виброизоляционное устройство, определяется, какие части (устройства) молотка можно присоединить к корпусу, какие — к рукоятке. Как частный случай такого конструктивного решения может быть избран путь дополнения конструкции молотка отдельным виброгасящим устройством (каретка ВК-1 для молотка ПР-24л завода «Пневматика»). Однако, несмотря на простоту решения вопроса и явную целесообразность с технологической точки зрения, данная конструкция не может считаться рациональной, поскольку вес бурильного молотка с виброгасящим устройством значительно увеличивается против молотка обычного исполнения.

Поэтому при выборе конструкции следует стремиться к сохранению общего веса молотка путем включения в состав изолируемого устройства отдельных деталей и механизмов молотка.

Например, при создании отбойного молотка с упругой рукояткой конструкторы Томского электромеханического завода в состав изолируемого устройства вводят: а) собственно рукоятку молотка; б) пусковое устройство; в) «ложный ствол» — металлический кожух, покрывающий (изолирующий) ствол молотка и предохраняющий левую руку рабочего от вибрации корпуса.

В клепальных молотках Московского городского совнархоза типа КМП и молотке Леонтьева (Харьковский турбинный завод) проведено аналогичное разделение устройств с целью виброизоляции рук рабочих.

Из закономерностей виброгашения [2, 5—7] следует, что масса рукоятки (каретки) должна быть возможно большей. В этом случае эффект виброизоляции увеличивается. Однако эта рекомендация не является целиком определяющей, ибо необходимый (приемлемый) эффект виброизоляции может быть достигнут и при сравнительно «легкой» рукоятке.

При конструировании ручных бурильных молотков с упругими рукоятками следует, на наш взгляд, рассмотреть возможность выполнения в составе изолируемого звена даже воздухораспределительного устройства. Это неизменно усложнит конструкцию молотка, но позволит существенно улучшить виброизоляцию при сохранении веса молотка.

2. Определение безразмерной частоты p , определяющей минимальные значения амплитуд колебаний рукоятки

Как показали исследования [6], система «корпус молотка с рукояткой» может иметь весьма значительные по величине амплитуды колебаний в случае возникновения резонансных явлений под влиянием периодически изменяющейся возмущающей силы. По предварительным расчетам и экспериментам значение частоты p , при которой будем иметь минимальные амплитуды колебаний рукоятки, может быть подсчитано по формуле

$$p = (0,5 + n) \sqrt{1 + \frac{1}{\mu}}, \quad (2)$$

где

n — порядок субгармоники (2, 3, 4...);

μ — отношение веса изолируемого звена (рукоятки, каретки) к весу корпуса молотка.

Задавая значения параметра n при известном соотношении колеблющихся масс, можно определить конкретную величину p . При этом следует иметь в виду, что величина p должна быть не менее 5. Дело в том, что при меньших значениях эффект виброизоляции колебаний рукоятки с частотой, равной частоте возмущающей силы, будет резко падать — упругая связь будет «жесткой».

Значения p более 10—12 также нежелательны, так как упругая связь становится слишком податливой и для уравнивания внутренних сил, действующих в системе, необходимо делать упругое звено длинным, что конструктивно не всегда легко осуществить.

В общем случае рекомендуется подбирать параметр n таким, чтобы безразмерная частота p лежала в пределах 5—12. Как правило при μ близком к единице, параметр n следует брать равным 4.

Если конструктивно имеется возможность установки в системе длинного упругого звена, частота p может быть принята и большей 12. Эффект виброизоляции при этом улучшится.

3. Определение коэффициента жесткости упругого звена

В качестве виброизолирующего элемента молотков с упругими рукоятками можно рекомендовать обычные винтовые цилиндрические пружины. Несомненным достоинством таких пружин является их линейность, т. е. прямолинейная зависимость силы сопротивления пружины от деформации при сжатии или растяжении (рис. 2), и долговечность.

Как показано выше, коэффициент жесткости соединительной пружины определяется по формуле (1), в которую входят основные параметры молотка.

Для облегчения расчетов коэффициента жесткости пружины по формуле (1) и исключения возможных арифметических ошибок могут быть составлены номограммы. Для отбойных и клепальных молотков нами составлена номограмма (рис. 3) из расчета изменения частоты ударов молотков в пределах 600—1920 уд/мин. Для бурильных молотков, имеющих большую частоту ударов, аналогичные номограммы построить несложно.

В зависимости от частоты ударов молотка по номограммам легко определить отношение коэффициента жесткости к весу корпуса молотка с учетом приведенных масс

$$g = \frac{C}{G_1}, \quad \frac{\text{кг/см}}{\text{кг}}$$

Наличие подобных номограмм позволит конструктору быстро проанализировать ряд вариантов упругой связи и выбрать из них наиболее подходящий для частных конкретных условий.

4. Определение размеров пружины и ее силовой характеристики

Исходя из условий работы пневматического молотка с виброизоляционной рукояткой (кареткой), необходимо определить зону усилий подачи, при которых будет работать упругая связь (пружина).

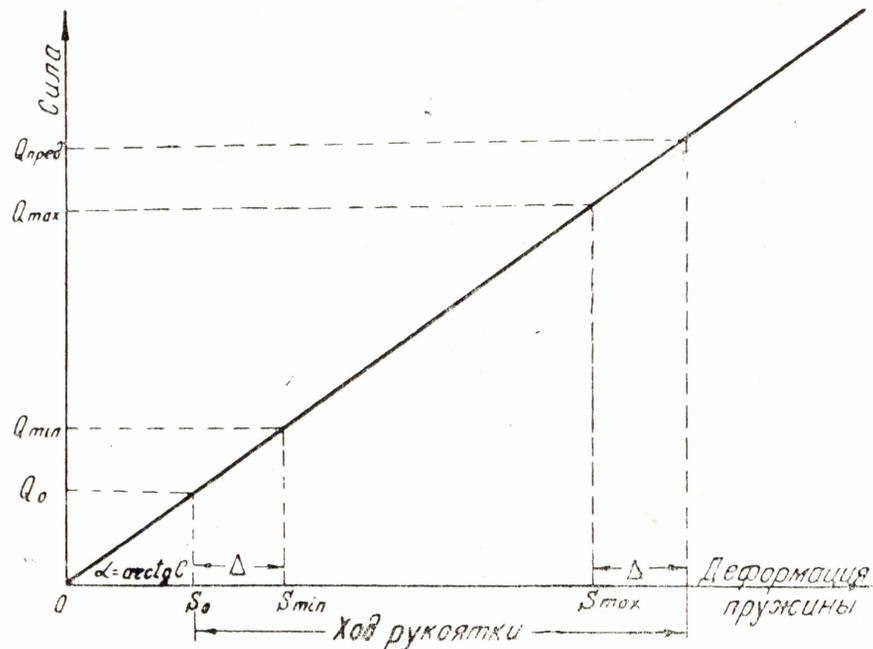


Рис. 2. График «сила—деформация» пружин упругой рукоятки.

Для ручных отбойных, клепальных и рубильных молотков эти усилия могут быть ограничены в пределах 10—30 кг. Бурильные молотки требуют создания оптимальных усилий подачи от 30 до 120,0 кг. Определение необходимого усилия подачи для бурильных молотков можно производить по формуле [3]

$$Q_{\text{опт}} = (1,45 \div 1,68) \cdot \gamma \cdot \sqrt{2Am} + C_1 \pm G_0 \sin \alpha, \quad (3)$$

где

A — энергия удара, кгм;

m — масса поршня-ударника, кг сек²/м;

C_1 — постоянная сила, учитывающая сопротивление шланга, реакцию выхлопа воздуха, трение в подающем устройстве и т. п. (практически $C_1 = 5—6$ кг);

G_0 — общий вес молотка, кг;

α — угол наклона шнура к горизонту, град.

Работа при оптимальном усилии подачи весьма желательна, однако, практически всегда будут иметь место отклонения от него. Поэтому упругий элемент необходимо рассчитывать на работу при изменяющемся усилии от Q_{min} до Q_{max} . Эти пределы должны быть заданы для конкретной конструкции молотка и являются исходными при расчете пружин.

В случае, если между рукояткой и корпусом устанавливаются не

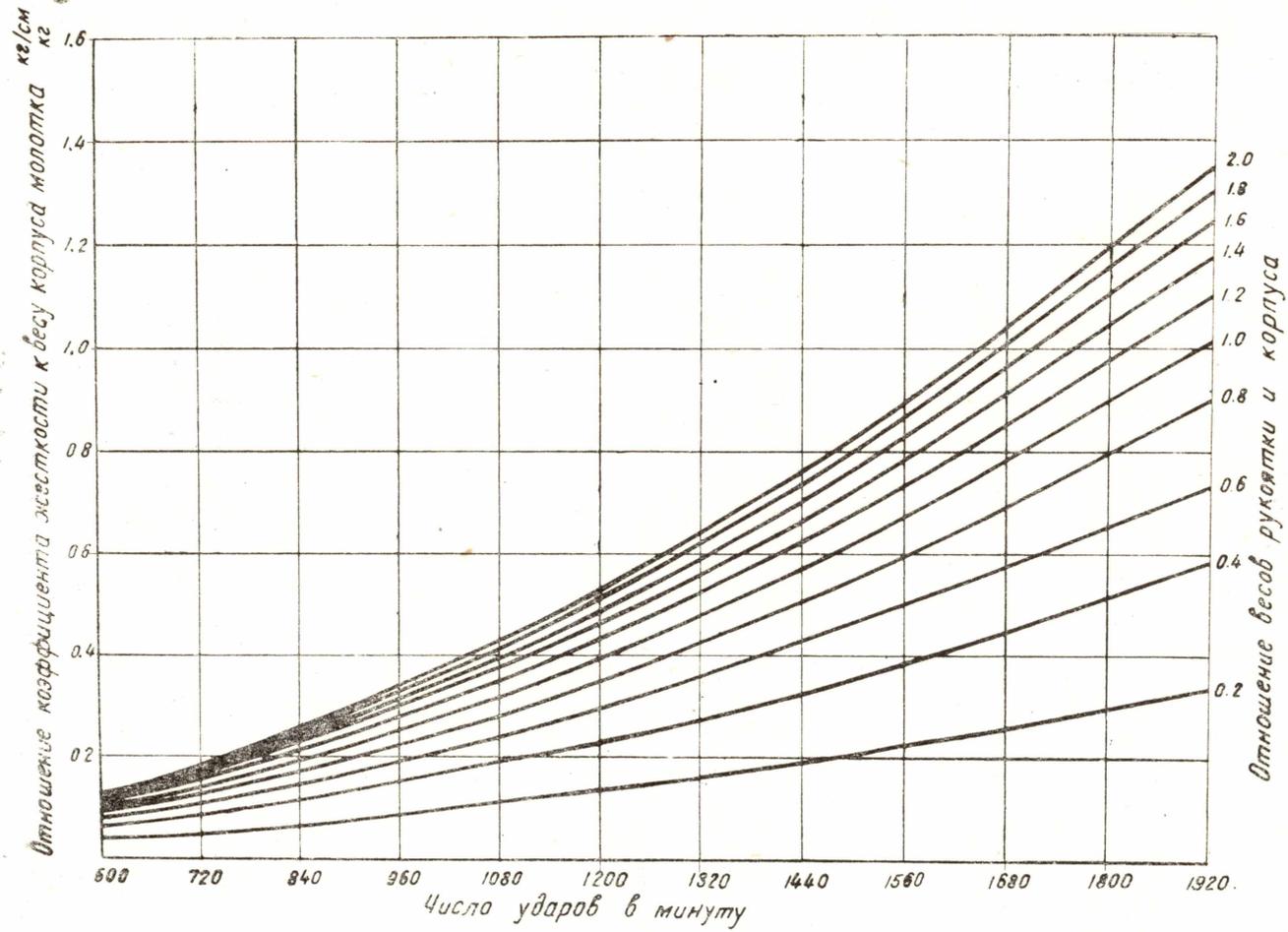


Рис. 3. Номограмма для определения отношения коэффициента жесткости пружины к весу корпуса молотка при $n=4$.

одна, а несколько пружин параллельно, то их коэффициенты жесткости можно определить как

$$C_i = \frac{C}{i}, \quad (4)$$

где i — количество пружин, устанавливаемых параллельно.

Рабочее усилие пружины определяется по формуле

$$Q \geq \frac{Q_{\max}}{i} + C_i \Delta, \text{ кг}, \quad (5)$$

где Δ — максимальная амплитуда колебания корпуса молотка, см.

Формула (5) выражает следующее условие: рабочее усилие пружины (рис. 2) не должно быть меньше наибольшего усилия, возникающего при работе с максимальным усилием подачи и при максимальной амплитуде колебаний.

Для того, чтобы сделать конструкцию компактной, целесообразно пружины предварительно сжимать на некоторую величину. Но при этом должно соблюдаться условие

$$Q_0 \leq \frac{Q_{\min}}{i} - C_i \Delta, \text{ кг}, \quad (6)$$

где Q_0 — усилие поджатия одной пружины, кг.

Усилие предварительного поджатия Q_0 (рис. 2) не должно быть больше наименьшего усилия, возникающего в пружине при работе с минимальным усилием подачи и при максимальной амплитуде колебаний.

Дальнейший расчет пружин рекомендуется вести по табл. 9, приведенной в работе [4].

Таблица позволяет при заданном рабочем усилии и коэффициенте жесткости пружины определить ее диаметр D_n , сечение проволоки d и осадку f .

Определив D_n , d и f , вычисляем число рабочих витков пружины

$$z = \frac{Q}{C_i f}, \quad (7)$$

где

Q — рабочее усилие, кг;

C_i — коэффициент жесткости, кг/см;

f — осадка, см.

Шаг пружин при $d < 5$ мм вычисляется по формуле

$$h \geq d + f + 0,05, \text{ см}. \quad (8)$$

Длина пружин в свободном состоянии

$$l = zh + d, \text{ см}. \quad (9)$$

Длина пружин в собранном виде

$$l_0 = zh + d - \frac{Q_0}{C_i}, \text{ см}. \quad (10)$$

При работе молотка пружины будут сжиматься до величины

$$l_1 = zh + d - \frac{Q_{\max}}{C_i} - \Delta, \text{ см}. \quad (11)$$

Конструкция молотка должна обеспечивать возможность сближе-

ния рукоятки (каретки) и корпуса из положения, которое они занимают после сборки, на величину

$$l_2 = l_0 - l_1 = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{C_i} + \Delta, \text{ см.} \quad (12)$$

Данная методика может быть использована при расчетах упругих элементов пневматических клепальных, рубильных, отбойных и бурильных молотков с виброизоляционными устройствами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алабужев П. М., Применение теории подобия и размерностей к исследованию (моделированию) машин ударного действия. Известия Томского политехнического института, том 73, 1952.
2. Алабужев П. М., Копытов В. И., К вопросу о возможности применения динамического поглотителя колебаний к машинам ударного действия. Известия ТПИ, том 108, 1959.
3. Алимов О. Д., Басов И. Г., Горбунов В. Ф., Маликов Д. Н., Бурильные машины, Госгортехиздат, 1960.
4. Астафьев В. Д., Справочник по расчету цилиндрических винтовых пружин сжатия-растяжения. Машгиз, 1960.
5. Ден-Гартог Дж. П., Механические колебания. Физматгиз, 1960.
6. Копытов В. И., Вынужденные колебания системы с двумя степенями свободы при ударе об ограничитель одной из масс. Известия вузов, Горный журнал, № 8, 1958.
7. Копытов В. И., Колебания системы «Упругая связь-масса-ограничитель» с одной степенью свободы с учетом сил сопротивления. Известия вузов, Горный журнал, № 9, Свердловск, 1959.