

**ВЛИЯНИЕ СИСТЕМЫ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ НА
ВИБРАЦИОННЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ**

В. И. БАБУРОВ, Ж. Х. СЕЙДАРИДИ

(Представлена кафедрой горных машин, рудничного транспорта и горной механики)

В народном хозяйстве нашей страны пневматические машины ударного действия находят широкое распространение при добыче полезных ископаемых, проходке горных выработок, производстве обрубных и клепальных работ, разработке кирпичных и каменных кладок, строительстве и ремонте дорог и т. д. Их широкое использование объясняется простотой конструкции, возможностью при небольшом весе создать значительную ударную мощность и относительно высоким к.п.д. по сравнению, например, с электрическими ударными машинами.

Однако этот вид машин обладает двумя существенными недостатками. Применение их, как ручного механизированного инструмента, приводит к профессиональным заболеваниям работающих. У последних развиваются виброболезнь и тугоухость, обусловливаемые значительными вибрациями и шумом машины [1, 2].

Интенсивность вибрации и шума зависит от очень многих факторов, одни из которых связаны с режимом работы машины, другие — с ее конструкцией. Влияние перечисленных факторов на интенсивность излучаемой машиной механической и акустической энергии изучается многими исследователями и целыми научными коллективами [2].

В настоящей работе мы не ставили своей целью изучение всей проблемы. Нас заинтересовало только одно из ее направлений, а именно, зависят ли вибрационные характеристики пневматического ручного инструмента от конструкции воздухораспределительного устройства и принципа его работы. Решение этой задачи нами производилось аналитически с использованием теоремы о движении массы под действием силы, заданной в виде функции времени [8].

Выбранный путь исследования, а именно аналитический, значительно облегчает решение поставленной задачи и вот почему. Сравнение машин по вибрационным показателям возможно и экспериментально, но для этого необходимы несколько типов машин с различными системами воздухораспределения, которые имели бы близкие по своим значениям энергетические и весовые параметры. А это практически невозможно.

Существующие пневматические ударные машины имеют четыре существенно отличающиеся друг от друга воздухораспределительные системы: клапанные, золотниковые, распределение с микрозолотниками, предложенное Клушиным Н. А., распределение без специального устройства [2, 5, 9].

В последнем случае попеременная подача сжатого воздуха в полости над и под поршнем осуществляется по каналам, имеющимся в поршне

не. Эта система не получила широкого распространения и нами не рассматривалась.

Воздухораспределительные устройства довольно полно изучены Г. И. Кусницыным, Б. В. Суднишниковым, М. Д. Коломийцевым [1, 4—7] и другими. Основные их исследования посвящены расчету и установлению влияния работы

устройства на динамику внутренних процессов. В. И. Бабуровым было показано, что для пневматических машин с клапанным распределением свойственно наличие противодействия воздуха в передней полости перед соударением поршня с рабочим инструментом [1].

Для машин с золотниковым распределением в этот момент результирующее давление на ударник или направлено в сторону инструмента или равно нулю. Эти особенности, естественно, влияют на динамику рабочих процессов и вибрацию машины [2].

Исходными материалами наших исследований служили индикаторные диаграммы клепального молотка КЕ-22, записанные при следующих условиях:

- а) давление воздуха в сети 5 атм;
- б) усилие нажатия 26 кг (с учетом веса молотка);
- в) расположение молотка — вертикальное;
- г) обрабатываемый материал — стальная плита;

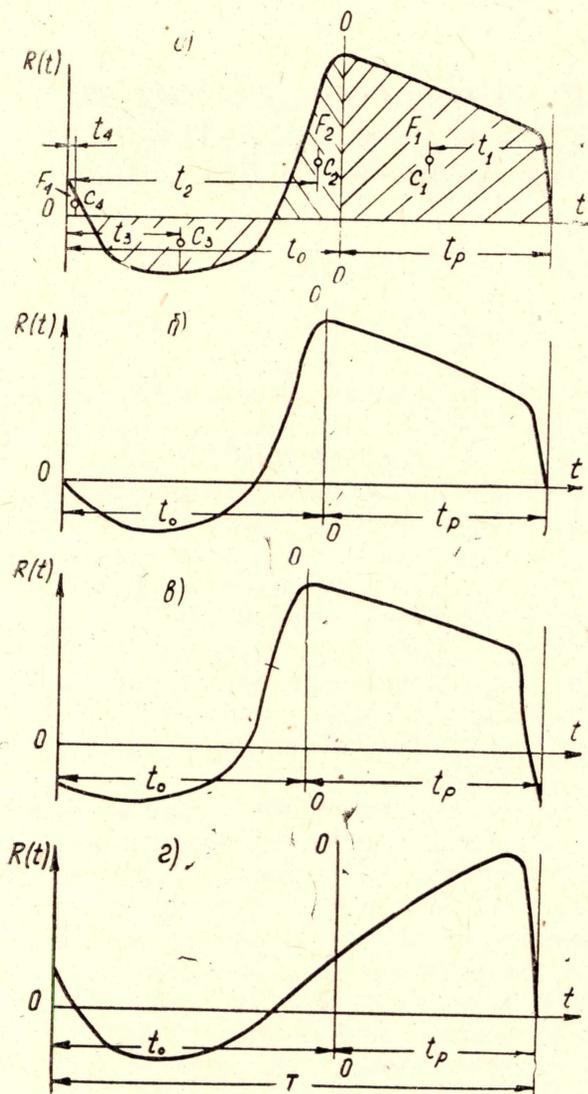


Рис. 1. Рабочие циклы пневматических машин ударного действия с различными воздухораспределительными устройствами

д) длина рабочего инструмента — 300 мм, диаметр его хвостовика — 16 мм.

При расчетах действительные границы рабочего цикла молотка КЕ-22 смещались влево или вправо. Смещение границ влево дает рабочий цикл, свойственный машинам с золотниковым распределением (рис. 1, а), а вправо — с клапанным (рис. 1, в). Промежуточное положение границ цикла, т. е. когда значение результирующей силы, действующей на ударник в период соударения, равно нулю, соответствует оптимальному протеканию внутренних процессов при золотниковом воздухораспределении (рис. 1, б). Указанные три рабочих цикла сравнивались между собой и с так называемым циклом Б. В. Суднишни-

кова. Последний цикл реализован к. т. н. Клушиным [3] в машинах с микрозолотниками (рис. 1, з).

Все циклы имеют одинаковую длительность. Это дает нам возможность сравнивать вибрационные характеристики молотков с различными системами воздухораспределения по относительному вибро смещению, которое представляет собой отношение амплитуды колебаний корпуса к энергии удара.

Суть метода Б. В. Суднишникова по определению амплитуды колебаний корпуса молотка по индикаторным диаграммам заключается в следующем [7].

Индикаторные диаграммы вычерчиваются на миллиметровке в координатах «давление—время» (рис. 2). Проводится линия М-М (рис. 2), соответствующая значению полной приведенной силе нажатия:

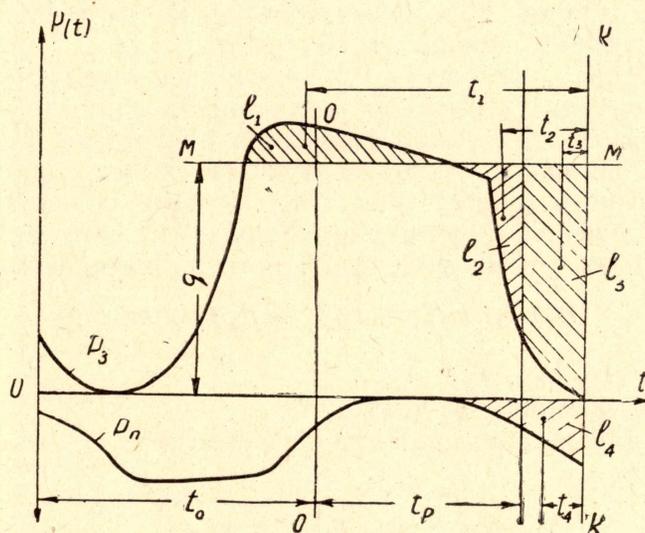


Рис. 2. К расчету вибро смещения корпуса молотка по диаграммам давлений. P_3 — диаграмма давления воздуха над поршнем; P_n — диаграмма давления под поршнем

$$q = \frac{P + Q \sin \alpha}{F_y}, \text{ кг/см}^2, \quad (1)$$

где

q — полная приведенная сила нажатия;

P — усилие нажатия на рукоятку, кг;

Q — вес молотка, кг;

α — угол наклона молотка к горизонту ($\alpha = 90^\circ$);

F_y — площадь поперечного сечения ударника, см^2 ($F_y = 7,07 \text{ см}^2$).

Устанавливается точное положение линии К-К по уравнению

$$F_y(l_1 - l_2 - l_3) - (F_y - F_u)l_4, \quad (2)$$

где

F_u — площадь поперечного сечения хвостовика рабочего инструмента, см^2 ;

l_1 ; l_2 ; l_3 ; l_4 — площади фигур, определяющие величины импульсов (показаны на рис. 2).

Определив положения центров тяжести упомянутых фигур путем отвеса по трем точкам, вычисляем значение амплитуды колебаний корпуса машины согласно выражению:

$$A_k = \frac{1}{M} [l_1 t_1 - l_2 t_2 - l_3 t_3] - \frac{(F_y - F_u) l_4 t_4}{M F_y}, \quad (3)$$

где

M — масса корпуса молотка без учета массы ударника;
 $t_1; t_2; t_3; t_4$ — координаты центров тяжести фигур l_1 относительно линии К-К.

По известной величине амплитуды колебаний находилась скорость посадки корпуса на ограничительный буртик рабочего инструмента:

$$V_n = \sqrt{\frac{2g F_v \cdot A_k}{M}}. \quad (4)$$

Из формулы (3) следует, что для пневматической машины амплитуда будет тем меньше, чем меньше величина статического момента импульса l_1 .

Это обстоятельство как раз и было использовано Б. В. Суднишниковым при теоретической разработке нового рабочего цикла машины с уменьшенной отдачей. К тому же уменьшение этого импульса в этом случае влечет за собой снижение величины t_1 .

Энергетические параметры определялись также по диаграммам давлений, которые при этом перестраивались в одну силовую результирующую диаграмму [2]. Результирующая диаграмма разделяется вертикалью О-О на части, соответствующие времени рабочего хода t_p и времени обратного хода t_o (рис. 1, а). Деление осуществляется путем уравнения статических моментов при рабочем и обратном ходах ударника относительно границ рабочего цикла по выражению:

$$F_1 t_1 = F_2 t_2 + F_4 t_4 - F_3 t_3 = m_y S_y$$

где

S_y — путь ударника, m ;

m_y — масса ударника, $кг \cdot сек^2/м$.

Скорость ударника определяется по формуле:

$$V_y = \frac{F_1}{m_y} \cdot m_p \cdot m_t, \quad м/сек, \quad (5)$$

где

F_1 — площадь силовой диаграммы, характеризующая величину ударного импульса (энергии удара), $см^2$;

m_y — масса ударника, $кг \cdot сек^2/м$;

m_p — масштабный коэффициент силы, $кг/см$;

m_t — масштабный коэффициент времени, $сек/см$.

Скорость отскока находится аналогичным образом, т. е.

$$V_0 = \frac{F_2 + F_4 - F_3}{m_y} \cdot m_p \cdot m_t. \quad (6)$$

Остальные параметры определялись по известным в литературе формулам [1, 2, 7].

Все значения основных параметров рассчитанных циклов сведены в табл. 1. Анализ их показывает, что при одной и той же длительности цикла машинам с золотниковым воздухораспределением свойственны большая величина энергии удара и меньшая величина вибро смещения. Отношение их равно 0,68. А для машин с воздухораспределительным устройством клапанного типа оно равно 1,06, т. е. выше на 65%. В этом случае скорость посадки корпуса на инструмент также больше. Это говорит о том, что клапанное распределение способствует увеличению вибрационных характеристик машины при одновременном снижении энергетических показателей. Такой важный показатель, как коэффициент передачи энергии, у этих машин ниже.

Таблица 1

Значения основных параметров молотков с различными
воздухораспределительными устройствами

Номер рабочего цикла	Системы воздухо-распределения	Энергия удара, кгм	Энергия отскока, кгм	Коэффициент отскока	Коэффициент передачи энергии	Путь ударника, мм	Время рабочего хода, сек	Время обратного хода, сек	Амплитуда колебания корпуса, мм	Скорость посадки корпуса на буртик инструмента, м/сек	Относительное вибросмещение, мм/кгм
1	Золотниковая	2,35	0,14	0,24	0,90	88,6	0,0171	0,030	1,6	0,3	0,68
2	Золотниковая	2,32	0,15	0,27	0,94	86,2	0,0191	0,028	1,91	0,33	0,82
3	Клапанная	1,62	0,37	0,45	0,80	103,5	0,0221	0,0260	1,93	0,33	1,06
4	С микрозолотниками	1,68	0,19	0,11	0,99	59,7	0,0126	0,0365	0,38	0,15	0,23

Выводы

1. Наибольший эффект из сравненных нами циклов дает цикл машины с микрозолотниками. Для нее характерны высокий коэффициент передачи энергии, в несколько раз меньшее относительное вибросмещение, а именно, по сравнению с золотниковым распределением — в 3 раза, с клапанным — в 4,6 раза.

2. Изложенное и данные табл. 1 дают основание утверждать, что при создании новых пневматических машин ударного действия конструкторы должны ориентироваться на золотниковое распределение и распределение микрозолотниками. Это позволит снизить вибрационные характеристики машин и заболеваемость рабочих виброболезнью.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. И. Бабуров. Исследование пневматических рубильно-клепальных молотков. Канд. диссертация. Томск, 1964.
 2. В. Ф. Горбунов, В. И. Бабуров и др. Ручные пневматические молотки. Машгиз, 1967.
 3. Н. А. Клущин. Новые пневматические рубильные молотки. Машиностроитель, 7, 1967.
 4. М. Д. Коломийцев. Определение параметров пластинчатого клапана пневматических молотков. ИВУЗ. Горный журнал, 2, 1958.
 5. Г. И. Кусницын. Исследование воздухораспределительных устройств пневматических машин ударного действия. Канд. диссертация. Ленинград, 1959.
 6. Н. Т. Неред. Анализ работы пневмоударников с клапанным и бесклапанным воздухораспределением. Сб. Исследования по геологии, горному делу и обогащению руд КМА. Ростехиздат, 1962.
 7. Б. В. Суднишников. К теории отдачи ручных машин ударного действия. Сб. Машины ударного действия. Новосибирск, 1953.
 8. Б. В. Суднишников. О движении массы под действием силы, заданной в виде функции времени. Сб. Машины ударного действия. Новосибирск, 1953.
 9. Б. В. Суднишников. Приближенная теория распределительного устройства пневматического молотка. Сб. Машины ударного действия. Новосибирск, 1953.
-