Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. XLVII, вып. 1, 1962 г.

СИСТЕМА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Г. А. Терехов

Пневматическая машина ударного действия представляет собой поршневую тепловую машину, в которой потенциальная энергия рабочего тела (сжатого воздуха) циклически преобразуется в кинетическую

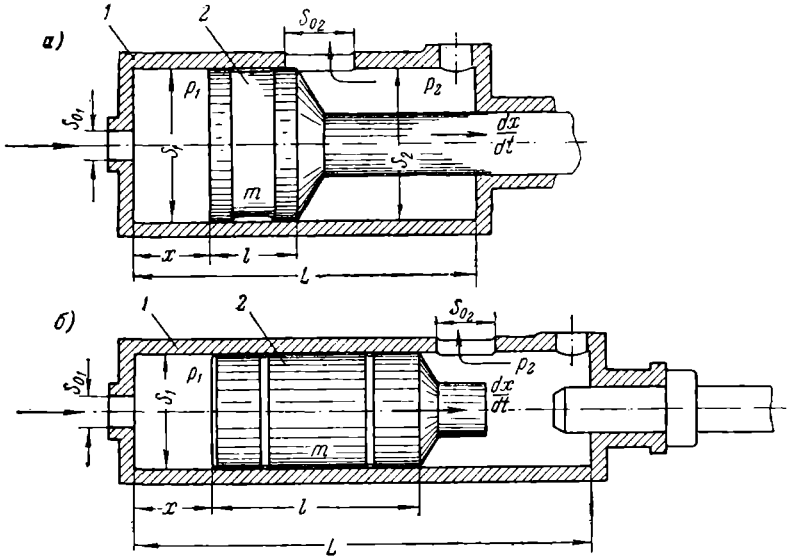


Рис. 1. Расчетные схемы бурильного (*а*) и отбойного (*б*) молотков:
1 — цилиндр; *2* — поршень; *L* — приведенная длина цилиндра; *l* — приведенная длина поршня; S_1 и S_2 — площади поршня со стороны соответственно рабочей и нерабочей полостей цилиндра; S_{0_1} и S_{0_2} — площади впускных и выхлопных отверстий; p_1 и p_2 — давление в рабочей и нерабочей полостях цилиндра соответственно; m — масса поршня; x — перемещение поршня; $\frac{dx}{dt}$ — скорость поршня

энергию поршня. Поршень (ударник) этой машины (рис. 1) движется возвратно-поступательно под действием давления сжатого воздуха, попеременно подаваемого в полости цилиндра специальным воздухораспределительным устройством. Кинетическая энергия поршня передается

рабочему инструменту (буру, пике, зубилу и т. д.) при их соударении в конце каждого цикла.

По принятой в теории механизмов и машин терминологии пневматические машины ударного действия представляют собой комплексный машинный агрегат, в котором трудно выделить отдельные составные части: машину-двигатель и машину-орудие.

Поэтому при динамическом исследовании этих машин невозможно отвлечься от характера совершаемой машиной работы даже при решении задачи в первом приближении. Процесс совершения внешней работы (разрушения горной породы, пластической деформации металла и т. п.) занимает в рабочем цикле ударной машины относительно небольшое время, что значительно упрощает возможность количественного учета влияния характера внешней работы на внутренние рабочие процессы машины, но не устраняет необходимости такого учета.

Второй особенностью рабочего процесса пневматических машин ударного действия является резко выраженная переменность количества рабочего тела в объеме цилиндра. Это делает невозможным применение установившихся методов расчета тепловых машин (метода термодинамических циклов и построения теоретических индикаторных диаграмм) к расчету рабочих процессов пневматических машин ударного действия. Изменение удельных параметров газа при рабочем процессе с переменным количеством газа в общем случае не может быть выражено в виде простейших зависимостей элементарных термодинамических процессов. Состояние газа в рабочей полости цилиндра тепловой машины в этом случае определяется в каждый данный момент времени интенсивностью и характером массообмена за все время процесса (необратимость процесса).

Поэтому при исследовании рабочих процессов пневматических машин ударного действия следует избрать метод, отражающий как характер протекания во времени термодинамических процессов в полостях цилиндра, так и характер движения поршня. Это приводит к необходимости совместного решения системы дифференциальных уравнений энергетического баланса открытых термодинамических систем в полостях цилиндра и уравнения движения поршня.

Рабочие процессы пневматических машин ударного действия очень сложны, поэтому для количественного описания процесса вводится ряд упрощающих предположений, схематизирующих явления, которые основываются на следующих допущениях.

1. Термодинамические процессы, протекающие в цилиндре пневматической машины, предполагаются равновесными (квазистатическими), т. е. считается, что в каждый данный момент времени параметры сжатого воздуха в любой точке рабочего пространства цилиндра одинаковы. При тех скоростях движения поршня, которые имеют место в существующих конструкциях (до 10 *м/сек*), такое предположение не приводит к заметным ошибкам [1].

2. Рабочее тело (сжатый воздух) следует закономерностям идеального газа.

3. Внешний теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра пневматической машины отсутствует. Условия теплообмена по длине рабочего цилиндра не одинаковы, так как вновь обнажаемая при движении поршня внутренняя поверхность цилиндра будет иметь температуру, отличную от температуры смежных частей этой поверхности. Кроме того, как показал А. П. Герман [2], теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра тепловой машины является сложным процессом, имеющим волновую природу. В нем можно выделить два составляющих теп-

ловых потока: основной с постоянной направленностью и переменный, накладывающийся на основной тепловой поток (флюктуирующий теплообмен). Следовательно, интенсивность внешнего теплообмена будет функцией не только времени, но и положения поршня, поэтому задача не может быть рассмотрена в рамках принимаемой схематизации. Пренебрежение влиянием внешнего теплообмена не может вызвать значительных погрешностей, так как длительность рабочего цикла пневматических машин ударного действия мала и исчисляется сотыми долями секунды, а разность температур сжатого воздуха и стенок цилиндра невелика — пневматические машины ударного действия работают при небольших относительных расширениях газа.

4. Массообмен рабочего тела определяется закономерностями адиабатического истечения.

5. Утечками сжатого воздуха через неплотности поршня можно пренебречь.

6. Периоды, в течение которых происходит изменение сечений впускных и выпускных окон, можно из рассмотрения исключить, так как они занимают в рабочем цикле пневматической машины относительно малое время.

7. Силами механического трения в сопряжении поршень—цилиндр можно пренебречь.

8. Давление сжатого воздуха на входе в машину постоянно.

Первое начало термодинамики для открытых равновесных систем может быть записано в виде [3, 8]

$$dU = (EdQ + i_c G dt - iG_p dt) - pdW, \qquad (1)$$

где dU — изменение внутренней энергии системы (в единицах механической работы);

dQ — элементарное количество тепла, подводимого к системе;

p — давление газа;

dW — приращение объема системы;

E — механический эквивалент теплоты;

G — секундный весовой приток газа;

G_p — секундный весовой расход газа;

i и i_c — удельное теплосодержание сжатого воздуха в полости цилиндра и сети;

dt — промежуток времени.

Согласно высказанным предположениям внешний теплообмен системы равен нулю, т. е. $EdQ = 0$. Кроме того, воздухораспределительные устройства современных пневматических молотков практически исключают возможность одновременного втекания сжатого воздуха в полость цилиндра и истечение его из той же полости. Поэтому уравнение (1) применительно к термодинамическим процессам этих машин может принимать либо вид

$$dU = i_c G dt - pdW, \qquad (2)$$

соответствующий наполнению полости цилиндра, либо

$$dU = -iG_p dt - pdW \qquad (2')$$

соответствующий опоражниванию полости цилиндра.

Принимая во внимание известные соотношения между параметрами идеального газа

$$U = \frac{pW}{k-1}, \qquad (3)$$

$$i_c = ku_c, \qquad (4)$$

$$i = ku \qquad (5)$$

и решая уравнения (2) и (2′) относительно $\frac{dp}{dt}$, получим

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k-1}{W_1}\left[ku_c G - \frac{k}{k-1}p_1\frac{dW_1}{dt}\right] \tag{6}$$

и

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k-1}{W_2}\left[-ku G_p - \frac{k}{k-1}p_2\frac{dW_2}{dt}\right], \tag{6'}$$

где k — отношение удельных теплоемкостей, $k = \frac{C_p}{C_v}$;

u_c — удельная внутренняя энергия сжатого воздуха на входе в молоток;

u — удельная внутренняя энергия сжатого воздуха в полости цилиндра.

В уравнениях (6, 6′) индексом 1 отмечены величины, относящиеся к полости цилиндра, в которую поступает сжатый воздух, а индексом 2 — величины, относящиеся к полости, из которой происходит истечение сжатого воздуха (выхлоп).

Количество втекающего G и вытекающего из цилиндра воздуха G_p может быть выражено, согласно предположению о характере закономерностей массообмена, в виде

$$G = \mu_1 S_{0_1}\sqrt{2g\frac{k}{k-1}}\sqrt{\frac{p_c}{w_c}}\,\Phi\left(\frac{p_1}{p_c}\right), \tag{7}$$

где

$$\Phi\left(\frac{p_1}{p_c}\right) = \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_c}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_c}\right)^{\frac{k+1}{k}}}$$

— для подкритического истечения $\left(1 > \frac{p_1}{p_c} \geqslant \beta_{кр}\right)$ и

$$\Phi\left(\frac{p_1}{p_c}\right) = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}\frac{k-1}{k+1}} = \text{const}$$

— для надкритического истечения $\left(0 < \frac{p_1}{p_c} \leqslant \beta_{кр}\right)$

$$G_p = \mu_2 S_{0_2}\sqrt{2g\frac{k}{k-1}}\sqrt{\frac{p_2}{w_2}}\,\Phi_p\left(\frac{p_a}{p_2}\right), \tag{8}$$

где

$$\Phi_p\left(\frac{p_a}{p_2}\right) = \sqrt{\left(\frac{p_a}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}}$$

— для подкритического истечения $\left(1 > \frac{p_a}{p_2} \geqslant \beta_{кр}\right)$ и

$$\Phi_p\left(\frac{p_a}{p_2}\right) = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}\frac{k-1}{k+1}} = \text{const}$$

— для надкритического истечения $\left(0 < \frac{p_a}{p_2} \leqslant \beta_{кр}\right)$.

Здесь p_c — давление сжатого воздуха на входе в молоток;

w_2 и w_c — удельный объем сжатого воздуха в цилиндре молотка и на входе в молоток;

S_{0_1} и S_{0_2} — площади соответственно впускного и выхлопного отверстий;

μ_1 и μ_2 — коэффициенты расхода соответственно впускного и выхлопного отверстий;

$\beta_{кр}$ — критическое отношение давлений (для воздуха $\beta_{кр} = 0{,}528$);

p_a — атмосферное давление.

Выразим объемы полостей цилиндра следующим образом

$$W_1 = S_1 x, \tag{9}$$

$$W_2 = S_2 [(L - l) - x], \tag{10}$$

где S_1 и S_2 — площади поршня соответственно с рабочей и нерабочей сторон;

L и l — длина соответственно цилиндра и поршня (приведенные).

Уравнение движения поршня под действием сил давления сжатого воздуха может быть записано в виде

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = S_1 p_1 \quad S_2 p_2 - (S_1 - S_2) p_a. \tag{11}$$

Подставляя выражения (7)—(10) в уравнения (6) и (6′) и дополняя систему уравнением (11), получим систему дифференциальных уравнений рабочего процесса пневматической машины ударного действия в виде

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{S_1 x} \left[(RT_c) \mu_1 S_{0_1} \sqrt{2g \frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{p_c}{w_c}} \Phi\left(\frac{p_1}{p_c}\right) - S_1 p_1 \frac{dx}{dt} \right], \tag{12}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k}{\alpha S_1 [(L - l) - x]} \left[- \mu_2 S_{0_2} \sqrt{2g \frac{k}{k-1}} \sqrt{RT_{0_2}} p_{0_2}^{-\frac{k-1}{2k}} p_2^{\frac{3k-1}{2k}} \Phi_p\left(\frac{p_a}{p_2}\right) + \right.$$

$$\left. + \alpha S_1 p_2 \frac{dx}{dt} \right], \tag{12′}$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{S_1}{m} [p_1 - \alpha p_2 - (1 - \alpha) p_a], \tag{12″}$$

где T_c — температура (абсолютная) сжатого воздуха в сети;

T_{0_2} — начальная температура (абсолютная) сжатого воздуха в нижней полости цилиндра;

R — газовая постоянная;

$$\alpha = \frac{S_2}{S_1}$$

Для исследования полученной системы дифференциальных уравнений (12) целесообразно представить все переменные величины системы в безразмерной форме. Это позволит: а) оценить пределы изменения переменных величин безотносительно к их абсолютным значениям; б) ввести в систему отдельные конструктивные размеры пневматической машины в виде безразмерных комплексов этих величин и тем самым отвлечься от абсолютных размеров машины; в) распространить частное решение системы дифференциальных уравнений на целый класс подобных машин.

Примем следующие значения безразмерных переменных:

$$\eta = \frac{x}{L - l}, \tag{13}$$

$$\tau = \frac{t}{C\sqrt{\frac{m(L-l)}{S_1 p_c}}}, \tag{14}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_c} C^2, \tag{15}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{p_2}{p_c} C^2, \tag{16}$$

где

$$C = \left[\sqrt{\frac{k-1}{2k}} \frac{S_1}{\mu_1 S_{0_1}} \sqrt{\frac{L-l}{RT_c}} \sqrt{\frac{S_1 p_c}{mg}}\right]^{\frac{1}{3}} \tag{17}$$

Подставляя эти значения в систему (12), получим систему дифференциальных уравнений рабочего процесса в безразмерной форме

$$\frac{d\varepsilon_1}{d\tau} = \frac{k}{\eta}\left[\Phi(\varepsilon_1) - \varepsilon_1 \frac{d\eta}{d\tau}\right], \tag{18}$$

$$\frac{d(\alpha\varepsilon_2)}{d\tau} = \frac{k}{1-\eta}\left[-B\Phi_p(\alpha\varepsilon_2) + (\alpha\varepsilon_2)\frac{d\eta}{d\tau}\right], \tag{18'}$$

$$\frac{d^2\eta}{d\tau^2} = \varepsilon_1 - \alpha\varepsilon_2 - (1-\alpha)\varepsilon_a, \tag{18''}$$

где

$$B = \frac{\mu_2 S_{0_2}}{\mu_1 S_{0_1}} \frac{p_{0_2}}{p_c} \left(\frac{p_{0_2}}{p_a}\right)^{\frac{1-3k}{2k}} \sqrt{\frac{T_{0_2}}{T_c}}; \tag{19}$$

$$\Phi(\varepsilon_1) = \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_1}{C^2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\varepsilon_1}{C^2}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \tag{20}$$

— для подкритического истечения и

$$\Phi(\varepsilon_1) = \text{const} \tag{21}$$

— для надкритического истечения;

$$\Phi_p(\alpha\varepsilon_2) = \left(\frac{\alpha\varepsilon_a}{\alpha\varepsilon_2}\right)^{\frac{1-3k}{2k}} \sqrt{\left(\frac{\alpha\varepsilon_a}{\alpha\varepsilon_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\alpha\varepsilon_a}{\alpha\varepsilon_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \tag{22}$$

— для подкритического истечения,

$$\Phi_p(\alpha\varepsilon_2) = 0{,}2618\left(\frac{\alpha\varepsilon_a}{\alpha\varepsilon_2}\right)^{\frac{1-3k}{2k}} \tag{23}$$

— для надкритического истечения,
где

$$\varepsilon_a = \frac{p_a}{p_c} C^2$$

Система дифференциальных уравнений (18) отражает в рамках принятой схематизации общий случай рабочего процесса в пневматической машине ударного действия. Можно показать, что системы дифференциальных уравнений для других периодов рабочего цикла пневматического молотка могут быть выведены как частные случаи этой общей системы. Задаваясь, например, различными значениями коэффициента B,

можно получить различные частные случаи системы (18), соответствующие: при $B = 0$ — периоду рабочего цикла с адиабатическим сжатием постоянного количества воздуха в нерабочей полости цилиндра; при $B \gg 1$ — периоду рабочего цикла с практическим постоянным противодавлением в нерабочей полости цилиндра, что справедливо для некоторых типов отбойных молотков [4].

Если воздухораспределительное устройство пневматической машины ударного действия допускает отсечку по впуску воздуха (как, например, в бурильных молотках Т-10 фирмы Тампелла), то система дифференциальных уравнений периода рабочего цикла, соответствующего расширению постоянного количества воздуха, может быть получена из системы (18) при $\Phi(\varepsilon_1) = 0$. Система дифференциальных уравнений (18) соответствует периодам прямого (рабочего) хода поршня. Для соответст-

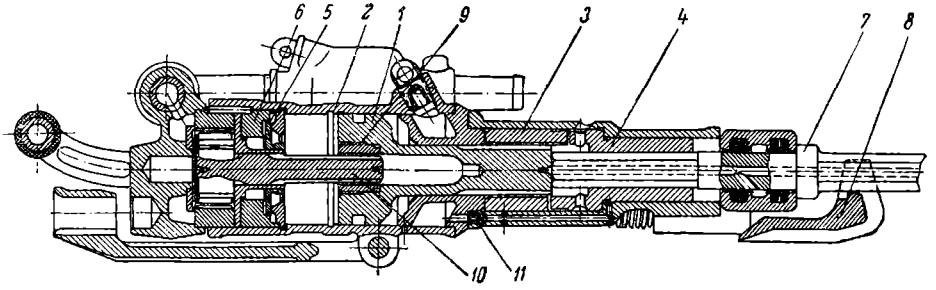


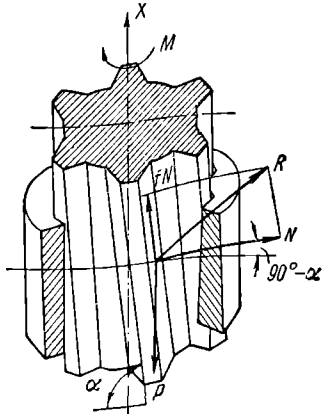
Рис. 2. Бурильный молоток ПР-24ЛБ:
1 — поршень ударник; *2* — цилиндр; *3* — букса поворотная верхняя; *4* — букса поворотная нижняя; *5* — клапан; *6* — клапанная коробка; *7* — бур; *8* — бурodержатель; *9* — гайка; *10* — геликоидальный стержень; *11* — направляющая букса

венных периодов обратного (холостого) хода поршня в этой системе необходимо поменять местами цифровые индексы.

Рабочий процесс бурильного молотка имеет ряд особенностей, обусловленных существованием механической связи между поршнем и рабочим инструментом в период обратного (холостого) хода. Поступательное движение поршня при помощи винтового механизма преобразуется в прерывное вращательное движение направляющей буксы и рабочего инструмента (бура), необходимое для эффективного процесса бурения (рис. 2). Движение поршня бурильного молотка в период обратного хода определяется не только его массой, но и инертностью механически связанных с ним частей, а также величиной момента сил сопротивления, возникающих на буровом инструменте. Величина момента сил сопротивления вращению бура зависит от многих факторов: силы нажатия на корпус бурильного молотка, конструкции и степени изношенности буровой коронки, физических свойств буримой породы и т. д. Некоторые из них не могут быть оценены. Поэтому величина крутящего момента на буровом инструменте в настоящее время не может быть определена расчетным путем, а так как сколько-нибудь точные экспериментальные данные относительно этой величины тоже отсутствуют, то будет рациональным принять простейшее предположение о постоянстве крутящего момента на буровом инструменте. Такое предположение может иметь физическое оправдание при известных условиях работы бурильных молотков. Так, в условиях заводских испытаний момент на буровом инструменте создается фрикционными устройствами, тормозной момент которых может считаться практически постоянным. При таких предположениях можно учесть влияние крутящего момента и инерционности вращающихся частей путем введения в уравнение движения поршня (12″) некоторого по-

стоянного фиктивного противодавления, действующего на поршень, и некоторой приведенной массы.

Зависимость между крутящим моментом и осевым усилием может быть получена из условий равновесия геликоидального стержня, находящегося под действием системы сил (осевого усилия P и реактивного момента M). Осевое усилие P, действующее на геликоидальную гайку, передается на стержень, вызывая возникновение силы реакции R на винтовой поверхности стержня. Разложив силу R на две взаимно перпендикулярные составляющие, лежащие в плоскости, параллельной оси геликоидального стержня, получим систему сил, действующих на геликоидальный стержень (рис. 3).



Из условия равновесия геликоидального стержня следует, что

$$P - N\cos\alpha - fN\sin\alpha = 0, \qquad (24)$$

откуда сила нормального давления

$$N = \frac{P}{\cos\alpha + f\sin\alpha}, \qquad (25)$$

где α — угол подъема винтовой линии геликоидального стержня;

f — коэффициент трения скольжения в винтовой паре.

Второе уравнение равновесия геликоидального стержня будет

$$-M + N\sin\alpha r_0\cos(\beta+\gamma) + fN\cos\alpha r_0 \times \\ \times\cos(\beta+\gamma) = 0, \qquad (26)$$

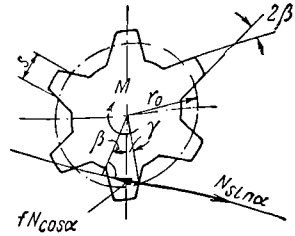


Рис. 3. Расчетная схема поворотного механизма бурильного молотка

откуда величина крутящего момента

$$M = Nr_0[\sin\alpha\cos(\beta+\gamma) - f\cos\alpha\cos(\beta+\gamma)], \qquad (27)$$

где β — половина угла профиля нарезки;

γ — некоторый угол, определяемый геометрической формой нарезки,

$$\gamma = \arcsin\frac{S}{2r_0};$$

S — ширина профиля резьбы на среднем диаметре стержня;

r_0 — средний радиус нарезки.

Из уравнений (25) и (27)

$$P = \frac{M}{r_0\cos(\beta+\gamma)\operatorname{tg}(\alpha-\varphi)}, \qquad (28)$$

где $\varphi = \operatorname{arctg} f$ — угол трения.

Запишем уравнение движения поршня бурильного молотка для обратного хода

$$m\frac{dV}{dt}dx + I\frac{d\omega}{dt}d\Omega = S_1\left[\alpha p_2 - p_1 + (1-\alpha)p_a - \frac{P}{S_1}\right]dx, \qquad (29)$$

где ω — угловая скорость бурового инструмента;

Ω — угловое перемещение бурового инструмента;

I — момент инерции массы вращающихся частей.

Для винтового механизма поворотного устройства

$$\Omega = \frac{2\pi}{h} x, \tag{30}$$

где h — шаг винтовой линии геликоидального стержня.

Дифференцируя последнее равенство по времени, получим зависимость между линейной и угловой скоростью звена винтовой пары

$$d\Omega = \frac{2\pi}{h} dx, \tag{31}$$

$$\omega = \frac{2\pi}{h} \frac{dx}{dt}. \tag{32}$$

После подстановки уравнений (28), (31) и (32) уравнение (29) примет вид

$$m\frac{dV}{dt} + I\left(\frac{2\pi}{h}\right)^2 \frac{dV}{dt} = S_1\left[\alpha p_2 - p_1 + (1-\alpha)p_a - \frac{M_{кр}}{S_1 r_0 \cos(\beta+\gamma)\operatorname{tg}(\alpha-\varphi)}\right]$$

или, вводя обозначения

$$p_\phi = \frac{M}{S_1 r_0} \frac{1}{\cos(\beta+\gamma)\operatorname{tg}(\alpha-\varphi)} \tag{33}$$

и

$$\mathfrak{M} = m + I\left(\frac{2\pi}{h}\right)^2 \tag{34}$$

получим окончательное уравнение движения поршня бурильного молотка в период обратного хода

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{S_1}{\mathfrak{M}}[\alpha p_2 - p_1 + (1-\alpha)p_a - p_\phi], \tag{35}$$

которое тождественно уравнению движения несвязанного поршня (12″). Поэтому системы уравнений (12) и (18) вполне применимы для описания рабочих процессов бурильных молотков с той разницей, что для периодов, соответствующих холостому ходу поршня, следует принимать фиктивную массу $\mathfrak{M}$ по уравнению (34) и вводить дополнительное постоянное фиктивное давление p_ϕ по уравнению (33).

Рабочий цикл пневматической машины ударного действия состоит из нескольких периодов. Особенности каждого периода и их последовательность в рабочем цикле определяются конструкцией воздухораспределительного устройства. Система дифференциальных уравнений рабочего процесса для каждого периода может быть получена как частный случай системы дифференциальных уравнений (18). Для однозначности математического описания рабочего процесса необходимо кроме указанных уравнений задать начальные условия рабочего цикла и условия на границе каждого периода.

В пневматических машинах ударного действия отсутствует кинематическая связь, ограничивающая движение поршня, поэтому полная величина перемещения поршня определяется динамическим равновесием, которое устанавливается и автоматически поддерживается при работе пневматического молотка. Таким образом, начальные условия рабочего цикла пневматического молотка определяются не только его конструктивными особенностями, но и режимом его работы и до расчета переходного процесса (процесса запуска) не могут быть заданы. Необходимые для такого расчета начальные условия цикла (начальные условия в момент запуска пневматического молотка) могут приниматься с большой определенностью, а условия на границе каждого периода рабочего

цикла могут определяться из следующих соображений. Так как рабочий цикл пневматического молотка замкнут, то начальное состояние динамической системы для каждого периода рабочего цикла будет целиком тождественно конечному состоянию этой системы в предыдущем периоде.

Длительность удара (время совершения внешней работы) несоизмеримо мала со временем рабочего цикла пневматического молотка и поэтому при изучении рабочего процесса может не приниматься во внимание. Изменения в состоянии динамической системы за это время могут быть учтены при помощи коэффициента восстановления скорости при ударе. Поэтому начальное значение скорости для периода, следующего за ударом, будет не равно, а лишь пропорционально конечному значению скорости в периоде, предшествующем удару, т. е.

$$V_{(0)} = -a_y V_{(к)},$$

где a_y — коэффициент восстановления скорости при ударе.

Приведенный анализ рабочего процесса пневматических машин ударного действия показывает, что, несмотря на конструктивную простоту этих машин, их рабочий процесс сложен. Теоретическое исследование этих процессов сопряжено с большими математическими трудностями, поэтому авторы [5, 6, 7] были вынуждены упрощать или физические явления, протекающие в этих машинах, либо в системе дифференциальных уравнений рабочий процесс машин. В результате конечные результаты исследований были различны и расходились с данными опыта. Кроме того, такой в известной степени вынужденный подход к теоретическому исследованию не дает возможности судить о достоверности принимаемой схематизации рабочего процесса пневматических машин.

Появление и быстрое распространение математических машин непрерывного действия (аналоговых машин) открывает новые возможности теоретическим исследованиям рабочих процессов пневматических машин и их инженерным расчетам. Система дифференциальных уравнений (18) — удобная для машинного решения форма математического описания рабочего процесса пневматической машины ударного действия, так как допускает представление таких уравнений для различных периодов рабочего цикла как частных случаев одной общей системы.

В связи с этим можно не только использовать одну общую блок-схему набора задачи для решения систем дифференциальных уравнений различных периодов рабочего цикла, но и непрерывное электрическое моделирование замкнутого рабочего цикла пневматической машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хаскинд М. Д. О необратимых и неравновесных процессах сжатия и расширения в газовых машинах. АН СССР. ОТН, 1957, № 9.

2. Герман А. П. Влияние теплообмена между стенками цилиндра и воздухом на работу поршневых компрессоров. Изв. АН СССР. ОТН, 1947, № 12.

3. Мамонтов М. А. Некоторые случаи течения газа. Оборонгиз, 1951.

4. Судницников Б. В. Некоторые зависимости, вытекающие из особенностей индикаторных диаграмм пневматических молотков. Сб. «Машины ударного действия». Изд-во ЗСФ АН СССР, 1953.

5. Герман А. П. Применение сжатого воздуха в горном деле. НКТП—ОНТИ, 1933.

6. Кассациер И. С. Теория и расчет пневматических машин ударного действия с золотниковым распределением. ДАН СССР, 1950, т. 71, № 5.

7. Мостков В. М. Основы теории пневматического бурения. Углетехиздат, 1952.

8. Tolhock H. A., De Groot S. R. Physica, 1952, V. 18, № 10.