Ордена Трудового Красного Знамени
ИНСТИТУТ ГОРНОГО ДЕЛА
имени А.А.Скочинского

А. В. ДОКУКИН, Ю. Д. КРАСНИКОВ,
А. А. ШУБИН, И. В. МИХАЙЛИН

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ДИЗЕЛЬНОГО ТИПА

МОСКВА
1976

gost.e-ecolog.ru

Министерство угольной промышленности СССР
Академия наук СССР
Ордена Трудового Красного Знамени
Институт горного дела им. А. А. Скочинского

Лаборатория
динамики горных машин
и импульсной техники

Утверждена
зам. директора института
проф., докт. техн. наук
А. С. Кузьмичом
21 октября 1975 г.

Проф., докт. техн. наук А. В. ДОКУКИН,
проф., докт. техн. наук Ю. Д. КРАСНИКОВ,
докт. техн. наук А. А. ШУБИН,
инж. И. В. МИХАЙЛИН

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ДИЗЕЛЬНОГО ТИПА

Москва
1976

УДК 622.0025-867

В методике изложены вопросы теории импульсного привода со свободно движущимся поршнем как многомассовой системы при адиабатическом и политропном процессах, происходящих в рабочем веществе. На основе термодинамики и теории колебаний выведены расчетные формулы для определения основных параметров импульсного привода с учетом влияния на ее работу свойств струговой установки. В качестве примера дан числовой расчет импульсного привода дизельного типа.

Методика предназначена для научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, занимающихся проектированием и созданием импульсных струговых установок с дизельным приводом.

© Институт горного дела им. А. А. Скочинского (ИГД им. А. А. Скочинского), 1976

ВВЕДЕНИЕ

Принцип действия статического струга аналогичен принципу резания металла на металлообрабатывающих станках. Однако в отличие от металла горная порода, как правило, обладает значительной неоднородностью и содержит твердые включения, неравномерно распределенные в горном массиве. Кроме того, из-за больших габаритов струговой установки и действующих на нее нагрузок рабочие элементы машины при разработке пород получают значительную деформацию. Поэтому в них за период нагружения, до начала разрушения породы, накапливается достаточно большое количество потенциальной энергии. Вследствие этого при высвобождении потенциальной энергии в момент разрушения породы плавная ритмичная работа статического струга нарушается. В результате возникает значительная перегрузка рабочих элементов машины, приводящая в некоторых случаях даже к их разрушению от случайно попадающихся в породе очень твердых включений.

В отличие от принципа работы статического струга принцип действия импульсного привода основан не на явлении резания, а на ударном разрушении породы.

Динамические процессы, происходящие при работе импульсного привода, можно охарактеризовать как процессы внутренней и внешней динамики системы. Под внутренней динамикой системы понимаются совместные термодинамические и динамические процессы механической системы. Внешняя динамика характеризуется ударным режимом, оказывающим влияние на движение системы, связанной с тяговым устройством.

Импульсный привод представляет собой двигатель-дизель со свободно движущимся поршнем, работающий в двухтактном режиме (рис. I).

В настоящее время в Советском Союзе и за рубежом широкое применение получили двигатели со свободно движущимися поршнями. В этих двигателях движение поршня, т.е. его перемещение и скорость, зависит не только от термодинамического процесса рабочих тел, но и от сил инерции массы поршня, что характеризуется непостоянством величины хода поршня. Поэтому разработка вопросов теории таких двигателей даже в простейших случаях значительно усложняется в отличие от вопросов теории двигателей с кривошипно-шатунными механизмами. В связи с тем,что на термодинамические процессы, происходящие в двигателе со свободно движущимся поршнем, оказывает влияние динамика системы (силы инерции масс поршня и подвижного основания, а также силы упругости крепежных приспособлений), необходимо совместное решение уравнения первого закона термодинамики и системы уравнений движения всей динамической системы.

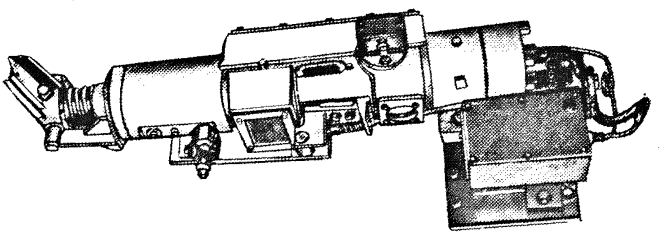

Рис. I. Общий вид импульсного привода

Для двигателей со свободно движущимися поршнями термодинамические и динамические процессы, связанные с движением поршня, описываются совмещенным нелинейным дифференциальным уравнением третьего порядка [I]. В этом уравнении значения перемещений поршня выражены в функции времени. Решение такого нелинейного уравнения представляет значительные трудности и возможно только с помощью ЭВМ. Если учесть, кроме того, влияние массы корпуса и подвижного основания привода на динамический процесс, а также упругие свойства тягового устройства и закон горения топлива, то получаемое при этом нелинейное дифференциальное уравнение в еще большей степени усложняется. Решение такого уравнения вообще малодоступно для практики.

В настоящей работе термодинамические и динамические процессы системы рассматриваются в совокупности и не в функции времени, а в функции перемещения с учетом влияния массы подвижного основания и упругих свойств тягового устройства. Это позволило

проинтегрировать получаемые нелинейные уравнения в замкнутом виде и найти удобные для расчета формулы.

Так как рассматриваемая система импульсного привода имеет две степени свободы, то решение такой системы оказалось возможным только благодаря обобщению силы инерции, содержащей эквивалентную массу. Как показано в работе, определение величины эквивалентной массы, которая в общем виде с учетом затухания является комплексной величиной, не представляет затруднений.

Поскольку процесс горения топлива в основном происходит при достаточно малом перемещении поршня, то при интегрировании уравнения первого закона термодинамики использованы свойства дельта-функции Дирака. В этом случае закон горения топлива не представляет интереса, так как окончательный результат интегрирования от него не зависит.

В работе дан пример числового расчета импульсного привода на основе разработанной методики. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показало их хорошее согласование.

Для оценки целесообразности применения импульсного привода при разрушении пород с различными прочностными свойствами исследовалась работа статического струга в двух основных режимах: нагружения и удара, характеризующегося рядом сколов породы. При рассмотрении работы статического струга учтены силы трения, возникающие между цепью и породой.

ВЫВОД ОСНОВНЫХ УРАВНЕНИЙ

Зависимость давления P от перемещения поршня найдем, пользуясь первым законом термодинамики, который связывает величину давления с величиной перемещения поршня при горении топлива, подаваемого в цилиндр двигателя.

Аналитическое выражение первого закона термодинамики имеет вид

$$dQ = A(dU + dL), \qquad (I)$$

где Q – количество теплоты;
A – тепловой эквивалент работы; A = I/427 ккал/кгс.м;
U – внутренняя энергия; $U = U(V, T \ldots)$;
L – внешняя работа.

Пренебрегая внутренней энергией, затрачиваемой на преодоление сцепления молекул, можно написать

$$du = \frac{\partial u}{\partial T} dT ,$$

т.е. величина u – функция только температуры T. Так как внешняя работа L в рассматриваемом случае выражается в изменении объема газа под действием давления P, то приращение работы будет $dL = p dv$. Подставляя в формулу (I) выражения для du и dL, получим

$$dQ = A \frac{\partial u}{\partial T} dT + A p dv . \qquad (2)$$

Пользуясь известными соотношениями из термодинамики

$$A \frac{du}{dT} = c_v \; ; \quad c_p - c_v = AR \; ; \quad dT = \frac{1}{R} d(pv) ,$$

формулу (2) можно переписать:

$$dQ = \frac{c_v}{R} d[pv] + A p dv$$

или

$$R dQ = c_v d[pv] + AR p dv .$$

Заменяя в этом выражении AR и R разностью теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме $c_p - c_v = AR$, получаем

$$\frac{c_p - c_v}{A} dQ = c_v d(pv) + (c_p - c_v) p dv$$

или

$$\frac{\kappa - 1}{A} \cdot \frac{dQ}{ds} = v \frac{dp}{ds} + \kappa p \frac{dv}{ds} , \qquad (3)$$

где $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ – отношение теплоемкостей;
$p = p \cdot F$ – давление газов.

Уравнение (3) в рассматриваемом случае можно переписать так:

$$\left(\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s\right)\frac{dp}{ds}+\kappa p=\frac{\kappa-1}{A}\frac{dQ}{ds}$$

или

$$\frac{dp}{ds}+\frac{\kappa}{\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s}\cdot p=\frac{\kappa-1}{A\left(\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s\right)}\cdot q(s)\ , \qquad (4)$$

где ε – степень сжатия, т.е. отношение рабочего объема цилиндра к объему камеры сгорания;

$q(s)=\frac{dQ}{ds}$ – закон горения топлива;

s – перемещение поршня;

$S_{н}$ – начальная длина рабочей части цилиндра.

Решение уравнения (4) принимаем в виде

$$p=C_1 e^{\alpha s}, \qquad (5)$$

где C_1 и α – функции от s .

Дифференцируя выражение (5), получаем

$$\frac{dp}{ds}=\frac{dC_1}{ds}e^{\alpha s}+p\left(\frac{d\alpha}{ds}s+\alpha\right)\ . \qquad (6)$$

Подставляя в уравнение (4) выражения (5) и (6), получаем

$$\frac{dC_1}{ds}e^{\alpha s}+p\left(\frac{d\alpha}{ds}s+\alpha\right)+\frac{\kappa}{\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s}p=\frac{\kappa-1}{A\left(\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s\right)}q(s).$$

Пользуясь методом вариации произвольных постоянных для определения неизвестных C_1 и α, можем написать следующие уравнения

$$\left.\begin{aligned}&\frac{d\alpha}{ds}s+\alpha+\frac{\kappa}{\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s}=0\ ;\\&\frac{dC_1}{ds}e^{\alpha s}=\frac{\kappa-1}{A\left(\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s\right)}q(s).\end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

Решая уравнения (7), получаем:

$$\alpha s=-\kappa\int\frac{ds}{\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s}=-\kappa\ln\left(\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s\right)\ ;$$

$$C_1=\frac{\kappa-1}{A}\int\frac{q(S)}{\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s}e^{\kappa\ln\left(\frac{S_{н}}{\varepsilon}+s\right)}\cdot ds\ .$$

Подставляя эти значения в равенство (5), имеем

$$p=\left(\frac{S_{нл}}{\varepsilon}+s\right)^{-\kappa}\left[\frac{\kappa-1}{A}\int_0^s q(s)\left(\frac{S_{нл}}{\varepsilon}+s\right)^{\kappa-1}ds+C_2\right]. \qquad (8)$$

Произвольная постоянная определяется из условия, что при $s=0$ $p=p_{ксж}$, поэтому

$$C_2=p_{ксж}\left(\frac{S_{нл}}{\varepsilon}\right)^{\kappa},$$

где $p_{ксж}$ – наибольшее давление в рабочей части цилиндра при холостом ходе.

Подставляя это выражение в уравнение (8), найдем

$$p=\left(\frac{S_{нл}}{\varepsilon}+s\right)^{-\kappa}\left[\frac{\kappa-1}{A}\int_0^{s_{ск}}\left(\frac{S_{нл}}{\varepsilon}+s\right)^{\kappa-1}q(s)\,ds+p_{ксж}\left(\frac{S_{нл}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\right]. \qquad (9)$$

Поскольку горение топлива происходит, как известно, при очень малом перемещении поршня $s=s_{ск}$, то в этом случае закон изменения скорости горения не представляет интереса, достаточно знать величину выделенного тепла от сгоревшего топлива, т.е.

$$Q=\int_0^{s_{ск}}q(s)\,ds=b_ц Q_н^p\eta,$$

где $b_ц$ – расход топлива за цикл;

$Q_н^p$ – низшая теплота сгорания топлива;

η – коэффициент полезного действия;

$s_{ск}$ – перемещение поршня в момент воспламенения топлива.

Интегрируя выражение (9), получаем

$$p=\left[\frac{\kappa-1}{A}\,b_ц Q_н^p\eta\left(\frac{S_{нл}}{\varepsilon}+s_{ск}\right)^{\kappa-1}+\frac{p_{ксж}S_{нл}^{\kappa}}{\varepsilon^{\kappa}}\right]\cdot\left(\frac{S_{нл}}{\varepsilon}+s\right)^{-\kappa}.$$

Так как в начале предположении $s_{ск}\ll\frac{S_{нл}}{\varepsilon}$, то окончательно будем иметь

$$p=\frac{\frac{\kappa-1}{A}\,b_ц Q_н^p\eta\frac{\varepsilon}{S_{нл}}+p_{ксж}}{\left(1+\frac{\varepsilon}{S_{нл}}s\right)^{\kappa}}. \qquad (10)$$

Пусковой режим работы двигателя

Изменение давления в буферной части цилиндра в зависимости от перемещения поршня характеризуется расширением рабочего тела (рис. 2).

После окончания расширения рабочего тела в буферной части цилиндра поршень сжимает это тело в рабочей части цилиндра до момента воспламенения топлива. Изменение давления в рабочей части цилиндра показано на рис. 3.

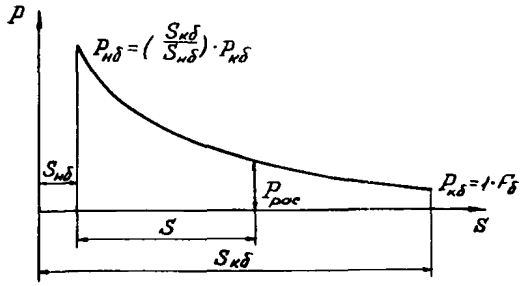

Рис. 2. Изменение давления в буферной части цилиндра

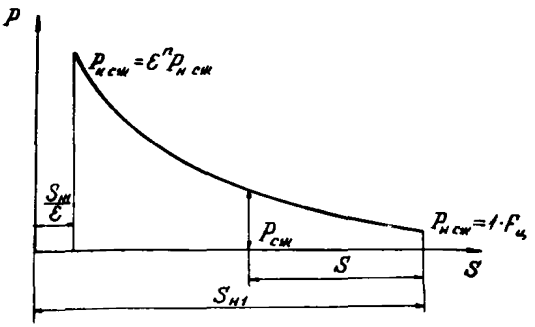

Рис. 3. Изменение давления в рабочей части цилиндра

Пользуясь выражением (10) и учитывая, что при пуске $q(S)=0$, получаем:

$$P_{сж}=P_{нсж}S_{н1}^{n}(S_{н1}-s)^{-n}=\kappa_1(S_{н1}-s)^{-n};$$
$$P_{рас}=P_{нб}S_{нб}^{n}(S_{нб}+s)^{-n}=\kappa_2(S_{нб}+s)^{-n},$$

где n – показатель политропа;

$\kappa_1=P_{нсж}S_{н1}^{n}=1\cdot F_ц S_{н1}^{n}$;

$\kappa_2=P_{кб}S_{кб}^{n}=1\cdot F_б S_{кб}^{n}$.

Остальные обозначения даны на рис. 4.

Дифференциальные уравнения движения системы записываются в виде

$$m\ddot{x}_1 = \kappa_1 (S_{н1} - s)^{-n} - \kappa_2 (S_{нб} + s)^{-n} ; \qquad (11)$$

$$\kappa_2 (S_{нб} + s)^{-n} - \kappa_1 (S_{н1} - s)^{-n} = M\ddot{x}_2 + f(x_2) = M_э \ddot{x}_2 . \qquad (12)$$

Но $x_1 - x_2 = S_{н1} - s$, поэтому, дифференцируя последнее равенство два раза, получим $\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2 = -\ddot{S}$, что после подстановки уравнений (1) и (2) дает

$$\ddot{S} + \kappa_1 \left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)(S_{н1} - s)^{-n} - \kappa_2 \left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)(S_{нб} + s)^{-n} = 0 , \qquad (13)$$

где $M_э$ – эквивалентная масса, величина которой будет определена ниже.

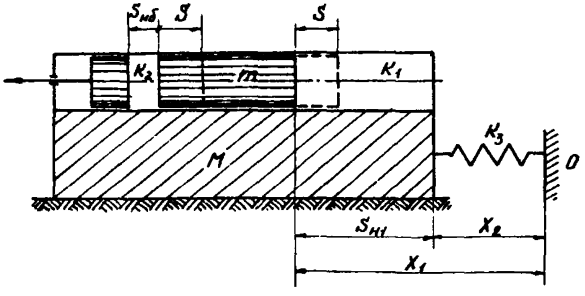

Рис. 4. Схема импульсного привода

Уравнение (13) можно написать в следующем виде:

$$w \frac{dw}{ds} = \kappa_2 \left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)(S_{нб} + s)^{-n} - \kappa_1 \left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)(S_{н1} - s)^{-n} , \qquad (14)$$

где w – скорость движения поршня.
Разделяя переменные и интегрируя уравнение (14), получаем

$$w^2 = -2\left[\kappa_1 \left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)\frac{(S_{н1} - s)^{1-n}}{n-1} + \kappa_2 \left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)\frac{(S_{нб} + s)^{1-n}}{n-1}\right] + C . \qquad (15)$$

Так как в рабочей части цилиндра открыты выхлопные и продувочные отверстия, то выражение (I5) для скорости поршня, движущегося под действием сжатого воздуха в буфере, принимает вид

$$\omega_\delta^2 = -2\kappa_2\left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)\frac{(S_{н\delta} + S)^{1-n}}{n-1} + C_1 \quad . \qquad (I6)$$

Произвольная постоянная C_1 определится из условия, что при $S = 0$ $\omega = 0$, поэтому

$$C_1 = 2\kappa_2\left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)\frac{S_{н\delta}^{1-n}}{n-1} \quad .$$

Подставляя это значение для C_1 в выражение (I6), получим

$$\omega_\delta = \sqrt{\frac{2}{n-1}\left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)}\sqrt{\frac{\kappa_2}{S_{н\delta}^{n-1}}\left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{S}{S_{н\delta}}\right)^{n-1}}\right]} \cdot \qquad (I7)$$

Когда величина перемещения поршня $S = S'_{к\delta}$, то выражение (I7) будет иметь вид

$$\omega_{к\delta} = \sqrt{\frac{2}{n-1}\left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)}\sqrt{\frac{\kappa_2}{S_{н\delta}^{n-1}}\left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{S'_{к\delta}}{S_{н\delta}}\right)^{n-1}}\right]} \quad ,$$

где $S'_{к\delta} = S_{к\delta} - S_{н\delta}$.

После закрытия выхлопных и продувочных отверстий происходит сжатие воздуха в рабочей части цилиндра. В этом случае выражение (I5) имеет вид

$$\omega_p^2 = -2\kappa_1\left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)\frac{(S_{н1} - S)^{1-n}}{n-1} + C_2 \quad . \qquad (I8)$$

Постоянная C_2 найдется из условия: если $S = 0$, то $\omega_p = \omega_{к\delta}$, тогда

$$C_2 = \omega_{к\delta}^2 + 2\kappa_1\left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)\frac{S_{н1}^{1-n}}{(n-1)} \cdot$$

Подставляя выражение для C_2 в равенство (I8), найдем

$$\omega_p = \sqrt{\omega_{к\delta}^2 - \frac{2}{n-1}\left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)\frac{\kappa_1}{S_{н1}^{n-1}}\left[\frac{1}{\left(1 - \frac{S}{S_{н1}}\right)^{n-1}} - 1\right]} \quad . \qquad (I9)$$

Пользуясь формулой (I9), можно для любого значения перемещения поршня s найти величину скорости движения поршня ω_p в рабо-

чей части цилиндра. Наименьшее значение скорости ω_p соответствует моменту воспламенения топлива, что имеет место при

$$s = S_{н1} - \frac{S_{н1}}{\varepsilon} = S_{н1}\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} .$$

В формулах (I7) и (I9) перемещения s отсчитываются от начала движения поршня в соответствующей части цилиндра.

Среднее значение скорости с достаточной степенью точности (ошибка составляет менее I0%) можно найти из выражения для средней квадратической скорости: $\omega_{ср} = 0{,}9\omega_{ср}^{*}$. Это позволяет, не прибегая к численному интегрированию, определять время движения поршня за один цикл и число ударов поршня по инструменту.

Средние квадратические значения скорости найдем, интегрируя выражения (I7) и (I9):

$$\int_0^{S_{кб}-S_{нб}} \omega_б^2\, ds = \frac{2}{n-1}\left(\frac{M_э+m}{M_э m}\right)\left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)^n F_б S_{нб}^2 \left\{\left[\left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)-1\right] - \frac{1}{2-n}\left[\left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)^{2-n}-1\right]\right\} ;$$

$$\int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}S_{н1}} \omega_p^2\, ds = \omega_{кб}^2 \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} S_{н1} + \frac{2}{n-1}\left(\frac{M_э+m}{M_э m}\right)\left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)^n F_ц S_{н1}^2 \times$$

$$\times\left\{\frac{1}{2-n}\left[\left(1-\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}\right)^{2-n}-1\right]+\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}\right\},$$

$$\omega_{кб}^2 = \frac{2}{n-1}\left(\frac{M_э+m}{M_э m}\right)\left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)^n F_б S_{нб}\left[1-\left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)^{n-1}\right] .$$

Следовательно, имеем

$$\omega_{ср}^{*2} = \frac{1}{\ell_n}\left[\int_0^{S_{кб}-S_{нб}} \omega_б^2\, ds + \int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}S_{н1}} \omega_p^2\, ds\right] ,$$

где ℓ_n – общая длина хода поршня.

Рабочий ход поршня (процесс расширения)

Длина камеры сгорания в момент воспламенения топлива равна

$$S_{к.сг}=\frac{S_{н1}}{\varepsilon},$$

где ε – степень сжатия.

Длина буферной части цилиндра с учетом приведенного объема воздушного ресивера для продувки от выхлопных газов составит

$$S_б+S_{рес}=\overset{*}{S}_{нб}, \qquad (20)$$

где $$S_б=S_{н1}+S_{кб}.$$

Уравнение для определения давления в процессе расширения газов, согласно выражению (10), имеет вид

$$p=\left(\frac{\kappa-1}{A}b_ц Q_н^p \eta\frac{\varepsilon}{S_{н1}}+p_{к.сж}\right)\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s\right)^{-\kappa}.$$

Дифференциальные уравнения движения системы в случае рабочего хода поршня запишутся так:

$$m\ddot{x}_1=\left[\frac{\kappa-1}{A}b_ц Q_н^p \eta\frac{\varepsilon}{S_{н1}}+p_{к.сж}\right]\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s\right)^{-\kappa}-\overset{*}{p}_{кб}\overset{*}{S}_{кб}^{\kappa}\left(S_{кб}-s\right)^{-\kappa};$$

$$\overset{*}{p}_{кб}\overset{*}{S}_{кб}^{\kappa}\left(\overset{*}{S}_{кб}-s\right)^{-\kappa}-\left[\frac{\kappa-1}{A}b_ц Q_н^p \eta\frac{\varepsilon}{S_{н1}}+p_{к.сж}\right]\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s\right)^{-\kappa}=M\ddot{x}_2+$$

$$+f(x_2)=M_э\ddot{x}_2. \qquad (21)$$

Так как $x_1-x_2=\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s$, то $\ddot{x}_1-\ddot{x}_2=\ddot{s}$. Подставляя в последнее равенство значения для $\ddot{x}_1$ и $\ddot{x}_2$ из формулы (21), получаем

$$\ddot{s}-\left(\frac{M_э+m}{M_э m}\right)\left[\overset{*}{p}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s\right)^{-\kappa}-\overset{*}{p}_{нб}\overset{*}{S}_{нб}\left(\overset{*}{S}_{нб}-s\right)^{-\kappa}\right]=0, \qquad (22)$$

где

$$\overset{*}{p}=\frac{\kappa-1}{A}b_ц Q_н^p \eta\frac{\varepsilon}{S_{н1}}+p_{к.сж} \quad \text{и} \quad \overset{*}{p}_{нб}=1.F_б.$$

Решая уравнение (22), находим

$$\overset{*}{\omega}_p^2 = -\frac{2}{\kappa-1}\,\frac{M_э+m}{M_э m}\left[\overset{*}{p}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s\right)^{1-\kappa}+\overset{*}{p}_{нб}\overset{*}{S}{}^{\kappa}_{нб}\left(\overset{*}{S}_{нб}-s\right)^{1-\kappa}\right]+C\,. \quad (23)$$

Постоянная интегрирования C находится из условия, что при $s=0$ $\overset{*}{\omega}_p=0$. Тогда из выражения (23), получаем

$$C=\frac{2}{\kappa-1}\,\frac{M_э+m}{M_э m}\left(\overset{*}{p}\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+\overset{*}{p}_{нб}\overset{*}{S}_{нб}\right)\,. \quad (24)$$

Подставляя в выражение (23) равенство (24), получаем

$$\overset{*}{\omega}_p^2=\frac{2}{\kappa-1}\,\frac{M_э+m}{M_э m}\left\{\frac{\overset{*}{p}S_{н1}}{\varepsilon}\left[1-\left(\frac{1}{1+\frac{\varepsilon}{S_{н1}}s}\right)^{\kappa-1}\right]+\overset{*}{p}_{нб}\overset{*}{S}_{нб}\left[1-\left(\frac{1}{1-\frac{s}{S_{нб}}}\right)^{\kappa-1}\right]\right\}. \quad (25)$$

Значение скорости в момент прохождения поршня через выхлопные и продувочные отверстия составит

$$\overset{*}{\omega}{}^2_{кб}=\frac{2}{\kappa-1}\,\frac{M_э+m}{M_э m}\left\{\overset{*}{p}S_{н1}\left(\frac{\varepsilon^{\kappa-1}}{\varepsilon^{\kappa}}\right)+\overset{*}{p}_{нб}\overset{*}{S}_{нб}\left[1-\left(\frac{1}{1-\frac{S_{н1}}{S_{нб}}\,\frac{(\varepsilon-1)}{\varepsilon}}\right)^{\kappa-1}\right]\right\}. \quad (26)$$

При прохождении поршня через выхлопные и продувочные отверстия происходит выпуск отработанных газов из рабочей части цилиндра, продувка его с помощью ресивера и снабжение свежим воздухом. После этого поршень нагнетает воздух в оставшуюся буферную часть цилиндра. При этом давление воздуха после закрытия отверстия в ресивер будет равно

$$\overset{*}{p}_{кб}=1.F_б\left[\frac{S_б+S_{рес}}{(S_б+S_{рес})-S_{н1}}\right]^{\kappa}\,.$$

В рассматриваемом случае уравнение (23) принимает вид

$$\overset{*}{\omega}{}^2_б=-\frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{m+M_э}{m M_э}\right)\overset{*}{p}_{кб}S^{\kappa}_{кб}\left(S_{кб}-s\right)^{1-\kappa}+C_2\,. \quad (27)$$

Постоянная C_2 находится из условия, что при $s=0$ $\omega=\overset{*}{\omega}_{кб}$ ($\overset{*}{\omega}_{кб}$ – скорость движения поршня в момент прохождения его через выхлопные и продувочные отверстия). Поэтому имеем

$$C_2=\frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{M_э+m}{M_э m}\right)\overset{*}{p}_{кб}S_{кб}\,.$$

Тогда выражение для скорости окончательно примет вид

$$\overset{*}{w}_{\delta}^{2} = \frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{M_э+m}{M_э m}\right)\overset{*}{p}_{к\delta} S_{к\delta}\left[1-\left(\frac{1}{1-\frac{S}{S_{к\delta}}}\right)^{\kappa-1}\right] + \overset{*}{w}_{к\delta}^{2} \quad . \qquad (28)$$

Интегрируя выражения (25) и (28), находим средние значения квадрата скорости:

$$\int_{0}^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}S_{н1}} \overset{*}{w}_{p}^{2}\, dS = \frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{M_э+m}{M_э m}\right)\left\{S_{н1}\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}\left(\frac{\overset{*}{p}S_{н1}}{\varepsilon} + \overset{*}{p}_{н\delta}\overset{*}{S}_{н\delta}\right) - \left[\frac{\overset{*}{p}S_{н1}^{2}}{\varepsilon^{2}(2-\kappa)}\left(\varepsilon^{2-\kappa}-1\right) + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{\overset{*}{p}_{н\delta}\overset{*}{S}_{н\delta}^{2}}{(2-\kappa)}\left[1-\left(1-\frac{S_{н1}}{\overset{*}{S}_{н\delta}}\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}\right)^{2-\kappa}\right]\right]\right\};$$

$$\int_{0}^{S_{к\delta}-S_{н\delta}} \overset{*}{w}_{\delta}^{2}\, ds = \frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{M_э+m}{M_э m}\right)\overset{*}{p}_{к\delta} S_{к\delta}\left\{\left(S_{к\delta}-S_{н\delta}\right) + \frac{S_{к\delta}}{2-\kappa}\left[\left(\frac{S_{н\delta}}{S_{к\delta}}\right)^{2-\kappa}-1\right]\right\} + \overset{*}{w}_{к\delta}^{2} \times$$

$$\times\left(S_{к\delta}-S_{н\delta}\right) \quad ;$$

откуда

$$\overset{*}{w}_{ср}^{2} = \frac{1}{\ell_n}\left[\int_{0}^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}S_{н1}} \overset{*}{w}_{p}^{2}\, ds + \int_{0}^{S_{к\delta}-S_{н\delta}} \overset{*}{w}_{\delta}^{2}\, ds\right] .$$

Численное интегрирование выражений (25) и (27) показывает, что для рабочего и пускового режимов можно с достаточной точностью принимать $w_{ср\,р} = 0{,}90\,\overset{*}{w}_{ср}$.

Пользуясь выражениями для средней скорости, можем найти время движения поршня за один цикл:

$$\tau = S_n\left(\frac{1}{w_{ср.п}} + \frac{1}{w_{ср.р}}\right) + t_з \quad ,$$

где S_n – ход поршня;

$w_{ср.п}$, $w_{ср.р}$ – средняя скорость движения поршня соответственно в пусковом и рабочем режимах;

$t_з$ – время задержки воспламенения дизельного топлива, равное $(2 \div 6)10^{-3}$ с.

Число ударов поршня (бойка) по инструменту находится по формуле

$$n_{уд} = \frac{1}{T} \quad .$$

Временем соударения поршня с инструментом, т.е. металла с металлом, пренебрегаем, так как оно по величине на два порядка меньше, чем время движения поршня за один цикл работы двигателя.

Нагружение инструмента происходит через воздушную подушку путем соударения поршня как бойка и инструмента с сохранением неизменным некоторого объема воздушной подушки. Для этой цели в поршне делается полость, содержащая сжатый воздух, где создается давление, достаточное для запуска двигателя.

Таким образом, поршень после закрытия отверстий в ресивере обладает наибольшей скоростью. Дальнейшее движение поршня происходит без приложения внешней нагрузки, при этом накопленная кинетическая энергия движения расходуется на удар поршня по инструменту через воздушную подушку. Энергия, расходуемая на удар, зависит от абсолютного значения скорости.

Для определения абсолютной скорости движения поршня в рабочем режиме преобразуем первое уравнение выражения (2I):

$$\frac{dw_1}{dt}\,\frac{ds}{ds} = \frac{p^*}{m}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s\right)^{-\kappa} - \frac{p^*_{кб}}{m}S^{*\kappa}_{кб}\left(S^*_{кб}-s\right)^{-\kappa}$$

или

$$w\,\frac{dw_1}{ds} = \frac{p^*}{m}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s\right)^{-\kappa} - \frac{p^*_{кб}}{m}S^{*\kappa}_{кб}\left(S^*_{кб}-s\right)^{-\kappa},$$

отсюда находим

$$\frac{dw_1}{ds} = \frac{p^*\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s\right)^{-\kappa} - p^*_{кб}S^*_{кб}\left(S^*_{кб}-s\right)^{-\kappa}}{\sqrt{\frac{2m}{\kappa-1}\,\frac{M_э+m}{M_э}}\sqrt{p^*\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s\right)^{1-\kappa} + p_{кб}S^{\kappa}_{кб}\left(S_{кб}-s\right)^{1-\kappa}+c}} \cdot \quad (29)$$

Замечая, что в выражении (29) производная знаменателя равняется числителю, можем воспользоваться следующей подстановкой:

$$z^2 = p^*\left(\frac{S_{н}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}\left(\frac{S_{н1}}{\varepsilon}+s\right)^{1-\kappa} + p^*_{кб}S^{*\kappa}_{кб}\left(S^*_{кб}-s\right)^{1-\kappa}+C \quad .$$

Тогда выражение (29) можно представить так:

$$dw_1 = \frac{2dz}{(\kappa-1)\beta m} ,$$

где

$$\beta = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{M_э + m}{M_э m}\right)} .$$

Интегрируя это выражение, получаем

$$w_1 = \frac{w}{1+\frac{m}{M_э}} . \qquad (30)$$

Для определения перемещений x_1 и x выражение (30) представим так:

$$\frac{dx_1}{dt} \cdot \frac{ds}{ds} = \frac{w}{1+\frac{m}{M_э}}$$

или

$$w\frac{dx_1}{ds} = \frac{w}{1+\frac{m}{M_э}} .$$

Интеграл этого выражения имеет вид

$$x_1 = \frac{s}{1+\frac{m}{M_э}} + C .$$

Постоянная C определяется из условия, что $s = 0$ при $x = x_{01}$ (x_{01} – начальное положение поршня), следовательно, $C = -x_{01}$, тогда

$$x_1 = \frac{s}{1+\frac{m}{M_э}} - x_{01} .$$

Эквивалентная масса $M_э$, или критерий, характеризующий реактивное сопротивление колеблющейся системы

На систему, состоящую из тяговой цепи и двух вращающихся звездочек, растянутых домкратами, передаются колебания от привода (двигателя) импульсной системы. Таким образом, эта система колеблется за счет энергии, периодически передаваемой вынуждающей системой (двигателем).

При этом передаваемая обратно вынуждающей системе энергия настолько мала по сравнению с запасенной в этой системе, что практически ею можно пренебречь. Величина эквивалентной массы является критерием, характеризующим механическое реактивное сопротивление системы, и определяется из выражения

$$M\ddot{x}_2 + f(x_2) = \dot{M}_э \dot{x}_2 \quad . \tag{31}$$

Будем рассматривать установившееся движение, т.е. когда имеют место только вынужденные колебания. Предположим, что вынуждающая система (двигатель) действует на связанную с ней систему с периодической силой, т.е. простой гармонической силой, приложенной в некоторой точке цепи. Для данного случая можно положить

$$x_2 = \rho \sin \omega t \quad .$$

Подставляя это значение для x_2 в уравнение (31) и учитывая, что в рассматриваемом случае можно положить $f(x_2) = \kappa x_2$, получаем

$$M_э = M \left| \left(1 - \frac{\omega_0^2}{\omega^2}\right) \right| , \tag{32}$$

где ω_0 и ω^2 – угловая частота соответственно собственных и вынужденных колебаний.

Из равенства (32) видно, что величина эквивалентной массы системы, приводимой в вынужденное колебание, зависит от соотношения частот колебаний (рис. 5). Когда $\omega = \omega_0$, что соответствует резонансу системы, величина эквивалентной массы $M_э = 0$. В области частоты ω, значительно превышающей собственную частоту ω_0, существенное влияние на величину массы $M_э$ оказывает величина массы M. Сила упругости цепи почти не влияет на величину $M_э$. До резонанса, т.е. в области частот $\omega \ll \omega_0$, основное влияние на величину эквивалентной массы оказывает сила упругости цепи.

Таким образом, варьируя параметры системы, можно изменять величину эквивалентной массы, т.е. критерий, характеризующий механическое реактивное сопротивление системы.

В целях упрощения пренебрегаем сопротивлением от трения, хотя в действительности оно всегда существует при колебаниях рассматриваемой системы и наиболее значительно при резонансе.

Уравнение движения системы (3I) при наличии вязкого трения запишется следующим образом:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + \kappa x = \bar{M}_э \ddot{x} = P e^{i\omega t} , \qquad (33)$$

где $\bar{M}_э$ – комплексная величина эквивалентной массы;

κ – коэффициент жесткости пружины.

Частное решение уравнения (33) имеет вид $x = \bar{x} e^{i\omega t}$. Подставляя его в уравнение (33), получаем

$$(\kappa - M\omega^2 + i\omega c)\bar{x} = P ; \qquad (34)$$

$$\bar{M}_э = -\frac{P}{\omega^2 \bar{x}} = -\frac{\bar{K}}{\omega^2} = -\frac{\kappa_0 e^{i\varphi}}{\omega^2} , \qquad (35)$$

где $\bar{K}$ – динамическая жесткость.

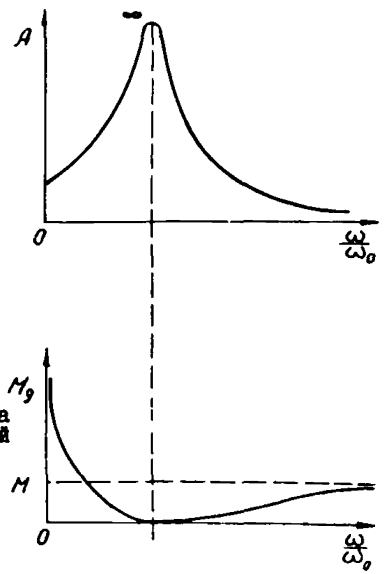

Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика и график зависимости величины эквивалентной массы $M_э$ от отношения частот $\frac{\omega}{\omega_0}$

Таким образом, комплексная эквивалентная масса равна динамической жесткости, деленной на ω^2.

Модуль выражения (35) имеет следующий вид:

$$\kappa_0 = \sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2} \cdot M ,$$

где n – величина затухания системы.

Аргумент

$$\varphi = arctg \frac{2n\omega}{p^2 - \omega^2} .$$

Если двигатель с подвижным основанием расположить на платформе на роликах, то величина эквивалентной массы будет равна массе подвижного основания двигателя, т.е. $M_э = M$.

В заключение заметим, что при расположении основания двигателя на платформе без роликов величина эквивалентной массы может оказаться меньше массы подвижного основания. Это происходит потому, что сила трения скольжения в зависимости от состояния поверхностей соприкосновения вначале с увеличением скорости может уменьшаться, а затем снова увеличиваться, т.е. имеет место падающий участок характеристики силы трения,свидетельствуют о нарастании амплитуд колебаний.

Предположим теперь, что подвижное основание двигателя располагается на опоре, перемещающейся, в свою очередь, вдоль забоя упругой тягой (рис. 6).

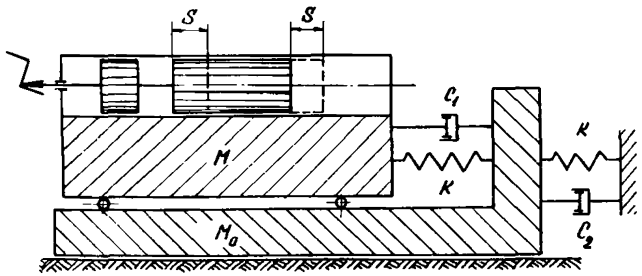

Рис. 6. Схема импульсного привода с добавочной массой подвижного основания

Дифференциальные уравнения движения для этой системы будут иметь вид

$$\left.\begin{aligned} M\ddot{x}_2 + \kappa(x_2 - x_3) = M_э\ddot{x}_2 = P\sin\omega t; \\ \kappa(x_2 - x_3) = x_3 Z \ , \end{aligned}\right\} \qquad (36)$$

где Z – механический импеданс, равный

$$Z = -M_0\omega^2 + j\omega C_2 + K \ .$$

Предполагая, что движение есть гармоническое колебание с частотой ω, получаем

$$\left.\begin{aligned} x_2\left(1 - \frac{M\omega^2}{\kappa}\right) - x_3 = -\frac{M_э}{\kappa}\omega^2 x_2 = \frac{P}{\kappa}; \\ x_2 - x_3\left(1 + \frac{Z}{\kappa}\right) = 0 \ . \end{aligned}\right\} \qquad (37)$$

Решая эту систему, находим

$$M_э = M\left[1 - \frac{1}{\left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{\kappa}\right) M\omega^2}\right] . \qquad (38)$$

В случае демпфера C_1, включенного вместе с пружиной K, (см.рис.6), выражение (38) примет вид

$$M_э = M\left[1 - \frac{1}{\left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{\kappa + j\omega C_1}\right) M\omega^2}\right] . \qquad (39)$$

Для надежного запуска двигателя необходимо иметь

$$\frac{M_э}{M} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{\kappa + j\omega C_1}\right) M\omega^2} \geqslant 1$$

и (40)

$$\frac{m}{M_э} \ll 1 .$$

Предположим, что механический импеданс равен $Z = -M_0\omega^2 + K$ и $C_2 = C_1 = 0$, тогда по формуле (40) получим

$$\frac{M_э}{M} = 1 + \frac{\frac{M_0}{M} - \left(\frac{\omega_т}{\omega}\right)^2}{1 + \left(\frac{\omega_т}{\omega_0}\right)^2 - \frac{M_0}{M}\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \geqslant 1 ,$$

где ω_0 и $\omega_т$ – частоты свободных колебаний соответственно масс $M_э$ и M_0.

Чтобы удовлетворить это неравенство, нужно иметь

$$\frac{M_0}{M}\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - \left(\frac{\omega_т}{\omega_0}\right)^2 \leqslant 1. \qquad (41)$$

Неравенство (41) выполняется в случае достаточно жесткого закрепления масс M и M_0.

Соударение бойка и инструмента через воздушную подушку

При соударении бойка (поршня) с инструментом в воздушной подушке возникают сжимающие силы и изменяются скорости движения соударяющихся тел. Предположим, что эти скорости состав-

ляют величины v_1 и v_2. Тогда сжимающие силы при ударе определятся из выражений

$$m_1 \frac{dv_1}{dt} = -p \quad ; \quad m_2 \frac{dv_2}{dt} = -p_2 \quad , \tag{42}$$

где m_1 и m_2 – массы бойка и инструмента.

Поскольку воздушная подушка при ударе будет сжиматься, то расстояние между бойком и инструментом уменьшится. Обозначим через x расстояние сближения соударяющихся тел, тогда скорость сближения этих тел будет равна сумме скоростей v_1 и v_2, т.е. $\dot{x} = v_1 + v_2$. Пользуясь выражением (42), можем написать следующее уравнение:

$$\ddot{x} = -p \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \quad . \tag{43}$$

По адиабатическому закону давление на воздушную подушку будет равно

$$p = \frac{p_{k\delta}}{\left[1 - \left(\frac{x}{S_{k\delta}}\right)\right]^{\kappa}} \quad , \tag{44}$$

где $p_{k\delta}$ и $S_{k\delta}$ – соответственно начальное давление и начальная толщина воздушной подушки;

κ – показатель адиабаты.

На основании выражений (43) и (44) получим следующее уравнение:

$$\ddot{x} = -\frac{p_{k\delta} M}{\left(1 - \frac{x}{S_{k\delta}}\right)^{\kappa}} \quad ,$$

где

$$M = \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \quad . \tag{45}$$

Умножая обе части равенства (45) на скорость $\dot{x}$ и интегрируя, получим

$$\frac{1}{2}\dot{x}^2 = -\frac{p_{k\delta} M S_{k\delta}}{\kappa - 1}\left(1 - \frac{x}{S_{k\delta}}\right)^{-(\kappa-1)} + C_1 \quad . \tag{46}$$

В начале удара скорость $\dot{x} = v_н$ и перемещение $x = 0$; поэтому из выражения (46) находим

$$C_1 = \frac{1}{2} v_н^2 + \frac{p_{k\delta}^{*} M S_{k\delta}}{\kappa - 1} \quad .$$

Таким образом, выражение (46) примет вид

$$\frac{1}{2}\left(\dot{x}^2 - v_н^2\right) = -\frac{\overset{*}{P}_{кδ} M S_{кδ}}{\kappa - 1}\left[\left(1 - \frac{x}{S_{кδ}}\right)^{-(\kappa-1)} - 1\right]. \qquad (47)$$

В момент наибольшего сжатия скорость $\dot{x}$ равна нулю, тогда из выражения (47) получим максимальное значение сближения бойка и инструмента:

$$x_к = \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{\kappa - 1}{\overset{*}{P}_{кδ} S_{кδ} M}\,\frac{v_н^2}{2} + 1\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}}\right] S_{кδ}. \qquad (48)$$

При соприкосновении поршня (бойка) с инструментом, т.е. при $x = S_{кδ} - S_{нδ}$, получаем

$$\dot{x}_к = \sqrt{v_н^2 - \frac{2}{\kappa - 1}\,\overset{*}{P}_{кδ} M S_{кδ}\left[\left(\frac{S_{кδ}}{S_{нδ}}\right)^{\kappa-1} - 1\right]}. \qquad (49)$$

Сила давления между бойком и инструментом в этот момент будет равна

$$P_к = \frac{\overset{*}{P}_{кδ}\, S_{кδ}^{\kappa}}{S_{нδ}^{\kappa}}. \qquad (50)$$

После этого ударная нагрузка передается благодаря контактированию поршня (бойка) с инструментом при сохранении неизменного объема воздушной подушки.

Заметим, что формула (49) совпадает с формулой (27) при $S = S_{кδ} - S_{нδ}$. Для определения времени соударения уравнение (47) записывается в виде

$$dt = \frac{dx}{v_н\sqrt{1 - \frac{2\overset{*}{P}_{кδ} M S_{кδ}}{(\kappa-1)\, v_н^2}\left(\frac{1}{\left(1 - \frac{x}{S_{кδ}}\right)^{\kappa-1}} - 1\right)}}. \qquad (51)$$

Так как

$$v_н^2 = \frac{2\overset{*}{P}_{кδ} M S_{кδ}}{\kappa - 1}\left[\frac{1}{\left(1 - \frac{x_к}{S_{кδ}}\right)^{\kappa-1}} - 1\right],$$

то выражение (5I) получит следующий вид:

$$dt = \frac{dx}{v_н \sqrt{1 - \dfrac{\dfrac{1}{\left(1-\dfrac{x}{S_{к\delta}}\right)^{\kappa-1} - 1}}{\dfrac{1}{\left(1-\dfrac{x_к}{S_{к\delta}}\right)^{\kappa-1} - 1}}}} \cdot$$

Полагая, что в этом выражении

$$\left(1-\frac{x}{S_{к\delta}}\right)^{1-\kappa} - 1 = ay,$$

где

$$a = \frac{1}{\left(1-\dfrac{x_к}{S_{к\delta}}\right)^{\kappa-1} - 1},$$

получим

$$dt = \frac{2aS_{к\delta}}{(\kappa-1)v_н} \int_0^1 \frac{dy}{(ay+1)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}\sqrt{1-y}} \cdot \qquad (52)$$

Подставляя $1-y = z^2$ в выражение (52), получим

$$dt = -\frac{4aS_{к\delta}}{(\kappa-1)v_н} \int_1^0 \frac{dz}{\left[(a+1)-az^2\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \cdot \qquad (53)$$

Интегрируя выражение (53), получаем

$$t = \frac{4aS_{к\delta}}{(\kappa-1)v_н} \int_0^1 \frac{dz}{\left[(a+1)-az^2\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} = \frac{4aS_{к\delta}}{(\kappa-1)v_н}\left[\frac{\kappa-1}{2(a+1)} + \right.$$

$$\left. + \frac{3-\kappa}{2(a+1)} \int_0^1 \frac{dz}{\left[(a+1)-az^2\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}-1}}\right],$$

где $\dfrac{\kappa}{\kappa-1} \geqslant 2.$

Пользуясь этой формулой, получим время соударения при $\kappa = 1{,}25$:

$$t = \frac{8aS_{к\delta}}{v_н(a+1)}\left[1 + \frac{7}{6(a+1)} + \frac{35}{16(a+1)^2}\left(\frac{2}{3} + \frac{1}{a+1} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{1}{8(a+1)(\kappa-1)\sqrt{a(a+1)}} \ln\left|\frac{\sqrt{a+1}+\sqrt{a}}{\sqrt{a+1}-\sqrt{a}}\right|\right)\right] . \qquad (54)$$

Времени действия силы, рассчитанного по формуле (54), вполне достаточно для того, чтобы перемещение инструмента успело достигнуть своего наибольшего значения до исчезновения силы.

Воздействие инструмента на породу

Предположим, что при ударе инструмент, имеющий конический наконечник с углом при вершине 2γ, погружается в горную породу со скоростью w_y. В рассматриваемом случае величина скорости удара поршня по инструменту, при сохранении воздушной подушки заданного объема, определяется по формуле

$$w_y = \frac{1}{1+\frac{m}{M_э}}\sqrt{w_{кб}^{*2} - \frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{m+M_э}{mM_э}\right)p_{кб}^{*}S_{кб}\left[\left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)^{\kappa-1}-1\right]}\,.$$

От удара инструмент с конусным наконечником погружается в породу на глубину

$$\delta = \sqrt{\frac{1-\mu_0}{\pi}\,\frac{ctg\gamma}{G}}\cdot p_y^{\frac{1}{2}}\,,$$

где μ_0 – коэффициент Пуассона, который в рассматриваемом случае можно принять равным 0,5;

p_y – сила удара;

G – модуль сдвига породы.

При этом сила сопротивления породы производит работу деформации:

$$П_п = \frac{\sqrt{\pi}}{6}\sqrt{\frac{(1-\mu_0)\,ctg\gamma}{G}}\cdot p_y^{\frac{3}{2}}\,.$$

По закону сохранения энергии можно написать, что энергия, получаемая в результате сжатия воздушной подушки и удара поршня по инструменту, а также работа, которую производит инструмент под действием давления сжатого воздуха и силы предварительного прижатия инструмента к породе, погружаясь от удара на глубину δ, расходуется на преодоление работы деформации породы.

Таким образом, приближенная формула для расчета силы удара инструмента по породе будет иметь вид

$$\frac{p_{кб}^{*}\mu S_{кб}}{\kappa-1}\left[\left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)^{\kappa-1}-1\right]+\frac{m_1 w_y^2}{2}\cdot\frac{1}{1+\frac{m_2}{m_1}}+\left[\frac{p_{кб}^{*}S_{кб}^{\kappa}}{S_{нб}^{\kappa}}+p_{пр}\right]p_y^{\frac{1}{2}}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{0{,}5}{\pi}\cdot\frac{ctg\gamma}{G}} = \frac{\sqrt{\pi}}{6}p_y^{\frac{3}{2}}\sqrt{\frac{0{,}5\,ctg\gamma}{G}}\,, \qquad (55)$$

где $p_{пр}$ – сила прижатия инструмента к забою.

Решая это кубическое уравнение, получаем величину силы однократного удара P_y инструмента по породе. В действительности погружение инструмента в породу производится несколькими ударами, что сопровождается разрушением породы, причем с каждым ударом сопротивление разрушению породы уменьшается из-за образования и развития трещин, а величина погружения δ увеличивается.

Уравнение (55) можно упростить, отбрасывая третий член, который обычно значительно меньше, чем член правой части уравнения.

Пример расчета импульсного привода (рис. 7)

Дизельное топливо имеет следующий химический состав:

$$C^p = 86\%; \quad H^p = 13\%; \quad O^p = 1\%.$$

Влага W и минеральные примеси, переходящие при горении в золу A^p, составляют балласт топлива $W+A$, где $W^p = 3\%$ и $A^p = 0{,}3\%$.

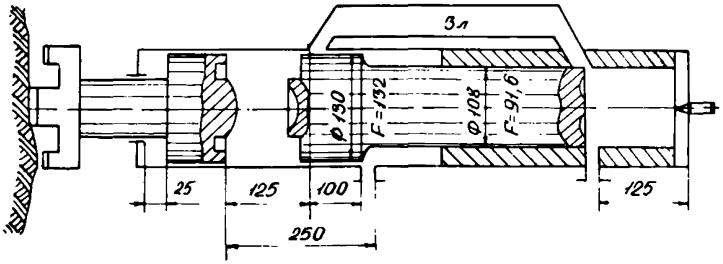

Рис. 7. Расчетная схема импульсного привода

Наименьшая теплота сгорания рабочей массы дизельного топлива

$$Q_н^p = 338C^p + 1025H^p - 108{,}5\,(O^p - S_л^p) - 25W^p = 338\times86 + 1025\times13 - 105{,}5\times1 - 25\times3 = 29100 + 13350 - 108{,}5 - 75 \approx 42266 \text{ кДж/кг}.$$

Теоретическое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_т = \frac{2{,}67\,C^p + 8H^p + S^p - O^p}{100\times0{,}23} = \frac{2{,}67\times86 + 8\times13 - 1}{100\times0{,}23} = 14{,}5 \text{ кг}.$$

Действительное количество воздуха для сгорания 1 кг топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1{,}5$

$$L_д = 1{,}5\times14{,}5 = 21{,}7 \text{ кг}.$$

Расход воздуха за цикл

$$P_д = 0{,}054\times10^{-3}\times 21{,}7 = 1{,}17\times10^{-3} \text{ кг}.$$

Количество горючей смеси

$$(0{,}054 + 1{,}17)\ 10^{-3} = 1{,}224 \times 10^{-3} \text{ кг}.$$

Принимаем для данного состава продуктов сгорания величину теплоемкости при постоянном объеме, равной

$$C_v = 0{,}180 + 0{,}22 \times 10^{-4} \cdot t_к \text{ ккал/кг·град}.$$

Тепло, полезно использованное в двигателе при эффективном КПД 40%,

$$q_e = \eta_e q = 0{,}40 \times 0{,}54 = 0{,}216 \text{ ккал}.$$

Давление воздуха в конце процесса сжатия

$$\frac{p_{кс}}{p_{нс}} = \varepsilon^n, \quad \text{откуда} \quad p_{кс} = \varepsilon^n \cdot p_{нс} = 16^{1{,}36} \times 91{,}6 = 3970 \text{ кгс}.$$

Температура в цилиндре при воспламенении горючей смеси

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_{кс}}{p_{нс}}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{3970}{91{,}6}\right)^{0{,}265} = 43{,}3^{0{,}265} = 2{,}723;$$

$$T_2 = (20^\circ + 273^\circ)\ 2{,}723 = 800^\circ\text{К}, \text{ или } t_2 = 527^\circ\text{С},$$

где $T_1 = 20^\circ$.

Температура в цилиндре после сгорания горючей смеси

$$t_к^\circ = t_н^\circ + \frac{q_e}{m c_v} = 527 + \frac{0{,}216}{1{,}224 \times 10^{-3}\ (0{,}180 + 0{,}22 \times 10^{-4})}.$$

Преобразуя это выражение, получаем

$$t_к^2 + 0{,}806 \times 10^{-4} \cdot t_к - 1230 \times 10^{-4} = 0,$$

отсюда

$$t_к = -0{,}403 \times 10^4 + \sqrt{1620 \times 10^{-4} + 1230 \times 10^{-4}} =$$

$$= -403 \times 10^2 + 53{,}4 \times 10^2 = 1310^\circ\text{С}.$$

Конечное давление в цилиндре при сгорании дизельного топлива

$$p^* = \frac{\kappa - 1}{A} \beta_ц Q_н^p \eta \frac{\varepsilon}{S_{нп}} + p_{кс} = (1{,}25 - 1)\ 427 \times 0{,}054 \times 10^{-3} \times 10^4 \times$$

$$\times 0{,}40 \times 16 + 4000 - 2970 + 4000 = 7000 \text{ кгс, или } 76 \text{ кгс/см}^2.$$

Таблица I

S см	$\frac{\varepsilon}{S_{нг}} s$	$1+\frac{\varepsilon}{S_{нг}} s$	$\lg$ [3] x)	1,36 x [4]	$(1+\frac{\varepsilon}{S_{нг}} s)^n$	$P_{сж}$ [6] кгс	$F_{поршня}$ см^2	[7]:[8] кгс/см^2	1,25 x [4]	$(1+\frac{\varepsilon}{S_{нг}} s)^k$	$P_{рас}$ [II]	[I2] кгс/см^2 : [8]
I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2	I3
0	0	I	I	I	I	4000	9I,6	43,60	0	I	7000	76,4
I	I,I85	2,I85	0,3395	0,46I7	2,896	I38I	9I,6	I5	0,4244	2,657	2634,5	28,8
2	2,370	3,370	0,5276	0,6279	4,245	942	9I,6	I0,30	0,6595	4,565	I533,4	I6,7
3	3,555	4,555	0,6585	0,8955	7,86I	509	9I,6	5,55	0,823I	6,655	I05I,8	II,5
4	4,740	5,740	0,7589	I,032I	I0,76	372	9I,6	4	0,9486	8,884	768,0	8,6
5	5,925	6,925	0,8404	I,I429	I3,90	288	9I,6	3,I4	I,0505	II,23	623,3	6,8
6	7,II0	8,II0	0,9090	I,2362	I7,23	232	9I,6	2,53	I,I362	I3,69	5II,3	5,6
7	8,295	9,295	0,9682	I,3I67	20,73	I93	9I,6	2,I0	I,2I02	I6,23	43I,3	4,7
8	9,480	I0,480	I,0204	I,3877	24,42	I64	9I,6	I,79	I,2755	I8,86	37I,0	4,0
9	I0,665	II,665	I,0667	I,4507	28,23	I42	9I,6	I,55	I,3334	2I,55	325,0	3,5
I0	II,850	I2,850	I,I089	I,508I	32,22	I24	9I,6	I,35	I,386I	24,33	287,7	3,I
II	I3,035	I4,035	I,I470	I,5599	36,29	II0	9I,6	I,20	I,4337	27,I4	258,0	2,8
I2,5	I4,8I2	I5,8I2	I,I990	I,6306	42,72	93,6	9I,6	I,02	I,4987	3I,53	222,0	2,4

x) В квадратных скобках указаны порядковые номера столбцов таблицы.

Для вычисления значений давлений при построении индикаторной диаграммы пользуемся формулами

$$P_{сж} = \frac{P_{к.сж}}{\left(1+\frac{\varepsilon}{S_{н1}}S\right)^{n}} \; ; \; P_{рас} = \frac{\frac{\kappa-1}{A}\,\vartheta_{ц} Q_{н}^{р} \eta \frac{\varepsilon}{S_{н1}} + P_{к.сж}}{\left(1+\frac{\varepsilon}{S_{н1}}S\right)^{\kappa}}.$$

Результаты вычислений приведены в табл. I. По расчетным данным построена индикаторная диаграмма (рис. 8). Ее площадь $L_i = 57{,}55$ кгс·см и среднее индикаторное давление $P_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{57{,}55}{11{,}45} \approx 5$ кгс·см.

Определяем значения скоростей при пусковом (холостом) и рабочем режимах работы импульсного привода по следующим формулам:

пусковой режим (холостой ход)

$$\vartheta_{\delta} = \sqrt{\frac{2}{n-1}\,\frac{m+M_э}{mM_э}\sqrt{\frac{\kappa_2}{S_{н\delta}^{n-1}}\left[1-\frac{1}{\left(1+\frac{S}{S_{н\delta}}\right)^{n-1}}\right]}};$$

$$\vartheta_{к\delta} = \sqrt{\frac{2}{n-1}\,\frac{m+M_э}{mM_э}\sqrt{\frac{\kappa_2}{S_{н\delta}^{n-1}}\left[1-\frac{1}{\left(1+\frac{S_{к\delta}-S_{н\delta}}{S_{н\delta}}\right)^{n-1}}\right]}};$$

$$\vartheta_{р} = \sqrt{\vartheta_{к\delta}^{2} - \frac{2}{n-1}\left(\frac{m+M_э}{mM_э}\right)\frac{\kappa_1}{S_{н1}^{n-1}}\left[\frac{1}{\left(1-\frac{S}{S_{н1}}\right)^{n-1}} - 1\right]};$$

рабочий режим

$$\overset{*}{\vartheta}_{р} = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1}\,\frac{m+M_э}{mM_э}\sqrt{\frac{\overset{*}{P}S_{н1}}{\varepsilon}\left[1-\left(\frac{1}{1+\frac{\varepsilon}{S_{н1}}S}\right)^{\kappa-1}\right]}};$$

$$\overset{*}{\vartheta}_{к\delta} = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1}\,\frac{m+M_э}{mM_э}\sqrt{\overset{*}{P}S_{н1}\left(\frac{\varepsilon^{\kappa-1}-1}{\varepsilon^{\kappa}}\right)+\overset{*}{P}_{н\delta}\overset{*}{S}_{н\delta}\left[1-\left(\frac{1}{1-\frac{S_{н1}}{\overset{*}{S}_{н\delta}}\,\frac{(\varepsilon-1)}{\varepsilon}}\right)^{\kappa-1}\right]}}.$$

Результаты вычислений приведены в табл. 2–5. По этим значениям построены графики скоростей в зависимости от перемещения поршня S и времени t (рис.9).

Данные табл. 2–5 показывают, что время, затраченное на один цикл движения поршня, составляет

$$t = (33{,}38 + 30{,}57 + t_{з.в}) \cdot 10^{-3},$$

где $t_{з.в}$ – время задержки воспламенения дизельного топлива, равное (2–6) 10^{-3} с.

Таким образом, получаем $t = (66 \div 70) \cdot 10^{-3}$ с и число ударов $n_{уд} = (15{,}2 – 14{,}3)$. На рис. 10 построен график зависимости перемещения поршня от времени t.

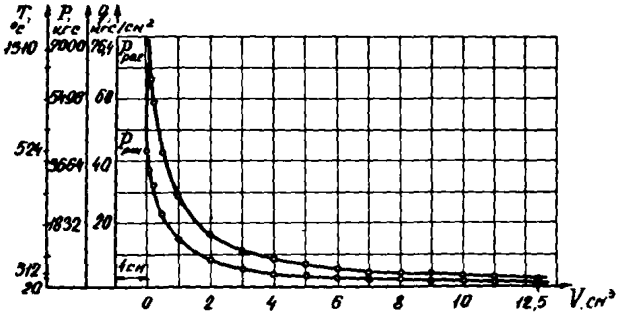

Рис. 8. Индикаторная диаграмма

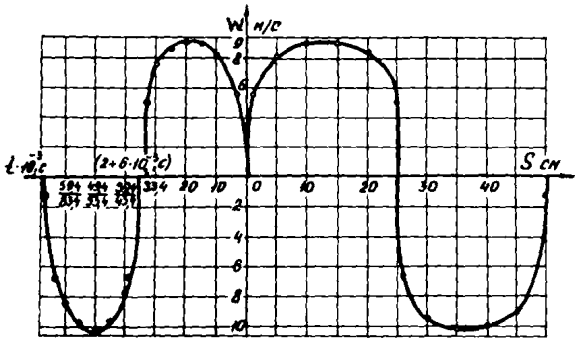

Рис. 9. График зависимости скорости движения поршня от времени и от перемещения поршня

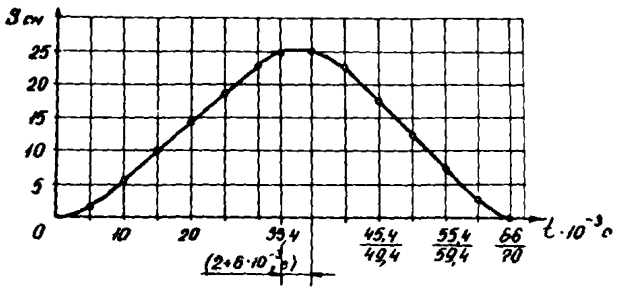

Рис. 10. График зависимости величины перемещения поршня S от времени t

Таблица 2

S см	$S_{кб}+$ см [1]	$\lg$ [2]	0,36 [3]	$(S_{кб}+S)^{0,36}$	$\frac{1}{[5]}$	1− [6]	$\kappa_2^{*)}$ [7]	$\sqrt{\ }$ [8]	$\omega = [9] \times \sqrt{\frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{m+M_з}{mM_з}\right)}$ x)	$\omega_{ср}$ см/с	t 10^{-3} с	Σt 10^{-3} с
I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2	I3
0	I	0	0	0	0	I	0	0	0			
I	2	0,30I0	0,I083	I,283	0,779	0,22I	I004	3I,68	548	274,0	3,650	3,650
2	3	0,477I	0,I7I7	I,485	0,673	0,327	I486	38,54	667	607,5	I,646	5,296
3	4	0,602I	0,2I67	I,647	0,607	0,393	I787	42,27	732	699,5	I,430	6,726
4	5	0,6990	0,25I6	I,784	0,560	0,440	2000	44,72	774	753,0	I,328	8,054
5	6	0,7782	0,280I	I,905	0,525	0,475	2I60	46,47	804	789,0	I,267	9,32I
6	7	0,845I	0,3042	2,0I5	0,496	0,504	229I	47,86	829	8I6,5	I,225	I0,546
7	8	0,903I	0,325I	2,II3	0,473	0,527	2396	48,94	848	838,5	I,I93	II,739
8	9	0,9542	0,3435	2,206	0,453	0,547	2487	49,87	863	855,5	I,I69	I2,908
9	I0	I	0,3600	2,29I	0,436	0,564	2564	50,63	877	870,0	I,I49	I4,057
I0	II	I,04I4	0,3749	2,37I	0,422	0,578	2628	5I,26	888	882,5	I,I33	I5,I90
II	I2	I,0792	0,3885	2,446	0,408	0,59I	2687	5I,84	898	893,0	I,II2	I6,302
I2,5	I3,5	I,I303	0,4069	2,552	0,392	0,608	2764	52,58	9I0	899,5	I,668	I7,970

x) Для расчета приняты следующие значения: κ_2 = 4547 кг; $\sqrt{\frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{m+M_з}{mM_з}\right)}$ = I7,32.

Таблица 3

s	$S_{н1}$-[I]	lg[2]	0,36 [3]	$(S_{н1}-s)^{0,36}$	$\frac{I}{[5]}$	$S_{н1}^{1-n}$ x) x [6]	κ_1 x) [7]	$\frac{2}{n-1}\left(\frac{m+M_3}{mM_3}\right)$ x) x [8]	ω^2 x) - [I2]	$\sqrt{[II]}$ см/с	$\omega_{гр}$ см/с	$t\,10^{-3}$ с	$\Sigma t\,10^{-3}$ с
I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2	I3	I4
0	I3,5	I,I303	0,4069	2,552	0,392	0	0	0	0	9I0	907	I,I03	I9,073
I	I2,5	I,0969	0,3949	2,482	0,403	-0,0II	-34,70	-I04II	8I7689	904	90I	I,III	20,I84
2	II,5	I,0607	0,38I8	2,408	0,4I5	-0,023	-72,56	-2I769	806331	898	894	I,II9	2I,303
3	I0,5	I,02I2	0,3676	2,33I	0,429	-0,037	-II6,73	-35020	793080	890	886	I,I28	22,43I
4	9,5	0,9777	0,35I7	2,248	0,445	-0,053	-I67,2I	-50I64	777936	882	877	I,I40	23,57I
5	8,5	0,9294	0,3345	2,I60	0,463	-0,07I	-224	-6720I	760899	872	866	I,I55	24,726
6	7,5	0,875I	0,3I50	2,065	0,484	-0,092	-290,26	-87078	74I022	860	853,5	I,I72	25,898
7	6,5	0,8I29	0,2926	I,962	0,509	-0,II7	-369,I4	-II0740	7I7360	847	838	I,I93	27,09I
8	5,5	0,7404	0,2665	I,847	0,54I	-0,I49	-740	-I4I028	687072	829	8I7	I,224	28,3I5
9	4,5	0,6532	0,2352	I,7I9	0,582	-0,I90	-599,45	-I79835	648265	805	788,5	I,268	29,583
I0	3,5	0,544I	0,I959	I,570	0,637	-0,245	-723	-23I892	596208	772	746	I,340	30,923
II	2,5	0,3979	0,I432	I,39I	0,7I9	-0,327	-I03I,70	-309505	5I8595	720	6II	2,455	33,378
I2,5	I	I	I	I	I	-0,608	-I9I8,20	-575472	252628	502			

x) Для расчета приняты следующие значения:

$S_{н1}^{1-n} = 0,392$; $\kappa_1 = 3I55$ кг; $\frac{2}{n-I}\left(\frac{m+M_3}{mM_3}\right) = 300$; $\omega^2 = 9I0^2 = 828I00$ см^2/с^2.

Таблица 4

s см	$\frac{\varepsilon}{S_{нг}} s$	$1+\frac{\varepsilon}{S_{нг}} s$	$\lg$ [3]	0,25[4]	$\left(1+\frac{\varepsilon}{S_{нг}} s\right)^{\kappa-1}$	$\frac{1}{[6]}$	1 - [7]	[8] $\frac{\rho^{*} S_{нг}}{\varepsilon}$ x)	$\frac{s}{S^{*}_{нб}}$	$1-\frac{s}{S^{*}_{нб}}$	$\lg$ [11]	$\bar{1}$ - [12]	0,25[13]
I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2	I3	I4
0	0	I	I	I	I	I	0	0	0	I	I	$\bar{1}$	0
I	I,I85	2,I85	0,3395	0,0848	I,2I5	0,8230	0,I770	I045	0,02	0,98	$\bar{1}$,99I2	-0,0088	-0,0022
2	2,370	3,370	0,5276	0,I3I9	I,355	0,7380	0,2620	I547	0,04	0,96	$\bar{1}$,9823	-0,0I77	-0,0044
3	3,555	4,555	0,6585	0,I646	I,46I	0,6844	0,3I56	I864	0,06	0,94	$\bar{1}$,973I	-0,0269	-0,0067
4	4,740	5,740	0,7589	0,I897	I,547	0,6464	0,3536	2088	0,08	0,92	$\bar{1}$,9638	-0,0362	-0,0090
5	5,925	6,925	0,8404	0,2I0I	I,585	0,6309	0,369I	2I80	0,I0	0,90	$\bar{1}$,9542	-0,0458	-0,0II4
6	7,II0	8,II0	0,9090	0,2272	I,688	0,5924	0,4076	2407	0,I2	0,88	$\bar{1}$,9445	-0,0555	-0,0I39
7	8,295	9,295	0,9682	0,2420	I,746	0,5727	0,4273	2524	0,I4	0,86	$\bar{1}$,9345	-0,0655	-0,0I64
8	9,480	I0,480	I,0204	0,255I	I,799	0,5558	0,4442	2623	0,I6	0,84	$\bar{1}$,9243	-0,0757	-0,0I89
9	I0,665	II,665	I,0667	0,2666	I,848	0,54II	0,4589	27I0	0,I8	0,82	$\bar{1}$,9I38	-0,0862	-0,02I5
I0	II,850	I2,850	I,I089	0,2772	I,893	0,5282	0,47I8	2786	0,20	0,80	$\bar{1}$,903I	-0,0969	-0,0242
II	I3,035	I4,035	I,I470	0,2867	I,935	0,5I68	0,4832	2854	0,22	0,78	$\bar{1}$,892I	-0,I079	-0,0270
I2,5	I4,8I2	I5,8I2	I,I990	0,2997	I,994	0,50I5	0,4985	2944	0,25	0,75	$\bar{1}$,875I	-0,I249	-0,03I2

x) Для расчета принято $\frac{\rho S_{нг}}{\varepsilon}$ = 5906 кгс.

Таблица 5

I– [I4] табл. 4	$\left(1-\frac{S}{\dot{S}_{нб}}\right)^{\kappa-1}$	$\frac{I}{[2]}$	I– [8] табл. 4	[4] × x) $\times \dot{P}_{нб} S_{нб}$	[9] табл.4 – [5]	$\sqrt{[6]}$	$\omega = [6] \times$ x) $\times\sqrt{\frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{m+M_3}{mM_3}\right)}$, см/с	$\omega_{ср}$ см/с	$t\ 10^{-3}$с	$\Sigma t\ 10^{-3}$с
I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II
I	I	0	I	0	0	0	0	330,0	3,030	3,030
0,9978	0,9949	I,005I	-0,005I	-33,6	I0II,4	3I,80	660	729,5	I,37I	4,40I
0,9956	0,9900	I,0I0I	-0,0I0I	-66,6	I480,4	38,47	799	835,5	I,I97	5,598
0,9933	0,9847	I,0I55	-0,I550	-I02,4	I76I,4	4I,97	872	894,5	I,II8	6,7I6
0,99I0	0,9795	I,0209	-0,0209	-I37,9	I950,I	44,I6	9I7	923,5	I,083	7,799
0,9886	0,9740	I,0267	-0,0267	-I76,2	2003,8	44,76	947	95I,5	I,05I	8,850
0,986I	0,9685	I,0325	-0,0325	-2I4,5	2I92,5	46,82	973	982,5	I,0I8	9,868
0,9836	0,9629	I,0385	-0,0385	-254,I	2278,9	47,74	992	997,0	I,003	I0,87I
0,98II	0,9574	I,0445	-0,0445	-293,7	2329,3	48,26	I002	I007,5	0,993	II,864
0,9785	0,95I7	I,0507	-0,0507	-334,6	2375,4	48,74	I0I3	I0I6,5	0,984	I2,848
0,9758	0,9458	I,0573	-0,0573	-378,2	2407,8	49,07	I020	I022,0	0,978	I3,826
0,9730	0,9397	I,0642	-0,0642	-423,7	2430,3	49,30	I024	I027,0	0,974	I4,800
0,9688	0,9307	I,0744	-0,0744	-49I,0	2453,0	49,53	I030			

x) Для расчета приняты следующие значения:

$\dot{P}_{нб} S_{нб}$ = 6600 кгс; $\sqrt{\frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{m \cdot M_3}{m M_3}\right)}$ = 20,78.

Силу удара определяем по формуле

$$\frac{P_{к\delta} M S_{к\delta}}{\kappa-1}\left[\left(\frac{S_{к\delta}}{S_{н\delta}}\right)^{\kappa-1}-1\right]+\frac{m_1 w_y^2}{2}\cdot\frac{1}{1+\frac{m_2}{m_1}}+\left[\frac{P^{*}_{к\delta} S^{*}_{к\delta}}{S^{\kappa}_{н\delta}}+P_{пр}\right]\rho_y^{\frac{1}{2}}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{0{,}5}{\pi}\frac{ctg\gamma}{G}}=\frac{\sqrt{\pi}}{6}\rho_y^{\frac{3}{2}}\sqrt{\frac{0{,}5\,ctg\gamma}{G}}.$$

Подставляя в эту формулу числовые значения, получаем

$$2340\,\frac{432}{2}\,(13{,}5^{0{,}25}-1)+\frac{0{,}02\cdot 124^2}{2}\,\frac{1}{2}+$$

$$+(2340\times 13{,}5^{1{,}25}+5000)\,\frac{0{,}5}{3{,}14}\,\frac{1{,}732}{83\cdot 10^8}\,\rho_y^{\frac{1}{2}}\,\frac{3{,}14}{6}\,\frac{0{,}5\cdot 1{,}73^2}{83\cdot 10^8}\,\rho_y^{\frac{3}{2}},$$

откуда имеем

$$\rho_y^{\frac{3}{2}}-125\,\rho_y^{\frac{1}{2}}-48{,}8\times 10^4=0.$$

Решая это уравнение, находим силу удара

$$P_y = 6200 \text{ кгс}.$$

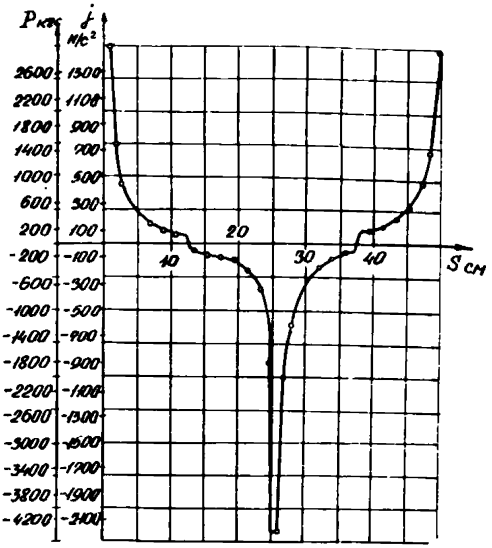

Рис. II. График изменения величины ускорения и силы инерции поршня в зависимости от его перемещения

Величины ускорений вычислены на основе данных табл. 2–6. и приведены в табл. 7, 8. По полученным расчетным данным построен график изменения ускорения поршня в зависимости от его перемещения в цилиндре (рис.II). На графике по оси ординат отложены

Таблица 6

s см	$\frac{s}{S_{кб}}$	I- [2]	lg [3]	$\bar{I}$-[4]	0,25[5]	I- [6]	$\left(1-\frac{s}{S_{кб}}\right)^{k-1}$	$\frac{I}{[8]}$	I- [9]	[I0] × $\overset{x}{\rho}_{кб} S_{кб}$ x)	[II] × $\left(\frac{2}{k-1}\right)\left(\frac{m+M_3}{mM_3}\right)$ x)	[I2]+$\overset{x}{\omega}{}^2$ x)	$\omega=\sqrt{[I3]}$ см/с	$\omega_{ср}$ см/с	$t\,10^{-8}$ с	$\Sigma t\,10^{-8}$ с
I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2	I3	I4	I5	I6	I7
0	0	I	0	I	-0,25	I,25	I	I	0	2640	0	I060900	I030	I024,5	0,976	I5,776
I	0,0740	0,9260	$\bar{I}$,9666	-0,0334	-0,0084	0,99I6	0,9809	I,0I95	-0,0I95	-5I,48	-22239	I03866I	I0I9	I0I3	0,987	I6,763
2	0,I48I	0,85I9	$\bar{I}$,9304	-0,0696	-0,0I74	0,9826	0,9607	I,0409	-0,0409	-I08	-46645	I0I4255	I007	I000	I,000	I7,763
3	0,2222	0,7778	$\bar{I}$,8908	-0,I092	-0,0273	0,9727	0,939I	I,0648	-0,0648	-I7I	-73903	986997	993	985,5	I,0I5	I8,778
4	0,2963	0,7037	$\bar{I}$,8474	-0,I526	-0,0382	0,96I8	0,9I58	I,09I9	-0,09I9	-242,60	-I048I0	956090	978	967	I,034	I9,8I2
5	0,3704	0,6296	$\bar{I}$,799I	-0,2009	-0,0523	0,9477	0,8865	I,I280	-0,I280	-337,90	-I4598I	9I49I9	956	947	I,056	20,868
6	0,4444	0,5556	$\bar{I}$,7448	-0,2552	-0,0638	0,9362	0,8634	I,I582	-0,I582	-4I7,65	-I80424	880476	938	925	I,08I	2I,949
7	0,5I8I	0,48I9	$\bar{I}$,6829	-0,3I7I	-0,0793	0,9207	0,8332	I,2002	-0,2002	-528,50	-228324	832576	9I2	896	I,II6	23,065
8	0,5926	0,4074	$\bar{I}$,6I00	-0,3900	-0,0975	0,9025	0,7989	I,25I7	-0,25I7	-664,50	-287059	77384I	880	858,5	I,I65	24,230
9	0,6666	0,3334	$\bar{I}$,5229	-0,477I	-0,II93	0,8807	0,7598	I,3I6I	-0,3I6I	-834,50	-360506	700394	837	807	I,239	25,469
I0	0,7407	0,2593	$\bar{I}$,4I38	-0,5862	-0,I466	0,8534	0,7I36	I,40I3	-0,40I3	-I059,40	-457675	603225	777	728,5	I,373	26,842
II	0,8I48	0,I852	$\bar{I}$,2677	-0,7323	-0,I83I	0,8I69	0,6560	I,5244	-0,5244	-I384,40	-598068	462832	680	402	3,73I	30,573
I2,5	0,9259	0,074I	$\bar{2}$,8698	$\bar{I}$,I302	-0,2826	0,7I74	0,52I7	I,9I68	-0,9I68	-2420	-I045592	I5308	I24			

x) Для расчета приняты следующие значения:

$\overset{x}{\rho}_{кб} S_{кб} = 2640$; $\frac{2}{k-I}\,\frac{m+M_3}{mM_3} = 432$; $\overset{x}{\omega}{}^2 = I060900$ см^2/с^2.

Таблица 7

S см	$S_n - S_{n-1}$ м	ω м/с	ω^2 м/с	$\omega_n^2 - \omega_{n-1}^2$ м/с	$j = [5] \times 2\,[2]$ м/с	Сила P, $[6]\,m$, кгс
I	2	3	4	5	6	7
0	0	0	0	0	0	2
I	0,0I	5,48	30,03	30,03	I50I	3002
2	0,0I	6,67	44,49	I4,46	723	I446
3	0,0I	7,32	53,58	9,09	454,5	909
4	0,0I	7,74	59,9I	6,33	3I6	632
5	0,0I	8,04	64,64	4,73	236,5	473
6	0,0I	8,29	68,72	4,08	204	408
7	0,0I	8,48	7I,9I	3,I9	I59,5	3I9
8	0,0I	8,63	74,48	2,57	I28,5	257
9	0,0I	8,77	46,9I	2,43	I2I,5	243
I0	0,0I	8,88	78,85	I,94	97	I94
II	0,0I	8,98	80,64	I,79	89,5	I79
I2,5	0,0I5	9,095	82,72	2,08	70,0	I40
0	0	0	0	0	0	2
I	0,0I	9,04	8I,72	I,0	50	I00
2	0,0I	8,98	80,64	I,08	54	I08
3	0,0I	8,90	79,2I	I,43	7I,5	I43
4	0,0I	8,8I	77,62	I,59	79,5	I59
5	0,0I	8,7I	75,86	I,76	88	I76
6	0,0I	8,60	73,96	I,90	95	I90
7	0,0I	8,47	7I,73	2,23	III,5	223
8	0,0I	8,29	68,72	3,0I	I50,5	30I
9	0,0I	8,05	64,80	3,92	I96	392
I0	0,0I	7,72	59,60	5,20	260	520
II	0,0I	7,20	5I,84	7,76	388	776
I2,5	0,0I5	5,02	25,20	26,64	888	I776

Таблица 8

S см	$S_n - S_{n-1}$ м	ω м/с	ω^2 м/с	$\omega_n^2 - \omega_{n-1}^2$ м/с	$j = [5] \times 2\ [2]$ м/с	Сила P, $[6]\,m$, кгс
I	2	3	4	5	6	7
0	0,0I	0	0	0	0	2
I	0,0I	6,60	43,56	43,56	2I78	4356
2	0,0I	7,99	63,84	20,28	I0I4	2028
3	0,0I	8,72	76,04	I2,20	6I0	I220
4	0,0I	9,I7	84,09	8,05	402,5	805
5	0,0I	9,47	89,68	5,59	279	559
6	0,0I	9,73	94,67	4,99	249,5	499
7	0,0I	9,9I	98,2I	3,54	I77	354
8	0,0I	I0,02	I00,40	2,I9	I09,5	2I9
9	0,0I	I0,I2	I02,4I	2,0I	I00,5	20I
I0	0,0I	I0,20	I04,04	I,63	8I,5	I63
II	0,0I	I0,24	I04,86	0,82	4I	82
I2,5	0,0I5	I0,295	I05,99	I,I3	37,6	75
0	0,0I	0	0	0	0	0
I	0,0I	I0,I9	I03,84	2,I5	I07,5	2I5
2	0,0I	I0,07	I0I,4I	2,43	I2I,5	243
3	0,0I	9,93	98,6I	2,80	I40	280
4	0,0I	9,78	95,64	2,97	I48,5	297
5	0,0I	9,59	9I,96	3,68	I84	368
6	0,0I	9,38	87,98	3,98	I99	398
7	0,0I	9,I2	83,35	4,43	23I,5	463
8	0,0I	8,8	77,44	5,9I	295,5	59I
9	0,0I	8,37	70,05	7,39	369,5	739
I0	0,0I	7,77	60,37	9,68	489	978
II	0,0I	6,80	46,24	I4,I3	706,5	I4I3
I2,5	0,0I5	I,24	I,537	44,70	I590	2980

величины ускорений j и значения сил инерции движущегося поршня. На рисунке видно, что в местах перекрытия отверстий в ресивере и выхлопных окон перемещающимся поршнем происходит резкое изменение кривой ускорения из-за наличия сопротивления движению поршня, возникающего в результате сжатия рабочего тела.

Приближенное определение числа ударов бойка (поршня) по средней квадратической скорости

I. Холостой ход (пусковой режим). Находим значения средней квадратической скорости по формулам:

$$\int_0^{S_{кб}-S_{нб}} \omega_б^2\, ds = \frac{2}{n-1}\left(\frac{m+M_э}{mM_э}\right) F_б \left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)^n S_{нб}^2 \left\{\left[\left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right) - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{1}{2-n}\left[\left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)^{2-n} - 1\right]\right]\right\} = 300 \times 132 \times 13{,}5^{1{,}36}\ (13{,}5-1) - \frac{1}{2-1{,}36} \times$$

$$\times (13{,}5-1) = 136 \times 10^4 \left[12{,}5 - \frac{1}{0{,}64}\ (5{,}297 - 1)\right] = 136 \times 10^4\ (12{,}5 -$$

$$- 6{,}7) = 790 \times 10^4\ см^3/с^2;$$

$$\omega_{кб}^2 = \frac{2}{n-1}\left(\frac{m+M_э}{mM_э}\right) F_б \left(\frac{S_{кб}}{S_{нб}}\right)^n S_{нб}\left[1 - \left(\frac{S_{нб}}{S_{кб}}\right)^{n-1}\right] =$$

$$= 300 \times 132 \times 13{,}5^{1{,}36}\left[1 - \left(\frac{1}{13{,}5}\right)^{0{,}36}\right] = 300 \times 132 -$$

$$- 34{,}42\ [1 - 0{,}392] = 83 \times 10^4\ см^2/с^2;$$

$$\int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}S_{н1}} \omega_p^2\, ds = \omega_{кб}^2 \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} S_{н1} - \frac{2}{n-1}\left(\frac{m+M_э}{mM_э}\right) \times$$

$$\times F_ц S_{н1}^2 \left\{\frac{1}{2-n}\left[1 - \left(1 - \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}\right)^{2-n}\right] - \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}\right\} = 83 \times 10^4\ \frac{15}{16}\ 13{,}5 -$$

$$- 300 \times 91{,}6 \times 13{,}5^2 \left\{\frac{1}{2-1{,}36}\left[1 - \left(1 - \frac{15}{16}\right)^{0{,}64}\right] - \frac{15}{16}\right\} =$$

$$= (1054 - 180)\ 10^4 = 874 \times 10^4\ см^3/с^2;$$

$$w_{cp}^2 = \frac{1}{\ell_n}\left[\int_0^{S_{k\delta}-S_{H\delta}} w_\delta^2\,ds + \int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}} w_p^2\,ds\right] = \frac{1}{25}\left[790 + 874\right]\times 10^4 =$$

$$= \frac{1664\times 10^4}{25} = 66{,}5\times 10^4 \text{ см}^2/\text{с}^2.$$

Отсюда $w_{cp} = 0{,}9\ 10^2\sqrt{66{,}5} = 735$ см/с.

2. Рабочий ход. Находим значения средней квадратической скорости:

$$\int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}S_{H1}} \overset{*}{w}_p^2\,ds = \frac{2}{\kappa-1}\,\frac{m+M_э}{mM_э}\left\{S_{H1}\,\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}\left[\frac{\overset{*}{p}S_{H1}}{\varepsilon} + \overset{*}{p}_{H\delta}\overset{*}{S}_{H\delta}\right] - \right.$$

$$\left. -\left[\frac{\overset{*}{p}S_{H1}^2}{\varepsilon^2(2-\kappa)}\left(\varepsilon^{2-\kappa}-1\right) + \frac{\overset{*}{p}_{H\delta}\overset{*}{S}_{H\delta}^2}{2-\kappa}\left[1-\left(1-\frac{S_{H1}}{\overset{*}{S}_{H\delta}}\,\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}\right)^{2-\kappa}\right]\right]\right\} =$$

$$= 430\times 13{,}5\,\frac{15}{16}\left[\frac{7000\times 13{,}5}{16} + 132\times 50\right] - \left[\frac{7000\times 13{,}5^2}{16^2\times 0{,}75} - \right.$$

$$\left. - (16^{0{,}75}-1)\right] + \frac{132{,}50^2}{0{,}75}\left[1 - \left(1 - \frac{13{,}5}{50}\cdot\frac{15}{16}\right)^{0{,}75}\right] =$$

$$= 430 \times 2{,}62\times 10^4 = 1130\times 10^4 \text{ см}^3/\text{с}^2;$$

$$\overset{*}{w}_{k\delta}^2 = \frac{2}{\kappa-1}\,\frac{m+M_э}{mM_э}\left\{\overset{*}{p}S_{H}\left(\frac{\varepsilon^{\kappa-1}-1}{\varepsilon^\kappa}\right) + \overset{*}{p}_{H\delta}\overset{*}{S}_{H\delta}\times\right.$$

$$\left.\times\left[1-\left(\frac{1}{1-\frac{S_{H1}}{\overset{*}{S}_{H\delta}}\,\frac{(\varepsilon-1)}{\varepsilon}}\right)^{\kappa-1}\right]\right\} = 430\left\{7000\times 13{,}5\ \left(\frac{16^{0{,}25}-1}{16^{1{,}25}}\right) + \right.$$

$$\left. +132\times 50\left[1 - \left(\frac{1}{1-\frac{13{,}5}{50}\cdot\frac{15}{16}}\right)^{0{,}75}\right]\right\} = 430\times 2462 = 106{,}0\times 10^4 \text{ см}^2/\text{с}^2;$$

$$\int_0^{S_{k\delta}-S_{H\delta}} \overset{*}{w}_\delta^2\,ds = \frac{2}{\kappa-1}\left(\frac{m+M_э}{mM_э}\right)\overset{*}{p}_{k\delta}\overset{*}{S}_{H\delta}\left\{\left(S_{k\delta}-S_{H\delta}\right) + \frac{S_{k\delta}}{2-\kappa}\times\right.$$

$$\left.\times\left[\left(\frac{S_{H\delta}}{S_{k\delta}}\right)^{2-\kappa}-1\right]\right\} + \overset{*}{w}_{k\delta}^2\left(S_{k\delta}-S_{H\delta}\right) =$$

$$= 430\times 2360\left\{(13{,}5-1{,}0) + \frac{12{,}5}{0{,}75}\left[\left(\frac{1}{13{,}5}\right)^{0{,}75} - 1\right]\right\} +$$

$$+ 106\times 10^4\ (13{,}5-1{,}0) = (-2185+1325)\ 10^4 = 860\times 10^{-4} \text{ см}^3/\text{см}^2;$$

$$\overset{*}{w}{}^2_{cp} = \frac{1}{\ell_n}\left[\int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}S_{H1}} \overset{*}{w}{}^2_p\, ds + \int_0^{S_{K\delta}-S_{H\delta}} \overset{*}{w}{}^2_\delta\, ds\right] =$$

$$= \frac{1}{25}\,(1130 + 860)\times 10^4 = 79{,}6\times 10^4 \text{ см}^2/\text{с}^2.$$

Отсюда $\overset{*}{w}_{cp} = 0{,}9\sqrt{79{,}6\times 10^4} = 800$ см/с.

Определяем время всего цикла работы двигателя:

$$t = \ell_n\left(\frac{1}{w_{cp}} + \frac{1}{\overset{*}{w}_{cp}}\right) = 25\left(\frac{1}{735} + \frac{1}{800}\right) = 65\times 10^{-3} \text{ с}.$$

Учитывая задержку воспламенения дизельного топлива, определяем:

$$t_1 = 65\times 10^{-3} + 6\times 10^{-3} = 71\times 10^{-3} \text{ с};$$

$$t_2 = 65\times 10^{-3} + 2\times 10^{-3} = 67\times 10^{-3} \text{ с}.$$

Полученные значения t_1 и t_2 мало отличаются от соответствующих величин, найденных выше численным интегрированием.

ВНЕШНЯЯ ДИНАМИКА

В настоящее время процесс разрушения пород горными машинами описывается линейными дифференциальными уравнениями как движение одномассовой, двухмассовой и т.д. систем. При этом нагрузка, действующая на резец инструмента, считается случайной функцией времени. В действительности разрушаемый массив породы представляет собой единую динамическую систему машина-порода, что приводит к необходимости решения нелинейной системы уравнений движения.

Колебательный процесс, точнее, образование волны, может быть описан серией уравнений движения, принадлежащих различным участкам волны. Участки волны отличаются друг от друга стадиями упругого состояния системы. В начале движения исполнительного органа за счет накопления потенциальной энергии деформации системы образуется импульс вынуждающей силы, возникающий в результате скола. Затем после начального скола возникает мгновенная разгрузка, или режим удара, что сопровождается рядом сколов, уменьшающих величину накопленной потенциальной энергии в период формирования импульса силы. Далее следует холостой ход и, наконец, последняя стадия движения исполнительного органа, что завершает процесс формирования волны.

Режим нагружения и образование начального скола

Предположим, что принципиальная схема машины состоит из масс m_1 и m_2 с упругой связью (рис.12). Для того чтобы вызвать движение системы, т.е. переместить исполнительный орган машины массы m_1, необходимо внешнее воздействие. Таким внешним воздействием является тяговое усилие F, приложенное к массе m_2. Положение системы может быть определено в любой момент времени координатами x и y, отсчитываемыми от положения равновесия.

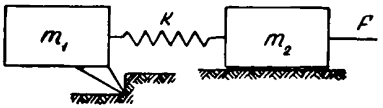

Рис. 12. Схема породоразрушающей машины, состоящей из двух масс

Если учитывать силы трения между цепью и породой, то при действии тягового усилия F цепь деформируется на величину

$$x-y=\frac{1}{EF}\int_0^{\ell}(F-qfz)\,dz=\left(F-\frac{qf\ell^{*}}{2}\frac{\ell^{*}}{\ell}\right)\frac{\ell}{EF}\ .$$

Принимая во внимание, что давление на забой равно $P=F-qf\ell^{*}$, имеем

$$\kappa\left[(x-y)-\frac{qf\ell^{*}}{\kappa}\left(1-\frac{\ell^{*}}{2\ell}\right)\right]=P=c^{\frac{1}{n}}y^{\frac{1}{n}}\ ,$$

где P – усилие, действующее на забой;

q – масса единицы длины цепи;

f – коэффициент трения цепи по породе;

κ – коэффициент упругости цепи, $\kappa=\frac{EF}{\ell}$;

y – величина внедрения инструмента в породу;

ℓ^{*} – длина цепи, соприкасающейся при провисании с породой;

n – показатель степени, характеризующий форму наконечника инструмента;

c – коэффициент жесткости породы.

При составлении уравнения движения применим обратный метод, т.е. вместо составления выражения для потенциальной энергии системы и последующего дифференцирования его найдем обобщенные силы. Для этого мысленно к массам m_1 и m_2 соответственно приложим обобщенные силы Q_1 и Q_2. Тогда на породу будут действовать две обобщенные силы Q_1+Q_2, вызывающие перемещение исполнительного

органа массы m_1 на величину внедрения инструмента y. Исходя из этого можно написать

$$\frac{(Q_1+Q_2-Q_{тр})^n}{c}=y, \qquad (55)$$

где $Q_{тр}$ – сила трения, равная $qf\ell^*\left(1-\frac{\ell^*}{2\ell}\right)$.

На массу привода m_2 действует обобщенная сила Q_2, которая вызывает удлинение пружины κ и перемещает массу m_2 на величину $\frac{Q_2}{\kappa}$. Кроме того, масса привода перемещается на величину y внедрения наконечника инструмента в породу. Следовательно, суммарное перемещение массы m_2 будет равно

$$\frac{Q_2}{\kappa}+y=x. \qquad (56)$$

Решая уравнения (55) и (56), найдем обобщенные силы:

$$Q_1=c^{\frac{1}{n}}y^{\frac{1}{n}}-\kappa\left[(x-y)-\frac{qf\ell^*}{\kappa}\left(1-\frac{\ell^*}{2\ell}\right)\right];$$

$$Q_2=\kappa(x-y).$$

Величины обобщенных сил, рассчитанные по полученным выражениям, представляют собой производные от потенциальной энергии системы по обобщенным координатам. Поэтому на основании уравнения Лагранжа можно написать следующее уравнение движения исполнительного органа:

$$m_1\ddot{y}+c^{\frac{1}{n}}y^{\frac{1}{n}}=\kappa\left[(x-y)-\frac{qf\ell^*}{\kappa}\left(1-\frac{\ell^*}{2\ell}\right)\right]. \qquad (57)$$

Обозначая величину деформации цепи через $\lambda=(x-y)-\frac{qf\ell^*}{\kappa}\left(1-\frac{\ell^*}{2\ell}\right)$ и интегрируя уравнение движения (57), получаем

$$\frac{m_1v^2}{2}+\frac{c^{\frac{1}{n}}y^{\frac{1}{n}+1}}{\frac{1}{n}+1}=-\frac{\kappa\lambda^2}{2}+C_1. \qquad (58)$$

Полагая в равенстве (58) начальную скорость массы m_1, равной скорости подачи v_n при $y=\lambda=0$, получаем

$$C_1=\frac{m v_n^2}{2}. \qquad (59)$$

Подставляя значение (59) в выражение (58), получаем

$$\frac{m_1}{2}\left(v^2 - v_n^2\right) + \frac{c^{\frac{1}{n}} y^{\frac{1}{n}+1}}{\frac{1}{n}+1} = -\frac{\kappa \lambda^2}{2} . \qquad (60)$$

Наибольшая величина внедрения инструмента в породу $y = y_m$ соответствует скорости $v = 0$. Следовательно, из выражения (60) имеем

$$E_к = \frac{m_1 v_n^2}{2} = \frac{\kappa \lambda_m^2}{2} + \frac{P_p^{n+1}}{\left(\frac{1}{n}+1\right)c} , \qquad (61)$$

где P_p – разрушающее усилие;

λ_m – наибольшая деформация цепи в момент разрушения породы.

Таким образом, кинетическая энергия $E_к$ переходит в потенциальную, которая состоит из потенциальной энергии деформированной цепи и потенциальной энергии деформации породы.

Режим удара

Предположим, что усилие в цепи $P_ц$, возникающее при внедрении инструмента в породу на величину y, уравновешивается равномерно распределенными силами трения qf между цепью и породой на некоторой ее длине ℓ'.

Таким образом, величина силы трения при движении исполнительного органа все время меняется в зависимости от длины ℓ' возбужденного участка цепи так, чтобы уравновесить упругую силу $P_ц$, действующую на цепь. Предельная длина возбужденного участка цепи в момент разрушения породы будет

$$\ell'_{пр} = \frac{P_{цт}}{qf} ,$$

где $P_{цт}$ – усилие в цепи при разрушении породы в забое;

q – масса единицы длины цепи;

f – коэффициент трения цепи по породе.

Заметим, что усилие на цепь при разрушении породы возрастает из-за почти мгновенного исчезновения упругой опоры, которой являлась порода в забое при ее нагружении.

Величина внедрения инструмента в породу с учетом сил трения на возбужденной длине ℓ' участка цепи равна

$$y = \int_0^{\ell'} \frac{(P_ц - qfz)}{EF} dz = \frac{P_ц^2}{2qfEF} . \qquad (62)$$

Допустим, что произошло разрушение породы, т.е. образование начального скола, тогда положение массы m может быть определено в любой момент времени одной координатой (рис. I3).

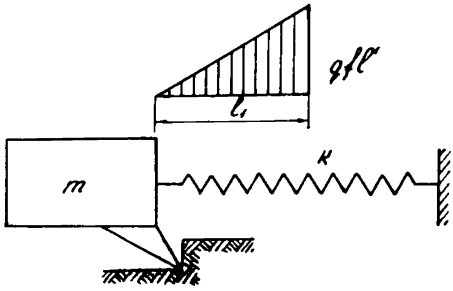

Рис. I3. Схема породоразрушающей машины с распределением сил трения между цепью и породой

Дифференциальное уравнение движения массы m после образования начального скола с учетом сил трения цепи по породе запишется:

$$m\frac{d^2y}{dt^2}+\frac{1}{3g}\cdot\frac{d^2(qf\ell')y}{dt^2}+\left[2qfEF\right]^{\frac{1}{2}}y^{\frac{1}{2}}=0. \qquad (63)$$

Полученное уравнение является нелинейным с переменной массой, зависящей от длины возбужденного участка цепи ℓ'.

Учитывая, что $qf\ell'=\left[2qfEF\right]^{\frac{1}{2}}y^{\frac{1}{2}}$, после интегрирования уравнение (63) примет вид

$$\frac{mv^2}{2}\left[1+\frac{3}{2}\frac{qf\ell'}{g}\right]+\frac{2}{3}\left[2qfEF\right]^{\frac{1}{2}}y^{\frac{3}{2}}=C_1. \qquad (64)$$

Постоянную C_1 определим из условия, что после образования начального скола перемещение инструмента $y=0$, а его скорость движения $v=v_n$:

$$C_1=\frac{mv_n^2}{2}. \qquad (65)$$

Подставляя выражение (65) в уравнение (64) и учитывая, что при $y=y_m$ $v=0$, получим

$$\frac{mv_n^2}{2}=\frac{2}{3}\left[2qfEF\right]^{\frac{1}{2}}y_m^{\frac{3}{2}}=\frac{P_u^3}{3qfEF}. \qquad (66)$$

Так как энергия, идущая на образование одного скола, равна

$$E_{n\,ск}=\frac{c^{\frac{1}{n}}\,y_m^{\frac{1}{n}+1}}{\frac{1}{n}+1}=\frac{P_p^{n+1}}{c\left(\frac{1}{n}+1\right)},$$

а энергия деформированной цепи в момент разрушения породы, т.е. образования начального скола, определяется из выражения (66), то число сколов найдется по формуле

$$\chi=1+\frac{c\left(\frac{1}{n}+1\right)}{3qfEF}\cdot\frac{P_{цm}^3}{P_p^{n+1}}=1+\frac{2}{3}\left(\frac{1}{n}+1\right)\frac{P_{цm}}{P_p}. \qquad (67)$$

Для определения количества сколов найдем величину отношения усилий $\frac{P_{цm}}{P_p}$, действующих на цепь и породу при разрушении. Заметим, что энергия деформации, которая накоплена в цепи и породе до ее разрушения, преобразуется при разрушении породы в потенциальную энергию деформации только цепи благодаря внезапному исчезновению разрушающего усилия, действующего на породу. Поэтому можно приравнять между собой выражения (61) и (66). Тогда получаем

$$\frac{\kappa\lambda_m^2}{2}+\frac{P_p^{n+1}}{\left(\frac{1}{n}+1\right)c}=\frac{P_{цm}^3}{3qfEF}$$

или

$$c\left(\frac{2}{3}y_m-\frac{\kappa\lambda_m^2}{2P_{цm}}\right)=\frac{P_p^n}{\frac{1}{n}+1}\cdot\frac{P_p}{P_{цm}}.$$

Из последнего выражения следует, что величина внедрения инструмента в породу равна

$$y_m=\frac{P_{цm}}{P_p}\left(\frac{1}{n}+1\right)\left(\frac{2}{3}y_m-\frac{\kappa\lambda_m^2}{2P_{цm}}\right).$$

После соответствующих преобразований окончательно получаем

$$\frac{P_{цm}}{P_p}=\frac{3}{2}\left[\frac{\lambda_m}{2y_m}+\frac{1}{\frac{1}{n}+1}\right]. \qquad (68)$$

Подставляя это отношение усилий в формулу (67), находим

$$\chi=1+\left(\frac{1}{n}+1\right)\left[\frac{\lambda_m}{2y_m}+\frac{1}{\frac{1}{n}+1}\right]=2+\frac{1}{2}\left(\frac{1}{n}+1\right)\frac{\lambda_m}{y_m}. \qquad (69)$$

Из выражения (69) видно, что если $\lambda_m \geq y_m$, то $\chi > 3$; когда $\lambda_m < y_m$, то $2 < \chi < 3$.

При выводе формул предполагалось, что порода обладает свойством однородности и изотропности, т.е. в породе отсутствуют неравномерно распределенные сосредоточенные твердые включения. Если они будут иметь место, то число сколов может быть достаточно большим и носить случайный характер, что нарушает ритмичность в работе струговой установки и вызывает значительные перегрузки, которые могут привести к разрушению рабочих элементов струга.

Если инструмент имеет конусный наконечник, то показатель степени $n = \frac{1}{2}$, поэтому число сколов будет

$$\chi = 2 + \frac{1}{2}(2 + 1)\frac{\lambda_m}{y_m} = 2 + \frac{3}{2}\frac{\lambda_m}{y_m}.$$

Выражения (68) и (69) становятся неопределенными при $\lambda_m = 0$, $\lambda \to \infty$ или при $y_m = 0$ и $\lambda_m \to \infty$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Принцип действия статического струга основан на плавном разрушении породы аналогично резанию металла на металлообрабатывающих станках. В действительности происходит значительное накопление потенциальной энергии деформации в рабочих элементах машины и ее реализация при разрушении породы, что изменяет принцип действия машины, переводя его из статического в динамический, т.е. ударный, режим.

Динамический режим регулируется прочностными свойствами породы, что создает благоприятные условия для эффективного разрушения породы. Разрушение слабой и вязкой породы происходит, как правило, плавно, без каких-либо ощутимых рывков, что характеризует эффект резания, так как почти полностью отсутствует мгновенная разгрузка рабочих элементов машины от упругой деформации. Так, в струговой установке в случае вязкой и слабой породы удлинение цепи, вызываемое разрушающей силой для данной породы, практически постоянно в процессе разрушения породы.

Крепкая порода с незначительной неоднородностью разрушается струговой установкой в режиме удара, так как почти периодически происходит накопление упругой деформации цепи и ее разгрузка, что характеризуется весьма эффективным разрушением породы благодаря почти мгновенному образованию в ударном режиме целого ряда сколов. При значительной неоднородности структуры породы с наличием твердых включений возникает беспорядочный ударный режим в виде рывков различной силы, что вызывает большие перегрузки

в рабочих элементах струговой установки. В последнем случае для предотвращения поломок деталей и узлов струга целесообразно избавиться от беспорядочного накопления и освобождения потенциальной энергии.

Одним из средств упорядочения режима работы струга может являться специальное устройство ударного действия, например импульсный привод, работающий на дизельном топливе. Благодаря работе импульсного привода может быть достигнута плавная и надежная работа механизмов струговой установки при разрушении породы неоднородной структуры с наличием очень твердых включений.

Принцип действия импульсного привода как специального агрегата заключается в ударном разрушении породы, что устраняет возможность появления дополнительной потенциальной энергии в цепи, реализующейся в обычном струге в ударный режим значительной мощности. Поэтому количество энергии, расходуемой при одном и том же эффекте разрушения, при наличии импульсного привода больше, чем для обычной струговой установки. В этом случае добавочная энергия тратится на приведение в действие тяговых механизмов, перемещающих как импульсный привод, так и цепь при наличии сил трения.

Применение импульсного привода целесообразно в следующих случаях:

при разрушении негабаритов в виде крупных камней;

при короткой тяговой цепи;

при разрушении породы с неоднородной структурой и наличии очень твердых включений.

Следует иметь в виду, что применение импульсного привода в шахтных условиях требует дополнительных специальных устройств для удаления с мест выработки выхлопных газов.

ЛИТЕРАТУРА

I. К о м к и н В. К., Л е в и н Б. Р. Двигатели со свободно движущимися поршнями. М., Машгиз, 1954.

2. Л е в и н И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. М., "Машиностроение", 1969.

3. Г е р а с и м о в Я. И., Д р е в и н ч В. П., Е р е м и н Е. Н., К и с е л е в А. М., Л е б е д е в В. П., П а н ч е н к о в Г. М., Ш ы г и н А. И. Курс физической химии. Под общей редакцией чл.-корр. АН СССР проф. Герасимова Я.И. Т.I. М.-Л., "Химия", 1964.

4. Т и м о ш е н к о С. П. Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959.

5. Т и м о ш е н к о С. П. Теория упругости. М.-Л., ГТТИ, 1934.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 3

Вывод основных уравнений 5

Пусковой режим работы двигателя 8

Рабочий ход поршня (процесс расширения) 13

Эквивалентная масса или критерий, характеризующий реактивное сопротивление колеблющейся системы 17

Соударение бойка и инструмента через воздушную подушку 21

Воздействие инструмента на породу 25

Пример расчета импульсного привода 26

Приближенное определение числа ударов бойка (поршня) по средней квадратической скорости 35

Внешняя динамика 41

Режим нагружения и образование начального скола 42

Режим удара 44

Заключение 47

Александр Викторович Докукин,
Юрий Дмитриевич Красников,
Алексей Алексеевич Шубин,
Иван Васильевич Михайлин

МЕТОДИКА РАСЧЕТА
ИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ДИЗЕЛЬНОГО ТИПА

Редактор И.П.Сидорова

Тираж 500 Изд. № 7654 Цена 24 коп. Заказ № 222

Типография Института горного дела им. А.А.Скочинского

3,I уч.-изд.л. Подписано к печати 3/П 1976 г.

gost.e-ecolog.ru