

ГИДРОПРИВОД  
СВАЕПОГРУЖАЮЩИХ  
И ГРУНТОУПЛОТНЯЮЩИХ  
МАШИН



Москва  
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»  
1977

Авторы: М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий, В. А. Пищенин, И. В. Коц

Рецензент канд. техн. наук Ю. В. ДМИТРЕВИЧ

Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин. М., «Машиностроение», 1977. 174 с.

В книге обоснован выбор принципиальных схем гидроприводов строительных и дорожных машин периодического действия — сваепогружающих молотов простого и двойного действия, вибромолотов, грунтоуплотняющих устройств. Приведен анализ параметров гидроприводов с учетом специфических особенностей машин различного технологического назначения.

Рассмотрены основные принципы разработки структурных схем гидроприводов, методика инженерного расчета и экспериментальной доводки конкретных гидромеханизмов. Даны примеры расчета рассматриваемых машин.

Книга предназначена для инженеров-конструкторов и научных работников, занимающихся конструированием и исследованием гидроприводов машин периодического действия. Она может быть полезна студентам вузов соответствующих специальностей.

Табл. 1, ил. 77, список лит. 29 назв.

## ВВЕДЕНИЕ

Известные преимущества гидропривода определили его широкое применение в самых различных отраслях машиностроения. Одним из сложившихся направлений по созданию новой техники, главным образом для машин с возвратно-поступательным движением рабочего органа, является разработка гидравлических приводов с оригинальными схемами, обеспечивающими новые технологические процессы и улучшающими эксплуатационные показатели по сравнению с показателями существующих механизмов.

В настоящее время определилась конкретная возможность существенного упрощения схемы гидропривода для машин ударного действия путем применения трехходового элемента управления типа клапан-пульсатор. При этом схема, обеспечивая возвратно-поступательное движение исполнительного органа, характеризуется управлением автоматически повторяющимися циклами только по потоку рабочей жидкости без наличия механической обратной связи с реверсирующим клапаном-пульсатором. Трехходовое (вместо обычного четырехходового: насос — сливная линия — правая рабочая полость — левая рабочая полость) подключение становится возможным за счет упругого или гравитационного возврата ударной массы, позволяющего иметь в схеме управления привода подсоединение только насоса, сливной линии и рабочего цилиндра. При этом не исключается и часто применяемый вариант последовательного соединения рабочего цилиндра и насоса, благодаря чему элемент управления становится двухходовым и может быть выполнен по схеме предохранительного клапана, отличающейся только иной расчетной разностью между давлениями открытия и закрытия.

устройство, накапливающее энергию при подъеме ударной массы. Простейшим вариантом его могла бы быть пружина. Однако обычные пружины в условиях работы сваенегружающего оборудования с учетом больших энергий циклов не обеспечивают достаточной работоспособности.

Введение в схему элемента упругого сопротивления при подъеме ударной массы значительно изменяет структуру расчета, поэтому такой вариант рассматривается отдельно.

Кроме этого, обеспечение технологической необходимости держания массы на весу и панснение удара из верхнего положения, в свою очередь, вызывают не только изменения в схеме, но и необходимость учета новых расчетных элементов.

На рис. 2 приведена схема гидропривода двойного действия, построенная на основе схемы, изображенной на рис. 1, б. Рабочий гидроцилиндр имеет обычный поршень 1 с утолщенным штоком 2, жестко связанным с ударной массой 3. Полость под поршнем постоянно соединена с насосом 6. Клапан-пульсатор 7 по аналогии с предыдущей схемой автоматически соединяет верхнюю полость цилиндра то со сливной линией, то с однокодовым аккумулятором 8, энергия зарядки которого в сумме с энергией, сообщаемой насосом 6 за время, в тече-

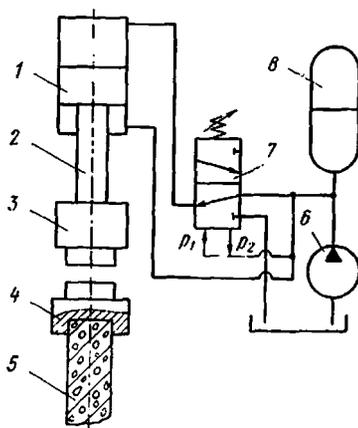


Рис. 2. Принципиальная схема гидропривода сваенегружающего молота двойного действия

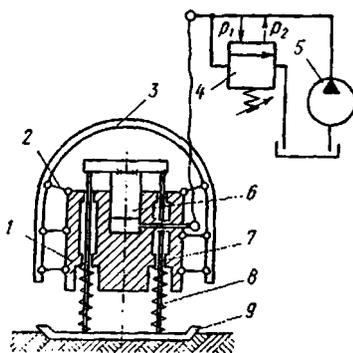


Рис. 3. Принципиальная схема навесного грунтоуплотняющего устройства с гидроприводом

ние которого клапан-пульсатор отключает сливную линию, определяет энергию удара.

Эта схема привода, несмотря на ее простоту, имеет существенный недостаток, заключающийся в трудности конструктивного исполнения устройства для регулирования частоты удара массы 3 по наголовнику 4, закрепленному на свае 5, при полном использовании мощности. В связи с этим в книге более подробно рассмотрены схемы вариантов конструкций, обеспечивающих большую технологичность при изготовлении и эксплуатационную надежность.

Обзор имеющихся конструкций гидромолотов двойного действия не приводится, так как, с одной стороны, эти сведения даны в книге И. Б. Матвеева «Гидропривод машины ударного и вибрационного действия», а с другой стороны, рассматриваемые схемы и методика их синтеза и анализа не имеют аналогов.

Основные схемы гидроприводов грунтоуплотняющих устройств, рассматриваемые в настоящей работе, в принципе разработаны на основе схем гидроприводов, приведенных на рис. 1.

На рис. 3 показана принципиальная схема навесного грунтоуплотняющего устройства с использованием двухходового клапана-пульсатора при последовательном соединении насоса и рабочего гидроцилиндра. Рама 3 с упругими подвесками 2 несет инерционную массу 1, относительно которой движется поршень 6 рабочего гидроцилиндра. При этом при помощи тяг 7 сжимается пакет пружин 8, одновременно трамбуемая плита 9 приближается к массе 1 (фактически при этом масса 1 опускается, так как рама 3 зафиксирована, а подвески 2 могут растягиваться). В момент срабатывания клапана-пульсатора 4, соединяющего насос 5 и рабочий гидроцилиндр со сливной линией, пружины 8 отталкивают массу 3 и плиту 9 друг от друга, в результате чего масса 3 возвращается в исходное положение, а плита 9 совершает рабочий ход.

Сложность инженерного расчета таких грунтоуплотняющих устройств заключается в необходимости учета переменного сопротивления грунта и переменной расчетной массы исполнительного органа (плиты 9) по мере перемещения уплотняющейся части грунта.

## Глава I

# ГИДРОПРИВОДЫ СВАЕПОГРУЖАЮЩИХ МОЛОТОВ ПРОСТОГО ДЕЙСТВИЯ

### ОСНОВЫ РАСЧЕТА ГИДРОПРИВОДОВ

При исследованиях сваепогружающих молотов простого действия с гидроприводом надо учитывать возможное влияние параметров несущей конструкции, сваи и грунта. Вывести универсальное выражение для одновременного учета всех этих параметров невозможно, так как необходимость учета отдельных расчетных величин во многом зависит от конструкции и принципа действия привода. Так, например, при анализе гидросхемы, приведенной на рис. 1, а параметры сваи и грунта можно не учитывать, так как рабочее воздействие на сваю производится в конце падения ударной массы. Но в этом случае параметры копра могут оказать влияние на характеристику перемещения ударной массы вверх. Для варианта привода, приведенного на рис. 1, б, если рабочий гидроцилиндр установлен на оголовке сваи, параметры сваи и грунта следует учитывать обязательно, но зато не имеет значения масса копра.

Таким образом, применительно к конструкциям гидроприводов сваенегружающих молотов простого действия, у которых основной частью цикла, определяющей параметры привода, является подъем ударной массы, намечается два основных расчетных варианта: первый — для равномерного подъема ударной массы с возможным учетом массы копра (см. рис. 1, а), и второй — для подъема ударной массы толчком с учетом параметров сваи и грунта при установке рабочего гидроцилиндра на оголовке сваи (см. рис. 1, б).

Наличие нелинейных зависимостей и громоздкость уравнений, описывающих процессы, происходящие при работе рассматриваемых гидроприводов, в значительной степени усложняют их анализ. Исследовали гидросхемы способом последовательных приближений, начиная с

простейшей прикидки, позволяющей определить порядок расчетных величин, и кончая уточненными расчетами с учетом всех нелинейных зависимостей на аналоговых и цифровых ЭВМ.

На рис. 4 представлена расчетная схема гидромеханизма, принципиальная схема которого приведена на рис. 1,а. На ней обозначены:

$m$  — ударная масса;  $F$  — площадь плунжера гидроцилиндра;  $V\beta$  — податливость гидросистемы, определяемая ее объемом, заполненным жидкостью, коэффициент сжимаемости которой при изотермическом сжатии равен  $\beta$ ;  $p_1$  — давление, при котором клапан-пульсатор соединяет гидросистему со сливной линией;  $p_2$  — давление, при котором клапан-пульсатор остается в открытом состоянии до тех пор, пока ударная масса не опустится на наголовник сваи;  $p_n$  — давление настройки предохранительного клапана;  $Q_n$  — подача насоса.

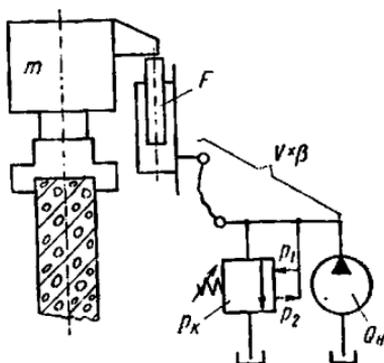


Рис. 4. Расчетная схема гидропривода сваенегружающего молота простого действия

Ударная масса поднимается при давлении  $mg/F \ll p_n \ll p_1$  (здесь  $g$  — ускорение свободного падения). Если пренебречь упругим перемещением копра, жестко соединенного с рабочим гидроцилиндром и имеющего достаточную массу, и считать, что время разгона ударной массы до скорости подъема, динамическое давление разгона, гидравлические сопротивления и силы трения являются величинами второго порядка, т. е. их можно не учитывать, то весь расчет сведется к анализу параметров по элементарным формулам:

$$h = \frac{A}{mg} \quad (1); \quad F = \frac{mg}{p_n} \quad (2); \quad t_n = \frac{hF}{Q_n} \quad (3);$$

$$t_y = \sqrt{\frac{2h}{g}} \quad (4); \quad t_{\Sigma} = t_n + t_y \quad (5); \quad v_y = \sqrt{\frac{2A}{m}} \quad (6);$$

$$n = \frac{1}{t_{\Sigma}} = \frac{1}{\frac{hF}{Q_n} + \sqrt{\frac{2h}{g}}}, \quad (7)$$

где  $h$  — высота подъема ударной массы;  $A$  — потенциальная энергия ударной массы, необходимая для обеспечения заданной энергии удара;  $t_{\text{в}}$ ,  $t_{\text{п}}$  — время подъема и падения ударной массы;  $v_{\text{у}}$  — скорость ударной массы в момент удара;  $t_{\text{ц}}$  — продолжительность цикла;  $n$  — число рабочих ходов в единицу времени.

Уточненный расчет гидросхемы следует производить с учетом коэффициента  $\beta$ , характеризующего податливость гидросистемы. Может оказать влияние на работу привода и жесткость характеристик насоса, изменяющего подачу жидкости при изменении давления. Однако это не существенно влияет на расчетные зависимости, так как снижение объемного КПД современных насосов не превышает 4—6%.

С учетом податливости гидросистемы общее уравнение движения ударной массы  $m$  вверх имеет вид

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = p_{\text{ц}} F - R - mg, \quad (8)$$

где  $p_{\text{ц}}$  — текущее значение давления в полости гидроцилиндра в течение хода вверх ударной массы:  $p_{\text{ц}} = f(x, t)$  (здесь  $x$  и  $t$  — текущие координаты положения ударной массы и времени);  $R$  — суммарная сила сопротивления, определяемая в основном трением в подвижных соединениях и жидкости.

Входящее в выражение (8) давление  $p_{\text{ц}}$ , зависящее от изменения объема жидкости в гидроцилиндре по мере хода ударной массы вверх, является основной переменной, влияющей на характер изменения  $dx/dt$  и  $d^2x/dt^2$ , и может быть представлено в виде

$$p_{\text{ц}} = \frac{\Delta V}{V_0} E_{\text{пр}},$$

где  $\Delta V$  — суммарное изменение объема жидкости в гидросистеме за счет деформации подводющих трубопроводов, гидроцилиндра и самой жидкости;  $V_0$  — первоначальный объем жидкости в гидроцилиндре ( $V_{\text{ц}}$ ) и в подводящих трубопроводах ( $V_{\text{т}}$ ), соответствующий началу движения плунжера:  $V_0 = V_{\text{ц}} + V_{\text{т}}$ ;  $E_{\text{пр}}$  — приведенный модуль упругости системы.

С учетом диаметра и толщины стенок подводящих трубопроводов и цилиндра приведенный модуль упругости гидросистемы [5, 7]

$$E_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{E_{\text{ж}}} \left( \sum_{i=1}^n \frac{d_{\text{т}i}}{\delta_{\text{т}i}} + \frac{d_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}}} \right) \frac{1}{E_{\text{м}}}}, \quad (9)$$

где  $d_{\text{т}i}$  и  $d_{\text{ц}}$  — диаметры трубопроводов и цилиндра;  $\delta_{\text{т}i}$  и  $\delta_{\text{ц}}$  — толщины стенок трубопроводов и цилиндра;  $E_{\text{ж}}$  — модуль упругости жидкости;  $E_{\text{м}}$  — модуль упругости материала подводных трубопроводов и цилиндра.

Учитывая, что приведенный коэффициент податливости гидросистемы  $\beta_{\text{пр}} = 1/E_{\text{пр}}$ , а коэффициент сжимаемости (податливости) жидкости  $\beta = 1/E_{\text{ж}}$ , выражение (9) можно записать в виде

$$\frac{1}{\beta_{\text{пр}}} = \frac{1}{\beta + \left( \sum_{i=1}^n \frac{d_{\text{т}i}}{\delta_{\text{т}i}} + \frac{d_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}}} \right) \frac{1}{E_{\text{м}}}}.$$

Как показали исследования, коэффициент сжимаемости жидкости является величиной переменной, зависящей от давления. Наиболее существенно изменяется коэффициент сжимаемости при давлении до 3 МПа. Нелинейная зависимость коэффициента сжимаемости жидкости от давления в некоторых пределах изменения последнего может быть линеаризована:

$$\beta = \beta_0 (1 - \alpha p_{\text{ц}}) = \frac{1}{E_0} (1 - \alpha p_{\text{ц}}),$$

где  $\beta_0$  и  $E_0$  — соответственно начальные значения коэффициента сжимаемости и объемного модуля упругости жидкости;  $\alpha$  — коэффициент, учитывающий изменение сжимаемости жидкости в зависимости от изменения давления, 1/Па.

В соответствии с экспериментальными данными при изменении давления  $p_{\text{ц}}$  от 0,3 до 3 МПа коэффициент сжимаемости жидкости

$$\beta = 2 \cdot 10^{-9} (1 - 0,03 p_{\text{ц}}).$$

При давлении, большем 3 МПа,  $\beta \approx 0,6 \cdot 10^{-9}$  м<sup>2</sup>/Н (рис. 5).

Суммарное изменение объема жидкости в гидросистеме  $\Delta V_0$  зависит:

а) от изменения объема при перемещении плунжера

$$\Delta V_1 = Fx;$$

б) от изменения объема за счет упругих свойств жидкости

$$\Delta V_2 = \Delta p_{\text{ц}} V_0 \beta = \Delta p_{\text{ц}} V_0 \beta_0 (1 - \alpha p_{\text{ц}});$$

в) от изменения объема из-за упругой радиальной деформации цилиндра и подводящих трубопроводов

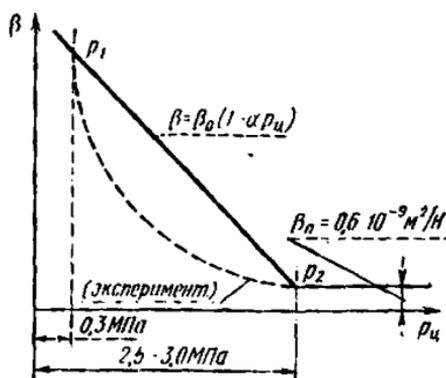


Рис. 5. Зависимость коэффициента сжимаемости жидкости от давления

(осевая деформация на несколько порядков меньше радиальной и обычно при расчетах ее не учитывают)

$$\Delta V_3 = \frac{2}{E_{\text{ж}}} (\sigma_{\text{ц}} V_{\text{ц}} + \sigma_{\text{т}} V_{\text{т}}),$$

где  $\sigma_{\text{ц}}$  и  $\sigma_{\text{т}}$  — приведенные радиальные и тангенциальные напряжения соответственно в стенках гидроцилиндра и трубопроводов [7].

Так как за определенный промежуток времени насос подаст в систему количество жидкости  $Q_{\text{шт}} t$ , то на упругое сжатие ее и заполнение дополнительной емкости, образовавшейся из-за деформации гидроцилиндра и подводящих трубопроводов, надо подать жидкость объемом

$$\Delta V = \Delta V_0 - \Delta V_1 = Q_{\text{шт}} t - Fx = \Delta V_2 + \Delta V_3.$$

Давление в системе при этом будет изменяться по закону

$$p_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{шт}} t - Fx}{V_0} E_{\text{пр}}. \quad (10)$$

Для периода разгона ударной массы при движении вверх, когда  $p_{\text{ц}} < 3$  МПа, уравнение (10) можно представить так:

$$p_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{шт}} t - Fx}{V_0} \frac{1}{\frac{1}{E_{\text{ж}}} + \left( \sum_{i=1}^n \frac{d_{\text{т}i}}{\delta_{\text{т}i}} + \frac{d_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}}} \right) \frac{1}{E_{\text{ж}}}}$$

$$= \frac{Q_{\text{II}} t - Fx}{V_0} \frac{1}{\beta_0 - \beta_0 \alpha \rho_{\text{II}} + \left( \sum_{i=1}^n \frac{d_{\tau i}}{\delta_{\tau i}} + \frac{d_{\text{II}}}{\delta_{\text{II}}} \right) \frac{1}{E_{\text{M}}}}. \quad (11)$$

Тогда исходное уравнение (8) движения ударной массы вверх примет вид

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{Q_{\text{II}} t - Fx}{V_0} \frac{F}{\beta_0 - \beta_0 \alpha \rho_{\text{II}} + \left( \sum_{i=1}^n \frac{d_{\tau i}}{\delta_{\tau i}} + \frac{d_{\text{II}}}{\delta_{\text{II}}} \right) \frac{1}{E_{\text{M}}}} - R - mg.$$

После преобразования выражения (11) получим

$$\begin{aligned} \rho_{\text{II}} \beta_0 - \rho_{\text{II}}^2 \beta_0 \alpha + \left( \sum_{i=1}^n \frac{d_{\tau i}}{\delta_{\tau i}} + \frac{d_{\text{II}}}{\delta_{\text{II}}} \right) \frac{1}{E_{\text{M}}} \rho_{\text{II}} = \\ = \frac{Q_{\text{II}}}{V_0} t - \frac{F}{V_0} x. \end{aligned} \quad (12)$$

Введем обозначения:

$$\begin{aligned} \beta_0 + \left( \sum_{i=1}^n \frac{d_{\tau i}}{\delta_{\tau i}} + \frac{d_{\text{II}}}{\delta_{\text{II}}} \right) \frac{1}{E_{\text{M}}} = a; \quad \frac{Q_{\text{II}}}{V_0} = b; \\ \frac{F}{V_0} = c; \quad \alpha \beta_0 = k \end{aligned} \quad (13)$$

и подставим их в выражение (12). Получим

$$k \rho_{\text{II}}^2 - a \rho_{\text{II}} - cx + bt = 0,$$

или

$$\rho_{\text{II}}^2 - \frac{a}{k} \rho_{\text{II}} - \frac{cx - bt}{k} = 0. \quad (14)$$

Выражение (14) представляет собой квадратное уравнение относительно  $\rho_{\text{II}}$ , решение которого имеет вид

$$\rho_{\text{II}} = \frac{a}{2k} \pm \sqrt{\frac{a^2}{4k^2} + \frac{cx - bt}{k}}. \quad (15)$$

Анализ величин, входящих в подкоренное выражение формулы (15), показывает, что параметры привода ременной машины должны удовлетворять условию

$$\sqrt{\frac{a^2}{4k^2} + \frac{cx - bt}{k}} > \frac{a}{2k} > 0,$$

поэтому при дальнейших расчетах выражение (15) используется только в виде

$$\rho_{II} = \frac{a}{2k} + \sqrt{\frac{a^2}{4k^2} + \frac{cx - bt}{k}}, \quad (16)$$

так как  $\rho_{II} < 0$  не имеет смысла.

Подставив в уравнение (8) значение  $\rho_{II}$ , определенное выражением (16), получим

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = \left( \frac{a}{2k} + \sqrt{\frac{a^2}{4k^2} + \frac{cx - bt}{k}} \right) F - R - mg. \quad (17)$$

Для реальных машин значение  $R$  (в основном это сила сопротивления от вязкого трения в подвижном соединении) пропорционально скорости перемещения рабочего органа:

$$R = \mu \frac{dx}{dt}, \quad (18)$$

где  $\mu$  — коэффициент пропорциональности.

Подставив данное значение  $R$  в выражение (17) и произведя некоторые преобразования, получим

$$\begin{aligned} & \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{\mu}{m} \frac{dx}{dt} = \\ & = \sqrt{\frac{a^2 F^2}{4k^2 m^2} + \frac{(cx - bt) F^2}{km^2}} + \frac{aF}{2km} - g. \end{aligned} \quad (19)$$

После введения обозначений

$$\begin{aligned} \frac{a^2 F^2}{4k^2 m^2} &= \lambda; & -\frac{bF^2}{km^2} &= \delta; & \frac{\mu}{m} &= f; \\ \frac{cF^2}{km^2} &= \nu; & \frac{aF}{2km} - g &= \gamma \end{aligned}$$

и преобразования выражения (19) с учетом их получим

$$\frac{d^2x}{dt^2} + f \frac{dx}{dt} = \sqrt{\lambda + \nu x + \delta t} + \gamma. \quad (20)$$

Дополнительно введем обозначение  $\lambda - \gamma^2 = \rho$ . Тогда расчетное уравнение (20) движения ударной массы вверх примет вид

$$\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)^2 + 2\frac{d^2x}{dt^2}\left(f\frac{dx}{dt} - \gamma\right) + f^2\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 - 2f\gamma\frac{dx}{dt} - vx = \delta t + \rho.$$

Последнее выражение представляет собой нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка, аналитически решить которое трудно. Поэтому для детального исследования динамики движения ударной массы вверх при давлениях до 3 МПа следует решать это уравнение одним из численных методов (например, Рунге—Кутты) с использованием цифровых ЭВМ.

Как правило, в рассматриваемых приводах движение ударной массы вверх начинается при давлениях  $p_{ц}$  выше 3 МПа, т. е. в этих случаях коэффициент  $\beta$  практически мало изменяется и его значение может рассматриваться как постоянное и равное предельному значению  $\beta_{п}$ . При этом каждый цикл движения ударной массы будет содержать период времени, в течение которого давление  $p_{ц}$  в гидросистеме должно возрасти до значения  $p_{цп} = mg/F$ , соответствующего началу подъема ударной массы. Время этого периода

$$t_1 = \frac{V_0 \beta_{ср} p_{цп}}{Q_{п}},$$

где  $\beta_{ср}$  — среднее интегральное значение коэффициента сжимаемости жидкости в интервале давлений от  $p_2$  до  $p_{цп}$ .

В этом случае уравнение движения ударной массы вверх имеет вид

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{Q_{п}t - Fx}{V_0} \frac{F}{\beta_{п} + \left(\sum_{i=1}^n \frac{d_{\tau i}}{\delta_{\tau i}} + \frac{d_{ц}}{\delta_{ц}}\right) \frac{1}{E_{м}}} - R - mg,$$

или, с учетом выражений (13) и (18) и обозначения

$$\beta_{п} + \left(\sum_{i=1}^n \frac{d_{\tau i}}{\delta_{\tau i}} + \frac{d_{ц}}{\delta_{ц}}\right) \frac{1}{E_{м}} = a'$$

получим

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{b}{a'} t - \frac{c}{a'} x - \mu \frac{dx}{dt} - mg. \quad (21)$$

После преобразований выражения (21) и введенных обозначений

$$\frac{b}{a'm} = A; \quad -g = B; \quad \frac{c}{a'm} = n; \quad \frac{\mu}{m} = f$$

получим исходное выражение для анализа динамики процесса разгона ударной массы при движении вверх в виде

$$\frac{d^2x}{dt^2} + f \frac{dx}{dt} + nx = At + B. \quad (22)$$

В общем виде решение уравнения (22) можно записать как

$$x = e^{-\frac{f}{2}t} (C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t) + \bar{A}t + \bar{B}. \quad (23)$$

Рассмотрим в качестве примера процесс разгона вверх ударной массы  $m=1250$  кг, если насос имеет подачу  $Q_n=1,15 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, первоначальный объем жидкости в системе  $V_0=4,6 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>, площадь плунжера  $F=22 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>, приведенный модуль упругости системы с учетом свойств жидкости, материалов подводящих трубопроводов и цилиндра равен  $0,5 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>.

Принимаем максимальное усилие при ходе вверх  $P_{\max}=31250$  Н и считаем, что силы сопротивления в системе не превышают 10% от максимального усилия, т. е.  $R \approx 0,1P_{\max}=3125$  Н.

Значения заданных параметров подставляем в уравнение движения ударной массы вверх:

$$1250 \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{1,15 \cdot 10^{-3}t - 22 \cdot 10^{-4}x}{4,8 \cdot 10^{-3}} \cdot 22 \cdot 10^{-4} \cdot 0,5 \cdot 10^9 - R - mg. \quad (24)$$

Рассматривая силу сопротивления как  $R = \mu \left( \frac{dx}{dt} \right)_{\text{ср}}$ , а среднюю скорость как

$$\left( \frac{dx}{dt} \right)_{\text{ср}} = \frac{Q_n}{F} = \frac{1,15 \cdot 10^{-3}}{22 \cdot 10^{-4}} = 0,523 \text{ м/с,}$$

определяем значение коэффициента  $\mu$ :

$$\mu = \frac{R}{\left( \frac{dx}{dt} \right)_{\text{ср}}} = \frac{3125}{0,523} = 5975 \text{ Н} \cdot \text{с/м.}$$

После упрощения выражение (24) примет вид

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 4,782 \frac{dx}{dt} + 403,3x = 210,8t - 9,81. \quad (25)$$

Составляем характеристическое уравнение левой части выражения (25):

$$r^2 + 4,782r + 403,3 = 0,$$

которого

$$r_{1,2} = -2,391 \pm 19,93i.$$

Общее решение уравнения (25)

$$\bar{x} = e^{-2,391t} (C_1 \cos 19,93t + C_2 \sin 19,93t).$$

Истинное решение этого выражения находим в виде многочлена

$$x^* = \bar{A}t + \bar{B},$$

у которого  $dx/dt = \bar{A}$ ;  $d^2x/dt^2 = 0$ .

Подставляя в левую часть выражения (25) значения  $x^*$ ,  $dx^*/dt$  и  $d^2x^*/dt^2$ , получаем систему уравнения для определения коэффициентов  $\bar{A}$  и  $\bar{B}$ :

$$\begin{cases} 403,3\bar{A} = 210,8; \\ 4,782\bar{A} + 403,3\bar{B} = -9,81, \end{cases}$$

откуда находим

$$\bar{A} = 0,522; \quad \bar{B} = -0,03.$$

Решение исходного расчетного уравнения (24) представляем в явном виде, соответствующем выражению (23):

$$x = e^{-2,391t} (C_1 \cos 19,93t + C_2 \sin 19,93t) + 0,522t - 0,03. \quad (26)$$

Последовательно дифференцируя выражение (26) и подставляя начальные условия, определяем постоянные интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  и конечные выражения для  $dx/dt$  и  $d^2x/dt^2$ . Первая производная, соответствующая скорости перемещения ударной массы вверх,

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} = e^{-2,391t} [(-2,391C_1 + 19,93C_2) \cos 19,93t + \\ + (-19,93C_1 - 2,391C_2) \sin 19,93t] + 0,522. \end{aligned} \quad (27)$$

Определяем значения постоянных интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  при следующих начальных условиях: при  $t_0=0$   $x_0=0$ ,  $dx/dt=0$ . Тогда выражения (26) и (27) соответственно примут вид

$$C_1 - 0,03 = 0;$$

$$(-2,391C_1 + 19,93C_2) + 0,522 = 0.$$

Объединив их в систему и решив относительно  $C_1$  и  $C_2$ , найдем

$$C_1 = 0,03; \quad C_2 = -0,0225.$$

Подставив значения  $C_1$  и  $C_2$  в выражения (26) и (27), получим зависимости для перемещения и скорости ударной массы:

$$x = e^{-2,391t} (0,03 \cos 19,93t - 0,0225 \sin 19,93t) + 0,522t - 0,03; \quad (28)$$

$$\frac{dx}{dt} = e^{-2,391t} (0,52 \cos 19,93t + 0,54 \sin 19,93t) + 0,522. \quad (29)$$

Выражение (28) можно преобразовать, используя основные положения теории колебаний [3, 6], и привести к виду

$$x = Ae^{-2,391t} \sin(19,93t + \varphi) + 0,522t - 0,03.$$

Так как  $A = \sqrt{C_1^2 + C_2^2} = 0,0375$ ,  $\operatorname{tg}\varphi = C_1/C_2 = -1,33$ , откуда  $\varphi = 2,21$  рад, получаем

$$x = 0,0375 e^{-2,391t} \sin(19,93t + 2,21) + 0,522t - 0,03. \quad (30)$$

Аналогично преобразовываем выражение (29):

$$\frac{dx}{dt} = We^{-2,391t} \sin(19,93t + \psi) + 0,522,$$

где  $W = \sqrt{(0,52)^2 + (0,54)^2} = 0,75$ ;  $\psi = \pi + 0,749 = 3,889$  рад ( $\operatorname{tg}\psi = 0,52/0,54 = 0,96$ ).

Окончательно имеем

$$\frac{dx}{dt} = 0,75 e^{-2,391t} \sin(19,93t + 3,889) + 0,522. \quad (31)$$

Для инженерной оценки работы привода представляет интерес детальный анализ характера изменения скорости движения ударной массы вверх в период разгона.

Период неустановившихся колебательных движений определим из выражений (30) и (31):

$$\tau = \frac{2\pi}{19,93} = 0,315 \text{ с.}$$

Отношение двух последовательных максимальных отклонений при колебательном процессе

$$\frac{A_k}{A_{k+1}} = \frac{1}{e^{-2,391\tau}} = e^{0,753}.$$

Максимальные последовательные отклонения системы от равновесного положения можно представить как члены геометрической прогрессии со знаменателем  $e^{-0,753}$ . При этом не учитываются составляющие выражений (30)  $[(0,522t - 0,03)]$  и (31)  $[0,522]$ . Однако, используя принцип суперпозиции, это сложное колебательное затухающее движение можно иллюстрировать в виде переходного процесса (рис. 6).

Анализ выражения (31) позволяет определить характерные точки переходного процесса, когда составляющая амплитуды затухающих колебаний равна нулю:

$$\sin(19,93t + 3,889) = 0,$$

откуда

$$19,93t + 3,889 = 0 + 2\pi n,$$

где  $n$  — любое действительное число.

При  $n=1$   $19,93t + 3,889 = 0 + 2\pi$ , откуда  $t \approx 0,12$  с, и так далее через  $\tau/2 = 0,1575$  с.

Амплитуду затухающих колебаний можно найти для любого момента времени. Определим несколько мгновенных значений амплитуды для моментов времени  $t_i = 0,1$  с и  $t_i = 0,2$  с:

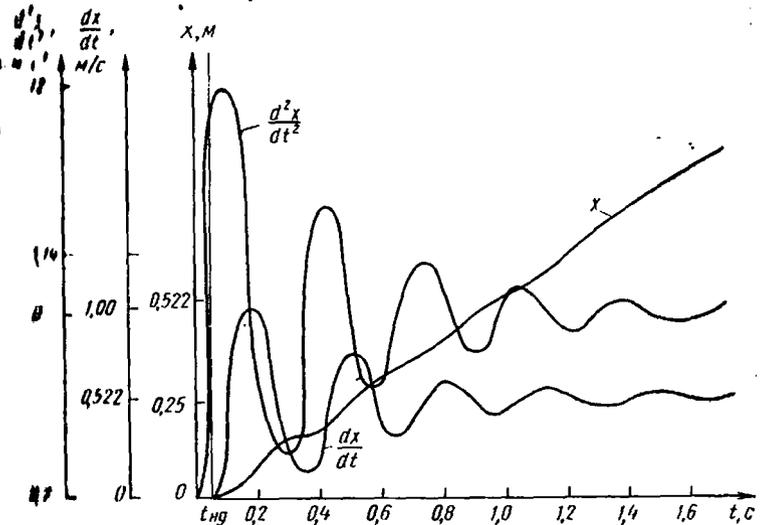


Рис. 6. Изменение перемещения, скорости и ускорения ударной массы при движении вверх

$$\frac{dx}{dt}_{t_i=0,1c} = 0,75 e^{-2,391} \sin 4,088 + 0,522 = 0,138 \text{ м/с;}$$

$$\frac{dx}{dt}_{t_i=0,2c} = 0,75 e^{-0,4782} \sin 7,875 + 0,522 = 0,92 \text{ м/с.}$$

Относительно малая продолжительность неустановившегося движения и наступающая после этого стабилизация скорости при подъеме ударной массы на заданную высоту позволяют не учитывать дополнительные потери энергии в течение переходного процесса.

Аналогично можно определить характерные точки для функции перемещения [формула (30)] вверх ударной массы:

$$\sin(19,93t + 2,21) = 0,$$

откуда

$$19,93t + 2,21 = 0 + 2\pi n.$$

Рассмотрим также характер изменения ускорения ударной массы при ходе вверх, так как предельное значение этого ускорения определяет величину максимального динамического давления, которое необходимо сопоставлять с давлением настройки клапана-автоматора  $p_n$ , а также с давлением, принятым за расчетное при проведении прочностных расчетов элементов привода.

Дифференцируя выражение (29), получаем

$$\frac{d^2x}{dt^2} = e^{-2,391t} (-9,519 \cos 19,93t - 11,651 \sin 19,93t). \quad (31)$$

Выражение (32) представим в виде

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \varphi e^{-2,391t} \sin(19,93t + \lambda),$$

где

$$\varphi = \sqrt{(-9,519)^2 + (11,651)^2} = 15,3; \quad \operatorname{tg} \lambda = -9,519/11,651 = -0,817,$$

откуда  $\lambda = -0,68$  рад.

Подставив значения  $\varphi$  и  $\lambda$ , получим

$$\frac{d^2x}{dt^2} = 15,3 e^{-2,391t} \sin(19,93t - 0,68). \quad (33)$$

Может оказаться, что давление  $p_{\max}$ , в определенной степени зависящее от  $d^2x/dt^2$ , в период неустановившегося движения будет больше давления  $p_1$ , при котором клапан-пульсатор сообщает гидросистему со сливной линией. В этом случае гидропривод не будет работать в режиме полного подъема ударной массы, а последним будет совершать некоторое колебательное движение с небольшой высотой подъема. Поскольку такой режим работы привода не соответствует его назначению, необходимо произвести проверку на соотношение давлений  $p_{\max}$  и  $p_1$ .

Для этого из выражения (33) определим время  $t$ , соответствующее максимальному значению  $(d^2x/dt^2)_{\max}$ :

$$\sin(19,93t - 0,68) = 1, \text{ т. е. } 19,93t - 0,68 = \frac{\pi}{2} + 2\pi n,$$

где  $n$  — любое действительное число.

При  $n=0$   $19,93t - 0,68 = 1,57$ , откуда  $t = 0,11$  с.

Тогда максимальное ускорение

$$\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)_{\max} = 15,3 e^{-2,391 \cdot 0,11} \approx 12 \text{ м/с}^2.$$

При этом максимальное усилие

$$P_{\max} = m \left[ g + \left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)_{\max} \right],$$

а максимальное давление

$$p_{\max} = \frac{P_{\max}}{F} = \frac{m \left[ g + \left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)_{\max} \right]}{F} = \frac{1000(9,81 + 12)}{22 \cdot 10^{-4}} = 9,9 \text{ МПа}. \quad (34)$$

Ударная масса поднимается до упора. Клапан-пульсатор рассчитывают на давление  $p_1 = 12$  МПа, поэтому можно сделать вывод, что условие  $p_{\max} < p_1$  выполняется.

Или ударная масса перемещается под действием собственного веса. Движение начинается в момент открытия клапана-пульсатора.

При движении вниз плунжер вытесняет жидкость из полости рабочего цилиндра через клапан-пульсатор в сливную линию. Расход этой жидкости

$$Q_{\text{сл}} = F \frac{dx_1}{dt}, \quad (35)$$

где  $dx_1/dt$  — скорость перемещения ударной массы вниз.

Если сливной трубопровод короткий и с большим диаметром условного прохода  $d_y$ , то его сопротивление значительно меньше потерь на кромках клапана. Такое сопротивление можно не учитывать, т. е. принимать давление  $p_{\text{сл}} = 0$ . Тогда расход жидкости при открытом на заданную величину клапане-пульсаторе [1, 5]

$$Q_{\text{сл}} = k_{\text{кл}} f_{\text{кл}} \sqrt{p_{\text{ц}}}, \quad (36)$$

где  $k_{\text{кл}}$  — коэффициент расхода жидкости;  $f_{\text{кл}}$  — площадь проходного сечения клапана со стороны сливной линии.

Из формулы (36) найдем

$$p_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{сл}}^2}{k_{\text{кл}}^2 f_{\text{кл}}^2} = \frac{F^2 \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2}{k_{\text{кл}}^2 f_{\text{кл}}^2}.$$

Если сливной трубопровод имеет большую длину, что может быть вызвано конструктивными особенностями привода, потери давления жидкости в сливной линии

$$p_{\text{сл}} = \gamma \lambda \frac{l}{d} \frac{\left( \alpha \frac{dx_1}{dt} \right)^2}{2g}, \quad (37)$$

где  $\gamma$  — удельный вес жидкости;  $\lambda$  — коэффициент сопротивлений, выбираемый с учетом турбулентного режима течения жидкости как наиболее характерного для переходных процессов;  $l$  и  $d$  — длина и диаметр сливного трубопровода;  $\alpha = 4F/(\pi d^2)$  — коэффициент соотношения площадей зеркала рабочего гидроцилиндра и сливного трубопровода.

Введя обозначение

$$\gamma \lambda \frac{l}{d} \alpha^2 \frac{1}{2g} = q, \quad (38)$$

приведем выражение (37) к виду

$$\rho_{\text{сл}} = q \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2. \quad (39)$$

В общем случае расход жидкости через кромки клапана-пульсатора

$$Q_{\text{сл}} = k_{\text{кл}} f_{\text{кл}} \sqrt{\rho_{\text{ц}} - \rho_{\text{сл}}},$$

или с учетом выражений (35) и (39)

$$F \frac{dx_1}{dt} = k_{\text{кл}} f_{\text{кл}} \sqrt{\rho_{\text{ц}} - q \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2}. \quad (40)$$

После преобразования формулы (40) получим

$$F^2 \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2 = k_{\text{кл}}^2 f_{\text{кл}}^2 \left[ \rho_{\text{ц}} - q \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2 \right],$$

откуда

$$\rho_{\text{ц}} = \left( \frac{F^2}{k_{\text{кл}}^2 f_{\text{кл}}^2} + q \right) \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2,$$

или с учетом выражения (38)

$$\rho_{\text{ц}} = \left( \frac{F^2}{k_{\text{кл}}^2 f_{\text{кл}}^2} + \gamma \lambda \frac{l}{d} \alpha^2 \frac{1}{2g} \right) \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2. \quad (41)$$

Введем обозначение

$$\frac{F^2}{k_{\text{кл}}^2 f_{\text{кл}}^2} + \gamma \lambda \frac{l}{d} \alpha^2 \frac{1}{2g} = \varepsilon.$$

Тогда формула (41) примет вид

$$\rho_{\text{ц}} = \varepsilon \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2.$$

Остальные потери (на трение в направляющих) примем постоянными и обозначим через  $R_1$ .

Общее уравнение движения ударной массы вниз до соприкосновения с наголовником свая

$$m \frac{d^2 x_1}{dt^2} = mg - \rho_{\text{ц}} F - R_1,$$

или

$$m \frac{d^2 x_1}{dt^2} = mg - R_1 - \varepsilon \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2 F. \quad (42)$$

Представим нелинейное дифференциальное уравнение (42) в виде

$$m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \varepsilon F \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2 - mg + R_1 = 0. \quad (43)$$

Принимаем, что

$$\frac{\varepsilon F}{m} = \frac{F^3}{m k_{\text{кл}}^2 f_{\text{кл}}^2} + \frac{F \gamma \lambda}{m} \frac{l}{d} \frac{\alpha^2}{2g} = b_1, \quad \frac{mg - R_1}{m} = c_1. \quad (44)$$

С учетом выражений (44) уравнение (43) представим в виде

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_1 \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2 - c_1 = 0. \quad (45)$$

Решение уравнения (45) как частного случая уравнения Риккати имеет вид

$$x_1 = \frac{1}{b_1} \ln \frac{1 + \exp 2 \sqrt{c_1 b_1} t}{2 \exp \sqrt{c_1 b_1} t}. \quad (46)$$

Найдем производную  $x_1$ :

$$\frac{dx_1}{dt} = \sqrt{\frac{c_1}{b_1}} \left( 1 - \frac{2}{\exp 2 \sqrt{c_1 b_1} t + 1} \right). \quad (47)$$

Поскольку  $dx_1/dt$  однозначно определяет значение скорости  $v_1$  движения ударной массы вниз, можно записать выражение для определения времени, за которое достигнется заданная скорость:

$$t = \frac{1}{2 \sqrt{c_1 b_1}} \ln \frac{\sqrt{\frac{c_1}{b_1}} + v_1}{\sqrt{\frac{c_1}{b_1}} - v_1}. \quad (48)$$

Рассмотрим движение ударной массы вниз применительно к числовому примеру, для которого была рассмотрена динамика движения массы вверх. Исходные данные:  $m=1250$  кг;  $F=22 \cdot 10^4$  м<sup>2</sup>;  $\lambda=0,0174$ ;  $f_{\text{кл}}=13,4 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>;  $d_y=3 \cdot 10^{-2}$  м;  $f_{\text{тр}}=4,4 \cdot 10^4$  м<sup>2</sup>;  $\alpha=5$ ;  $R_1=375$  Н;  $l/d=25$ ;  $k_{\text{кл}}=0,033$ ;  $\gamma=9 \cdot 10^3$  Н/м<sup>3</sup>. Определим коэффициенты  $b_1$  и  $c_1$  по формулам (44):

$$b_1 = \frac{(22 \cdot 10^4)^3}{1250 \cdot 0,033^2 (13,4 \cdot 10^{-4})^2} + \frac{22 \cdot 10^4 \cdot 10^3 \cdot 0,0174}{1000} \times \\ \times 25 \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} = 0,013 \text{ м}^{-1};$$

$$c_1 = \frac{1250 \cdot 9,81 - 375}{1250} = 9,5 \text{ м/с}^2.$$

Подставив значения коэффициентов в уравнение (45), получим

$$\frac{d^2x_1}{dt^2} + 0,013 \left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2 - 9,5 = 0. \quad (49)$$

Решение уравнения (49) имеет вид

$$x_1 = 76,9 \ln \frac{1 + e^{0,247t}}{2e^{0,1235t}}. \quad (50)$$

Подставляя значения  $b_1$  и  $c_1$  в выражения (47) и (48), получим

$$\frac{dx_1}{dt} = 27 \left( 1 - \frac{2}{e^{0,247t} + 1} \right); \quad (51)$$

$$t = 4,05 \ln \frac{27 + v_1}{27 - v_1}. \quad (52)$$

На основании зависимостей (50)–(52) можно получить все параметры, необходимые для проектирования гидропривода сваепогружающего устройства.

Если задана энергия или скорость в момент удара по оголовку сваи, то по формуле (46) можно определить высоту подъема ударной массы, предварительно вычислив время  $t$  по формуле (48).

Вычислим параметры гидропривода для  $v_1 = 2,25$  м/с.  
Энергия

$$A = \frac{mv_1^2}{2} = \frac{1250 \cdot 2,25^2}{2} = 3125 \text{ Дж.}$$

Если не учитывать потери на трение в системе, т. е. принять  $b_1 = 0$  и  $R_1 = 0$ , то параметры сваепогружающего устройства можно определить по элементарным зависимостям (1) и (4):

$$h = \frac{A}{mg} = \frac{3125}{1250 \cdot 9,81} = 0,254 \text{ м;}$$

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,254}{9,81}} = 0,227 \text{ с.}$$

Отношение  $h/x_0 = \eta_y$  является основной составляющей коэффициента полезного действия сваепогружающего устройства, характеризующей его рабочий ход (здесь  $h$  — высота, на которую достаточно поднять ударную массу для обеспечения заданной энергии удара без учета потерь на трение;  $x_0$  — высота, на которую следовало бы поднять ударную массу для обеспечения этой энергии с учетом потерь на трение).

Из выражения (52) найдем

$$t = 4,05 \ln \frac{29,25}{24,75} = 0,77 \text{ с,}$$

и выражения (50)

$$x_0 = 76,9 \ln \frac{1 - e^{0,19}}{2e^{0,095}} = 0,376 \text{ м.}$$

Тогда

$$\eta_y = \frac{h}{x_0} = \frac{0,254}{0,376} = 0,675.$$

Если значение  $\eta_y$  окажется слишком малым, следует уменьшить значение коэффициента  $b_1$  за счет увеличения диаметра условного провода  $d_y$ . Например, приняв  $d_y = 4 \cdot 10^{-2}$  м, получим  $\eta_y = 0,94$ .

Используем для привода рассматриваемого сваспогружающего молота насос НШ-46 с электродвигателем, частота вращения которого  $n_n = 1460$  об/мин.

Подача насоса

$$Q_n = qn_n \eta_n = 46 \cdot 10^{-6} \frac{1460}{60} 0,95 = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

т. е.  $46 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/об — подача насоса за один оборот;  $\eta_n = 0,95$  — механический к. п. д. насоса.

Время цикла, определяемое по формуле (5) с учетом выражения (3), равно

$$t_{\text{ц}} = \frac{0,254 \cdot 22 \cdot 10^{-4}}{1,06 \cdot 10^{-3}} + 0,77 = 1,297 \text{ с},$$

что соответствует числу рабочих ходов ударной массы

$$n_{\text{раб}} = \frac{60}{1,297} \approx 46,25 \text{ ход/мин} = 0,77 \text{ ход/с.}$$

Мощность привода (эффективная)

$$N_{\text{эф}} = \frac{A n_{\text{раб}}}{1000} = \frac{3125 \cdot 0,77}{1000} = 2,41 \text{ кВт},$$

т. е. реальная мощность привода

$$N_{\text{ср}} = \frac{N_{\text{эф}}}{\eta_n \eta_s \eta_y} = \frac{2,41}{0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,856} \approx 3,3 \text{ кВт},$$

т. е.  $\eta_n$  — к. п. д. механических пар.

Полученное значение мощности близко к расчетной гидравлической мощности, определяемой по среднему давлению при подъеме ударной массы:

$$N_y = P_{\text{max}} \frac{Q_n}{2} = 9,9 \frac{1,06 \cdot 10^{-3}}{2} = 5,3 \text{ кВт.}$$

Определяющими факторами предельной мощности для молотов являются масса падающих частей и высота падения. Если принять

$$t_{ц} = \sqrt{\frac{2h}{g}} k_T,$$

где  $k_T$  — коэффициент продолжительности цикла, равный для реальных приводов 3—4 (принимаяем  $k_T=3,5$ ), то

$$n_{раб} = \frac{1}{k_T} \sqrt{\frac{g}{2h}}.$$

Тогда мощность привода

$$N = \frac{A n_{раб}}{1000} = \frac{A}{1000} \frac{1}{3,5} \sqrt{\frac{g}{2h}}.$$

Подставляя в эту формулу выражение  $g=A/(mh)$ , получим два ее варианта:

$$N = 2 \cdot 10^{-4} g \sqrt{Am} \approx 2 \cdot 10^{-3} \sqrt{Am}; \quad (53)$$

$$N = 2 \cdot 10^{-4} mg \sqrt{gh} \approx 6,16 \cdot 10^{-3} m \sqrt{h}. \quad (54)$$

Если пользоваться формулой (53), то надо задать энергию и по ней выбрать массу, считая, что высота подъема ударной массы произвольна и определена, исходя из технологических и эксплуатационных соображений.

При расчете по формуле (54), исходя из предельных или известных значений  $m$  и  $h$  (значение  $h$ , например, может быть ограничено из-за технологических трудностей при изготовлении рабочего цилиндра, а  $m$  — возможностями технологического процесса получения отливки или поковки, а также условиями транспортировки) определяют мощность привода и энергию удара.

### РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА С УЧЕТОМ МАССЫ И ЖЕТКОСТИ КОПРА

Рассмотрим расчетную схему двухмассной гидросистемы с толчковым режимом разгона ударной массы вверх (рис. 7). В этом случае влияние параметров копра, на котором жестко закреплен гидроцилиндр, существенно, так как усилие разгона намного больше, чем максимальное усилие в рассмотренном ранее случае.

Давление в полости рабочего гидроцилиндра увеличивается при разрядке аккумулятора. При ходе ударной массы вверх копер перемещается вниз.

Характер изменения давления можно записать в виде

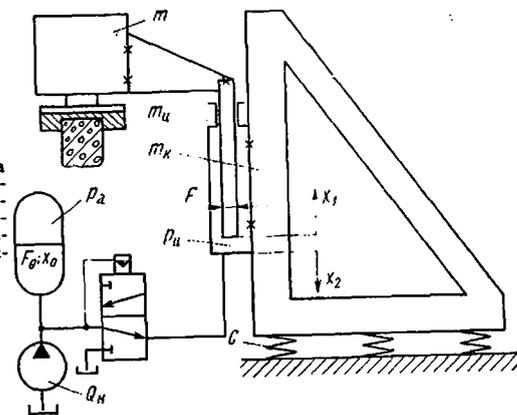
$$p_{ц} = p_a \left[ 1 - \frac{\psi(x)}{x_0} - \frac{Q_{нt}}{F_0 x_0} \right],$$

или с учетом податливости гидросистемы

$$p_{ц} = \frac{p_a}{x_0} \left[ x_0 - (x_1 + x_2) + \frac{Q_{нt}}{F_0} \right] - \frac{F}{V\beta} (x_1 + x_2), \quad (55)$$

где  $p_a$  — максимальное давление при зарядке гидроаккумулятора;  $\psi(x)$  — функция, определяющая изменение давления при разрядке аккумулятора;  $x_0, F_0$  — параметры аккумулятора (для пружинного аккумулятора  $x_0$  —

Рис. 7. Расчетная схема гидропривода сваеогрунтобитного молота простейшей конструкции, работающей в толчковом режиме в ударной массе.



максимальное перемещение плунжера с площадью поперечного сечения  $F_0$ ;  $x_1$  — текущая координата перемещения ударной массы при ходе вверх;  $x_2$  — текущая координата перемещения копра при его отходе.

После преобразований выражение (55) примет вид

$$p_{ц} = p_a - \left( \frac{p_a}{x_0} + \frac{F}{V\beta} \right) (x_1 + x_2) + \frac{Q_{нt}}{F_0} \frac{p_a}{x_0}. \quad (56)$$

После введения обозначений

$$\left( \frac{p_a}{x_0} + \frac{F}{V\beta} \right) = a; \quad \frac{Q_{нt} p_a}{F_0 x_0} = b$$

представим выражение (56) следующим образом:

$$p_{ц} = p_a - a(x_1 + x_2) + bt. \quad (57)$$

Тогда уравнение движения ударной массы вверх с учетом сил сопротивления, определяемых по формуле (10), будет иметь вид [6]

$$m \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_{ц} F - \mu \left( \frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - mg. \quad (58)$$

Преобразовав уравнение (58) с учетом выражения (57), получим

При срабатывании клапана-пульсатора 2 давление в гидросистеме уменьшится до значения  $p_2$ , что приведет к освобождению потенциальной энергии сжатых пружин, накопленной в первой фазе, и вызовет отталкивание инерционной массы 1 от трамбующей плиты 4. Рабочий цилиндр — инерционная масса 1 при этом возвратится в исходное положение, а трамбующая плита будет двигаться вниз, осуществляя рабочий ход по уплотненному грунту. Клапан-пульсатор 2 при уменьшении давления закрывается, и начинается следующий цикл.

На рис. 65 изображена схема устройства с внешней аккумуляцией энергии и отдачей ей в первой фазе для осуществления рабочего хода подвижных инерционных элементов.

При включении насоса рабочая жидкость под давлением заполняет полость гидроаккумулятора 4. Когда давление жидкости достигнет значения  $p_1$ , открывается клапан-пульсатор 3, и жидкость из гидроаккумулятора и насоса поступает в рабочую камеру А, а из нее через дроссель 5 в сливную линию. При этом за счет перепада давления на дросселе 5 совершается рабочий ход подвижных частей по направляющим 2. Скорость работы этих частей (трамбующей плиты и корпуса цилиндра) определяется скоростью понижения давления в сливной линии. Полная энергия силового импульса

$$A_{\text{имп}} = \frac{p_1 - p_2}{2} Q_{\text{имп}} t = \frac{\Delta p}{2} Q_{\text{имп}} t,$$

где  $p_1$  — заданное давление, при котором открывается клапан-пульсатор;  $p_2$  — давление закрытия клапана-пульсатора;  $\Delta p$  — разность давлений открытия и закрытия клапана-пульсатора;  $Q_{\text{имп}}$  — импульсная подача рабочей жидкости за один цикл работы;  $t$  — продолжительность импульса.

Так как давления закрытия и открытия клапана-пульсатора различаются незначительно и в конечном счете увеличение их разности  $\Delta p$  не дает существенного увеличения энергоотдачи устройства, в гидросистеме установлен гидроаккумулятор 4 для увеличения импульсной подачи рабочей жидкости  $Q_{\text{имп}}$ .

Как показали исследования, описанные гидромеханические трамбовки довольно надежны и устойчивы в работе, позволяют осуществлять плавное регулирование параметров, имеют неплохие энергетические показатели.

В последнее время в промышленности имеют широкое распространение комбинированные приводы, в частности пневмогидравлические. Это обусловлено тем, что часто сжатия воздуха от компрессора недостаточно для получения требуемых рабочих усилий, и тогда применяют пневмогидравлические преобразователи, в которых относительно невысокое давление воздуха (0,5—0,6 МПа) преобразуется в высокое давление жидкости, являющейся рабочей средой для исполнительного органа механизма. Использование этого принципа в конструкциях трамбовок делает их более эффективными по сравнению с пневматическими, компактными и мобильными. Для них не требуется автономной насосной гидростанции и магистральных трубопроводов. Применение сжатого воздуха в качестве основного энергоносителя позволяет значительно увеличить их удаление от приводного агрегата-компрессора.

В Вишницком политехническом институте разработана и исследована пневмогидравлическая трамбовка инерционного типа (рис. 66).

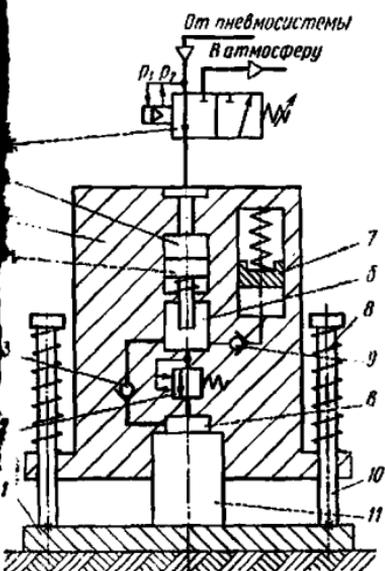


Рис. 66. Схема пневмогидравлической трамбовки инерционного типа

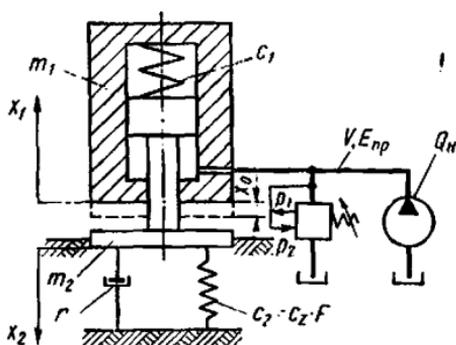


Рис. 67. Расчетная схема гидронерционной трамбовки

Трамбовка работает следующим образом. Сжатый воздух под давлением около 0,6 МПа подается по шлангу через пневматический пульсатор 6 в поршневую

полость *a* плунжерного мультипликатора 4, вследствие чего плунжер перемещается в замкнутой полости, предварительно заполненной рабочей жидкостью, под некоторым начальным давлением. При этом жидкость сжимается до высокого давления (70—80 МПа). Когда давление жидкости достигнет расчетного значения, закрывается клапан-пульсатор 2 и пневматический клапан 6. Клапан-пульсатор 2 соединяет замкнутую полость высокого давления с рабочей камерой *в*. За счет увеличения давления в камере *в* плунжер 11 и связанная с ним трамбующая плита 1, а также инерционная масса 5 совершают рабочий ход. Так как масса корпуса рабочего цилиндра намного больше массы трамбующей плиты и плунжера, основная часть энергии расходуется на деформирование уплотняемой поверхности.

По окончании рабочего хода плунжер 11 под действием пружин 8, расположенных на направляющих плитах 10, вытесняет жидкость из рабочей камеры *в* через обратный клапан 3 в полость *б*, после чего цикл повторяется. Подпитку замкнутой гидросистемы осуществляют компенсатор утечек 7 через обратный клапан 9.

Такое сочетание преимуществ гидравлического и пневматического приводов позволило получить мощное, простое и надежно действующее устройство. Конструкция довольно удобна для использования в тяжелых условиях строительного производства.

### РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОИНЕРЦИОННЫХ ТРАМБОВОК

На рис. 67 приведена расчетная схема гидроинерционной трамбовки. На ней обозначены:  $m_1$  — инерционная масса (масса гидроцилиндра трамбовки);  $m_2$  — масса трамбующей плиты;  $c_1$  — приведенная жесткость аккумулялирующих пружин;  $c_2$  — жесткость грунта ( $c_2 = c_z \cdot F_0$ , где  $c_z$  — коэффициент постели грунта;  $F_0$  — площадь контакта с грунтом трамбующей плиты);  $r$  — коэффициент вязкого сопротивления грунта;  $x_0$  — максимальное перемещение инерционной массы из начального положения под действием давления рабочей жидкости.

Для составления дифференциальных уравнений, описывающих динамику движения рабочего органа трамбовки, рассмотрим основные фазы цикла ее работы. В исходном положении гидросистема заполнена рабочей

жидкостью, вес инерционной массы уравновешен усилием сжатия аккумулирующих пружин.

В первой фазе цикла под действием давления жидкости инерционная масса  $m_1$  опускается (конструктивно трамбовка выполнена таким образом, что трамбуемая плита находится в безотрывном контакте с уплотняемым грунтом, а движется инерционная масса, растягивая при этом упругие подвески, связывающие ее с навесной рамой) и продолжает сжимать аккумулирующие пружины. Дифференциальное уравнение, описывающее первую фазу рабочего цикла, имеет вид

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_{ц} F - c_1 x_1 + mg - R, \quad (151)$$

где  $x_1$  и  $d^2 x_1 / dt^2$  — соответственно перемещение и ускорение инерционной массы;  $p_{ц}$  — текущее значение давления в рабочем гидроцилиндре, определяемое по выражению (10);  $R$  — сила механического сопротивления, которую можно принять равной  $R = \mu (dx/dt)$  ввиду небольших скоростей и перемещений при ходе инерционной массы вниз, а при дальнейших расчетах ею можно пренебречь.

Если пренебречь силой  $R$  и выразить  $p_{ц}$  через его значение, то выражение (151) можно записать в виде

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{Q_H t - F x_1}{V_0} E_{np} F - c_1 x_1 + m_1 g,$$

или, после преобразований,

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} + a_{11}^0 x_1 = A_1 t + B_1, \quad (152)$$

где

$$a_{11}^0 = \frac{F^2 E_{np}}{m_1 V_0} + \frac{c_1}{m_1}; \quad A_1 = \frac{Q_H F}{m_1 V_0} E_{np}; \quad B_1 = g.$$

Исходя из нового варианта уравнения, новой структуры постоянных и начальных условий, решим выражение (152), используя преобразования Лапласа. Для начальных условий  $x_1(0) = 0$ ,  $dx/dt(0) = 0$  получим

$$X_1(p) p^2 + X_1(p) a_{11}^0 = \frac{A_1}{p^2} + \frac{B_1}{p}, \quad (153)$$

где под  $X_1(p)$  понимается изображение искомой функции  $x(t)$ , а под  $(A_1/p^2) + (B_1/p)$  — изображение заданной функции  $f(t) = A_1 t + B_1$ .

Уравнение (153) является алгебраическим уравнением первой степени, решив которое, получим

$$X_1(p) (p^2 + a_{11}^0) = \frac{A_1}{p^2} + \frac{B_1}{p},$$

или

$$X_1(p) = \frac{A_1}{p^2 (p^2 + a_{11}^0)} + \frac{B_1}{p (p^2 + a_{11}^0)}. \quad (154)$$

Разлагая рациональную дробь в правой части выражения (154), методом неопределенных коэффициентов [10] и на основании теоремы разложения получим

$$X_1(p) = -\frac{A_1}{a_{11}^0 \sqrt{a_{11}^0}} \frac{\sqrt{a_{11}^0}}{p^2 a_{11}^0} - \frac{B_1}{a_{11}^0} \frac{p}{p^2 + a_{11}^0} + \frac{A_1}{a_{11}^0} \frac{1}{p^2} + \frac{B_1}{a_{11}^0} \frac{1}{p}.$$

По полученному в виде суммы слагаемых изображению  $X_1(p)$  находим начальную функцию  $x_1(t)$  [10], т. е. решение уравнения (152):

$$x_1 = -\frac{A_1}{a_{11}^0 \sqrt{a_{11}^0}} \sin(\sqrt{a_{11}^0} t) - \frac{B_1}{a_{11}^0} \cos(\sqrt{a_{11}^0} t) + \frac{A_1 t}{a_{11}^0} + \frac{B_1}{a_{11}^0}. \quad (155)$$

Дифференцируя выражение (155), находим скорость и ускорение инерционной массы:

$$\frac{dx_1}{dt} = -\frac{A_1}{a_{11}^0} \cos(\sqrt{a_{11}^0} t) + \frac{B_1}{\sqrt{a_{11}^0}} \sin(\sqrt{a_{11}^0} t) + \frac{A_1}{a_{11}^0}. \quad (156)$$

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{A_1}{\sqrt{a_{11}^0}} \sin(\sqrt{a_{11}^0} t) + B_1 \cos \sqrt{a_{11}^0} t. \quad (157)$$

Уравнения (155), (156), (157) характеризуют колебательный процесс как незатухающий, однако в реальных гидротрамбовках ход инерционной массы вниз заканчивается в первой четверти периода колебаний (собственные частоты подвижных элементов трамбовки достаточно низкие), что делает принятые допущения правомочными и в определенной степени упрощает последующий расчет.

Если параметры гидротрамбовки выбрать такими, при которых ход вниз инерционной массы заканчивается во второй или последующих четвертях периода собственных колебаний, то отрицательные значения скорости и ускорения этой массы уменьшат частоту рабочих циклов, характеризующихся к тому же неэффективным аperiodическим режимом работы.

Принятые допущения тем более справедливы для гидравлических трамбовок, работающих с малым ходом инерционной массы (2—5 мм).

Рассмотрим пример расчета параметров гидравлической трамбовки исходя из движения инерционной массы  $m_1$  вниз с зарядкой аккумулирующих пружин при следующих исходных данных:  $m_1 = 200$  кг;  $Q_{II} = 1,15 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с;  $V_0 = 4 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $F = 15,89 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>;  $d_{III} = 45$  мм;  $E_{II} = 16 \times 10^8$  Н/м<sup>2</sup>.

Подставив эти данные в дифференциальные уравнения (155), (156), (157), описывающие движение инерционной массы, построим графики функций  $x_1(t)$ ,  $dx_1/dt$  и  $d^2x_1/dt^2$  (рис. 68). Интервал времени выберем по меньшему значению  $a_{11}^0$  (при котором  $c_1/m_1 = 1,25 \times 10^3$  с<sup>-1</sup>), так как при этом максимум перемещения  $x_{1\max}$  для первой четверти периода согласно уравнению (155) будет иметь место в момент, когда  $\sin(\sqrt{a_{11}^0} t) = \sin 79,37 t = 1$ , т. е.  $79,37 t = \pi/2$ , откуда  $t_{x_{1\max}} = 1,9 \times 10^{-2}$  с.

Время разгона в остальных случаях будет еще меньше.

С уменьшением отношения  $c_1/m_1$  в пределах рассматриваемого интервала времени  $t$  значения функций  $x_1(t)$  и  $dx_1/dt$  увеличиваются быстрее, а наступление максимума функции  $d^2x_1/dt^2$  происходит позже. Увеличение отношения  $c_1/m_1$  ведет к сокращению времени зарядки пружинного аккумулятора и уменьшению хода инерционной массы  $m_1$ . Таким образом, изменяя жесткость  $c_1$  аккумулирующих пружин, можно регулировать параметры вибрирования.

Как следует из выражения (34), максимум функции  $d^2x_1/dt^2$  определяет максимальное динамическое давление в гидросистеме. Поэтому при выборе значения  $c_1/m_1$  необходимо учитывать давление, на которое настроен клапан-пульсатор. Чтобы предотвратить его преждевременное открытие при увеличении ускорения  $d^2x_1/dt^2$ ,

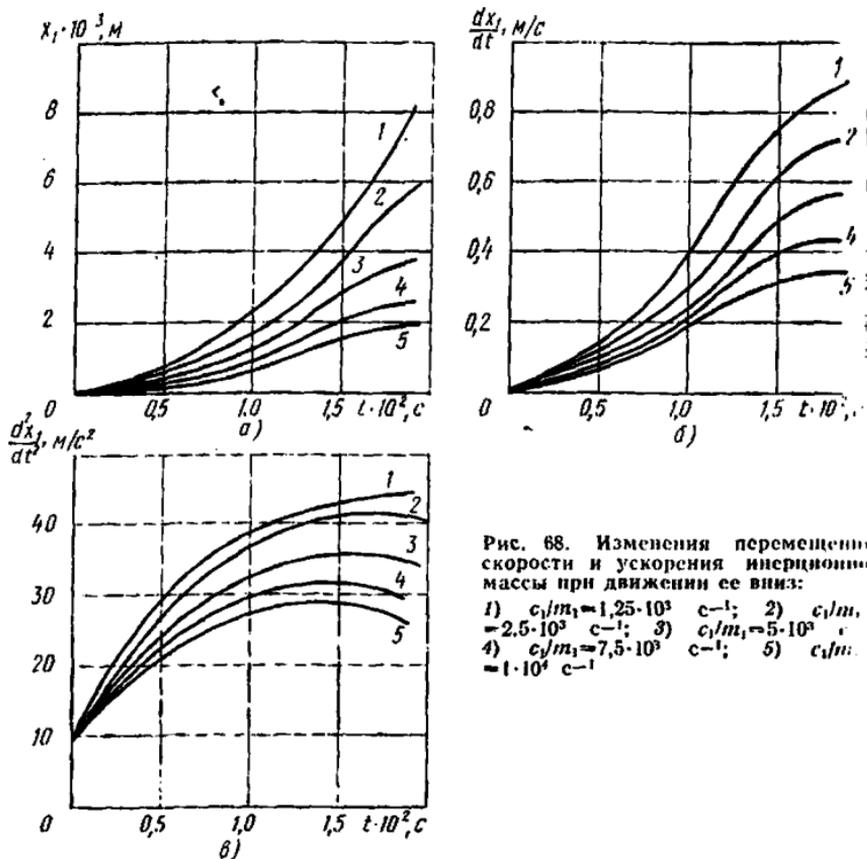


Рис. 68. Изменения перемещения, скорости и ускорения инерционной массы при движении ее вниз:

- 1)  $c_1/m_1 = 1,25 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ ; 2)  $c_1/m_1 = 2,5 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ ; 3)  $c_1/m_1 = 5 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ ; 4)  $c_1/m_1 = 7,5 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ ; 5)  $c_1/m_1 = 1 \cdot 10^4 \text{ с}^{-1}$

необходимо выбирать отношение  $c_1/m_1$ , основываясь на следующей зависимости:

$$p_1 \geq \frac{c_1 x_1 + m_1 \left[ \left( \frac{d^2 x_1}{dt^2} \right)_{\max} - g \right]}{F}$$

После зарядки аккумулирующих пружин, когда инерционная масса дойдет до упора, наступает вторая фаза рабочего цикла, заключающаяся в разрядке сжатых пружин. При этом инерционная масса движется вверх в исходное положение, а масса трамбуемой плиты  $m_2$  вниз, совершая рабочий ход по уплотнению грунта. Движение масс  $m_1$  и  $m_2$  начинается в момент релейного открытия клапана-пульсатора, сообщающего гидросистему со сливной линией. Закачивается рабочий цикл закрытием клапана-пульсатора после понижения давления в гидросистеме до значения, меньшего  $p_2$ .

Дифференциальные уравнения, характеризующие эту фазу рабочего цикла, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= c_1 (x_0 - x_1) - m_1 g - R_1; \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= c_1 (x_0 - x_1) - \left( r \frac{dx_2}{dt} + c_2 x_2 \right) + m_2 g - R_2. \end{aligned} \right\} (158)$$

Потерями на трение  $R_1$  и  $R_2$  в этом случае, как и при анализе первой фазы, можно пренебречь, так как они незначительны.

Разделив первое из уравнений (158) на  $m_1$ , а второе — на  $m_2$  и приняв следующие обозначения:

$$\begin{aligned} \frac{c_1}{m_1} &= a_{11}^0; & \frac{c_1}{m_1} x_0 - g &= A_1; & \frac{c_1}{m_2} &= a_{21}^0; & \frac{c_2}{m_2} &= a_{22}^0; \\ \frac{r}{m_2} &= a_{22}'; & \frac{c_1}{m_2} x_0 + g &= A_2, \end{aligned}$$

преобразуем систему уравнений (158):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + a_{11}^0 x_1 &= A_1; \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} + a_{22}' \frac{dx_2}{dt} + a_{21}^0 x_1 + a_{22}^0 x_2 &= A_2. \end{aligned} \right\} (159)$$

Применяя к обеим частям уравнений (159) преобразование Лапласа, с учетом начальных условий: при  $t=0$   $x_1=0$ ;  $dx_1/dt=-v_0$ ;  $x_2=0$ ;  $dx_2/dt=0$ , получим

$$\left. \begin{aligned} X_1(p) (p^2 + a_{11}^0) + v_0 &= A_1 \frac{1}{p}; \\ X_1(p) a_{21}^0 + X_2(p) (p^2 + a_{22}' p + a_{22}^0) &= A_2 \frac{1}{p}. \end{aligned} \right\} (160)$$

Из системы уравнений (160) определяем изображения перемещений:

$$X_1(p) = A_1 \frac{1}{p(p^2 + a_{11}^0)} - v_0 \frac{1}{p^2 + a_{11}^0}; \quad (161)$$

$$\begin{aligned} X_2(p) &= A_2 \frac{1}{p(p^2 + a_{22}' p + a_{22}^0)} - \\ &- A_1 \frac{a_{21}^0}{p(p^2 + a_{22}' p + a_{22}^0)(p^2 + a_{11}^0)} \end{aligned}$$

$$+ v_0 \frac{a_{21}^0}{(\rho^2 + a'_{22}\rho + a_{22}^0)(\rho^2 + a_{11}^0)}. \quad (162)$$

Используя метод неопределенных коэффициентов и теорему разложения [10] и учитывая при этом, что корни многочлена знаменателя  $(\rho^2 + a'_{22}\rho + a_{22}^0)$  — комплексные, т. е.  $[(a'_{22})^2/4] - a_{22}^0 < 0$ , так как  $a_{22}^0 \gg a'_{22}$ , разложим рациональные дроби, входящие в выражения (161) и (162):

$$X_1(\rho) = \frac{A_1}{a_{11}^0} \frac{1}{\rho} - \frac{A_1}{a_{11}^0} \frac{\rho}{\rho^2 + a_{11}^0} - \frac{v_0}{\sqrt{a_{11}^0}} \frac{\sqrt{a_{11}^0}}{\rho^2 + a_{11}^0};$$

$$X_2(\rho) = \frac{A_2}{a_{22}^0} \frac{1}{\rho} - \frac{A_2}{a_{22}^0} \frac{\rho + \frac{a'_{22}}{2}}{\left(\rho + \frac{a'_{11}}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}\right)^2} -$$

$$- \frac{A_2 a'_{22}}{2a_{22}^0} \frac{1}{\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}} \times$$

$$\times \frac{\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}}{\left(\rho + \frac{a'_{22}}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}\right)^2} +$$

$$+ \frac{A_1 a_{21}^2}{a_{22}^0 a_{11}^0} \frac{1}{\rho} + \frac{A_1 a_{21}^0}{a_{22}^0} \left\{ \frac{1}{a_{22}^0} - \frac{1}{a_{11}^0} - \right.$$

$$\left. - \frac{[(a'_{22})^2 + 2a_{22}^0 - a_{11}^0](a_{22}^0 - a_{11}^0)}{(a_{22}^0 - a_{11}^0)^2 - (a'_{22})^2 a_{11}^0} \right\} \frac{\rho}{\rho^2 + a_{11}^0} -$$

$$- \frac{A_1 a_{21}^0}{(a_{22}^0)^2} \left\{ 1 + \frac{[(a'_{22})^2 + 2a_{22}^0 - a_{11}^0]}{[(a_{22}^0 - a_{11}^0)^2 - (a'_{22})^2 a_{11}^0]} \right\} \frac{1}{\sqrt{a_{11}^0}} \frac{\sqrt{a_{11}^0}}{\rho^2 + a_{11}^0} +$$

$$+ \frac{A_1 a_{21}^0}{a_{22}^0} \left\{ \frac{[(a'_{22})^2 + 2a_{22}^0 - a_{11}^0](a_{22}^0 - a_{11}^0)}{(a_{22}^0 - a_{11}^0)^2 - (a'_{22})^2 a_{11}^0} - 1 \right\} \times$$

$$\begin{aligned}
& \times \frac{p + \frac{a'_{22}}{2}}{\left(p + \frac{a'_{22}}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}\right)^2} - \\
& \frac{a'_{22} A_1 a_{21}^0}{a_{22}^0} \left\{ \frac{[(a'_{22})^2 + 2a_{22}^0 - a_{11}^0](a_{22}^0 - a_{11}^0)}{2a_{22}^0 [(a_{22}^0 - a_{11}^0)^2 - (a'_{22})^2 a_{11}^0]} \right. \\
& \left. - \frac{1}{2a_{22}^0} \frac{(a'_{22})^2 + 2a_{22}^0 - a_{11}^0}{(a_{22}^0 - a_{11}^0)^2 - (a'_{22})^2 a_{11}^0} \right\} \times \\
& \times \frac{1}{\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}} \frac{1}{\left(p + \frac{a'_{22}}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}\right)^2} \\
& - \frac{v_0 a_{21}^0 a'_{22}}{a_{11}^0 (a'_{22})^2 + (a_{22}^0 - a_{11}^0)^2} \cdot \frac{p}{p^2 + a_{11}^0} + \\
& + \frac{v_0 a_{21}^0 (a_{22}^0 - a_{11}^0)}{a_{11}^0 (a_{22}^0)^2 - (a_{22}^0 - a_{11}^0)^2} \frac{1}{\sqrt{a_{11}^0}} \frac{\sqrt{a_{11}^0}}{p^2 + a_{11}^0} + \\
& + \frac{v_0 a_{21}^0 a'_{22}}{a_{11}^0 (a'_{22})^2 + (a_{22}^0 - a_{11}^0)^2} \times \\
& \times \frac{p + \frac{a'_{22}}{2}}{\left(p + \frac{a'_{22}}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}\right)^2} + \\
& + \frac{v_0 a_{21}^0 \left[\frac{a'_{22}}{2} - (a_{22}^0 - a_{11}^0)\right]}{a_{11}^0 (a_{22}^0)^2 + (a_{22}^0 - a_{11}^0)^2} \frac{1}{\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}} \times \\
& \times \frac{1}{\left(p + \frac{a'_{22}}{4}\right)^2 + \left(\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}\right)^2}
\end{aligned}$$

По полученным изображениям  $X_1(p)$  и  $X_2(p)$  находим начальные функции  $x_1(t)$  и  $x_2(t)$ , которые после приведения подобных членов будут иметь следующий вид:

$$x_1 = B - B \cos(kt) - D \sin(kt); \quad (165)$$

$$x_2 = K + L \cos(kt) + M \sin(kt) + N e^{-\alpha t} \cos(lt) + R e^{-\alpha t} \sin(lt), \quad (166)$$

где

$$B = \frac{A_1}{a_{11}^0}; \quad D = \frac{v_0}{\sqrt{a_{11}^0}}; \quad k = \sqrt{a_{11}^0},$$

$$K = \frac{A_1 a_{21}^0 + A_2 a_{11}^0}{a_{22}^0 a_{11}^0}; \quad \alpha = \frac{a_{22}^0}{2}; \quad l = \sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a_{22}^0)^2}{4}};$$

$$L = \frac{A_1 a_{21}^0}{a_{22}^0} \left\{ \frac{1}{a_{22}^0} - \frac{1}{a_{11}^0} - \frac{[(a_{22}^0)^2 + 2a_{22}^0 - a_{11}^0](a_{22}^0 - a_{11}^0)}{(a_{22}^0 - a_{11}^0)^2 - (a_{22}^0)^2 a_{11}^0} \right\} - \frac{v_0 a_{21}^0 a_{22}^0}{a_{11}^0 (a_{22}^0)^2 + (a_{22}^0 - a_{11}^0)^2};$$

$$M = -\frac{A_1 a_{21}^0}{\sqrt{a_{11}^0} (a_{22}^0)^2} \left[ 1 + \frac{(a_{22}^0)^2 + 2a_{22}^0 - a_{11}^0}{(a_{22}^0 - a_{11}^0)^2 - (a_{22}^0)^2 a_{11}^0} \right] + \frac{v_0 a_{21}^0 (a_{22}^0 - a_{11}^0)}{a_{11}^0 (a_{22}^0)^2 - (a_{22}^0 - a_{11}^0)^2};$$

$$N = \frac{A_1 a_{21}^0}{(a_{22}^0)^2} \left\{ \frac{[(a_{22}^0)^2 + 2a_{22}^0 - a_{11}^0](a_{22}^0 - a_{11}^0)}{(a_{22}^0 - a_{11}^0)^2 - (a_{22}^0)^2 a_{11}^0} - 1 \right\} - \frac{A_2}{a_{22}^0} + \frac{v_0 a_{21}^0 a_{22}^0}{a_{11}^0 (a_{22}^0)^2 + (a_{22}^0 - a_{11}^0)^2};$$

$$R = -\frac{A_1 a_{21}^0 a_{22}^0}{a_{22}^0} \left\{ \frac{[(a_{22}^0)^2 + 2a_{22}^0 - a_{11}^0](a_{22}^0 - a_{11}^0)}{2a_{22}^0 [(a_{22}^0 - a_{11}^0)^2 - (a_{22}^0)^2 a_{11}^0]} - \frac{1}{2a_{22}^0} - \frac{(a_{22}^0)^2 + 2a_{22}^0 - a_{11}^0}{(a_{22}^0 - a_{11}^0)^2 - (a_{11}^0)^2 a_{11}^0} \right\} \frac{1}{\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a_{22}^0)^2}{4}}}$$

$$-\frac{A_2}{a_{22}^0} \frac{l}{\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a'_{22})^2}{4}}} + \frac{v_0 a_{21}^0 \left[ \frac{a'_{22}}{2} - (a_{22}^0 - a_{11}^0) \right]}{a_{11}^0 (a'_{22})^2 + (a_{22}^0 - a_{11}^0)^2}.$$

Дифференцируя выражения (163) и (164), находим скорости и ускорения масс:

$$\frac{dx_1}{dt} = kB \sin(kt) - kD \cos(kt); \quad (165)$$

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = k^2 B \cos(kt) + k^2 D \sin(kt); \quad (166)$$

$$\begin{aligned} \frac{dx_2}{dt} = & kM \cos(kt) - kL \sin(kt) + (LR - \alpha N) e^{-\alpha t} \cos(lt) - \\ & - (LN + \alpha R) e^{-\alpha t} \sin(lt); \end{aligned} \quad (167)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x}{dt^2} = & -k^2 M \sin kt - k^2 L \cos kt + [\alpha(LN + \alpha R) - \\ & - l(LR - \alpha N)] e^{-\alpha t} \sin(lt) - [\alpha(LR - \alpha N) - l(LN + \\ & + \alpha R)] e^{-\alpha t} \cos(lt). \end{aligned} \quad (168)$$

Выражения (163)–(167), (168) запишем в соответствии с формой записи, принятой в теории колебаний:

$$x_1 = B - S_1 \sin(kt + \varphi_1); \quad (169)$$

$$\frac{dx_1}{dt} = -S_2 \sin(kt + \varphi_2); \quad (170)$$

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = -S_3 \sin(kt + \varphi_3); \quad (171)$$

$$x_2 = K + U_1 \sin(kt + \psi_1) + W_1 e^{-\alpha t} \sin(lt + \chi_1); \quad (172)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = U_2 \sin(kt + \psi_2) + W_2 e^{-\alpha t} \sin(lt + \chi_2); \quad (173)$$

$$\frac{d^2 x_2}{dt^2} = U_3 \sin(kt + \psi_3) + W_3 e^{-\alpha t} \sin(lt + \chi_3), \quad (174)$$

где

$$S_1 = \sqrt{B^2 + D^2}; \quad \varphi_1 = \operatorname{arctg} \frac{B}{D};$$

$$S_2 = \sqrt{(kD)^2 + (kB)^2}; \quad \varphi_2 = \operatorname{arctg} \left( -\frac{D}{B} \right);$$

$$S_3 = \sqrt{(k^2 B^2)^2 + (k^2 D)^2}; \quad \varphi_3 = \operatorname{arctg} \frac{B}{D};$$

$$U_1 = \sqrt{L^2 + M^2}; \quad \psi_1 = \operatorname{arctg} \frac{L}{M};$$

$$W_1 = \sqrt{N^2 + R^2}; \quad \chi_1 = \operatorname{arctg} \frac{N}{R};$$

$$U_2 = \sqrt{(kM)^2 + (kL)^2}; \quad \psi_2 = \operatorname{arctg} \left( -\frac{M}{L} \right);$$

$$W_2 = \sqrt{(lR - \alpha N)^2 + (lN + \alpha R)^2}; \quad \chi_2 = \operatorname{arctg} \left( -\frac{lR - \alpha N}{lN + \alpha R} \right);$$

$$U_3 = \sqrt{(k^2 W)^2 + (k^2 L)^2}; \quad \psi_3 = \operatorname{arctg} \frac{L}{M};$$

$$U_3 = \sqrt{[\alpha(lR - \alpha N) - l(lN + \alpha R)]^2 + [\alpha(lN - \alpha R) - l(lR - \alpha N)]^2};$$

$$\chi_3 = \operatorname{arctg} \left[ -\frac{\alpha(lR - \alpha N) - l(lN + \alpha R)}{\alpha(lN - \alpha R) - l(lR - \alpha N)} \right].$$

Для расчета параметров движения во второй фазе рабочего цикла основных элементов гидравлической трамбовки, анализ динамики первой фазы которой рассматривался выше, примем дополнительно следующие данные: масса трамбуемой плиты и скрепленных с ней элементов  $m_2 = 50$  кг; жесткость грунта  $c_2 = 10 \cdot 10^5 \div 60 \times 10^5$  Н/м; коэффициент вязкого сопротивления  $r_1 = 1800$  Н/м (изменением этой величины ввиду небольшой глубины уплотнения пренебрегаем).

Для анализа влияния приведенной жесткости грунта на параметры исполнительного органа — трамбуемой плиты примем жесткость аккумулирующих пружин  $c_1 = 2,5 \cdot 10^5$  Н/м и воспользуемся начальными условиями, полученными по расчету динамики первой фазы рабочего цикла:  $x_1 \max = x_0 = 0,0083$  м,  $(dx_1/dt) \max = v_0 = 0,853$  м/с.

Подставляя эти начальные условия и значения параметров подвижных элементов гидравлической трамбовки в зависимости (172) — (174), определим перемещение, скорость и ускорение массы  $m_2$  в функции изменяющейся жесткости уплотняемой среды  $c_2$ . Расчет, как и для первой фазы цикла, производим для первой четверти периода колебаний, полагая, что за это время трамбуемая плита осуществит рабочий ход, а клапан-пульсатор

закрывается и займет исходное положение для следующего цикла.

На рис. 69 приведены графики функций  $x_2 = x_2(c_2)$ ,  $dx_2/dt = dx_2(c_2)/dt$  и  $d^2x_2/dt^2 = d^2x_2(c_2)/dt^2$ , наглядно иллюстрирующие изменение параметров движения основных элементов гидравлической трамбовки в зависимости от жесткости уплотняемой среды. С увеличением жесткости уплотняемой среды перемещение, скорость и ускорение массы  $m_2$  уменьшаются.

Расчет удельных импульсов и предельных напряжений, возникающих в грунте при воздействии на него трамбующей плиты, проводимый по аналогии с известными способами [26, 29], показал, что удельный импульс применительно к данному конкретному соотношению масс и жесткости составных элементов приблизительно равен  $1,2 \cdot 10^{-4}$  Н/с·м<sup>2</sup>, а максимальное напряжение непосредственно под плитой — около 0,180 Н/м<sup>2</sup> (при площади трамбующего башмака  $F = 0,25$  м<sup>2</sup>).

Это свидетельствует о возможности использования данной вибротрамбовки для уплотнения связных суглинистых грунтов.

Из зависимостей (169—(174) видно, что оптимальные удельные импульсы имеют место при соотношении инерционных масс  $m_1/m_2 = 4 \div 5$ . Исходя из этих зависимостей, можно получить нужные значения расчетных параметров для обеспечения нормального режима работы трамбовки при различных значениях  $c_2$ ,  $r$  и соотношения масс  $m_1/m_2$ . Ввиду сложности и большой трудоемкости расчета, а также необходимости проведения графического анализа из-за неявной формы  $t$ , предпочтительнее анализ подобных систем линейных уравнений на ЭВМ.

Гидроприводную часть можно рассчитывать по зависимостям (1) — (7).

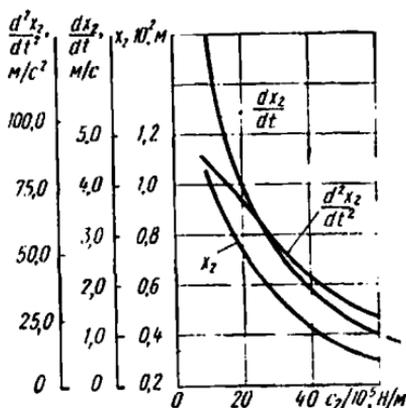


Рис. 69. Зависимость перемещения, скорости и ускорения трамбующей плиты от жесткости уплотняемого грунта

При полевых испытаниях на реальных грунтах установлено, что существенное влияние на уплотняемость грунтовой среды оказывает форма силового трамбуемого импульса, так называемая острота импульса, от которой в значительной мере зависит максимальное давление под трамбуемой плитой. Чем больше острота импульса, зависящая в основном от скорости движения рабочего органа, тем выше эффективность уплотнения. Экспериментально установлено, что особенно эффективна форма импульса в виде цикла усилия, образующегося в течение  $\frac{1}{6}$ — $\frac{1}{3}$  времени рабочего цикла, сочетающаяся с последующей инерционной разгрузкой, что достигается благодаря применению двухмассной гидроинерционной схемы. Дальнейшее увеличение остроты пика импульса свидетельствует о завершении процесса уплотнения и о превращении грунта под уплотнителем в сплошной монолит, колеблющийся вместе с ним.

Выполненные экспериментальные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Результаты аналитических и экспериментальных исследований рабочего процесса гидроинерционных трамбовок достаточно хорошо совпадают (погрешность конечных значений около 5—10%), и характер изменения кривых на осциллограммах соответствует полученным теоретическим зависимостям.

2. Изменение во времени перемещений, скоростей, ускорений и давлений в гидросистеме в полной мере зависит от жесткости гидросистемы и начальных условий.

3. Важную роль играет характер изменения рабочего давления в первой фазе рабочего цикла, так как преждевременное открытие клапана-пульсатора сопровождается неэффективной работой гидротрамбовок.

4. Возможность работы трамбовок в различных режимах позволяет рекомендовать их для широкого применения для уплотнения связных и несвязных грунтов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода. Киев, «Техника», 1969, 320 с.
2. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М., «Машиностроение», 1969, 465 с. Авт.: В. П. Прокофьев, Ю. А. Данилов, Л. А. Кондаков, А. С. Лучанский, Ю. А. Целин.
3. Бабаков И. М. Теория колебаний. М., «Наука», 1968, 559 с.
4. Баранов В. Н., Захаров Ю. Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. М., «Машиностроение», 1966, 244 с.
5. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. Справочник. М., «Высшая школа», 1972, 416 с.
6. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний. М., Высшая школа, 1972, 416 с.
7. Бочаров Ю. А., Прокофьев В. Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. М., «Высшая школа», 1969, 248 с.
8. Брагинская Н. В. Исследование гидравлического вибровозбудителя пружинного типа. — «Строительные и дорожные машины», 1974, № 5, с. 23—25.
9. Гавриленко Б. А., Мишин В. А., Рождественский С. Н. Гидравлический привод. М., «Машиностроение», 1968, 504 с.
10. Дёч Густав. Руководство к практическому применению преобразования Лапласа и L-преобразования. М., «Наука», 1971, 288 с.
11. Ермаков В. В. Основы расчета гидропривода. М., Машгиз, 1951, 148 с.
12. Иванов М. Е., Матвеев И. Б., Немировский И. А. Новые гидроприводы технологических машин ударного действия. Киев, УкрНИИТИ, 1971, 36 с.
13. Костельов М. П. Уплотнение грунтов в траншеях и других стесненных местах строительства. — «Труды СоюздорНИИ», 1971, вып. 48, с. 46—51.
14. Лызо Б. Г., Дмитриевич Ю. В. Новые конструкции свабойных молотов. М., ЦНИИТЭСтроймаш, 1968, 83 с.
15. Марченков В. П. О применении универсального гидровибратора в дорожных катках. — В кн.: Строительные и дорожные машины. Научные труды Ярославского политехнического института, 1975, вып. 1, с. 56—58.
16. Марченков В. П., Попов Г. Н., Путинцев В. Г. Модернизация вибровальца ДУ-47. — В кн.: Строительные и дорожные машины. Научные труды Ярославского политехнического института, 1975, вып. 1, с. 40—43.

17. Матвеев И. Б. Выбор принципиальной схемы вибрационного прессы. — «Кузнечно-штамповочное производство», 1973, № 8, с. 24—33.

18. Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. М., «Машиностроение», 1974. 184 с.

19. Матвеев И. Б., Иванов М. Е. Выбор типа привода сваспугружающих машин. — В кн.: Гидропривод и гидроприводоматика. Вып. 6. Киев, «Техника», 1970, с. 40—45.

20. Матвеев И. Б., Копытин А. М. Молоты с гидравлическим приводом и выбор их схемы управления. — «Кузнечно-штамповочное производство», 1964, № 6, с. 24.

21. Навесное вибротрамбующее оборудование на базе экскаватора ЭО-2621. — «Механизация строительства», 1975, № 10, с. 24—25. Авт.: Б. И. Зыков, П. В. Антонов, П. И. Марков, Е. Е. Малсев, С. П. Гохберг.

22. Николаев В. М., Горбанев В. П. Уплотнение и закрепление грунтов в стесненных условиях строительного производства. М., Стройиздат, 1968, 150 с.

23. Оборудование для уплотнения грунтов в стесненных условиях строительного производства. — В кн.: Строительные и дорожные машины. Научные труды Ярославского политехнического института, 1975, вып. 1, с. 9—13. Авт.: Б. И. Зыков, П. И. Марков, Е. Е. Малсев, Е. К. Чабуткин.

24. Перспектива развития машин для уплотнения грунтов. — «Механизация строительства», 1975, № 11, с. 6—8. Авт.: Л. М. Бобылев, Ю. Б. Каневский, Т. Е. Самолетова, А. И. Доценко.

25. Соколов А. Ф., Кагарманов А. Ф. Методика расчета распределительных клапанов. — В кн.: Машины и технология обработки металлов давлением. Вып. 128. М., «Машиностроение», 1969, с. 59—65.

26. Справочник конструктора дорожных машин. Изд. 2-е, переработ. и доп. Под ред. д-ра техн. наук проф. И. П. Бородачева. М., «Машиностроение», 1973. 504 с.

27. Фурунжиев Р. И. Вычислительная техника и ее применение. Изд. 2-е. Минск, «Высшая школа», 1975, 400 с.

28. Хаймович Е. М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. М.—Киев, Машгиз, 1969, 556 с.

29. Хархута Н. Я. Машины для уплотнения грунтов. Л., «Машиностроение», 1973, 176 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение . . . . .	3
Глава I. Гидроприводы сваепогружающих молотов простого действия . . . . .	8
Основы расчета гидроприводов . . . . .	8
Расчет гидропривода с учетом массы и жесткости копра . . . . .	26
Расчет гидропривода молота, работающего в толчковом режиме, с учетом жесткости крепления цилиндра на наголовнике, массы сваи и характеристики грунта . . . . .	35
Конструкции клапанов-пульсаторов и их исследование . . . . .	43
Исследование и расчет гидропривода сваепогружающего молота с энергией удара 1000 Дж . . . . .	60
Глава II. Гидроприводы сваепогружающих молотов и вибромолотов двойного действия . . . . .	66
Принципиальные схемы гидроприводов . . . . .	66
Конструкции клапанов-пульсаторов . . . . .	72
Основы расчета гидроприводов . . . . .	99
Экспериментальное исследование гидроприводов . . . . .	123
Глава III. Гидроприводы грунтоуплотняющих машин . . . . .	128
Классификация грунтоуплотняющих машин . . . . .	128
	173