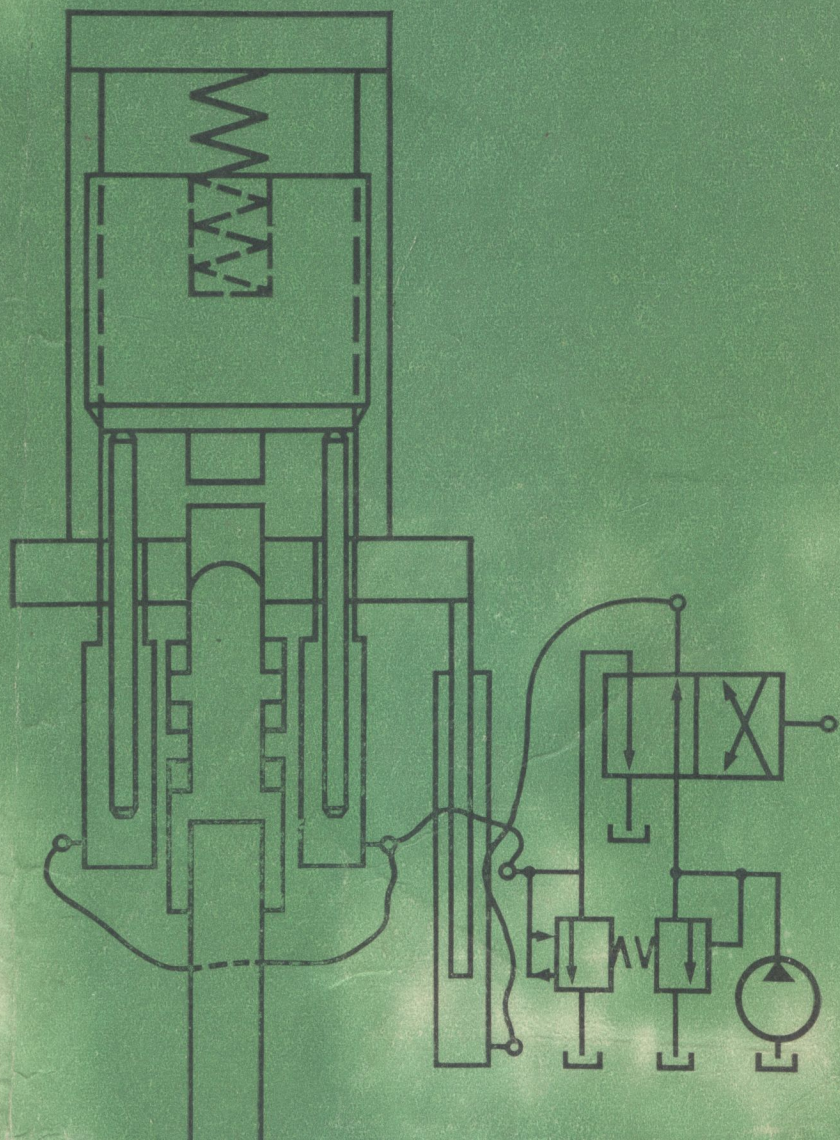


02-82

Г46

ГИДРОПРИВОД СВАЕПОГРУЖАЮЩИХ И ГРУНТОУПЛОТНЯЮЩИХ МАШИН



ГИДРОПРИВОД
СВАЕПОГРУЖАЮЩИХ
И ГРУНТОУПЛОТНЯЮЩИХ
МАШИН



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1977

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

Гидросхемы сваепогружающих молотов простого действия можно классифицировать по двум основным вариантам, которые хотя и не раскрывают возможного многообразия конструктивных решений, но достаточно наглядно характеризуют различия в принципе действия.

Наиболее простой является схема, изображенная на рис. 1, а. По направляющим 1 стационарного копра или

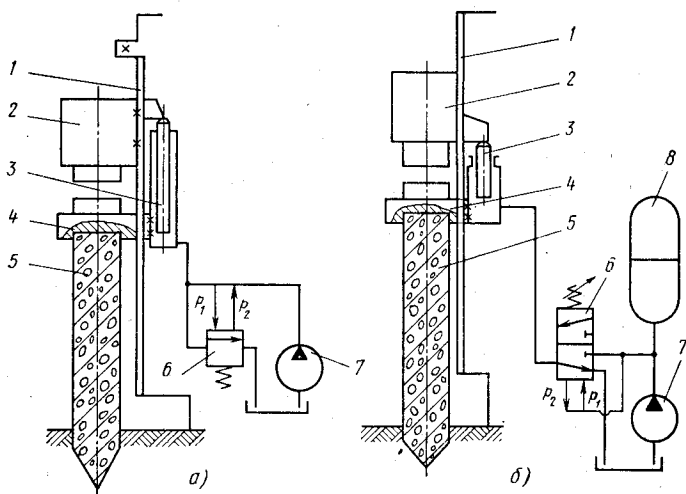


Рис. 1. Принципиальные схемы гидроприводов сваепогружающих молотов простого действия

самоходного сваепогружающего устройства перемещается ударная масса 2, которая поднимается при подаче жидкости под давлением в рабочий гидроцилиндр 3. При свободном падении масса 2 ударяет по наголовнику 4 сваи 5. Для того чтобы мог совершиться рабочий ход ударной массы вниз, должен открыться клапан-пульсатор 6 и соединить со сливной линией насос 7 и рабочий гидроцилиндр 3. Во время падения ударной массы за счет перетока жидкости из рабочего гидроцилиндра в гидробак устанавливается определенное давление p_2 , которое должно быть достаточным для удержания клапана-пульсатора в открытом состоянии. Как только происходит удар, давление в гидросистеме падает, клапан-пульсатор закрывается, отключая сливную гидрелинию. Давление в гидросистеме возрастает, и ударная масса под действием штока гидроцилиндра, в

который подается рабочая жидкость от насоса, движется вверх, т. е. начинается следующий цикл.

Открывается клапан-пульсатор при повышении давления в гидросистеме до расчетного значения p_1 , что соответствует достижению ударной массой упора, установленного на направляющих. Положение упора определяет высоту подъема ударной массы и, следовательно, энергию удара при рабочем ходе.

В схеме, показанной на рис. 1, б, применен трехходовой клапан-пульсатор 6 и введен одноходовой гидроаккумулятор 8, накапливающий энергию только для одного хода (это позволяет существенно уменьшить его размеры и использовать аккумуляцию энергии только за счет сжимаемости жидкости). Рабочий цикл гидромеханизма начинается с зарядки гидроаккумулятора 8 до давления p_1 , при котором клапан-пульсатор 6 переключается и соединяет аккумулятор 8 и насос 7 с рабочим гидроцилиндром 3. Ударной массе сообщается определенная энергия, и она начинает перемещаться вверх. При этом гидроаккумулятор разряжается, и, когда давление в гидросистеме уменьшится до значения p_2 , клапан-пульсатор переключится, соединив рабочий гидроцилиндр со сливной линией. Ударная масса 2 при этом сначала еще движется по инерции вверх, а затем падает вниз, ударяя по наголовнику 4 сваи 5. В это время за счет подачи жидкости от насоса начинает заряжаться гидроаккумулятор для следующего цикла.

Точный инженерный расчет приведенных схем при их конструктивной простоте оказывается сложным, если учитывать фактическую многомассность системы и нелинейную зависимость упругости гидросистемы от давления в ней. Эти вопросы, недостаточно или совсем не отраженные в литературе [12, 14, 18], рассматриваются в данной книге.

Схемы молотов двойного действия, применяемых для погружения свай, более универсальны и могут быть использованы, например, в кузнечно-прессовом машиностроении. Специфичность схемы чаще всего обуславливается дополнительными элементами цикла, такими как держание массы на весу, прижим и т. п.

Теоретически приведенные на рис. 1 схемы нетрудно преобразовать в схемы двойного действия, введя устройство, создающее дополнительное усилие сверх силы тяжести при рабочем перемещении ударной массы, т. е.

устройство, накапливающее энергию при подъеме ударной массы. Простейшим вариантом его могла бы быть пружина. Однако обычные пружины в условиях работы сваепогружающего 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 нанесение 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 односторонним аккумулятором 8, энергия зарядки которого в сумме с энергией, сообщаемой насосом 6 за время, в тече-

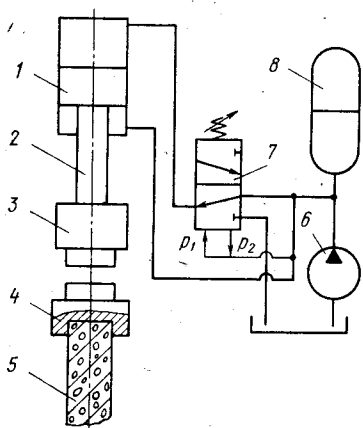


Рис. 2. Принципиальная схема гидропривода сваепогружающего молота двойного действия

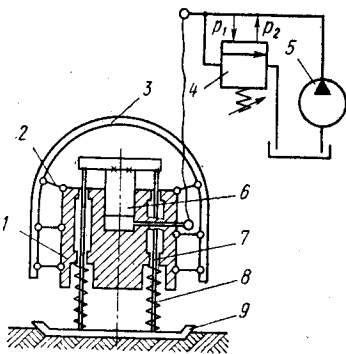


Рис. 3. Принципиальная схема навесного грунтоуплотняющего устройства с гидроприводом

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 машин 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 уплотнившейся части грунта.

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 сваепогружающих 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 β ; 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_k — давление настройки предохранительного клапана; Q_H — подача насоса.

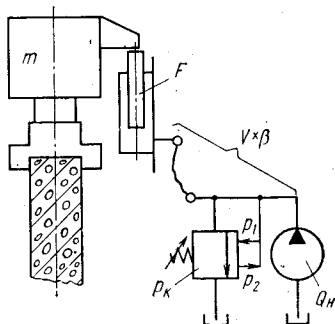


Рис. 4. Расчетная схема гидропривода сваепогружающего молота простого действия

Ударная масса поднимается при давлении $mg/F \leq p_{II} \leq p_1$ (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:

$$h = \frac{A}{mg} \quad (1); \quad F = \frac{mg}{p_{II}} \quad (2); \quad t_{II} = \frac{hF}{Q_H} \quad (3);$$

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

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

где h — высота подъема ударной массы; A — потенциальная энергия ударной массы, необходимая для обеспечения заданной энергии удара; t_{\uparrow} , t_{\downarrow} — время подъема и падения ударной массы; v_{\downarrow} — 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 β , 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 ΔV — суммарное изменение объема жидкости в гидросистеме за счет деформации подводных трубопроводов, гидроцилиндра и самой жидкости; V_0 — первоначальный объем жидкости в гидроцилиндре ($V_{\text{ц}}$) и в подводных 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 подводных трубопроводов и цилиндра приведенный модуль упругости гидросистемы [5, 7]

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

где $d_{\text{ти}}$ и $d_{\text{ц}}$ — диаметры трубопроводов и цилиндра; $\delta_{\text{ти}}$ 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

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

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 β_0 и E_0 — соответственно начальные значения коэффициента сжимаемости и объемного модуля упругости жидкости; α — 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, $\beta \approx 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}$ (рис. 5).

Суммарное изменение объема жидкости в гидросистеме ΔV_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 (осевая деформация на несколько порядков меньше радиальной и обычно при расчетах ее не учитывают)

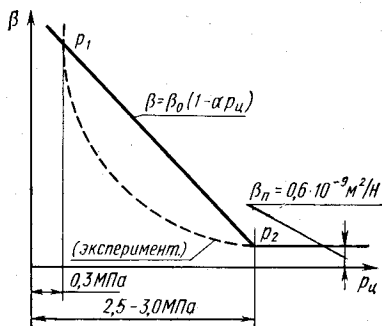


Рис. 5. Зависимость коэффициента сжимаемости жидкости от давления

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

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 подает в систему количество жидкости $Q_{\text{нт}}$, то на упругое сжатие ее и заполнение дополнительной емкости, образовавшейся из-за деформации гидроцилиндра и подводящих трубопроводов, надо подать жидкость объемом

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

Давление в системе при этом будет изменяться по закону

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

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

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

$$= \frac{Q_H t - Fx}{V_0} \frac{1}{\beta_0 - \beta_0 \alpha \rho_{ц} + \left(\sum_{i=1}^n \frac{d_{\tau i}}{\delta_{\tau i}} + \frac{d_{ц}}{\delta_{ц}} \right) \frac{1}{E_M}}. \quad (11)$$

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

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

После преобразования выражения (11) получим

$$\begin{aligned} \rho_{ц} \beta_0 - \rho_{ц}^2 \beta_0 \alpha + \left(\sum_{i=1}^n \frac{d_{\tau i}}{\delta_{\tau i}} + \frac{d_{ц}}{\delta_{ц}} \right) \frac{1}{E_M} \rho_{ц} &= \\ &= \frac{Q_H}{V_0} t - \frac{F}{V_0} x. \end{aligned} \quad (12)$$

Введем обозначения:

$$\begin{aligned} \beta_0 + \left(\sum_{i=1}^n \frac{d_{\tau i}}{\delta_{\tau i}} + \frac{d_{ц}}{\delta_{ц}} \right) \frac{1}{E_M} &= a; \quad \frac{Q_H}{V_0} = b; \\ \frac{F}{V_0} &= c; \quad \alpha \beta_0 = k \end{aligned} \quad (13)$$

и подставим их в выражение (12). Получим

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

или

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

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

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

Анализ величин, входящих в подкоренное выражение формулы (15), показывает, что параметры привода реальной 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

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

так как $p_{ц} < 0$ не имеет смысла.

Подставив в уравнение (8) значение $p_{ц}$, 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 μ — 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

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

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—Кутта) с использованием цифровых ЭВМ.

Как правило, в рассматриваемых приводах движение ударной массы вверх начинается при давлениях $p_{ц}$ свыше 3 МПа, т. е. в этих случаях коэффициент β 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 $p_{ц,п} \geq mg/F$, соответствующего началу подъема ударной массы. Время этого периода

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

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

В этом случае уравнение движения ударной массы вверх имеет вид

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

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 введения 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 $Q_n=1,15 \cdot 10^{-3}$ м³/с, первоначальный объем жидкости в системе $V_0=4,6 \cdot 10^{-3}$ м³, площадь плунжера $F=22 \cdot 10^{-4}$ м², приведенный модуль упругости системы с учетом свойств жидкости, материалов подводящих трубопроводов и цилиндра равен $0,5 \cdot 10^9$ Н/м².

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 μ :

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

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):

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

корни которого

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

Общее решение уравнения (25)

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

Частное 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 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

$$\begin{aligned} C_1 - 0,03 &= 0; \\ (-2,391C_1 + 19,93C_2) + 0,522 &= 0. \end{aligned}$$

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 $t_1 = 0,1$ с и $t_2 = 0,2$ с:

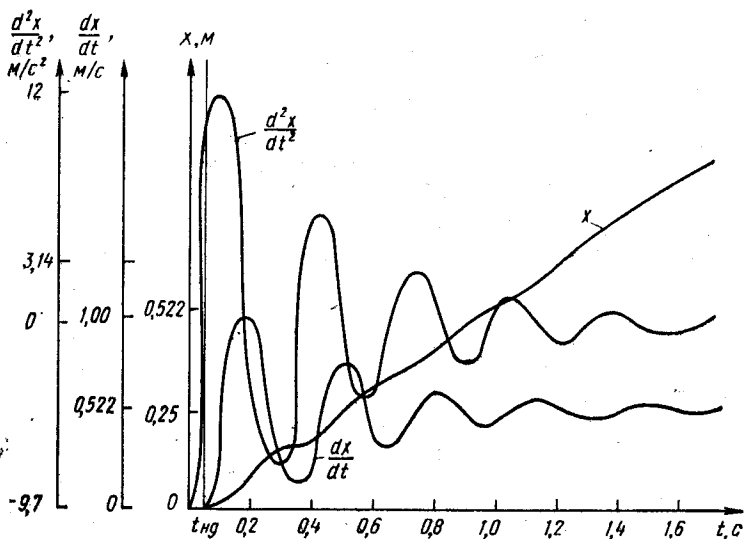


Рис. 6. Изменение перемещения, скорости и ускорения ударной массы при движении вверх

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

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

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-пульсатора p_1 , а также с давлением, принятым за расчетное при проведении прочностных расчетов элементов привода.

Дифференцируя выражение (29), получаем

$$\frac{d^2x}{dt^2} = e^{-2,391t} (-9,519 \cos 19,93t + 11,651 \sin 19,93t). \quad (32)$$

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 φ и λ , 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 последняя 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.

Вниз 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 γ — удельный вес жидкости; λ — коэффициент сопротивлений, выбираемый с учетом турбулентного режима истечения 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

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

В общем случае расход жидкости через кромки клапана-пульсатора

$$Q_{\text{с.л}} = k_{\text{кл}} f_{\text{кл}} \sqrt{\rho_{\text{ц}} - \rho_{\text{с.л}}},$$

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 сваи

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

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

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

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 :

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

Так как dx_1/dt однозначно определяет значение скорости v_1 движения ударной массы вниз, можно записать выражение для определения времени, за которое достигается 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; $F=22 \cdot 10^{-4}$ м²; $\lambda=0,0174$; $f_{\text{кл}}=13,4 \cdot 10^{-4}$ м²; $d_y=3 \cdot 10^{-2}$ м; $f_{\text{тр}}=4,4 \cdot 10^{-4}$ м²; $\alpha=5$; $R_1=375$ Н; $l/d=25$; $k_{\text{кл}}=0,033$; $\gamma=9 \cdot 10^3$ Н/м³.

Определим коэффициенты b_1 и c_1 по формулам (44):

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

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

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), находим

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

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

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):

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

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,254}{9,81}} = 0,247 \text{ с.}$$

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

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

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

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

Подача насоса

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

где $q = 46 \cdot 10^{-6}$ м³/об — подача насоса за один оборот; $\eta_n = 0,95$ — объемный 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)

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

а средняя мощность привода

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

где $\eta_{\text{п}}$ — к. п. д. механических пар.

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

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

Определяющими факторами предельной мощности для молотов простого действия является масса падающих частей и высота падения. Если принять

$$t_{ц} = \sqrt{\frac{2h}{g}} k_{т},$$

где $k_{т}$ — коэффициент продолжительности цикла, равный для реальных приводов 3—4 (принимая $k_{т}=3,5$), то

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

Тогда мощность привода

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

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

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

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

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

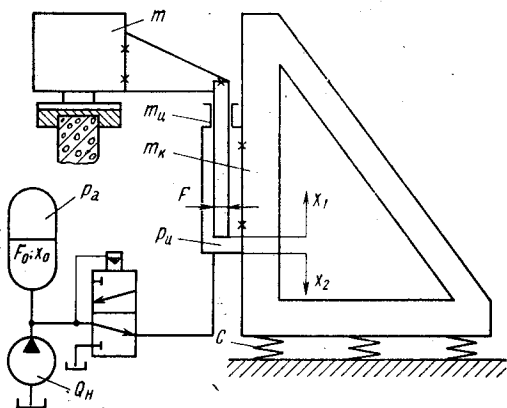
$$p_{ц} = p_a \left[1 - \frac{\psi(x)}{x_0} - \frac{Q_H t}{F_0 x_0} \right],$$

или с учетом податливости гидросистемы

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

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 сваепогружающего молота простого действия, работающего в толчковом режиме хода ударной массы вверх



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

$$p_u = p_a - \left(\frac{p_a}{x_0} + \frac{F}{V\beta} \right) (x_1 + x_2) + \frac{Q_H t}{F_0} \frac{p_a}{x_0} \quad (56)$$

После введения обозначений

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

запишем выражение (56) следующим образом:

$$p_u = p_a - a(x_1 + x_2) + bt. \quad (57)$$

Тогда уравнение движения ударной массы вверх с учетом сил сопротивления, определяемых по формуле (18), будет иметь вид [6]

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

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

$$\frac{d^2x_1}{dt^2} + \frac{aF}{m} (x_1 + x_2) + \frac{\mu}{m} \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) = \frac{bF}{m} t + \frac{\rho_a F - mg}{m} \quad (59)$$

Аналогично составляем уравнение для движения копра с гидроцилиндром:

$$(m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}) \frac{d^2x_2}{dt^2} = \rho_{\text{ц}} F - \mu \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - cx_2 - (m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}) g, \quad (60)$$

где $m_{\text{ц}}$ и $m_{\text{к}}$ — массы цилиндра и копра; c — приведенная жесткость амортизирующих элементов копра.

Подставив в уравнение (60) значение $\rho_{\text{ц}}$ из выражения (57), получим

$$(m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}) \frac{d^2x_2}{dt^2} = \rho_a F - aF (x_1 + x_2) + bFt - \mu \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - cx_2 - (m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}) g,$$

или

$$\frac{d^2x_2}{dt^2} + \frac{aF}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} (x_1 + x_2) + \frac{\mu}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + \frac{cx_2}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} = \frac{bF}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} t + \frac{\rho_a F}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} - g. \quad (61)$$

Таким образом, характер движения подвижных частей сваепогружающего молота при ходе вверх ударной массы описывается системой уравнений (59) и (61)

Введем обозначения

$$\begin{aligned} \frac{aF}{m} &= a_{11}^0 = a_{12}^0; & \frac{\mu}{m} &= a'_{11} = -a'_{12}; & \frac{bF}{m} &= A_1; \\ & & \frac{\rho_a F - mg}{m} &= B_1; \\ \frac{aF}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} &= a_{21}^0; & \frac{\mu}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} &= a'_{21} = -a'_{22}; & \frac{aF}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} &+ \\ & & + \frac{c}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} &= a_{22}^0; \\ \frac{bF}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} &= A_2; & \frac{\rho_a F - (m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}) g}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} &= B_2 \end{aligned} \quad (62)$$

и преобразуем с учетом их уравнения (59) и (61). Получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + a'_{11} \frac{dx_1}{dt} + a'_{12} \frac{dx_2}{dt} + a^0_{11} x_1 + a^0_{12} x_2 &= A_1 t + B_1; \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} + a'_{21} \frac{dx_1}{dt} + a'_{22} \frac{dx_2}{dt} + a^0_{21} x_1 + a^0_{22} x_2 &= A_2 t + B_2. \end{aligned} \right\} (63)$$

Если рассматривать не толчковый режим движения ударной массы вверх, когда давление в системе изменяется по зависимости (57), а режим, рассмотренный выше, для безаккумуляторного привода, то с учетом двухмассности системы можно записать

$$p_{ц} = \frac{Q_H t - F(x_1 + x_2)}{V\beta}. \quad (64)$$

Процесс рассматривается при $\beta = \text{const}$.

Подставляя выражение (64) в исходные уравнения (58) и (60), получим систему двух уравнений, описывающих динамику процессов, происходящих при ходе вверх ударной массы, для безаккумуляторного привода с учетом массы и жесткости копра:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= \left[\frac{Q_H t}{V\beta} - \frac{F}{V\beta} (x_1 + x_2) \right] F - \mu \times \\ &\times \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - mg; \\ (m_{ц} + m_k) \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= \left[\frac{Q_H t}{V\beta} - \frac{F}{V\beta} (x_1 + x_2) \right] F - \mu \times \\ &\times \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - cx_2 - (m_{ц} + m_k) g \end{aligned} \right\} (65)$$

Введя обозначения

$$\frac{\mu}{m} = \bar{a}'_{11} = -\bar{a}'_{12}; \quad \frac{F^2}{mV\beta} = \bar{a}^0_{11} = \bar{a}^0_{12}; \quad \frac{Q_H F}{mV\beta} = \bar{A}_1;$$

$$-q = \bar{B}_1,$$

$$\frac{F^2}{(m_{ц} + m_k) V\beta} = \bar{a}^0_{21}; \quad \frac{\mu}{m_{ц} + m_k} = \bar{a}'_{21} = -\bar{a}'_{22};$$

$$\frac{F_2}{(m_{ц} + m_k) V\beta} + \frac{c}{(m_{ц} + m_k) V\beta} = \bar{a}^0_{22}; \quad -g = \bar{B}_2;$$

$$\frac{Q_n F}{(m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}) V \beta} = \bar{A}_2,$$

перепишем систему уравнений (65) в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \bar{a}'_{11} \frac{dx_1}{dt} + \bar{a}'_{12} \frac{dx_2}{dt} + \bar{a}^0_{11} x_1 + \bar{a}^0_{12} x_2 &= \bar{A}_1 t + \bar{B}_1; \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \bar{a}'_{21} \frac{dx_1}{dt} + \bar{a}'_{22} \frac{dx_2}{dt} + \bar{a}^0_{21} x_1 + \bar{a}^0_{22} x_2 &= \bar{A}_2 t + \bar{B}_2. \end{aligned} \right\} \quad (66)$$

Система уравнений (66) аналогична системе (63) для толчкового режима движения вверх ударной массы. Следовательно, можно рассматривать решение систем (63) и (66) в общем виде, оно будет приемлемо для обоих вариантов.

Для решения полученных систем уравнений воспользуемся операционным методом. Допуская, что решения $x_1(t)$ и $x_2(t)$ систем существуют и удовлетворяют условиям приложения преобразований Лапласа, положим

$$L[x_1(t)] = X_1(p); \quad L[x_2(t)] = X_2(p),$$

т. е.

$$\int_0^{\infty} x_1(t) e^{-pt} dt = X_1(p) \quad \text{и} \quad \int_0^{\infty} x_2(t) e^{-pt} dt = X_2(p).$$

Тогда при начальных условиях $x_1(0) = x_{10}$, $dx_1(0)/dt = x'_{10}$, $x_2(0) = x_{20}$, $dx_2(0)/dt = x'_{20}$ получим

$$\frac{dx_1}{dt} = pX_1(p) - x_{10}; \quad \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p^2 X_1(p) - px_{10} - x'_{10};$$

$$\frac{dx_2}{dt} = pX_2(p) - x_{20}; \quad \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p^2 X_2(p) - px_{20} - x'_{20}.$$

Учитывая также, что

$$\begin{aligned} L[A_1 t + B_1] &= A_1 \frac{1}{p^2} + B_1 \frac{1}{p}; \quad L[A_2 t + B_2] = \\ &= A_2 \frac{1}{p^2} + B_2 \frac{1}{p}, \end{aligned}$$

запишем системы уравнений (63) в операторной форме:

$$\begin{aligned}
 & p^2 X_1(p) - px_{10} - x'_{10} + a'_{11} [pX_1(p) - x_{10}] + \\
 & + a'_{12} [pX_2(p) - x_{20}] + a^0_{11} X_1(p) + a^0_{12} X_2(p) = \\
 & = A_1 \frac{1}{p^2} + B_1 \frac{1}{p}; \\
 & p^2 X_2(p) - px_{20} - x'_{20} + a'_{21} [pX_1(p) - x_{10}] + \\
 & + a'_{22} [pX_2(p) - x_{20}] + a^0_{21} X_1(p) + a^0_{22} X_2(p) = \\
 & = A_2 \frac{1}{p^2} + B_2 \frac{1}{p},
 \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned}
 & X_1(p) p^2 (p^2 + a'_{11} p + a^0_{11}) + X_2(p) p^2 (a'_{12} p + a^0_{12}) = \\
 & = A_1 + B_1 p + x_{10} p^3 + p^2 (x'_{10} + a'_{11} x_{10} + a'_{12} x_{20}); \\
 & X_1(p) p^2 (a'_{21} p + a^0_{21}) + X_2(p) p^2 (p^2 + a'_{22} p + a^0_{22}) = \\
 & = A_2 + B_2 p + x_{20} p^3 + p^2 (x'_{20} + a'_{21} x_{10} + a'_{22} x_{20}).
 \end{aligned} \quad (67)$$

Определитель системы (67)

$$\begin{aligned}
 \Delta &= \begin{vmatrix} p^2 (p^2 + a'_{11} p + a^0_{11}) & p^2 (a'_{12} p + a^0_{12}) \\ p^2 (a'_{21} p + a^0_{21}) & p^2 (p^2 + a'_{22} p + a^0_{22}) \end{vmatrix} = \\
 &= p^4 [p^4 + p^3 (a'_{11} + a'_{22}) + p^2 (a^0_{11} + a^0_{22} + a'_{11} a'_{22} - \\
 &- a'_{12} a'_{21}) + p (a^0_{11} a'_{22} + a'_{11} a^0_{22} - a'_{12} a^0_{21} - a^0_{12} a'_{21}) + \\
 &+ a^0_{11} a^0_{22} - a^0_{12} a^0_{21}].
 \end{aligned}$$

Исходя из обозначений (56), получим

$$\begin{aligned}
 a'_{11} a'_{22} - a'_{12} a'_{21} &= 0; \quad a^0_{11} a'_{22} + a'_{11} a^0_{22} - a'_{12} a^0_{21} - \\
 &- a^0_{12} a'_{21} = 2a^0_{11} a'_{22} + a'_{11} (a^0_{22} + a^0_{21}); \\
 a^0_{11} a^0_{22} - a^0_{12} a^0_{21} &= a^0_{11} (a^0_{22} - a^0_{21}).
 \end{aligned}$$

Тогда

$$\begin{aligned}
 \Delta &= p^4 \{ p^4 + p^3 (a'_{11} + a'_{22}) + p^2 (a^0_{11} + a^0_{22}) + \\
 &+ p [2a^0_{11} a'_{22} + a'_{11} (a^0_{22} + a^0_{21})] + a^0_{11} (a^0_{22} - a^0_{21}) \}.
 \end{aligned}$$

Решение системы уравнений (67) относительно $X_1(p)$ и $X_2(p)$ в соответствии с правилом Крамера можно представить в виде

$$X_1(p) = \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad X_2(p) = \frac{\Delta_2}{\Delta},$$

где

$$\begin{aligned} \Delta_1 = p^2 & \left| \begin{array}{l} A_1 + B_1 p + x_{10} p^3 + p^2 (x'_{10} + a'_{11} x_{10} + a'_{12} x_{20}) \\ A_2 + B_2 p + x_{20} p^3 + p^2 (x'_{20} + a'_{21} x_{10} + a'_{22} x_{20}) \\ a'_{12} p + a^0_{12} \\ p^2 + a'_{22} p + a^0_{22} \end{array} \right| = p^2 [x_{10} p^5 + (a'_{22} x_{10} + x'_{10} + a'_{11} x_{10}) p^4 + \\ & + (a^0_{22} x_{10} + a'_{22} x'_{10} + B_1 + a^0_{12} x_{20} - a'_{12} x'_{20}) p^3 + \\ & + (a'_{22} B_1 + a^0_{22} x'_{10} + a^0_{22} a'_{11} x_{10} + a^0_{22} a'_{12} x_{20} + A_1 - \\ & - a'_{12} B_2 - a^0_{12} x'_{20} - a^0_{12} a'_{21} x_{10} - a^0_{12} a'_{22} x_{20}) p^2 + \\ & + (a'_{22} A_1 + a^0_{22} B_1 - a'_{12} A_2 - a^0_{12} B_2) p + a^0_{22} A_1 - a^0_{12} A_2]. \end{aligned}$$

Тогда

$$X_1(p) = \frac{b_{10} p^5 + b_{11} p^4 + b_{12} p^3 + b_{13} p^2 + b_{14} p + b_{15}}{p^2 (p^4 + a_1 p^3 + a_2 p^2 + a_3 p + a_4)}, \quad (68)$$

где

$$b_{10} = x_{10};$$

$$b_{11} = a'_{22} x_{10} + x'_{10} + a'_{11} x_{10};$$

$$b_{12} = a^0_{22} x_{10} + a'_{22} x'_{10} + B_1 - a^0_{12} x_{20} - a'_{12} x'_{20};$$

$$b_{13} = a'_{22} B_1 + a^0_{22} x'_{10} + a^0_{22} a'_{11} x_{10} + a^0_{22} a'_{12} x_{20} + A_1 - \\ - a'_{12} B_2 - a^0_{12} x'_{20} - a^0_{12} a'_{21} x_{10} - a^0_{12} a'_{22} x_{20};$$

$$b_{14} = a'_{22} A_1 + a^0_{22} B_1 - a'_{12} A_2 - a^0_{12} B_2;$$

$$b_{15} = a^0_{22} A_1 - a^0_{12} A_2;$$

$$a_1 = a'_{11} + a'_{22};$$

$$a_2 = a^0_{11} + a^0_{22};$$

$$a_3 = 2a^0_{11} a'_{22} + a'_{11} (a^0_{22} + a^0_{21});$$

$$a_4 = a^0_{11} (a^0_{22} - a^0_{21}).$$

Аналогично

$$X_2(p) = \frac{b_{20} p^5 + b_{21} p^4 + b_{22} p^3 + b_{23} p^2 + b_{24} p + b_{25}}{p^2 (p^4 + a_1 p^3 + a_2 p^2 + a_3 p + a_4)}, \quad (69)$$

где

$$\begin{aligned}
 b_{20} &= x_{20}; \\
 b_{21} &= x'_{20} + a'_{22} x_{20} + a'_{21} x_{20}; \\
 b_{22} &= a^0_{11} x_{20} + a'_{11} x'_{20} + B_2 - a^0_{21} x_{10} - a'_{21} x'_{10}; \\
 b_{23} &= a'_{11} B_2 + a^0_{11} x'_{20} + a^0_{11} a'_{21} x_{10} + a^0_{11} a'_{22} x_{20}; + \\
 &+ A_2 - a'_{21} B_1 - a^0_{21} x'_{10} - a^0_{21} a'_{11} x_{10} - a^0_{21} a'_{12} x_{20}; \\
 b_{24} &= a'_{11} A_2 + a^0_{11} B_2 - a'_{21} A_1 - a^0_{21} B_1; \\
 b_{25} &= a^0_{11} A_2 - a^0_{21} A_1.
 \end{aligned}$$

По найденным изображениям $X_1(p)$ и $X_2(p)$ можно найти решения $x_1(t)$ и $x_2(t)$ системы уравнений (63) при начальных условиях: при $t=0$ $x_1(0)=0$; $x_2(0)=0$; $(dx_1/dt)_0=0$; $(dx_2/dt)_0=0$. Очевидно, эти решения будут существенно зависеть от корней уравнения $\Delta(p)=0$, которое имеет своим двукратным корнем $p=0$, что соответствует наличию слагаемого $\dot{A}_i t + \dot{B}_i$ в решении $x_i(t)$.

Для исследования характера остальных корней уравнения $\Delta(p)=0$ и, следовательно, видов решений $x_1(t)$ $x_2(t)$ воспользуемся критерием Гурвица. Для этого найдем

$$\begin{aligned}
 T_0 &= 1; \quad T_1' = a_1' = a'_{11} + a'_{22} = \frac{\mu}{m} - \frac{\mu}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} = \\
 &= \mu \frac{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}} - m}{m(m_{\text{ц}} + m_{\text{к}})}; \quad (70)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 T_2 &= \begin{vmatrix} a_1 a_0 \\ a_3 a_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a'_{11} + a'_{22} & 1 \\ 2a^0_{11} a'_{22} + a'_{11} (a^0_{22} + a^0_{21}) & a^0_{11} + a^0_{22} \end{vmatrix} = \\
 &= a'_{11} (a^0_{11} - a^0_{21}) + a'_{22} (a^0_{22} - a^0_{11}) = \\
 &= \frac{\mu}{m} \left(\frac{aF}{m} - \frac{aF}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} \right) - \frac{\mu}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} \left(\frac{aF + c}{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}} - \frac{aF}{m} \right); \quad (71)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 T_3 &= \begin{vmatrix} a_1 & a_0 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 \\ 0 & a_4 & a_3 \end{vmatrix} = a_1 \begin{vmatrix} a_2 & a_1 \\ a_4 & a_3 \end{vmatrix} - a_0 \begin{vmatrix} a_3 & a_1 \\ 0 & a_3 \end{vmatrix} = a_1 (a_2 a_3 - a_4 a_1) - a_0 a_3 a_3 = \\
 &= (a'_{11} + a'_{22}) \{ (a^0_{11} + a^0_{22}) [2a^0_{11} a'_{22} + a'_{11} (a^0_{22} + a^0_{21})] - \\
 &- a^0_{11} (a^0_{22} - a^0_{21}) (a'_{11} + a'_{22}) \} - [2a^0_{11} a'_{22} + a'_{11} (a^0_{22} + a^0_{21})]^2 = \\
 &= \frac{\mu^2 c}{m^2 (m_{\text{ц}} + m_{\text{к}})^3} [2aF (m_{\text{ц}} + m_{\text{к}}) - m (2aF + c)]; \quad (72)
 \end{aligned}$$

$$T_4 = \begin{vmatrix} a_1 & a_0 & 0 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 & a_0 \\ 0 & a_4 & a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & a_4 \end{vmatrix} = a_4 \begin{vmatrix} a_1 & a_0 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 \\ 0 & a_4 & a_3 \end{vmatrix} = a_4 T_3 = \\ = \frac{aFc}{m(m_{\text{ц}} + m_{\text{к}})} T_3. \quad (73)$$

Анализ выражений (70) — (73) показывает, что T_0 , T_1 , T_2 , T_3 и T_4 положительны и между ними выполняется неравенство $T_1 T_2 T_3 > T_3^2 + T_1^2 T_4$. Следовательно, все остальные четыре корня уравнения $\Delta(p) = 0$ имеют отрицательную действительную часть, на основании чего можно сделать вывод, что решения $x_1(t)$ и $x_2(t)$ содержат составляющую вида

$$e^{\alpha t} (Mt + N) (C_1 \sin \beta t + C_2 \cos \beta t),$$

где $\alpha \leq 0$.

Таким образом,

$$x_i(t) = A_i^* t + B_i^* + \sum_{j=1}^2 e^{\alpha_j t} (M_j t + N_j) (C_{1j} \sin \beta_j t + \\ + C_{2j} \cos \beta_j t). \quad (74)$$

При $t = \infty$ $x_i(t) \rightarrow \dot{A}_i t + \dot{B}_i$.

Анализ выражения (74) показывает, что при подъеме ударной массы имеет место период неустановившегося движения. С учетом начальных условий: при $t=0$ $x_1(0) = 0$, $x_2(0) = 0$, $(dx_1/dt)_0 = 0$, $(dx_2/dt)_0 = 0$ найдем

$$b_{13} = a'_{22} B_1 + A_1 - a'_{12} B_2; \quad b_{23} = a'_{11} B_2 + A_2 - a'_{21} B_1; \\ b_{12} = B_1; \quad b_{22} = B_2; \\ b_{11} = 0; \quad b_{21} = 0; \\ b_{10} = 0; \quad b_{20} = 0$$

и приведем выражения (68) и (69) к виду

$$X_1(p) = \frac{b_{12} p^3 + b_{13} p^2 + b_{14} p + b_{15}}{p^2 (p^4 + a_1 p^3 + a_2 p^2 + a_3 p + a_4)}; \quad (75)$$

$$X_2(p) = \frac{b_{22} p^3 + b_{23} p^2 + b_{24} p + b_{25}}{p^2 (p^4 + a_1 p^3 + a_2 p^2 + a_3 p + a_4)}. \quad (76)$$

Найти оригиналы функций $x_i(t)$ по их изображениям $X_i(p)$ при известных корнях уравнения $\Delta(p) = 0$ нетруд-

но. В общем виде

$$x_i(t) = \sum_{k=1}^n \text{Выч}_{p=p_k} [e^{pt} X_i(p)]. \quad (77)$$

Вычисление $x_i(t)$ по выражению (77) на ЦВМ «Минск-32» показало, что для конкретного примера, рассмотренного выше, погрешность, принятая при расчете движения ударной массы вверх без учета массы копра и цилиндра, составляет не более 8%. Такая погрешность вполне допустима при проектных расчетах. Поэтому использование при проектировании сваебойных молотов аналитических выражений (75), (76) целесообразно только в особых случаях, так как это связано с необходимостью просчета большого количества коэффициентов и составления для каждого случая индивидуальных программ.

Что касается динамики движения ударной массы вниз, то масса и жесткость копра практически влияния на нее не оказывают, поэтому для оценки происходящих при этом процессов можно пользоваться зависимостями, рассмотренными в параграфе «Основы расчета гидроприводов».

РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА МОЛОТА, РАБОТАЮЩЕГО В ТОЛЧКОВОМ РЕЖИМЕ, С УЧЕТОМ ЖЕСТКОСТИ КРЕПЛЕНИЯ ЦИЛИНДРА НА НАГОЛОВНИКЕ, МАССЫ СВАИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРУНТА

Упругий элемент в конструкцию крепления гидроцилиндра на оголовке сваи вводят для того, чтобы обеспечить амортизацию и тем самым уменьшить возникающие при работе в связанных с наголовником деталях значительные динамические усилия, которые, как правило, вызывают разрушение этих деталей.

На рис. 8 приведена расчетная схема сваепогружающего молота с амортизацией рабочего гидроцилиндра, жесткость крепления которого на наголовнике с учетом массы сваи и характеристики грунта оказывает существенное влияние на динамику работы привода в целом.

Перемещение ударной массы m_1 вверх описывается уравнением, аналогичным выражению (8):

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_{ц} F - R_1 - m_1 g,$$

где x_1 — текущая координата ударной массы.

При этом подпружиненный гидроцилиндр массой m_2 перемещается вниз. Его перемещение x_2 определяется

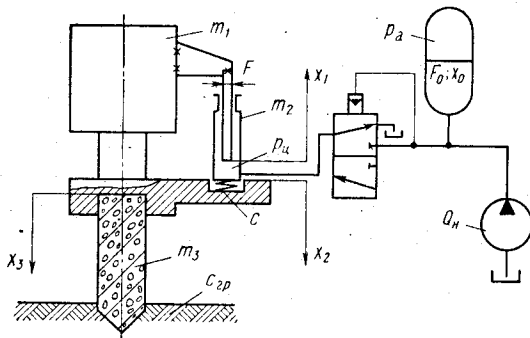


Рис. 8. Расчетная схема гидропривода сваепогружающего молота простого действия, работающего в толчковом режиме хода ударной массы вверх, с учетом жесткости крепления рабочего гидроцилиндра на наголовнике сваи, ее массы и характеристики грунта

жесткостью c амортизирующей пружины, координатами ударной массы рабочего гидроцилиндра и давлением в гидросистеме:

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_{ц} F - R_2 + m_2 g - c(x_{02} + x_2 - x_1),$$

где x_{02} — первоначальная деформация пружины.

Характер движения сваи массой m_3 зависит от жесткости амортизирующей пружины c , относительного перемещения цилиндра и сваи и податливости грунта. В связи с тем, что составить в общем виде выражения податливости для различных видов грунтов с учетом их свойств трудно, ограничимся при составлении исходного уравнения движения сваи приведенной жесткостью системы «грунт — стык — свая» $c_{гр}$. Это допущение возможно при малых перемещениях сваи, когда упругие свойства грунта можно с достаточной степенью точности описать линеаризованной зависимостью

$$P_{гр} = c_{гр} x_3.$$

Принять это допущение можно на основании известного метода [6]. На рис. 9 показано изменение силы

сопротивления грунта $P_{гр}$ в зависимости от перемещения сваи. При малых перемещениях силу сопротивления с достаточной степенью точности можно выразить линеаризованной зависимостью $P_{гр} = c_2 x_3$. С учетом изложенного уравнение движения сваи можно записать в виде

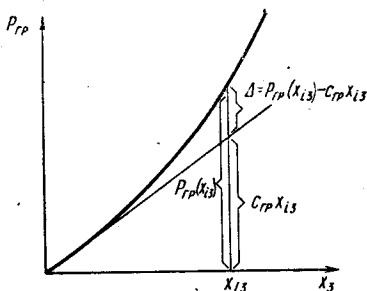


Рис. 9. Зависимость силы сопротивления грунта от перемещения сваи

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = c(x_{02} + x_2 - x_3) - c_{гр} x_3 + m_3 g.$$

Характер изменения давления в полости рабочего гидrocилиндра можно описать уравнением (57). Следовательно, динамику процесса перемещения ударной массы вверх можно описать системой трех дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= [p_a - a(x_1 + x_2) + bt] F - R_1 - m_1 g; \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= [p_a - a(x_1 + x_2) + bt] F - R_2 + \\ &+ m_2 g - c(x_{02} + x_2 - x_1); \\ m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} &= c(x_{02} + x_2 - x_3) - c_{гр} x_3 + m_3 g, \end{aligned} \right\}$$

или

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{aF}{m_1} (x_1 + x_2) &= \frac{bF}{m_1} t + \frac{p_a F - R_1 - m_1 g}{m_1}; \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \frac{aF}{m_2} (x_1 + x_2) - \frac{c}{m_2} (x_1 - x_2) &= \frac{bF}{m_2} t + \\ &+ \frac{p_a F - R_2 + m_2 g - c x_{02}}{m_2}; \\ \frac{d^2 x_3}{dt^2} - \frac{c}{m_3} (x_2 - x_3) + \frac{c_{гр}}{m_3} x_3 &= \frac{c x_{02} + m_3 g}{m_3}. \end{aligned} \right\} (78)$$

Введем обозначения

$$\frac{aF}{m_1} = a_{11} = a_{12}; \quad \frac{bF}{m_1} = A_1; \quad \frac{p_a F - R_1 - m_1 g}{m_1} = B_1;$$

$$\frac{aF}{m_2} - \frac{c}{m_2} = a_{21}; \quad \frac{aF}{m_2} + \frac{c}{m_2} = a_{22}; \quad \frac{bF}{m_2} = A_2;$$

$$\frac{\rho_a F - R_2 + m_2 g - cx_{02}}{m_2} = B_2;$$

$$-\frac{c}{m_3} = a_{32}; \quad \frac{c + c_{\text{ГР}}}{m_3} = a_{33}; \quad \frac{cx_{02}}{m_3} + g = B_3$$

и запишем систему (78) в каноническом виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + a_{11} x_1 + a_{12} x_2 + 0x_3 &= A_1 t + B_1; \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} + a_{21} x_1 + a_{22} x_2 + 0x_3 &= A_2 t + B_2; \\ \frac{d^2 x_3}{dt^2} + 0x_1 + a_{32} x_2 + a_{33} x_3 &= B_3. \end{aligned} \right\} \quad (79)$$

Следует отметить, что зависимости (79) справедливы и для варианта привода без гидроаккумулятора с непосредственным разгоном ударной массы от насоса при условии исключения из величин B_1 и B_2 членов, содержащих ρ_a .

При составлении системы (79) принято допущение, что силы сопротивления R_i являются постоянными. Как показал анализ решения системы дифференциальных уравнений (63), в которой силы сопротивления учитывались как $R_{ij} = \gamma \left(\frac{dx_i}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right)$, можно, с достаточной степенью точности принимать среднее значение силы сопротивления $R \approx \text{const}$. Это допущение в значительной мере упрощает теоретическое исследование системы (79).

Пусть начальные условия для $x_1(t)$, $x_2(t)$ и $x_3(t)$ при $t=0$ соответственно составляют

$$x_1(0) = x_{10}; \quad \frac{dx_1(0)}{dt} = x'_{10};$$

$$x_2(0) = x_{20}; \quad \frac{dx_2(0)}{dt} = x'_{20};$$

$$x_3(0) = x_{30}; \quad \frac{dx_3(0)}{dt} = x'_{30}.$$

Предположив, что решение системы (79) существует и удовлетворяет условиям приложения преобразований Лапласа, обозначим

$$x_1(t) = X_1(p); \quad x_2(t) = X_2(p); \quad x_3(t) = X_3(p).$$

Тогда $\frac{d^2 x_1}{dt^2} \doteq p^2 X_1(p) - px_{10} - x'_{10};$

$$\frac{d^2 x_2}{dt^2} \doteq p^2 X_2(p) - px_{20} - x'_{20};$$

$$\frac{d^2 x_3}{dt^2} \doteq p^2 X_3(p) - px_{30} - x'_{30}$$

и, кроме того, $A_1 t + B_1 \doteq A_1 \frac{1}{p^2} + B_1 \frac{1}{p};$

$$A_2 t + B_2 \doteq A_2 \frac{1}{p^2} + B_2 \frac{1}{p};$$

$$B_3 \doteq B_3 \frac{1}{p}.$$

Система уравнений (79) в операторной форме имеет вид

$$\left. \begin{aligned} p^2 X_1(p) - px_{10} - x'_{10} + a_{11} X_1(p) + a_{12} X_2(p) + \\ + 0X_3(p) &= A_1 \frac{1}{p^2} + B_1 \frac{1}{p}; \\ p^2 X_2(p) - px_{20} - x'_{20} + a_{21} X_1(p) + a_{22} X_2(p) + \\ + 0X_3(p) &= A_2 \frac{1}{p^2} + B_2 \frac{1}{p}; \\ p^2 X_3(p) - px_{30} - x'_{30} + 0X_1(p) + a_{32} X_2(p) + \\ + a_{33} X_3(p) &= B_3 \frac{1}{p}, \end{aligned} \right\}$$

или

$$\left. \begin{aligned} (p^2 + a_{11}) X_1(p) + a_{12} X_2(p) + 0X_3(p) &= A_1 \frac{1}{p^2} + \\ + B_1 \frac{1}{p} + px_{10} + x'_{10}; \\ a_{21} X_1(p) + (p^2 + a_{22}) X_2(p) + 0X_3(p) &= A_2 \frac{1}{p^2} + \\ + B_2 \frac{1}{p} + px_{20} + x'_{20}; \\ 0X_1(p) + a_{32} X_2(p) + (p^2 + a_{33}) X_3(p) &= B_3 \frac{1}{p} + \\ + px_{30} + x'_{30}. \end{aligned} \right\} (80)$$

Приведем систему уравнений (80) к виду, удобному для дальнейших вычислений:

$$\left. \begin{aligned} p^2(p^2 + a_{11})X_1(p) + a_{12}p^2X_2(p) + 0X_3(p) &= \\ &= A_1 + B_1p + p^2(px_{10} + x'_{10}); \\ a_{21}p^2X_1(p) + p^2(p^2 + a_{22})X_2(p) + 0X_3(p) &= \\ &= A_2 + B_2p + p^2(px_{20} + x'_{20}). \\ 0X_1(p) + a_{32}pX_2(p) + p(p^2 + a_{33})X_3(p) &= \\ &= B_3p + p(px_{30} + x'_{30}). \end{aligned} \right\} \quad (81)$$

Определитель системы уравнений (81)

$$\Delta(p) = \begin{vmatrix} (p^2 + a_{11})p^2 & a_{12}p^2 & 0 \\ a_{21}p & (p^2 + a_{22})p^2 & 0 \\ 0 & a_{32}p & (p^2 + a_{33})p \end{vmatrix} = \\ = p^5(p^2 + a_{33})[(p^2 + a_{11})(p^2 + a_{22}) - a_{12}a_{21}].$$

Используя правило Крамера, решим систему уравнений (81) относительно $X_1(p)$, $X_2(p)$ и $X_3(p)$:

$$X_1(p) = \frac{\Delta_1(p)}{\Delta(p)}; \quad X_2(p) = \frac{\Delta_2(p)}{\Delta(p)}; \quad X_3(p) = \frac{\Delta_3(p)}{\Delta(p)}.$$

Вычисляем значение

$$\Delta_1(p) =$$

$$= \begin{vmatrix} A_1 + B_1p + p^2(px_{10} + x'_{10}) & a_{12}p^2 & 0 \\ A_2 + B_2p + p^2(px_{20} + x'_{20}) & (p^2 + a_{22})p^2 & 0 \\ B_3p + p(px_{30} + x'_{30}) & a_{32}p & (p^2 + a_{33})p \end{vmatrix} = \\ = p^3(p^2 + a_{33})\{(p^2 + a_{22})[A_1 + B_1p + p^2(px_{10} + x'_{10})] - \\ - a_{12}[A_2 + B_2p + p^2(px_{20} + x'_{20})]\} = p^3(p^2 + a_{33}) \times \\ \times [x_{10}p^5 + x'_{10}p^4 + (B_1 + a_{22}x_{10} - a_{12}x_{20})p^3 + \\ + (A_1 + a_{22}x'_{10} - a_{12}x'_{20})p^2 + (a_{22}B_1 - a_{12}B_2)p + a_{22}A_1 - a_{12}A_2].$$

Тогда

$$X_1(p) = \frac{p^3(p^2 + a_{33})(b_{10}p^5 + b_{11}p^4 + b_{12}p^3 + b_{13}p^2 + b_{14}p + b_{15})}{p^5(p^2 + a_{33})[(p^2 + a_{11})(p^2 + a_{22}) - a_{12}a_{21}]} = \\ = \frac{b_{10}p^5 + b_{11}p^4 + b_{12}p^3 + b_{13}p^2 + b_{14}p + b_{15}}{p^2[(p^2 + a_{11})(p^2 + a_{22}) - a_{12}a_{21}]}, \quad (82)$$

где

$$\begin{aligned} b_{10} &= x_{10}; & b_{11} &= x'_{10}; & b_{12} &= B_1 + a_{22} x_{10} - a_{12} x'_{20}; \\ b_{13} &= A_1 + a_{22} x'_{10} - a_{12} x'_{20}; & b_{14} &= a_{22} B_1 - a_{12} B_2; \\ & & b_{15} &= a_{22} A_1 - a_{12} A_2. \end{aligned}$$

Аналогично определяем

$$X_2(p) = \frac{b_{20} p^5 + b_{21} p^4 + b_{22} p^3 + b_{23} p^2 + b_{24} p + b_{25}}{p^2 [(p^2 + a_{11})(p^2 + a_{22}) - a_{12} a_{21}]}, \quad (83)$$

где

$$\begin{aligned} b_{20} &= x_{20}; & b_{21} &= x'_{20}; & b_{22} &= B_2 + a_{11} x_{20} - a_{21} x_{10}; \\ b_{23} &= A_2 + a_{11} x'_{20} - a_{21} x'_{10}; & b_{24} &= a_{11} B_2 - a_{21} B_1; \\ & & b_{25} &= a_{11} A_2 - a_{21} A_1. \end{aligned}$$

Аналогично

$$\begin{aligned} X_3(p) &= \frac{b_{30} p^8 + b_{31} p^7 + b_{32} p^6 + b_{33} p^5 + b_{34} p^4 + b_{35} p^3 +}{p^3 (p^2 + a_{33}) [(p^2 + a_{11})(p^2 + a_{22}) - a_{12} a_{21}]} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{+ b_{36} p^2 + b_{37} p + b_{38}}{,} \end{aligned} \quad (84)$$

где

$$\begin{aligned} b_{30} &= x_{30}; & b_{31} &= x'_{30}; & b_{32} &= B_3 + a_{11} x_{30} + a_{22} x_{30}; \\ & & b_{33} &= a_{11} x'_{30} + a_{22} x'_{30} - a_{32} x_{20}; \\ b_{34} &= B_3 a_{11} + B_3 a_{22} + a_{11} a_{22} x_{30} - a_{12} a_{21} x_{30} - a_{32} x'_{20}; \\ b_{35} &= a_{11} a_{22} x'_{30} + a_{21} a_{32} x_{10} - B_2 a_{32} - a_{11} a_{32} x_{20} - a_{12} a_{21} x'_{30}; \\ b_{36} &= B_3 a_{11} a_{22} + a_{21} a_{32} x'_{10} - A_2 a_{32} - B_3 a_{12} a_{21} - a_{11} a_{32} x'_{20}; \\ & & b_{37} &= B_1 a_{21} a_{32} - B_2 a_{11} a_{32}; \\ & & b_{38} &= A_1 a_{21} a_{32} - A_2 a_{11} a_{32}. \end{aligned}$$

Для нахождения оригиналов искомым функций $x_1(t)$, $x_2(t)$, $x_3(t)$ необходимо исследовать уравнение $\Delta(p) = 0$, которое для выражений (82) и (83) имеет вид

$$p^2 [(p^2 + a_{11})(p^2 + a_{22}) - a_{12} a_{21}] = 0.$$

Это уравнение имеет кратные корни $p_{1,2} = 0$, следовательно, решения $x_1(t)$ и $x_2(t)$ будут содержать слагаемые вида $\dot{A}_i t + \dot{B}_i$ при $i=1,2$. Для выражения (84) в уравнении $\Delta(p) = 0$ появляется еще один кратный корень,

тогда $p_{1,2,3} = 0$, и решение $x_3(t)$ будет содержать слагаемое $\dot{A}_i t + \dot{B}_i$ при $i=1, 2, 3$. Остальные корни уравнения $\Delta(p) = 0$ для всех случаев одинаковы и определяются из выражения

$$(p^2 + a_{11})(p^2 + a_{22}) - a_{21} a_{12} = 0,$$

представляющего собой биквадратное уравнение относительно p , которое удобнее рассматривать в виде

$$p^4 + (a_{11} + a_{22})p^2 + (a_{11} a_{22} - a_{21} a_{12}) = 0. \quad (85)$$

Корни уравнения (85)

$$p_{3,4,5,6} = \pm \sqrt{\frac{-(a_{11} + a_{22}) \pm \sqrt{(a_{11} + a_{22})^2 - 4(a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21})}}{2}} =$$

$$= \pm \sqrt{\frac{-(a_{11} + a_{22}) \pm \sqrt{(a_{11} + a_{22})^2 - 4a_{12}(a_{22} - a_{21})}}{2}}. \quad (86)$$

Подставив значения коэффициентов в выражение (86), получим

$$p_{3,4,5,6} = \pm \sqrt{-\frac{1}{2} \left[\left(\frac{aF}{m_1} + \frac{aF + c}{m_2} \right) + \right.}$$

$$\left. + \sqrt{\left(\frac{aF}{m_1} + \frac{aF + c}{m_2} \right)^2 - 4 \frac{aF}{m_1} \frac{2c}{m_2}} \right]}.$$

Анализ этого выражения показывает, что для реальных приводов должно выполняться условие

$$\left(\frac{aF}{m_1} + \frac{aF + c}{m_2} \right)^2 - 8 \frac{aFc}{m_1 m_2} > 0$$

и, следовательно, все корни будут мнимыми, т. е.

$$p_{3,4} = \pm \beta_1 i; \quad p_{5,6} = \pm \beta_2 i.$$

Полученные значения корней свидетельствуют о том, что все решения $x_i(t)$ будут содержать слагаемое

$$C_1^{(1)} \cos \beta_1 t + C_2^{(1)} \sin \beta_1 t + C_1^{(2)} \cos \beta_2 t + C_2^{(2)} \sin \beta_2 t, \quad (87)$$

а в общем виде решение $x_i(t)$ можно записать как

$$x_i(t) = \dot{A}_i t + \dot{B}_i + A^{(1)} \sin(\beta_1 t + \varphi_1) + A^{(2)} \sin(\beta_2 t + \varphi_2), \quad (88)$$

где

$$A^{(1)} = \sqrt{C_1^{(1)^2 + C_2^{(1)^2}}; \quad \operatorname{tg} \varphi_1 = C_1^{(1)}/C_2^{(1)};$$
$$A^{(2)} = \sqrt{C_1^{(2)^2 + C_2^{(2)^2}}; \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = C_1^{(2)}/C_2^{(2)}.$$

В связи с тем, что при составлении исходных уравнений движения ударной массы, рабочего гидроцилиндра и сваи силы сопротивления принимались постоянными и равными некоторому среднему значению, в выражении (88) отсутствует множитель $e^{-\alpha t}$ перед слагаемым (87), который указывает на затухание составляющих колебательного движения. Однако амплитуды составляющих колебательных движений $A^{(1)}$ и $A^{(2)}$ невелики, и при проектных расчетах гидропривода сваепогружающего устройства с достаточной степенью точности можно пользоваться конечными выражениями для определения dx_i/dt и d^2x_i/dt^2 .

Найти оригиналы функций $x_i(t)$ по их изображениям $X_i(p)$ при известных корнях уравнения $\Delta(p) = 0$ нетрудно. В общем виде

$$x_i(t) = \sum_{k=1}^n \operatorname{Выч} [e^{pt} X_i(p)].$$

Для параметров привода, который был рассмотрен в параграфе «Основы расчета гидроприводов», с учетом масс рабочего гидроцилиндра и сваи, жесткости крепления гидроцилиндра на наголовнике сваи и характеристик грунта, с использованием ЦВМ «Минск-32» были вычислены значения функции $x_1(t)$ с шагом 0,01 с. Значения параметра $x_1(t)$ для анализируемой трехмассной системы оказались несколько меньше (в среднем на 6% при изменении t от 0 до 15 с). Это можно объяснить тем, что при расчетах принималось во внимание взаимодействие подвижных частей сваепогружающего молота со свайей и грунтом.

КОНСТРУКЦИИ КЛАПАНОВ-ПУЛЬСАТОРОВ И ИХ ИССЛЕДОВАНИЕ

Для принципиальных схем гидроприводов сваепогружающих молотов, рассматриваемых в настоящей работе, характерно наличие только одного элемента управления циклом — клапана-пульсатора.

Основными параметрами клапанов-пульсаторов, влияющими на работу гидросхем в целом, являются время срабатывания и размеры проходных сечений и рабочих окон, которые определяют гидравлические сопротивления. Настраивают клапаны-пульсаторы на заданное давление срабатывания при помощи простейших механизмов типа винт—пружина, конструкции которых достаточно полно рассмотрены в литературе [5, 18].

Гидравлические сопротивления клапанов-пульсаторов определяют исходя из максимального расхода рабочей жидкости $Q_{\max} = (dx/dt)_{\max} F$.

Скорость срабатывания (время открытия) клапана и возникающее при этом повышение давления можно определить, решив системы дифференциальных уравнений, описывающих процессы, происходящие при работе клапанов-пульсаторов [18], или воспользовавшись приближенными методами [18]. Однако теоретический расчет имеет относительно малую достоверность ввиду трудностей определения действительных значений многих расчетных параметров, например сил трения в зазорах при отсутствии достаточного слоя жидкости, возникающих при неточности геометрических форм клапана, гидравлических коэффициентов в уравнениях динамики срабатывания.

Для оценки результатов теоретических исследований провели экспериментальные исследования рассматриваемого гидропривода на специальном стенде*. При этом проверили работоспособность образцов клапанов-пульсаторов, выполненных в клапанном и золотниковом вариантах [18], в целях отработки их конструкций для промышленного использования. Определили влияние на динамику работы привода и границы изменения частоты и амплитуды колебаний рабочего органа различных параметров гидравлической системы и геометрических размеров клапанов-пульсаторов. В качестве параметров системы рассматривали давление; расход рабочей жидкости; площадь толкателя клапана; площадь сечения дросселя толкателя $F_{др}$; площади сечений сливных клапанов в первом и втором каскадах клапана — $F_{др1}$ и $F_{др2}$; вязкость рабочей жидкости; коэффициент объемного сжатия (жесткостная характеристика стенда); статические и динамические характеристики гидропривода.

* Рис. 10—16 приведены по данным В. Ф. Пантелеева (Пензенский политехнический институт).

Для исследования изготовили клапаны-пульсаторы в двух вариантах: 1) с коническим запорным органом у клапана второго каскада (клапанное исполнение), 2) с цилиндрическим органом, обеспечивающим герметичность за счет перекрытия (золотниковое исполнение).

При использовании пульсаторов первого варианта можно получить более высокий диапазон частот вследствие малого хода клапана при фасочном уплотнении. Однако в процессе эксплуатации подобных конструкций седло клапана подвержено интенсивной эрозии, в результате чего запорный орган быстро изнашивается, герметичность нарушается и клапан выходит из строя.

Значительно долговечнее клапаны-пульсаторы в золотниковом исполнении, так как в них перемещающаяся и герметизирующая поверхности разделены граничными слоями жидкости. В процессе срабатывания плунжер клапана-пульсатора проходит путь

$$x = x_1 + x_2,$$

где x_1 — перекрытие, обеспечивающее герметичность; x_2 — открытие, необходимое для пропуска рабочей жидкости из системы в сливную линию при обратном ходе плунжера.

Наличие перекрытия затягивает процесс срабатывания клапана и, следовательно, ведет к снижению быстродействия гидропривода.

В основу работы клапанов-пульсаторов положен принцип действия двухкаскадных предохранительных клапанов, работающих со значительной разностью давлений открытия и закрытия клапанов.

Клапан-пульсатор (рис. 10) имеет корпус 1, клапан 2, пружину 3, толкатель 4, втулку 6, клапан-пилот 7, на который через втулку 8 действует пружина 9. Настраивают клапан-пульсатор на давление срабатывания, затягивая пружину 9 винтом 11, проходящим в крышке 10.

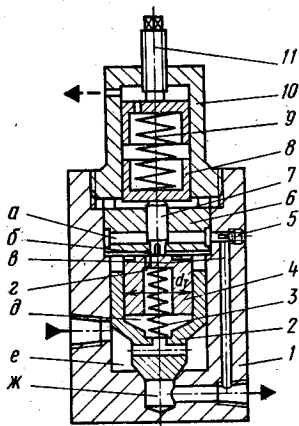


Рис. 10. Клапан-пульсатор в клапанном исполнении

Площадь сечения сливной линии первого каскада регулируют специальным винтом 5.

Рабочая жидкость от насоса поступает в полость *e*, затем через отверстия клапана — в полость *д* и через дросселирующее отверстие *г* толкателя 4 — в полость *б*. При срабатывании клапана-пульсатора (подъеме клапана 2) жидкость от насоса через полость *ж* поступает в сливную линию. Изменение соотношения давлений открытия и закрытия клапана, необходимое для регулирования параметров работы привода, обеспечивается применением толкателей 4 различных диаметров. На толкатель действует пружина 3, стремящаяся переместить его вверх и прижать к нижнему торцу клапана-пилота 7. Клапан 2 прижимается к седлу корпуса 1. Клапан-пилот 7 является первым каскадом клапана-пульсатора, клапан 2 — вторым.

Пока давление рабочей жидкости, действующее на нижний торец клапана-пилота 7, не создает усилия, на которое отрегулирована пружина 9, клапан-пилот прижат к седлу во втулке, и давления в камерах *д* и *б* равны. При этом клапан 2 прижат к седлу корпуса 1 под действием пружины 3 и силы давления рабочей жидкости, возникающей вследствие разности рабочих площадей клапана. В этот момент полости *e* и *ж* разъединены, и проход жидкости от насоса в сливную линию закрыт. Как только давление жидкости преодолет усилие пружины 9, клапан-пилот 7 поднимается, и жидкость через образовавшуюся щель поступает в камеру *a*, а затем через дросселирующую щель, создаваемую винтом 5, и отверстие *в* — в сливную линию. Давление в полости *б* резко снижается, на дросселе *г* возникает перепад давления, за счет которого клапан 2 поднимается. Рабочая жидкость от насоса через полость *ж* поступает на слив, благодаря чему давление в этой линии падает, на дросселе *г* создается обратный перепад давления (полость *б* клапаном-пилотом 7 отсоединится от сливной линии). Под действием возникшего перепада давления клапан 2 опустится в исходное положение, после чего начнется следующий цикл работы гидромеханизма. Аналогичен принцип действия клапана-пульсатора с золотниковым перекрытием.

При проведении экспериментов вспомогательный клапан первого каскада был выполнен с фасочным уплотнением, так как опасность его эрозии менее вероятна

ввиду малого расхода жидкости через него. Значение числа Рейнольдса для этого клапана почти на порядок меньше, чем для клапана второго каскада. Выполнение клапана первого каскада в золотниковом варианте не меняет картины работы привода, так как он срабатывает быстрее, чем клапан второго каскада.

В исследованном экспериментальном образце пульсатора диаметр клапана $2 d_{\text{кл}} = 40$ мм. Кольцевую рабочую площадь клапана изменяли от 4,5 до 11,8 см², применяя толкатели различных диаметров. Указанные пределы изменения рабочей площади клапана обусловлены конструктивными возможностями и условиями работоспособности клапана-пульсатора. Сечение дросселя δ регулировали от 2,58 до 6,43 мм² вставками с отверстиями различных диаметров. Сечение дросселирующей щели на сливе через первый каскад изменяли от 5,74 до 18 мм². Граничные значения этой площади обусловлены верхним и нижним пределами чувствительности срабатывания клапана, определенными при предварительных экспериментах, а также выбранными из конструктивных соображений. При экспериментах применяли пружины 9 различной жесткости: $85 \cdot 10^3$, $125 \cdot 10^3$ и $250 \cdot 10^3$ Н/м.

На рис. 11 приведена принципиальная гидравлическая схема привода с трехходовым золотником - пульсатором, применяемым для схем с толчковым режимом работы.

Привод содержит насос 1, подающий рабочую жидкость в основной аккумулятор A_1 и через расточки пульсатора 5 в промежуточный аккумулятор A_2 .

На исполнительный орган в виде цилиндра 9 с плунжером 10 действует пружина 11. Полость цилиндра через дроссель 6 соединена со сливной линией. Хвостовик пульсатора состоит из поршня 3 и штока 4; на золотник пульсатора действует регулируемая винтом 7 пружина 8. Во избе-

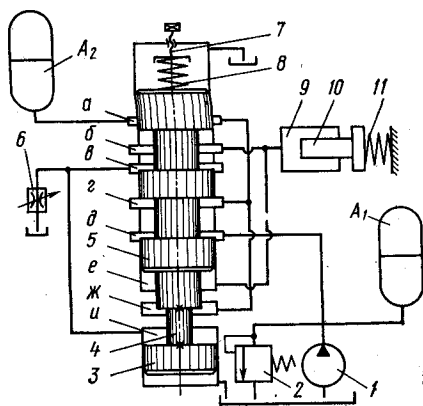


Рис. 11. Клапан-пульсатор в золотниковом исполнении

жание аварийного повышения давления в гидросистеме установлен нормально закрытый предохранительный клапан 2 типа 1КР-20.

Привод работает следующим образом. В начальный момент золотник находится в положении, указанном на схеме. Жидкость от насоса через расточки d , z и a поступает в промежуточный аккумулятор A_2 и по трубопроводу — в полость $ж$. Полость цилиндра 9 через расточки b , v и дроссель 6 соединена со сливной линией. Аккумулятор A_2 заряжается до давления, значение которого определяется настройкой пружины 8 и эффективной площадью золотника, равной разности площадей малой ступени золотника в полости $ж$ и штока 4 хвостовика.

Когда давление достигает определенного значения, золотник преодолевает сопротивление пружины 8 и перемещается в крайнее верхнее положение. При этом кромки золотника разъединяют расточки d и z (насос 1 работает на основной аккумулятор A_1), b и v (полость рабочего гидроцилиндра отсоединяется от слива) и соединяют расточки a и $б$ — промежуточный аккумулятор разряжается на рабочий гидроцилиндр, плунжер которого совершает рабочий ход, сжимая пружину 11. В полости e создается дополнительное усилие, которое держит золотник в крайнем верхнем положении до полной разрядки аккумулятора A_2 . По мере перемещения плунжера 10 давление в системе «аккумулятор A_2 — рабочий гидроцилиндр 9 — полость $ж$ » понижается, и наступает момент, когда пружина 8 возвращает золотник в исходное положение. Плунжер 10 начинает совершать обратный ход под действием пружины 11, вытесняя жидкость в сливную линию через дроссель 6. Возникающий на дросселе перепад давления создает в полости $и$ силу, действующую на хвостовик 3 и удерживающую золотник в исходном положении до окончания обратного хода плунжера. Аккумулятор A_2 быстро заряжается от насоса и аккумулятора A_1 , и цикл повторяется.

На рис. 12 приведена принципиальная гидравлическая схема испытательного стенда. В схеме применен шестеренный насос 1 типа НШ-32. Для обеспечения безопасной работы стенда в случае отказа пульсатора установлен блокировочный предохранительный клапан 11 типа 1КР-20. Максимальное давление в системе настраивали по предварительно протарированному манометру

III. Расход в системе регулировали дросселем с регулятором скорости IX типа Г55-23.

При крайнем нижнем положении клапана I насос подает жидкость в полости клапана-пульсатора IV, аккумулятора VI и рабочего гидроцилиндра VII. Давление в системе повышается, и плунжер гидроцилиндра переме-

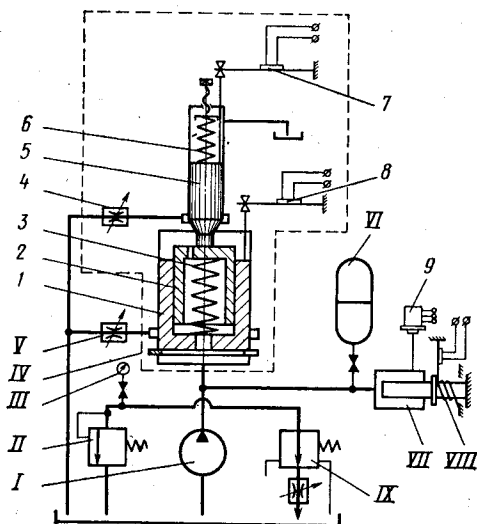


Рис. 12. Схема испытательного стенда

щается, сжимая пружину VIII. В этом случае нагрузку приближенно можно считать постоянной (при достаточно длинной и предварительно сжатой пружине). Для упрощения анализа динамики работы гидросистемы и в определенной степени конструкции стенда масса плунжера гидроцилиндра VII выбрана небольшой, поэтому период его разгона можно не учитывать.

Когда давление в гидросистеме достигнет значения, при котором клапан-пилот 5 преодолевает сопротивление пружины 6 и удерживается в открытом положении толкателем 2 и пружиной 3 пульсатор срабатывает, клапан I поднимается вверх, соединяя систему через дроссель V со сливной линией. Плунжер под действием пружины совершает обратный ход. По мере падения давления клапан-пульсатор отключает сливную линию, после чего начинается следующий цикл.

Для анализа режимов работы стенда были установлены датчик давления 9, регистрирующий давления в гидросистеме, и датчики перемещения 7 балочного типа и 8, фиксирующие фактические перемещения соответственно клапанов первого каскада (клапана-пилота 5) и второго каскада (клапана 1), с последующей записью показаний на шлейфовом осциллографе типа Н-102.

При исследовании были записаны режимы работы при изменении геометрических размеров элементов клапана-пульсатора, а также следующих параметров: а) расхода жидкости в системе путем изменения сечения дросселя 4 Г55-23 (расход изменяли от 0 до $45 \cdot 10^{-3}$ м³/мин); б) сечения дросселя V в сливной линии путем установки дроссельных шайб площадью проходного сечения от 28 до 113 мм²; в) жесткости гидросистемы; г) вязкости рабочей жидкости путем изменения ее температуры.

Для определения влияния жесткости гидросистемы на динамику работы стенда были сняты ее жесткостные характеристики при различных объемах рабочей жидкости. При этом интервальное значение коэффициента β сжимаемости рабочей жидкости для давлений 2 МПа и выше, т. е. для участков с практически линейным характером изменения жесткости, определяли по формуле

$$\beta = \frac{\Delta V}{V \Delta p},$$

где V — первоначальный объем рабочей жидкости; Δp — приращение давления; ΔV — изменение объема рабочей жидкости.

Сравнение теоретических и экспериментальных зависимостей (рис. 13) показывает, что характеристика жесткости в реальной системе стенда до давлений 1,5—2 МПа имеет нелинейный характер, что можно объяснить наличием в жидкости воздуха, находящегося в дисперсной фазе, а также деформацией стыков трубопроводов и аппаратуры.

Приведенная методика позволила определить так называемый равновесный (изотермический) модуль упругости $E_{и}$. В исследуемых гидроприводах имеет место изоэнтропийный (адиабатический) модуль упругости $E_{а}$, который характеризует зависимость упругих свойств жидкости не только от давления, но и от скорости деформации и температуры. Как показали исследования

[2, 9], E_a больше $E_{и}$ на 10—15%, что доказывает соответствие принятого при теоретическом исследовании значения модуля упругости рабочей жидкости реальным условиям.

Исследование клапанов-пульсаторов проводилось на относительно высоких частотах, не характерных для режимов работы сваепогружающих молотов. Это позволило, с одной стороны, испытать аппаратуру в более тяжелых условиях, с другой стороны, изучить возможности применения клапанов-пульсаторов в трамбовках, вибромолотах и других устройствах, работающих при более высоких частотах.

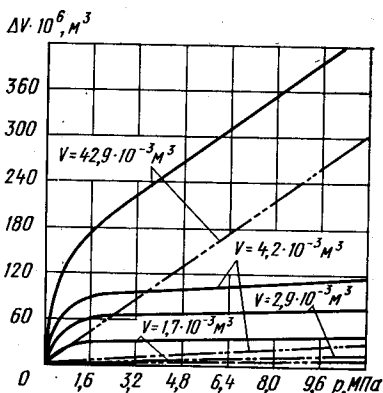


Рис. 13. Зависимость приращения объема жидкости от давления в гидросистеме:

— экспериментальная; теоретическая

Типичная осциллограмма работы гидропривода представлена на рис. 14.

Клапан второго каскада периодически открывается в момент сброса давления (обратного хода рабочего органа). Кривую l перемещения этого клапана можно разбить на участки $a—b$, $b—в$, $в—г$. Участок $a—b$ соответствует полному открытию клапана, при этом его проходное сечение, соединяющее гидросистему со сливной линией, практически не оказывает влияния на сопротивление по линии слива через $F_{др}$ при данных размерах клапана. На этом участке давление изменяется относительно мало, что определяет возможность применения упрощенных зависимостей и условий линеаризации.

На участке $b—в$ клапан продолжает открываться на величину свободного хода. В точке $в$ клапан второго каскада начинает двигаться обратно, так как клапан первого каскада закрывается. Запись движения последнего показывает соответствие точек a и $в$ точкам a' и $в'$ кривой перемещения клапана первого каскада.

Запись характера изменения давления подтверждает его линейность. Пульсирующая линия обусловлена влия-

нием пульсаций подачи шестеренного насоса. При низких частотах и большей податливости системы это влияние исчезает. Повышение давления (точка a'') и его уменьшение (точка b'') соответствуют точкам a, b и a', b' кривых перемещения клапанов первого и второго каскадов.

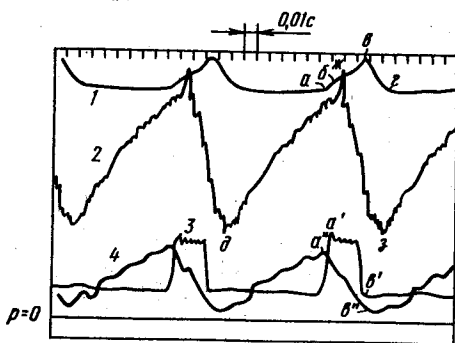


Рис. 14. Осциллограмма изменения параметров гидропривода в процессе его работы:

1 — перемещение клапана второго каскада; 2 — перемещение плунжера рабочего гидроцилиндра; 3 — перемещение клапана первого каскада; 4 — изменение давления

Анализ кривой перемещения рабочего органа (участки δ — $ж$ и $ж$ — $з$) показывает, что она близка к линейной. Некоторая нелинейность объясняется главным образом нелинейностью податливости стыков и соединений.

Практически линейным является закон уменьшения давления на участке $ж$ — $з$. Время разгона рабочего органа ввиду его небольшой массы пренебрежимо мало по отношению к общему времени цикла (составляет 2—4%), в связи с чем им можно пренебречь.

На осциллограмме четко выражена дискретность перемещений клапанов первого и второго каскадов. Даже при высоких частотах кривые перемещений четко разделены на отдельные участки с точками, не имеющими производных.

В процессе экспериментов исследовалось влияние диаметра толкателя d_T на режим работы привода. При изменении диаметра толкателя изменяется соотношение площадей толкателя и клапана-пилота (d_{Π}) первого каскада, что влияет на соотношение давлений открытия

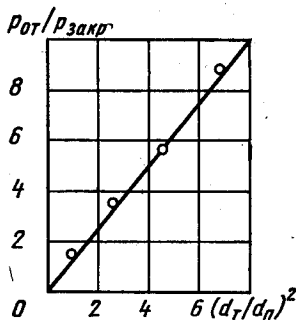


Рис. 15. График изменения соотношения давлений открытия и закрытия клапана пульсатора в зависимости от соотношения площадей толкателя и клапана-пилота первого каскада

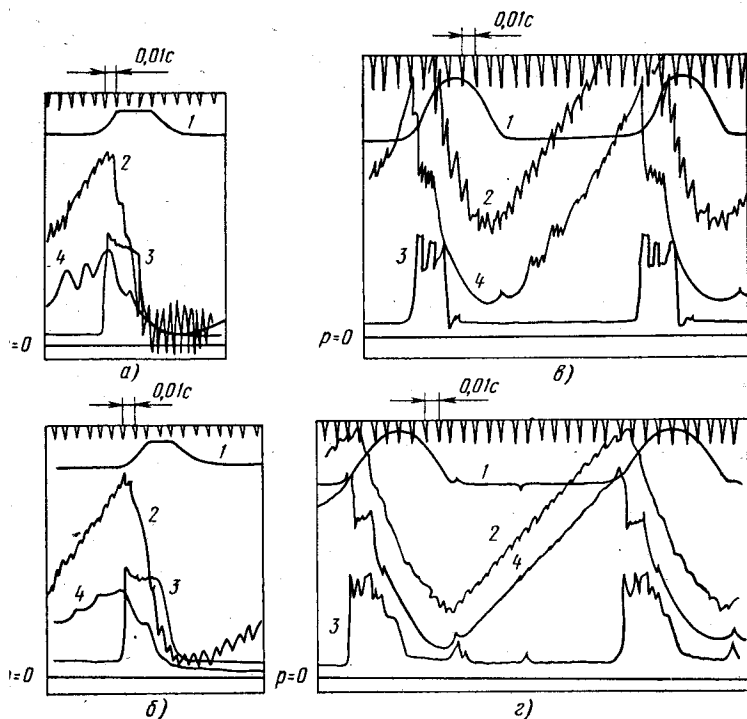


Рис. 16. Осциллограммы изменения параметров гидропривода в процессе его работы:

а — $F_{др1} = 12 \text{ мм}^2$; б — $F_{др1} = 5,74 \text{ мм}^2$; в — $F_{др2} = 90 \text{ мм}^2$; г — $F_{др2} = 35,2 \text{ мм}^2$;
 1, 3 — перемещения клапанов первого и второго каскадов соответственно;
 2 — перемещение плунжера рабочего гидроцилиндра; 4 — изменение давления

($p_{от}$) и закрытия ($p_{закр}$) клапана второго каскада (рис. 15).

Осциллограммы, изображенные на рис. 16, а, б, показывают, как влияет изменение площади проходного сечения сливной линии клапана первого каскада на скорость подъема клапана второго каскада. Увеличение сопротивления сливной линии вызывает уменьшение скорости подъема клапана. При изменении площади проходного сечения сливной линии в достаточно широком диапазоне можно отметить:

а) отставание (затягивание) открытия клапана второго каскада при малом значении площади сливной линии $F_{др1}$ мало влияет на частоту и характер перемещения рабочего органа;

б) клапан практически перестает работать при $F_{др1} \leq F_{др}$ (где $F_{др}$ — расчетная площадь дросселя в толкателе), что вполне логично вытекает из принципа действия пульсатора, так как при этом не создается перепада давлений между подклапанной и надклапанной полостями клапана второго каскада, необходимого для его открытия.

Влияние расчетной площади сечения дросселя в толкателе существенно с точки зрения обеспечения работоспособности клапана-пульсатора. При малой площади этого сечения в случае работы клапана-пульсатора на высоких частотах с неполным сбросом давления на осциллограммах становится хорошо заметной пауза в перемещении рабочего органа, вызванная замедленным опусканием клапана второго каскада из-за малоинтенсивного заполнения надклапанной полости через малое отверстие. С другой стороны, чрезмерное увеличение площади сечения дросселя также недопустимо, так как не будет создаваться необходимого перепада давления для открытия клапана первого каскада.

При проведении экспериментов в сливной линии второго каскада устанавливали тонкие шайбы с круглым отверстием различных диаметров и острыми кромками. Сопротивление подобных дросселей почти не зависит от вязкости жидкости. В результате экспериментов (рис. 16, в, г) установили, что при уменьшении площади $F_{др2}$ заметно увеличивается время сброса давления в системе при открытии клапана второго каскада.

Кроме того, получили значения времени подъема клапана второго каскада на заданную величину открытия, при которой сопротивление сливу собственно клапана можно не учитывать, и проверили соответствие этих значений по известным теоретическим зависимостям [18]. Ниже приведены результаты экспериментов, полученные уточненным теоретическим расчетом, экспериментально и упрощенным определением времени подъема клапана по формуле $t_y = F_1 x / Q_{нд}$ (где F_1 — верхняя торцовая площадь клапана второго каскада, определяющая поршневое действие при сливе; $Q_{нд}$ — расход из надклапанной полости).

$t_{теор} \cdot 10^4, с$	11	13	15	16	20	25
$t_{эксп} \cdot 10^4, с$	12	15	17	18	21	25
$t_y \cdot 10^4, с$	14	15	16	17	21	25

Анализ данных подтверждает возможность проведе-

ния расчетов по упрощенным зависимостям и правомочность принятых при этом допущений.

Частота пульсаций клапана-пульсатора зависит от расхода рабочей жидкости, так как время повышения давления при данной податливости системы определяется количеством жидкости, подаваемой в систему (рис. 17).

Сравнительно большие расхождения теоретических и экспериментальных данных при малых расходах объясняются увеличением влияния утечек. При относительно большой податливости системы и достаточно большом повышении давления наличие переходных режимов практически не оказывает влияния на расчетные зависимости.

При исследовании гидропривода с клапаном-пульсатором золотникового типа не определяли те зависимости, которые были получены для клапанов-пульсаторов с фасочным уплотнением. Ос-

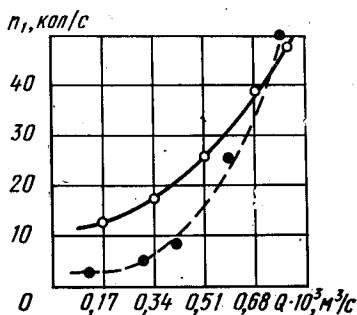
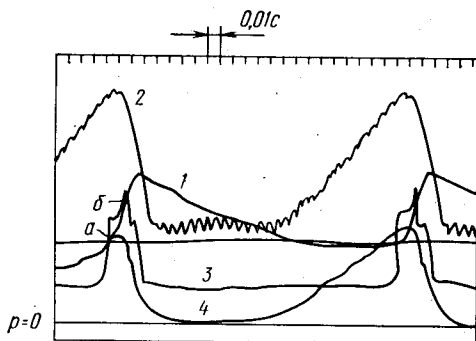


Рис. 17. Зависимость частоты пульсаций клапана от расхода жидкости:

— теоретическая;
- - - экспериментальная

Рис. 18. Осциллограмма изменения параметров гидропривода с клапаном-пульсатором в золотниковом исполнении



новная задача заключалась в выявлении особенностей работы клапанов-пульсаторов, имеющих перекрытие. Типичная осциллограмма работы привода с таким клапаном-пульсатором на средних частотах показан на рис. 18.

Кривые перемещения и изменения давления обозначены аналогично кривые на рис. 14, кроме того, введена нулевая линия 5 для перемещения клапана второго каскада.

Характерным является движение золотника (клапана второго каскада) — кривая 1 — с постоянной скоростью до точки, когда заканчивается прохождение перекрытия и начинается обратный ход плунжера (участок а—б).

Недостатком клапанов-пульсаторов с золотниковым перекрытием, как показали эксперименты, является пауза при движении рабочего органа, вызванная замедленным переключением золотника в исходное положение (кривая возврата золотника на осциллограмме) из-за большого по сравнению с предыдущим случаем объема надклапанной полости, так как ход золотника увеличен за счет перекрытия. Время возврата при этом хорошо согласуется с данными А. Ф. Соколова [25].

Существенным является и то обстоятельство, что при примерно одинаковых параметрах клапанов-пульсаторов предельная частота фасочных клапанов в 1,5—2 раза выше, чем золотниковых. Однако для сваепогружающего оборудования, работающего с частотами не более 2—3 Гц, это обстоятельство не имеет существенно значения.

Эксперименты показали, что клапан второго каскада при частотах 30—50 Гц перемещается с постоянной скоростью во время открытия проходного сечения сливной линии до величины, соизмеримой с условным проходом, который обеспечивает необходимый расход жидкости при упругом перемещении рабочего органа.

Из полученных осциллограмм видно, что время переходных процессов значительно меньше времени полного цикла колебаний, и им можно пренебречь. Кроме того, при коротких трубопроводах в исследуемых приводах не наблюдаются волновые явления.

Основными определяющими быстродействие привода параметрами гидравлической системы являются подача насоса и соотношение давлений открытия и закрытия клапана-пульсатора.

В последнее время разработаны, прошли испытания и начинают использоваться в гидроприводах сваепогружающих молотов, трамбовок и т. п. новые конструкции клапанов-пульсаторов, отвечающие повышенным требованиям по быстродействию, высокорасходности и воз-

возможности регулирования режимов срабатывания в широких пределах. Для обеспечения этих требований был сведен к минимуму надклапанный объем путем использования трубчатых основных распределительных элементов, значительно уменьшено поршневое действие, использован автоматический дроссель, повышена скорость открытия первого каскада клапана-пульсатора, а в некоторых случаях при ограниченном объеме регулирования этот элемент совсем устранен [18].

Схема одного из та-

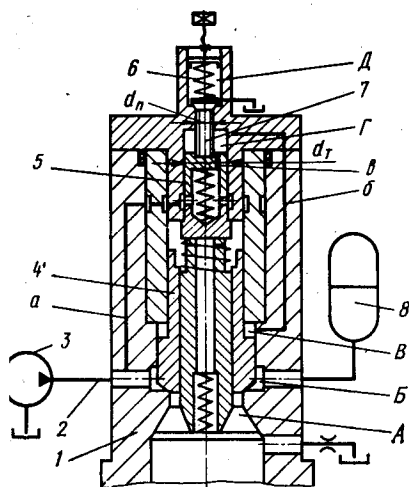


Рис. 19. Клапан-пульсатор с автоматическим дросселем

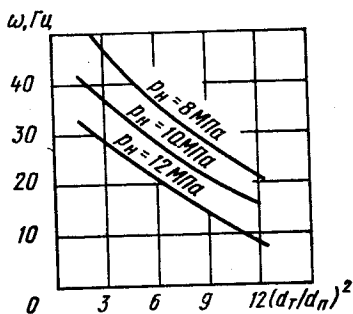


Рис. 20. График изменения частоты срабатывания клапана-пульсатора в зависимости от соотношения площадей толкателя и клапана-пилота при различных давлениях p_H настройки срабатывания

ких клапанов-пульсаторов приведена на рис. 19. От насоса 3 жидкость по линии 2 подается под давлением в полость B — одновременно в аккумуляторе 8 накапливается энергия для обеспечения последующей подачи заданного импульса в рабочую полость исполнительного механизма. По каналам a и б в корпусе 1 и через дроссельное отверстие v (автоматический дроссель) в толкателе 5 жидкость под давлением последовательно заполняет полости Г и В. Основной клапан 4 прижат к седлу и разобщает полости B и А. При достижении заданного давления в системе и, следовательно, в полости Г усилие, создаваемое на торце клапана-пилота 7, превысит усилие затяжки настроечной пружины.

жины 6. Клапан-пилот 7 начнет подниматься вверх и соединит полости Г и Д со сливной линией при помощи осевых проточек, выполненных на его хвостовой части. Под действием перепада давлений, возникающего в дроссельном отверстии в, толкатель 5 перемещается вверх. При этом автоматический дроссель закрывается, прекращая поступление жидкости от насоса 3 в полости Г и В, и соединяет надклапанную полость В со сливной линией. Условие прижима к седлу основного клапана 4 нарушается и последний под действием перепада давлений между полостями В и Б поднимается вверх, обеспечивая подачу жидкости в рабочую полость А исполнительного механизма.

При экспериментах установлено, что на частоту пульсации оказывают существенное влияние размеры конструкции. На рис. 20 представлены графики зависимости частоты пульсации клапана от соотношения площадей клапана-пилота 7 (см. рис. 19) и толкателя 5 $m = (d_T/d_{\text{п}})^2$ при различных значениях давления открытия.

Клапаны, представленные на рис. 21, аналогичны по принципу действия и назначению, однако в определенных случаях их применение желательно.

У трубчатого клапана-пульсатора (рис. 21, а) седло 3 выполнено в виде конуса со сферическим основанием, на боковых поверхностях выфрезерованы продольные канавки, соединенные между собой кольцевой проточкой а. Основной клапан 2 открывается после открытия клапана первого каскада 1 и возникновения перепада давления между полостями А и Б в дроссельном отверстии диаметром d. Конструкция трубчатого клапана-пульсатора позволяет избежать посадки основного клапана одновременно по трем поверхностям благодаря самоустанавливающемуся седлу 3, что значительно упрощает изготовление и эксплуатацию клапана. Быстродействующий и высокорасходный клапан такого типа наиболее целесообразно применять в гидроимпульсных устройствах, работающих в условиях значительных давлений и мгновенных расходов жидкости при времени срабатывания основного распределительного элемента 10^{-3} — 10^{-4} с.

Двойной клапан-пульсатор (рис. 21, б) наиболее эффективно использовать, когда жидкость из рабочей полости через клапан поступает непосредственно в сливную линию, при этом рабочий орган перемещается в

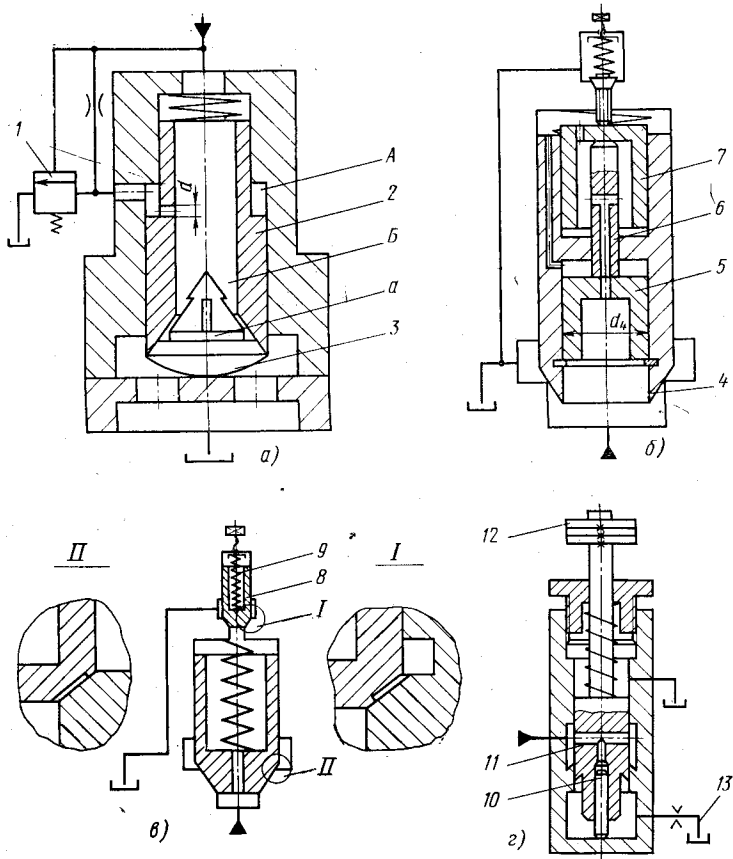


Рис. 21. Клапан-пульсатор:

a — трубчатый; *б* — двойной; *в* — с переменной площадью подъема; *г* — инерционный однокаскадный

исходное положение за более длительный промежуток времени. Такой режим работы характерен для сваепогружающих молотов и трамбовок, которые действуют на грунт в конце хода подвижных частей в момент соударения масс [18]. Конструктивная особенность этого клапана-пульсатора заключается в увеличении подхватывающей площади толкателя за счет размещения в осевой расточке основного клапана 4 двух соосных толкателей 5 и 7, жестко связанных между собой цилиндрической проставкой 6 с Т-образным каналом. Однако такая кон-

струкция не позволяет при расходах до $(10-15) 10^{-3}$ м³/мин получить частоту пульсаций клапана более 10—15 Гц.

Достаточную работоспособность при высоких давлениях (до 50 МПа) показал пульсатор с переменной подъемной площадью клапана первого каскада (рис. 21, в), у которого по меньшему диаметру конической кромки выполнен притирочный пояс, а по остальной поверхности сделано поднутрение. Настраечную пружину 9 открытия рассчитывают исходя из меньшей площади, что позволяет уменьшить габаритные размеры конструкции. В момент открытия подъемная площадь клапана 8 увеличивается, так как жидкость действует на всю поверхность конической кромки.

Довольно простое решение найдено для управления гидроимпульсным приводом, не требующим широкого диапазона регулирования и имеющим некоторое давление подпора в сливной линии. При этом используют инерционный однокаскадный клапан-пульсатор (рис. 21, г). Настраечной площадью открытия является торец плунжера 10, а подхватывающей площадью — разность между торцовыми площадями золотника 11 и плунжера 10 при определенном давлении подпора в сливной линии 13. Особенность конструкции заключается в использовании силы инерции сменной массы 12, укрепленной на хвостовике золотника 11. Сила возникает в момент открытия основного распределительного элемента.

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА СВАЕПОГРУЖАЮЩЕГО МОЛОТА С ЭНЕРГИЕЙ УДАРА 1000 Дж

Описанные принципиальные схемы гидроприводов сваепогружающих молотов простого действия ранее исследовались на стендах с параметрами, значительно уменьшенными по сравнению с параметрами натуральных образцов (коэффициент моделирования по энергии около 100) [18].

Ниже приводятся данные экспериментов, проведенных на натурном сваепогружающем устройстве, предназначенном для установки в качестве навесного орудия вместо ковша на экскаваторах, спроектированных на базе трактора «Беларусь». Параметры устройства следующие: энергия 1000 Дж; ударная масса 300 кг; пло-

щадь подъемных цилиндров $6,96 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; ход ударной массы $0,33 \text{ м}$; установочный ход наголовника с направляющими ударной массы 2 м ; привод — от насоса НШ-10Е; подача насоса $Q_n = 250 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$; максимальное давление $p_{\text{max}} = 12 \text{ МПа}$; $V_0 = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$; $E_{\text{пр}} = 0,5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$.

Схема молота, приведенная на рис. 22, содержит верхнюю поперечину 1 рамы с направляющими для перемещения ударной массы; бустерную пружину 2 (ее можно устанавливать и

не устанавливать), которая при экспериментах выполняла только роль буфера при перемещении ударной массы 3 в верхнее положение; верхний сменный боек 4; стойку-направляющую 5 для перемещения ударной массы; рабочие плунжеры 6; упругие прокладки 8 для демпфирования ударной волны от наголовника сваи к основанию рамы; наголовник сваи 9, воспринимающий действие ударной массы; несущую раму 7,

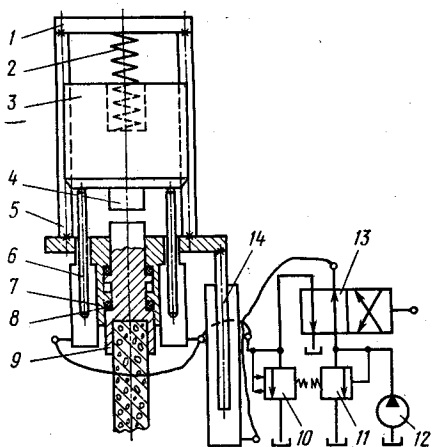


Рис. 22. Схема натурального образца сваепогружающего молота с энергией удара 1000 Дж

являющуюся базой для установки направляющих и подъемных цилиндров; предохранительный клапан 11; клапан-пульсатор 10 (основные испытания проводили с использованием клапанов-пульсаторов, схемы которых показаны на рис. 10 и 11); насос 12; золотник 13 переключения на рабочий режим (забивка свай) или на подъем (установка свай); плунжер 14 установочных перемещений.

Когда золотник 13 находится в положении, указанном на схеме, жидкость от насоса 12 поступает в цилиндр подъема, при этом рама 7 вместе с наголовником 9 и ударной массой 3 устанавливается в исходное положение для забивки свай. После закрепления сваи в наголовнике и размещения в месте забивки золотник переключается в правое положение, сообщая насос с рабочими гидроцилиндрами. Плунжеры 6 перемещают ударную

массу вверх до упора в верхнюю поперечину. Действие в гидроцилиндрах возрастает до значения, при котором переключается клапан-пульсатор 10, в результате чего полости рабочих гидроцилиндров сообщаются со сливной линией. За счет перепада давления в сливной линии клапан-пульсатор остается в открытом положении до тех пор, пока масса Z не ударит по наголовнику сваи. После этого клапан-пульсатор перекрывает сливную линию, и начинается новый цикл. Так продолжается до тех пор, пока не выключится двигатель насоса или переключится золотник.

Сравнение действительных параметров экспериментального молота с полученными теоретически (более точными, но требующими выполнения довольно громоздких расчетов), а также путем упрощенных расчетов показывает следующее. Молот устойчиво работал, осуществляя полный ход с частотой около 45 ходов в минуту. В соответствии с упрощенной методикой расчета продолжительность одного цикла

$$t = \frac{Fh\alpha}{Q_{11}} + \sqrt{\frac{2h}{g}},$$

где α — коэффициент, учитывающий увеличение времени подъема ударной массы за счет времени переключения пульсатора, потерь на преодоление сил трения и гидравлических сопротивлений, а также времени выстоя в верхнем положении, пока давление достигнет значения p_1 и пульсатор переключится на слив; для реальных гидромолотов можно принять $\alpha = 11$.

С учетом приведенных выше значений параметров исследуемого гидромолота продолжительность одного цикла

$$t = \frac{6,96 \cdot 10^{-4} \cdot 0,33 \cdot 1,1}{250 \cdot 10^{-6}} + \sqrt{\frac{2 \cdot 0,33}{9,81}} = 1,28 \text{ с.}$$

Тогда частота

$$n = \frac{60}{t} = \frac{60}{1,28} = 47 \text{ ход/мин.}$$

Разность между частотами ходов, определенными теоретически и экспериментально, невелика. Ее можно объяснить неточностью выбора коэффициента α и упругостью системы с учетом подачи дополнительной энергии на подъем ударной массы от гидроаккумулятора. Это

также подтверждается и теоретическим расчетом, который приводится ниже.

По заданным параметрам молота запишем уравнение движения ударной массы вверх аналогично выражению (8) с учетом формулы (10):

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{250 \cdot 10^{-6}t - 6,96 \cdot 10^{-4}x}{6 \cdot 10^{-4}} - 0,5 \cdot 10^9 \cdot 6,96 \cdot 10^{-4} - R_2 - mg.$$

Сила сопротивления

$$R_2 = \mu \left(\frac{dx}{dt} \right)_{\max} = 1434,6 \cdot 0,359 \approx 500 \text{ Н},$$

так как

$$\left(\frac{dx}{dt} \right)_{\max} = \frac{Q_H}{F} = \frac{250 \cdot 10^{-6}}{6,96 \cdot 10^{-4}} = 0,359 \text{ м/с}.$$

После упрощения уравнение движения ударной массы вверх примет вид

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 4,782 \frac{dx}{dt} + 1345,6x = 421,6t - 9,81.$$

Полученное уравнение аналогично уравнению (25). Решив его таким же методом, каким решали уравнение (25) для начальных условий при $t=0$, $x_0=0$, $dx/dt=0$, найдем

$$x = 0,0114 e^{-2,391t} \sin(36,6t + 2,331) + 0,31t - 0,0083.$$

Отсюда дифференцированием получаем

$$\frac{dx}{dt} = 0,42 e^{-2,391t} \sin(36,6t + 3,96) + 0,31;$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = 15,4 e^{-2,391t} \sin(36,6t - 0,68).$$

Графические изображения функций dx/dt , d^2x/dt^2 , $x(t)$ ударной массы молота при ходе вверх, рассчитанные по полученным зависимостям, приведены на рис. 23.

Расчет частоты ходов ударной массы молота по этой методике показал, что ее значение составляет около 47 ходов в минуту.

Максимальное усилие, возникающее на плунжерах подъема, соответствующее максимальному значению ускорения $(d^2x/dt^2)_{\max} = 13,25 \text{ м/с}^2$ (см. рис. 23), составляет

зависимостей реальным. Существенное различие имеет место только для значения предельного давления, полученного по теоретическому расчету и экспериментально. Последнее оказалось заметно меньше ($p_{\text{max,эксп}} = 8$ МПа), и погрешность при этом составила 25%. Уменьшить эту погрешность можно при более точном учете нелинейности изменения податливости системы в зависимости от увеличения давления, что особенно характерно для начала цикла.

Относительно остальных параметров, характеризующих работу гидропривода (ход, скорость), можно сказать, что их значения, полученные расчетом по упрощенной методике и по теоретическим зависимостям, незначительно отличаются от соответствующих значений параметров реального гидромолота.

Из вышеизложенного можно сделать вывод, что результаты проведенного исследования натурального сваепогружающего гидромолота подтверждают правильность методики теоретического анализа процессов, происходящих при его работе, и эту методику можно рекомендовать для использования при проектных расчетах. Также доказана работоспособность рассмотренных конструкций клапанов-пульсаторов в схемах сваепогружающих молотов.

Глава II

ГИДРОПРИВОДЫ СВАЕПОГРУЖАЮЩИХ МОЛОТОВ И ВИБРОМОЛОТОВ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДОВ

В отличие от молотов простого действия ударная масса молотов двойного действия совершает рабочий ход вниз за счет не только силы собственного веса, но также усилия, с которым на нее воздействует привод в этот период цикла работы для обеспечения необходимой энергии удара.

В связи с аналогией в теории расчета в качестве молотов двойного действия рассматриваются молоты с рабочим цилиндром двойного действия и молоты с принудительным движением ударной массы вниз при действии автономного аккумулятора, заряжаемого при ее перемещении вверх.

На рис. 25, а приведена принципиальная схема гидропривода молота двойного действия с механическим аккумулятором. По направляющим 1 перемещается ударная масса 2 с закрепленным на ней плунжером 4. Направляющие могут устанавливаться на транспортном механизме, например тракторе, или являться частью копра. В верхней части направляющих 1 установлен аккумулятор 3, изображенный в виде механической пружины. Конструктивно этот аккумулятор может быть выполнен в виде жидкостной пружины или иного упругого элемента с ходом сжатия, равным полному ходу ударной массы или же его части, как показано на рис. 25, б. Гидропривод аналогичен показанному на рис. 1, а и отличается от последнего только установкой аккумулятора 14 вместо упора ударной массы. Однако, это обстоятельство вносит определенные изменения в динамику работы привода. Как только ударная масса 2 при подъеме достигнет упругого элемента аккумулятора, дальнейшее ее перемещение вверх сопровождается зарядкой аккумулятора и повышением давления в напорной линии б. При сраба-

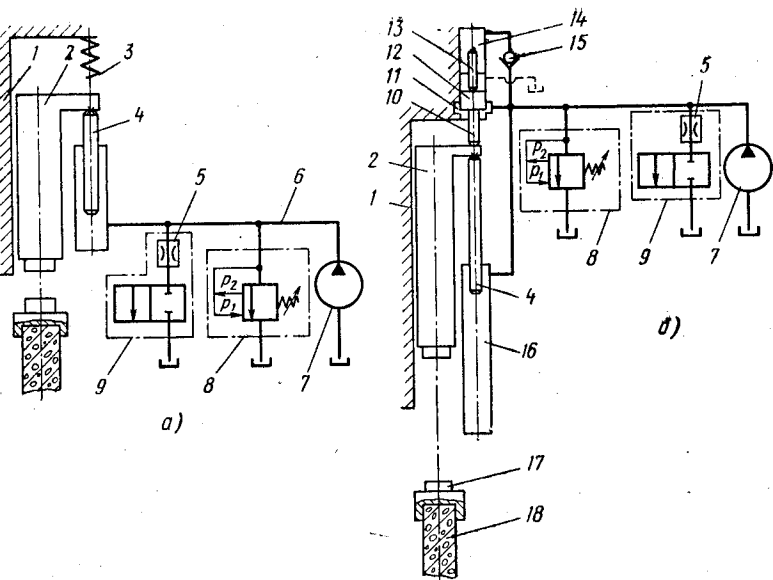


Рис. 25. Схема гидропривода молота двойного действия:
 а — с механическим аккумулятором; б — с жидкостной пружиной

тивании клапана-пульсатора, в результате чего гидро-система и насос 7 соединяются со сливной линией, ударная масса начинает ход вниз под действием не только силы собственного веса, но и усилия заряженного аккумулятора. После перемещения ударной массы на величину, соответствующую ходу сжатия упругого элемента аккумулятора, она движется под действием силы собственного веса.

Гидропривод позволяет регулировать энергию удара изменением усилия предварительного сжатия пружины клапана-пульсатора 8, так как при этом изменяется давление p_1 , при котором он срабатывает.

Аккумулятор 14 может быть длинноходовым с зарядкой на протяжении всего перемещения вверх ударной массы 2 и короткоходовым с зарядкой в конце ее хода.

Поскольку в конструкциях молотов, предназначенных для погружения длинных свай, предусматривается специальный привод для установки свай и направляющих 1 с ударной массой 2, в схемах с длинноходовым аккумулятором 14 дроссель 5 и клапан 9 можно не устанавли-

вать. При короткоходовом аккумуляторе эти элементы необходимы для удержания ударной массы в верхнем положении на период установки сваи. При этом дроссель 5 выбирают с таким расчетом, чтобы на нем создавался перепад давления, достаточный для подъема ударной массы до соприкосновения с упругим элементом аккумулятора, но на определенную величину меньше значения p_1 , при котором срабатывает клапан-пульсатор 8.

Наиболее компактным и энергоемким является привод с короткоходовым аккумулятором, выполненным в виде жидкостной пружины (рис. 25, б).

При пуске привода насос подает рабочую жидкость через дроссель 5 и открытый клапан 9 в сливную линию. Перепад давления, создаваемый на дросселе 5, действует на плунжер подъема 4, который перемещает ударную массу 2 вверх до упора в шток 10. Масса удерживается в этом положении до момента закрытия клапана 9 или выключения насоса 7. В первом случае последуют автоматически чередующиеся удары по наголовнику 17, закрепленному на свае 18, а во втором ударная масса переместится в крайнее нижнее положение. При закрытии клапана 9 повышается давление в полости рабочего гидроцилиндра 16 и под поршнем 12, в результате чего ударная масса, поршень 12 со штоком 10 и плунжером 13 перемещаются вверх. Усилие, создаваемое давлением рабочей жидкости на плунжер подъема 4 и поршень 12, передается плунжеру 13, который сжимает жидкость в замкнутой полости аккумулятора 14. При этом в аккумуляторе накапливается энергия так как клапан 15 препятствует выходу жидкости из полости. Давление в гидросистеме повышается до значения p_1 , при котором клапан-пульсатор 8 срабатывает и сообщает ее со сливной линией.

Жидкость, сжатая в замкнутой полости аккумулятора 14, вытесняет плунжер 13, и последний, действуя через поршень 12 и шток 10 на ударную массу 2, разгоняет ее вниз, сообщая энергию для удара. В конце разрядки аккумулятора плунжер 13 и шток 10 тормозятся поршнем 12, вытесняющим жидкость из тормозной полости 11. Ударная масса до окончания рабочего хода движется под действием силы собственного веса с накопленной во время разрядки аккумулятора кинетической энергией. Рабочая жидкость, вытесняемая в начале хода ударной массы вниз из полостей под поршнем 12 и из цилиндра

16 и нагнетаемая насосом 7, а после разрядки аккумулятора поступающая только от насоса 7 и из цилиндра 16, создает в клапане-пульсаторе 8 перепад давления p_2 , удерживающий его в открытом состоянии. После окончания рабочего хода подачи от насоса 7 становится недостаточно для поддержания такого перепада давления, и клапан-пульсатор 8 переключается в исходное состояние для начала нового цикла работы.

Для остановки молота необходимо открыть клапан 9 или выключить насос 7. Изменяют энергию ударов, регулируя давление p_1 срабатывания клапана-пульсатора 8 при помощи педали или рычага управления.

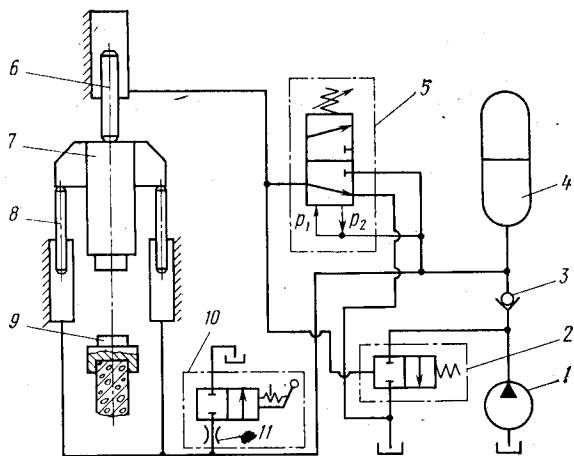


Рис. 26. Схема сваепогружающего молота двойного действия с аккумулятором, не связанным механически с ударной массой

Применение в короткоходовом аккумуляторе поршня 12 позволило свести до минимума диаметр плунжера подъема 4 и, следовательно, уменьшить потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений.

На рис. 26 приведена принципиальная схема гидропривода сваепогружающего молота двойного действия с аккумулятором, не связанным механически с ударной массой.

В исходном состоянии все линии и полости заполнены рабочей жидкостью, аккумулятор 4 разряжен, ударная масса 7 находится в нижнем положении, клапан-пульса-

тор 5 сообщает полость над рабочим плунжером 6 со сливной линией, клапан разгрузки 2 и клапан 10 закрыты, насос 1 выключен.

Для пуска молота включают насос 1, при этом давление в аккумуляторе 4 и в полостях цилиндров подъемных плунжеров 8 начинает повышаться. Ударная масса 7 перемещается вверх, и заряжается аккумулятор 4. Параметры молота выбраны такими, что наибольшее давление p_1 , развиваемое насосом 1, достигается в момент, когда ударная масса 7 имеет скорость движения вверх, равную Q_n/F , где F — суммарная площадь подъемных плунжеров 8. Минимальное значение этого давления должно быть несколько выше давления, которое возникло бы в гидросистеме при действии усилия от собственного веса ударной массы. При переключении клапана-пульсатора 5 аккумулятор 4 соединяется с полостью цилиндра рабочего плунжера 6, при этом открывается клапан разгрузки 2. При этом разрядке аккумулятора 4 препятствует обратный клапан 3. Так как площадь рабочего плунжера 6 больше суммарной площади подъемных плунжеров 8, ударная масса тормозится, и накопленная ей кинетическая энергия передается в аккумулятор 4.

После остановки ударная масса начинает двигаться вниз, при этом аккумулятор 4 разряжается и сообщает ей кинетическую энергию. Разность площадей рабочего плунжера 6 и подъемных плунжеров 8 принята такой, при которой перемещение вниз (в исходное положение) ударной массы во время разрядки аккумулятора до переключения клапана-пульсатора и клапана разгрузки равно предшествующему ходу ударной массы вверх. Таким образом, к моменту окончания хода ударной массы вниз элементы привода приходят в исходное положение, и начинается следующий цикл. Для остановки молота необходимо выключить насос 1. Если при этом ударная масса заняла какое-то промежуточное положение, следует открыть клапан 10, что даст возможность массе опуститься на оголовок 9.

Включение насоса 1 при открытом клапане 10 вызывает перемещение и фиксацию ударной массы в крайнем верхнем положении за счет перепада давления на дросселе 11. Для пуска молота в этом случае необходимо ударную массу вернуть в исходное нижнее положение, выключив насос 1 и открыв клапан 10, а затем закрыть клапан 10 и включить насос.

Схемы гидроприводов, показанные на рис. 25, а, б, допускают осуществление вибрационного режима работы механизма, т. е. режима, при котором он работает как вибромолот. Для этого необходимо применить короткоходовой аккумулятор, заряжающийся с начала хода ударной массы вверх, и соответствующим образом отрегулировать клапан-пульсатор.

Принципиальная схема гидропривода сваепогружающего вибромолота приведена также на рис. 27.

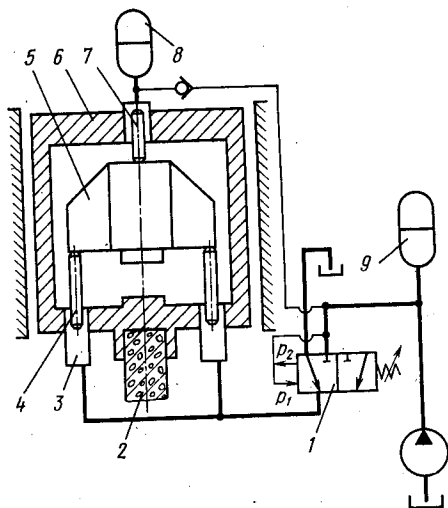


Рис. 27. Схема сваепогружающего вибромолота

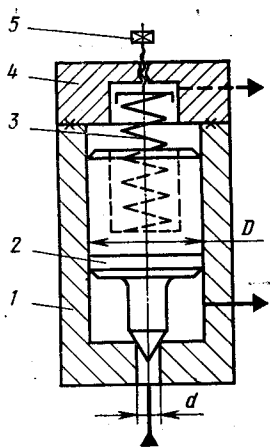


Рис. 28. Двухходовой клапан-пульсатор простого действия

При включении насоса давление в аккумуляторах 9 (низкого давления) и 8 (высокого давления) повышается до значения p_1 , после чего открывается клапан-пульсатор 1 и сообщает полости подъемных гидроцилиндров 3 с аккумулятором 9. Так как суммарная эффективная площадь плунжеров 4 больше, чем плунжера 7, ударная масса 5 перемещается вверх. При этом аккумулятор 9 разряжается, а аккумулятор 8 заряжается. С понижением давления в аккумуляторе 9 ниже p_2 клапан-пульсатор 1 закрывается и сообщает полости подъемных гидроцилиндров 3 со сливной линией, отключив их от аккумулятора 9. Аккумулятор 8 высокого давления разряжается,

ударная масса b движется вниз, нанося через раму b удар по свае 2.

Конструкция молота рассчитана на работу со сравнительно небольшими рабочими усилиями, но при большой частоте, т. е. на режим вибропогружения. Энергия и частота ударов регулируются клапаном-пульсатором 1.

КОНСТРУКЦИИ КЛАПАНОВ-ПУЛЬСАТОРОВ

В первой главе рассмотрены конструкции и результаты исследования нескольких вариантов основных видов клапанов-пульсаторов для гидроприводов сваепогружающих молотов простого действия. Некоторые из них могут представлять интерес для использования в определенных случаях в гидроприводах двойного действия.

На рис. 28 приведена конструктивная схема двухходового клапана-пульсатора простого действия (однокаскадного), состоящего из корпуса 1, клапана 2, пружины 3, крышки 4 и регулировочного винта 5. Когда клапан 2 находится в нижнем положении и перекрывает доступ рабочей жидкости от насоса и рабочего гидроцилиндра к сливной линии, давление действует на площадь клапана $F_1 = \pi d^2/4$, где d — диаметр седла. Так как пружина 3 отрегулирована винтом 5 на определенное усилие P , для срабатывания (открытия) клапана-пульсатора необходимо давление $p_1 = P/F_1$. После срабатывания пружину 3 будет сжимать усилие от давления рабочей жидкости на клапан 2 по площади $F_2 = \pi D^2/4$. Следовательно, клапан 2 сможет опуститься на седло (закрыться), когда давление станет меньше значения $p_2 = P/F_2$, что и определяет разность давлений открытия и закрытия клапана-пульсатора.

Клапан-пульсатор, изображенный на рис. 28, предназначен для применения в схемах, приведенных на рис. 25.

Учитывая, что при увеличении мощности привода габаритные размеры клапанов-пульсаторов простого действия также значительно увеличиваются, более целесообразно использовать дифференциальные (двухкаскадные) клапаны-пульсаторы.

Конструктивная схема двухходового клапана-пульсатора, приведенная на рис. 29, *a*, отличается от аналогичной схемы, рассмотренной в первой главе (см. рис. 10),

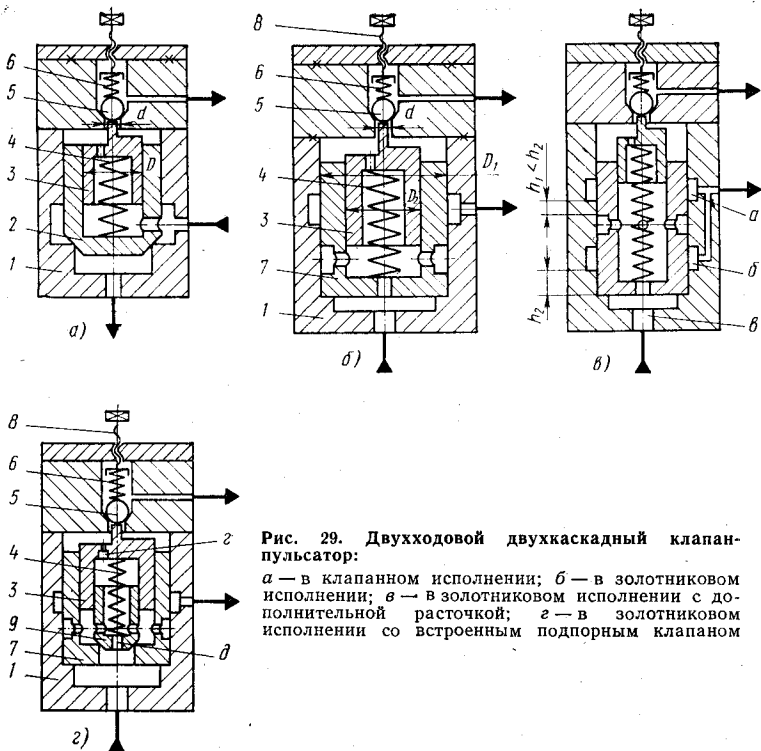


Рис. 29. Двухходовой двухкаскадный клапан-пульсатор:

a — в клапанном исполнении; *б* — в золотниковом исполнении; *в* — в золотниковом исполнении с дополнительной расточкой; *г* — в золотниковом исполнении со встроенным подпорным клапаном

способом подвода жидкости под давлением к клапану. Сливная линия подключена к подклапанной полости, а напорная — к расточке корпуса 1. Толкатель 3 выполнен в виде стакана с дроссельным отверстием в днище. Полость над клапаном-пилотом первого каскада сообщена со сливной линией.

Подвод жидкости под давлением сбоку клапана второго каскада обеспечивает разделение напорной и сливной линии только фаской клапана, а цилиндрическая часть его наружной поверхности служит для направления, в то время как у клапана, показанного на рис. 10, напорная и сливная линии разделяются как фаской клапана, так и цилиндрической частью. Это позволяет в клапане-пульсаторе, изображенном на рис. 29, *a* цилиндрическую часть клапана второго каскада выполнять с меньшей степенью точности.

Клапан-пульсатор работает следующим образом.

Давление рабочей жидкости действует на площадь $F_1 = \pi d^2/4$ клапана-пилота 5 и, когда оно достигнет значения $p_1 = (P_1 - P_2)/F_1$, где P_1 — усилие, на которое отрегулирована пружина 6, а P_2 — усилие пружины 4, клапан-пилот открывается. Поток рабочей жидкости от насоса и из рабочего гидроцилиндра создает на дроссельном отверстии в днище толкателя 3 перепад давления, который удерживает в открытом состоянии клапан-пилот 5 и обеспечивает срабатывание клапана 2 второго каскада. Пока подача жидкости от насоса и рабочего гидроцилиндра обеспечивает перепад давления на дроссельном отверстии толкателя 3, равный $p_3 = (P_1 - P_2)/F_2$, где $F_2 = \pi D^2/4$, клапан-пульсатор открыт, т. е. давление в его подклапанной полости больше или равно $p_2 = p_3 + p_4$, где p_4 — давление в надклапанной полости клапана 2.

Для закрытия клапана-пульсатора после прекращения поступления жидкости из рабочего гидроцилиндра необходимо, чтобы перепад давления за счет гидравлического сопротивления дроссельного отверстия в днище толкателя 3 и сливной линии перетоку жидкости, подаваемой насосом, стал меньше значения p_2 . Также необходимо, чтобы выполнялось следующее условие: $P_2/F_3 < p_2 - p_4$, где $F_3 = \pi(D_1^2 - D^2)/4$, а D_1 — наружный диаметр цилиндрической части клапана 2.

Уменьшить габаритные размеры клапана-пульсатора, как и в других конструкциях двухкаскадных клапанов, можно, используя в качестве первого управляющего каскада (клапана-пилота 5) подпружиненный шарик. Клапаны этого типа имеют специфический недостаток, заключающийся во взаимной зависимости давлений открытия p_1 и закрытия p_2 (с увеличением p_1 растет и p_2), а также характеризуются относительно большим значением давления p_2 , что понижает КПД привода, и затягиванием времени закрытия, вызывающим паузу после удара и, как следствие, понижение производительности молота.

Время закрытия клапана-пульсатора зависит от диаметра дроссельного отверстия в днище толкателя 3, поскольку через это отверстие рабочая жидкость заполняет надклапанную полость клапана 2 при закрытии клапана-пульсатора. Выбор диаметра дроссельного отверстия носит противоречивый характер, так как, с одной стороны, для уменьшения давления p_2 и размеров клапана-пилота 5 и пружины 6 (особенно при высоких давлениях

желательно, чтобы этот диаметр был как можно меньше, а с другой стороны, с увеличением этого диаметра растет быстродействие привода.

Конструкция двухходового клапана-пульсатора, приведенная на рис. 29, б, позволяет уменьшить давление закрытия p_2 , устранить зависимость его от давления открытия p_1 и увеличить быстродействие привода.

Золотник 7 выполнен в виде стакана, в днище которого имеется дроссельное отверстие. В виде стакана с дроссельным отверстием в днище выполнен также толкатель 3.

Когда давление жидкости в гидросистеме достигнет значения p_1 , при котором клапан-пилот 5 открывается, поток жидкости через клапан создает перепад давления Δp_T в дроссельном отверстии в днище толкателя 3, который с усилием $P_T = \Delta p_T \pi D_1^2 / 4$ подхватывает клапан-пилот 5 и полностью его открывает. Под действием этого перепада давления золотник 7 с усилием $P_3 = \Delta p_T \pi (D_2^2 - D_1^2) / 4$ сжимает пружину 4 и перемещается вверх, открывая доступ жидкости от насоса и рабочего гидроцилиндра в сливную линию. Возникающий в дроссельном отверстии в днище золотника 7 перепад давления Δp_3 удерживает золотник в открытом положении с усилием $P'_3 = \Delta p_3 \pi D_2^2 / 4$, при этом толкатель 3 и клапан-пилот 5 могут занять исходное положение. Когда поток жидкости из рабочего гидроцилиндра прекратится, перепад давления на дроссельном отверстии в днище золотника 7 за счет подачи жидкости от насоса будет недостаточным для удержания его в открытом положении, и золотник закроется. Далее следует автоматическое повторение циклов работы до выключения насоса.

Давление p_1 открытия клапана-пульсатора регулируется винтом 8.

К преимуществу рассмотренной конструкции клапана-пульсатора следует отнести увеличение ресурса работы за счет применения золотникового рабочего распределительного элемента, так как седла клапанов в процессе работы быстрее по сравнению с золотниками теряют необходимую герметичность. Недостатками этого клапана-пульсатора являются необходимость выполнения точного золотникового сопряжения и повышенные потери энергий в дроссельном отверстии золотника 7 при использовании клапана-пульсатора в приводе с большим

диапазоном регулирования энергии удара. Последнее обстоятельство обуславливается тем, что для обеспечения работоспособности привода дроссельное отверстие в днище золотника рассчитывают по наименьшей энергии удара (по перепаду давления 0,2—0,4 МПа), а с увеличением энергии удара этот перепад повышается, что приводит к понижению КПД привода. По этой же причине не рекомендуется применять такой клапан-пульсатор для привода, выполненного по схеме, приведенной на рис. 25, б, так как за время перемещения ударной массы из верхнего положения в нижнее расход через клапан-пульсатор значительно изменяется.

Рассмотренный недостаток устраняется в конструкции клапана-пульсатора, приведенной на рис. 29, в. Этот клапан-пульсатор имеет те же элементы, что и предыдущий. Отличается он дополнительной расточкой *a* в корпусе и увеличенной длиной золотника, нижняя торцовая кромка которого является рабочей. Кроме того, расточки *a* и *б* корпуса клапана-пульсатора выполнены с таким расчетом, чтобы золотник сначала открывал расточку *б*, а затем расточку *a*. При этом создается как бы третий каскад клапана-пульсатора, который позволяет поддерживать перепад давления в дроссельном отверстии *в* в пределах 0,2—0,4 МПа, что является вполне достаточным для удержания золотника в верхнем открытом положении в широком диапазоне расходов через клапан-пульсатор за время рабочего цикла.

Если энергия удара небольшая, то ей будет соответствовать и небольшая скорость движения вниз ударной массы, определяющая, в свою очередь, небольшой расход жидкости из рабочего цилиндра, который проходит через дроссельное отверстие *в* и расточку *a*. При этом перепад давления в отверстии будет недостаточным для открытия золотником расточки *б*. С увеличением энергии удара возрастает расход, вызывающий увеличение перепада давления в дроссельном отверстии *в*, что приводит к открытию золотником расточки *б*. Часть потока жидкости от рабочего цилиндра и насоса теперь будет проходить в сливную линию, минуя дроссельное отверстие *в*. В остальном клапан-пульсатор работает аналогично клапану-пульсатору, показанному на рис. 29, б.

К недостаткам рассмотренного клапана-пульсатора следует отнести необходимость увеличения длины золотника и корпуса, что усложняет технологию их изготовле-

ния, так как увеличиваются размеры поверхности, требующей обработки по высокому классу точности.

Более компактным является клапан-пульсатор, приведенный на рис. 29, г. При повышении давления в гидросистеме до значения p_1 открывается клапан-пилот 5. Рабочая жидкость через дроссельное отверстие 2 подается в сливную линию. На дросселе образуется перепад давления. При этом за счет большой разницы в диаметрах дроссельных отверстий 2 и d перепад давления на отверстии d будет значительно меньше, чем на отверстии 2, поэтому он практического влияния на работу клапана-пульсатора в этот период цикла оказывать не будет. Толкатель 3 под действием этого перепада давления открывает полностью клапан-пилот 5, и золотник 7 перемещается вверх, сообщая насос и рабочий гидроцилиндр со сливной линией.

Если энергия, накапливаемая ударной массой, невелика и перепад давления на дроссельном отверстии d до 0,2 МПа, то клапан 9 не открывается. Толкатель 3 и клапан-пилот 5 возвращаются в исходное положение, а золотник 7 остается в открытом положении до тех пор, пока не прекратится слив жидкости из рабочего гидроцилиндра, после чего перепад давления на дроссельном отверстии d за счет подачи жидкости от насоса оказывается недостаточным для удержания золотника, и золотник также занимает исходное положение.

С увеличением энергии удара возрастает и перепад давления на дроссельном отверстии d до 0,3—0,4 МПа, что обеспечивает открытие клапана 9 и пропуск части жидкости на слив, минуя дроссельное отверстие d . Когда поток жидкости из рабочего гидроцилиндра прекратится и уменьшится перепад давления на отверстии d , закроется сначала клапан 9, а затем золотник 7. Для открытия клапана-пульсатора клапан-пилот 5 должен преодолеть усилие своей пружины, которое может изменяться в процессе регулирования клапана-пульсатора, закрытие же его происходит независимо от положения клапана-пилота 5 и, следовательно, усилия его пружины, а определяется соотношением усилий, создаваемых перепадом давления на дроссельном отверстии и пружиной возврата золотника (второго каскада).

Представляет интерес конструкция трехкаскадного клапана пульсатора, приведенная на рис. 30. В ней упрощена технология изготовления (нет золотниковых

посадок) и уменьшено количество деталей по сравнению с конструкциями, показанными по рис. 29, в, г. Подклапанная полость клапана 2 второго каскада соединена с напорной линией и с полостью рабочего гидроцилиндра (см. рис. 25), а расточка в корпусе 1 — со сливной линией. Со сливной линией соединена также надклапанная полость клапана-пилота 5.

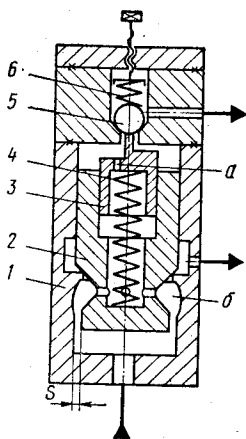


Рис. 30. Двухходовой трехкаскадный клапан-пульсатор

Особенность этой конструкции заключается в том, что клапан 2 второго каскада выполнен с хвостовиком, образующим с корпусом 1 кольцевую дроссельную щель S . Для этого в корпусе выполнена расточка b . Кольцевая щель S выполняет функцию третьего каскада. При повышении давления в гидросистеме до значения p_1 , на которое настроена пружина 6 клапана-пилота 5, последний открывается.

Жидкость от насоса и из рабочего гидроцилиндра поступает в сливную линию и создает перепад давления в кольцевой щели S и дроссельном отверстии a . Перепад давления в кольцевой щели S от небольшого потока жидкости, который пропускает клапан-пилот 5, значительно меньше перепада давления в отверстии a и поэтому он практически не влияет в этот период цикла на работу клапана-пульсатора. Толкатель 3 под действием перепада давления в дроссельном отверстии a полностью открывает клапан-пилот 5. Также открывается клапан 2. Жидкость через кольцевую щель S и открытый клапан 2 поступает в сливную линию. На щели S создается перепад давления, достаточный для удержания клапана 2 в открытом положении независимо от положения толкателя 3 и клапана-пилота 5. С увеличением количества жидкости, поступающей в сливную линию, клапан 2 перемещается выше, увеличивая проходное сечение кольцевой щели S , и поддерживает этим постоянный перепад давления на ней. С прекращением поступления жидкости из рабочего гидроцилиндра перепад давления в щели S становится недостаточным для

удержания клапана 2, и он под действием пружины 4 садится на седло. В этой конструкции давление закрытия p_2 не зависит от давления открытия p_1 .

Недостатком конструкции является трудность переналадки клапана-пульсатора при установке в приводе с насосом, подача которого не соответствует расчетному значению щели S . Необходимо для этого хвостовик клапана 2 выполнять съемным или изготавливать новый клапан с другими размерами хвостовика. В конструкциях, приведенных на рис. 29, в, г, переналадка упрощается за счет применения пробок с дроссельными калиброванными отверстиями, рассчитанными на использование насосов с соответствующей подачей.

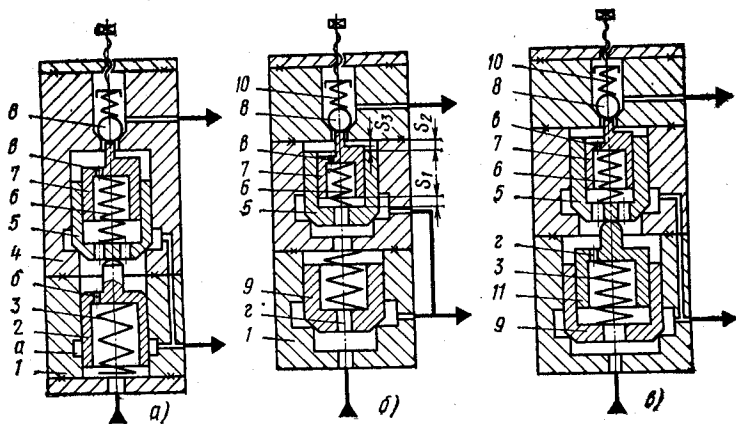


Рис. 31. Двухходовой клапан-пульсатор с третьим каскадом, выполненным в виде приставки:

а — золотниковой; б — клапанной; в — комбинированной

На рис. 31 приведены конструкции клапанов-пульсаторов с третьим каскадом, выполненным в виде отдельной приставки. Золотник 2 (рис. 31, а) выполнен в виде стакана, размещенного в осевой расточке корпуса 1 приставки. Днище стакана имеет дроссельное отверстие б и выступ, взаимодействующий с клапаном 5, расположенным в осевой расточке корпуса 4 клапана-пульсатора. Пружина 3 обеспечивает постоянное прижатие золотника 2 к клапану 5. Ее усилие соизмеримо с весом золотника и значительно меньше усилия пружины б. При повышении давления в системе до значения p_1 открывается клапан-пилот 8. В дроссельном отверстии в возникает пере-

пад давления, который перемещает толкатель 7 вверх, а он полностью открывает клапан-пилот 8. Под действием этого же перепада давления (в дроссельном отверстии б поток жидкости через клапан-пилот 8 вызывает перепад давления, практически не влияющий в этот период цикла на работу клапана-пульсатора) открывается клапан 5. Жидкость, поступающая из насоса и из рабочего гидроцилиндра в сливную линию, создает в дроссельном отверстии б перепад давления, достаточный для удержания клапана 5 в открытом положении. Толкатель 7 и клапан-пилот 8 занимают исходное положение.

В зависимости от подачи жидкости, поступающей от насоса и из рабочего гидроцилиндра, золотник 2 может быть закрытым или открывать своей нижней кромкой сливную расточку а, перепуская в сливную линию часть жидкости. После удара жидкость из рабочего гидроцилиндра прекращает поступать, а подачи насоса недостаточно для поддержания перепада давления в дроссельном отверстии б, обеспечивающего фиксирование клапана 5 в открытом положении, и клапан, перемещаясь вместе с золотником 2 вниз под действием пружины б, садится на седло.

Преимущества рассмотренной конструкции в независимости давления p_2 закрытия клапана-пульсатора от давления p_1 его открытия и в возможности использования маломощного клапана-пульсатора с приставкой, способной пропустить значительно больший поток жидкости от насоса и из рабочего гидроцилиндра в сливную линию. Такой клапан-пульсатор целесообразно применять при большом диапазоне регулирования и низкой частоте ударов молота, а также при работе с большой энергией удара и насосом невысокой подачи. Недостатком конструкции является применение золотника, который надо изготовлять по высокому классу точности.

Двухходовой клапан-пульсатор с приставкой в клапанном исполнении приведен на рис. 31, б.

При повышении давления в системе до значения p_1 открывается клапан-пилот 8, преодолев усилие пружины 10, а толкатель 7, под действием образовавшегося перепада давления в дроссельном отверстии в, фиксирует клапан 8 в открытом положении. Под действием перепада давления в дроссельном отверстии в открывается также клапан 5. При прохождении жидкости от насоса и из рабочего гидроцилиндра в сливную линию образуется

перепад давления в дроссельном отверстии *г*, под действием которого открывается клапан *9*, и часть жидкости проходит в сливную линию, минуя клапаны *5* и *8*. При этом перепад давления в сливной линии должен удерживать в открытом положении клапан-пилот *8*.

Для уменьшения требуемого перепада давления и, как следствие, уменьшения потерь энергии необходимо, чтобы выполнялось следующее условие: $S_1 + S_3 < S_2$, где S_1 , S_2 и S_3 — возможные перемещения соответствующих клапанов. Выполнение этого условия способствует увеличению активной площади, на которую действует давление жидкости, создавая усилия для сжатия пружины *10*. В этом случае площадь равна $\pi D^2/4$, где D — наружный посадочный диаметр клапана *5*. После прекращения потока жидкости из рабочего гидроцилиндра закрывается клапан-пилот *8*, перепад давления в дроссельном отверстии *в* исчезает, и под действием пружины *6* также закрывается клапан *5*, что, в свою очередь, приводит к закрытию клапана *9*.

Преимуществом этой конструкции по сравнению с предыдущей (см. рис. 31, *а*) является применение клапана *9* вместо золотника, что понижает необходимый класс точности изготовления. К недостаткам конструкции следует отнести зависимость давления закрытия p_2 от давления p_1 , так как отсутствует элемент, обеспечивающий удержание клапана *5* в открытом состоянии до окончания подачи жидкости из рабочего гидроцилиндра.

Недостатки конструкций, изображенных на рис. 31, *а*, *б*, устранены в конструкции клапан-пульсатора, приведенной на рис. 31, *в*. В ней отсутствуют золотниковые посадки, обеспечена независимость давления закрытия p_2 от давления открытия p_1 и возможность применения клапана-пульсатора в гидроприводах молотов с большим диапазоном регулирования энергии ударов.

При повышении давления в гидросистеме до значения p_1 открывается клапан-пилот *8*, и под действием перепада давления в дроссельном отверстии *в* перемещается вверх толкатель *7* и открывается клапан *5*, а за ним под действием пружины *3* следует толкатель *11*. Поток жидкости от насоса и рабочего гидроцилиндра, протекающий через открывающийся клапан *5* в сливную линию, образует в дроссельном отверстии *г* перепад давления, под действием которого клапан *5* удерживается в открытом состоянии до прекращения поступления жидкости из

рабочего гидроцилиндра. При этом под действием пружины 10 толкатель 7 и клапан-пилот 8 занимают исходное положение.

Далее возможны два случая: I — когда пружина 10 отрегулирована на минимальную энергию зарядки аккумулятора (давление p_1 срабатывания клапана-пульсатора минимальное), и II — когда она отрегулирована на наибольшую энергию. В случае I расход рабочей жидкости через дроссельное отверстие 2 не обеспечивает

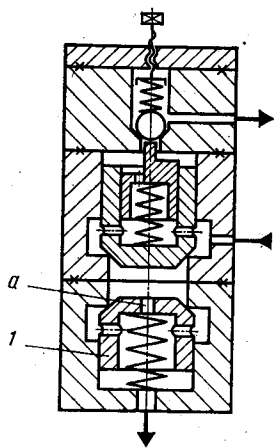


Рис. 32. Двухходовой двухкаскадный клапан-пульсатор с подпорным клапаном

перепада давления, достаточного для открытия клапана 9, в случае II этот перепад давления возрастает настолько, что клапан 9 открывается и перепускает часть жидкости одновременно с клапаном 5. Это обеспечивает практически постоянное (0,2—0,3 МПа) давление жидкости, идущей от насоса и из рабочего гидроцилиндра в сливную линию, во всем диапазоне подач.

Конструкция клапана-пульсатора, приведенная на рис. 32, является развитием конструкции, изображенной на рис. 29, а. К недостатку последней относится понижение КПД привода молота при большом диапазоне регулирования энергии ударов. При

этом надо рассчитывать гидравлическое сопротивление сливной линии на обеспечение перепада давления, необходимого для удержания клапанов первого и второго каскадов в открытом состоянии при наименьшей энергии удара, т. е. при минимальном расходе жидкости через клапан-пульсатор при ходе ударной массы вниз. С увеличением энергии удара наибольшее количество жидкости, поступающей в сливную линию во время разгона ударной массы вниз, возрастает и создает перепад давления в сливной линии, превышающий значение, необходимое для фиксации клапанов в открытом состоянии, но зато значительно увеличиваются потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений.

В конструкции, приведенной на рис. 32, этот недостаток устранен за счет применения приставки с клапаном

1, подклапанная полость которого совмещена с подклапанной полостью клапана второго каскада. После открытия клапана второго каскада клапан-пульсатора жидкость из рабочего гидроцилиндра и от насоса поступает через дроссельное отверстие *a* в сливную линию. Если энергия удара невелика, то в дроссельном отверстии *a* создается перепад давления, достаточный для фиксации клапана второго каскада в открытом состоянии, но недостаточный для открытия клапана 1. После окончания хода вниз ударной массы через дроссельное отверстие *a* проходит жидкость только от насоса, и перепад давления не удерживает клапаны в открытом состоянии, что приводит к закрытию клапан-пульсатора и повторению рабочего цикла. Если же энергия удара велика, количество жидкости, поступающей в сливную линию при движении ударной массы вниз, будет больше. В дроссельном отверстии *a* создается перепад давления, достаточный для открытия клапана 1. Тогда часть рабочей жидкости будет поступать в сливную линию, минуя дроссельное отверстие *a*.

Настройка пружины клапана 1 соответствует расчетному перепаду давления в дроссельном отверстии *a*, при котором клапан закрывается, и обеспечивает пропуск количества жидкости в широком диапазоне без изменения этого перепада давления, что уменьшает непроизводительные потери энергии. Проходное сечение сливной линии в этой конструкции клапан-пульсатора для снижения потерь энергии до минимума следует рассчитывать по наибольшему расходу рабочей жидкости.

На рис. 33, *a* показан двухходовой двухкаскадный клапан-пульсатор, преимущество которого в минимальном числе деталей. Золотник 2 выполнен полым, с одной рабочей кромкой и хвостовиком, в котором размещен стакан 4. Стакан может перемещаться вдоль оси. Посадочный диаметр D_1 золотника 2 несколько больше посадочного диаметра D_2 стакана 4, в результате чего создается осевое усилие от давления жидкости для сжатия пружины 3.

Рассматриваемый клапан-пульсатор применяют только в гидроприводе молота двойного действия с гидроаккумулятором переменного давления, т. е. таким в процессе зарядки которого давление в гидросистеме повышается от нуля до определенного значения в зависимости от требуемой энергии удара, а затем по такой

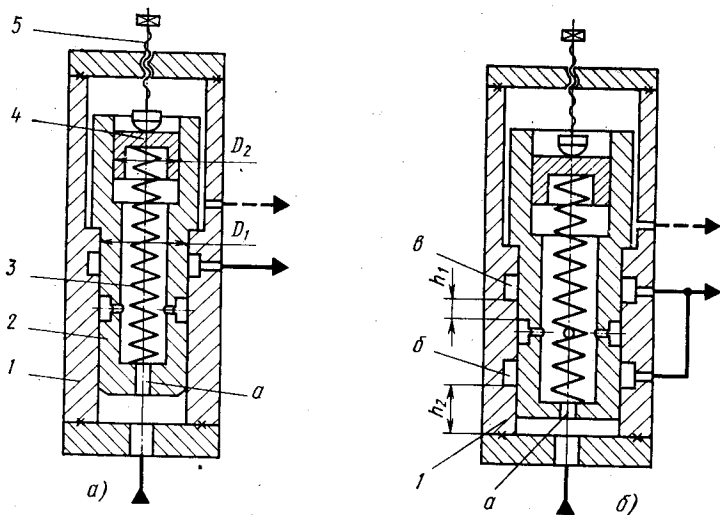


Рис. 33. Двухходовой двухкаскадный клапан-пульсатор с золотником, имеющим:
a — одну рабочую кромку; *б* — две рабочие кромки

же характеристике, исключая влияние потерь, понижается при разрядке. В связи с этим следует отметить, что ранее рассмотренные в этой главе конструкции клапанов-пульсаторов можно использовать и в гидроприводах молотов простого действия, а также в гидроприводах молотов двойного действия с аккумулятором постоянного давления.

Клапан-пульсатор работает следующим образом. При повышении давления в системе до значения $p_1 = P/F_1$, где P — усилие пружины 3, а $F_1 = \pi(D_1^2 - D_2^2)/4$, золотник 2 перемещается вверх и сообщает насос и рабочий гидроцилиндр со сливной линией. Образующийся поток жидкости создает перепад давления в дроссельном отверстии *a*, достаточный для полного открытия золотника 2 и удержания его в этом положении. После окончания ударной массы хода вниз количества жидкости, поступающей от насоса, становится недостаточно для обеспечения в дроссельном отверстии *a* перепада давления, удерживающего золотник 2, и он закрывается. Начинается следующий цикл.

Недостатками этой конструкции являются золотниковое сопряжение, требующее высокой точной обработки;

зависимость давления p_2 закрытия клапана-пульсатора от давления p_1 его открытия; понижение КПД привода при большом диапазоне регулирования энергии ударов. Такие клапаны-пульсаторы целесообразно применять в гидроприводе молота двойного действия с постоянной или незначительно меняющейся энергией удара.

Последний недостаток конструкции устранен в клапане-пульсаторе, изображенном на рис. 33, б. Отличие этого клапана-пульсатора от предыдущего заключается в удлинении золотника, нижняя кромка которого является рабочей, и выполнении дополнительной расточки b в корпусе 1 .

Клапан-пульсатор срабатывает аналогично предыдущему, но в отличие от него после открытия золотником расточки b сначала весь поток жидкости от насоса и из рабочего гидроцилиндра идет в сливную линию через дроссельное отверстие a и расточку b , а затем с повышением расхода золотник смещается выше, открывает расточку b и пропускает часть потока жидкости, которая минует дроссельное отверстие a . Это происходит за счет незначительного увеличения перепада давления при возрастании расхода жидкости из рабочего гидроцилиндра во время разгона ударной массы вниз. Следовательно, в приведенной конструкции в широком диапазоне расходов, пропускаемых клапаном-пульсатором, потери на гидравлическое сопротивление практически не изменяются, что повышает к.п.д. привода.

Несколько компактнее предыдущего является клапан-пульсатор (рис. 34), длина которого уменьшена за счет применения встроенного в золотник клапана 1 с дроссельным отверстием a в днище. Начало рабочего цикла клапана-пульсатора идентично началу циклов клапанов-пульсаторов, приведенных на рис. 33. После открытия золотником расточки b сначала весь поток жидкости идет через дроссельное отверстие a . При увеличении расхода жидкости перепад давления в этом дроссельном отверстии достигает значения, при котором золотник перемещается в крайнее верхнее положение до упора и открывается клапан 1 . За счет того, что подпружиненный клапан 1 может открываться на разную величину в зависимости от расхода, сопротивление собственно клапана-пульсатора практически не изменяется во всем диапазоне расходов пропускаемой через него в сливную линию жидкости. Недостатками последних двух конструк-

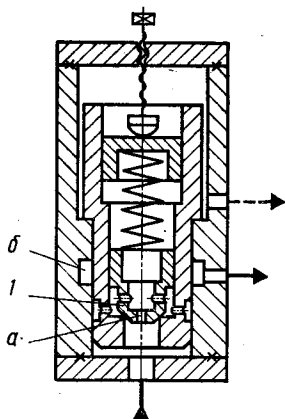


Рис. 34. Двухходовой клапан-пульсатор со встроенным в золотник третьим каскадом

толкатель 2 перемещаются вверх, открывая доступ жидкости от насоса и из рабочего гидроцилиндра в сливную линию. В дроссельном отверстии *a* создается перепад

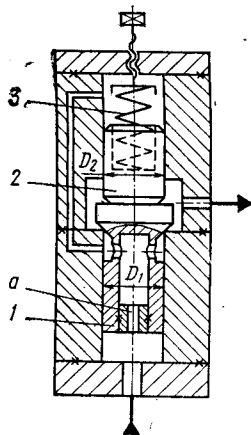


Рис. 35. Двухходовой двухкаскадный клапан-пульсатор со встроенной втулкой, имеющей дроссельное отверстие

ций являются зависимость давления p_2 закрытия от давления p_1 открытия клапана-пульсатора и необходимость обеспечения высокой точности обработки при выполнении золотниковых посадок.

Конструкция двухкаскадного двухходового клапана-пульсатора со встроенной втулкой, имеющей дроссельное отверстие, приведена на рис. 35. Все детали клапана-пульсатора можно выполнять с точностью не выше четвертого класса. Когда давление в системе достигает значения $p = P/F_1$ (где P — усилие пружины 3, в $F_1 = \pi(D_1^2 - D_2^2)/4$), клапан 1 и

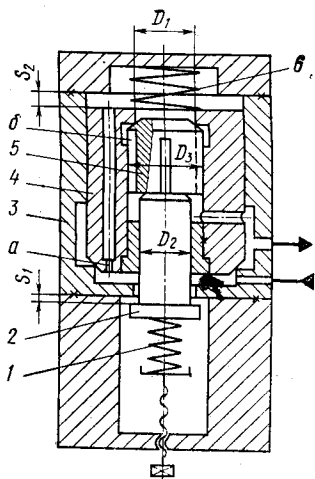


Рис. 36. Двухходовой двухкаскадный клапан-пульсатор с первым каскадом, встроенным в клапан второго каскада

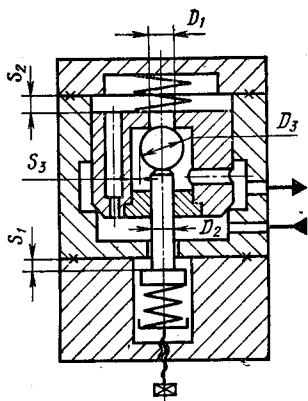


Рис. 37. Двухходовой двухкаскадный клапан-пульсатор с шариковым толкателем

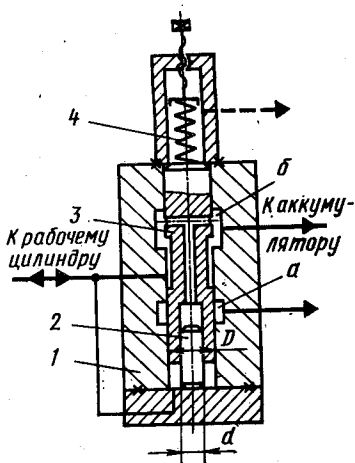


Рис. 38. Трехходовой двухкаскадный клапан-пульсатор с плунжером-толкателем

давления, действующий на площадь $F_2 = \pi D_1^2/4$ клапана 1, и клапан полностью открывается. После окончания ударной массы хода вниз жидкость из рабочего гидроцилиндра прекращает поступать, а подачи насоса недостаточно для образования в дроссельном отверстии a перепада давления, обеспечивающего удержание клапана 1 в открытом положении. Под действием пружины 3 он закрывается, и начинается следующий цикл работы привода.

Клапан этой конструкции целесообразно применять для маломощных приводов.

Представляет интерес конструкция двухходового двухкаскадного клапана-пульсатора, приведенная на рис. 36. Толкатель 2 имеет в нижней части буртик и установлен с небольшим (около нескольких десятых долей миллиметра) зазором S_1 между торцом буртика и корпусом 3. Клапан 4 имеющий дроссельное отверстие a , может перемещаться по оси на величину S_2 , несколько большую S_1 . В клапане 5 выполнены дроссельные щели b . Пружина 6 рассчитана на усилие, несколько большее максимально возможного усилия пружины 1.

Клапан-пульсатор работает следующим образом. При повышении давления в системе до значения $p_1 = P/F_1$ (где P — усилие пружины 1, а $F_1 = \pi(D_1^2 - D_2^2)/4$) от

крывается клапан 5, и жидкость от насоса и из рабочего гидроцилиндра через дроссельное отверстие a и дроссельные щели b начинает поступать в сливную линию. Перепад давления, образующийся в дроссельных щелях b , действуя на площадь $F_2 = \pi D_3^2/4$, вызывает перемещение клапана 5 и толкателя 2 вниз. В это время под действием перепада давления в дроссельном отверстии a открывается клапан 4, перемещаясь вверх. Жидкость от насоса и из рабочего гидроцилиндра поступает теперь в сливную линию также через открывающийся клапан 4 и дроссельное отверстие a , так как при срабатывании клапан 4 переместился вверх на величину S_2 , большую зазора S_1 , и клапан 5 тоже открыт.

В это время в системе поддерживается постоянное давление, незначительно превышающее значение $p_2 = \Delta p_a + \Delta p_{сл} + \Delta p_b$, где Δp_a и Δp_b — перепады давления соответственно в дроссельном отверстии a и дроссельных щелях b , а $\Delta p_{сл}$ — перепад давления в сливной линии. Усилие, с которым сжата пружина 6, равно $P_6 = \pi D_{кл}^2 \Delta p_a/4$, где $D_{кл}$ — диаметр наружной цилиндрической части клапана 4. При уменьшении расхода жидкости через клапан-пульсатор после хода ударной массой вниз перепад давления в дроссельном отверстии a уменьшается до значения, не обеспечивающего удержания клапана 4 в открытом положении, и он перемещается вниз. После этого закрывается клапан 5. Давления подклапанной и надклапанной полостей клапана 4 выравниваются, и он закрывается.

На рис. 37 приведена конструкция клапана-пульсатора с шариковым толкателем, выполняющим функции клапана первого каскада. Толкатель расположен в клапане второго каскада с зазором S_3 . Такой вариант конструктивного выполнения упрощает технологию изготовления клапана-пульсатора.

Преимущества конструкций клапанов-пульсаторов, приведенных на рис. 36 и 37, в компактности, невысоком классе точности изготовления деталей, так как отсутствуют золотники, и в том, что давление закрытия p_2 не зависит от давления открытия p_1 . Недостаток — относительно высокое давление закрытия p_2 , что вызывает большие потери энергии на гидравлические сопротивления и в связи с этим органичивает область применения таких клапанов-пульсаторов. Их используют в гидроприводах с высоким рабочим давлением (около 32 МПа).

На рис. 38 показана конструкция трехходового золотникового клапана-пульсатора с плунжером-толкателем 2. При повышении давления в аккумуляторе до значения $p_1 = 4P/\pi d^2$ (где P — усилие пружины 4) золотник 3 перемещается вверх в осевой расточке корпуса 1. При этом его нижняя торцовая полость наполняется жидкостью из сливной линии до момента перекрытия сливной расточки *a*, после чего сразу же открывается расточка *б*. Давление в линии, сообщающей клапан-пульсатор и рабочий цилиндр, становится практически равным давлению жидкости в аккумуляторе, что приводит к перемещению золотника 3 и удержанию его в крайнем верхнем положении под действием давления рабочей жидкости на площадь $F = \pi D^2/4$.

Преимущество этой конструкции заключается в ее простоте. К недостаткам следует отнести зависимость давления p_2 закрытия от давления p_1 открытия клапана-пульсатора, а также большую активную площадь срабатывания F , что при большой мощности привода вызывает значительные потери энергии на переключение золотника 3.

На рис. 39, *a* приведена конструкция двухкаскадного трехходового клапана-пульсатора с дроссельным отверстием в толкателе.

При повышении давления в системе до значения $p_1 = 4(P_5 - P_3)/\pi d^2$ (где P_5 — усилие пружины 5, а P_3 — усилие пружины 3) открывается клапан-пилот 4. Поток жидкости от аккумулятора через дроссельное отверстие *a* создает на нем перепад давления, под действием которого толкатель 2 полностью открывает клапан-пилот 4. Под действием этого же перепада давления, практически равного давлению в аккумуляторе, перемещается вверх золотник 1, при этом активная площадь золотника, на которую действует давление, составляет $F_3 = \pi(D_1^2 - D_2^2)/4$. Конструктивно эту площадь можно выполнить как угодно малой, лишь бы она была достаточной для преодоления усилия пружины 3 под действием давления p_2 .

Золотник 1 доходит до упора в нижний торец толкателя 2, и на клапан-пилот 5 снизу действует усилие $P = p\pi D_1^2/4$ (где p — давление в клапане-пульсаторе). При понижении давления в клапане-пульсаторе до значения, меньшего $p_2 = 4P_1/(\pi D_1^2)$, клапан 5 закрывается, перемещаясь вниз вместе с толкателем 2 и золотником 1

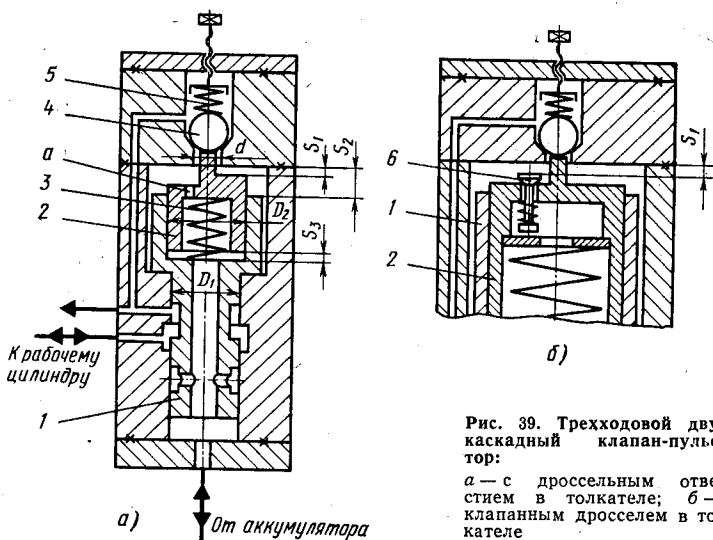


Рис. 39. Трехходовой двухкаскадный клапан-пульсатор:
а — с дроссельным отверстием в толкателе; б — с клапанным дросселем в толкателе

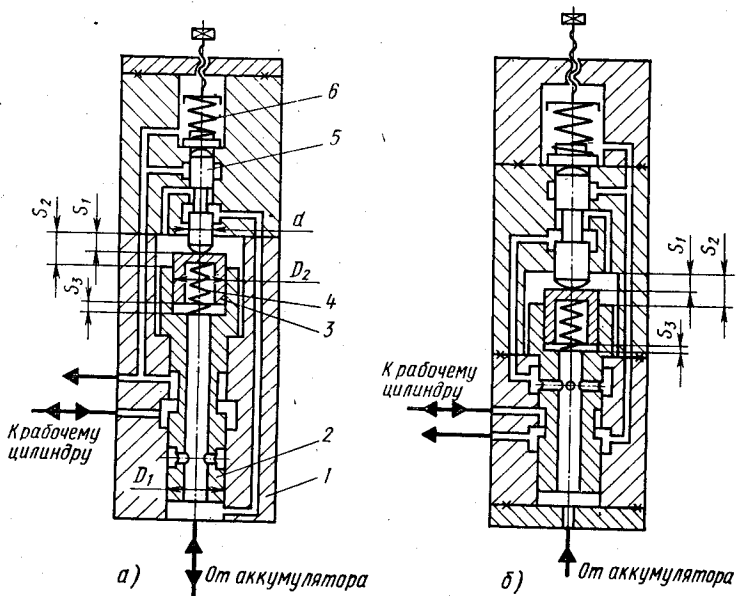


Рис. 40. Трехходовой двухкаскадный клапан-пульсатор с золотниковым первым каскадом:
а — с одной расточкой в корпусе; б — с двумя расточками в корпусе

на величину S_1 . Давление по обе стороны дроссельного отверстия a выравнивается, и золотник 1 возвращается под действием пружины 3 в исходное нижнее положение.

При конструировании клапана-пульсатора необходимо соблюдать условие $S_1 + S_3 < S_2$.

Преимуществом рассмотренной конструкции является возможность обеспечения небольшой активной площади F_3 срабатывания золотника при большом его диаметре. К недостаткам относятся зависимость давления p_2 закрытия от давления p_1 открытия клапана, а также значительные потери энергии из-за утечек рабочей жидкости через дроссельное отверстие в толкателе. Последний недостаток можно устранить, установив в днище толкателя 2 подпружиненный клапан 6 (рис. 39, б), закрываемый при перемещении толкателя 2 вверх на величину S_1 . Открытый клапан 6 выполняет функцию дроссельного отверстия a (см. рис. 39, а).

В клапане-пульсаторе, изображенном на рис. 40, а исключены потери энергии из-за утечки рабочей жидкости при срабатывании клапана, однако его конструкция значительно усложнена в связи с использованием золотника для первого каскада. Корпус 1 выполнен с одной расточкой, подключаемой к полости рабочего гидроцилиндра. Золотник 2 имеет две выточки на наружной цилиндрической поверхности и две распределительные кромки.

При повышении давления в системе до значения $p_1 = 4(P_6 - P_4) / \pi d^2$ золотник 5 перемещается вверх и сообщает полость над верхним торцом золотника 2 со сливной линией. Под действием давления рабочей жидкости толкатель 3 фиксирует золотник 5 в крайнем верхнем положении, а золотник 2 перемещается вверх до упора в нижний торец толкателя 3 , сообщая аккумулятор с рабочим гидроцилиндром. Активную площадь $F_3 = \pi(D_1^2 - D_2^2) / 4$ золотника 2 выбирают с таким расчетом, чтобы минимальное давление $p_2 = 4P_6 / (\pi D_1^2)$ в системе, способное удержать золотник второго каскада в открытом состоянии, создавало усилие, превышающее усилие P_4 пружины 4 . Рабочее усилие P_6 пружины 6 должно быть больше рабочего усилия P_4 пружины 4 . При понижении давления в системе ниже значения p_2 пружина 6 перемещает золотник 5 и толкатель 3 с золотником 2 вниз на величину S_1 , что приводит к общению между собой обеих торцовых полостей золотника 2 .

Пружина 4 перемещает золотник 2 в крайнее нижнее положение, клапан-пульсатор принимает исходное положение.

Преимуществами рассмотренной конструкции являются малое время переключения золотника 2 как в начале, так и в конце рабочего цикла за счет исключения дросселя из системы управления этим золотником, а также большой ресурс работы золотниковых распределителей обоих каскадов. К недостаткам следует отнести необходимость применения золотниковых посадок, усложняющих технологию изготовления, и зависимость давления закрытия p_2 от давления открытия p_1 клапана.

На рис. 40, б приведена конструкция трехходового двухкаскадного клапана-пульсатора, позволяющая уменьшить его длину за счет выполнения одной выточки на золотнике и двух расточек в корпусе (вместо двух выточек на золотнике и одной расточки в корпусе у клапана-пульсатора, изображенного на рис. 40, а). В остальном, включая и принцип действия, клапан-пульсатор аналогичен предыдущему, но имеет по сравнению с ним больший коэффициент гидравлического сопротивления потока проходящей через него жидкости, что требует увеличения проходных сечений.

Двухкаскадный трехходовой клапан-пульсатор, приведенный на рис. 41, имеет золотник 1 второго каскада с вмонтированным в него клапаном 2 с дроссельным отверстием в днище.

Начало рабочего цикла протекает так же, как у клапана-пульсатора, изображенного на рис. 40, а. Отличие заключается в том, что в крайнем верхнем положении золотник 1 (рис. 41) верхним торцом доходит до упора в корпус 6, а жидкость от аккумулятора при этом проходит к рабочему гидроцилиндру через дроссельное отверстие a закрытого клапана 2. В дроссельном отверстии a возникает перепад давления, фиксирующий золотник 1 в крайнем верхнем положении независимо от положения золотника 5. После окончания ударной массы хода вниз расход жидкости через пульсатор прекращается, перепад давления в дроссельном отверстии a исчезает, и золотник 1 под действием пружины 4 возвращается в нижнее исходное положение, сообщая рабочий гидроцилиндр со сливной линией. Таким образом, клапан-пульсатор закрывается при одном и том же давлении p_1 , не зависящем от давления p_2 открытия. Это позволяет уве-

личить жесткость пружины 7 и уменьшить габаритные размеры корпуса 6.

Рассмотренную конструкцию целесообразно применять в приводе молота с небольшим диапазоном регулирования энергии ударов, так как дроссельное отверстие *a* рассчитывают на расход при минимальной энергии удара, а с увеличением этого расхода возрастут по квад-

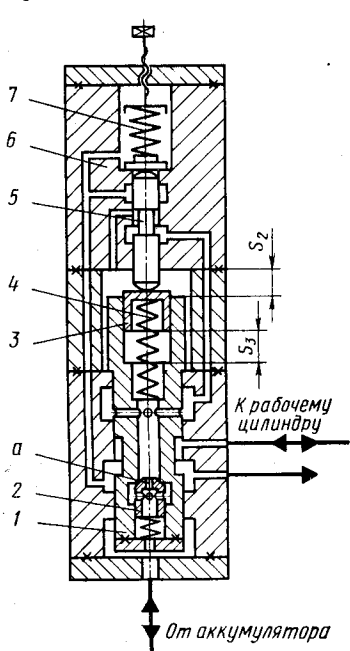


Рис. 41. Трехходовой двухкаскадный клапан-пульсатор с дроссельным отверстием в золотнике второго каскада

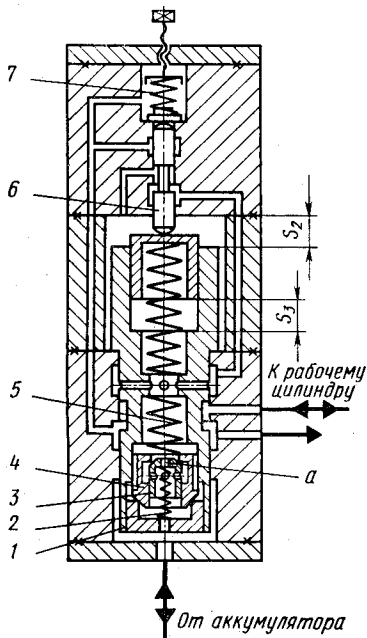


Рис. 42. Трехходовой двухкаскадный клапан-пульсатор с золотниковым первым каскадом и встроенным подпорным клапаном

ратичной зависимости потери энергии на жидкостное трение. Клапан 2 установлен для обеспечения свободного прохода жидкости из рабочего гидроцилиндра в аккумулятор после срабатывания клапана-пульсатора в период торможения ударной массы при ходе вверх.

Клапан-пульсатор, конструкция которого приведена на рис. 42, имеет золотниковый первый каскад и подпорный клапан, встроенный во второй каскад.

При повышении давления в системе до значения p_1 золотник 6 перемещается вверх, преодолевая усилие пружины 7.

жины 7, и сообщает полость над верхним торцом золотника 1 со сливной линией, отключая ее от аккумулятора. Под действием давления аккумулятора золотник 1 занимает крайнее верхнее положение и сообщает аккумулятор с полостью рабочего гидроцилиндра, отключив ее от сливной линии. Сначала поток жидкости из рабочего гидроцилиндра через открывшийся при незначительном перепаде давления в дроссельном отверстии a клапан 3 идет в аккумулятор. За счет торможения движущаяся вверх ударная масса останавливается, при этом давление в системе повышается и аккумулятор начинает разряжаться на полость рабочего гидроцилиндра, разгоняя ударную массу вниз.

Дроссельное отверстие a рассчитано на расход жидкости, обеспечивающий необходимое быстродействие клапана-пульсатора при его возвращении в исходное положение в конце рабочего цикла. С увеличением скорости ударной массы расход жидкости через дроссельное отверстие a возрастает, перепад давления на нем повышается, и открывается клапан 4, через который проходит часть потока жидкости, минуя дроссельное отверстие a . Этим поддерживается в отверстии a постоянный перепад давления, что позволяет применять клапан-пульсатор в гидроприводах с большим диапазоном регулирования энергии ударов, обеспечивая минимальные потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений.

Перемещение элементов конструкции ограничивается условием $S_3 > S_2$.

Не всегда удастся разместить клапаны 3 и 4 с пружинами 2 и 5 внутри золотника 1; особенно это относится к маломощным приводам. Конструкция клапана-пульсатора, приведенная на рис. 43 позволяет решить эту задачу путем применения приставки к золотнику, в которой располагаются клапаны.

В маломощных приводах для уменьшения потерь энергии на преодоление гидравлических сопротивлений, чтобы снизить давление p_2 , при котором пульсатор принимает исходное состояние, необходимо увеличить диаметр золотника второго каскада, так как он определяет активную площадь, на которую действует перепад давления, удерживающий золотник в открытом положении во время разрядки аккумулятора на рабочий гидроцилиндр. Однако при увеличении диаметра золотника второго каскада значительно увеличиваются габаритные размеры

всего клапана-пульсатора и повышаются требования к точности изготовления золотниковой пары для уменьшения внутренних утечек жидкости. Этот недостаток рассмотренных конструкций устраняется в клапане-пульсаторе с приставкой, конструктивная схема которого приведена на рис. 44.

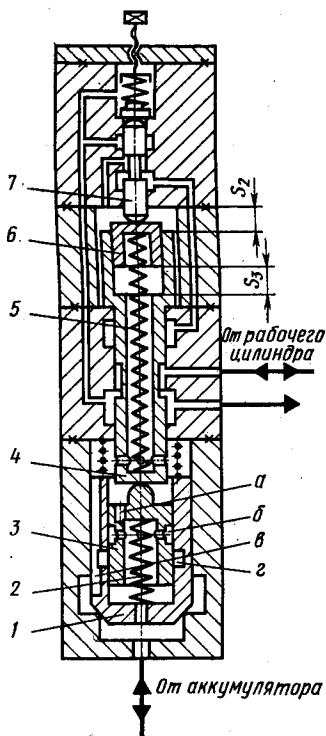


Рис. 43. Трехходовой двухкаскадный клапан-пульсатор с приставкой к золотнику второго каскада

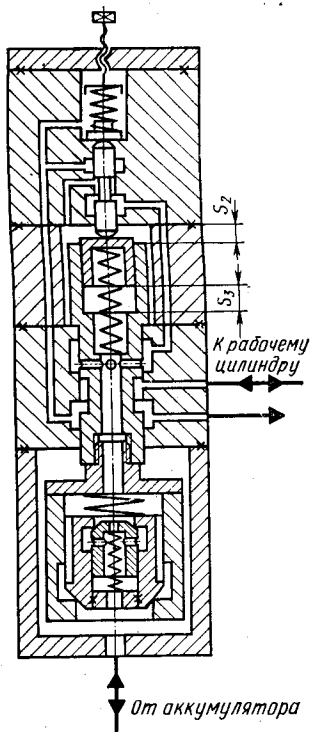


Рис. 44. Трехходовой трехкаскадный клапан-пульсатор с третьим каскадом в виде отдельной приставки

При повышении давления в системе до значения p_1 золотник 7 перемещается вверх и сообщает полость над верхним торцом золотника 4 со сливной линией, отсоединяя ее от нижней торцевой полости. Под действием давления в аккумуляторе золотник 4 перемещается в верхнее положение до упора, и толкатель 6 фиксирует золотник 7 в верхнем положении, при этом рабочий гидроцилиндр отключается от сливной линии и сообщается

с аккумулятором. Так как в это время ударная масса движется вверх и после переключения золотника 4 тормозится, жидкость из полости рабочего гидроцилиндра поступает в аккумулятор, и он дополнительно заряжается. В дроссельном отверстии *a* создается перепад давления, смещающий толкатель 3 вниз. Расточка *b* сообщается с расточкой *г*, и жидкость через пазы *в* и внутреннюю полость толкателя 3 поступает в аккумулятор. Для уменьшения потерь энергии рабочее усилие пружины 2 необходимо принимать минимальным, лишь достаточным для преодоления сил трения и веса толкателя 3.

После полного торможения ударная масса начинает движение вниз, накапливая энергию разряжающегося аккумулятора. Поток жидкости от аккумулятора к рабочему гидроцилиндру создает в дроссельном отверстии *a* перепад давления, под действием которого толкатель 3 удерживает золотник 4 в верхнем положении и после того, как при понижении давления в аккумуляторе толкатель 6 перестает удерживать золотник 7 в открытом положении. С увеличением расхода жидкости через дроссельное отверстие *a* выше необходимого значения, при котором обеспечивается перепад давления, достаточный для фиксации золотника 4 в верхнем положении, клапан 1 открывается. При этом часть потока проходит через пазы *в*, минуя дроссельное отверстие *a*, и перепад давления на нем остается постоянным.

После окончания ударной массой хода вниз подача жидкости в рабочий гидроцилиндр прекращается, исчезает перепад давления на дроссельном отверстии *a*, и так как золотник 7 уже находится в нижнем положении, давление с обоих торцов золотника 4 выравнивается, и он под действием пружины 5 занимает исходное нижнее положение. Дроссельное отверстие *a* рассчитывают исходя из обеспечения минимальной продолжительности перемещения золотника вниз.

Представляют интерес клапанные трехходовые клапаны-пульсаторы, позволяющие значительно уменьшить время переключения и исключить детали с поверхностями, требующими высоких классов точности обработки.

На рис. 45 приведена конструкция клапанного трехходового клапана-пульсатора.

При повышении давления в системе до значения $p_1 = 4P/(\pi d^2)$ (где P — усилие пружины 11) клапан 10 открывается и затем удерживается в этом положении

под действием давления на площадь $F_2 = \pi D^2/4$. Клапан 7 при этом закрывается. Под действием давления аккумулятора поршень 4 перемещается вниз, закрывая клапан 6 и открывая клапан 1. Жидкость из рабочего гидроцилиндра поступает через открывшийся клапан 1 в аккумулятор. После полного торможения ударной массы аккумулятор разряжается через открытый клапан 1

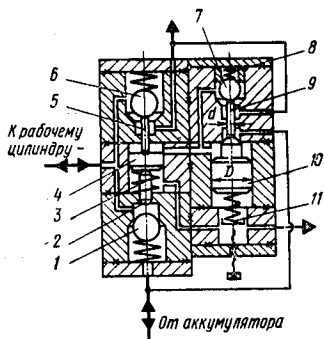


Рис. 45. Клапанный трехходовой клапан-пульсатор

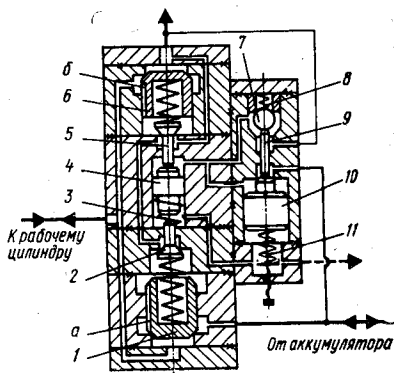


Рис. 46. Клапанный трехходовой клапан-пульсатор с сервоуправлением

в полость рабочего гидроцилиндра. Давление в системе понижается до $p_2 = 4P/(\pi D^2)$, клапан 10 закрывается и толкателем 9 открывает клапан 7, так как усилие пружины 8 меньше минимально возможного усилия пружины 11. Поршень 4 под действием пружины 3 вытесняет жидкость через открытый клапан 7 в сливную линию, перемещаясь вверх, при этом сначала закрывается клапан 1, затем штоком 5 открывается клапан 6, так как усилие пружины 3 больше усилия пружины клапана 6. Таким образом, клапан-пульсатор принимает исходное положение для начала нового цикла работы.

В рассмотренной конструкции быстродействие клапана-пульсатора увеличивается за счет небольшого хода клапанов 1 и 6. Так, при переключении на торможение ударной массы при движении вверх достаточно закрыться клапану 6, как напорный клапан 1 тут же откроется под действием не только поршня 4 через толкатель 2, но и давления жидкости, поступающей из полости рабочего гидроцилиндра.

При большой мощности привода клапан-пульсатор рассмотренной конструкции получается громоздким. Поэтому целесообразно применить сервоуправление для клапанов 1 и 6. Такая конструкция трехходового клапана-пульсатора приведена на рис. 46.

С включением привода ударная масса (см. рис. 26) движется вверх, и жидкость из рабочего гидроцилиндра поступает в сливную линию. С повышением давления в гидросистеме до значения p_1 открывается напорный клапан 10 (рис. 46) и удерживается в этом положении. Одновременно под действием пружины 8 и давления рабочей жидкости закрывается клапан 7. Поршень 4 перемещается вниз, что приводит сначала к закрытию клапанов 5 и 6, затем к открытию клапана 2. Под действием перепада давления в дроссельных пазах a от перемещения рабочей жидкости в сливную линию напорный клапан 1 движется вверх до упора его верхней рабочей фаски в соответствующее седло.

В период торможения ударной массы жидкость из полости рабочего гидроцилиндра поступает в аккумулятор. Затем аккумулятор разряжается, и ударная масса движется вниз. С понижением давления в системе ниже значения $p_2 = 4P/(\pi D^2)$ (где P — усилие пружины 11, а D — диаметр наружной цилиндрической поверхности клапана 10) клапан 10 закрывается и через толкатель 9 открывает клапан 7. Поршень 4 под действием пружины 3 перемещается вверх. Закрывается клапан 2, давление в обоих торцовых полостях напорного клапана 1 выравнивается, и он также закрывается. После этого открывается клапан 5 и начинает пропускать жидкость из полости рабочего гидроцилиндра через дроссельные пазы b в сливную линию. На дроссельных пазах b образуется перепад давления, открывающий клапан 6 для слива жидкости в начале хода ударной массы вверх, и начинается следующий цикл работы механизма.

В гидроприводы молотов двойного действия, схемы которых приведены на рис. 25 и 26, для удержания ударной массы в верхнем положении в период установки свай введены также такие элементы как клапан с дросселем (на рис. 25, $a, б$ — клапан 9 с дросселем 5 и на рис. 26 — клапан 10 с дросселем 11). Одна из возможных конструктивных схем этих элементов приведена на рис. 47.

В схеме гидропривода, приведенной на рис. 26, применен клапан 2 для разгрузки насоса. Для этой цели

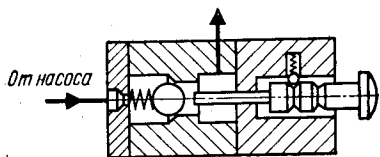


Рис. 47. Клапан с дросселем

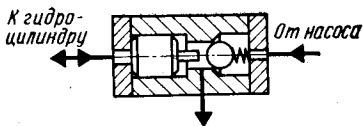


Рис. 48. Клапан для разгрузки насоса

промышленностью выпускаются серийно клапаны типа Г-54, однако такой клапан может быть выполнен и по более простой схеме, приведенной на рис. 48.

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ГИДРОПРИВОДОВ

Гидроприводы молотов двойного действия (см. рис. 25) характеризуются наличием аккумулятора для обеспечения необходимой энергии удара. Аккумулярирование энергии может начинаться как в конце хода ударной массы вверх, так и в начале его.

Переходные процессы начального периода движения ударной массы вверх у этих гидроприводов так же, как у гидроприводов молотов простого действия, существенно влияют на работоспособность, так как максимальное давление в этой фазе цикла не должно превышать давления настройки клапана-пульсатора. В качестве модели этого процесса можно рассмотреть одномассовую систему, состоящую из массы m , связанной с пружиной, имитирующей упругость гидросистемы (рис. 49). Если нижнему торцу пружины мгновенно сообщить постоянную скорость $v_n = Q_n/F$, что соответствует в реальном гидроприводе релейному закрытию клапана-пульсатора при работающем насосе, то масса m будет совершать сложное движение, состоящее из переносного движения с постоянной скоростью v и относительного колебательного движения. Характеризуют это движение зависимости $x=f(t)$ — перемещения массы m и $x_T = Q_n t/F$ — перемещения нижнего торца пружины во времени приведена на рис. 49.

Взаимосвязь между абсолютной v_T , переносной v и относительной $v_{от}$ скоростями массы m при условно неподвижном нижнем торце пружины с учетом колебательного процесса в характерные моменты времени представлена на рис. 50.

Положение, показанное на рис. 50, а, соответствует исходному состоянию привода. В начале движения ударной массы, вверх ее ускорение увеличивается, причем до тех пор, пока скорость не достигнет значения

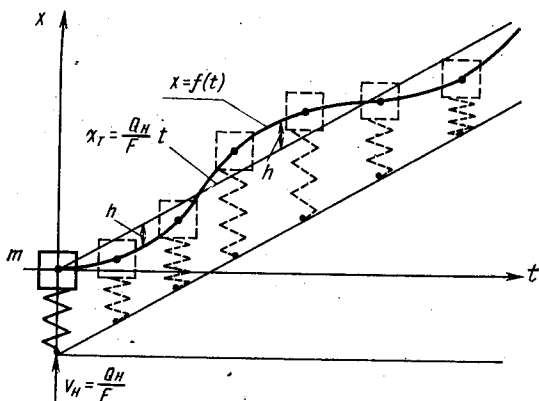


Рис. 49. Модель работы привода молота двойного действия в начале цикла

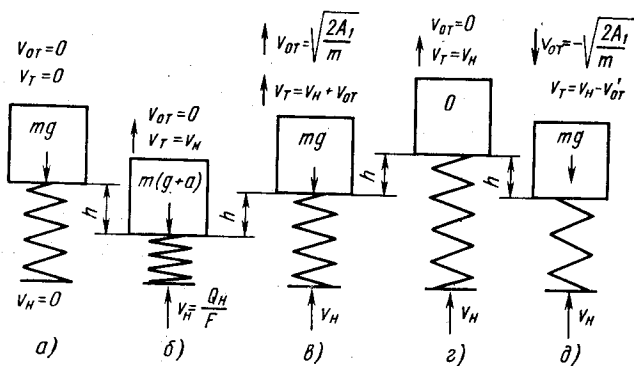


Рис. 50. Перемещение ударной массы относительно равновесного состояния при движении вверх

$v = Q_H / F$ (рис. 50, б). Затем ускорение уменьшается и в момент времени, когда скорость ударной массы достигает максимального значения, становится равным нулю (рис. 50, в). В этот момент времени потенциальная энергия, накопленная гидросистемой за счет ее упругости, полностью преобразуется в кинетическую энергию движущейся массы. Давление в гидросистеме становится

ниже значения $p_{ц.п} = (mg + P_{тр})/F$ (где $P_{тр}$ — сила сухого трения, в начальный момент времени не зависящая от скорости движения массы m), необходимого для подъема ударной массы, ускорение меняет направление, и скорость уменьшается (рис. 50, *г, д*). Начинается следующий период колебаний.

Гидропривод работает в нормальном режиме, если колебательный процесс изменения скорости ударной массы при ходе вверх имеет затухающий характер, т. е. выполняется условие

$$v_{t1} \leq 2v_H; \quad (89)$$

$$v_{t2} \geq 0,$$

где v_{t1} , v_{t2} — первые максимальное и минимальное значения скорости ударной массы (рис. 51).

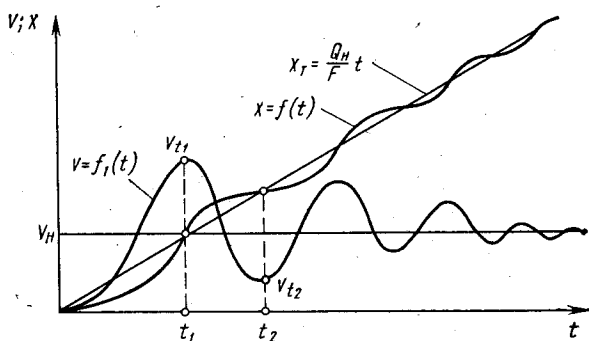


Рис. 51. Изменение перемещения и скорости при движении ударной массы вверх

Наибольшая относительная скорость $v_{от}$ ударной массы в момент времени t_2

$$v_{от} = - \sqrt{\frac{2A_1}{m}},$$

где A_1 — потенциальная энергия, накопленная гидросистемой за счет ее упругости; $A_1 = (p_{1max}^2 - p_{ц.п}^2) V_0 / (2E_{пр})$ (здесь p_{1max} — первое максимальное значение давления с начала движения ударной массы вверх).

Абсолютная скорость ударной массы в момент времени t_2

$$v_{t_2} = v_n + v_{от} = \frac{Q_n}{F} - \sqrt{\frac{2A_1}{m}}$$

Таким образом, для реального гидропривода условие (89) примет вид

$$\frac{Q_n}{F} \geq \sqrt{\frac{2A_1}{m}},$$

$$p_{1\max} \leq \frac{1}{F} \sqrt{\frac{mQ_n^2 F_{\text{пр}}}{V_0} + (mg + P_{\text{тр}})^2}. \quad (90)$$

Кроме того, для нормальной работы гидропривода необходимо, чтобы значение $p_{1\max}$ не достигало установленного давления p_1 срабатывания клапана-пульсатора, так как в противном случае последний будет сообщать гидросистему со сливной линией до того, как ударная масса дойдет до заданного положения.

В гидроприводах сваепогружающих машин потери энергии на гидравлические сопротивления не превышают 5—10%. Поэтому с достаточной для инженерных расчетов точностью эти потери можно учесть путем коррекции значения сил трения в направляющих ударной массы и уплотнениях.

Импульс силы, сообщаемый ударной массе при ходе вверх,

$$\frac{1}{2} (p_{1\max} - p_{ц.п}) Ft_1 = m \frac{Q_n}{F}, \quad (91)$$

где t_1 — время разгона ударной массы вверх до скорости v_n (время подъема давления в гидросистеме до значения $p_{ц.п}$ в него не входит).

Тогда

$$t_1 = \frac{2mQ_n}{F^2 (p_{1\max} - p_{ц.п})}. \quad (92)$$

Максимальная кинетическая энергия ударной массы, накопленная за этот период времени,

$$A_k = \frac{mQ_n^2}{2F^2}, \quad (93)$$

или

$$A_k = \frac{1}{2} (p_{1\max} + p_{ц.п}) F h_1 - p_{ц.п} F h_1, \quad (94)$$

где h_1 — путь, пройденный ударной массой за время t_1 .

Решая совместно уравнения (93) и (94), получаем

$$h_1 = \frac{mQ_H^2}{F^3 (p_{\max} - p_{ц.п})}. \quad (95)$$

Объем рабочей жидкости, необходимый для ее упругого сжатия и деформации трубопроводов за время t_1 ,

$$\Delta V_{t_1} = Q_H t_1 - F h_1. \quad (96)$$

Учитывая, что

$$\frac{\Delta V_{t_1}}{V_0 (p_{1\max} - p_{ц.п})} = \frac{1}{E_{пр}},$$

получим

$$p_{1\max} = \frac{\Delta V_{t_1}}{V_0} E_{пр} + p_{ц.п}, \quad (97)$$

где V_0 — средний объем рабочей жидкости в напорной линии гидросистемы за время цикла.

Преобразуем выражение (97), заменив ΔV_{t_1} его значением по формуле (96):

$$p_{1\max} = \frac{E_{пр}}{V_0} (Q_H t_1 - F h_1) + p_{ц.п}. \quad (98)$$

Поставив значения t_1 из выражения (92) и h_1 из выражения (95) в формулу (98), получим квадратное уравнение относительно $p_{1\max}$:

$$p_{1\max}^2 - 2p_{ц.п} p_{1\max} + p_{ц.п}^2 - \frac{mQ_H^2 E_{пр}}{F^2 V_0} = 0,$$

решение которого имеет вид

$$p_{1\max} = p_{ц.п} \pm \frac{Q_H}{F} \sqrt{\frac{mE_{пр}}{V_0}}.$$

Так как давление $p_{1\max}$ не может быть отрицательным, действительным будет корень

$$p_{1\max} = p_{ц.п} + \frac{Q_H}{F} \sqrt{\frac{mE_{пр}}{V_0}}. \quad (99)$$

Подставляя найденное значение $p_{1\max}$ в выражения (92) и (95), получим

$$t_1 = \frac{2}{F} \sqrt{\frac{mV_0}{E_{пр}}}; \quad (100)$$

$$h_1 = \frac{Q_H}{F^2} \sqrt{\frac{mV_0}{E_{пр}}}. \quad (101)$$

Выражения (99), (100) и (101), описывая в первом приближении динамику начала хода ударной массы вверх, характеризуют работоспособность гидропривода молотов двойного действия. Для получения аналогичных зависимостей для гидропривода, изображенного на рис. 25, б, надо учесть приведенный объем жидкости в гидросистеме $V_{\text{пр}}$, включающий дополнительно к V_0 объем гидроаккумулятора:

$$V_{\text{пр}} = V_a \frac{F_{\text{ц}}^2 E_{\text{пр}}}{F_a^2 E_{\text{пр.а}}} + V_0,$$

где V_a — объем рабочей жидкости в замкнутой полости жидкостного аккумулятора (жидкостной пружины); $F_{\text{ц}}$ — рабочая площадь поршня; F_a — рабочая площадь плунжера жидкостной пружины; $E_{\text{пр.а}}$ — приведенный модуль упругости жидкостной пружины.

Требуемый объем сжимаемой в гидроаккумуляторе жидкости

$$V_a = \frac{2A_{\text{max}} E_{\text{пр.а}}}{p_{\text{max а}}^2},$$

где A_{max} — максимальная энергия зарядки аккумулятора; $p_{\text{max а}}$ — максимальное давление в аккумуляторе.

Время полного хода ударной массы вверх для схемы, изображенной на рис. 25, а,

$$t_{\text{п.в}} = \frac{F(h_{\text{п}} + h_{\text{а}})}{Q_{\text{н}}}, \quad (102)$$

где $h_{\text{п}}$ — перемещение ударной массы из исходного положения до упора в упругий элемент аккумулятора; $h_{\text{а}}$ — перемещение ударной массы при зарядке аккумулятора до заданного настройкой клапана-пульсатора давления открытия p_1 .

Энергия, накапливаемая гидроаккумулятором,

$$A_a = \frac{1}{2} (p_{\text{н}} + p_{\text{а}}) h_{\text{а}}, \quad (103)$$

где $P_{\text{н}}$ — усилие предварительной затяжки упругого элемента аккумулятора; $P_{\text{а}}$ — текущее значение усилия затяжки упругого элемента аккумулятора; $P_{\text{а}} = P_{\text{н}} + ch_{\text{а}}$ (здесь c — жесткость упругого элемента).

Подставив в выражение (103) значение $P_{\text{а}}$, получим квадратное уравнение относительно $h_{\text{а}}$:

$$h_a^2 + \frac{2P_H}{c} h_a - \frac{2A_a}{c} = 0.$$

С учетом того, что h_a не может иметь отрицательного значения, решение этого уравнения имеет вид

$$h_a = \sqrt{\left(\frac{P_H}{c}\right)^2 + \frac{2A_a}{c}} - \frac{P_H}{c}.$$

Подставив полученное значение h_a в выражение (102), найдем

$$t_{п.в} = \frac{F}{Q_H} \left[h_{п} + \sqrt{\left(\frac{P_H}{c}\right)^2 + \frac{2A_a}{c}} - \frac{P_H}{c} \right]. \quad (104)$$

Для нормальной работы сваепогружающего устройства максимальное усилие затяжки упругого элемента аккумулятора $P_{a \max}$ не должно быть больше веса копра или тех частей, относительно которых перемещается ударная масса. Поэтому жесткость аккумулятора должна удовлетворять условию

$$c = \frac{P_{a \max} - P_H}{h_{a \max}}. \quad (105)$$

Для конкретного давления p_1 открытия клапана-пульсатора максимальное усилие затяжки упругого элемента и его ход

$$P_a = (p_1 - p_{ц.п}) F; \quad (106)$$

$$h_a = \frac{p_1 - p_{ц.п}}{c} F - \frac{P_H}{c}. \quad (107)$$

Выражение для энергии зарядки аккумулятора с учетом формулы (103) имеет вид

$$A_a = \frac{F(p_1 - p_{ц.п}) - P_H}{2c} [P_H + (p_1 - p_{ц.п})F]. \quad (108)$$

Кинетическая энергия ударной массы в конце зарядки аккумулятора при ходе вниз составляет

$$A' = A_a + (mg - P_{тр}) h_a, \quad (109)$$

или с учетом значения h_a , определяемого по формуле (107),

$$A' = A_a + \frac{1}{c} (mg - P_{тр}) [(p_1 - p_{ц.п})F - P_H]. \quad (110)$$

Энергия удара

$$A_y = A' + (mg - P_{\text{тр}}) h_{\text{п}}. \quad (111)$$

Скорость ударной массы в конце разрядки аккумулятора

$$v' = \sqrt{\frac{2A'}{m}}. \quad (112)$$

Для определения времени $t_{\text{р.а}}$ разрядки аккумулятора запишем зависимость, аналогичную выражению (91):

$$mv' = \frac{1}{2} (mg - P_{\text{тр}} + P_a) t_{\text{р.а}}. \quad (113)$$

Заменив в формуле (113) h_a и v' их значениями из выражений (106) и (112) и произведя соответствующие преобразования, получим

$$t_{\text{р.а}} = \frac{2\sqrt{2mA'}}{mg - P_{\text{тр}} + (p_1 - p_{\text{ц.п}}) F}.$$

Движение ударной массы вниз после разрядки аккумулятора приближенно можно описать следующим уравнением:

$$h_{\text{п}} = v't' + \frac{g - \frac{P_{\text{тр}}}{m}}{2} (t')^2,$$

где t' — время перемещения ударной массы вниз после окончания разрядки аккумулятора до удара по наголовнику сваи.

Решение этого квадратного уравнения относительно t' имеет вид

$$t' = \pm \sqrt{\left(\frac{mv'}{mg - P_{\text{тр}}}\right)^2 + \frac{2mh_{\text{п}}}{mg - P_{\text{тр}}}} - \frac{mv'}{mg - P_{\text{тр}}}.$$

Учитывая, что t' не может быть отрицательным, и заменив v' , его значением из выражения (112), решение можно записать в виде

$$t' = \sqrt{\frac{2mA'}{(mg - P_{\text{тр}})^2} + \frac{2mh_{\text{п}}}{mg - P_{\text{тр}}}} - \frac{\sqrt{2mA'}}{mg - P_{\text{тр}}}.$$

Окончательно выражение (104) для определения времени $t_{\text{п.в}}$ хода ударной массы вверх с учетом значения энергии A_a , определяемой выражением (108), имеет вид

$$t_{п.в} = \frac{F}{Q_H} \left\{ h_{п} + \right.$$

$$\left. + \sqrt{\left(\frac{P_H}{c}\right)^2 + \frac{F(p_1 - p_{ц.п}) - P_H}{c^2} [p_H + (p_1 - p_{ц.п}) F] - \frac{P_H}{c}} \right\}. \quad (114)$$

Для конкретного гидропривода время $t_{п.в}$ зависит от требуемой энергии зарядки аккумулятора, верхний предел которой определяется максимально возможным значением давления p_1 открытия клапана-пульсатора.

Аналогично с учетом значения энергии A_a получим выражение для времени разрядки аккумулятора

$$t_{р.а} = \frac{\sqrt{2m \frac{F(p_1 - p_{ц.п}) - P_H}{c} \left[\frac{P_H + (p_1 - p_{ц.п}) F}{2} + mg - P_{тр} \right]}}{mg - P_{тр} + (p_1 - p_{ц.п}) F} \quad (115)$$

и для времени свободного хода ударной массы вниз

$$t' = \sqrt{\frac{2m[F(p_1 - p_{ц.п}) - P_H] \left[\frac{P_H + (p_1 - p_{ц.п}) F}{2} + mg - P_{тр} \right] + \frac{2mh_{п}}{mg - P_{тр}}}{c(mg - P_{тр})^2}} - \sqrt{\frac{2m[F(p_1 - p_{ц.п}) - P_H] \left[\frac{P_H + (p_1 - p_{ц.п}) F}{2} + mg - P_{тр} \right]}{c(mg - P_{тр})^2}}. \quad (116)$$

Продолжительность рабочего цикла для сваепогружающего молота двойного действия, схема которого приведена на рис. 25, а, пренебрегая временем повышения давления в гидросистеме от p_2 до $p_{ц.п}$, можно найти как сумму времени отдельных периодов цикла, определенных выражениями (114), (115) и (116):

$$T_{ц} = t_{п.в} + t_{р.а} + t'.$$

Время рабочего цикла для гидропривода, схема которого показана на рис. 25, б,

$$T_{ц} = t_{с.п} + t_{т} + t_a + t_{р.а} + t', \quad (117)$$

где $t_{с.п}$ — время подъема ударной массы от оголовка сваи до упора в шток; $t_{с.п} = Fh_{п}/Q_H$; $t_{т}$ — время уменьшения скорости движения ударной массы вверх от значения Q_H/F до $Q_H/(F + F_{ц})$; t_a — время зарядки аккумулятора до заданного давления.

Для периода цикла, соответствующего времени t_T , справедливы зависимости

$$m \left(\frac{Q_H}{F} - \frac{Q_H}{F + F_{ц}} \right) = \frac{1}{2} [P_{тр} + mg + F_a (\rho_{a.н} + \rho_{a.т})] t_T; \quad (118)$$

$$\frac{mQ_H^2}{2} \left[\frac{1}{F^2} - \frac{1}{(F + F_{ц})^2} \right] = \frac{1}{2} [P_{тр} + mg + F_a (\rho_{a.н} + \rho_{a.т})] h_T; \quad (119)$$

$$\rho_{a.т} = \frac{F_a h_T}{V_a} E_{пр.а}; \quad (120)$$

$$\rho_{a.н} = \rho_{ц.п} \frac{F_{ц}}{F_a}, \quad (121)$$

где $\rho_{a.н}$ — давление в аккумуляторе, соответствующее давлению $\rho_{ц.п}$ в гидросистеме; $\rho_{a.т}$ — давление в аккумуляторе в конце торможения ударной массы, когда ее скорость составляет $Q_H/(F + F_{ц})$; h_T — путь торможения ударной массы за время t_T .

После подстановки значений $\rho_{a.т}$ из выражений (120) и (121) в формулы (118) и (119) получим

$$mQ_H \left(\frac{1}{F} - \frac{1}{F + F_{ц}} \right) = \frac{1}{2} \left(P_{тр} + mg + \rho_{ц.п} F_{ц} + \frac{F_a^2 E_{пр.а}}{V_a} h_T \right) t_T; \quad (122)$$

$$mQ_H^2 \left[\frac{1}{F^2} - \frac{1}{(F + F_{ц})^2} \right] = \left(P_{тр} + mg + \rho_{ц.п} F_{ц} + \frac{F_a^2 E_{пр.а}}{V_a} h_T \right) h_T. \quad (123)$$

После преобразований выражение (123) можно записать в виде квадратного уравнения относительно h_T :

$$h_T^2 + \frac{V_a}{E_{пр.а} F_a^2} (P_{тр} + mg + \rho_{ц.п} F_{ц}) h_T - \frac{mQ_H^2 V_a [F^2 + (F + F_{ц})^2]}{E_{пр.а} F_a^2 F^2 (F + F_{ц})^2} = 0,$$

решение которого имеет вид (h_T всегда больше нуля)

$$h_T = \sqrt{\frac{V_a^2 (P_{тр} + mg + \rho_{ц.п} F_{ц})^2}{4E_{пр.а}^2 F_a^4} + \frac{mQ_H^2 V_a [F^2 + (F + F_{ц})^2]}{E_{пр.а} F_a^2 F^2 (F + F_{ц})^2}}$$

$$\frac{V_a (P_{тр} + mg + \rho_{ц.п} F_{ц})}{2E_{пр.а} F_a^2} \quad (124)$$

Подставим полученное значение h_T в выражение (122) и решим его относительно t_T :

$$t_T = \frac{2mQ_H \frac{F_{ц}}{F(F+F_{ц})}}{\frac{1}{2} (P_{тр} + mg + \rho_{ц.п} F_{ц}) + \sqrt{\frac{1}{4} (P_{тр} + mg + \rho_{ц.п} F_{ц})^2 + \frac{mQ_H^2 F_a^2 E_{пр.а} [F^2 + (F+F_{ц})^2]}{V_a F^2 (F+F_{ц})^2}}}$$

Уменьшение скорости ударной массы от значения Q_H/F до $Q_H/(F+F_{ц})$ является переходным колебательным процессом. Расчет этого процесса затруднителен ввиду нелинейной зависимости коэффициента β сжимаемости от давления в интервале 0,3—3 МПа.

Как показали эксперименты, при определенном сочетании параметров привода в начале зарядки аккумулятора может произойти разрыв струи жидкости. Во избежание этого надо ввести в гидросистему пружинный гидроаккумулятор низкого давления, подключаемый к напорной линии через обратный клапан, с зарядкой во время хода ударной массы вниз.

Время зарядки аккумулятора

$$t_a = \frac{h_a - h_T}{Q_H} (F + F_{ц}) \quad (125)$$

Ход плунжера жидкостной пружины аккумулятора до конца зарядки

$$h_a = \frac{V_a \rho_a}{F_a E_{пр.а}} = \frac{V_a}{F_a^2 E_{пр.а}} [\rho_1 (F + F_{ц}) - mg - P_{тр}]; \quad (126)$$

давление зарядки аккумулятора

$$\rho_a = \sqrt{\frac{2AE_{пр.а}}{V_a}}$$

Площадь F_a поперечного сечения плунжера жидкостной пружины аккумулятора выбирают исходя из максимально допустимого усилия разгона ударной массы вниз.

После подстановки значений h_T из выражения (124) и h_a из выражения (126) в формулу (125) и некоторых преобразований получим

$$t_a = \frac{F + F_{ц}}{Q_H F_a E_{пр.а}} \left\{ V_a p_a - \right. \\ \left. - \sqrt{\frac{V_a^2}{4F_a^2} (P_{тр} + mg + \rho_{ц.п} F_{ц}^2 + \frac{m Q_H^2 V_a E_{пр.а}}{F^2 (F + F_{ц})^2} [F^2 + (F + F_{ц})^2] + \right.} \\ \left. + \frac{V_a}{2F_a} (P_{тр} + mg + \rho_{ц.п} F_{ц}) \right\}. \quad (127)$$

Скорость ударной массы в конце разрядки аккумулятора можно определить из выражения (112).

Энергия зарядки аккумулятора для этой схемы гидроривода

$$A_a = \frac{V_a}{2E_{пр.а}} \left[\frac{\rho_1 (F + F_{ц}) - mg - P_{тр}}{F_a} \right]^2. \quad (128)$$

С учетом выражений (109), (126) для h_a и (128) получим кинетическую энергию ударной массы в конце разрядки аккумулятора

$$A' = \frac{V_a [\rho_1 (F + F_{ц}) - mg - P_{тр}]}{F_a^2 E_{пр.а}} \times \\ \times \left[\frac{\rho (F + F_{ц}) - mg - P_{тр}}{2} + mg - P_{тр} \right]. \quad (129)$$

Подставив значение A' из выражения (129) в формулу (112), найдем

$$v' = \sqrt{\frac{2}{m} \left\{ \frac{V_a [\rho_1 (F + F_{ц}) - mg - P_{тр}]}{F_a^2 E_{тр.а}} \left[\frac{\rho_1 (F + F_{ц}) + mg}{2} - 1,5 P_{тр} \right] \right\}}. \quad (130)$$

Аналогично выражению (91) можно записать

$$m v' = \frac{1}{2} (P_a + mg - P_{тр}) t_{р.а}, \quad (131)$$

где

$$P_a = \rho_1 (F + F_{ц}) - mg - P_{тр}. \quad (132)$$

После подставки значения v' из выражения (130) и P_a из выражения (132) в формулу (131) получим вы-

ражение для определения времени разрядки аккумулятора

$$t_{p.a} = \frac{1}{\rho_1 (F + F_{ц}) - 2P_{тр}} \times \quad (133)$$

$$\times \sqrt{8m \left\{ \frac{V_a [\rho_1 (F + F_{ц}) - mg - P_{тр}]}{F_a^2 E_{пр.а}} \left[\frac{\rho_1 (F + F_{ц}) + mg}{2} - 1,5P_{тр} \right] \right\}}.$$

Движение ударной массы вниз после разрядки аккумулятора аналогично этому процессу для гидропривода, схема которого приведена на рис. 25, а. Поэтому, производя соответствующие преобразования, получим выражение для определения времени t' этого периода цикла

$$\begin{aligned} t' = & \sqrt{\frac{2m}{(mg - P_{тр})^2} \left\{ \frac{V_a [\rho_1 (F + F_{ц}) - mg - P_{тр}]}{F_a^2 E_{пр.а}} \times \right.} \\ & \left. \times \left[\frac{\rho_1 (F + F_{ц}) + mg}{2} - 1,5P_{тр} \right] \right\} + \frac{2mh_{п}}{mg - P_{тр}} -} \\ & - \sqrt{\frac{2m}{(mg - P_{тр})^2} \left\{ \frac{V_a [\rho_1 (F + F_{ц}) - mg - P_{тр}]}{F_a^2 F_{пр.а}} \times \right.} \\ & \left. \times \left[\frac{\rho_1 (F + F_{ц}) + mg}{2} - 1,5P_{тр} \right] \right\}}. \quad (134) \end{aligned}$$

Подставляя наибольшее значение давления ρ_1 открытия клапана-пульсатора в выражения (127), (133) и (134), можно по формуле (117) определить продолжительность рабочего цикла при максимальной энергии удара.

Рассмотрим рабочий цикл сваепогружающего молота двойного действия с гидроприводом, схема которого приведена на рис. 26.

Первый этап рабочего цикла начинается с момента времени, когда давление в гидросистеме повышается до значения $\rho_{ц.п.}$ достаточного для перемещения ударной массы вверх, и заканчивается, когда скорость ударной массы достигает значения $Q_{н}/F$. Параметры гидропривода для этого этапа можно определить по выражениям (99) — давление рабочей жидкости в конце этапа, (100) — время этапа, (101) — путь, пройденный ударной массой.

Определим соотношение энергии зарядки аккумулятора и кинетической энергии ударной массы к концу первого этапа рабочего цикла. Кинетическая энергия ударной массы к этому моменту времени составит

$$A_{к1} = \frac{1}{2} (\rho_{1\max} + \rho_{ц.п}) Q_{н1} t_1 - \frac{1}{2} (\rho_{1\max}^2 - \rho_{ц.п}^2) \frac{V_0}{E_{пр1}} - h_1 \rho_{ц.п} F, \quad (135)$$

где $E_{пр1}$ — модуль упругости рабочей жидкости с учетом упругих деформаций трубопроводов и цилиндра аккумулятора.

Формула (135) после подстановки в нее значений t_1 из выражения (92) и h_1 из выражения (95) и некоторых преобразований примет вид

$$A_{к1} = \frac{mQ_{н}^2}{F^2} \left(\frac{\rho_{1\max}}{\rho_{1\max} - \rho_{ц.п}} \right) - \frac{1}{2} (\rho_{1\max}^2 - \rho_{ц.п}^2) \frac{V_0}{E_{пр1}}. \quad (136)$$

Учитывая, что

$$mQ_{н}^2/F^2 = 2A_{к1}, \text{ а } (\rho_{1\max}^2 - \rho_{ц.п}^2) V_0/(2E_{пр1}) = A_{а1},$$

где $A_{а1}$ — энергия, накопленная в аккумуляторе к концу первого этапа рабочего цикла, приведем выражение (136) к виду

$$A_{а1} = A_{к1} \left(\frac{2\rho_{1\max}}{\rho_{1\max} - \rho_{ц.п}} - 1 \right),$$

откуда

$$\frac{A_{а1}}{A_{к1}} = \frac{2\rho_{1\max}}{\rho_{1\max} - \rho_{ц.п}} - 1. \quad (137)$$

Второй этап рабочего цикла сваепогружающего молота с гидроприводом начинается с момента релейного переключения клапана-пульсатора и заканчивается остановкой ударной массы в верхнем положении, чему соответствует также полная зарядка аккумулятора. Определим время этого этапа цикла t_2 , перемещение h_2 ударной массы за время t_2 , наибольшую энергию $A_{а\max}$ зарядки аккумулятора к концу этапа и соответствующее этой энергии давление ρ_{\max} в аккумуляторе.

Рассматриваемый процесс можно описать выражением, аналогичным выражению (91):

$$\left[\frac{1}{2} (\rho_{\max} + \rho_{1\max}) F_p + \rho_{ц.п} F \right] t_2 = m \frac{Q_{н}}{F}. \quad (138)$$

Решение уравнения (138) относительно t_2 имеет вид

$$t_2 = \frac{mQ_{\text{н}}}{0,5(\rho_{\text{max}} + \rho_{1\text{max}}) F_p F + \rho_{\text{ц.п}} F^2}, \quad (139)$$

где F_p — разность активной площади плунжера b рабочего цилиндра и плунжеров δ (см. рис. 26).

Для определения h_2 и ρ_{max} запишем следующую систему уравнений:

$$A_2 = \frac{mQ_{\text{н}}^2}{2F^2} - h_2 \rho_{\text{ц.п}} F; \quad (140)$$

$$A_2 = \frac{1}{2} (\rho_{\text{max}}^2 - \rho_{1\text{max}}^2) \frac{V_0}{E_{\text{пр1}}}; \quad (141)$$

$$A_2 = \frac{1}{2} (\rho_{\text{max}} + \rho_{1\text{max}}) h_2 F_p, \quad (142)$$

где A_2 — энергия, сообщаемая отключенным от сливной линии цилиндром плунжера b аккумулятору за время второго этапа.

Из выражения (141) определим

$$\rho_{\text{max}} = \sqrt{\frac{2E_{\text{пр1}}}{V_0} A_2 - \rho_{1\text{max}}^2}. \quad (143)$$

Подставим ρ_{max} из выражения (143) в формулу (142), в результате чего получим квадратное уравнение относительно A_2 :

$$A_2^2 - \left(\rho_{1\text{max}} h_2 F_p + \frac{E_{\text{пр1}} h_2^2 F_p^2}{2V_0} \right) A_2 = 0,$$

решение которого имеет вид (A_2 может иметь только положительное значение)

$$A_2 = \rho_{1\text{max}} h_2 F_p + \frac{E_{\text{пр1}} h_2^2 F_p^2}{2V_0}. \quad (144)$$

Подставив значение A_2 из выражения (144) в формулу (140), получим квадратное уравнение относительно h_2 :

$$h_2^2 + \frac{2V_0}{E_{\text{пр1}} F_p} \left(\rho_{1\text{max}} + \frac{\rho_{\text{ц.п}} F}{F_p} \right) h_2 - \frac{mQ_{\text{н}}^2 V_0}{F^2 E_{\text{пр1}} F_p^2} = 0,$$

действительное решение которого имеет вид

$$h_2 = \sqrt{\frac{V_0^2}{E_{\text{пр}}^2 F_p^2} \left(\rho_{1 \max} + \frac{\rho_{\text{ц.п}} F}{F_p} \right)^2 \frac{m Q_H^2 V_0}{F^2 F_p^2 E_{\text{пр}1}} - \frac{V_0}{E_{\text{пр}1} F_p} \left(\rho_{1 \max} + \frac{\rho_{\text{ц.п}} F}{F_p} \right)}. \quad (145)$$

Подставим значение h_2 из выражения (145) в формулу (140) и определим окончательное выражение для A_2 :

$$A_2 = \frac{m Q_H^2}{2 F^2} - \sqrt{\frac{V_0^2 \rho_{\text{ц.п}}^2 F^2}{E_{\text{пр}1}^2 F_p^2} \left(\rho_{1 \max} + \frac{\rho_{\text{ц.п}} F}{F_p} \right)^2 + \frac{m Q_H^2 V_0 \rho_{\text{ц.п}}^2}{E_{\text{пр}1} F_p^2} - \frac{V_0 \rho_{\text{ц.п}} F}{E_{\text{пр}1} F_p} \left(\rho_{1 \max} + \frac{\rho_{\text{ц.п}} F}{F_p} \right)}. \quad (146)$$

Подставив A_2 из выражения (146) в выражение (143), определим

$$\rho_{\max} = \sqrt{\frac{m Q_H^2 E_{\text{пр}1}}{F^2 V_0} - 2 \sqrt{\frac{\rho_{\text{ц.п}}^2 F^2}{F_p^2} \left(\rho_{1 \max} + \frac{\rho_{\text{ц.п}} F}{F_p} \right)^2} + \frac{m Q_H^2 \rho_{\text{ц.п}}^2 E_{\text{пр}1}}{V_0 F_p^2} - \frac{2 \rho_{\text{ц.п}} F}{F_p} \left(\rho_{1 \max} + \frac{\rho_{\text{ц.п}} F}{F_p} \right) + \rho_{1 \max}^2}.$$

Наибольшая за время цикла энергия зарядки аккумулятора

$$A_{\max} = \frac{V_0}{2 E_{\text{пр}1}} \rho_{\max}^2. \quad (147)$$

Третий этап рабочего цикла начинается с разгона ударной массы вниз и заканчивается ударом ее по оголовку сваи.

Определим время t_3 третьего этапа и энергию удара A_y . Последняя равна

$$A_y = A_{\max} + (mg - P_{\text{тр}}) (h_1 + h_2). \quad (148)$$

Для определения времени t_3 составим аналогично выражению (91) следующее выражение:

$$mv_y = \left(\frac{1}{2} F_p \rho_{\max} + mg - P_{\text{тр}}\right) t_3, \quad (149)$$

где v_y — наибольшая скорость ударной массы за время движения вниз; $v_y = \sqrt{2[A_{\max} + (mg - P_{\text{тр}})(h_1 + h_2)]/m}$.

Подставив значение v_y в выражение (149), получим

$$t_3 = \frac{\sqrt{2m[A_{\max} + (mg - P_{\text{тр}})(h_1 + h_2)]}}{0,5 F_p \rho_{\max} + mg - P_{\text{тр}}}. \quad (150)$$

Наибольшее время $T_{\text{ц}}$ рабочего цикла гидропривода определится как сумма продолжительностей каждого этапа, определяемых соответственно из выражений (100), (139) и (150):

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3.$$

Рассмотрим расчет молота, схема которого приведена на рис. 32. Молот предназначен для погружения длинных свай, что обуславливает необходимость зарядки аккумулятора \mathcal{Z} с начала перемещения вверх ударной массы ?.

Исходные данные для расчета: ударная масса $m=1800$ кг; частота ударов при максимальной энергии — не менее $n=50$ ход/мин; наибольшая энергия удара $A_y=30\,000 \div 36\,000$ Дж; максимальное усилие разгона ударной массы вниз, ограниченное весом копра, $P_{p \max}=100\,000$ Н; наибольшее рабочее давление в гидросистеме $p_1=12$ МПа.

Принимаем максимальное усилие разгона $P_{p \max}=P_a=80\,000$ Н. Тогда, подставив в выражение (106) значение $p_{\text{п.п}}=(mg+P_{\text{тр}})/F$ и приняв $P_{\text{тр}} \approx 500$ Н, определим требуемую активную площадь F подъемных цилиндров при максимальном давлении $p_1=12$ МПа:

$$P_{p \max} = \left[p_1 - \frac{1}{F} (mg + P_{\text{тр}}) \right] F,$$

откуда

$$\begin{aligned} F &= (P_{p \max} + mg + P_{\text{тр}}) \frac{1}{p_1} = \\ &= (80\,000 + 1800 \cdot 9,81 + 500) \frac{1}{120 \cdot 10^5} = 0,008 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Считая, что подъемных гидроцилиндров будет два, определяем диаметры их плунжеров:

$$d_{\text{пл}} = \sqrt{\frac{4F}{2\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,008}{2\pi}} = 0,071 \text{ м}.$$

Принимаем диаметр плунжеров $d_{\text{пл}}=70$ мм. Тогда действительная активная площадь плунжеров подъемных цилиндров составит

$$F = 2 \frac{\pi d_{\text{пл}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,07^2}{2} = 0,0077 \text{ м}^2,$$

а действительное максимальное усилие затяжки упругого элемента аккумулятора с учетом значения

$$p_{\text{ц.п}} = \frac{1}{F} (mg + P_{\text{тр}}) = \frac{1}{0,0077} (1800 \cdot 9,81 + 500) \approx 2,36 \text{ МПа}$$

равно

$$P_{\text{р max}} = (p_1 - p_{\text{ц.п}}) F = (120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077 = 74\,228 \text{ Н.}$$

Так как в данном случае $h_{\text{п}}=0$, из выражения (111) следует, что $A_{\text{у}}=A'$.

Учитывая значения $h_{\text{а}}$ и $A_{\text{а}}$, определяемые по формулам (107) и (108), а также полагая, что усилие предварительной затяжки упругого элемента аккумулятора $P_{\text{н}}=0$, выражение (110) запишем в виде

$$A_{\text{у}} = \frac{h_{\text{а}}}{2} (p_1 - p_{\text{ц.п}}) F + h_{\text{а}} (mg - P_{\text{тр}}),$$

откуда

$$h_{\text{а}} = \frac{2A_{\text{у}}}{(p_1 - p_{\text{ц.п}}) F + 2(mg - P_{\text{тр}})} = \frac{2 \cdot 36\,000}{(120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077 + 2(1800 \cdot 9,81 - 500)} = 0,663 \text{ м.}$$

Из выражения (115) с учетом значений P_1 и h_0 определяем время разрядки аккумулятора:

$$t_{\text{р.а}} = \frac{2 \sqrt{2mh_{\text{а}} \left(\frac{p_1 - p_{\text{ц.п}}}{2} F + mg - P_{\text{тр}} \right)}}{mg - P_{\text{тр}} + (p_1 - p_{\text{ц.п}}) F} = \frac{2 \sqrt{2 \cdot 1800 \cdot 0,663 \left(\frac{120 - 23,6}{2} 10^5 \cdot 0,0077 + 1800 \cdot 9,81 - 500 \right)}}{1800 \cdot 9,81 - 500 + (120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077} \approx 0,24 \text{ с.}$$

Наибольшее допустимое время рабочего цикла составляет

$$T_{\text{ц}} = \frac{60}{n} = \frac{60}{50} = 1,2 \text{ с.}$$

Время хода ударной массы вверх найдем по формуле (114), учитывая, что $h_{\text{п}}=0$, $P_{\text{н}}=0$ и $h_{\text{а}} = (p_1 - p_{\text{ц.п}}) F / c$: $t_{\text{п.в}} = \frac{F}{Q_{\text{н}}} h_{\text{а}}$.

Подача насосов

$$Q_{\text{н}} = \frac{F h_{\text{а}}}{t_{\text{п.в}}} = \frac{F h_{\text{а}}}{T_{\text{ц}} - t_{\text{р.а}}} = \frac{0,0077 \cdot 0,663}{1,2 - 0,24} = 0,005 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Выбираем два насоса НШ-98, суммарная подача которых $Q_n = 0,0049 \text{ м}^3/\text{с}$. Ориентировочно принимаем средний объем рабочей жидкости в напорной линии гидросистемы $V_0 = 0,0063 \text{ м}^3$. Приведенный модуль упругости рабочей жидкости (см. гл. I) $E_{\text{пр}} = 0,5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$.

Первый максимум давления с начала движения ударной массы определяем из выражения (99):

$$p_{1 \text{ max}} = p_{\text{ц.п}} + \frac{Q_n}{F} \sqrt{\frac{mE_{\text{пр}}}{V_0}} = 23,6 \cdot 10^5 + \\ + \frac{0,0049}{0,0077} \sqrt{\frac{1800 \cdot 0,5 \cdot 10^9}{0,0063}} = 99,6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 9,96 \text{ МПа.}$$

Для нормальной работы привода необходимо, чтобы усилие предварительной затяжки упругого элемента аккумулятора имело значение

$$P_n = p_{1 \text{ max}} F - mg - P_{\text{тр}} = 99,6 \cdot 10^5 \cdot 0,0077 - \\ - 1800 \cdot 9,81 - 500 = 58 \text{ 500 Н.}$$

Ход ударной массы вверх до момента, когда давление в гидросистеме достигнет значения $p_{1 \text{ max}}$, определим из выражения (101):

$$h_1 = \frac{Q_n}{F^2} \sqrt{\frac{mV_0}{E_{\text{пр}}}} = \frac{0,0049}{0,0077^2} \sqrt{\frac{1800 \cdot 0,0063}{0,5 \cdot 10^9}} = 0,0095 \text{ м.}$$

Следовательно, чтобы предотвратить преждевременное срабатывание клапана-пульсатора в начале хода ударной массы вверх, нужно обеспечить ей свободный ход $h_n = 0,01 \div 0,02 \text{ м}$ до упора в упругий элемент аккумулятора 3 (см. рис. 25, а), который предварительно сжат с усилием $P_n = 58 \text{ 500 Н}$.

Так как значением h_n можно пренебречь, то действительный ход h_a ударной массы определяем из выражения (110), преобразовав его с учетом формул (107 и (108):

$$h_a = \frac{2A_y}{P_n + (p_1 - p_{\text{ц.п}}) F + 2(mg - P_{\text{пр}})} = \\ = \frac{2 \cdot 36 \text{ 000}}{58 \text{ 500} + (120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077 + 2(1800 \cdot 9,81 - 500)} = 0,43 \text{ м.}$$

Действительную жесткость упругого элемента аккумулятора находим по формуле (105):

$$c = \frac{P_{\text{р. max}} - P_n}{h_a} = \frac{74 \text{ 228} - 58 \text{ 500}}{0,43} = 36 \text{ 500 Н/м,}$$

а действительную наибольшую энергию зарядки аккумулятора — по формуле (108):

$$A_{a \text{ max}} = \frac{(p_1 - p_{\text{ц.п}}) F - P_n}{2c} [P_n + (p_1 - p_{\text{ц.п}}) F] =$$

$$= \frac{(120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077 - 58\,500}{2 \cdot 36\,500} [58\,500 + (120 - 23,6) 10^5 \times 0,0077] = 28\,500 \text{ Дж.}$$

Учитывая, что $h_n \approx 0$, из выражений (110) и (111) определяем действительную наибольшую энергию удара:

$$A_y = A_{a \text{ max}} + \frac{(\rho_1 + \rho_{ц.п}) F - P_H}{c} (mg - P_{тр}) =$$

$$= 28\,500 + \frac{(120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077 - 58\,500}{36\,500} (1800 \cdot 9,81 - 500) =$$

$$= 35\,900 \text{ Дж.}$$

Наибольший суммарный расход рабочей жидкости из цилиндров подъема ударной массы составит

$$Q_{ц. \text{ max}} = F \sqrt{\frac{2A_{ц}}{m}} = 0,0077 \sqrt{\frac{2 \cdot 35\,900}{1800}} = 0,0492 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Проходные сечения трубопроводов рассчитывают по известной методике [5].

Действительное время разрядки аккумулятора определяем из выражения (115) после подстановки $P_{пр} \approx 6000 \text{ Н}$, т. е. перепад давлений в сливном трубопроводе принимаем около 1 МПа:

$$t_{р.а} = \frac{2 \sqrt{2m \frac{(\rho_1 - \rho_{ц.п}) F - P_H}{c}}}{mg - P_{тр} + (\rho_1 - \rho_{ц.п}) F} \times$$

$$\times \left[\frac{(\rho_1 - \rho_{ц.п}) F + P_H}{2} + mg - P_{пр} \right] =$$

$$= \frac{2 \sqrt{2 \cdot 1800 \frac{(120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077 - 58\,500}{36\,500}}}{\times$$

$$\times \left[\frac{(120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077 + 58\,500}{2} +$$

$$+ \frac{1800 \cdot 9,81 - 6000}{(120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077} = 0,191 \text{ с.}$$

Учитывая, что $h_n \approx 0$, определим из выражения (114) время полного хода ударной массы вверх:

$$t_{п.в} = \frac{F}{c} \left\{ \sqrt{\left(\frac{P_H}{c}\right)^2 \frac{(p_1 - p_{ц.п}) F - P_H}{c^2} [P_H + (p_1 - p_{ц.п}) F] - \frac{P_H}{c}} \right\} = \frac{0,0077}{0,0049} \left\{ \sqrt{\left(\frac{58\,500}{36\,500}\right)^2 \frac{(120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077 - 58\,500}{36\,500^2}} \right\} \times \\ \rightarrow \times [58\,500 + (120 - 23,6) 10^5 \cdot 0,0077] - \frac{58\,500}{36\,500} \Big\} = 0,628 \text{ с.}$$

Учитывая, что $t' \approx 0$, определяем время рабочего цикла:

$$T_{ц} = t_{п.в} + t_{р.а} = 0,628 + 0,191 \approx 0,82 \text{ с.}$$

Частота ходов ударной массы

$$n = \frac{1}{T_{ц}} = \frac{1}{0,82} = 1,22 \text{ ход/с} = 73 \text{ ход/мин.}$$

Следует отметить, что приведенный пример представляет только одну из возможных методик расчета, задача же по доводке параметров для достижения максимальной производительности молота не ставилась. Так, например, то обстоятельство, что значение $p_{1\max}$ меньше наибольшего рабочего давления для рассчитанной гидросистемы, позволяет увеличить Q_H и тем самым повысить частоту ударов, т. е. производительность гидромолота. Для этого следует, увеличивая Q_H и проверяя привод по условию (90), определить оптимальные значения параметров Q_H и c , соответствующие наибольшей его производительности.

Рассмотрим пример расчета гидропривода молота двойного действия, схема которого приведена на рис. 26. Исходные данные для расчета примем те же, что и в предыдущем примере.

Для первого приближения принимаем $h_1 = 0,5 \text{ м}$, где $h \approx 0,5 \text{ м}$ — ориентировочно наибольшее перемещение ударной массы; $t_1 = 0,25 T_{ц}$. Решая совместно уравнения (99), (100) и (101), определяем F , Q_H и V_0 , подставив в выражение (99) вместо $p_{1\max}$ значение наибольшего рабочего давления насоса p_1 . Кроме этого, ориентировочно приведенный модуль упругости гидросистемы, учитываемый при конструкторской проработке привода, принимаем равным

$$E_{пр1} \approx 0,3 E_{ж} = 0,3 \cdot 1,6 \cdot 10^9 \approx 0,5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2,$$

а среднее усилие сухого трения $P_{тр} \approx 500 \text{ Н}$.

Решение системы уравнений дает следующие зависимости для первого приближенного расчета:

$$V_0 = \frac{E_{пр1}}{p_1^2} \left\{ \left[\frac{T_{ц} (mg + P_{пр})}{8} \right]^2 \frac{1}{m} + h (mg + P_{тр}) + 2m \left(\frac{h}{T_{ц}} \right)^2 \right\};$$

$$F = \frac{1}{p_1} \left(mg + P_{тр} + \frac{32}{T_{ц}^2} hm \right);$$

$$Q_H = \frac{T_{ц} h \left(mg + P_{тр} + \frac{32}{T_{ц}^2} hm \right)^2}{\rho_1 \left[\frac{1}{4} (mg + P_{тр}) T_{ц}^2 + 8hm \right]}$$

Подставляя значения входящих в эти уравнения параметров, определяем средний объем жидкости в аккумуляторе, включая напорные линии:

$$V_0 = \frac{0,5 \cdot 10^5}{(120 \cdot 10^5)^2} \left\{ \left[\frac{1,2 (1800 \cdot 9,81 + 500)^2}{8} \right]^2 \frac{1}{1800} + \right. \\ \left. + 0,5 (1800 \cdot 9,81 + 500) + 2 \cdot 1800 \left(\frac{0,5}{1,2} \right)^2 \right\} = 0,048 \text{ м}^3,$$

требуемую активную площадь подъемных гидроцилиндров

$$F = \frac{1}{120 \cdot 10^5} \left(1800 \cdot 9,81 + 500 + \frac{32}{1,2^2} 0,5 \cdot 1800 \right) = 0,00318 \text{ м}^2$$

и подачу насоса

$$Q_H = \frac{1,2 \cdot 0,5 \left(1800 \cdot 9,81 + 500 + \frac{32}{1,2^2} 0,5 \cdot 1800 \right)^2}{120 \cdot 10^5 \left[\frac{1}{4} (1800 \cdot 9,81 + 500) 1,2^2 + 8 \cdot 0,5 \cdot 1800 \right]} = \\ = 0,0052 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем два насоса НШ-98 с суммарной подачей $Q_H = 0,0049 \text{ м}^3/\text{с}$ и два плунжера подъема ударной массы. Тогда требуемый диаметр одного плунжера

$$d_{пл} = \sqrt{\frac{4F}{2\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00318}{2 \cdot 3,14}} = 0,045 \text{ м}.$$

Из выражения (99) находим A_{\max} , учитывая, что

$$p_{ц.п} = \frac{mg + P_{тр}}{F} = \frac{1800 \cdot 9,81 + 500}{0,00318} = 57,1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 5,71 \text{ МПа};$$

$$p_1 \max = p_{ц.п} + \frac{Q_H}{F} \sqrt{\frac{mE_{пр1}}{V_0}} = 57,1 \cdot 10^5 + \\ + \frac{0,0049}{0,00318} \sqrt{\frac{1800 \cdot 0,5 \cdot 10^9}{0,048}} = 11,87 \text{ МПа}.$$

По формуле (101) находим

$$h_1 = \frac{Q_H}{F^2} \sqrt{\frac{mV_0}{E_{пр1}}} = \frac{0,0049}{0,00318^2} \sqrt{\frac{1800 \cdot 0,048}{0,5 \cdot 10^9}} = 0,2 \text{ м}$$

и по выражению (100)

$$t_1 = \frac{2}{F} \sqrt{\frac{mV_0}{E_{\text{пр } 1}}} = \frac{2}{0,00318} \sqrt{\frac{1800 \cdot 0,048}{0,5 \cdot 10^9}} = 0,26 \text{ с.}$$

Исходя из выражения (137), приближенно определяем наибольшую энергию зарядки аккумулятора:

$$\begin{aligned} A_{\text{а max}} &\approx A_{\text{а1}} + A_{\text{к1}} = A_{\text{к1}} \frac{2p_{1 \text{ max}}}{p_{1 \text{ max}} - p_{\text{ц.п}}} = \frac{mQ_{\text{н}}^2 p_{1 \text{ max}}}{F^2 (p_{1 \text{ max}} - p_{\text{ц.п}})} = \\ &= \frac{1800 \cdot 0,0049^2 \cdot 118,7 \cdot 10^5}{0,00318^2 (118,7 - 57,1) 10^5} = 8000 \text{ Дж,} \end{aligned}$$

а из выражения (147) наибольшее давление в аккумуляторе

$$\begin{aligned} p_{\text{а max}} &= \sqrt{\frac{2A_{\text{а max}} E_{\text{пр } 1}}{V_0}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 8000 \cdot 0,5 \cdot 10^9}{0,048}} = \\ &= 128,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 12,85 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Принимаем, исходя из технического задания, наибольшее усилие разгона ударной массы вниз. $P_{\text{р max}} = 80\,000 \text{ Н}$; тогда площадь $F_{\text{р}}$ составит

$$F_{\text{р}} = \frac{P_{\text{р max}}}{p_{\text{а max}}} = \frac{80\,000}{128,5 \cdot 10^5} = 0,00625 \text{ м}^2,$$

а диаметр плунжера рабочего цилиндра

$$d_{\text{р}} = \sqrt{\frac{4(F + F_{\text{р}})}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0,00318 + 0,00625)}{3,14}} = 0,1095 \text{ м.}$$

Принимаем $d_{\text{р}} = 0,11 \text{ м}$; тогда

$$F_{\text{р}} = \frac{\pi d_{\text{р}}^2}{4} - F = \frac{3,14 \cdot 0,11^2}{4} - 0,00332 = 0,00618 \text{ м}^2.$$

По выражению (145) определяем

$$\begin{aligned} h_2 &= \sqrt{\left[\frac{V_0^2}{F_{\text{р}}^2 E_{\text{пр } 1}^2} \left(p_{1 \text{ max}} + \frac{p_{\text{ц.п}} F}{F_{\text{р}}} \right) \right]^2 \frac{mQ_{\text{н}}^2 V_0}{F^2 F_{\text{р}}^2 E_{\text{пр } 1}} -} \\ &\quad - \frac{V_0}{F_{\text{р}} E_{\text{пр } 1}} \cdot \left(p_{1 \text{ max}} + \frac{p_{\text{ц.п}} F}{F_{\text{р}}} \right) = \\ &= \sqrt{\left[\frac{0,048}{0,00618 \cdot 0,5 \cdot 10^9} \left(118,7 \cdot 10^5 + \frac{57,1 \cdot 10^5 \cdot 0,00318}{0,00618} \right) \right]^2 +} \\ &\quad + \frac{1800 \cdot 0,0049^2 \cdot 0,048}{0,00318^2 \cdot 0,00618^2 \cdot 0,5 \cdot 10^9} - \frac{0,048}{0,00618 \cdot 0,5 \cdot 10^9} \times \end{aligned}$$

$$\times \left(118,7 \cdot 10^5 + \frac{57,1 \cdot 10^5 \cdot 0,00318}{0,00618} \right) = 0,021 \text{ м.}$$

Действительное наибольшее давление в аккумуляторе

$$p_{a \text{ max}} = \frac{h_2 F_p E_{\text{пр } 1}}{V_0} + p_{1 \text{ max}} = \frac{0,021 \cdot 0,00618 \cdot 0,5 \cdot 10^9}{0,048} +$$

$$+ 118,7 \cdot 10^5 = 132,2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 13,22 \text{ МПа.}$$

По выражению (139) определяем

$$t_2 = \frac{mQ_H}{\frac{1}{2} [(p_{a \text{ max}} - p_{1 \text{ max}}) F F_p + p_{\text{ц.п}} F^2]} =$$

$$= \frac{1800 \cdot 0,0049}{\frac{1}{2} [(132,2 - 118,7) 10^5 \cdot 0,00318 \cdot 0,00618 + 57,1 \cdot 0,00318^2 \cdot 10^5]} =$$

$$= 0,124 \text{ с.}$$

По формуле (147) находим действительное значение наибольшей энергии зарядки аккумулятора:

$$A_{a \text{ max}} = \frac{V_0 p_{a \text{ max}}^2}{2E_{\text{пр } 1}} = \frac{0,048 (132,2 \cdot 10^5)^2}{2 \cdot 0,5 \cdot 10^9} = 9000 \text{ Дж,}$$

а по формуле (148)

$$A_y = A_{a \text{ max}} + (mg - P_{\text{тр}}) (h_1 + h_2) = 9000 +$$

$$+ (1800 \cdot 9,81 - 500) (0,2 + 0,021) = 12800 \text{ Дж.}$$

Наибольшую скорость движения ударной массы вниз определяем по выражению

$$v_y = \sqrt{\frac{2A_y}{m}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12800}{1800}} = 3,78 \text{ м} \cdot \text{с.}$$

Время, в течение которого ударная масса движется вниз,

$$t_3 = \frac{\sqrt{8m [A_{a \text{ max}} + (mg - P_{\text{тр}}) (h_1 + h_2)]}}{F_p p_{a \text{ max}} + mg - P_{\text{тр}}} =$$

$$= \frac{\sqrt{8mA_y}}{F_p p_{a \text{ max}} + mg - P_{\text{тр}}} =$$

$$= \frac{\sqrt{8 \cdot 1800 \cdot 12800}}{0,00618 \cdot 132,2 \cdot 10^5 + 1800 \cdot 9,81 - 500} = 0,13 \text{ с.}$$

Объем жидкости, который необходимо подать в рабочий цилиндр из аккумулятора при максимальном перемещении ударной массы вниз, составит

$$\Delta V_{\text{р.ц}} = F_p (h_1 + h_2) = 0,00618 (0,2 + 0,021) = 0,0014 \text{ м}^3.$$

Определим также объем жидкости, который необходимо подать в аккумулятор для обеспечения его максимальной зарядки:

$$\Delta V_a = \frac{2A_{a \max}}{\rho_{a \max}} = \frac{2 \cdot 9000 \text{ Дж}}{132,2 \cdot 10^5} = 0,0013 \text{ м}^3.$$

Так как $\Delta V_a < \Delta V_{p.ц.}$, то вся накопленная в аккумуляторе энергия будет израсходована на разгон ударной массы вниз.

Время, в течение которого давление в напорной линии и в аккумуляторе повышается до значения $p_{ц.п.}$,

$$t_{ц.п} = \frac{p_{ц.п} V_0}{Q_n E_{пр1}} = \frac{57,1 \cdot 10^5 \cdot 0,048}{0,0049 \cdot 0,5 \cdot 10^9} \approx 0,11 \text{ с.}$$

Действительное время рабочего цикла

$$T_{ц} = t_{ц.п} + t_1 + t_2 + t_3 = 0,11 + 0,26 + 0,124 + 0,13 = 0,624 \text{ с.}$$

Частота рабочих ходов гидромолота

$$n = \frac{60}{T_{ц}} = \frac{60}{0,624} \approx 96 \text{ ход/мин.}$$

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДОВ

Для проверки соответствия полученных для расчета гидравлических приводов молотов двойного действия зависимостей действительным был разработан и изготовлен экспериментальный стенд (рис. 52). Стенд включает следующие элементы: раму 1 с подушкой 3 и резиновой подкладкой 2, имитирующей рабочую нагрузку; плунжерные гидроцилиндры 4 подъема ударной массы 5, которая установлена в направляющих рамы 1; пружинный аккумулятор, состоящий из механической пружины 6, винта предварительной затяжки 7 и направляющей гайки 8; резьбовую крышку 9, позволяющую изменять положение аккумулятора относительно ударной массы 5; имитатор жесткости гидросистемы 10, представляющий собой емкость с регулируемым объемом; насос 11 с переменной подачей; клапан-пульсатор 13; вентиль 12, предназначенный для дистанционного открытия клапана-пульсатора при контроле подачи насоса. 11 (рабочая жидкость из клапана-пульсатора сливается в мерный сосуд).

Стенд универсален, на нем можно испытывать гидроприводы, принципиальные схемы которых приведены на рис. 25, а и 26. Стенд имеет следующие параметры: подача насоса $Q_n = (0,3 \div 1,6) 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; наибольшее рабочее давление $p_1 = 12 \text{ МПа}$; емкость напорной линии

$V_0 = (5 \div 20) 10^{-3} \text{ м}^3$; масса ударной части $m = 300 \text{ кг}$; суммарная площадь плунжеров подъемных гидроцилиндров (набор гидроцилиндров) $F = (1 \div 14) 10^{-4} \text{ м}^2$; наибольшее перемещение ударной массы и ход зарядки пружинного аккумулятора $h = 0,25 \text{ м}$; наибольшее усилие пружинного аккумулятора

$P_{a \text{ max}} = 8000 \text{ Н}$; жесткость пружинного аккумулятора $c = (4 \div 16) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; наибольшие потери давления на линиях стэнда не превышают $\Delta p = 0,2 \div 0,5 \text{ МПа}$.

Для проверки условий (90) и (99) работоспособности гидропривода пружинный аккумулятор устанавливали в крайнем верхнем положении, обеспечивающем полный свободный ход ударной массы. После пуска стэнда постепенно увеличивали подачу насоса Q_n при постоянных остальных параметрах. После появления срывов рабочего цикла (ударная масса не доходила до крайнего верхнего по-

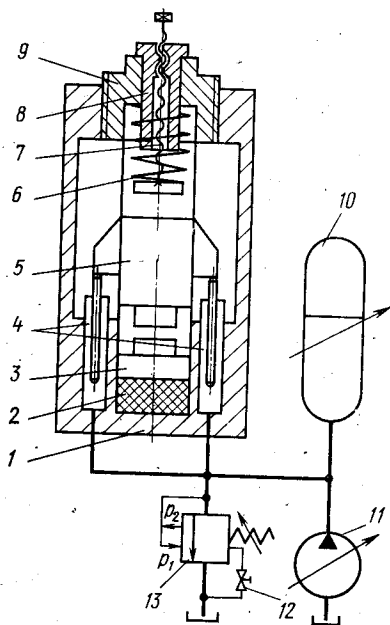


Рис. 52. Принципиальная схема лабораторного стэнда для исследования гидравлических приводов сваепогружающих молотов двойного действия

ложения на $5 \div 10 \text{ мм}$, т. е. до упора в подпятник винта 7) с помощью вентиля 12 открывали клапан-пульсатор 13, и жидкость насоса направлялась в мерный сосуд. По времени заполнения сосуда определяли подачу Q_n . После подстановки всех параметров, включая найденное значение Q_n , вычисляли значения $p_{1 \text{ max}}$ согласно выражению (99) и по формуле (90), наибольшая относительная погрешность которых составила около 22%, что вполне допустимо для практических расчетов. Неточности получаются из-за трудности определения действительного значения $\beta(p)$. Кроме этого, при осциллографировании изменения давления в напорной линии и

перемещения ударной массы установили, что преждевременное срабатывание клапана-пульсатора происходило не при первом максимуме давления, что подтверждает верность принятых предпосылок при определении критерия работоспособности.

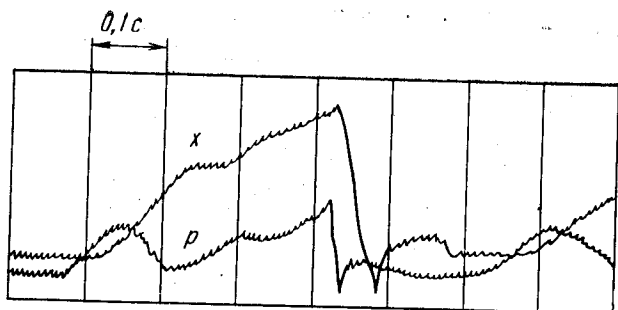
Проверяли также правильность зависимостей (99), (100) и (101). При этом устанавливали такие параметры F , Q_n и V_0 стенда, при которых на осциллограмме наблюдался явно выраженный колебательный процесс при движении ударной массы вверх. Сопоставляя значения $p_{1\max}$, t_1 и h_1 , полученные из соответствующих выражений и по осциллограммам, установили, что относительная погрешность их значений составляет около 20%. Более точная оценка значений $\beta_{\text{пр}}$ позволяет уменьшить погрешность.

При наладке пружинного аккумулятора на минимальные усилие и жесткость путем осциллографирования проверяли правильность выражения (115) для времени разрядки аккумулятора. Относительная погрешность не превышала 10%. Отклонение суммарного времени рабочего цикла, найденное таким же методом, составляет 25—30%, что объясняется существенным влиянием нелинейного характера изменения коэффициента β в начальный период цикла.

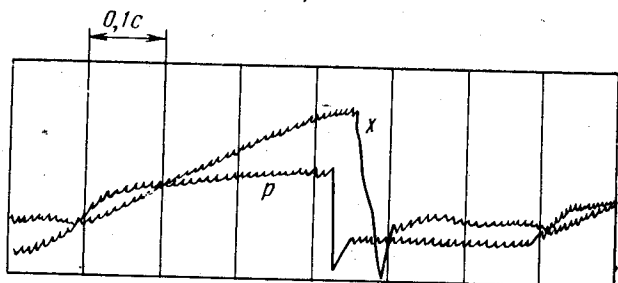
Энергию удара проверяли при помощи свинцовых образцов, которые тарировали на копровой установке. По образцу наносили удар с определенной энергией и фиксировали изменение его высоты. Как показали эксперименты, расчетные зависимости (111) и (148) дают относительную погрешность, не превышающую 15—20%.

Для установки рабочего гидроцилиндра в верхней части рамы 1 в соответствии со схемой, изображенной на рис. 26, вместо резьбовой крышки 9 монтировали плунжерный гидроцилиндр, устанавливали трехходовый клапан-пульсатор и дополнительно вводили в гидросистему клапан разгрузки насоса.

Типичные осциллограммы для привода, схема которого приведена на рис. 25, а, показаны на рис. 53. На рис. 54 приведена осциллограмма изменения параметров в процессе работы гидропривода, изображенного на рис. 26 и характеризующегося равными площадями подъемных цилиндров и цилиндров разгона ударной массы вниз F_p .



a)



б)

Рис. 53. Осциллограмма работы экспериментального образца молота двойного действия, схема которого показана на рис. 25, а, при движении ударной массы вверх:
 а — без зарядки аккумулятора; б — с зарядкой аккумулятора

На рис. 53, а приведена осциллограмма с явно выраженным колебательным процессом движения ударной массы вверх при максимальной жесткости аккумулятора

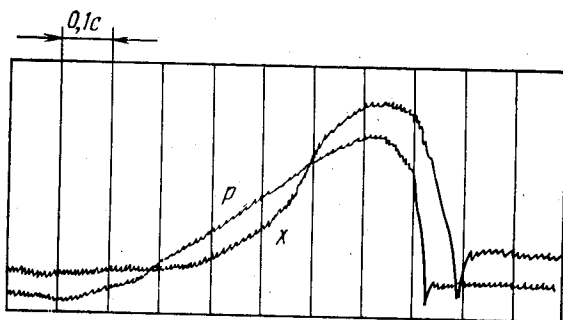


Рис. 54. Осциллограмма работы экспериментального образца молота двойного действия, схема которого приведена на рис. 26

тора и ходе зарядки его упругого элемента, составляющем 0,1 от наибольшего перемещения ударной массы, что практически соответствует работе привода без аккумулятора. Осциллограмма, показанная на рис. 53, б, снята при минимальной жесткости аккумулятора и предварительном натяге его упругого элемента, обеспечивающем давление в подъемных гидроцилиндрах, равное $p_{1\max}$. Кроме этого, на стенде был отрегулирован зазор между верхним торцом ударной массы в ее крайнем нижнем положении и подпятником винта 7 (см. рис. 52), равный значению h_1 , определяемому по выражению (101). Этот режим работы наиболее оптимален, так как при нем энергия удара имеет меньшее значение (расширяется диапазон регулирования), и практически устраняются колебательные процессы при движении ударной массы вверх, сопровождающиеся рассеиванием энергии.

Проведенные эксперименты подтвердили работоспособность гидроприводов сваепогружающих молотов двойного действия. Намечены пути определения значений параметров гидроприводов, при которых обеспечиваются оптимальные режимы работы.

ГИДРОПРИВОДЫ ГРУНТОУПЛОТНЯЮЩИХ МАШИН

КЛАССИФИКАЦИЯ ГРУНТОУПЛОТНЯЮЩИХ МАШИН

Механическое уплотнение грунтов — наиболее доступный и распространенный способ повышения прочности и устойчивости земляных сооружений в дорожном, гражданском, промышленном, гидротехническом и других видах строительного производства.

Грунтоуплотняющие машины можно классифицировать по следующим основным признакам: по принципу взаимодействия их рабочих органов с уплотняемой средой; кинематико-конструктивным и динамическим особенностям; типу привода; назначению.

Согласно примерной классификации, разработанной в ЦНИИОМТП и МАДИ [24], грунтоуплотняющие машины подразделяются на пять типов: статические, вибрационные, вибротрамбующие (виброударные), трамбующие (ударные) и комбинированные. Классификация по предложенному способу с укрупнением отдельных групп машин этого назначения приведена на рис. 55.

Машины статического действия (катки) представляют наиболее многочисленную группу среди применяемого в настоящее время оборудования для уплотнения грунтов. Принцип их действия основан на передаче статического давления (силы тяжести) от вальцов (колес) на уплотняемый грунт. При этом происходит деформация грунта, часть которой является необратимой, что и определяет эффект уплотнения. Укатыванием можно уплотнять связные и несвязные грунты. К недостаткам машин относятся большие вес и габаритные размеры, а также то, что они потребляют большую мощность при сравнительно низкой производительности. При уплотнении грунтов катками часто необходимо делать повторные послойные отсыпки и предварительно разравнивать грунт тонкими слоями. Кроме того, при использовании

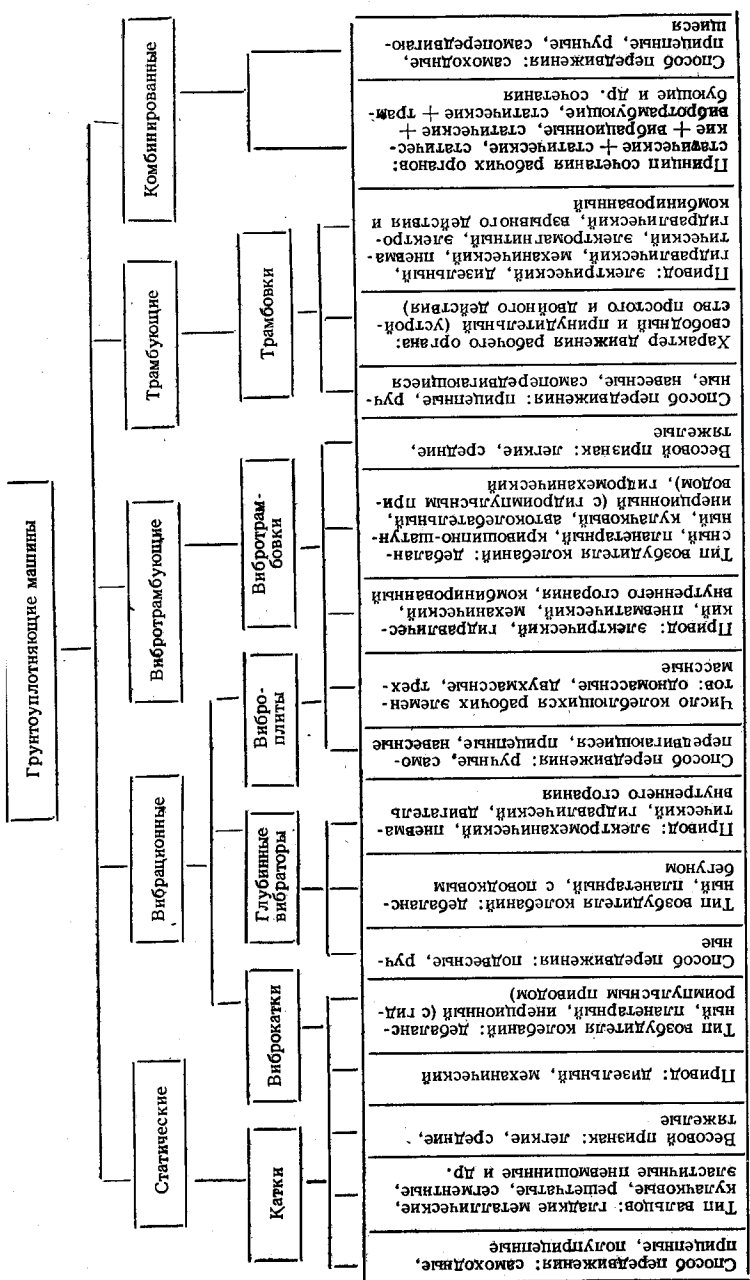


Рис. 55. Классификация грунтоуплотняющих машин

катков надо иметь широкий фронт работ, так как только в этом случае они обеспечивают достаточную производительность и определенную экономичность процесса уплотнения.

Грунтоуплотняющие машины вибрационного типа характеризуются наличием вибровозбудителя, приводящего в колебательное движение находящиеся в зоне его действия частицы грунта. Возбужденные частицы грунта находятся под действием инерционных сил, а так как эти силы из-за разности масс частиц будут неодинаковые, то в местах контактов частиц возникнут напряжения сдвига, уравниваемые силами сцепления или прочностью водно-коллоидных пленок. Нарушение этого равновесия приводит к взаимоперераспределению и перемещению частиц, что в конечном итоге и определяет эффект виброуплотнения [29]. При вибрационном уплотнении амплитуда вынужденных колебаний рабочего органа, как правило, не превышает упругой деформации грунта, которая в конце процесса уплотнения составляет примерно 0,4 мм.

Вибрационный метод уплотнения грунтов появился сравнительно недавно, серийный выпуск первых отечественных вибраторов начался в 1933 г. В настоящее время вибрационная техника получила достаточно большое распространение.

Различают два типа вибрационных машин: поверхностного и глубинного действия. Машины поверхностного действия во время работы находятся на поверхности уплотняемой среды и посредством вибрирования своей массы воздействуют на эту поверхность. Машины глубинного действия оказывают вибрационное воздействие при погружении в грунт.

К машинам поверхностного действия относятся виброкатки и виброплиты. Вибрационные катки более эффективны, чем статические, что особенно сказывается при уплотнении несвязных и малосвязных грунтов. Вибрационные плиты также хорошо зарекомендовали себя при уплотнении несвязных и малосвязных грунтов, в которых содержание глинистой фракции не превышает 6%. Эффективность вибромашин по глубине и степени уплотнения грунтов в несколько раз превышает эффективность машин статического действия.

Глубинные вибраторы применяют в тех случаях, когда невозможно или нецелесообразно применять грунто-

уплотняющие машины поверхностного действия с послойным уплотнением. Наиболее целесообразно и эффективно применять глубинные вибраторы для уплотнения грунтов, находящихся в водонасыщенном состоянии, например при сооружении дамб, плотин, глубоких обратных засыпок.

В отличие от вибрационных грунтоуплотняющих машин, рабочие органы которых совершают колебания, близкие к гармоническим, характер колебаний рабочего органа вибротрамбующих (виброударных) машин значительно отличается от гармонического. Вибротрамбование — это режим вибрирования, при котором рабочий орган перемещается от уплотняемой поверхности на значительное расстояние, а затем ударяется об эту поверхность (амплитуда колебаний виброплиты не менее 0,5 мм, т. е. выходит за пределы максимальной упругой деформации грунта, с которым она взаимодействует). Вибротрамбовки по сравнению с вибрационными грунтоуплотняющими машинами имеют большую амплитуду колебаний и усилие действия на грунт, а соответственно и большую интенсивность уплотнения, что особенно эффективно сказывается при работе на связных грунтах.

Трамбующие (ударные) машины работают со значительно большими амплитудами и меньшими частотами колебаний рабочего органа по сравнению с вибротрамбовками, что предопределило существенное различие в их конструкциях. Эти машины могут довольно производительно уплотнять грунты всех видов. Процесс трамбования заключается в ударном воздействии на грунт рабочего органа с определенной массой, который падает свободно или с принудительно развитой скоростью. Удар начинается в момент соприкосновения движущегося рабочего органа с уплотняемой средой и завершается при полном использовании его кинетической энергии. В результате этого в грунте появляются остаточные деформации сжатия и сдвига, обуславливающие его уплотнение.

Трамбовки бывают простого (со свободно падающим рабочим органом) и двойного действия (с принудительным ускорением рабочего органа).

К трамбовкам простого действия относятся трамбующие плиты, монтируемые на экскаваторах, кранах и тракторах. Для подъема плит используют канатные и специальные кривошипно-полиспастные механизмы. При-

менять для установки плит базовые машины типа кранов или экскаваторов не совсем рационально, так как последние предназначены для выполнения других видов строительных работ и при трамбовании подавляющая часть их узлов не используется, а кроме того, они постоянно подвергаются воздействию больших динамических нагрузок, что приводит к преждевременному их выходу из строя. Трамбующие плиты простого действия не нашли широкого применения в строительстве из-за неэкономичности, большой металлоемкости и невысокой производительности.

Трамбовки двойного действия разделяют по виду привода на пневматические, гидравлические, дизельные, взрывные и механические (молоткового типа).

В настоящее время значительное распространение получили трамбуемые машины, использующие для принудительного ускорения ударной массы энергию газов, — пневмотрамбовки, однако при всех своих преимуществах, заключающихся в мобильности, простоте обслуживания и эксплуатации, они имеют недостатки: необходимость индивидуального компрессорного привода, ограничение усилия из-за низкого давления энергоносителя, низкий КПД, трудность пуска при работе на рыхлых грунтах.

К устройствам, использующим энергию газов, можно отнести также дизель-трамбуемые машины. Дизель-трамбовки работают по принципу двухтактного двигателя с отдачей энергии компрессии газов, удара и взрыва на уплотнение грунта. Эти трамбовки исполняют только в навесном варианте. Они работают довольно неустойчиво, особенно при уплотнении рыхлых грунтов. Это объясняется тем, что в машинах подобного типа энергия взрыва рабочей смеси расходуется не только на подъем поршня, но и на заглубление шабота в грунт, поэтому с каждым ударом подскок поршня уменьшается, что снижает степень сжатия и в итоге прерывает работу дизельного привода.

Действие взрывных трамбовок основано на использовании энергии вспышки горючей смеси, предварительно поданной в рабочий цилиндр. Трамбовки этого типа получили распространение главным образом за рубежом. Существенными недостатками этих машин являются сложность обеспечения безопасности при активном отходе инерционной массы, особенно тяжелых трамбовок;

низкий КПД (около 5%) вследствие работы по циклу Ленуара — без предварительного сжатия смеси; высокая стоимость эксплуатации, так как в качестве горючей смеси приходится использовать легкое топливо (высшие сорта бензина или бензола).

Широкое распространение получили механические трамбовки молоткового типа. Рабочие органы этих машин приводятся в движение механическим приводом или за счет энергии сжатых газов или жидкости. Наиболее распространены механические трамбовки с приводом, преобразовательным механизмом которого является кривошипно-шатунный или кулачковый механизм, связанный упругим звеном (сжатым газом или пружиной) с трамбуемым башмаком. Приводятся эти механизмы как от электродвигателя, так и от двигателей внутреннего сгорания или пневмодвигателей.

Трамбование (ударное уплотнение) один из самых рациональных и высокоэффективных способов уплотнения грунта, так как при этом уплотняются практически все виды связных и несвязных грунтов на достаточную глубину.

В последнее время получают практическое применение машины комбинированного действия, объединяющие в себе в различном сочетании и количестве статические, вибрационные, вибротрамбующие и трамбующие рабочие органы. Такое объединение в одной машине рабочих органов разных принципов действия делает их высокоэффективными при уплотнении всех видов грунтов.

По назначению грунтоуплотняющие машины можно разделить на машины для широкого фронта работ и для работы в стесненных условиях строительного производства.

Значительную часть работ приходится выполнять в стесненных условиях (примерно 10—15% от всего объема земляных работ в промышленном и гражданском строительстве [22]), где желательно использовать специальные виды оборудования, удобные для установки и маневрирования. Это в основном касается процессов уплотнения отвалов, укосов, пазух ленточных фундаментов, котлованов, траншей и ям после прокладки и ремонта подземных коммуникаций и т. д.

Если базовая машина (трактор, самоходное шасси, экскаватор и т. д.) имеет гидропривод, то его целесообразно применять и для привода трамбовки. При этом

важно обеспечить простейшее использование привода для получения технологического эффекта с минимальными затратами.

В СССР работы по разработке, исследованию и внедрению гидроприводов ударного и вибрационного действия для грунтоуплотняющих машин успешно ведутся во ВНИИСтройдормаше [8], ЦНИИОМТП [22, 24], Ярославском политехническом институте [21, 23], Винницком политехническом институте [12, 18] и др.

Расчеты, выполненные в Ярославском политехническом институте на стадии рабочего проектирования навесной дебалансной виброплиты с гидроприводом от гидросистемы базовой машины, выявили высокую эффективность навесного грунтоуплотняющего оборудования в таком исполнении. Установлено, что по сравнению с ручным способом уплотнения грунта при использовании разработанной вибротрамбовки с гидроприводом себестоимость работ снижается в 3,7 раза, а трудоемкость — 2,2 раза при высокой окупаемости сменного оборудования [21]. Аналогичные расчеты, проведенные во ВНИИСтройдормаше при разработке навесного гидрооборудования на экскаватор ЭО-2612А, показали ожидаемый экономический эффект около 16 000 р. на одну установку [8].

Таким образом, использование гидропривода в грунтоуплотняющих машинах позволяет получить существенные преимущества, основными из которых являются: относительно малые габаритные размеры и масса привода, приходящиеся на единицу мощности, что особенно важно при применении его на самоходных установках в качестве сменного оборудования: бесступенчатое регулирование режимов работы; высокий КПД; большой срок службы; надежность; возможность автоматического управления процессом выхода на оптимальный режим работы в зависимости от технологических характеристик уплотняемого объекта, что обеспечивает перспективу применения этих машин при трамбовании различных грунтов.

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Известные и разрабатываемые грунтоуплотняющие машины с гидравлическим и пневмогидравлическим приводами можно разделить на следующие группы:

- 1) гидромеханические с дебалансным вибратором;
- 2) гидромеханические инерционного типа с безнасосным преобразователем;
- 3) гидравлические с принудительным движением управляющего элемента (золотника или клапана);
- 4) гидроинерционные;
- 5) пневмогидравлические инерционного типа.

К первой группе относятся устройства, у которых колебания рабочего органа создаются за счет вращения гидромотором дебалансного вала вибратора.

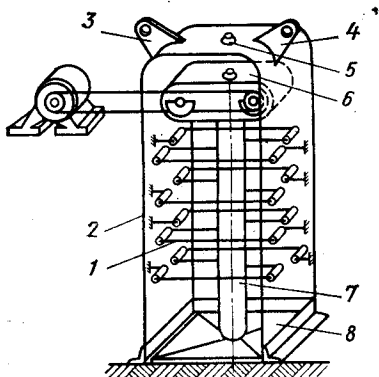


Рис. 56. Схема гидромеханической трамбовки с дебалансным вибратором

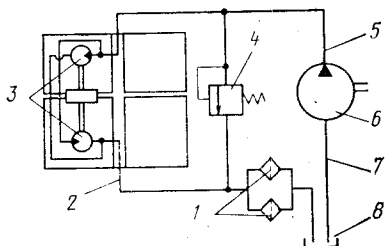


Рис. 57. Схема гидропривода маятникового вибровозбудителя дебалансных масс для вальца катка ДУ-47

Характерным представителем машин этого типа является навесная вибротрамбовка ВТ-О на базе экскаватора ЭО-2621, разработанная совместно ВНИИСтройдормашем и Ярославским политехническим институтом (рис. 56). Вибротрамбовку навешивают на стрелу гидроэкскаватора взамен ковша. Состоит она из квадратной уплотняющей плиты 8, трубочатой штанги 7 и вибратора 6. Штанга 7 при помощи амортизационной подвески 1 соединена с рамой 2, проушина 3 которой служит для крепления трамбовки к стреле экскаватора, а проушина 4 для присоединения штока гидроцилиндра. Благодаря такой подвеске вибротрамбовка может работать на наклонных участках. Вибратор выполнен с дебалансным возбудителем направленных колебаний и шестеренчатым синхронизатором. Амортизационная подвеска состоит из четырех поясов упругих связей, каждый из ко-

торых включает жесткие рычаги и четыре резинометаллических амортизатора сдвига. Между ударной частью и рамой установлен амортизатор 5.

Вибратор приводится от гидромотора при помощи клиноременной передачи. При навеске вибротрамбовки на стреле и рукояти монтируют напорный, сливной и дренажный трубопроводы. Для управления установкой в кабине экскаватора устанавливают гидрораспределитель. Рабочая жидкость к гидромотору подается от гидросистемы базовой машины.

К машинам этого типа относится также маятниковый вибровозбудитель с гидроприводом дебалансных масс для вальца катка ДУ-47 [16, 21]. Гидропривод вибровозбудителя (рис. 57) работает следующим образом. Жидкость из бака 8 по всасывающему трубопроводу 7 поступает к насосу 6 и затем по нагнетательному трубопроводу 5 в параллельно соединенные гидромоторы 3. От них рабочая жидкость по сливному трубопроводу 2 через фильтры 1 возвращается в бак. Предохранительный клапан 4 служит для защиты системы от перегрузок.

Вибровалец (рис. 58) имеет сварную двухсекционную обечайку 5 с приваренными к ней дисками 8, в центре которых закреплена втулка 6, связанная для увеличения жесткости фигурными ребрами с секциями обечайки. Внутри втулки 6 размещены радиально-упорные под-

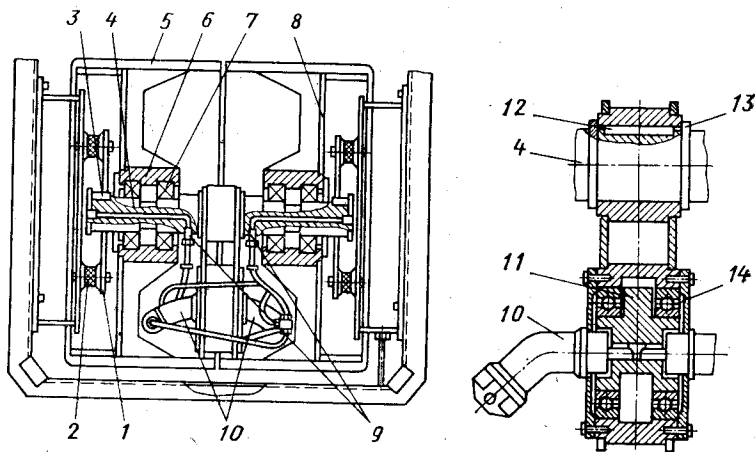


Рис. 58. Конструкция вибровальца катка ДУ-47 с гидроприводом дебалансных масс

шипники 7, несущие центральную ось 4, установленную в опорах 1 с резинометаллическими амортизаторами 2. Шпонка 3 предотвращает проворачивание оси относительно опор за счет действия крутильных колебаний. Внутри оси 4 просверлены отверстия для подачи и отвода масла, заканчивающиеся штуцерами 9, которые гибкими шлангами связаны с гидромоторами 10.

На оси 4 при помощи кольца 13 и шпонки 12 закреплена подвеска. Она представляет собой сварную конструкцию, состоящую из втулки и корпуса вибратора, которые связаны между собой двумя щеками. Шпонка 12 предотвращает проворачивание втулки подвески относительно оси. Внутри корпуса вибратора на подшипниках 14 вращается дебаланс 11, который приводится двумя гидромоторами 10. Гидромоторы закреплены на крышках, которые одновременно закрывают подшипниковый узел.

Известен гидромеханический уплотнитель грунтов конструкции ЦНИИОМТП, представляющий собой вибротрамбующую плиту одностороннего действия, навешиваемую на экскаватор Э-153 как сменное оборудование [22]. При его установке базовая машина практически не подвергается конструктивным изменениям (за исключением съема ковша и цилиндра его поворота). Вибротрамбующую плиту соединяют с рукоятью экскаватора через амортизационное устройство. При этом нет необходимости в специальном прижиме плиты, так как это обеспечивается за счет рабочего усилия гидроцилиндра стрелы экскаватора. Гидравлический двигатель вибротрамбующей плиты питается от насоса экскаватора, позволяющего регулировать частоту колебаний вибратора.

В ЦНИИОМТП разработан также гидромеханический уплотнитель грунтов направленного действия ГУ-2 [22], масса которого по сравнению с массой предыдущего уплотнителя меньше.

Для уплотнения откосов и дна ирригационных каналов во ВНИИСтройдормаше разработана грунтоуплотняющая машина Д-679 на базе трактора Т-804 [26], дебалансный вибратор которой приводится от гидродвигателя.

Подобные устройства выпускаются и целым рядом иностранных фирм, таких как Пирсон (Англия), Лозенгаузен (ФРГ) и др.

Недостатками гидромеханических уплотнителей с

дебалансными вибраторами являются относительно малое силовое воздействие на уплотняемую поверхность по сравнению с весом трамбовки, так как инерционное усилие создается только вращающимися дебалансами, масса и размеры которых ограничены; низкий КПД, так как энергия на создание радиально направленной возмущающей силы расходуется в пределах всего угла поворота дебалансного вала, а полезно используются лишь вертикальные составляющие этой силы; ограниченный ресурс работы подшипниковых узлов, в которых укреплены валы с возбуждающими вибрацию дебалансами, так как они находятся в рабочей зоне и подвергаются периодическому воздействию возмущающей силы. Машины, в которых дебаланс крепится непосредственно на валах гидромоторов, преждевременно выходят из строя из-за поломки гидромоторов, подвергающихся воздействию вибрационных составляющих.

В гидромеханических устройствах с безнасосным преобразователем рабочий орган движется синхронно с приводным органом, представляющим собой кривошипно-шатунный или кулачково-эксцентриковый механизм. Подобная вибротрамбовка (рис. 59) разработана в

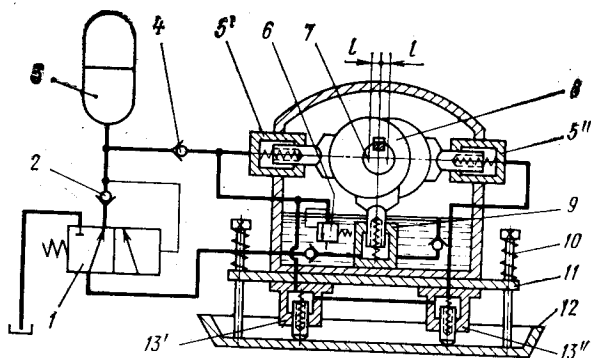


Рис. 59. Схема вибротрамбовки с эксцентриковым гидропреобразователем

Винницком политехническом институте. Она приводится от электродвигателя на валу 7 которого симметрично установлены эксцентрики 8 с посаженными на них подшипниками качения. Эти подшипники нажимают на плунжеры гидроцилиндров 5' и 5'', соединенных трубопроводом с гидроцилиндрами 13' и 13''. Последние смон-

тированы на монтажной плите 11 вместе с остальными узлами привода. Плунжеры гидроцилиндров 13' и 13'' находятся в упругом силовом контакте с рабочим органом — опорной плитой 12, связанной с монтажной плитой 11 маятниковой пружинной подвеской 10.

Для поддержания в замкнутой гидросистеме некоторого постоянного давления и пополнения возможных утечек установлен гидроаккумулятор 3 с обратным клапаном 4. Для заполнения пружинного гидроаккумулятора 3 рабочей жидкостью и поддержания в нем заданного давления используют автоматическое устройство, состоящее из двухпозиционного золотника 1, управляемого по давлению в гидроаккумуляторе, и обратного клапана 2. Подкачивает рабочую жидкость в гидроаккумулятор плунжерный насос 9 малой подачи, приводимый в движение одним из эксцентриков 8. Для предохранения гидросистемы от чрезмерного нагрева и перегрузок служит предохранительный клапан 6.

Инерционная вибротрамбовка работает следующим образом. При включении электродвигателя 7 плунжерный насос 9 заполняет пружинный гидроаккумулятор 3 и остальные элементы гидросистемы рабочей жидкостью до определенного давления, на которое настроены следящий золотник 1 и обратный клапан 4. После этого срабатывает следящий золотник и переключает насос на сливную линию. Процесс подкачки систематически повторяется при падении давления в гидросистеме.

В замкнутой гидравлической системе приводные эксцентрики 8, воздействуя на плунжеры гидроцилиндров 5' и 5'', создают пульсирующее по определенному закону рабочее давление, воздействующее на плунжеры гидроцилиндров 13' и 13''. Плунжеры передают силовой импульс на рабочий орган — опорную плиту 12, вызывая этим вертикально направленные колебания всей инерционной массы.

За счет того, что в инерционной вибротрамбовке вибрационной массой является весь вибратор, а не только массы вращающихся дебалансов, сила, с которой вибротрамбовка действует на уплотняемую поверхность, значительно больше силы, создаваемой гидромеханическими уплотнителями с дебалансными вибраторами. Недостатком привода является нагрев рабочей жидкости, так как она не циркулирует, а объем замкнутой гидросистемы небольшой.

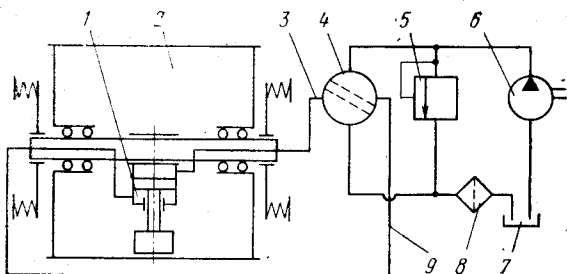


Рис. 60. Схема вибротатка с золотниковым гидровозбудителем колебаний

Основными элементами гидравлических грунтоуплотняющих машин с принудительным движением управляющего элемента являются исполнительный орган в виде поступательной пары; генератор пульсирующего потока жидкости, выполненный в виде клапана, золотника, дросселя и т. д., закон движения которому задается от специального привода; насосная установка с устройствами регулирования и управления потоком жидкости.

Типичным представителем этой группы машин является дорожный каток с гидровибратором (рис. 60) [15]. Импульсный гидропривод вибратора катка состоит из непосредственно вибратора 1, установленного с помощью маятниковой подвески на оси вибровальца 2; вращающегося золотника-распределителя 4; насоса постоянной подачи 6; бака для рабочей жидкости 7; предохранительного клапана 5; напорного и сливного трубопроводов 9 и 3; фильтра 8.

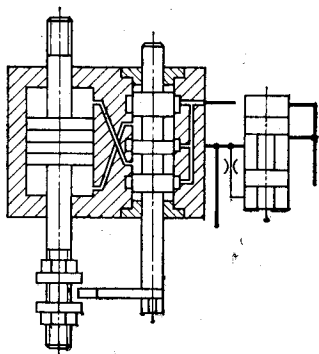


Рис. 61. Схема гидравлического автоколебательного вибратора

При включении насоса рабочая жидкость через распределитель 4 поступает в штоковую полость гидроцилиндра вибратора, плунжер которого перемещает массу m вверх; при этом жидкость из противоположной полости вытесняется в бак. Одновременно включается в работу от специального управляющего двигателя распределитель 4, т. е. начинает вращаться притертая пробка-золотник с некоторой угло-

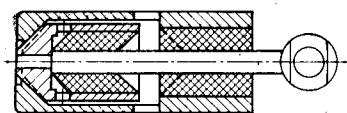


Рис. 62. Схема автоколебательного гидропневматического вибратора

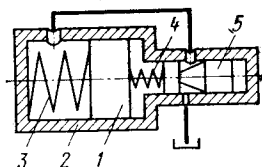


Рис. 63. Схема автоколебательного гидровозбудителя пружинного типа

вой скоростью ω . При повороте ее на угол 180° напорный и сливной трубопроводы меняются ролями, штоковая и противоположная ей поршневая полость попеременно то соединяются со сливным трубопроводом, то заполняются жидкостью под давлением. Периодические изменения направления движения инерционной массы вызывают вертикальные колебания всей системы вибротрамбков. Амплитуда колебаний вибратора регулируется соответствующей настройкой предохранительного клапана с переливным золотником, частота колебаний зависит от частоты вращения распределителя 4.

Преимуществами рассмотренного гидропривода являются возможность плавного регулирования в широких диапазонах частоты и амплитуды колебаний вибратора при помощи маломощного входного сигнала; отсутствие в колебательной системе силовой части вибратора каких-либо вращающихся частей; хорошие условия для

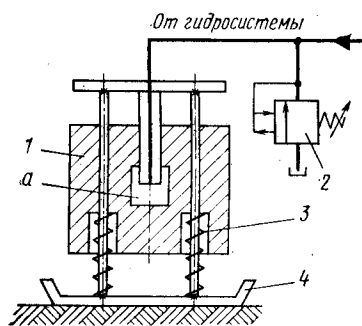


Рис. 64. Схема гидроинерционной вибротрамбовки со встроенным клапаном-пульсатором

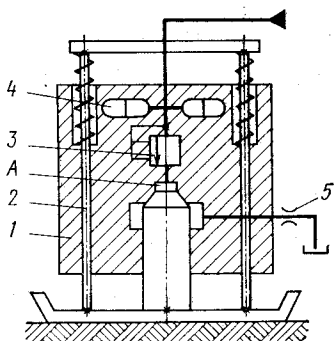


Рис. 65. Схема гидроинерционной вибротрамбовки со встроенным клапаном-пульсатором и аккумулялирующими полостями

смазки подвижных элементов; ббольшая экономичность в энергетическом отношении, чем у вибраторов с круговыми колебаниями, имеющих горизонтальные составляющие возмущающей силы.

Наряду с этим гидропривод имеет и недостатки: относительно невысокий КПД и малое использование мощности насосной установки привода, выполняющего полезную работу только в период сообщения через отверстие золотника с полостью исполнительного органа во время рабочего хода; необходимость применения отдельного вспомогательного двигателя с регулируемой частотой вращения для привода и управления распределительного золотника и обеспечения его герметичности; необходимость тщательной фильтрации рабочей жидкости, так как износ трущихся поверхностей рабочих и распределительных элементов резко снижает эффективность данного типа вибраторов (утечки пропорциональны зазору в третьей степени).

Представляют интерес гидравлические вибраторы автоколебательного типа, рабочие органы которых колеблются при протекании постоянного расхода жидкости через подвижные элементы конструкции. Возмущающие силы в таких вибраторах создаются подвижными инерционными массами составных элементов.

В МВТУ им. Баумана разработан гидровибратор [4], у которого исполнительный механизм, отслеживая движение управляющего устройства, сам управляет его движением (рис. 61). Автоколебания в нем возникают из-за наличия в гидравлической системе нелинейного элемента-зазора в обратной связи.

Известны также автоколебательные вибраторы, которые работают с гидро- и пневмоприводом (рис. 62).

Во ВНИИСтройдормаше спроектирован, изготовлен и испытан экспериментальный образец автоколебательного гидравлического вибровозбудителя пружинного типа [9], который можно использовать в вибротрамбовках (рис. 63). Поршень 1 установлен в корпусе гидроцилиндра 2. Между ним и корпусом, с одной стороны, и дросселем-золотником 5, с другой стороны, поставлены пружины 3 и 4. Напорная полость дросселя соединена с напорной полостью гидроцилиндра. Рабочая жидкость воздействует на поршень 1 и смещает его, растягивая при этом пружину 3 и сжимая пружину 4, связывающую между собой поршень и дроссель-золот-

ник. В результате этого дроссель-золотник 5 перемещается, соединяя напорную линию со сливной. Давление в гидросистеме падает. Под действием растянутой пружины 3 поршень 1 возвращается в исходное положение. Дроссель-золотник также возвращается в исходное положение, перекрывая сообщение напорной линии со сливной, после чего начинается следующий цикл. Таким образом, исполнительный механизм, отслеживая движение управляющего устройства, сам управляет им.

Регулируя в широких пределах рабочее давление, можно изменять амплитуду взаимных колебаний корпуса и поршня вибровозбудителя при постоянной частоте, которая в основном зависит от соотношения колеблющихся инерционных масс — корпуса гидроцилиндра 2 и поршня 1.

Преимуществами этого устройства являются получение значительных рабочих усилий в сравнительно малых по массе и габаритным размерам возбудителях; возможность плавного регулирования амплитуды колебаний рабочего органа; отсутствие вращающихся деталей и подшипников, соударяющихся частей, подвижных уплотнений между полостями вибровозбудителя и наружной атмосферой.

К недостаткам вибровозбудителя следует отнести потери мощности на дросселирование рабочей жидкости через управляющий элемент; незначительную разницу между наибольшим и наименьшим давлениями цикла, что снижает КПД устройства; сложность регулирования частоты в связи с необходимостью изменения колеблющихся масс и жесткости пружин.

В Винницком политехническом институте разработана группа новых гидроинерционных механизмов [12, 18], некоторые из которых предназначены для уплотнения грунтов. Принцип их действия основан на использовании клапанов-пульсаторов и упругости гидросистемы. На рис. 64 показана схема вибротрамбовки с аккумулярованием энергии в начальной фазе рабочего цикла и последующей отдачей ее в завершающей фазе.

При подаче жидкости под давлением в камеру a рабочий цилиндр 1 опускается вниз, сжимая пакет аккумулярующих пружин 3 до тех пор, пока давление в гидросистеме не достигнет значения p_1 , при котором откроется клапан-пульсатор 2 и сообщит систему со сливной линией.

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 уплотнению грунта. Клапан-пульсатор 2 при уменьшении давления закрывается, и начинается следующий цикл.

На рис. 65 изображена схема устройства с внешним аккумулярованием 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 от 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 разгона этих частей (трамбующей плиты и корпуса цилиндра 1) определяется скоростью понижения давления в напорной 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; Δp — разность давлений открытия и закрытия клапана-пульсатора; $Q_{\text{имп}}$ — импульсная модель 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 Δp не дает существенного увеличения энергоотдачи устройства, в гидроприводе установлен гидроаккумулятор 4 для увеличения импульсной подачи рабочей жидкости $Q_{\text{имп}}$.

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

полость *a* плунжерного мультипликатора 4, вследствие чего плунжер перемещается в замкнутой полости *б*, предварительно заполненной рабочей жидкостью под некоторым начальным давлением. При этом жидкость сжимается до высокого давления (70—80 МПа). Когда давление жидкости достигнет расчетного значения, открывается клапан-пульсатор 2 и пневматический пульсатор 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 трамбуемая плита 1, а также инерционная масса 5 совершают рабочий ход. Так как масса корпуса рабочего цилиндра намного больше, массы трамбуемой плиты и плунжера, основная часть энергии расходуется на деформирование уплотняемой поверхности.

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

Такое сочетание преимуществ гидравлического и пневматического приводов позволило получить мобильное, простое и надежно действующее устройство. Его конструкция довольно удобна для использования в стесненных 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 трамбуемой плиты; c_1 — приведенная жесткость аккумулярующих пружин; c_2 — жесткость грунта ($c_2 = c_z F_0$, где c_z — коэффициент постели грунта; F_0 — площадь контакта с грунтом трамбуемой 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

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

или, после преобразований,

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

где

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

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 аперiodическим 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; $Q_H = 1,15 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $V_0 = 4 \cdot 10^{-3}$ м³; $F = 15,89 \cdot 10^{-4}$ м²; $d_{пл} = 45$ мм; $E_{пр} = 16 \times 10^8$ Н/м².

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⁻¹), 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 ,

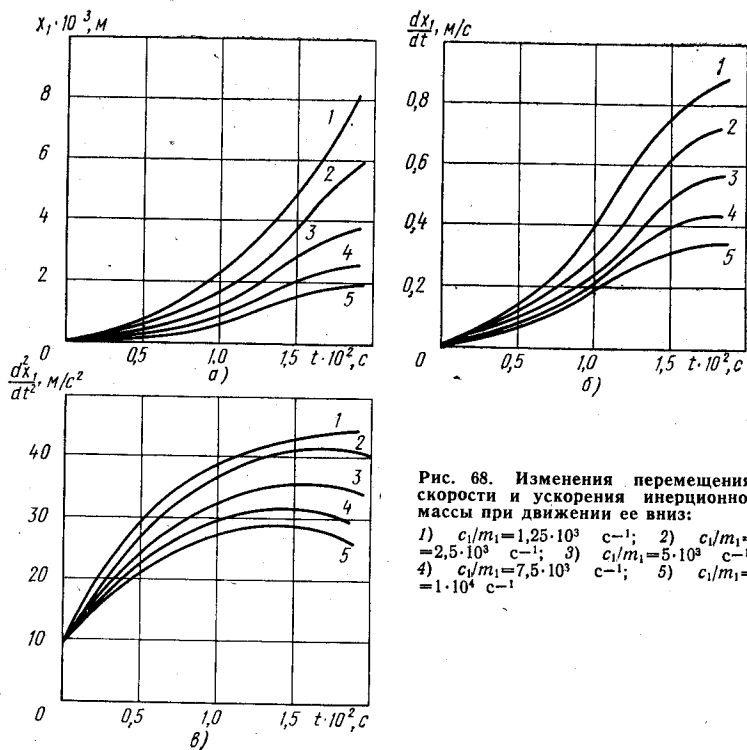


Рис. 68. Изменения перемещения, скорости и ускорения инерционной массы при движении ее вниз:

- 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 аккумулялирующих 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. Заканчивается 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 изображение перемещений:

$$\begin{aligned} X_1(p) &= A_1 \frac{1}{p(p^2 + a_{11}^0)} - v_0 \frac{1}{p^2 + a_{11}^0}; \\ X_2(p) &= A_2 \frac{1}{p(p^2 + a'_{22} p + a_{22}^0)} - \\ &- A_1 \frac{a_{21}^0}{p(p^2 + a_{22} p + a_{22}^0)(p^2 + a_{11}^0)} + \end{aligned} \quad (161)$$

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

Используя метод неопределенных коэффициентов и теорему разложения [10] и учитывая при этом, что корни многочлена знаменателя $(p^2 + a'_{22} p + a_{22}^0)$ — 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):

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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:

$$x_1 = B - B \cos(kt) - D \sin(kt); \quad (163)$$

$$x_2 = K + L \cos(kt) + M \sin(kt) + N e^{-\alpha t} \cos(lt) + R e^{-\alpha t} \sin(lt), \quad (164)$$

где

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

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

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

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

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

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

$$-\frac{A_2}{a_{22}^0} \frac{1}{\sqrt{a_{22}^0 - \frac{(a_{22}')^2}{4}}} + \frac{v_0 a_{21}^0 \left[\frac{a_{22}'}{2} - (a_{22}^0 - a_{11}^0) \right]}{a_{11}^0 (a_{22}')^2 + (a_{22}^0 - a_{11}^0)^2}.$$

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 трамбуемой 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·м², а максимальное

напряжение непосредственно под плитой — около 0,180 Н/м² (при площади трамбуемого башмака $F = 0,25$ м²).

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 , предпочтителен анализ подобных систем линейных уравнений на ЭВМ.

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

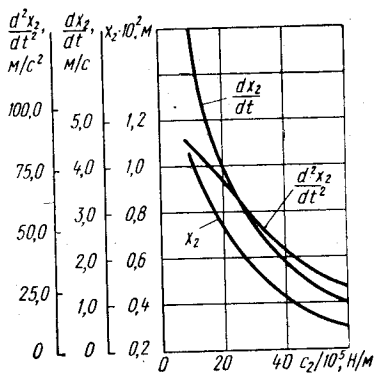


Рис. 69. Зависимость перемещения, скорости и ускорения трамбуемой плиты от жесткости уплотняемого грунта

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ОБРАЗЦЫ ГИДРОИНЕРЦИОННЫХ ТРАМБОВОК

Для экспериментальной проверки работоспособности гидроинерционных устройств для уплотнения грунтов был разработан и исследован целый ряд машин. Основные характеристики машин приведены в таблице.

На рис. 70 показаны варианты элементов автоматического управления ходами рабочего органа — клапанов-пульсаторов гидроинерционной трамбовки ГИТ-2,8, схема которой приведена на рис. 64. Элементы управления вынесены из рабочей зоны для дистанционного управления (конструкции применяемых клапанов-пульсаторов приведены в гл. I).

Рабочее давление в гидроцилиндре, действующее на инерционную массу 1 (см. рис. 64), определяется оператором с помощью рукоятки 2 (см. рис. 70, а), действующей

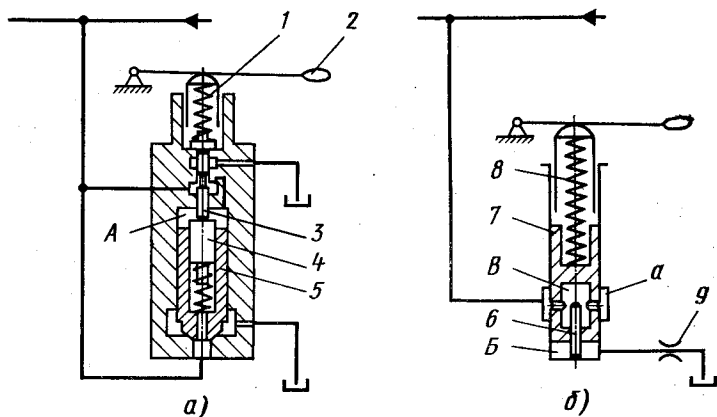


Рис. 70. Схема управляющего клапана-пульсатора:
а — клапанного типа; б — золотникового типа

щей через пружину 1 на золотник 3. После открытия золотник находится под действием толкателя 4, потому что давление в надклапанной полости А понижается, так как она соединена со сливной линией. Золотник 3 и клапан 5 будут открыты до тех пор, пока давление, действующее на толкатель 4, не снизится до значения, определяемого усилием сжатия пружины 1, т. е. когда произойдет разрядка аккумулирующих пружин 3 (см. рис. 64).

Число рабочих ходов составляло 1000—1200 ход/мин. Трамбовка работала и при большем числе ходов, однако энергия одного хода при таких режимах работы составляла около 10% от наибольшей энергии при оптимальном числе рабочих ходов.

На рис. 70, б показана конструкция клапана-пульсатора в золотниковом исполнении, по существу являющегося аналогом стандартного напорного золотника типа Г-54 с незначительным изменением схем подключения. Клапан-пульсатор при подсоединении его к напорной линии автоматически управляет режимом работы трамбовки за счет разницы площадей открытия и закрытия, определяемых размерами золотника 7 и толкателя 6. Пружина 8 определяет энергию одного хода.

* Таблица

Показатель машины	Грунтоуплотняющая машина					
	ГИТ-2,8	ВГИТ-20	МГИТ-3,0	ГТ-30А	ГТВ-25Н	ПГМ-500А
Энергия одного рабочего хода, Дж	25	60	100	150—300	150	500—1000
Максимальный рабочий ход, мм	5	10	10	30	5	12
Номинальное рабочее давление в гидросистеме, МПа	12	14	14	14	14	14—20
Расчетное усилие трамбования, кН	9,8	15	20	40	30	200
Число рабочих ходов в минуту	1200	2800	750	1000	1200	1200
Общая масса трамбовки, кг	50	100	150	200	150	1200
Приводной насос	НШ-10Е	НШ-46у	НШ-46у	НШ-50К	НШ-50К	НШ-50К, НШ-98

Трамбовка работает следующим образом. Напорная линия каналом *a* связана с внутренней полостью *B*. По достижении заданного давления золотник 7, перемещаясь вверх, соединяет напорную линию со сливной полостью *B*. Перепад давления на дросселе 9 удерживает золотник 7 в открытом положении до тех пор, пока давление в гидросистеме не уменьшится настолько, что пружина 8 сможет вернуть его в исходное положение. При соединении напорной линии со сливной давление в ней понижается, и аккумулярующие пружины 3 (см. рис. 64), сжатые до этого под действием рабочего давления, рас-

прямляются и осуществляют рабочий ход трамбующей плиты 4. После закрытия клапана-пульсатора цикл повторяется. Гидравлическая трамбовка, выполненная с управлением от клапана-пульсатора по схеме, изображенной на рис. 70, б, обеспечивала требуемую частоту и рабочее усилие. Как показали эксперименты, более работоспособным является клапан-пульсатор, показанный на рис. 70, а. Режим работы его более устойчив на всех частотах и не требует установки сопротивлений на сливной линии, без которых невозможна работа клапана, изображенного на рис. 70, б.

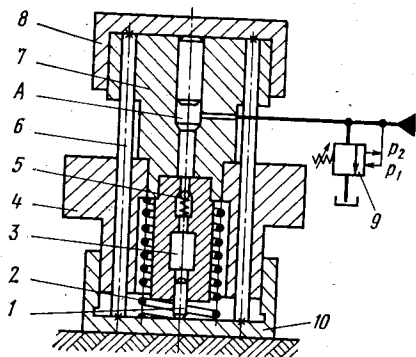


Рис. 71. Схема гидроинерционной трамбовки ВГИТ-20

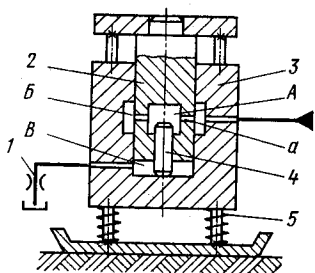


Рис. 72. Схема гидротрамбовки МГТ-3,0

Простейшим гидравлическим устройством, работающим по принципу использования инерции массы рабочего гидроцилиндра, является вибротрамбовка ВГИТ-20 (рис. 71). Расчетное рабочее усилие создается подаваемой под давлением в подплунжерную полость А жидкостью. Стакан 8 направляющими тягами 6 связан с нижним стаканом 10, являющимся трамбующим органом. Гидроцилиндр 7 жестко связан с инерционной массой 4, которая одновременно играет роль направляющих для стаканов 8 и 10. В нижней части массы 4 имеется жидкостная пружина 3, сжимаемая плунжером 1. Через обратный клапан 5 компенсируются утечки жидкости. Пружина 2 служит для фиксации всех подвижных элементов в исходном положении. Клапан-пульсатор 9 (может быть выполнен по любой из рассмотренных выше схем) обеспечивает создание в гидросистеме переменного рабочего давления.

Характер работы этой трамбовки аналогичен характеру работы трамбовки, показанной на рис. 64, отличие заключается в возможности получения больших частот и усилий при одних и тех же габаритных размерах за счет использования гидравлической пружины, имеющей большую жесткость. Поэтому для усилий 2—3 кН эту трамбовку применять целесообразней, чем трамбовку с механическими аккумулялирующими пружинами.

На рис. 72 представлен вариант конструкции гидротрамбовки типа МГТ-3,0 со встроенным клапаном-пульсатором. Рабочая жидкость под давлением подается в полость *Б* и по каналу *а* в полость *А*. Когда давление достигнет заданного значения, инерционная масса *3* и плунжер *4* начинают перемещаться вниз. Это перемещение будет происходить до тех пор, пока напорная полость *Б* не соединится со сливной полостью *В*. При их соединении за счет перепада давления, возникающего на сливном дросселе *1*, золотник *2* удерживается в верхнем положении. Когда инерционная масса *3* дойдет до упора и перепад уменьшится, сжатые пружины *5* возвращают ее и золотник *2* в исходное положение, а трамбующая плита, двигаясь вниз, совершает рабочий ход по уплотнению грунта. Гидротрамбовки данной конструкции устойчиво работают в виброударном (трамбующем) и вибрационном режимах.

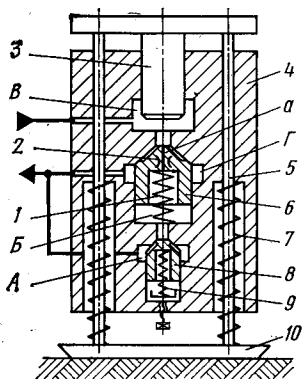


Рис. 73: Схема гидротрамбовки ГТ-30-А

Разработано несколько вариантов трамбовок со встроенным двухступенчатым клапаном-пульсатором. На рис. 73 изображена трамбовка ГТ-30-А. На клапанах первого и второго каскадов выполнены притирочные пояски, что позволяет получить хорошую динамическую характеристику и малую эрозию седла.

Жидкость от насоса подается в полость *В* и по каналу *а* через сменный дроссель *2* в надклапанную полость *Б*. За счет увеличения давления перемещается рабочий плунжер *3*, сжимая пружины *7* на требуемый рас-

четный ход. При давлении, меньшем заданного настройкой, клапан 8 первого каскада прижат пружиной 9 к седлу и перекрывает доступ жидкости из надклапанной полости *Б* в сливную полость *А*. Клапан 6 второго каскада в исходном положении прижат к седлу пружиной 1 и давлением жидкости, действующей на его торец со стороны надклапанной полости *Б*, и перекрывает доступ жидкости из напорной полости *В* в полость *Г*.

При увеличении давления в гидросистеме выше настроенного клапан 8 первого каскада открывается и соединяет надклапанную полость *Б* со сливной полостью *А*. За счет перепада давления из-за наличия дросселя 2 между полостями *В* и *Б* поднимается клапан 6 второго каскада, соединяя напорную полость *В* со сливной полостью *Г*, в результате чего вся подача от насоса пойдет в сливную линию. Рабочий плунжер 3, не удерживаемый давлением, под действием сжатых аккумулирующих пружин 7 возвращается в исходное положение. Инерционная масса 4, в расточках которой расположены направляющие колонны 5 и трамбуемая плита 10, движутся при этом во взаимно противоположных направлениях. Трамбуемая плита, перемещаясь вниз, совершает рабочий ход по уплотнению грунта.

При открытии клапана первого каскада жидкость под давлением действует на площадь, определяемую средним диаметром притирочного пояса, выполненного на передней части конического хвостовика клапана, а при закрытии жидкость под давлением действует на площадь всего поперечного сечения клапана первого каскада. Так как эта площадь больше площади открытия, то давления открытия и закрытия клапана значительно отличаются одно от другого, т. е. в гидросистеме создается пульсация давления.

Трамбовка может работать в двух режимах: 1) трамбуемом, когда она находится в подвешенном состоянии на базовой машине и не прижата к уплотняемой поверхности (рабочий орган — трамбуемая плита при этом перемещается на расчетный ход, нанося периодически повторяющиеся удары по уплотняемой поверхности); 2) вибротрамбуемом, когда трамбуемая плита плотно прижата к грунту (при этом осуществляется непосредственное вибрирование уплотняемой среды).

Возможное варьирование режимов работы трамбовки позволяет оператору выбирать режим трамбования

в зависимости от вида грунта, а также требуемой степени уплотнения его в процессе работы.

Особую группу среди разрабатываемых гидротрамбовок составляют трамбовки, у которых рабочее усилие создается реактивным взаимодействием инерционной массы рабочего цилиндра и рабочего плунжера, соединенного с исполнительным органом — трамбующей плитой, за счет разрядки предварительно сжатого до заданного давления определенного объема рабочей жидкости.

На рис. 74 изображена схема навесной гидроинерционной вибротрамбовки ГТВ-25Н. Корпус рабочего гидроцилиндра имеет замкнутые аккумулярующие полости В и А. Последняя расположена

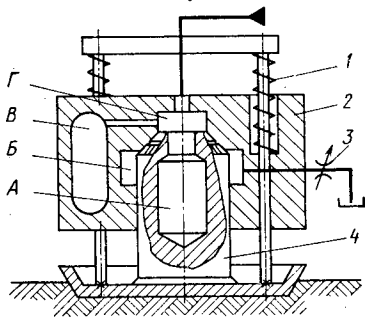


Рис. 74. Схема навесной гидроинерционной вибротрамбовки ГТВ-24Н

в глухой осевой расточке рабочего плунжера 6. Аккумулярующие полости соединены между собой и с напорной полостью Г, которая трубопроводом связана с насосом базовой машины. На выходе из сливной полости В расположен сменный или регулировочный дроссель 4.

Работает навесная гидроинерционная вибротрамбовка следующим образом. Насос нагнетает рабочую жидкость в аккумулярующие полости В и А. По достижении заданного давления p_1 , определяемого затяжкой пружин 1, конический гидрозатвор, состоящий из находящихся в силовой взаимосвязи рабочего гидроцилиндра 2 и плунжера 4, открывается, пропуская накопленную в аккумулярующих полостях жидкость в сливную линию и обеспечивая этим рабочий ход подвижных частей. Автоматическим гидрораспределительным устройством является конический хвостовик плунжера 4, исполнение которого соответствует схеме однокаскадного клапана-пульсатора прямого действия. На передней части конического хвостовика выполнен притирочный пояс с кольцевой выточкой и продольными лысками на остальной части. При таком исполнении хвостовик открывается при действии давления на торцовую площадь, определяемую средним диаметром притирочного пояса.

При разрядке аккумулирующих полостей конический гидрозатвор удерживается в открытом положении за счет воздействия перепада давления, возникающего на дросселе 3, на максимальную площадь его поперечного сечения. После падения давления в гидросистеме ниже значения p_2 конический гидрозатвор закрывается под действием пружин 1. Рабочий цикл периодически повторяется. Для регулирования продолжительности рабочего цикла служит сменный или регулируемый дроссель 4.

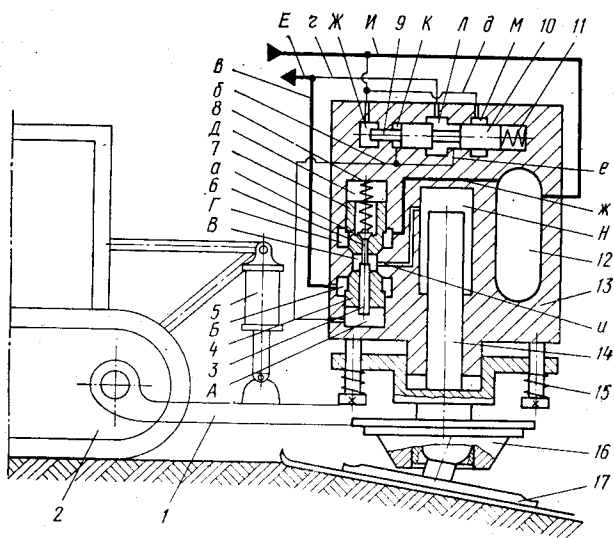


Рис. 75. Схема грунтоуплотняющей прицепной машины ПГМ-500А

К машинам, работающим за счет разрядки предварительно сжатой в гидроаккумуляторе рабочей жидкости, относится также грунтоуплотняющая прицепная машина ПГМ-500А (рис. 75).

Машина имеет монтажную стойку 1, закрепленную на базовой машине 2, трамбуемый башмак 17, корпус — инерционную массу 13, опорный элемент 16, соединенный с рабочим плунжером 14, который под действием пружины 15 находится в исходном положении. В корпусе 13 также расположен гидрораспределительный аппарат, состоящий из впускного и выпускного клапанов и напорного золотника.

Основным элементом впускного клапана является ступенчатый плунжер-клапан 7, прижатый нижним торцом с конической фаской к установочному седлу. В осевой расточке клапана 7 расположен клапан-пилот 6 с конусным затвором и направляющим хвостовиком, имеющим продольные пазы на цилиндрической поверхности, поджимаемой пружиной 8 к седлу.

Выпускной клапан состоит из ступенчатого плунжера-клапана 4, прижатого нижним торцом с конической фаской к установочному седлу, и толкателя 3, расположенного в осевой расточке клапана 4.

Напорный золотник управления давлением жидкости в надклапанной полости выпускного клапана состоит из двухкромочного золотника 10 и плунжера 9, которые в исходном положении поджаты пружиной 11.

Гидрораспределительный аппарат включает также аккумулирующую полость — гидроаккумулятор 12, которая связана с напорной линией *И* базовой машины. Гидроаккумулятор каналом *ж* соединен с расточкой впускного клапана *Г*, которая через дроссельные отверстия *а* в корпусе ступенчатого плунжера-клапана 7, в свою очередь, соединена с его надклапанной полостью *Д*. Кроме этого, напорная линия также связана каналом *д* с полостью *Ж* и расточкой *М*. Сливная линия *Е* соединена каналом *в* с расточкой выпускного клапана *Б* и каналом *г* с расточкой *Л*, которая в исходном положении каналом *е* связана с надклапанной полостью выпускного клапана *А*, постоянно сообщенной каналом *б* с подторцевой полостью *К* золотника 10.

Впускной и выпускной клапаны образуют замкнутую полость *В*, связанную каналом *и* с рабочей камерой *Н* исполнительного органа. Гидроцилиндр 5 служит для подъема и опускания, а также удержания всего устройства в необходимом положении.

Грунтоуплотняющая машина работает следующим образом. В исходном положении, когда давление в системе ниже p_1 , золотник 10 находится в крайнем верхнем положении и полость *А* управления выпускным клапаном соединена со сливной линией каналом *е*, расточкой *Л* и каналом *г*. Клапан-пилот 6 прижат пружиной к седлу и конусным затвором перекрывает доступ жидкости из надклапанной полости *Д* в полость *В*. Впускной клапан 7 прижат к седлу пружиной 8, действующей через клапан-пилот 6, и давлением жидкости на торец со сто-

роны надклапанной полости *Д*, и перекрывает доступ жидкости в полость *В* из расточки *Г*, связанной с напорной линией *И* гидроаккумулятором *12*.

Когда давление в гидросистеме достигнет значения p_1 , двухкромочный золотник *10* начнет перемещаться и перекроет соединение со сливной линией надклапанной полости выпускного клапана *А*, соединяя ее с напорной линией. Жидкость под давлением из полости *А* по каналу *б* передается в подторцовую полость *К* золотника *10*, резко перемещает и фиксирует его в крайнем нижнем положении, полностью соединив надклапанную полость *А* с напорной магистралью. Давление жидкости, воздействуя на торец ступенчатого плунжера-клапана *4*, прижимает его к установочному седлу; толкатель *3* при этом прижимается к хвостовику клапана-пилота *6*.

При достижении в гидросистеме давления, при котором сила воздействия жидкости на торец толкателя *3* достаточна для преодоления усилия пружины *8*, толкатель перемещается и смещает конический затвор клапана-пилота *6* от установочного седла, соединяя надклапанную полость впускного клапана *Д* через продольные пазы в хвостовике с замкнутой полостью *В*. Давление в надклапанной полости *Д* впускного клапана уменьшается, и ступенчатый плунжер-клапан *7* открывается под действием со стороны напорной линии перепада давления на кольцевую площадь ступеньки на его наружной поверхности, а также толкателя *3*, упирающегося в его торец. Гидроаккумулятор *12* мгновенно разряжается на поршневую полость *Н* исполнительного органа, освобождая энергию, накопленную сжатой жидкостью, на осуществление рабочего хода плунжера *14*. Корпус — инерционная масса *13* при этом движется вверх. Трамбующий импульс передается посредством башмака *17* на уплотняемый грунт.

В результате мгновенной разрядки гидроаккумулятора *12* давление в гидросистеме уменьшается, и пружина *11* возвращает золотник *10* в исходное положение, соединяя надклапанную полость *А* выпускного клапана со сливной линией. Давление в надклапанной полости *А* падает, а давление со стороны замкнутой полости *В* открывает ступенчатый плунжер-клапан *4*, сообщая его со сливной линией *Е* через расточку *Б*. Жидкость из поршневой полости *Н* поступает в сливную линию, плунжер *14* под действием пружины *15* возвращается в ис-

ходное положение. Ступенчатый плунжер-клапан 7 и клапан-пилот 6 также возвращаются в исходное положение, после чего цикл работы повторяется. Регулируя подачу насоса и давление открытия клапана-пульсатора, можно в широких пределах изменять частоту и энергию трамбующих импульсов.

Разработанная грунтоуплотняющая машина ПГМ-500А может найти широкое применение для уплотнения различных видов грунтов, особенно при производстве широкого фронта земляных работ, например при строительстве дамб, железнодорожных насыпей, аэродромов, где ее использование в прицепном варианте на базовой гидрофицированной машине наиболее экономично.

Помимо приведенных конструкций грунтоуплотняющих устройств, авторами разработано также несколько вариантов вибрационных катков. Для создания вынужденных колебаний исполнительного органа применена гидроинерционная схема, аналогичная описанной выше. Применение гидравлического импульсного привода в этих устройствах позволяет намного повысить их эффективность и практически дает возможность уплотнять все виды грунтов на достаточную глубину.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА ГРУНТОУПЛОТНЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Для исследования гидропривода грунтоуплотняющих устройств, схемы которых приведены на рис. 64, 70—75, был спроектирован и изготовлен универсальный лабораторный стенд, предусматривающий возможность моделирования уплотняемой среды.

В ряде работ грунт считается упругим полупространством (модель Фойгта), которое можно представить в виде сочетания упругих жесткостей и гидравлических демпферов [29]. На рис. 76 изображена схема этого стенда, который состоит из неподвижной плиты 10, подвижной монтажной плиты 7 с установленным на ней испытуемым объектом 5. Подвижная и неподвижная плиты связаны между собой регулируемыми механическими пружинами 9, между которыми установлены гидравлические демпферы. Корпуса демпферов расположены на неподвижной плите, а плунжеры, на которые действует расчетное давление, регулируемое при помощи

пружинного гидроаккумулятора 1 с обратным клапаном, упираются в подвижную плиту. На этой плите также установлены сменные грузы 6, позволяющие изменять ее массу.

Моделирование упругой грунтовой среды осуществлялось регулировкой жесткости механических пружин 9 и изменением сопротивления гидравлического демпфера.

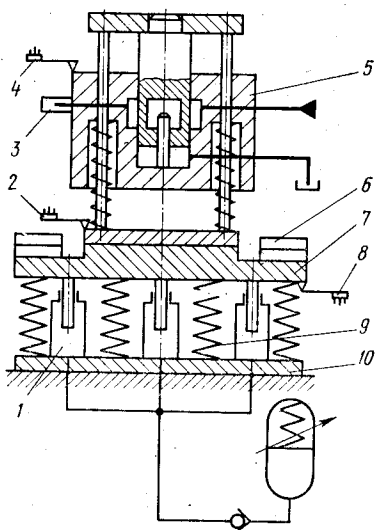


Рис. 76. Схема испытательного стенда

При уплотнении в колебательное движение вовлекается некоторая часть (на определенную глубину) находящегося под уплотняющей плитой грунта, который оказывает существенное влияние на параметры колебаний исполнительного органа.

Для регистрации кинематических и динамических параметров рабочего процесса стенд оснащен датчиками перемещений 8, 4, 2 балочного типа и датчиками давлений 3, установленными в рабочих полостях гидросистемы. Для измерения рабочего усилия исполнительного органа использовали

месдозы с гидравлическими преобразователями. Осциллографирование производилось с помощью шлейфового осциллографа Н-700 и тензоусилителя 8 АНЧ-7М.

Для проверки достоверности расчетных теоретических зависимостей и изучения динамики рабочего процесса во всех режимах работы провели исследования, результаты которых показаны на одной из типичных осциллограмм, характеризующих работу экспериментальной установки (рис. 77).

На ней показано изменение рабочего давления в гидросистеме (кривая I), перемещение инерционной массы (кривая II), перемещение рабочего органа трамбующей плиты (кривая III) и изменение рабочего усилия под трамбующей плитой (кривая IV). Анализ кривой I осциллограммы показывает, что давление в гидросистеме

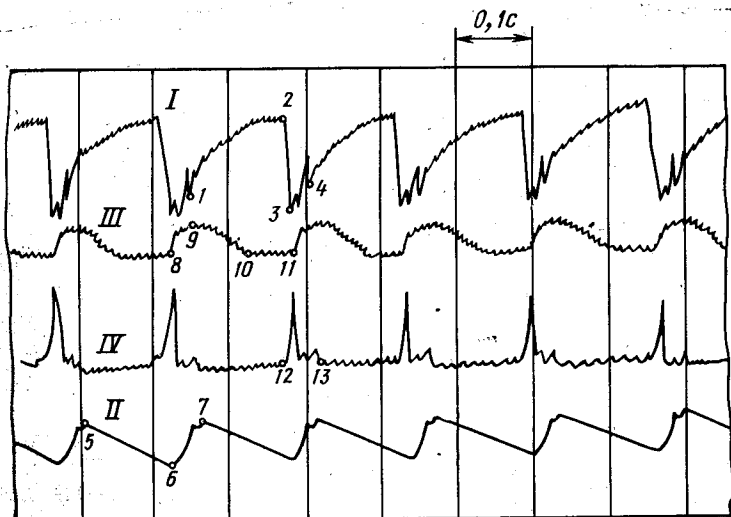


Рис. 77. Типичная осциллограмма изменения основных параметров при работе гидронерционной трамбовки

изменяется следующим образом: участок 1—2 соответствует увеличению рабочего давления в напорной линии, 2—3 — открытию клапана-пульсатора по достижению заданного давления p_1 и выпуску рабочей жидкости в сливную линию, 3—4 — появлению противодействия в гидросистеме в момент удара трамбуемой плиты по уплотняемой среде.

На участке 5—6 кривой II заряжаются аккумулярующие пружины, и масса движется вниз до упора. При открытии клапана-пульсатора инерционная масса под действием аккумулярующих пружин возвращается в исходное положение — участок 6—7.

На участке 8—9—10 кривой III отражен ход трамбуемой плиты при разрядке аккумулярующих пружин во второй фазе рабочего цикла. Участок 10—11 соответствует первой фазе рабочего цикла, когда трамбуемая плита неподвижна, а движется только инерционная масса (участок 5—6 кривой II).

Кривая IV отражает характер взаимодействия трамбовки с уплотняемой средой, т. е. изменения рабочего усилия в грунтовом массиве под трамбуемой плитой при рабочем ходе; нагружение грунта происходит при разрядке аккумулярующих пружин на участке 12—13.

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 трамбующей 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 $1/6$ — $1/3$ 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. Н. 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., Минин 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 сваебойных 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 сваепогружающих машин. — В кн.: Гидропривод и гидродневмоавтоматика. 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, Н. В. Антонов, П. И. Марков, Е. Е. Малеев, 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. Малеев, 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

Принципиальные схемы гидравлических и пневмогидравлических приводов	134
Расчет параметров гидроинерционных трамбовок	146
Экспериментальные образцы гидроинерционных трамбовок	158
Экспериментальное исследование гидропривода грунтоуплотняющих устройств	167
Список литературы	171

ИБ № 1028

Михаил Евгеньевич ИВАНОВ, Игорь Борисович МАТВЕЕВ, Ростислав Дмитриевич ИСКОВИЧ-ЛОТОЦКИЙ, Владимир Алексеевич ПИШЕНИН, Иван Васильевич КОЦ

ГИДРОПРИВОД СВАЕПОГРУЖАЮЩИХ И ГРУНТОУПЛОТНЯЮЩИХ
МАШИН

Редактор издательства *И. Н. Якунина*
Технический редактор *Т. И. Андреева*
Обложка художника *Е. Н. Волкова*

Корректор *А. М. Усачева*

Сдано в набор 29/IX 1976 г. Подписано к печати 20/XII 1976 г. Т-20852
Формат 84×108¹/₃₂. Бумага типографская № 2. Усл. печ. л. 9,24 Уч.-изд. л. 9,25
Тираж 1500 экз. Заказ № 1467. Цена 46 коп.

Издательство «Машиностроение», 107885 Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., д. 3.
Московская типография № 32 Союзполиграфпрома при Государственном
комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии
и книжной торговли. Москва, К-51, Цветной бульвар, д. 26.

НОВЫЕ КНИГИ
ПО ГИДРАВЛИКЕ

Выпуск 1977 года

Баранов В. Н., Захаров Ю. Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. Изд. 2-е, перераб. и доп. 25 изд. л., 1 р. 55 к.

Бекиров Я. А. Технология производства следящего гидропривода. 16 изд. л., 1 р. 05 к.

Бирюков Б. В., Данилов М. А., Кивилис С. С. Точные измерения расхода жидкостей. Справочное пособие. 8 изд. л., 65 к.

Галицейский Б. М., Якуш Е. В., Рыжков Ю. А. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. 16 изд. л., 1 р. 75 к.

Герметичность неподвижных соединений гидравлических систем. 12 изд. л., 65 к. Авт.: В. Т. Бабкин, А. А. Зайченко, В. В. Александров и др.

Надежность объемных гидроприводов и их элементов. 12 изд. л., 65 к. Авт.: Ю. А. Беленков, В. Г. Нейман, М. П. Селиванов, Ю. В. Точилин.

Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. Сборник статей. Вып. 4. 20 изд. л., 2 р. 25 к.

Приобретайте новые книги издательства «Машиностроение» в магазинах, распространяющих техническую литературу!