

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ГИДРОСИСТЕМ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

И. А. НЕМИРОВСКИЙ, Ю. Я. КОМИСАРЕНКО

(Представлено кафедрой технологии машиностроения)

Гидросистемы привода и управления металлорежущих станков, как правило, имеют индивидуальные насосные станции, состоящие из маслобака, насоса и электродвигателя, предохранительно-переливного клапана, фильтра, манометра и трубопроводов.

Насосная станция может работать в режиме постоянного давления (ПД), когда гидросистема потребляет часть расхода насоса, а избыток масла сливается через переливной клапан, или в режиме постоянного расхода (ПР), когда весь расход насоса потребляется гидросистемой, а давление на входе в систему меньше давления настройки переливного клапана и изменяется в зависимости от усилий, преодолеваемых гидродвигателем.

В реальных насосных станциях при режиме ПД давление не является строго постоянным, а в режиме ПР расход, потребляемый гидросистемой, уменьшается с ростом давления вследствие утечек в насосе.

На переходные процессы в гидросистеме влияют динамические характеристики насосной станции. В режиме ПД быстрые изменения расхода, потребляемого гидросистемой, вызывают соответствующие изменения расхода через переливной клапан и, вследствие инерционности клапана, колебания давления. В этом случае режим работы насосной станции может быть назван режимом ПД только условно.

В режиме ПР за счет быстрых изменений инерционных и других нагрузок гидродвигателя имеют место пульсации давления, которые приводят к изменениям емкости трубопровода, гибких шлангов и других полостей, имеющих в насосной станции и подверженных колебаниям давления. Кроме того, пульсации давления вызывают изменения утечек в насосе.

В настоящей работе излагается методика и некоторые результаты экспериментальных исследований динамических характеристик насосных станций.

Схема экспериментальной установки показана на рис. 1. Рабочая жидкость нагнеталась лопастным насосом 3. Давление в системе измерялось манометром 5, а при динамических исследованиях колебания давления воспринимались датчиками 6 и 9. Датчик давления в качестве чувствительного элемента имел мембрану, на которую наклеивались проволочные тензодатчики. Собственная частота колебаний датчиков давления была около 1500 гц. Для изучения влияния фильтра 4 на

динамические характеристики станции была предусмотрена возможность включения его по вариантам, обозначенным на рис. 1. позициями 4 и 4а. Дроссели 1 и 11 использовались при исследованиях динамической жесткости гибких шлангов 7. В систему насосной станции входил переливной клапан 2.

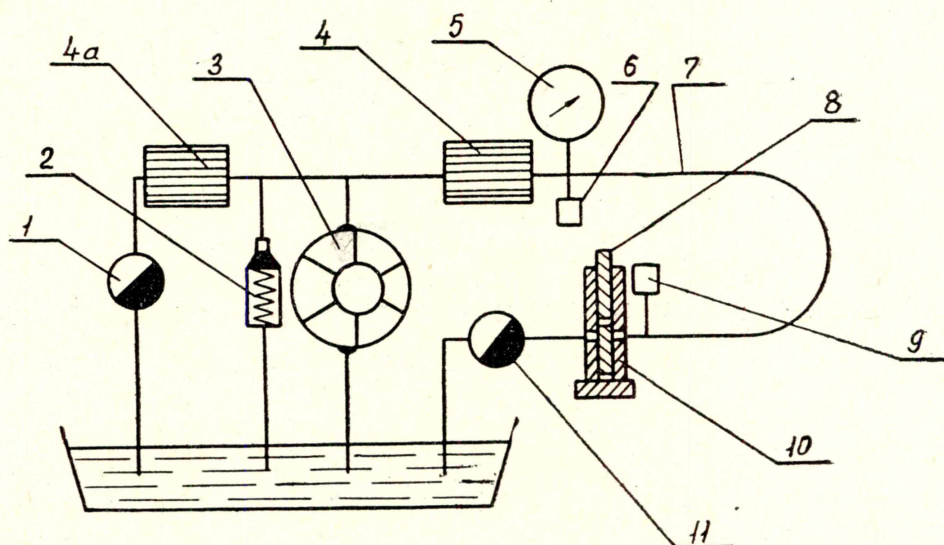


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для определения динамических характеристик насосных станций.

Вся гидроаппаратура, из которой была смонтирована экспериментальная установка, стандартная: лопастный насос типа Г12-12; фильтр Г41-12; клапаны Г54-12 и Г52-12; дроссели Г77-14. Исследования заключались в анализе влияния отдельных элементов насосной станции на характер переходного процесса при ступенчатом входном воздействии.

Для задания ступенчатого входного воздействия было сконструировано и изготовлено задающее устройство (ЗУ), основными частями которого являются золотниковая коробка 10 (рис. 1) и плоский золотник 8.

Конструктивно ЗУ было выполнено в виде плоского золотника, перемещаемого ударным пружинным механизмом (рис. 2).

При вращении маховика 3 шток 1 поднимается вверх, увлекая за собой боек 16, захват которого осуществляется шариковым замком, состоящим из плунжера 8 и шариков 9.

Верхний торец бойка 16 сжимает при этом пружину 10. Плоский золотник 18 под действием пружины 19 занимает крайнее верхнее положение, при котором рабочая щель золотника 18 совпадает с соответствующими прорезями в корпусе 17. При дальнейшем вращении маховика 3 верхний торец втулки 6 упирается в торец крышки 4 и втулка останавливается. Останавливается и плунжер 8, связанный со втулкой 4 штифтом 7. Шток 1, продолжая ввинчиваться в гайку маховика 3, дает возможность шарикам 9 зайти в выточку плунжера 8. Боек 16 под действием пружины 10 срывается с утопленных шариков 9 и наносит удар по торцу золотника 18, перемещая его в нижнее положение и закрывая путь маслу через прорези корпуса.

Для завода ударного механизма необходимо, вращая маховик 3, переместить шток 1 вниз до упора. При этом плунжер 8 будет перемещаться в отверстии штока 1 и раздвинет шарик 9, которые захватят боек 16.

Во время исследований динамической жесткости гибких шлангов при закрытом ЗУ (позиция 10 на рис. 1) и отключенном клапане 2

в системе устанавливалось дросселем 1 требуемое давление p , затем открывалась рабочая щель 3У и дросселем 11 устанавливалось давление $p' < p$. Включался пружинный механизм 3У, который закрывал плос-

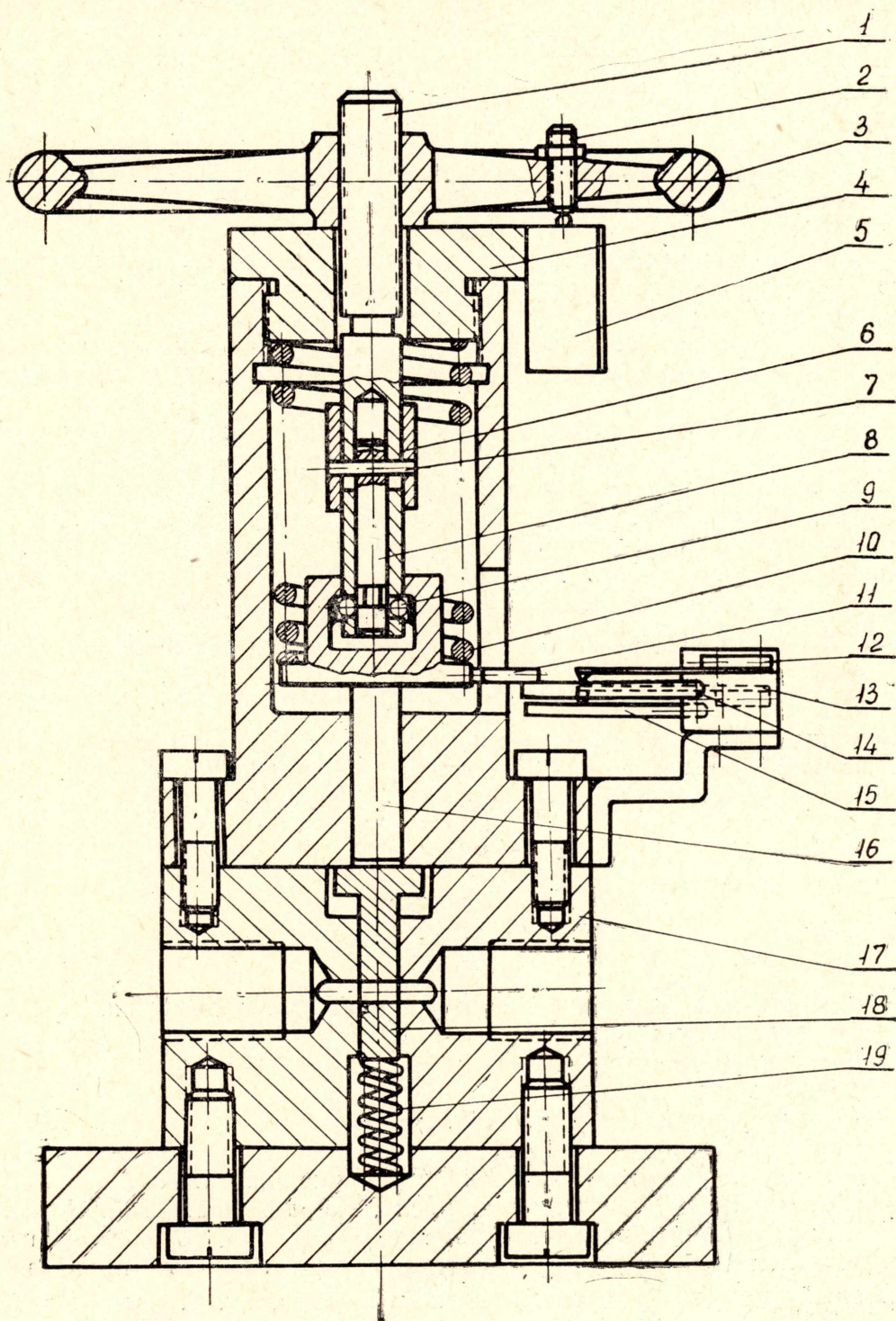


Рис. 2. Устройство для задания ступенчатого входного воздействия.

кий золотник в течение очень короткого промежутка времени. Изменения давления, имеющие место при переходном процессе, воспринимались датчиками давления, усиливались и регистрировались осциллографом МПО-2.

Для регистрации момента срабатывания 3У и продолжительности движения плоского золотника использовалось электроконтактное устрой-

ство (рис. 2). В момент прикосновения бойка 16 к торцу золотника 18 палец 11 размыкает контакты 12 и 14, разрывая цепь, которая шунтирует шлейф, отмечающий начало движения золотника 18. В конце перекрытия золотником 18 рабочей щели палец 11 размыкает следующую пару контактов: 13 и 15, разрывающих цепь питания шлейфа. Длительная эксплуатация ЗУ показала высокую стабильность времени t_3 за-крытия золотника. Практически это время не зависело от давления в системе и равнялось $t_3 = 0,0013$ сек.

В ЗУ была предусмотрена синхронизация включения ударного механизма и лентопротяжного устройства осциллографа. Синхронизация осуществлялась контактным устройством 5, включаемым регулируемым упором 2.

Исследования гибких шлангов размером $10 \times 22 \times 2150$ мм показали, что время прохождения по шлангу ударной волны давления, образующейся при срабатывании ЗУ, значительно меньше, чем полученное расчетом по классической формуле, подтвержденной во многих работах [1, 2] и применяющейся в расчетах гидросистем металлорежущих станков [3].

Это может быть объяснено тем, что при переходных процессах давление в шлангах изменяется настолько быстро, что вследствие инерционности стенок шланга их деформация при пульсациях давления будет меньше, чем при постепенном, статическом нагружении.

Происходит как бы повышение жесткости шланга с маслом. Эту повышенную жесткость можно охарактеризовать условным приведенным модулем упругости шланга с маслом $E'_{\text{шл}}$. Величина $E'_{\text{шл}}$, естественно, зависит от скорости изменения давления в шланге $\frac{dp}{dt}$. Максимальное значение $E'_{\text{шл}}$ будет при наибольшей скорости изменения давления, которая имеет место в случае распространения по шлангу ударной волны давления от гидравлического удара.

Скорость ударной волны давления равна [1]

$$a = \frac{\sqrt{\frac{E_m g}{\gamma}}}{\sqrt{1 + \frac{E_m d}{E_{\text{шл}} \delta}}}, \quad (1)$$

где a — скорость распространения ударной волны давления при гидравлическом ударе;

g — ускорение силы тяжести;

γ — удельный вес масла;

d — внутренний диаметр шланга;

δ — толщина стенки шланга;

$E_{\text{шл}}$ — модуль упругости материала стенок шланга.

E_m — объемный модуль упругости масла, заполняющего гибкий шланг.

Если определить величину a экспериментально, то из формулы (1) можно найти величину $E'_{\text{шл}}$, которая может быть принята за условный модуль упругости стенок шланга, т. е. величина $E'_{\text{шл}}$, определенная таким образом, учитывает инерцию стенок шланга при их деформации во время прохождения импульса давления со скоростью a

$$E'_{\text{шл}} = \frac{\frac{d}{\delta}}{\frac{g}{\gamma} \cdot \frac{1}{a^2} - \frac{1}{E_m}}. \quad (2)$$

Условно принимая механические характеристики материала стенок шланга одинаковыми по всей толщине стенки и рассматривая шланг как тонкостенную трубу, можно подсчитать приведенный модуль упругости шланга, наполненного маслом, по формуле

$$E_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{d}{\delta} \cdot \frac{1}{E_{\text{шл}}} + \frac{1}{E_{\text{м}}}} \quad (3)$$

Если в формулу (3) вместо $E_{\text{шл}}$ подставить значение $E'_{\text{шл}}$ из выражения (2), то полученное значение $E'_{\text{пр}}$ может быть принято за условный приведенный модуль упругости шлангов, наполненных маслом

$$E'_{\text{пр}} = \frac{\gamma}{g} \cdot a^2. \quad (4)$$

Величина a определялась по формуле

$$a = \frac{2L}{t_y}, \quad (5)$$

где L — длина исследуемого шланга;

t — время прохождения волны давления до конца шланга и обратно.

Время t_y определялось по осциллограмме. Образец осциллограммы показан на рис. 3.

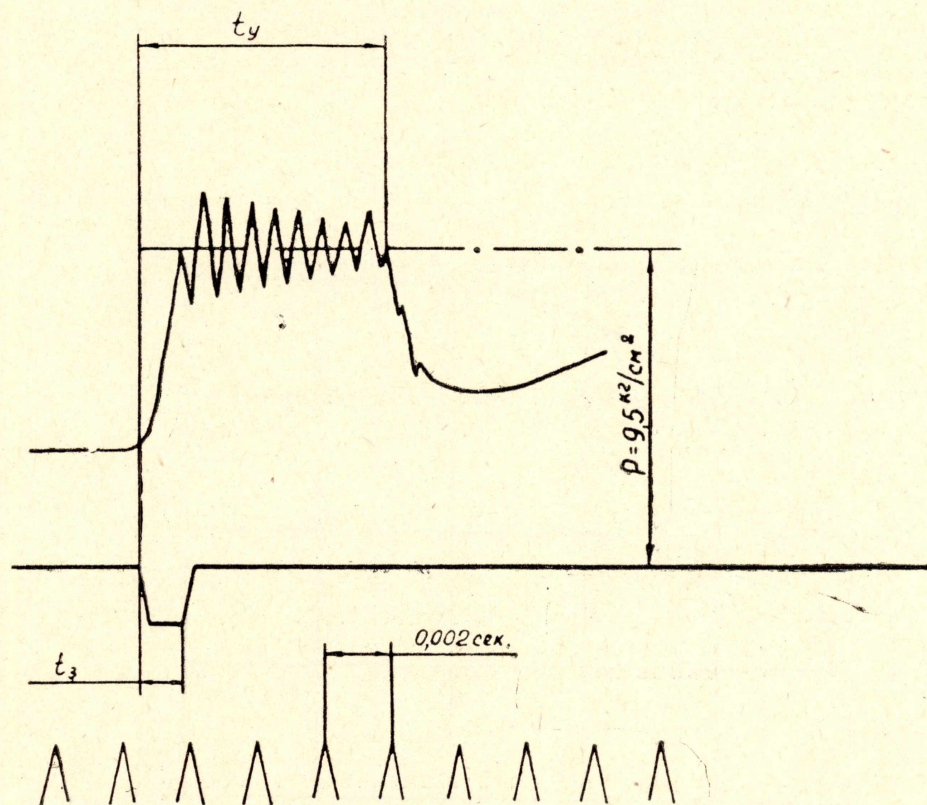


Рис. 3. Осциллограмма гидравлического удара в шланге.

Результаты исследований жесткости гибких шлангов представлены на рис. 4. Кривая 3 дает зависимость приведенного динамического моду-

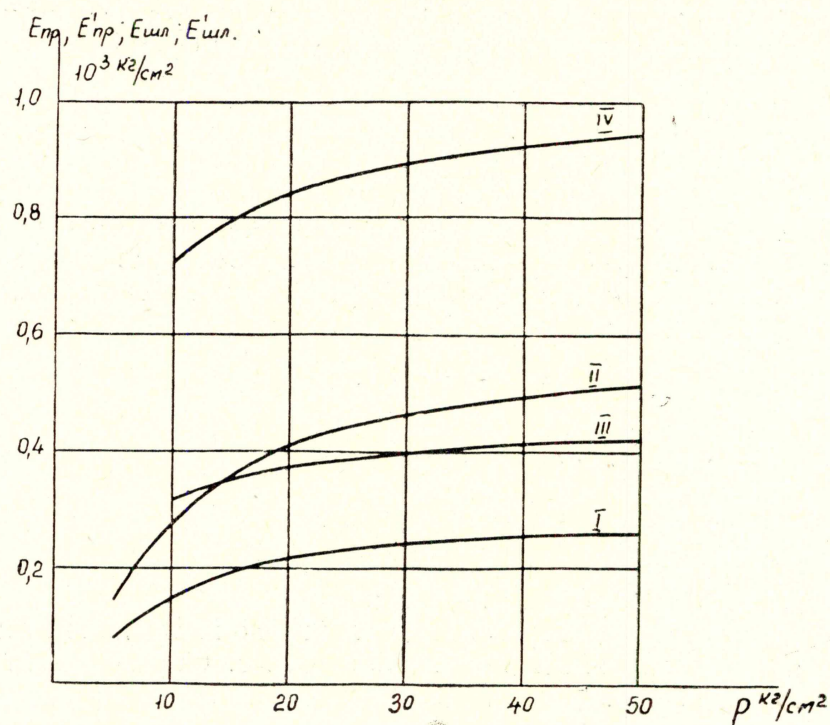


Рис. 4. Зависимость статического и условного приведенных модулей упругости стенок шланга и шланга с маслом от давления.

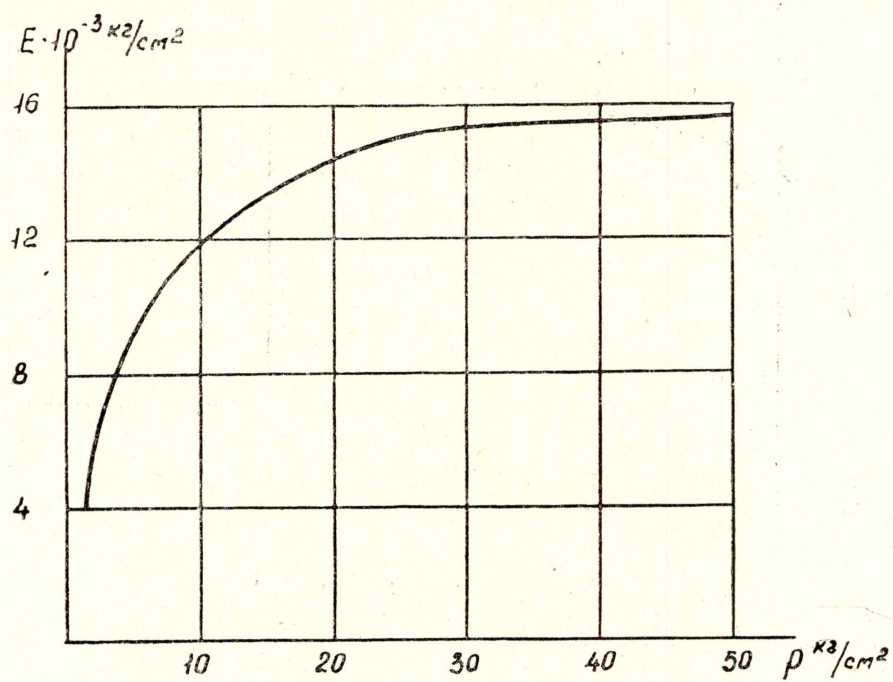


Рис. 5. Экспериментальная зависимость объемного модуля упругости масла E_M от давления.

ля упругости $E'_{\text{пр}}$ шланга с маслом от давления и построена по формуле (5) с учетом значений a , полученных экспериментально.

Для сравнения на рис. 4 показана зависимость приведенного статического модуля упругости $E_{\text{пр}}$ шланга с маслом от давления (кривая 1), полученная авторами экспериментально статическим нагружением по методике, описанной В. А. Лещенко [4].

Как видно из рис. 4, характер зависимостей $E_{\text{пр}} = f(p)$ и $E'_{\text{пр}} = f'(p)$ одинаков, но значения $E'_{\text{пр}}$ на 60 ÷ 80 % больше $E_{\text{пр}}$. Наибольшего значения разница достигает при небольших давлениях.

Из выражения (3) получаем

$$E_{\text{шл}} = \frac{\frac{d}{\delta}}{\frac{1}{E_{\text{пр}}} - \frac{1}{E_{\text{м}}}}. \quad (6)$$

По формуле (6) были подсчитаны значения статического $E_{\text{шл}}$ и условного $E'_{\text{шл}}$ модулей упругости для разных давлений (соответственно кривые 2 и 4 на рис. 4). Так как значение объемного модуля упругости масла $E_{\text{м}}$ в значительной степени зависит от давления, то при расчетах по формуле (6) учитывалось значение $E_{\text{м}}$, соответствующее давлению, для которого определялись $E_{\text{шл}}$ или $E'_{\text{шл}}$. Зависимость $E_{\text{м}} = f(p)$ была получена авторами по апробированной методике [4] и показана на рис. 5.

На рис. 6 приведены осциллограммы переходных процессов при наличии гибких шлангов (рис. 6а) и без них (рис. 6б). Из сравнения этих осциллограмм можно сделать вывод, что при наличии шланга значительно удлиняется «восходящий» участок кривой переходного процесса. Так как форма и протяженность «нисходящего» участка не зависят от наличия шлангов, то время переходного процесса в системе с шлангами увеличивается, т. е. увеличивается инерционность всей насосной станции.

Для выявления влияния фильтра на динамику насосной станции были проведены две серии опытов: с фильтром, включенным по обычной схеме (позиция 4 на рис. 1), и с фильтром, включенным по схеме, показанной на позиции 4а рис. 1. В первом случае фильтр располагался между переливным клапаном 2 и ЗУ. Во втором случае фильтр находился на глухом ответвлении, и его включение предусматривало сохранение неизменным общего объема полостей, заполненных маслом под давлением.

На рис. 6 приведены осциллограммы переходных процессов системы с фильтром в главной магистрали (рис. 6в) и с фильтром на ответвлении (рис. 6г). Сравнивая осциллограммы, можно сделать вывод о том, что включение фильтра в главную магистраль ведет к сокращению «восходящей» ветви кривой, что значительно уменьшает время переходного процесса.

Решающее значение для характера переходного процесса в системе насосной станции имеет динамическая характеристика предохранительно-переливного клапана.

На рис. 6а, 6б, 6в и 6г приведены осциллограммы переходного процесса в системе насосной станции, включающей переливной клапан Г52-12.

На рис. 6д и 6е показаны аналогичные осциллограммы, но при включении в систему напорного золотника Г54-12 вместо клапана Г52-12.

На осциллограммах видно, что у системы, включающей золотник Г54-12, время и характер переходного процесса значительно отличаются от параметров переходного процесса системы с золотником Г52-12.

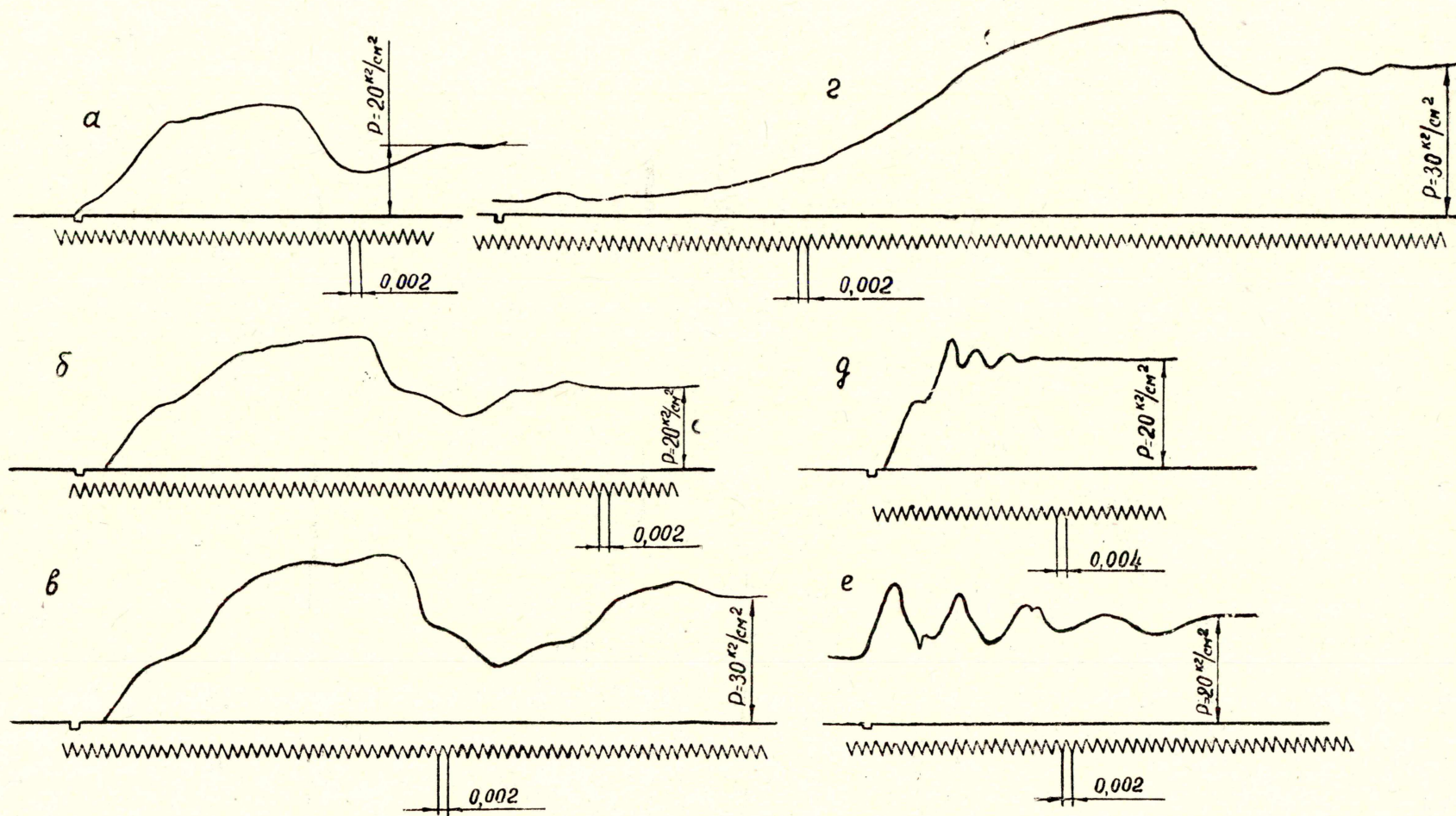


Рис. 6. Осциллограммы переходных процессов в системе насосной станции: а) безгибкого шланга, с клапаном Г52-12 и фильтром; б) с гибким шлангом 10×22×2150, с клапаном Г52-12 и фильтром; в) с фильтром в главной магистрали, гибким шлангом и клапаном Г52-12; г) без фильтра в главной магистрали, с гибким шлангом и клапаном Г52-12; д) с напорным золотником Г54-12, с шлангом, с фильтром; е) с напорным золотником Г54-12, без шланга, с фильтром.

Опыты были проведены при различных давлениях в системе и различных абсолютных значениях ступенчатого входного воздействия.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. На переходный процесс существенно влияет жесткость трубопроводов, соединяющих насосную станцию с гидросистемой. Гибкие шланги имеют низкую жесткость, но при быстропротекающих, динамических процессах жесткость гибких шлангов повышается на $60 \div 80\%$. При анализе динамики гидросистем необходимо учитывать условную жесткость шлангов с маслом в зависимости от скорости изменения давления в системе $\frac{dp}{dt}$.

2. Наличие фильтра в магистрали между переливным клапаном и гидросистемой станка уменьшает время переходного процесса в системе насосной станции.

3. Решающее влияние на характер переходного процесса оказывает переливной клапан. Клапаны типа Г54 обладают большим быстродействием. В то же время система с клапаном Г52 более устойчива.

4. Минимальное время переходного процесса получено в системе без гибких шлангов с фильтром и клапаном Г54.

Наибольшее время переходного процесса — в системе с гибкими шлангами, клапаном Г52 и без фильтра в главной магистрали.

Таким образом, характеристики и сочетания элементов насосной станции существенным образом влияют на динамику как самой станции, так и гидросистемы, которую питает насосная станция.

При динамических расчетах различных гидросистем необходимо учитывать реальные динамические характеристики насосных станций, питающих эти системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. М.—Л., ГИТЛ, 1949.
2. Бергерон Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической сети. Гостехиздат, Москва, 1962.
3. Хаймович Е. М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. М., Машгиз, 1959.
4. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. М., Машгиз, 1962.