М449369

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМ. Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи
УДК 621.22

ДРОНЧАК Владимир Александрович

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА

Специальность 05.02.03. - Системы приводов

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва - 1986

Работа выполнена в Винницком политехническом институте

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор Д.Н.ПОПОВ

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Б.И.ШАХТАРИН

кандидат технических наук П.В.ОТРОШКО

Ведущее предприятие: Винницкий проектно-конструкторский технологический институт гидроагрегатов (ПКТИ "ГИДРОАГРЕГАТ")

Защита состоится "2" апреля 1987 г. в час. на заседании специализированного совета К 053.I5.06 в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана по адресу: I07005, Москва, 2-я Бауманская улица, дом 5.

Ваш отзыв на авто
печатью, просим выс

С диссертацие
им. Н.Э.Баумана.

Автореферат р

Ученый секрет
специализированно
К 053.I5.06 к.т.

М449369

Тип. МВТУ
Разрешить к печат
П-44936

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В материалах XXУП съезда КПСС указано на решающую роль машиностроения в ускорении темпов экономического роста, повышении эффективности реконструкции и технического перевооружения производства. Одна из задач, направленных на повышение качества продукции, состоит в том, чтобы обнаруживать недостатки изделий у изготовителя в максимально короткие сроки. Для этого применяется моделирование и испытания, воспроизводящие законы изменения нагрузки, близкие к эксплуатационным, и тем самым способствующие существенному ускорению создания новой техники.

Для испытания большинства элементов гидропривода внутренним давлением, согласно рекомендациям Международной Организации по Стандартизации (ИСО), принята прямоугольная циклограмма изменения нагрузки. Наиболее часто для получения таких циклограмм применяют золотники с электромагнитным управлением. Сигналы на обмотки электромагнитов подаются электрическими командоаппаратами. Часть цикла золотник соединяет насосную установку с нагрузочным устройством, а часть цикла со сливной магистралью. При этом частота срабатывания не превышает 0,5 Гц, отмечаются частые отказы из-за выхода из строя электрических элементов управления.

В технической литературе приведено недостаточно сведений по выбору принципиальной схемы и методики назначения параметров нагружающих устройств, формирующих прямоугольные импульсы давления с автоматическим повторением циклов и автономным приводом управления. В связи с этим, тема диссертационной работы направлена на разработку и создание нагружающих устройств для получения прямоугольных законов изменения давления с автоматическим повторением циклов и является актуальной.

Цель работы и задачи исследований. Целью работы является создание схем и конструкций, разработка методики расчета и оптимизации параметров нагружающего устройства с автоматически повторяемой циклической нагрузкой при испытаниях элементов гидропривода.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

определение направления работ из классификационного

1449369

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана

1449369

Прончак В.А. Разработка и

МГТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

анализа нагружающих устройств по характерным конструктивным признакам;

разработка новых схем и конструкций нагружающих устройств, выбор устройства для исследований;

составление математической модели, описывающей полный цикл изменения нагрузочного давления;

создание алгоритма расчета математической модели с разрывными правыми частями, описывающей процессы в реальных нагружающих устройствах;

разработка методики выбора оптимальных параметров для получения кривой изменения давления, соответствующей заданному полю допуска;

экспериментальное исследование работы нагружающего устройства для проверки адекватности математических моделей и подтверждения эксплуатационных характеристик созданного устройства.

Научная новизна. Созданы новые, защищенные шестью авторскими свидетельствами нагружающие устройства, работающие по автоматическому циклу и имеющие автономный привод управления. Составлена нелинейная математическая модель нагружающего устройства с разрывными правыми частями, описывающая полный цикл изменения нагрузки. Алгоритмы расчета программ учитывают жесткие упоры при движении подвижных элементов. Предложена методика расчета и выбора оптимальных параметров, в основу которой положено зондирование многомерного пространства параметров равномерно распределенными $ЛП_\tau$ последовательностями. Данная методика обеспечивает выбор параметров, определяющих форму кривой изменения давления соответствующую требуемому полю допуска.

Практическая ценность. Для проведения проектных расчетов предложен алгоритм перехода между периодами работы нагружающего устройства, которые описываются различными системами уравнений. Это обеспечивает оптимизацию параметров для получения кривой изменения давления, соответствующей заданному полю допуска.

Разработанные нагружающие устройства отличаются простотой обслуживания и переналадки режимов работы, ремонтопригодностью, что обеспечивает эффективное их применение в условиях заводских испытательных лабораторий.

Экономический эффект от внедрения нагружающих устройств для испытания металлических трубопроводов тракторных гидросистем в Государственном союзном научно-исследовательском тракторном институте НАТИ составил 188475 рублей.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены на Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование тракторных конструкций, их исследования и испытания" (июнь-июль 1979 г., г.Москва), Республиканской научно-технической конференции "Состояние, перспективы и опыт применения гидропривода в машиностроении" (1978 г.), на первой и второй Зональной конференции "Проектирование и эксплуатация промышленных гидроприводов и систем гидропневмоавтоматики" (ноябрь 1984 г. и июнь 1986 г., г.Пенза), на научно-технических семинарах кафедры К-6 МВТУ им. Н.Э.Баумана (г.Москва), на областных научно-технических конференциях (1978-1986 г.г.,г.Винница).

Публикации. Основные результаты работы опубликованы в 5 печатных (статьи) и 3 рукописных (отчеты по хоздоговорам, зарегистрированные в ВНТИЦентре) работах и защищены 8 авторскими свидетельствами СССР.

В работе защищаются:

1. Новые конструкции нагружающих устройств для получения автоматически повторяющихся прямоугольных импульсов давления.

2. Нелинейная математическая модель нагружающего устройства, составленная с учетом жестких упоров и алгоритмы ее расчета.

3. Методика выбора оптимальных параметров нагружающего устройства в многомерном параллелепипеде, обеспечивающая соответствие кривой изменения давления заданному полю допуска.

4. Результаты исследований нагружающего устройства и предохранительного клапана и влияние параметров на их характеристики и время составляющих цикла.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов, основных выводов, списка литературы и приложений. Содержание работы изложено на 141 страницах машинописного текста, иллюстрируется 83 рисунками и 2 таблицами. Приложения содержат 64 страницы. Список литературы состоит из 107 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проведения, цель и задачи работы. Дан краткий анализ существующего оборудования для стендовых испытаний элементов гидропривода внутренним давлением.

В первой главе приведен обзор методов испытаний элементов гидропривода и наиболее типичные циклограммы изменения давления; рассмотрены схемы и конструкции нагружающих устройств; сформулирована цель и задачи исследований.

Правила приемки и методы испытаний гидроаппаратуры (ГОСТ 20245-74) предусматривают проверку ресурса, при которой обеспечивается функционирование агрегата в условиях максимально приближенных к реальным. Из просмотренных нормативных материалов на приемку и испытание гидроаппаратуры только в ГОСТ 6286-73 и ГОСТ 25452-82 на рукава резиновые высокого давления приводится жесткий допуск на форму кривой изменения давления. Нагружение объектов по таким циклограммам особенно важно при проведении сравнительных испытаний аналогичных или одинаковых объектов. Поэтому эти циклограммы были приняты за основу при проектировании нагружающего устройства.

Для испытания гидрооборудования существует много схем и конструкций устройств, создающих постоянные и пульсирующие режимы нагружения. Кроме специально разработанных нагружающих устройств для испытания гидроаппаратуры внутренним давлением могут применяться гидравлические вибраторы с незначительной конструктивной доработкой и клапаны-пульсаторы.

Из известного нагружающего оборудования для получения циклограмм давления прямоугольной формы наиболее распространены устройства, имеющие электромагнитные золотники, управляемые командными электрическими приборами. В качестве ограничителя давления применяются предохранительные клапаны. Настройка таких нагружающих устройств для получения пульсаций давления с частотой выше 0,5 Гц трудоемка, электрические элементы управления снижают безотказность работы стендов.

В связи с этим представляет интерес разработка новых схем и конструкций нагружающих устройств для получения автоматически повторяемой прямоугольной формы изменения давления без электрических элементов управления с независимой и плав-

ной регулировкой времени выдержки нагрузочного и сливного давлений.

Основные научные задачи, решаемые в данной работе, заключаются в создании новых схем и конструкций нагружающего оборудования для испытания элементов гидропривода, обосновании выбора схемы для исследований и создании методики расчета, позволяющей на стадии проектирования назначить параметры, определяющие соответствие кривой изменения давления заданному полю допуска.

Во второй главе проведена классификация нагружающих устройств и обосновано направление дальнейших работ; разработан ряд схем и конструкций нагружающих устройств, новизна которых защищена авторскими свидетельствами (а.с. № 638924, 646088, 650054, 652368, 731053, 928073); составлена математическая модель нагружающего устройства и предложена методика предварительного расчета.

Составлена классификационная схема нагружающих устройств для испытания элементов гидропривода внутренним давлением. Анализ схемы позволил выделить направление дальнейших работ по созданию конструкций нагружающих устройств, отличающихся оригинальным сочетанием разгрузочного золотника, пружинного аккумулятора с управляющим клапаном, двух регулируемых дросселей с обратными клапанами. Такие конструкции создают прямоугольную форму кривой изменения давления с многократным автоматическим повторением циклов, позволяют осуществлять плавную и независимую регулировку времени основных составляющих цикла.

Выбранная схема нагружающего устройства для исследований изображена на рис. I (а.с. № 650054).

Нагружающее устройство содержит узел золотника, параллельно которому расположен узел пружинного аккумулятора. Золотник II ограничивает две торцовые полости I2, 23. Полость I2 соединена с напорной магистралью 20 и полостью аккумулятора 6 соответственно дросселями I3, 8 с обратными клапанами I4, 9. Полость 23 соединена с полостью I разгрузочного клапана 3. Между магистралью 20 и торцовой полостью 23 расположен дроссель 22.

Ограничение максимального давления осуществляется предохранительным клапаном I8, дросселем I6 или нагрузочным

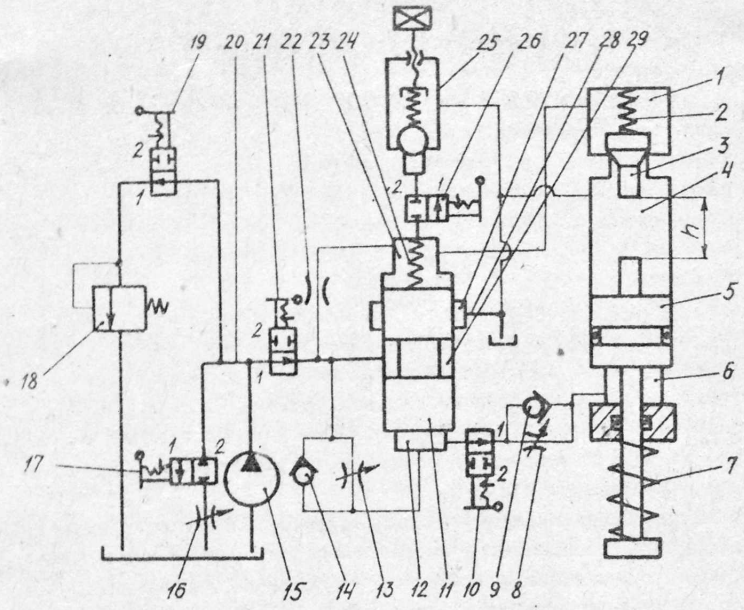


Рис. I. Схема нагружающего устройства

клапаном 25, работающим совместно с золотником II в режиме двухкаскадного предохранительного клапана. Вариант ограничения максимального давления определяется позицией распределителей I7, I9, 26.

Распределитель 2I может отключать нагружающее устройство от насоса I5, а распределитель 10 узел аккумулятора от узла золотника.

Из возможных вариантов работы практический интерес представляют шесть: работа предохранительного клапана I8; работа нагрузочного дросселя I6; работа золотника II с нагрузочным клапаном 25 в режиме предохранительного клапана; работа золотника II, нагрузочного клапана 25 и аккумулятора; работа золотника II, аккумулятора и нагрузочного дросселя I6; работа золотника II, аккумулятора и предохранительного клапана I8.

Принцип действия последнего варианта состоит в следующем. Распределители I7, 26 закрыты, а распределители I9, 2I,

I0 - открыты. При включении насоса I5 давление повышается, срабатывает предохранительный клапан I8, в системе поддерживается максимальное давление. Из магистрали 20 жидкость через обратный клапан I4, дроссель 8 поступает в полость 6. Пройдя путь h, поршень 5 поднимает разгрузочный клапан 3, полость 23 соединяется со сливной магистралью 28 и золотник II поднимается вверх, соединяя полость 29 со сливной магистралью 28. Давление в напорной магистрали 20 падает.

Пружина 7 перемещает поршень 5 вниз на величину h, в полости I2 создается давление, удерживающее золотник II в верхнем положении. Время выдержки нагрузочного давления регулируется дросселем 8, время выдержки сливного давления - дросселем I3.

Разработана расчетная схема нагружающего устройства. При математическом описании приняты следующие основные допущения: сжимаемость жидкости постоянна; температура рабочей жидкости не изменяется; коэффициенты расхода на местных сопротивлениях не изменяются; полости рассматриваются как сосредоточенные объемы, давление в пределах каждой полости одинаково; ввиду незначительной длины гидролиний волновые процессы не рассматриваются.

При аналитических исследованиях возможно моделирование шести вариантов работы нагружающего устройства. Математическая модель представлена системой дифференциальных уравнений одиннадцатого порядка

$$m_2\ddot{X} = -B_2\dot{X} + p_1F_2 - p_3F_2 - (\lambda_2 + X)C_2 - R_{2д}, \text{ при } IU3 = 1; \quad (1)$$

$$m_1\ddot{y} = -B_1\dot{y} + p_2F_4 - (\lambda_3 + y)C_3 - (T_0 + T_д p)\dot{y}/\sqrt{(K_{y1} + \dot{y}^2)}, \text{ при } IU3 = 1 \text{ и } IU4 = 1; \quad (2)$$

$$m_3\ddot{Z} = -B_3\dot{Z} + pF_3 - p_4F_3 - (\lambda_5 + Z)C_5 - R_{2дк}, \text{ при } IU1 = 1; \quad (3)$$

$$Q_н = \beta W\dot{p} + Q_{14} + Q_{13} + Q_{10} + K_Q p; \quad (4)$$

$$Q_4 = \beta W_3\dot{p}_3 - F_2\dot{X} + Q_5 + Q_6 + Q_{y1}, \text{ при } IU3 = 1; \quad (5)$$

$$Q_1 = \beta W_4\dot{p}_1 + Q_3 + F_2\dot{X} + Q_{y2}, \text{ при } IU3 = 1; \quad (6)$$

$$Q_3 = \beta(W_{20} + yF_4)\dot{p}_2 + F_4\dot{y}, \text{ при } IU3 = 1 \text{ и } IU4 = 1; \quad (7)$$

$$Q_7 = \beta W_1\dot{p}_4 - F_3\dot{Z} + Q_{11} + Q_{y3}; \text{ при } IU1 = 1; \quad (8)$$

$$Q_{13} = \begin{cases} Q_1 + Q_2 + Q_4, \text{ при } IU3 = 1; \\ 0, \qquad \text{при } IU3 = 2; \end{cases} \quad (9)$$

$$Q_{14}=\begin{cases} Q_7+Q_8+f_{13}\dot{Z}+Q_{94}, & \text{при } IU1=1;\\ 0, & \text{при } IU1=2; \end{cases} \quad (10)$$

$$Q_8=(F_3-f_{14})\dot{Z}+Q_9, \quad \text{при } IU1=1; \quad (11)$$

$$Q_2=\begin{cases} (A_{140}+A_{160}X)\rho, \text{ при } (x-\alpha)<-0{,}02;\\ \dfrac{-(1+2940(\alpha-x)^{3/2}+A_{360})+\sqrt{(1+2940(\alpha-x)^{3/2}+A_{360})^2+A_{370}\rho}}{A_{380}}, \\ \qquad \text{при } -0{,}02\le(x-\alpha)<0;\\ Q_{20}+\dfrac{Q_{2K}-Q_{20}}{0{,}015}(x-\alpha), \quad \text{при } 0\le(x-\alpha)<0{,}015;\\ \dfrac{-A_{400}(x-\alpha)^2+\sqrt{A_{410}(x-\alpha)^4+A_{420}(x-\alpha)^2(1+A_{425}(x-\alpha)^2)\rho}}{2+A_{430}(x-\alpha)^2}, \\ \qquad \text{при } (x-\alpha)\ge 0{,}015; \end{cases} \quad (12)$$

$$\left.\begin{aligned} p_1-p&=\alpha_1Q_1^2+\beta_1Q_1, \text{ при } p>p_1,\\ p_1-p&=(\alpha_1+\rho n_3/2\mu_3^2f_3^2)(Q_1)^2+\beta_1(-Q_1), \text{ при } p<p_1, \end{aligned}\right\} \text{при } IU3=1; \quad (13)$$

$$\left.\begin{aligned} p_1-p_2&=(\alpha_2+\rho n_5/2\mu_5^2f_5^2)Q_3^2+\beta_2Q_3, \text{ при } p_1>p_2,\\ p_2-p_1&=\alpha_2(-Q_3)^2+\beta_2(-Q_3), \text{ при } p_1\le p_2, \end{aligned}\right\} \begin{matrix}\text{при } IU3=1,\\ IU4=1;\end{matrix} \quad (14)$$

$$\left.\begin{aligned} p-p_3&=\alpha_3Q_4^2+\beta_3Q_4, \text{ при } p\ge p_3,\\ p_3-p&=\alpha_3(-Q_4)^2+\beta_3(-Q_4), \text{ при } p<p_3, \end{aligned}\right\} \text{при } IU3=1; \quad (15)$$

$$Q_5=\begin{cases} \dfrac{\pi\alpha_1^4}{4C_1\alpha_1}\sqrt{\dfrac{p_{30}}{\rho}}(p_3-p_{30}), \text{ при } p_3>p_{30}, \\ 0, \qquad \text{при } p_3\le p_{30}, \end{cases} \begin{matrix}\text{при } IU3=1,\\ IU5=1;\end{matrix} \quad (16)$$

$$\left.\begin{aligned} p_3&=(\alpha_4+\rho/(2\mu_6^2\pi^2\alpha_6^2(y-H)^2))Q_6^2+\beta_4Q_6, \text{ при } y>H,\\ Q_6&=0, \qquad \text{при } y\le H, \end{aligned}\right\} \begin{matrix}\text{при } IU3=1,\\ IU4=1;\end{matrix} \quad (17)$$

$$\left.\begin{aligned} p-p_4&=\alpha_5Q_7^2+\beta_5Q_7, \text{ при } p>p_4,\\ p_4-p&=\alpha_5(-Q_7)^2+\beta_5(-Q_7), \text{ при } p\le p_4, \end{aligned}\right\} \text{при } IU1=1; \quad (18)$$

$$Q_9=\begin{cases} \mu_1\pi\alpha_{13}Z\sqrt{2p/\rho}\cos\alpha_K, \text{ при } Z>0, \\ 0, \qquad \text{при } Z\le 0, \\ 0, \qquad \text{при } IU1=2; \end{cases} \begin{matrix}\\ \text{при } IU1=1;\\ \\ \end{matrix} \quad (19)$$

$$Q_{10}=\begin{cases}\mu_{10} f_{10}\sqrt{2p/\rho}, & \text{при } IU2=1;\\ 0, & \text{при } IU2=2;\end{cases} \tag{20}$$

$$Q_{11}=\left.\begin{cases}\dfrac{\pi^2 d_{12}^4}{4C_4 a_{11}}\sqrt{\dfrac{p_{40}}{\rho}}\,(p_4-p_{40}), & \text{при } p_4>p_{40},\\ 0, & \text{при } p_4\le p_{40},\end{cases}\right\}\text{при } IU1=1; \tag{21}$$

$$Q_{y1}=\frac{\pi D_2\delta_2^3\rho_3}{12\nu a_{1n}\rho}, \text{ при } IU3=1; \tag{22}$$

$$Q_{y2}=\frac{\pi D_2\delta_2^3(p_1-p)}{12\nu a_{2n}\rho}, \text{при } IU3=1; \tag{23}$$

$$Q_{y3}=\frac{\pi D_3\delta_3^3(p_4-p)}{12\nu a_{3n}\rho}, \text{ при } IU1=1; \tag{24}$$

$$Q_{y4}=\frac{\pi a_{13}\delta_4^3\rho}{12\nu a_{4n}\rho}, \text{ при } IU1=1; \tag{25}$$

$$R_{гд}=Q_2\mu_2\sqrt{2\rho p}\cos\alpha_3; \tag{26}$$

$$R_{гдк}=Q_9\mu_{11}\sqrt{2\rho p}\cos\alpha_к; \tag{27}$$

Здесь a – положительное перекрытие золотника; $a_{1n}\dots a_{4n}$ – длины золотниковых посадок; $\alpha_1\dots\alpha_4$, $\beta_1\dots\beta_4$ – коэффициенты пропорциональности при определении потерь давления в каналах и местных сопротивлениях гидросистемы; $\alpha_к$, α_z – углы между направлением потока жидкости и осью золотника, клапана второго каскада; B_1, B_2, B_3 – коэффициенты силы вязкого трения при движении поршня аккумулятора, золотника и клапана второго каскада; b_{y2}, b_{y3} – максимальный ход вверх золотника и клапана второго каскада; β – коэффициент сжимаемости рабочей жидкости; $C_1\dots C_5$ – жесткости пружин; $D_1, D_2, D_3, d_1\dots d_{16}$ – диаметры посадочных мест шариков, дросселей; $\delta_2, \delta_3, \delta_4$ – радиальные зазоры в золотниковых посадках; $F_1, F_2, F_3, f_1\dots f_{16}$ – соответствующие диаметрам площади; H – ход поршня аккумулятора; $IU1\dots IU5$ – коэффициенты, соответствующие состоянию двухходовых двухпозиционных распределителей I9, I7, 2I, I0, 26; K_{v1} – вспомогательный коэффициент силы трения поршня, подбираемый

опытным путем; K_Q – коэффициент, учитывающий изменение объемного к.п.д. насоса с изменением давления; $\lambda_1, \ldots \lambda_5$ – предварительные сжатия пружин; m_1, m_2 – масса подвижных частей, связанных с поршнем, золотником и клапаном второго каскада; $\mu_1 \ldots \mu_{11}$ – коэффициенты расхода; ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости; p_{30}, p_{40} – давления начала срабатывания нагрузочного клапана и клапана первого каскада; $p, p_1 \ldots p_5$ – давление в напорной магистрали, в полостях гидросистемы и в сливной магистрали; $Q_H, Q_1 \ldots Q_{14}, Q_{y1} \ldots Q_{y4}$ – расход насоса и расходы по каналам, дросселям, золотниковым зазорам гидросистемы; $R_{гд}, R_{гдк}$ – осевые гидродинамические силы, действующие на золотник и клапан второго каскада; ρ – плотность рабочей жидкости; $T_0, T_д$ – коэффициенты при определении сил сухого трения; W, W_1, W_{20}, W_3, W_4 – объемы полостей гидросистемы; $x, \dot{x}, \ddot{x}$, $y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z}$ – координаты, скорости и ускорения золотника, поршня, клапана второго каскада; A_{140} , A_{160} , $\ldots$ A_{130} – постоянные коэффициенты.

Предложена методика предварительного расчета нагружающего устройства по упрощенным зависимостям, в основу которой положены усредненные за некоторые промежутки времени значения параметров.

В третьей главе рассмотрены алгоритмы расчета нагружающего устройства, разработана методика решения задачи Коши для математической модели с жесткими упорами, приведена подпрограмма выбора весовых коэффициентов погрешности, выполнены расчеты и проверка адекватности по результатам экспериментов; проведена оптимизация параметров нагружающего устройства, описаны результаты исследований предлагаемого предохранительного клапана для ограничения максимального давления.

Алгоритм расчета нагружающего устройства рассматривается с учетом особенностей стандартных подпрограмм *RKGS* и *HPCG*. Составлена основная программа, подпрограмма вычисления производных от функций в промежуточных точках *FCT* и подпрограмма вывода на печать *OUTP*. В основной программе задаются коэффициенты, определяющие вариант и режим расчета нагружающего устройства. Возможны режимы с оптимизацией параметров, просчетом требуемого количества циклов или заданного времени моделирования работы.

Перемещение золотника, клапана второго каскада, поршня

аккумулятора ограничено упорами. В уравнениях, описывающих работу нагружающего устройства, эти упоры не учтены. По предложенному алгоритму обрабатываются и корректируются результаты вычислений перемещений, скоростей и ускорений с учетом пределов их изменений таким образом, что моделируются остановы на упорах.

Предложена подпрограмма расчета погрешности и ее весовых коэффициентов, которые необходимы при обращении к подпрограмме решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений. Подпрограмма универсальна и может использоваться для любого количества зависимых переменных. Исходными данными при вызове подпрограммы является разность между абсолютными значениями переменных вычисленных с шагом h и $h/2$.

Для конкретных принятых параметров нагружающего устройства проведены расчеты и по их результатам построены графики зависимости давления $p(t)$, перемещения золотника $x(t)$, перемещения поршня аккумулятора $y(t)$, давления в рабочей полости аккумулятора $p_y(t)$ во времени. Проверка адекватности математической модели нагружающего устройства проводилась при значениях параметров принятых в аналитических расчетах.

Для получения циклограмм изменения давления, вписывающихся в поле допуска приведенное в ГОСТ 6286-73, согласно рекомендациям ИСО, проведена оптимизация параметров нагружающего устройства.

Пространство параметров представляет собой многомерную область, из которой необ одимо выбрать пробные точки. В процессе расчета в качестве пробных используются точки равномерно распределенных $ЛП_\tau$ последовательностей, т.к. они обладают наилучшими характеристиками равномерности в многомерном параллелепипеде параметров.

Исходная модель для оптимизации - система дифференциальных уравнений (I) - (27), описывающая работу нагружающего устройства.

Для формулировки функциональных ограничений приведено поле допуска на циклограмму изменения давления и аналитически описаны границы минимально и максимально допустимых значений давления во времени. В качестве критерия качества при оптимизации принята работа, затрачиваемая на получение одного цикла изменения давления.

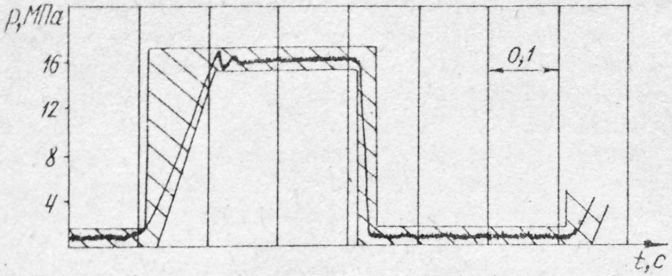


Рис. 2. Осциллограмма изменения давления при работе нагружающего устройства

Полученные оптимальные решения экспериментально проверялись. Приведена осциллограмма изменения давления при работе нагружающего устройства (рис. 2), соответствующая оптимальным параметрам, с нанесенным требуемым полем допуска. Настройка нагружающего устройства по параметрам, полученным в результате оптимизации, дает изменение давления, соответствующее заданному полю допуска.

Опыт эксплуатации испытательных стендов показывает, что стандартные предохранительные клапаны, при определенных режимах работы, могут иметь неудовлетворительные характеристики и ресурс работы ниже времени испытаний элементов гидропривода. Поэтому в процессе исследований выявилась необходимость разработки новой конструкции предохранительного клапана для обеспечения конкретных условий работы нагружающего устройства. Особенностью конструкции является размещение клапана первого каскада во втором и наличие одной пружины. Клапан первого каскада выполнен дифференциальным и сборным. При расчетах исследовалась чувствительность статической и динамической характеристики к изменению параметров. После анализа полученных расчетных данных назначены параметры предохранительного клапана и проведены экспериментальные исследования, которые подтвердили адекватность математической модели реальной конструкции.

В четвертой главе рассмотрена схема стенда для исследований нагружающего устройства, конструкция и характеристика отдельных узлов; описана аппаратура, применяемая при регистрации процессов в гидроприводе; приведены результаты экспериментальных исследований нагружающего устройства и предохранитель-

ного клапана и оценка достоверности полученных результатов.

Экспериментальные исследования проводились на стенде, обеспечивающем плавное изменение расхода от 0 до 100 дм^3/мин и давлении до 20 МПа. Конструкция нагружающего устройства выполнена блочной. Узлы, которые в процессе эксплуатации подлежат регулировке или наладке, расположены отдельно и независимо друг от друга. Регистрация изменения давления в напорной полости гидросистемы и в рабочей полости аккумулятора производилась тензометрическими датчиками давления типа ТДД, перемещение золотника и поршня аккумулятора - индуктивными датчиками перемещения типа ДП.

Экспериментальными исследованиями выявлены особенности переходных процессов при работе нагружающего устройства. Установлено, что максимальная частота следования импульсов составляет 7 Гц, минимальная - 0,07 Гц, регулировка частоты, выдержки нагрузочного и сливного давлений плавная.

Полученные экспериментально характеристики узлов нагружающего устройства с достаточной степенью точности совпали с принятыми и теоретически рассчитаными, что подтверждает правильность допущений при математическом моделировании.

Установлено влияние параметров оптимизации на длительность основных составляющих цикла. Полученные зависимости позволяют проводить регулировку нагружающего устройства на требуемый цикл изменения давления.

Получены экспериментально статические и динамические характеристики предложенного предохранительного клапана. Использование предохранительного клапана позволяет получать требуемую форму кривой изменения давления в период его повышения и стабилизации.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Из литературных источников по испытаниям на прочность элементов гидропривода внутренним давлением выявлен широкий диапазон применяемых частот, форм кривой нагружения и условий испытаний.

2. Из известных нормативных материалов по испытаниям элементов гидропривода следует выделить ГОСТ 6283-73 и ГОСТ 25452-82 на рукава резиновые высокого давления, в которых приведены циклограммы изменения нагрузки. Согласно реко-

мендациям Международной Организации по Стандартизации ИСО форма импульса нагружающего давления принята прямоугольной и имеет поле допуска.

3. В результате классификационного анализа выявлены характерные для нагружающих устройств признаки, на основании которых разработаны новые конструкции, защищенные авторскими свидетельствами (638924, 646088, 650054, 652368, 731053, 928073). Эти конструкции создают автоматически повторяющиеся прямоугольные импульсы давления с плавной и независимой регулировкой времени основных составляющих цикла.

4. Составленная нелинейная математическая модель нагружающего устройства позволяет проводить расчеты основных вариантов его работы. Предложенная последовательность предварительного расчета по упрощенным зависимостям с использованием усредненных за время отдельных периодов значений параметров показала удовлетворительное совпадение с экспериментами.

5. Разработанная методика оптимального расчета нагружающего устройства, в основу которой положен метод зондирования многомерного пространства параметров равномерно распределенными $ЛП_\tau$ последовательностями, позволяет на стадии проектирования назначить параметры, обеспечивающие соответствие кривой изменения давления заданному полю допуска. Основными параметрами, определяющими форму кривой изменения давления, являются: эквивалентные площади дросселей реле времени, ход поршня аккумулятора, усилие пружины поршня аккумулятора и расход насосной установки.

6. При исследовании нагружающих устройств установлено, что стандартные предохранительные клапаны имеют малый ресурс работы и не обеспечивают в определенных условиях требуемое ограничение давления при переходных процессах. Эти недостатки исключаются при применении предложенной конструкции предохранительного клапана, моделирование которого на ЭВМ определило влияние основных параметров на показатели статической и динамической характеристики. Эксперименты подтвердили возможность получения требуемых характеристик для ограничения давления при работе нагружающего устройства.

7. В результате экспериментальных исследований нагружающих устройств получены результаты, подтверждающие адекватность математической модели реальным устройствам. Расхождение по

времени длительности отдельных периодов цикла не превышают 6%, отклонение давления в напорной магистрали не более 2 %, в полости аккумулятора - 12 % и линейных перемещений до 8 %.

8. Испытание элементов гидропривода на стендах с формированием требуемого цикла нагружающим устройством показали простоту обслуживания и переналадки с одного режима испытаний на другой. Экономический эффект от использования нагружающего устройства для испытания металлических трубопроводов тракторов в НАТИ составил 188475 рублей.

Основные положения диссертационной работы изложены в следующих опубликованных работах:

1. А.с. 638924 СССР, МКИ[2] G 05D 16/00. Устройство для импульсной подачи жидкости в гидросистему / И.Б.Матвеев и В.А.Дрончак (СССР).- № 2311056/18-24; Заявлено 07.01.76; Опубл. 25.12.78, Бюл. № 47.- 3 с.: ил.

2. А.с. 646088 СССР, МКИ[2] F 04B 51/00. Стенд для испытаний насоса / И.Б.Матвеев и В.А.Дрончак (СССР).- № 2540449/25-06; Заявлено 28.10.77; Опубл. 05.02.79, Бюл. № 5.- 3 с.: ил.

3. А.с. 650054 СССР, МКИ[2] G 05D 16/10. Регулятор давления / И.Б.Матвеев и В.А.Дрончак (СССР).- № 2367583/18-24; Заявлено 20.05.76; Опубл. 28.02.79, Бюл. № 8.- 3 с.: ил.

4. А.с. 652368 СССР, МКИ[2] F 15B 19/00. Стенд для испытания гидроаппаратуры / И.Б.Матвеев и В.А.Дрончак (СССР).- № 2531686/25-06; Заявлено 19.10.77; Опубл. 15.03.79, Бюл.№10.- 2 с.: ил.

5. А.с. 731053 СССР, МКИ[2] F 04B 51/00. Система нагружения насосов / И.Б.Матвеев, В.А.Дрончак и Д.А.Небожченко (СССР).- № 2558786/25-06; Заявлено 23.12.77; Опубл. 05.05.80; Бюл. № 16.- 3 с.: ил.

6. А.с. 808755 СССР, МКИ[3] F 16K 17/10. Клапан расхода / И.Т.Прокопов, И.Г.Ниренберг, И.Б.Матвеев, В.А.Дрончак и др. (СССР).- № 2342991/25-08; Заявлено 30.03.76; Опубл. 28.02.81, Бюл. № 8.- 3 с.: ил.

7. А.с. 928073 СССР, МКИ[3] F 04B 51/00. Устройство для разгрузки насоса по заданному циклу / С.С.Дмитриченко, Х.И.Хазанов, И.Б.Матвеев, В.А.Дрончак (СССР).- № 2744528/25-06; Заявлено 28.03.79; Опубл. 15.05.82, Бюл. № 18.- 3 с.- ил.

8. А.с. 1229497 СССР, МКИ[4] F 16K 17/10. Предохранительный клапан / П.С.Мазурок, Н.Г.Горохова, И.Б.Матвеев, М.И.Ба-

ран, В.А.Дрончак (СССР). - № 3712075/25-08. Заявлено 19.03.84. Опубл. 07.05.86. - Бюл. № 17. - 2 с.: ил.

9. Искович-Лотоцкий Р.Д., Дрончак В.А. Гидравлические испытательные клапаны с автоматическим циклом нагружения // Вестник машиностроения. - 1979. - № 2. - С. 43-45.

10. Исследование нагруженности трубопроводов гидросистем и создание оборудования для их испытания / Х.И.Хазанов, И.Б.Матвеев, В.А.Дрончак и др. // Труды Государственного союзного научно-исследовательского тракторного института НАТИ. - 1979. - Вып. 266. - Исследование нагруженности и совершенствование методов стендовых испытаний гидроагрегатов. - С. 16-22.

11. Киселев А.И., Дрончак В.А. Разработка методов и средств стендовых ресурсных испытаний трубопроводов гидросистем // Совершенствование тракторных конструкций, их исследования и испытания: Тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. конф. - М., 1979. - С. 56-58.

12. Матвеев И.Б., Дрончак В.А. Автоматические устройства реверса // Деп. рук. ВИНИТИ. - 1978. - № 1053. - 5 с.

13. Матвеев И.Б., Дрончак В.А. Стенд для ресурсных испытаний элементов гидропривода, собранный из стандартной гидроаппаратуры // Вестник машиностроения. - 1979. - № 7. - С.22-24.

14. Дрончак В.А., Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б. Выбор аппаратуры управления // Машины вибрационного и виброударного действия. - Киев: Техніка, 1982. - С. 158-180.

ИВТУ им. И.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА