

УДК 62-82

Исследование рекуперативной гидромеханической системы стенда испытаний объёмных гидромашин

А. Т. Рыбак, В. П. Жаров, М. В. Устьянцев

(Донской государственный технический университет),

А. Г. Ефименко

(Ростовский государственный университет путей сообщения)

Приводятся основные теоретические и экспериментальные результаты исследований рекуперативной гидромеханической системы стенда испытаний объёмных гидромашин. Показаны основы её математического моделирования. Рассмотрены характерные особенности выхода системы на рекуперативный режим, а также факторы, влияющие на его устойчивость.

Ключевые слова: объёмные гидромашины, гидростатическая трансмиссия, гидромеханическая рекуперативная система привода стенда.

Введение. Системы приводов машин и агрегатов на основе объёмной гидростатической трансмиссии (ГСТ) широко используются в различных отраслях промышленности. Одним из важнейших путей подтверждения надёжности ГСТ являются её ресурсные испытания, при которых на гидромашине создаётся нагрузка, эквивалентная режиму работы соответствующей гидромашин. Существуют различные способы создания нагрузки при испытаниях объёмных гидростатических машин, основанные на использовании диссипативных сил, дополнительных источников расхода рабочей жидкости, сил инерции и пр., что делает процесс проведения испытаний весьма ресурсоёмким. При проведении стендовых испытаний полезная работа не выполняется, следовательно, мощность, потребляемую приводом стенда, следует по возможности снизить. Рядом авторов [1—5] предлагались рекуперативные системы приводов стендов, позволяющие как создавать нагрузку, так и возвращать часть затраченной энергии обратно в систему испытаний, которые к настоящему времени изучены недостаточно.

Основная часть. В качестве объекта исследования рассматривается гидромеханическая рекуперативная система привода испытаний гидравлических машин вращательного движения на примере ГСТ. На рис. 1 приведена принципиальная схема исследуемой системы, работа которой заключается в следующем.

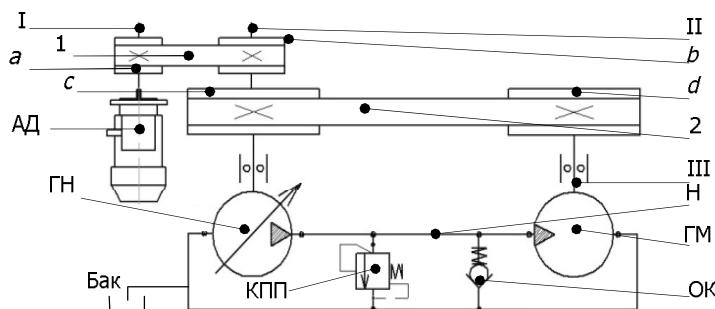


Рис. 1. Схема (слева) и фотография (справа) рекуперативной системы привода испытаний гидравлических машин

Электрическая энергия, взятая из трёхфазной сети, преобразуется асинхронным двигателем (АД) в механическую энергию вращения вала I, затем через механическую передачу 1 передаётся на вал II, где суммируется с механической энергией, создаваемой гидравлическим мотором (ГМ) на валу III, приведённой к валу II через механическую передачу 2. Гидравлический на-

сос (ГН) преобразует механическую энергию вращения вала II в энергию гидравлического потока, которая через напорную магистраль (Н) передаётся на вход гидравлического мотора, посредством которого энергия гидравлического потока преобразуется в механическую энергию вращения вала III. Рост давления в напорной магистрали обеспечивается за счёт того, что расход, создаваемый гидравлическим насосом, на некоторую величину должен превосходить расход, который потребляет гидравлический мотор. Это возможно выполнить посредством варьирования таких параметров, как рабочие объёмы гидравлических машин и передаточное отношение механической передачи 2. Рост давления в напорной магистрали контролируется клапаном предохранительным переливным (КПП). Обратный клапан (ОК) предназначен для создания условия разгрузки гидросистемы в моменты её выхода на заданные режимы.

Теоретические основы моделирования. С целью оценки потребляемой энергии электродвигателем, а также выявления его влияния на качество переходных процессов рекуперативной системы предлагается использовать математическую модель асинхронного электродвигателя в следующей системе выражений [6—8]:

$$\begin{aligned}\frac{d\Psi_{1x}}{dt} &= U_{1x} - r_1 \cdot \omega_0 \left(\frac{\Psi_{1x} \cdot L_2 - \Psi_{2x} \cdot L_0}{\Delta} \right) + \omega_0 \cdot L_0 \cdot \left(\frac{\Psi_{1x} \cdot L_0 - \Psi_{2x} \cdot L_1}{\Delta} \right); \\ \frac{d\Psi_{1y}}{dt} &= U_{1y} - r_1 \cdot \omega_0 \left(\frac{\Psi_{1y} \cdot L_2 - \Psi_{2y} \cdot L_0}{\Delta} \right) + \omega_0 \cdot L_0 \cdot \left(\frac{\Psi_{1y} \cdot L_0 - \Psi_{2y} \cdot L_1}{\Delta} \right); \\ \frac{d\Psi_{2x}}{dt} &= \left(\frac{\Psi_{1x} \cdot L_0 - \Psi_{2x} \cdot L_1}{\Delta} \right) \cdot (r_2 + \omega_0 \cdot L_2 - \omega_1 \cdot L_2) - \left(\frac{\Psi_{1x} \cdot L_2 - \Psi_{2x} \cdot L_0}{\Delta} \right) \cdot (\omega_0 \cdot L_0 - \omega_1 \cdot L_0); \\ \frac{d\Psi_{2y}}{dt} &= \left(\frac{\Psi_{1y} \cdot L_0 - \Psi_{2y} \cdot L_1}{\Delta} \right) \cdot (r_2 + \omega_0 \cdot L_2 - \omega_1 \cdot L_2) - \left(\frac{\Psi_{1y} \cdot L_2 - \Psi_{2y} \cdot L_0}{\Delta} \right) \cdot (\omega_0 \cdot L_0 - \omega_1 \cdot L_0); \\ M_{эд} &= \frac{3 \cdot Z_p}{2} \cdot \frac{L_0}{\Delta \cdot L_2} \cdot [\Psi_{2x} \cdot (\Psi_{1x} \cdot L_2 - \Psi_{2x} \cdot L_0) + \Psi_{2y} \cdot (\Psi_{1y} \cdot L_2 - \Psi_{2y} \cdot L_0)]; \\ U_{1x} &= \sqrt{2} \cdot U_m \cdot \cos(\omega_0 \cdot t); \quad U_{1y} = \sqrt{2} \cdot U_m \cdot \sin(\omega_0 \cdot t),\end{aligned}$$

где Ψ_{1x} , Ψ_{1y} , Ψ_{2x} , Ψ_{2y} — потокосцепление статора и ротора, разложенное в ортогональной системе XY ; U_{1x} и U_{1y} — напряжение, приложенное к обмоткам статора, разложенное в ортогональной системе XY ; r_1 и r_2 — сопротивление обмоток статора и ротора соответственно; ω_0 — синхронная частота вращения поля статора; ω_1 — частота вращения вала электродвигателя; Z_p — число пар полюсов электродвигателя; $\Delta = L_1 \cdot L_2 - L_0^2$ — промежуточная функция, где L_1 и L_2 — индуктивность обмоток статора и взаимная индуктивность между роторной обмоткой (одной фазой) и статорными обмотками (всеми фазами), L_0 — индуктивность рассеяния роторной обмотки; $U_m = 220$ В — напряжение в фазовой цепи; $M_{эд}$ — крутящий момент, передаваемый электродвигателем на вал I механической системы; t — время.

Изменение частоты вращения соответствующих валов определим по уравнениям:

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{\sum M_I}{J_I}; \quad \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\sum M_{II}}{J_{II}}; \quad \frac{d\omega_3}{dt} = \frac{\sum M_{III}}{J_{III}},$$

где ω_2 — частота вращения вала гидравлического насоса; ω_3 — частота вращения вала гидравлического мотора; $\sum M_I$, $\sum M_{II}$ и $\sum M_{III}$ — суммы крутящих моментов, приведённые к соответствующему валу; J_I , J_{II} и J_{III} — значения центральных приведённых моментов инерции к соответствующему валу.

Для анализа функционирования гидромеханической системы, а также учёта потерь энергии в гидромеханической рекуперативной системе привода стенда испытаний гидравлических машин предлагается использовать динамическую модель упруго-диссипативного состояния элементов участков гидропривода на основе понятия приведённой объёмной жёсткости в соответствующем мгновенном энергетическом состоянии. Приращение давления dp_i во времени в выделенном объёме рабочей жидкости участка гидросистемы определим по формуле [9]:

$$dp_i = C_{np_i} \cdot (\sum Q_{вх_j} - \sum Q_{исх_j}) \cdot dt,$$

где $\sum Q_{вх_j}$ и $\sum Q_{исх_j}$ — соответственно суммы всех мгновенных (j -х) расходов рабочей жидкости, входящих и исходящих из рассматриваемого (i -го) объёма жидкости за время dt ; C_{np_i} — мгновенная приведённая объёмная жёсткость выделенного участка гидравлической системы, которая определяется формулой:

$$C_{np_i} = \frac{\prod_{i=1}^n C_i}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{C_i} \prod_{i=1}^n C_i \right)},$$

где C_i — жёсткость элементов выделенного участка гидравлической системы, которую в соответствии с выбранной методикой определим из выражения:

$$C_i = \frac{E_i}{V_i},$$

где V_i — объём элемента выделенного участка, а E_i — его модуль упругости. Так как модуль упругости материала стенки, ограничивающей объём рабочей жидкости, при нормальных условиях значительно выше модуля упругости рабочей жидкости (примерно на два порядка), значение первого можно принять константой. Известно, что модуль упругости объёма рабочей жидкости в значительной мере зависит от давления и процентного содержания неразстворённого в ней газа в её выделенном объёме. Следовательно, мгновенные жёсткости объёма рабочей жидкости i -го участка гидравлической системы мы можем рассчитать с учётом изменения её модуля упругости [10]:

$$C_i^* = \frac{E_{жi}'}{V_i} = \left(E_{ж} \cdot \frac{\frac{100-k}{k} + 1}{\frac{100-k}{k} + E_{ж} \cdot \frac{p_{атм}}{p_i^2}} \right) \cdot \frac{1}{V_i},$$

где k — процентное содержание неразстворённого воздуха в выделенном объёме рабочей жидкости; $E_{ж}$ — модуль упругости жидкости при атмосферном давлении; p_i — значение давления, действующего в выделенном объёме жидкости.

Расходы рабочей жидкости, входящие $Q_{вх_j}$ и исходящие $Q_{исх_j}$ i -го участка объёма жидкости, в соответствии с рассматриваемыми родами источников расхода можно рассчитать по следующим выражениям:

$$\left. \begin{aligned} Q_{вх_j} &= \frac{1}{\sqrt{1+\xi_j}} \cdot f_j \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_j} \cdot |p_{i-1} - p_i| \cdot \text{sign}(p_{i-1} - p_i)}; \\ Q_{исх_j} &= \frac{1}{\sqrt{1+\xi_j}} \cdot f_j \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_j} \cdot |p_i - p_{i+1}| \cdot \text{sign}(p_i - p_{i+1})}; \end{aligned} \right\} \text{Для гидравлических сопротивлений}$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{ВХ_{j\text{мех}}} &= v_{j\text{мех}} \cdot f_{j\text{мех}}; \\ Q_{ИХ_{j\text{мех}}} &= v_{j\text{мех}} \cdot f_{j\text{мех}}; \end{aligned} \right\} \text{ Для механических источников расхода}$$

где ξ_j — мгновенное значение коэффициента гидравлических потерь для каждого j -го гидравлического сопротивления, рассчитываемого по известным методикам [11]; f_j — площадь живого сечения соответствующего гидравлического сопротивления; $v_{j\text{мех}}$ — изменение скорости, соответствующей выделенной площади механического элемента, входящей либо исходящей из j -го выделенного объёма жидкости за время dt ; ρ_i — плотность выделенного объёма рабочей жидкости, текущее значение которой можно рассчитать как [1, 11]:

$$\rho_i = \frac{\rho_0}{\left(1 - \frac{\rho_i - \rho_{atm}}{E'_{\text{ж}i}}\right)},$$

где ρ_0 — плотность рабочей жидкости выделенного объёма при нормальных условиях.

В предложенной модели пренебрегаем процессом теплообмена энергоносителей системы с окружающей средой, а также зависимостями изменения вышеприведённых величин от изменения температуры рабочей жидкости (вследствие её дросселирования) с целью упрощения расчётов.

Предложенная модель упруго-диссипативного состояния участков элементов гидромеханической системы позволяет не только рассчитать конструктивные и энергетические параметры рекуперативной гидромеханической системы, которые обеспечат испытание гидростатической трансмиссии при заданных функциональных параметрах, но и произвести рационализацию элементов системы с целью обеспечения их наилучших свойств работы на неустановившихся режимах и во время переходных процессов.

Для оценки эффективности работы рекуперативного привода станда предлагается расчёт коэффициента затрат, равного отношению затраченной мощности к мощности проведения испытаний:

$$k_{\text{эфф}} = \frac{N_{\text{эд}}}{N_{\text{исп}}},$$

где $N_{\text{эд}}$ — мощность, потребляемая электродвигателем, $N_{\text{исп}}$ — мощность нагрузки испытываемых объектов. Коэффициент затрат должен стремиться к нулю, т. е. $N_{\text{эд}}$ должна стремиться к нулю при достаточном уровне $N_{\text{исп}}$.

Результаты моделирования. Расчёт математической модели рекуперативной системы привода проводился со следующими базовыми параметрами:

Испытываемая гидростатическая трансмиссия (на примере ГСТ-90): рабочий объём (см³/об): насоса (макс. / мин.) — 89 / 0, мотора (макс.) — 89, насоса подпитки — 18,05; КПД (объёмный / гидромеханический / полный): 0,95 / 0,9 / 0,86; центральные моменты инерции (кг·м²): насоса — 0,037; мотора — 0,035.

Электродвигатель: мощность (кВт) — 18,5; номинальная частота вращения ротора электродвигателя (об/мин) — 2930; ток, потребляемый при напряжении сети 380 В (А) — 35; КПД (%) — 90,0; коэффициент мощности — 0,88; кратность пускового тока (I_n / I_n) — 7,5; кратность пускового крутящего момента (M_n / M_n) — 2,0; кратность максимального крутящего момента (M_{max} / M_n) — 2,3; центральный момент инерции ротора электродвигателя (кг·м²) — 0,0550.

Механическая передача: передаточное отношение i_1 механической передачи 1 во всех экспериментах оставалось неизменным — $i_1 = 2$; центральные моменты инерции соответствующих шкивов (кг·м², см. рис. 1): $J_a = 0,005$; $J_b = 0,01$; $J_c = 0,01$; $J_d = 0,015$.

Клапан предохранительный переливной (КПП, на примере КН50.16-000): номинальное давление — 16 МПа; номинальный расход рабочей жидкости — 50 л/мин; изменение давления настройки при изменении расхода от 10 до 50 л/мин — не более 1 МПа; максимальное давление разгрузки — 0,4 МПа.

Клапан обратный ОК (на примере БК2.505.334-06): номинальное давление — 32 МПа; расход рабочей жидкости — 160 л/мин.

Рукава высокого давления (РВД): условный диаметр (D_y) — 32 мм; номинальное давление — 32 МПа; длины РВД — 450—1450 мм.

Модуль упругости стенки РВД — 3200 МПа.

Модуль упругости металлических стенок — $2 \cdot 10^5$ МПа.

Модуль упругости рабочей жидкости (при н. у.) — 1500 МПа.

Плотность рабочей жидкости (при н. у.) — 900 кг/м³.

Процентное содержание нерастворённого воздуха в рабочей жидкости — 3 %.

Рассмотрим динамику работы стенда с постоянными (максимальными) рабочими объёмами насоса и мотора. Полагаем, что в рассматриваемом случае наиболее информативными показателями функционирования рекуперативной системы являются показатели мощностей асинхронного электродвигателя, насоса и мотора ГСТ, а также расходы через клапаны КПП и ОК, результаты расчёта которых приведены на рис. 2, 3.

Расчёт параметров рис. 2 проводился при условии работы клапана управления КПП: при $t \leq 2$ и $t \geq 5$ клапан открыт; при $2 < t < 5$ клапан закрыт. Давление настройки КПП составляло 16 МПа. Управление клапаном КПП обеспечивает вывод рекуперативной системы на режим после разгона механической системы.

По результатам моделирования был произведён расчёт коэффициента затрат рекуперативной системы на установившемся режиме для соответствующего передаточного отношения (при $i_2 = 1,05$ коэффициент затрат равен $k_{эфф} = 0,09$; при $i_2 = 1,25$ — $k_{эфф} = 0,26$; при $i_2 = 1,43$ — $k_{эфф} = 0,46$), который показал, что с повышением передаточного отношения i_2 эффективность рекуперативной системы испытаний объёмных гидромашин снижается.

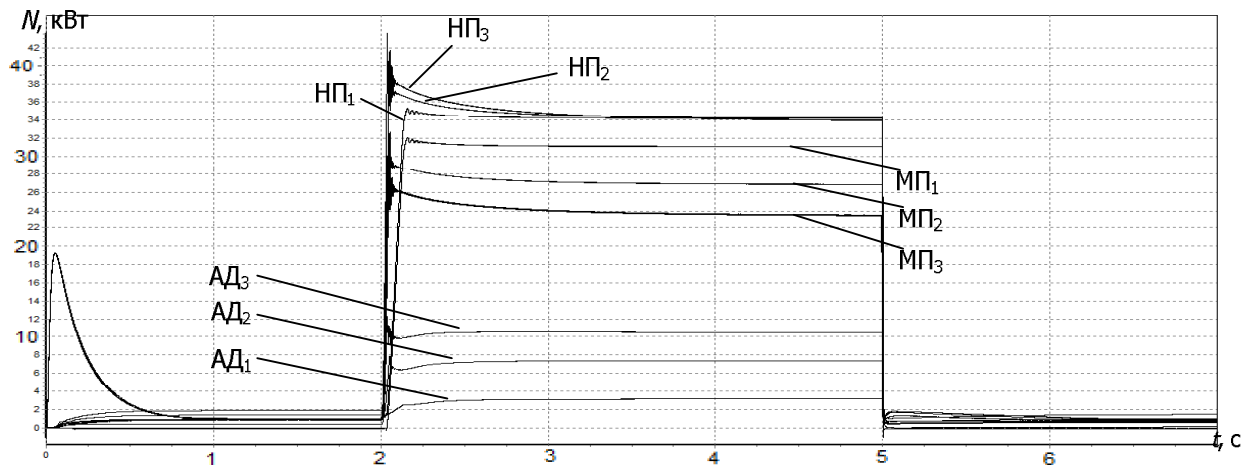


Рис. 2. Расчётные значения мощностей АД, НП и МП при различных передаточных отношениях i_2 : индекс 1 соотв. $i_2 = 1,05$, индекс 2 — $i_2 = 1,25$, индекс 3 — $i_2 = 1,43$

Расчёт значений мощностей (рис. 2) показывает, что увеличение передаточного отношения приводит к значительному росту потребляемой мощности электродвигателя, что объясняется увеличением расхода (и, соответственно, мощности потерь) рабочей жидкости через предохранительную систему КПП (рис. 2), что снижает эффективность рекуперативной системы. С другой

стороны, величина превышения подачи НП должна в достаточной степени превышать потребляемый расход МП для того, чтобы компенсировать утечки и перетечки рабочей жидкости в каналах НП, МП и КПП. Результаты расчёта также показывают, что выход на режим сопровождается резким повышением давления, которое ограничивает КПП, что может негативно сказаться на испытываемой ГСТ.

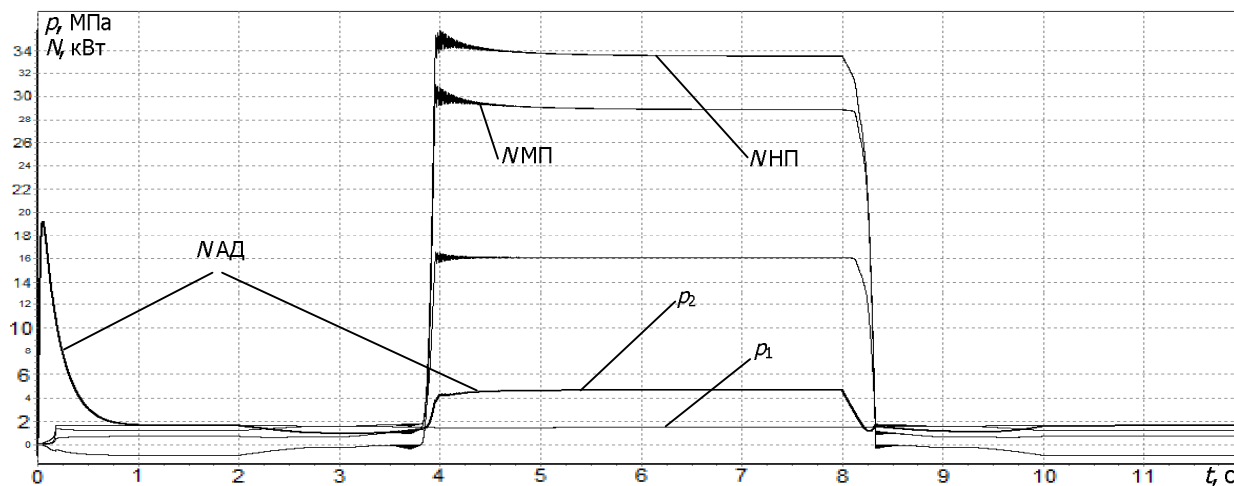


Рис. 3. Расчётные значения давлений напорной (p_1) и сливной (p_2) магистрали, а также мощности НП, МП и АД при отключённом ГПА

Время выхода на режим возможно увеличить следующими путями — плавное увеличение величины подачи рабочей жидкости НП в напорную магистраль системы над величиной потребляемого расхода МП за счёт изменения i_2 (или при $i_2 = const$ — плавное увеличение рабочего объёма НП) или установка пневмогидроаккумулятора напорной магистрали стенда (ГПА).

Расчёт системы с переменным рабочим объёмом НП проводился при закрытом клапане управления КПП и передаточным отношением $i_2 = 1,1$ для двух случаев — с отключённым ГПА и подключённым к напорной магистрали стенда ГПА. Давление настройки КПП составляет 16 МПа. Объём пневмогидроаккумулятора — 0,4 дм³, давление зарядки — 2 МПа. Результаты расчётов приведены на рис. 3, 4 и 5. В обоих случаях рабочий объём НП в течение первых двух секунд оставался равным нулю, затем линейно возрастал от 0 до 90 см³ в интервале времени от 2 до 4 секунд, далее до восьми секунд оставался равным 90 см³, после чего в течение двух секунд линейно снижался до нуля и далее был неизменен.

При величине расхода рабочей жидкости НП, равной нулю, испытываемый МП работает в режиме гидронасоса за счёт открытия обратного клапана ОК и подпитки напорной магистрали насосом подпитки (НШ). Плавное увеличение расхода рабочей жидкости, создаваемого гидронасосом НП, и работа обратного клапана ОК приводят к переводу работы МП из режима гидронасоса в режим гидромотора, после чего начинается процесс рекуперации энергии, сопровождающийся резким ростом давления в напорной магистрали вследствие высокой величины значения её приведённой жёсткости. Проведённый анализ показывает, что снижение скорости роста давления в рекуперативном режиме целесообразно проводить путём снижения приведённой жёсткости напорной магистрали, а именно установкой пневмогидроаккумулятора. Результаты расчёта рекуперативной системы стенда, оснащённой пневмогидроаккумулятором (ГПА), приведены на рис. 4 и 5.

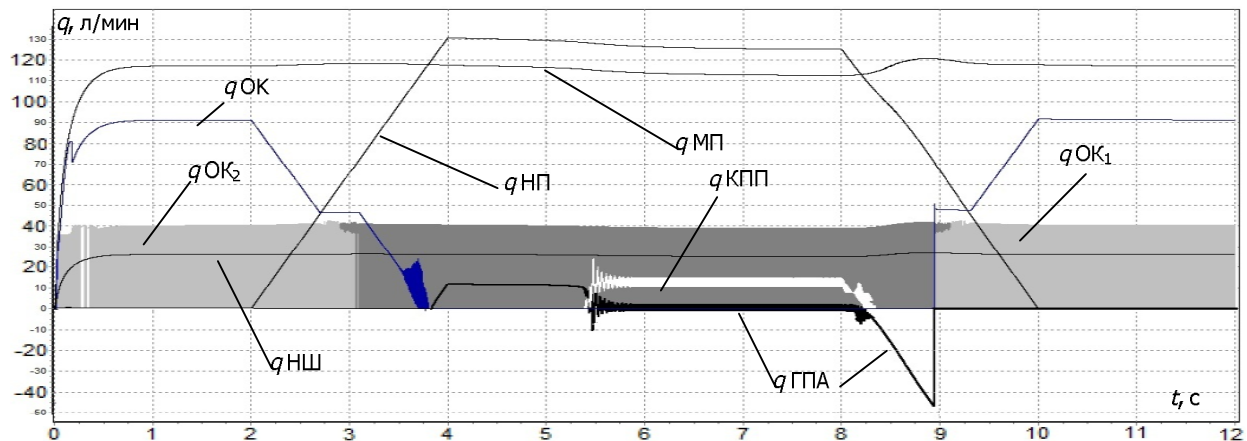


Рис. 4. Расчётные значения расходов рабочей жидкости НП, НШ, МП и через клапаны КПП, ОК, ОК₁ и ОК₂ (обратные клапаны насоса подпитки напорной и сливной магистрали соответственно) при подключённом ГПА

С увеличением передаточного отношения i_2 скорость заполнения рабочего объёма пневмогидроаккумулятора будет увеличиваться, что объясняется ростом разницы расходов рабочей жидкости соответствующих НП и МП напорной магистрали. Таким образом, рабочий объём пневмогидроаккумулятора можно выбрать путём его расчёта по времени выхода системы на заданный уровень давления напорной магистрали и разнице расходов рабочей жидкости, создаваемой НП и МП в условиях рекуперативного режима работы гидромеханической системы.

При выводе системы из рекуперативного режима её работы пневмогидроаккумулятор некоторое время поддерживает давление рабочей жидкости в напорной магистрали, что приводит к кратковременному превышению значения мощности, возвращаемой в систему испытаний благодаря работе МП, над величиной мощности, потребляемой гидронасосами НП и НШ. Пневмогидроаккумулятор в совокупности с напорной магистралью системы в приведённых условиях является источником энергии, что приводит к кратковременному превышению угловой скорости вращения ротора асинхронного электродвигателя над угловой скоростью вращения магнитного поля статора и переводу его работы в рекуперативный режим.

Таким образом, анализ результатов проведённых расчётов показывает, что наибольшее влияние на эффективность рекуперативной системы привода стенда испытаний гидростатической трансмиссии оказывает величина передаточного отношения механической передачи z , а также упруго-диссипативные свойства гидромеханической системы.

На рис. 6—8 приведены основные результаты экспериментальных исследований, в которых показателями функциональности предлагаемой системы были выбраны давления рабочей жидкости на входе и выходе НП и МП, а также частоты вращения валов I, II и III, что позволило произвести оценку эффективности системы путём расчёта коэффициента затрат в рекуперативном режиме. На рис. 6 приведены результаты исследований для рекуперативной системы, в которой передаточное отношение $i_2 = 1,05$, ГПА отключён. На рис. 7 — передаточное отношение $i_2 = 1,15$, ГПА отключён. На рис. 8 — передаточное отношение $i_2 = 1,1$, ГПА подключён (рабочий объём — 1 дм³, давление зарядки газовой камеры — 1,8 МПа). Во всех экспериментах: клапан управления КПП отключён, давление настройки КПП — 15,5 МПа; запуск системы осуществлялся при нейтральном положении золотника сервораспределителя, управляющего рабочим объёмом НП. После разгона механической системы ($t \approx 4-6$ с) рабочий объём НП изменялся до максимального значения и по прошествии некоторого времени ($\approx 5-10$ с) уменьшался до минимального значения. Время изменения рабочего объёма НП фиксировалось.

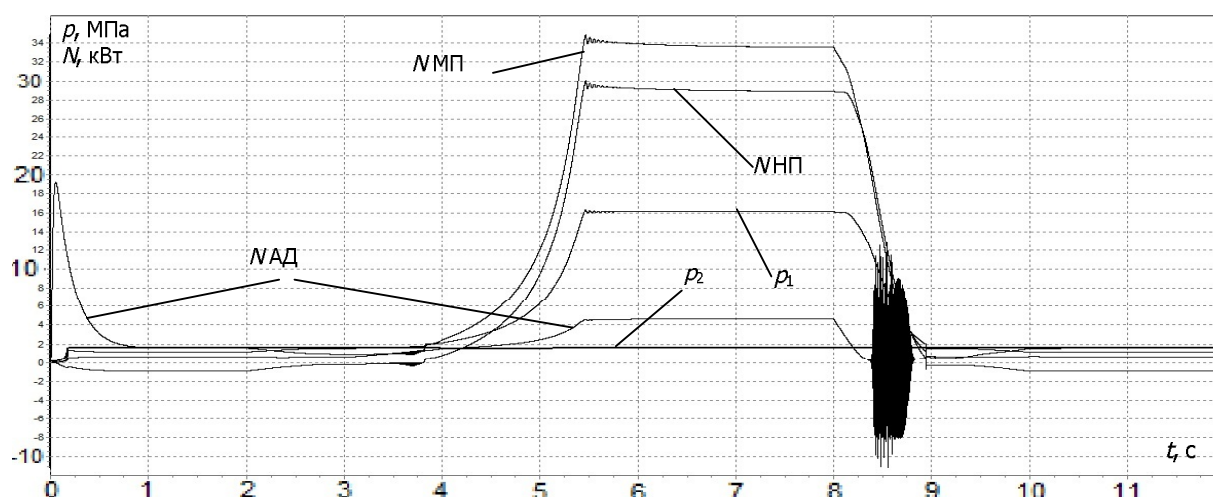


Рис. 5. Расчётные значения давлений напорной (p_1) и сливной (p_2) магистрали, а также мощности НП, МП и АД при под-
ключённом ГПА

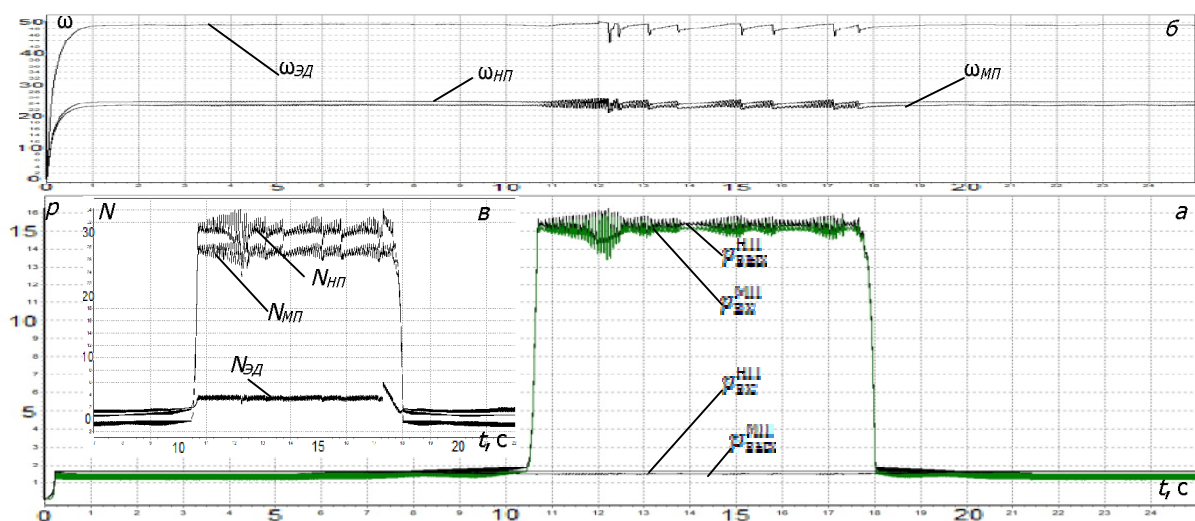


Рис. 6. Графики экспериментальных величин ($i_2 = 1,05$; ГПА отключён):

а — давления (МПа) на входе и выходе НП ($p_{вх}^{НП}$ и $p_{вых}^{НП}$) и МП ($p_{вх}^{МП}$ и $p_{вых}^{МП}$); б — частоты вращения (об/с) валов $\omega_{АД}$, $\omega_{НП}$ и $\omega_{МП}$; в — расчётные значения соответствующих активных мощностей (кВт) $N_{АД}$, $N_{НП}$ и $N_{МП}$, пересчитанные по экспериментальным данным (рис. а и б). Расчётное значение коэффициента затрат составляет $K_{эфф} = 0,135$

Сравнительный анализ предлагаемых характеристик указывает на удовлетворительную сходимость теоретических и экспериментальных исследований рекуперативной системы привода испытаний гидростатической трансмиссии (на примере ГСТ-90), что свидетельствует о том, что разработанная авторами математическая модель рекуперативной системы привода испытаний гидростатической трансмиссии удовлетворительно описывает её функционирование как на установившихся, так и на переходных режимах.

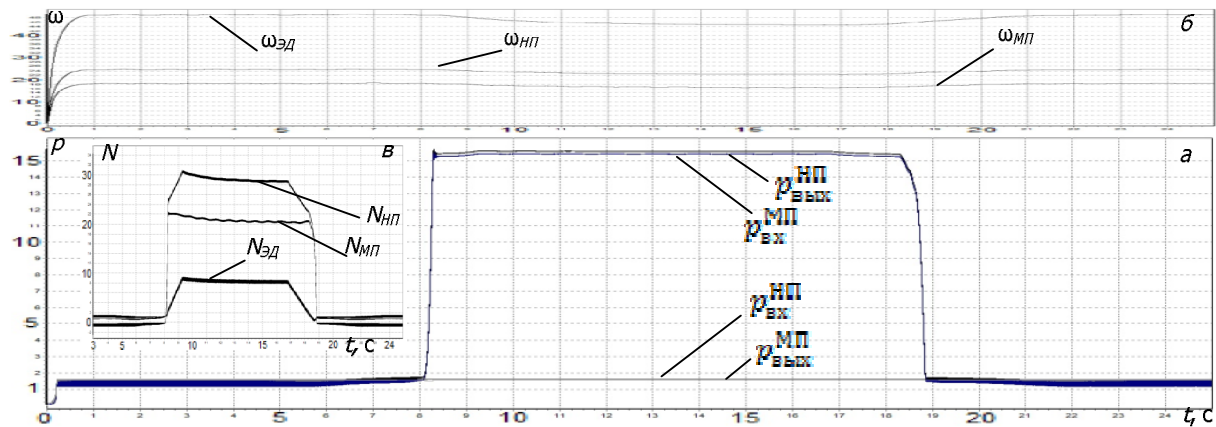


Рис. 7. Графики экспериментальных величин ($i_2 = 1,15$; ГПА отключён):

а — давления (МПа) на входе и выходе НП ($p_{вх}^{НП}$ и $p_{вых}^{НП}$) и МП ($p_{вх}^{МП}$ и $p_{вых}^{МП}$); б — частоты вращения (об/с) валов $\omega_{ЭД}$, $\omega_{НП}$ и $\omega_{МП}$; в — расчётные значения соответствующих активных мощностей (кВт) $N_{ЭД}$, $N_{НП}$ и $N_{МП}$, пересчитанные по экспериментальным данным (рис. а и б). Расчётное значение коэффициента затрат составляет $K_{эфф} = 0,65$

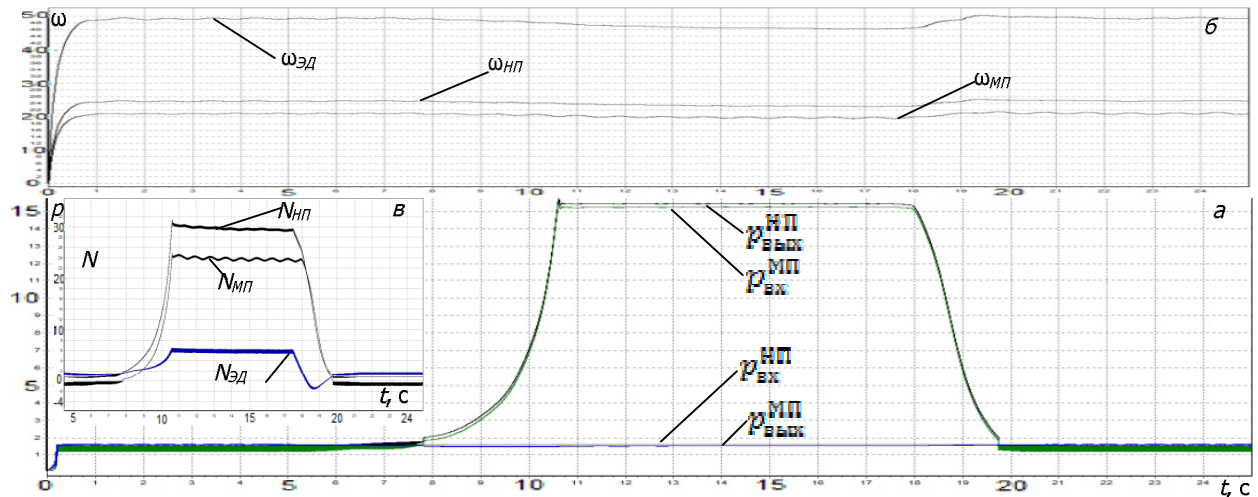


Рис. 8. Графики экспериментальных величин ($i_2 = 1,1$; ГПА подключён):

а — давления (МПа) на входе и выходе НП ($p_{вх}^{НП}$ и $p_{вых}^{НП}$) и МП ($p_{вх}^{МП}$ и $p_{вых}^{МП}$); б — частоты вращения (об/с) валов $\omega_{ЭД}$, $\omega_{НП}$ и $\omega_{МП}$; в — расчётные значения соответствующих активных мощностей (кВт) $N_{ЭД}$, $N_{НП}$ и $N_{МП}$, пересчитанные по экспериментальным данным (рис. а и б). Расчётное значение коэффициента затрат составляет $K_{эфф} = 0,215$

Выводы. Предлагаемая рекуперативная система привода стенда позволяет обеспечить создание заданных нагрузок испытываемых гидромашин в режиме работы, максимально приближённом к реальности, а также позволяет уменьшить затраты на проведение их испытаний.

Использование математической модели асинхронного электродвигателя позволило не только получить его динамические характеристики и оценить их влияние на работу предлагаемой рекуперативной системы, но и оценить эффективность работы рекуперативной системы в целом.

Использование теории моделирования гидромеханических систем, основанной на понятии приведённой жёсткости, в совокупности с учётом нелинейных упруго-диссипативных свойств энергоносителя системы (рабочей жидкости) позволило оценить количественное и качественное влияние различных конструктивных и функциональных параметров элементов гидромеханической системы на основные функциональные показатели её работы (в том числе и эффективность).

Установлено, что на основные функциональные и конструктивные параметры рекуперативной системы привода первостепенное влияние оказывают упруго-диссипативные свойства элементов источников и потребителей расхода гидравлической системы. С уменьшением приведённой жёсткости напорной магистрали уменьшается скорость роста давления при выходе системы на заданный уровень давления в рекуперативном режиме. Рост гидравлического сопротивления каналов гидромеханической рекуперативной системы повышает потери энергии, что снижает эффективность работы системы. Стабильность рекуперативного режима и его эффективность в совокупности ограничиваются устойчивостью работы предохранительной системы при минимальных значениях расходов через неё рабочей жидкости, величинами утечек рабочей жидкости из напорной магистрали в дренажную либо сливную систему, а также точностью передаточного отношения механической передачи, связывающей валы испытываемых объёмных гидравлических машин.

Библиографический список

1. Башта, Т. М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов / Т. М. Башта. — Москва: Машиностроение, 1974. — 606 с.
2. Никитин, О. Ф. Надёжность, диагностика и эксплуатация гидропривода мобильных объектов. Курс лекций с решением примеров: уч. пособие для вузов по направлению 150800 «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника», специальности 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / О. Ф. Никитин. — Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 312 с. — ISBN 978-5-7038-2965-3.
3. Пономаренко, Ю. Ф. Испытание гидропередач / Ю. Ф. Пономаренко. — Москва: Машиностроение, 1969. — 292 с.
4. О возможности регенерации мощности при испытании объёмных гидравлических машин с различными рабочими объёмами / А. Т. Рыбак [и др.] // Гидросистемы технологических и мобильных машин: межвуз. сб. науч. тр. — Ростов-на-Дону, 1998. — С. 60—64.
5. Рыбак, А. Т. Стенд для испытания объёмных гидромашин с рекуперацией энергии / А. Т. Рыбак, А. В. Сердюков // Вестник ДГТУ. — 2009. — Т. 9. — № 2 (41). — С. 249—254.
6. Мирошниченко, В. Г. Исследование динамических характеристик узлов металлорежущих станков на стадии проектирования: уч. пособие / В. Г. Мирошниченко. — Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2006. — 241 с.
7. Расчёт динамических характеристик металлорежущих станков: уч. пособие / В. А. Ванин [и др.]. — Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2007. — 104 с.
8. Устьянцев, М. В. Динамика трёхмассовой электромеханической системы привода стенда испытаний объёмной гидропередачи / М. В. Устьянцев, А. Т. Рыбак // Транспорт 2011: сб. тр. Междунар. науч.-практ. конф. — Т. I. — Ростов-на-Дону: РГУПС, 2011. — С. 353—355.
9. Рыбак, А. Т. Гидромеханические системы. Моделирование и расчёт: монография / А. Т. Рыбак. — Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2008. — 145 с.
10. Устьянцев, М. В. Влияние нерастворённого воздуха рабочей жидкости на коэффициент объёмной жёсткости гидросистемы / М. В. Устьянцев, А. Т. Рыбак, А. Г. Ефименко // Транспорт 2011: сб. тр. Междунар. науч.-практ. конф. — Т. I. — Ростов-на-Дону: РГУПС, 2011. — С. 356—357.
11. Юрьев, А. С. Справочник по расчёту гидравлических и вентиляционных систем / А. С. Юрьев. — Москва: Мир и Семья, 2006. — 1153 с.

Материал поступил в редакцию 20.12.2011.

References

1. Bashta, T. M. Ob`yomny`e nasosy` i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem: uchebnik dlya vuzov / T. M. Bashta. — Moskva: Mashinostroenie, 1974. — 606 s. — In Russian.
2. Nikitin, O. F. Nadyozhnost`, diagnostika i e`kspluatatsiya gidroprivoda mobil`ny`x ob`ektov. Kurs lekcij s resheniem primerov: uch. posobie dlya vuzov po napravleniyu 150800 «Gidravlicheskaya, vakuumnaya i kompressornaya texnika», special`nosti 150802 «Gidravlicheskie mashiny`, gidroprivody` i gidropnevmoavtomatika» / O. F. Nikitin. — Moskva: Izd-vo MGTU im. N. E`. Bauman, 2007. — 312 s. — ISBN 978-5-7038-2965-3. — In Russian.
3. Ponomorenko, Yu. F. Ispy`tanie gidroperedach / Yu. F. Ponomorenko. — Moskva: Mashinostroenie, 1969. — 292 s. — In Russian.
4. O vozmozhnosti regeneracii moshhnosti pri ispy`tanii ob`yomny`x gidravlicheskih mashin s razlichny`mi rabochimi ob`yomami / A. T. Ry`bak [i dr.] // Gidrosistemy` texnologicheskix i mobil`ny`x mashin: mezhvuz. sb. nauch. tr. — Rostov-na-Donu, 1998. — S. 60—64. — In Russian.
5. Ry`bak, A. T. Stend dlya ispy`taniya ob`yomny`x gidromashin s rekuperaciej e`nergii / A. T. Ry`bak, A. V. Serdyukov // Vestnik DGTU. — 2009. — T. 9. — # 2 (41). — S. 249—254. — In Russian.
6. Miroshnichenko, V. G. Issledovanie dinamicheskix xarakteristik uzlov metallovezhushnix stankov na stadii proektirovaniya: uch. posobie / V. G. Miroshnichenko. — Rostov-na-Donu: Izd. centr DGTU, 2006. — 241 s. — In Russian.
7. Raschyot dinamicheskix xarakteristik metallovezhushnix stankov: uch. posobie / V. A. Vanin [i dr.]. — Tambov: Izd-vo Tamb. gos. texn. un-ta, 2007. — 104 s. — In Russian.
8. Ust`yancev, M. V. Dinamika tryoxmassovoj e`lektromexanicheskoy sistemy` privoda stenda ispy`tanij ob`yomnoj gidroperedachi / M. V. Ust`yancev, A. T. Ry`bak // Transport 2011: sb. tr. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. — T. I. — Rostov-na-Donu: RGUPS, 2011. — S. 353—355. — In Russian.
9. Ry`bak, A. T. Gidromexanicheskie sistemy`. Modelirovanie i raschyot: monografiya / A. T. Ry`bak. — Rostov-na-Donu: Izd. centr DGTU, 2008. — 145 s. — In Russian.
10. Ust`yancev, M. V. Vliyanie nerastvoryonnogo vozduxa rabochej zhidkosti na koe`fficient ob`yomnoj zhyostkosti gidrosistemy` / M. V. Ust`yancev, A. T. Ry`bak, A. G. Efimenko // Transport 2011: sb. tr. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. — T. I. — Rostov-na-Donu: RGUPS, 2011. — S. 356—357. — In Russian.
11. Yur`ev, A. S. Spravochnik po raschyotu gidravlicheskih i ventilyacionny`x sistem / A. S. Yur`ev. — Moskva: Mir i Sem`ya, 2006. — 1153 s. — In Russian.

STUDY ON REGENERATIVE HYDROMECHANICAL TESTING SYSTEM OF POSITIVE-DISPLACEMENT HYDRAULIC MACHINES

A. T. Rybak, V. P. Zharov, M. V. Ustyantsev

(Don State Technical University),

A. G. Yefimenko

(Rostov State Transport University)

The basic theoretical and experimental results on the testing hydromechanical regenerative drive system of the positive-displacement hydraulic machines are presented. Its mathematical simulation principles are shown. The characteristic features of the system output to the plugging mode, as well as the factors influencing its stability, are considered.

Keywords: *positive-displacement hydraulic machines, hydrostatic transmission, testing hydromechanical regenerative drive system.*