

УДК 621.22-82

Анализ динамики объёмного гидропривода с частотным управлением при энергопитании от встроенного пневмогидравлического аккумулятора

Зуев Ю. Ю.¹, Зуева Е. Ю.¹, Голубев В. И.^{1,*}

* GolubevVI@mpei.ru

¹Национальный исследовательский университет МЭИ, Москва, Россия

Сформированы модели нестационарного движения выходного звена гидромотора объёмного гидропривода с частотным управлением при энергопитании мотора от пневмогидравлического аккумулятора (ПгА). Исследованы разгонные режимы вала мотора при действии различных нагрузок, приведены энергетические характеристики и алгоритмы расчёта ПгА. Показано, что за счёт ПгА возможно более чем в 2,5 раза снизить время разгона вала гидромотора. Однако решение вопроса о рациональной структуре и параметрии ПгА следует выполнять на основании комплексного анализа требований по функциональности, а также технико-экономическим и эксплуатационным показателям конкурентоспособности привода.

Ключевые слова: объёмный гидропривод, частотное управление, пневмогидравлический аккумулятор, разгонные режимы, энергетические характеристики

Введение

Генеральное направление совершенствования существующих и разработки новых технических объектов связано с ресурсосбережением и повышением их энергоэффективности. Разработан ряд стандартов директивного статуса по терминологии и методикам определения показателей (индикаторов, другое название – индексов) энергоэффективности [1,2]. Кроме объектов, непосредственно предназначенных для выработки энергии, Постановлением Правительства РФ сформирован перечень объектов высокой энергоэффективности, для которых не предусмотрено установление классов энергетической эффективности [3]. В п.21 Перечня к таким группам объектов отнесены «Устройства приводные (частотно-регулируемый привод)». Поскольку данные приводные устройства входят в состав силовых (исполнительных) систем самых разнообразных объектов, от степени энергоэффективности частотно-регулируемых приводных устройств зависят аналогичные показатели многих других групп объектов, детально перечисленных в [3]. Отметим также, что применение таких устройств позволяет реализовать перспективную концепцию построения полностью электрифицированного объекта [4–7].

Таким образом, одно из современных направлений повышения энергетической эффективности силовых приводов для мобильных и стационарных технических объектов (ТО) связано с решением актуальной задачи бесступенчатого управления скоростью движения выходных звеньев за счёт регулирования частоты вращения ротора приводящего двигателя, которым чаще всего является асинхронная машина. Сказанное в полной мере относится к объёмным гидравлическим приводам (разветвлённым гидросистемам и исполнительным модулям), развитие которых идёт по пути создания новых комбинированных схемных решений [7–13], внедрения методов структурной и многокритериальной оптимизации [14–17], а также попыток использования гидромашин с уникальными регулировочными и энергетическими свойствами [18].

Структура объёмных гидроприводов с частотным управлением (ОГП-ЧУ) включает регулируемый приводящий электродвигатель с системой управления и гидравлический контур (ГК), состоящий из нерегулируемого насоса, гидродвигателя и комплекта гидроаппаратуры. Таким образом, ОГП-ЧУ являются своеобразными электромеханическими приводами, роль механического редуктора или трансмиссии в которых выполняет ГК [12, 13, 19 – 23]. В промышленных ОГП-ЧУ чаще всего применяются асинхронные электродвигатели (АЭД), получающие электропитание от частотных преобразователей.

Характерным и весьма существенным недостатком таких приводов является длительность разгона выходного звена при поступлении ступенчатого управляющего сигнала, поскольку данный процесс определяется сравнительно низкими динамическими возможностями нагруженного АЭД, имеющего существенные ограничения по пусковым токам и тепловыделению [24]. В ОГП-ЧУ данный недостаток может быть устранён за счёт применения в составе ГК гидравлического аккумулятора, причём по совокупности технико-эксплуатационных показателей для большинства мобильных и многих стационарных объектов обычно отдаётся предпочтение пневмогидравлическим аккумуляторам (ПГА) [25]. Такой энергонакопитель позволяет улучшить энергоэффективность и быстродействие привода, снизить пульсации давления, повысить надёжность работы в штатных режимах и аварийных ситуациях (в том числе при отказе основного энергопитания). Он может использоваться для накопления гидравлической энергии от первичного источника (насоса) в периоды малого потребления жидкости, а также запасать энергию при работе привода в режимах рекуперации – при движении с помогающими (сопутствующими) нагрузками. Совокупность устройств, обеспечивающая данные режимы привода совместно с ПГА, образует блок энергонакопления-рекуперации.

Данные схемные решения в настоящее время считаются весьма перспективными при построении конкурентоспособных ОГП-ЧУ, например, ОГП лифтов, подъёмно-транспортных установок, транспортных систем, имеющих длительные периоды торможения и/или движения с сопутствующими нагрузками, инерционных суппортов крупных станков, робототехнических систем и т.п. Однако комплектация ОГП-ЧУ аккумулятором может привести к существенному ухудшению массогабаритных и

стоимостных показателей привода, т.е. снизить его конкурентоспособность – важнейший фактор успеха на рынке [14].

Поэтому обеспечение необходимой степени эффективности ОГП-ЧУ в составе каждого конкретного ТО требует анализа совокупности показателей в виде своеобразной дроби «совокупные издержки (затраты) / суммарный результат», чему в публикациях по тематике частотных приводов вообще и, в частности, ОГП-ЧУ, не уделяется внимания.

В настоящей статье рассматривается решение общей задачи повышения эффективности ПГА в составе ОГП-ЧУ в следующих важнейших аспектах:

- анализа разгонных режимов выходного звена гидродвигателя, работающего от ПГА при отсутствии гидропитания от насоса привода, что даёт возможность оценить динамику гидрофицированного ТО;

- нахождения потребных рабочих объёмов аккумуляторов, невытесняемых и конструкционных объёмов данных устройств, непосредственно характеризующих затратные факторы для решения задачи разгона выходного звена гидродвигателя привода до нужной скорости.

В качестве метода решения поставленных задач использовано математическое моделирование нестационарных процессов в исполнительной части ОГП-ЧУ с привлечением стандартных пакетов прикладных вычислительных программ.

Основная часть

Для решения используется схема, показанная на рис.1.

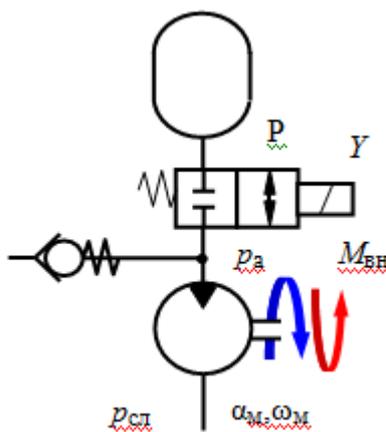


Рис.1

В качестве гидродвигателя использован гидромотор как наиболее часто применяемая в ОГП-ЧУ гидромашина.

В качестве основных допущений приняты следующие:

- аккумулятор соединяется с гидромотором «накоротко», без дросселей, ограничивающих скорость разрядки аккумулятора и, следовательно, ухудшающих разгонные свойства системы;
- гидросопротивление соединительных гидролиний и пускового распределителя P пренебрежимо мало;
- включение электромагнита Y и перемещение запорного элемента пускового распределителя происходит практически мгновенно;
- в исходном состоянии аккумулятор полностью заряжен;
- аккумулятор и гидромотор отключены от источника первичной гидроэнергии – насоса;
- жидкость и стенки конструкций системы недеформируемые, волновые процессы в гидролиниях не учитываются;
- рабочий объём аккумулятора обеспечивает разовый разгон вала гидромотора до требуемой угловой скорости.

Тогда уравнение динамического равновесия выходного звена ОГП-ЧУ (вала гидромотора с присоединённой к нему внешней нагрузкой) может быть представлено в следующем виде:

$$M_{\text{вн}} = J \frac{d^2 \alpha_{\text{м}}}{dt^2} + D \frac{d\alpha_{\text{м}}}{dt} + C\alpha_{\text{м}} + \left| M^F \right| \text{sign} \frac{d\alpha_{\text{м}}}{dt} + M_0 = (p_{\text{а}} - p_{\text{сл}}) V_{0\text{м}}, \quad (1)$$

где $M_{\text{вн}}$ – суммарный момент нагрузки на валу гидромотора; J – приведённый к валу гидромотора момент инерции всех подвижных частей, равный сумме момента инерции собственно мотора (M) $J_{\text{м}}$ и внешней нагрузки $J_{\text{вн}}$; D – коэффициент сил вязкого трения приведённых к валу мотора и определяемый как сумма коэффициентов вязкого трения мотора $D_{\text{м}}$ и внешней нагрузки $D_{\text{вн}}$; C – коэффициент позиционной составляющей нагрузки; M^F – момент сил контактного трения, задаваемый в виде идеальной релейной характеристики (о правомочности такого представления момента сил сухого трения см. в [9, 10, 12, 13]); M_0 – постоянная нагрузка (момент) на валу мотора; $p_{\text{а}}$, $p_{\text{сл}}$ – соответственно давление аккумулятора (в напорной гидролинии мотора) и давление в гидролинии слива; $V_{0\text{м}}$ – объёмная постоянная мотора на один радиан поворота вала гидромотора; $\alpha_{\text{м}}$ – угол поворота вала гидромотора; t – время.

Для решения уравнения (1) необходимо определить зависимость давления в напорной гидролинии от фазовых переменных системы (например, от $\alpha_{\text{м}}$ и/или t). Очевидно, что в зависимости от вида аккумулятора (пневмогидравлического, аккумулятора с пружинным энергетическим элементом, грузового) данная зависимость будет различной.

Как известно, энергетическая характеристика ПГА, имеющего политропический закон изменения объёма и давления в газовой полости, определяется соотношением:

$$p_{\text{а}} V_{\text{а}}^k = \text{const}, \quad (2)$$

где V_a – объём газовой полости, находящейся по давлением p_a ; k – показатель политропы, находящийся в зависимости от скорости изменения объёма газовой полости, в диапазоне от $k=1,1$ (для медленных процессов, близких к изотермическому) до $k=1,4$ (при быстром изменении объёма). Обычно используется значение $k=1,3$.

Совмещение графика зависимости изменения давления в ПГА как функции объёма газа в аккумуляторе с функциональной схемой идеализированного аккумулятора с эластичным и тонким разделителем газовой и жидкостной сред изображено на рис. 2.

Максимальное давление в ПГА p_a^{\max} рассчитывается из условия наибольшего давления в напорной гидрочерпункте системы p_n , характеризует полностью заряженный аккумулятор и имеет место при минимальном объёме сжатого газа V_0 . Минимальное давление p_a^{\min} соответствует нижней границе диапазона функционирования ПГА по давлению и существует при вытеснении из ПГА расчётного рабочего объёма V_p . При полном вытеснении всей жидкости из ПГА давление в газовой полости снижается до так называемого начального значения $p_a^{\text{нач}}$.

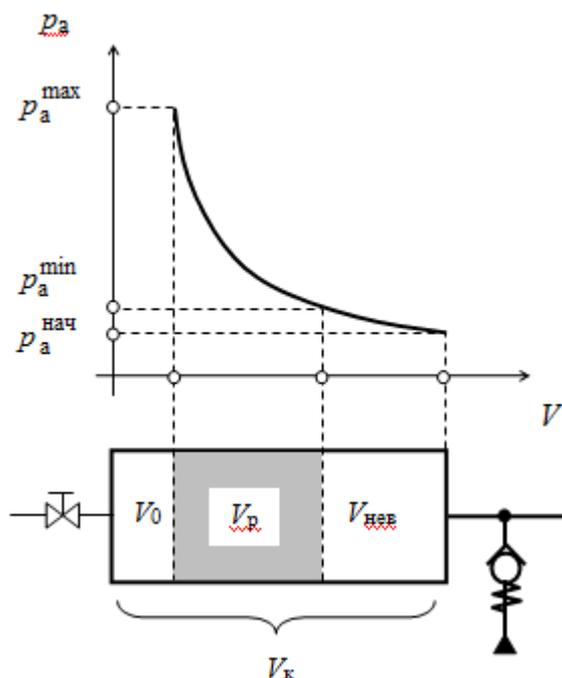


Рис. 1

В этом случае весь конструкционный объём аккумулятора V_k оказывается заполненным газом, что обычно не допускается по правилам эксплуатации.

Поэтому в аккумуляторе, разряженном до давления p_a^{\min} , обычно остаётся так называемый невытесняемый объём жидкости $V_{\text{нев}}$.

Из уравнения (2) можно установить связь давлений и объёмов газа в ПГА для двух состояний агрегата – полностью заряженного и выработавшего часть рабочего объёма вследствие поворота вала гидромотора на угол α_M :

$$p_H V_0^k = p_a^{\max} V_0^k = p_a \left(V_0 + V_{0M}^* \alpha_M \right)^k. \quad (3)$$

Таким образом, текущее давление ПГА может быть записано через геометрические параметры устройства и максимальное давление гидросистемы следующим образом:

$$p_a = p_a^{\max} \left(\frac{V_0}{V_0 + V_{0M} \alpha_M} \right)^k. \quad (4)$$

Очевидно, что при вытеснении всего рабочего объёма V_p вал гидромотора повернётся на максимальный угол α_M^{\max} , что позволяет представить соотношение (4) в виде:

$$p_a^{\min} = p_H \left(\frac{V_0}{V_0 + V_{0M} \alpha_M^{\max}} \right)^k = p_H \left(\frac{V_0}{V_0 + V_p} \right)^k. \quad (5)$$

Как правило, для поддержания давления в напорной гидролинии в ГК на достаточном уровне, минимальное значение давления даже при полностью выработанном рабочем объёме не должно быть ниже определённого предела. Обычно принимается $k_{p1} = p_a^{\min} / p_a^{\max} = 0,7 \div 0,8$, причём большее значение отношения давлений характерно для стационарных систем, меньшее – при использовании ПГА в мобильных объектах, поскольку позволяет получить компактную систему.

Тогда минимальный объём газовой полости ПГА будет равен:

$$V_0 = V_p \frac{(k_{p1})^{1/k}}{1 - (k_{p1})^{1/k}}. \quad (6)$$

Уравнение состояния газовой полости ПГА для давлений p_a^{\min} и $p_a^{\text{нач}}$ имеет вид:

$$p_a^{\min} \left(V_0 + V_p \right)^k = p_a^{\text{нач}} \left(V_0 + V_p + V_{\text{нев}} \right)^k. \quad (7)$$

Определение невытесняемого и конструкционного объёмов ПГА чаще всего выполняется по номограммам, графикам или таблицам, прилагаемым к паспорту аккумулятора. Однако при необходимости эти параметры можно найти и расчётным путём. Так, приняв отношение давлений $p_a^{\text{нач}} / p_a^{\min} = k_{p2} = 0,8 \div 0,9$, из последнего уравнения после преобразований получим выражение для невытесняемого объёма ПГА:

$$V_{\text{нев}} = (V_0 + V_p) \left[1 - (k_{p2})^{1/k} \right] \frac{1}{(k_{p2})^{1/k}}. \quad (8)$$

Очевидно, что полный (конструкционный) объём V_k аккумулятора представляет собой сумму начального, рабочего и невытесняемого объёмов:

$$V_k = V_0 + V_p + V_{\text{нев}}. \quad (9)$$

Соотношения (5) – (9) позволяют определить объёмы ПГА для характерных состояний устройства при известном значении рабочего объёма V_p , который, в свою очередь, находится на основании требуемой установившейся угловой скорости $\omega_M^{\text{уст}}$, соответствующей завершению процесса разгона вала гидромотора.

Уравнение нестационарного состояния системы «ПГА – гидромотор» получается из соотношений (1) и (3) и имеет вид:

$$J \frac{d\omega_M}{dt} + D\omega_M + C\alpha_M = \left[p_H \left(\frac{V_0}{V_0 + V_{0M}^* \alpha_M} \right)^k - p_{\text{сл}} \right] V_{0M} - |M^F| \text{sign} \frac{d\alpha_M}{dt} - M_0. \quad (10)$$

Решение нелинейного дифференциального уравнения (10) в аналитическом виде затруднительно, что предполагает использование стандартных вычислительных пакетов. В частном, часто встречающемся случае при $C=D=0$, аналитическое решение может быть получено без привлечения чрезмерно громоздких соотношений и преобразований.

Полагая, что при разгоне ротора гидромотора должен быть обеспечен близкий к апериодическому закон изменения угловой скорости, знак ω_M можно считать неизменным (например, положительным). Тогда при введении для ряда параметрических констант общее обозначение $M_c = p_{\text{сл}} V_{0M}^* + M^F + M_0$, уравнение (10) можно представить следующим образом:

$$J\omega_M \frac{d\omega_M}{d\alpha_M} = p_H V_{0M} \left(\frac{V_0}{V_0 + V_{0M}^* \alpha_M} \right)^k - M_c.$$

Следовательно:

$$J \int_{\omega_M} \omega_M d\omega_M = p_H V_{0M} V_0^k \int_{\alpha_M} \frac{d\alpha_M}{(V_0 + V_{0M}^* \alpha_M)^k} - M_c \int_{\alpha_M} d\alpha_M + \text{const}.$$

Согласно начальным условиям $\alpha_M|_{t=0} = 0$ и $\omega_M|_{t=0} = 0$ имеем:

$$\text{const} = -\frac{2p_H V_0}{J(1-k)}.$$

Тогда:

$$\omega_M^2 = \frac{2p V_0}{J(1-k)} \cdot \left[\left(V_0 + V_{0M} \alpha_M \right)^{(1-k)} V_0^{(k-1)} - 1 \right] - \frac{2M_c}{J} \alpha_M. \quad (11)$$

Таким образом:

$$\omega_M = \frac{d\alpha_M}{dt} = \sqrt{\frac{2}{J} \left\{ \frac{p V_0}{(1-k)} \cdot \left[\left(1 + \frac{V_{0M}}{V_0} \alpha_M \right)^{(1-k)} - 1 \right] - M_c \alpha_M \right\}}. \quad (12)$$

Решение дифференциального уравнения (12) в аналитическом виде требует разложения степенной функции в ряд Тейлора, оценки значимости отбрасываемых членов ряда и выполнения ряда громоздких преобразований. Поэтому нахождение зависимости $\omega_M(t)$ целесообразно осуществлять с помощью стандартных вычислительных пакетов.

С практической точки зрения часто представляет интерес определение максимального угла поворота вала гидромотора α_M^{\max} , соответствующего достижению $\omega_M^{\text{уст}}$. Для этого уравнение (11) представим в виде:

$$\frac{J\omega_M^2}{2} = \frac{p V_0}{(1-k)} \cdot \left[\left(1 + \frac{V_{0M}}{V_0} \alpha_M \right)^{(1-k)} - 1 \right] - M_c \alpha_M. \quad (13)$$

Введём обозначение:

$$K = \frac{(k_{pl})^{1/k}}{1 - (k_{pl})^{1/k}}.$$

Тогда уравнение (13) после несложных преобразований принимает следующий вид:

$$\frac{J\omega_M^2}{2} = \frac{p V_{0M} \alpha_M^{\max}}{(1-k)} K \cdot \left[\left(1 + \frac{\alpha_M}{\alpha_M^{\max}} K^{-1} \right)^{(1-k)} - 1 \right] - M_c \alpha_M. \quad (14)$$

При $\omega_M^{\text{уст}} \equiv \omega_M \Big|_{t=t_{\text{п}}} = \omega_M^{\infty} (1 - k_{\omega})$ вал гидромотора повернётся на максимальный

угол α_M^{\max} . Это позволяет представить уравнение (14) для данного состояния системы так:

$$\frac{J \left(\omega_M^{\text{уст}} \right)^2}{2} = A_{\Omega} \alpha_M^{\max}, \quad (15)$$

где параметрическая константа A_{Ω} имеет вид:

$$A_{\Omega} = \frac{p_{\text{н}} V_{0\text{м}}}{(1-k)} K \cdot \left[\left(1 + K^{-1} \right)^{(1-k)} - 1 \right] - M_{\text{с}}.$$

Из (15) легко найти максимальный угол поворота вала гидромотора, соответствующий окончанию процесса разгона, т.е. достижению угловой скорости установившегося режима работы системы:

$$\alpha_{\text{м}}^{\text{max}} = \frac{J}{2A_{\Omega}} \left(\omega_{\text{м}}^{\text{уст}} \right)^2.$$

Очевидно, что при отсутствии асимптотического приближения функции $\omega_{\text{м}}(t)$ к асимптоте $\omega_{\text{м}}^{\infty}$ в качестве установившегося значения угловой скорости целесообразно принимать $\omega_{\text{м}}^{\text{уст}} = \omega_{\text{м}}^{\infty}$.

Определение рабочего, начального, невытесняемого и конструкционного (полного) объёма пневмогидравлического аккумулятора для данного случая осуществляется по формулам (2) – (9).

В качестве примера ниже приведены результаты численного решения дифференциального уравнения разгона вала гидромотора (10) при мгновенном подключении полностью заряженного пневмогидравлического аккумулятора. Решение задачи было выполнено с помощью стандартной программы, основанной на использовании известного метода Рунге-Кутты 4-го порядка.

Математическая модель уравнения разгона вала, записанная в форме Коши и полученная в результате очевидных преобразований уравнения (10), имеет вид:

$$\dot{\alpha}_{\text{м}} = \frac{d\alpha_{\text{м}}}{dt} = \omega_{\text{м}};$$

$$\dot{\omega}_{\text{м}} = \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt} = \frac{1}{J} \left\{ D\omega_{\text{м}} + C\alpha_{\text{м}} = \left[p_{\text{н}} \left(\frac{V_0}{V_0 + V_{0\text{м}} \alpha_{\text{м}}} \right)^k - p_{\text{сп}} \right] V_{0\text{м}} - |M^F| \text{sign} \frac{d\alpha_{\text{м}}}{dt} - M_0 \right\}.$$

Начальные условия для численного решения: в начальный момент времени, т.е. при $t=0$ угол поворота вала мотора и угловая скорость вала равны нулю:

$$\alpha_{\text{м}}|_{t=0} = \omega_{\text{м}}|_{t=0} = 0.$$

Диапазоны изменения значений параметров системы при выполнении расчётов разгона вала гидромотора ОГП-ЧУ с гидропитанием от ПгА представлены ниже:

$J_{\text{вн}}=0,2 \div 3,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $D_{\text{вн}}=0,2 \div 0,30 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$; $M_0=1 \div 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M^F=1 \div 3 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $V_{0\text{м}}=16 \div 80 \text{ см}^3$; $V_0=5 \div 25 \text{ л}$; $k=1,3$; $p_{\text{н}}=32 \text{ МПа}$; $k_{\text{р1}}=0,8$; $k_{\text{р2}}=0,9$.

При варьировании каким-либо параметром значения остальных параметров соответствовали исходному (базовому) варианту привода, для которого начальный объём газовой полости ПГА принят равным $V_0=10$ л. Результаты расчётов при варьировании $J_{вн}$, $D_{вн}$, M_0 , V_0 , $V_{0м}$ привода представлены на рис. 3 – 22. Время разгона вала гидромотора без ПГА для базовой параметрии привода составило 5,5 с.

На рис. 3 показаны графики изменения угловой скорости вала гидромотора от времени разгона вала при различных значениях момента инерции внешней нагрузки привода, на рис. 4 – зависимости количества жидкости, вытесненной из ПГА, соответствующие данным разгонным режимам.

Штриховая горизонтальная прямая характеризует установившуюся максимальную угловую скорость вала гидромотора при энергопитании гидромашины от электронасосного агрегата в штатном режиме эксплуатации привода, как асимптоту установившейся скорости для переходного процесса (разгона вала). Точками на всех графиках показано время достижения максимальной угловой скорости вала гидромотора для базовых параметров привода.

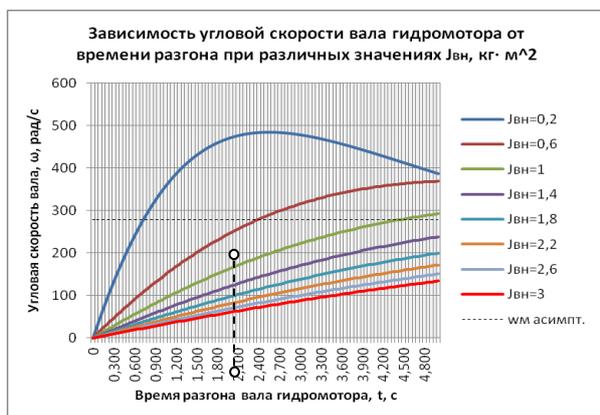


Рис. 3

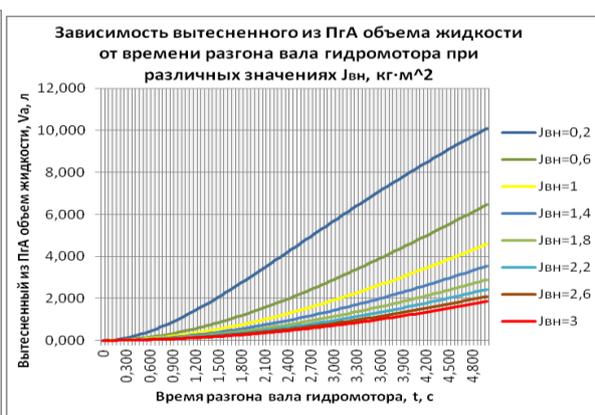


Рис. 4

Энергетические характеристики ПГА, обеспечивающего рассматриваемые режимы разгона вала гидромотора (зависимости совершаемой работы и мощности), изображены на рис. 5 и рис. 6.

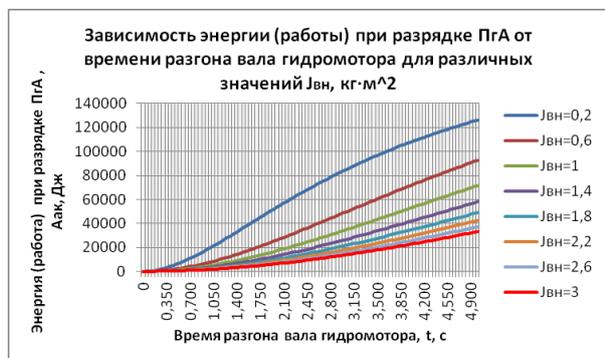


Рис. 5

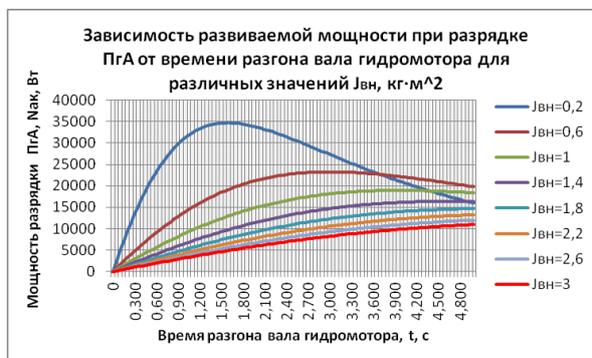


Рис. 6

На рис. 7 – 10 показаны аналогичные характеристики разгона вала гидромотора и ПГА при варьировании коэффициентом $D_{вн}$.

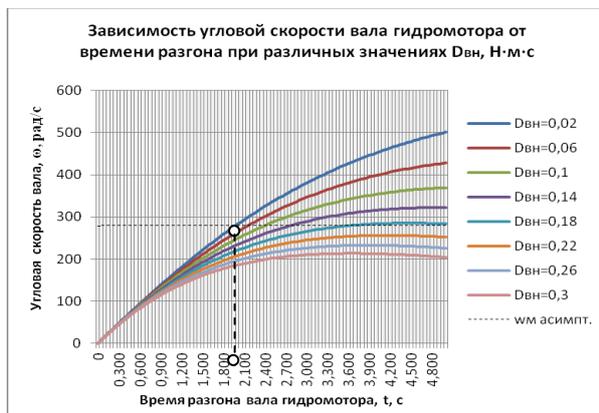


Рис. 7

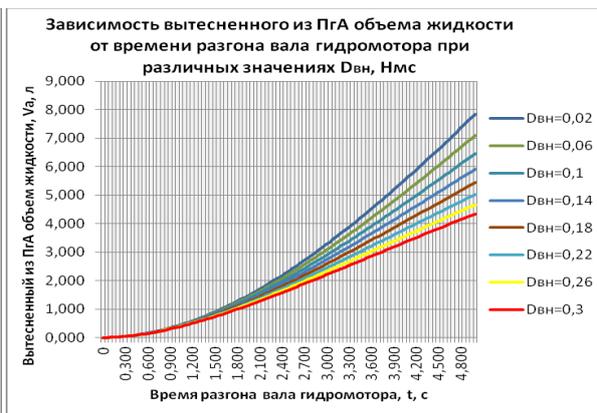


Рис. 8

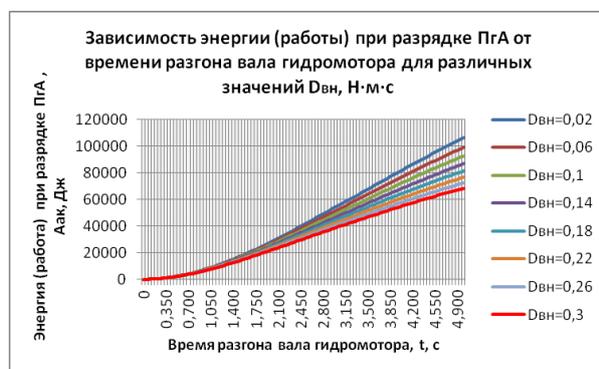


Рис. 9

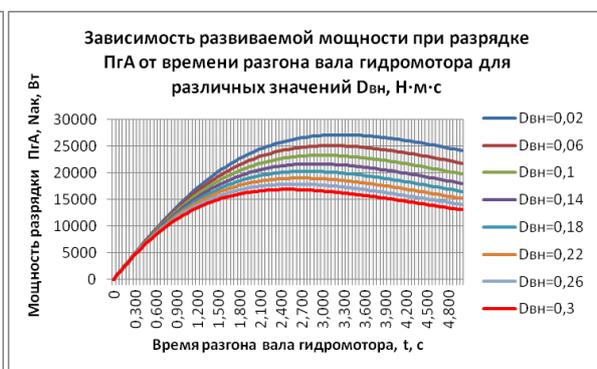


Рис. 10

Зависимости угловой скорости вала гидромотора, вытесненного из ПГА объема жидкости, совершённая ПГА работа и развиваемая аккумулятором мощность при разгоне вала гидромотора, имеющего различную постоянную нагрузку в виде момента $M_0=const$, показаны на рис. 11 – 14. Зависимости имеют очевидное физическое объяснение.

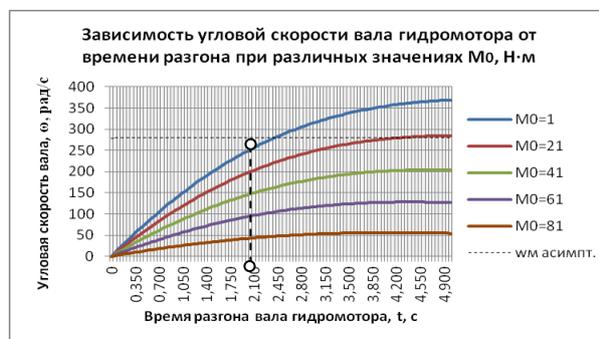


Рис. 11



Рис. 12

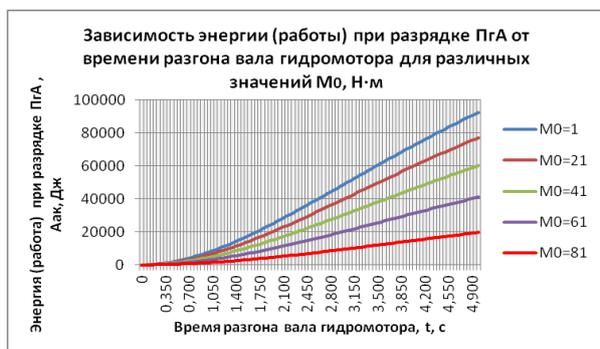


Рис. 13

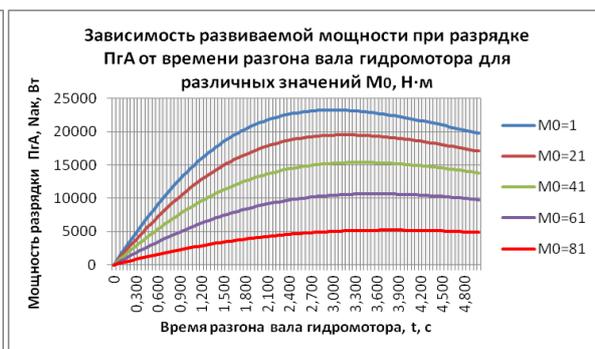


Рис. 14

На рис. 15 – 18 представлены графики изменения показателей разгона выходного вала привода, работы и мощности ПГА в зависимости от энергетических возможностей аккумулятора. Из графиков следует, что рост объема начальной газовой полости не оказывает существенного влияния на сокращение времени разгона выходного вала привода.

Так, для рассмотренного примера увеличение данного параметра с исходного значения ($V_0=10$ л) в 2,5 раза (до $V_0=25$ л) снижает время достижения валом гидромотора установившейся угловой скорости не более чем на 5%. В то же время уменьшение объема газовой полости в два раза по сравнению с исходным значением (до $V_0=5$ л) приводит к увеличению времени разгона вала почти в 1,5 раза.

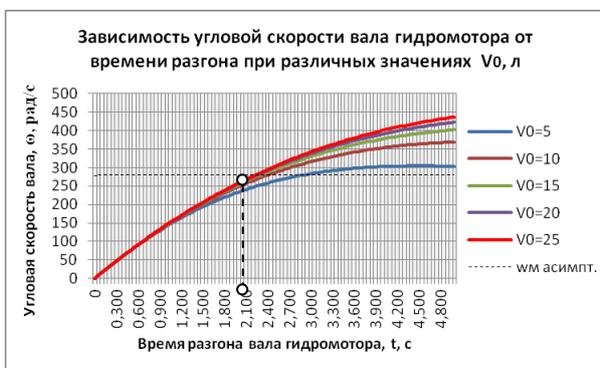


Рис. 15

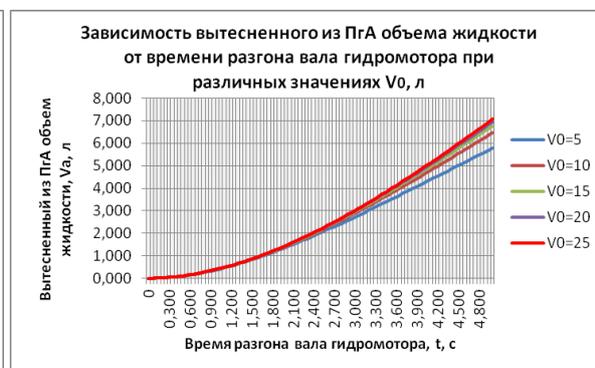


Рис. 16

Последняя серия графиков, представленных на рис. 17 – 22, рассчитана и построена при варьировании объемной постоянной гидромотора, т.е. передаточного отношения контура энергетики привода.

Поскольку комплектация привода гидромоторами с различными V_{0m} при неизменном электронасосном агрегате приводит к разным установившимся скоростям вращения вала гидромотора (при неизменных значениях частоты тока АЭД), то графики $\omega_m(t)$ имеют несколько штриховых асимптот. Зачернёнными точками на графиках рис. 19 показаны

установившиеся режимы вращения валов гидромоторов, соответствующие энергопитанию от электронасосного агрегата при максимальной частоте тока АЭД.

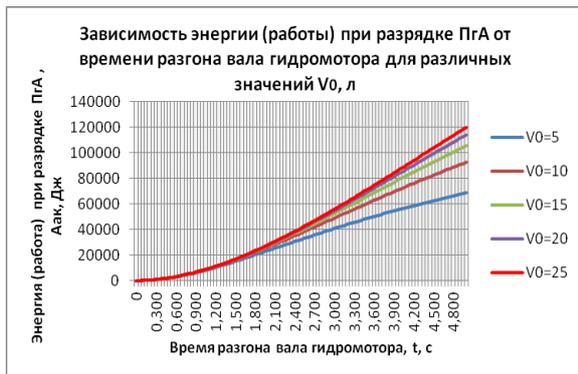


Рис. 17

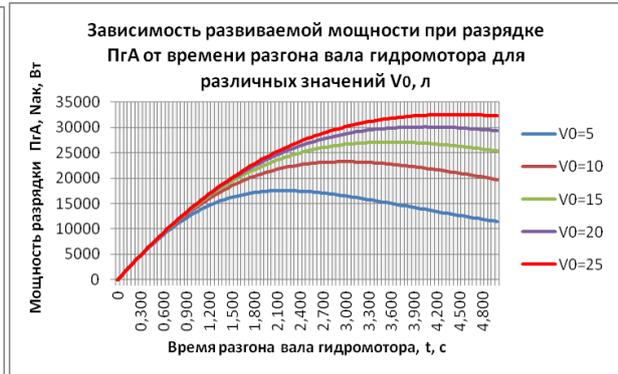


Рис. 18

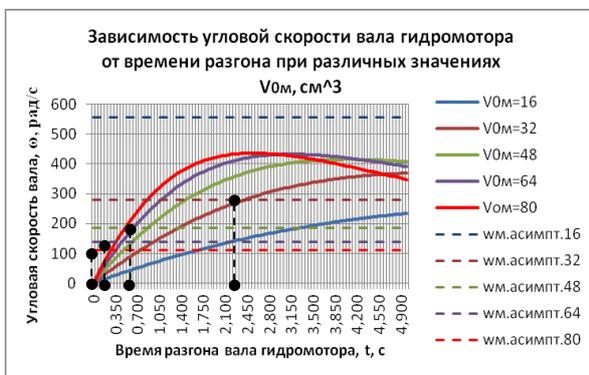


Рис. 19

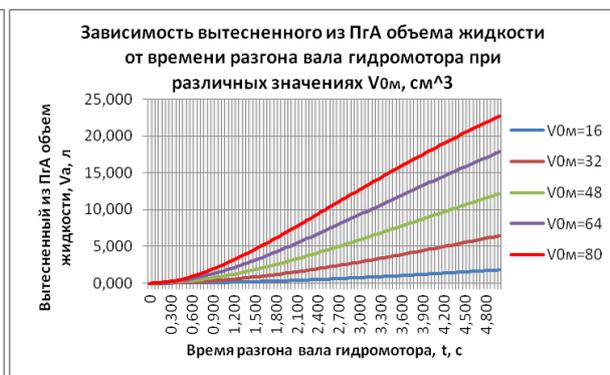


Рис. 20

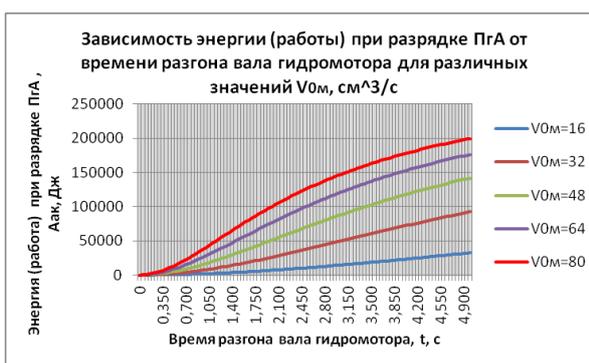


Рис. 21

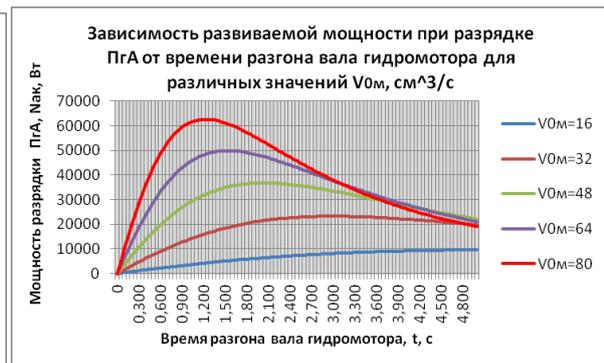


Рис. 22

Графики подтверждают известный факт о снижении времени разгона вала и установившейся скорости его вращения с ростом объемной постоянной гидромотора. В частности, для рассмотренного примера установка гидромотора с минимальной объемной постоянной ($V_{0м}=16 \text{ см}^3$) при имеющихся факторах нагрузки и ПГА с начальным объемом газовой полости $V_0=10 \text{ л}$ не позволяет достичь асимптотической угловой скорости,

которую привод имеет при энергопитании от электронасосного агрегата. Вместе с тем очевидно, что скоростные свойства ОГП-ЧУ с гидромотором, имеющим бóльшую объёмную постоянную, оказываются хуже привода, укомплектованного компактным, но развивающим меньшие тяговые моменты, гидродвигателем.

Заключение

В результате выполненных исследований могут быть сделаны следующие выводы:

1. Применение ПГА в составе ОГП-ЧУ привода позволяет существенно сократить время разгона вала гидромотора привода по сравнению с разгоном вала при энергопитании гидромотора только от АЭД (для рассмотренного примера – более чем в 2,5 раза).
2. Сокращение времени разгона вала гидромотора даёт возможность одновременно снизить пусковые токи и тепловыделение АЭД, что в ряде случаев является более важным, чем улучшение разгонных режимов.
3. При малой инерционности внешней нагрузки привода определяющую роль играет момент инерции ротора АЭД, вследствие чего направление развития ОГП-ЧУ, связанное со снижением инерционности ротора АЭД, следует считать вполне оправданным.
4. Рост вязкого трения ОГП-ЧУ проявляется в увеличении длительности процесса разгона вала гидромотора, в основном, в области повышенных угловых скоростей вала гидромашины и практически не сказывается в начальные промежутки времени разгона вала. Тем не менее, изменение вязкого трения влияет на установившуюся (асимптотическую) угловую скорость вала гидромотора. Это принципиально отличает данный вид нагрузки от инерционной, проявляющейся только в период разгона системы.
5. Аналогичное скоростной нагрузке и весьма существенное влияние на длительность разгонного режима и значение установившейся угловой скорости вала гидромотора оказывает постоянная нагрузка ОГП-ЧУ.
6. Влияние начального объёма газовой полости ПГА (запасённого энергозапаса в аккумуляторе) на длительность разгонного режима ОГП-ЧУ незначительно. Это может объясняться тем, что определяющее значение имеет поступление энергии в гидромотор на начальных стадиях разгона вала. Вместе с тем существует нижнее пороговое значение данного объёма, при снижении которого процесс разгона оказывается весьма затянутым по времени. Таким образом, стремление улучшить разгонные свойства ОГП-ЧУ за счёт установки более энергоёмкого и, следовательно, громоздкого и имеющего повышенную стоимость, ПГА, следует считать неоправданным.
7. Наиболее существенное влияние на сокращение времени разгона оказывает объёмная постоянная гидромотора (аналог передаточного отношения механического редуктора в электромеханическом приводе). Однако очевидно, что

рост этого параметра приводит к увеличению массогабаритных, стоимостных показателей гидромотора, требует установки более мощного электронасосного агрегата (для достижения прежней установившейся угловой скорости вала) и, следовательно, ухудшает технико-эксплуатационные и экономические показатели ОГП-ЧУ.

8. Решение вопроса о рациональной структуре блока энергонакопления-рекуперации и параметрии ПГА следует выполнять на основании анализа комплекса требований к функциональности ОГП-ЧУ в штатных и отказных режимах работы, а также совокупности технико-экономических и эксплуатационных показателей конкурентоспособности привода, определяемых назначением и спецификой конкретного гидрофицированного технического объекта.

Список литературы

1. ГОСТ Р 54 195-2010. Ресурсосбережение. Промышленное производство. Руководство по определению показателей энергоэффективности. М.: Стандартинформ, 2011. 8 с.
2. ГОСТ Р 51380-99. Энергосбережение. Методы подтверждения соответствия показателей энергетической эффективности энергопотребляющей продукции их нормативным значениям. М.: Госстандарт России, 2000. 7 с.
3. Постановление Правительства РФ от 16 апреля 2012 г. № 308 «Об утверждении объектов, имеющих высокую энергетическую эффективность, для которых не предусмотрено установление классов энергетической эффективности». 2012. 11 с. // Интернет-портал «Российской Газеты», 24 апреля 2012 г. Режим доступа: <http://www.rg.ru/2012/04/24/oborudovanie-site-dok.html> (дата обращения 01.02.2015).
4. Новосёлов Б.В. Тенденции развития, проблемы, пути построения современного регулируемого привода // Междунар. конф. по математической теории управления в механике: сб. докл. (Суздаль, 22-27 июня 2007 г.). Владимир: ВлГУ, 2007. С. 45-47.
5. McCarty L.H. Concept eliminates central hydraulic system // Design News. 1988. Vol. 44, no. 4. P. 45-56.
6. Алексеенков А.С., Найденов Н.В., Селиванов А.М. Развитие авиационных автономных электрогидравлических приводов // Вестник Московского авиационного института. 2012. Т. 19, № 1. С. 43-48.
7. Свешников В.К. Развитие гидроприводов: итоги 2011 года // Гидравлика, пневматика, приводы (HPD). 2012. № 1. С. 3-8.
8. Гойдо М.Е. Некоторые пути повышения КПД объемных гидроприводов с управлением // Гидравлика, пневматика, приводы (HPD). 2013. № 2. С. 7-12.
9. Алексеенков А.С. Разработка электрогидравлической системы регулирования авиационного гидравлического привода с комбинированным управлением с целью улучшения его динамических свойств: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., МАИ, 2014. 22 с.

10. Селиванов А.М. Автономный электрогидравлический привод с комбинированным регулированием скорости выходного звена // Вестник Московского авиационного института. 2010. Т.17, № 3. С. 37-41.
11. Пильгунов В.Н. Математическая модель гидропривода с двойным объемным регулированием // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 7. С. 1-19. DOI: [10.7463/0714.0719749](https://doi.org/10.7463/0714.0719749)
12. Голубев В.И., Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю. Особенности работы и моделирования регулировочных характеристик объемного гидропривода с частотным и машинным управлением // Вестник Московского энергетического института. 2012. № 1. С. 16-22.
13. Беляев О.А., Зуев Ю.Ю. Моделирование регулировочных характеристик объемного гидропривода с насосным и частотным управлением // Междунар. науч.-техн. конференция «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»: сб. ст. (Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, декабрь 2011 г.). М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. С. 196-204.
14. Зуев Ю.Ю. Основы создания конкурентоспособной техники и выработки эффективных решений. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. 402 с.
15. Боровин Г.К., Попов Д.Н. Многокритериальная оптимизация гидросистем. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 94 с.
16. Попов Д.Н., Замараев Д.С. Концепция оптимизации электрогидравлического следящего привода с дроссельным регулированием // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 6. С. 99-112. DOI: [10.7463/0613.0569281](https://doi.org/10.7463/0613.0569281)
17. Щербачёв П.В., Семенов С.Е. Электрогидравлический привод с дроссельным регулированием с повышенной энергоэффективностью // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 10. С. 93-104. DOI: [10.7463/1012.0465528](https://doi.org/10.7463/1012.0465528)
18. Домогацкий В.В. Создание гидропередачи на базе роликколопастных машин // Строительные и дорожные машины. 2009. № 5. С. 30-34.
19. Голубев В.И., Старцев А.В. Электрогидравлические приводы с регулированием частоты вращения приводного электродвигателя // Приводная техника. 1998. № 8/9. С. 29-33.
20. Голубев В.И., Глушенков В.А., Ожигин В.П. и др. Энергосберегающая гидравлическая система для городского транспорта // Приводная техника. 1997. № 3. С. 16-17.
21. Baum H. Adaptives Regelungskonzept für elektrohydraulische Systeme mit Mehrgrößenregelung // Ölhdraul. und Pneum. 2001. Т. 45, no. 9. S. 619-625.
22. Bryan J., Siebert G. Brushless motor drives injector's hydraulics // Hydraul. and Pneum. (USA). 1991. Vol. 44, no. 10. P. 41-43.
23. Kogel Ottmar. Unterstützung für die Frmatoren-Auslegung bei Verwendung drehzahlveränderlicher Stellantriebe. (SiPOS Aktorik GmbH) // Industriearmaturen. 2007. Т. 15, no. 4. S. 368-372.

24. Справочник по электрическим машинам. В 2 т. Т. 1 / под общ. ред. И.П. Копылова, Б.К. Клокова. М.: Энергоатомиздат, 1989. 456 с.
25. Свешников В.К. Аккумуляторы // Привод и управление. 2000. № 6. С. 30-35.

Dynamics Analysis of Frequency-Controlled Volumetric Hydraulic Drive with Power Supplied from the Built-in Pneumatic-Hydraulic Accumulator

Yu.Yu. Zuev¹, E. Yu. Zueva¹, V.I. Golubev^{1,*}

[*GolubevVI@mpei.ru](mailto:GolubevVI@mpei.ru)

¹National Research University "Moscow Power Engineering Institute",
Moscow, Russia

Keywords: volumetric hydraulic drive, frequency control, pneumatic-hydraulic accumulator, acceleration regimes, energy performances

The paper offers a volumetric hydraulic drive structure consisting of an unregulated pump, hydraulic motor, and energy accumulation block with pneumatic-hydraulic accumulator (PHA). Drive control is provided through frequency modification of current arriving at the asynchronous electric drive (AED) from the frequency changer.

The paper describes drive advantages when the energy accumulation block is set to allow power accumulation both from the AED and in recuperation regimes with moving outlet drive link with assisting loads. It offers simulation models and computer programmes to analyze a non-stationary movement of the outlet link of volumetric hydraulic drive with frequency control (VHD-FC) with hydraulic motor power supplied from the PHA. The paper examines acceleration regimes of motor axis under different loads and presents PHA energy characteristics and algorithms to find desirable operational non-displaced and constructional accumulator capacities that provide motor outlet link acceleration up to the necessary speed. It presents graphs to show changing motor axis angle speed and PHA-displaced fluid volume as well as energy and PHA power during its discharge versus acceleration time of the motor axis. These dependences are obtained through varying different parameters of the system, namely: inertia, viscous friction, constant load moment, and volumetric displacement.

The paper shows that decrease of inertia load and use of hydraulic motor with high volume constants result in the most essentially reduced acceleration time. Setting the PHA allows more than 2.5 times decreasing acceleration time of the motor axis. At the same time, because of the evidently complicated VHD-FC, taking decision on the sound PHA design and parameters must be based on the integration analysis of requirements. These requirements concern the VHD-FC reliability and performance in standard and failure modes as well as the technical-and-economic indexes and operation parameters of drive competitiveness, which are defined by specific designation of engineering hydraulically operating object.

References

1. GOST R 54 195-2010. Resursosberezhenie. Promyshlennoe proizvodstvo. Rukovodstvo po opredeleniyu pokazatelei energoeffektivnosti [State Standard of RF 54 195-2010. Resources saving. Industrial production. Guidance on regarding the indices (indicators) of energy efficiency]. Moscow, Standartinform Publ., 2011. 8 p. (in Russian).
2. GOST R 51380-99. Energoberezhenie. Metody podtverzhdeniya sootvetstviya pokazatelei energeticheskoi effektivnosti energopotrebyayushchei produktsii ikh normativnym znacheniyam [State Standard of RF 51380-99. Energy conservation. Methods of assurance for energy efficiency indicators of energy consumed products to its normative values. General requirements. Moscow, Gosstandart Publ., 2000. 7 p. (in Russian).
3. Postanovlenie Pravitel'stva RF ot 16 aprelya 2012 g. № 308 “Ob utverzhdenii ob"ektov, imeyushchikh vysokuyu energeticheskuyu effektivnost', dlya kotorykh ne predusmotreno ustanovlenie klassov energeticheskoi effektivnosti” [RF Government Decree of April 16, 2012 No. 308 “On approval of the objects with high energy efficiency, which is not provided for the establishment of classes of energy efficiency”]. Rossiiskaya Gazeta – RG.ru : internet-portal, 24 April, 2012. Available at: <http://www.rg.ru/2012/04/24/oborudovanie-site-dok.html>, accessed 01.02.2015. (in Russian).
4. Novoselov B.V. Development trends, problems and ways of building a modern variable speed drive. *Mezhdunar. konf. po matematicheskoi teorii upravleniya v mekhanike: sb. dokl.* [Proc. of the Intern. Conf. on Mathematical Control Theory in Mechanics], Suzdal', 22-June, 2007. Vladimir, VISU Publ., 2007, pp. 45-47. (in Russian).
5. McCarty L.H. Concept eliminates central hydraulic system. *Design News*, 1988, vol. 44, no. 4, pp. 45-56.
6. Alekseenkov A.S., Naidenov N.V., Selivanov A.M. The development of autonomous aircraft electrohydraulic drivers. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2012, vol. 19, no. 1, pp. 43-48. (in Russian).
7. Sveshnikov V.K. Hydraulic drives development: results of 2011. *Gidravlika, pnevmatika, privody (HPD)*, 2012, no. 1, pp. 3-8. (in Russian).
8. Goido M.E. Some ways to improve the efficiency of volumetric hydraulic drives with control. *Gidravlika, pnevmatika, privody (HPD)*, 2013, no. 2, pp. 7-12. (in Russian).
9. Alekseenkov A.S. *Razrabotka elektrogidravlicheskoj sistemy regulirovaniya aviatsionnogo gidravlicheskogo privoda s kombinirovannym upravleniem s tsel'yu uluchsheniya ego dinamicheskikh svoystv. Avtoref. kand. diss.* [Development of electro-hydraulic control system of aircraft hydraulic drive with combined control to improve its dynamic properties. Abstract of cand. diss.]. Moscow, MAI, 2014. 22 p. (in Russian).
10. Selivanov A.M. Electricity supplied electrohydraulic drive with combined control of output speed. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2010, vol. 17, no. 3, pp. 37-41. (in Russian).

11. Pil'gunov V.N. A Computational Model of Hydraulic Volume Displacement Drive. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2014, no. 7, pp. 1-19. DOI: [10.7463/0714.0719749](https://doi.org/10.7463/0714.0719749) (in Russian).
12. Golubev V.I., Zuev Yu.Yu., Zueva E.Yu. Peculiarities of operation and modeling of controlling characteristics of the volumetric hydraulic transmission with frequency and motor control. *Vestnik Moskovskogo energeticheskogo instituta = Vestnik MPEI*, 2012, no. 1, pp. 16-22. (in Russian).
13. Belyaev O.A., Zuev Yu.Yu. Modeling of adjusting characteristics of volumetric hydraulic drive with pump and frequency control. "Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika": sb. st. [Proc. of the International scientific and technical conference "Hydraulic machines, hydraulic drives and hydro pneumatic automation"], Moscow, Bauman MSTU, December 2011. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2011, pp. 196-204. (in Russian).
14. Zuev Yu.Yu. *Osnovy sozdaniya konkurentosposobnoi tekhniki i vyrabotki effektivnykh reshenii* [The basics of creating competitive technology and effective decision-making]. Moscow, MPEI Publishing House, 2006. 402 p. (in Russian).
15. Borovin G.K., Popov D.N. *Mnogokriterial'naya optimizatsiya gidrosistem* [Multi-criteria optimization of hydraulic systems]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007. 94 p. (in Russian).
16. Popov D.N., Zamaraev D.S. Concept of optimization of an electrohydraulic servo drive with throttle regulation. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2013, no. 6, pp. 99-112. DOI: [10.7463/0613.0569281](https://doi.org/10.7463/0613.0569281) (in Russian).
17. Shcherbachev P.V., Semenov S.E. Hydroelectric drive with throttle control with enhanced energy efficiency. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2012, no. 10, pp. 93-104. DOI: [10.7463/1012.0465528](https://doi.org/10.7463/1012.0465528) (in Russian).
18. Domogatskii V.V. Creation of hydraulic transmission based on roller-bladed machines. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny = Construction and Road Building Machinery*, 2009, no. 5, pp. 30-34. (in Russian).
19. Golubev V.I., Startsev A.V. Electro-hydraulic actuators with control of rotation speed of drive motor. *Privodnaya tekhnika = Drive Technique*, 1998, no. 8/9, pp. 29-33. (in Russian).
20. Golubev V.I., Glushenkov V.A., Ozhigin V.P., et al. Energy-efficient hydraulic system for urban transport. *Privodnaya tekhnika = Drive Technique*, 1997, no. 3, pp. 16-17. (in Russian).
21. Baum H. Adaptives Regelungskonzept für elektrohydraulische Systeme mit Mehrgrößenregelung. *Ölhydraul. und Pneum.*, 2001, t. 45, no. 9, ss. 619-625. (in German).
22. Bryan J., Siebert G. Brushless motor drives injector's hydraulics. *Hydraul. and Pneum.* (USA), 1991, vol. 44, no. 10, pp. 41-43.
23. Kogel Ottmar. Unterstützung für die Frmatoren-Auslegung bei Verwendung drehzahlveränderlicher Stellantriebe. (SiPOS Aktorik GmbH). *Industriearmaturen*, 2007, t. 15, no. 4, ss. 368-372. (in German).

24. Kopylov I.P., Klokov B.K., eds. *Spravochnik po elektricheskim mashinam. V 2 t. T. 1* [Handbook on electrical machines. In 2 vols. Vol. 1]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989. 456 p. (in Russian).
25. Sveshnikov V.K. Batteries. *Privod i upravlenie = Drive and control*, 2000, no. 6, pp. 30-35. (in Russian).