

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ (05.04.00)

УДК 621.83.062.1

Улучшение динамики объемного гидропривода с частотным управлением с помощью дополнительной обратной связи

Ю. Ю. Зуев*, Е. Ю. Зуева

Перечислены основные преимущества объемного гидропривода с частотным управлением (ОГП-ЧУ) как исполнительного модуля силовой системы полностью электрифицированного объекта по сравнению с гидроприводами с машинным управлением и традиционными электромеханическими приводами. Отмечено сравнительно низкое быстродействие частотно-управляемых гидроприводов. Рассмотрен способ улучшения динамики ОГП-ЧУ путем введения дополнительной обратной связи по скорости движения выходного звена (СОС). Сформированы универсальные модели ОГП-ЧУ с любыми видами гидродвигателей, позволяющие исследовать динамику привода, не имеющего специальной обратной связи по скорости движения выходного звена, и с СОС. Исследованы амплитудные (АЧХ) и фазовые (ФЧХ) частотные характеристики ОГП-ЧУ без скоростной обратной связи и с СОС при варьировании факторами нагрузки приводов: инерционностью и вязким трением, коэффициентом редукции (объемной постоянной гидромотора), а также эксплуатационными параметрами: температурой жидкости и объемными потерями, характеризующими износ гидромашин. Динамика ОГП-ЧУ оценивалась по показателю колебательности (динамическая работоспособность) и частотным показателям динамической конкурентоспособности: частоте основного резонанса, полосе пропускания по амплитуде, амплитудным и фазовым искажениям управляющего сигнала на контрольной частоте. Показано, что введение дополнительной скоростной обратной связи в структуру привода заметно повышает его динамические показатели и уменьшает эластичность механической характеристики (МХ). В частности, для ОГП-ЧУ мощностью 32 кВт полоса пропускания по АЧХ и ФЧХ может быть увеличена более чем в 2 раза, амплитудные и фазовые искажения управляющего сигнала удалось снизить в 1,5 — 2 раза. Редукторное исполнение привода, реализуемое за счет установки гидромотора с повышенной объемной постоянной, дополнительно улучшило динамику ОГП-ЧУ. Понижение эластичности рабочего участка МХ привода с СОС позволяет рассматривать такой ОГП-ЧУ практически без учета скольжения выходного звена. Учитывая достаточно простую и почти не требующую затрат аппаратную реализацию СОС, например с помощью программных средств частотного преобразователя ОГП-ЧУ, данный вид коррекции ОГП-ЧУ следует считать весьма эффективным.

Ключевые слова: объемный гидропривод, частотное управление, скоростная обратная связь, частотные характеристики, динамические показатели .

* zuevyy@gmail.ru

Введение

Одно из современных направлений развития силовых систем связано с реализацией перспективной концепции полностью электрифицированного объекта [1 — 3]. В соответствии с концепцией в структуре такого объекта имеется единая электрическая система, обеспечивающая все энергетические, управляющие и иные функции объекта, а исполнительными модулями традиционно являются электромеханические приводы (ЭлМП) различного вида с механическими редукторами [4, 5]. Функциональную альтернативу ЭлМП составляют моноблочные объемные гидравлические (гидростатические) приводы, регулирование скорости в которых осуществляется за счет дросселирования потока жидкости, изменения рабочих объемов насоса и, в общем случае, гидромотора, изменения частоты вращения вала насоса, а также комбинации перечисленных способов.

В последнее время весьма интенсивно развиваются объемные гидроприводы с частотным управлением (ОГП-ЧУ), т.е. с изменением скорости движения выходного звена за счет частоты вращения вала насоса, соединенного с валом приводящего электродвигателя. Наибольший интерес представляет анализ ОГП-ЧУ с асинхронными электродвигателями (АЭД), как наиболее применяющимися в разнообразных объектах общепромышленного назначения [6]. Скорость вращения вала АЭД регулируется частотными преобразователями (ЧП), имеющими развитую коммутационную систему со встроенными программируемыми контроллерами. Таким образом, ОГП-ЧУ представляет собой своеобразный ЭлМП, в котором вместо обычного используемого механического редуктора применяется гидростатический, входящий в так называемый контур энергетики (КЭ) привода. В структуру гидростатического редуктора входят объемно-роторный насос, блок защитной и коммутирующей гидроаппаратуры, герметичный гидробак и гидродвигатель с требуемым видом движения выходного звена — вращательным (гидромотор), поворотным (поворотный гидродвигатель) или возвратно-поступательным (один симметричный гидроцилиндр или два попарно закольцованных дифференциальных цилиндра). Преимущества гидростатического редуктора по сравнению с механическим достаточно полно представлены в [7 — 10] и сводятся к следующему:

отсутствию люфтов, повышенной надежности работы, в том числе в условиях знакопеременных и ударных нагрузок;

схемотехнической и, во многих случаях, конструктивной простоте образования типоразмерных рядов ОГП-ЧУ, благодаря использованию унифицированного электронасосного блока в сочетании с различными гидродвигателями;

удобству компоновки ОГП-ЧУ, обусловленному возможностью установки энергогенерирующей (в

частности, электронасосной) части привода на значительном удалении от гидродвигателя;

повышению энергоэффективности и улучшению разгонных показателей ОГП-ЧУ благодаря использованию в составе привода встроенного блока энергонакопления–рекуперации;

возможной интеграции насоса непосредственно в конструкцию приводящего ЭД, а также полной интеграции всех частей ОГП-ЧУ в единый моноблок, что практически исключает обслуживание на протяжении всего периода эксплуатации привода и соответствует современной тенденции разработки необслуживаемой техники, работающей по принципу «plug and play»;

широким возможностям структурной и параметрической модификации и модернизации, в том числе в направлении форсирования основных функциональных свойств (тяговых и скоростных), существенного улучшения надежности и живучести.

Вместе с тем ОГП-ЧУ имеет ряд недостатков, к числу которых относятся низкое быстродействие (по сравнению с дроссельным гидроприводом) и скоростная жесткость привода («плавание» скорости выходного звена при изменении действующей на него нагрузки) [10].

Таким образом, даже при высокой точности поддержания (или изменения по требуемым законам) частоты тока с помощью электронной системы ЧП в соответствии с поступающим на привод входным информационным сигналом, скорость движения выходного звена такого ОГП-ЧУ будет меняться в зависимости от нагрузки привода, температуры жидкости и степени износа гидромашин КЭ, а также из-за скольжения приводящего АЭД. В то же время известно, что охват системы автоматического регулирования обратными связями часто позволяет повысить ряд статических и динамических показателей и поэтому обоснованно считается весьма эффективным способом улучшения качества системы [4, 11]. Очевидно, что для обеспечения большей точности поддержания требуемой скорости выходного звена в режимах с произвольным законом движения выходного звена и меняющимися дестабилизирующими факторами (внешней нагрузки и др.) в структуру ОГП-ЧУ целесообразно введение дополнительной скоростной обратной связи (СОС).

В настоящей работе рассмотрены особенности структуры ОГП-ЧУ с дополнительной скоростной обратной связью, вопросы формирования сигнала СОС, моделирования ОГП-ЧУ с СОС и сопоставления динамических характеристик такого привода с ОГП-ЧУ без СОС.

Формирование модели ОГП-ЧУ с СОС

Поскольку инициирующим сигналом такой обратной связи является скорость движения выходного звена привода, то возможности коррекции скоростного режима ОГП-ЧУ ограничены только изменением час-

тоты тока, поэтому данная скоростная обратная связь должна охватывать весь КЭ привода, т.е. быть достаточно глубокой.

Реализация подобной СОС может быть осуществлена различными способами. В частности, так как сигнал по цепи СОС несет информацию о реальной скорости движения выходного звена ОГП-ЧУ, меняющейся в зависимости от действия различных факторов, то обеспечение скорости движения звена может быть выполнено коррекцией частоты сигнала, генерируемого ЧП с помощью программируемого контроллера частотного преобразователя [12 — 15].

В таком случае частота управляющего сигнала, поступающая на приводящий АЭД, является алгебраической суммой исходной частоты f , задаваемой для обеспечения того или иного режима движения выходного звена привода, а также корректирующей частоты Δf . При этом Δf зависит от различия так называемой эталонной скорости движения выходного звена ОГП-ЧУ $\dot{\chi}^{ЭТ}$, генерируемой контроллером ЧП, и реальной скорости $\dot{\chi}$. Эталонная скорость $\dot{\chi}^{ЭТ}$ имеет место при отсутствии скольжения АЭД, объемных потерь, деформации жидкости и стенок конструкции КЭ. Таким образом, при изменении $\dot{\chi}$ в результате появления любых дестабилизирующих факторов, в том числе вследствие варьирования нагрузкой привода, на АЭД будет подаваться напряжение с частотой, большей (в случае снижения $\dot{\chi}$ по сравнению с требуемым значением) или меньшей частоты входного информационного сигнала (при возрастании скорости движения выходного звена привода).

Практическое исполнение СОС требует установки бесконтактного датчика скорости (ДОС), блока преобразования сигнала с ДОС, аналого-цифрового преобразователя и дешифратора электрического напряжения СОС в частотную форму, а также блока сравнения задающей (входной) частоты и частоты по цепи СОС, формирующего частотную коррекцию. Современные ЧП, как правило, имеют достаточно развитую встроенную компьютерную систему обработки сигналов по нескольким входам и возможность принудительного программирования (так называемой «прошивки») встроенного контроллера в соответствии с требуемым алгоритмом обработки сигналов системы. Поэтому алгоритмическую и программную реализацию фрагмента коррекции частоты целесообразно реализовать с помощью программируемого контроллера ЧП.

Фрагмент, демонстрирующий возможную реализацию структурной схемы ОГП-ЧУ с такой ОС, показан на рис. 1.

Сигнал f_x представляет собой частоту, соответствующую действительной скорости движения выходного звена привода. Коэффициент k_u имеет значение «ноль» для ОГП-ЧУ исходной структуры (без СОС) и принимает значение «единица» при наличии дополнительной скоростной обратной связи.

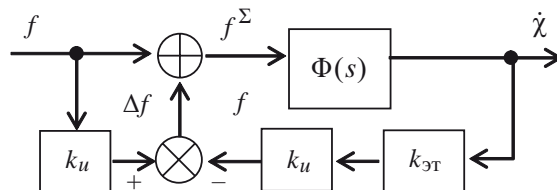


Рис. 1. Возможная реализация структурной схемы ОГП-ЧУ с СОС:

k_u — цифровой идентификатор структуры (исполнения) ОГП-ЧУ; $k_{ЭТ}$ — коэффициент связи (соответствия) скорости движения выходного звена привода и частоты, эквивалентной данной скорости в эталонной модели; $\Phi(s)$ — передаточная функция ОГП-ЧУ без СОС

Выражение для $k_{ЭТ}$ может быть найдено из условия связи частоты и отклика (скорости движения выходного звена эталонной модели привода). Поскольку при отсутствии объемных потерь фактическая подача насоса Q_H равна теоретической Q_H^T , следовательно

$$Q_H = Q_H^T = V_{0H}^* \omega_H = V_{0H}^* \omega_{ЭД}^c = V_F \dot{\chi}$$

то в силу известного равенства, связывающего синхронную угловую скорость вала АЭД с частотой тока и числом пар полюсов p_z электрической машины

$$\omega_{ЭД}^c = 2\pi \frac{f}{p_z},$$

получим:

$$\dot{\chi} = 2\pi \frac{V_{0H}^*}{V_F} \frac{1}{p_z} f = k_{ЭТ} f,$$

откуда следует:

$$k_{ЭТ} = 2 \frac{V_{0H}^*}{V_F} \frac{1}{p_z}.$$

В приведенных выше формулах V_F — характерный параметр гидродвигателя привода; V_{0H}^* — объемная постоянная насоса, приведенная к повороту вала гидромашин на один радиан».

Использование k_u позволяет сформировать единую модель ОГП-ЧУ для анализа динамики привода в его исходном состоянии (без СОС, т. е. при $k_u = 0$) и при наличии дополнительной скоростной обратной связи ($k_u = 1$). Структурная схема единой модели ОГП-ЧУ показана на рис. 2.

Выражение для $\Phi(s)$ может быть получено в результате моделирования процессов в АЭД и КЭ, включающем две объемные гидромшины, с учетом следующих допущений и условий:

работа АЭД проходит в пределах рабочего участка механической характеристики ($M_{Х_{ЭД}}$), имеющей практически линейный вид;

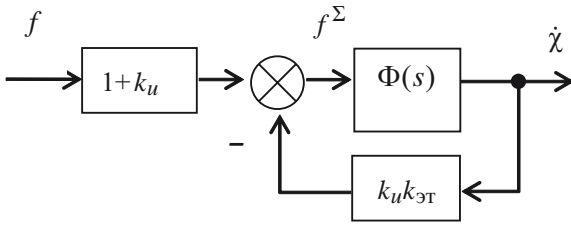


Рис. 2. Свернутая структурная схема линейной модели ОГП-ЧУ с СОС:

$\Phi(s)$ — передаточная функция КЭ привода без СОС

связь между напряжением на клеммах статора $U_{ст}$ АЭД и частотой тока f имеет линейный вид с коэффициентом пропорциональности k_{fu} [13];

изменение тока в роторе I_p АЭД, как функция $U_{ст}$, подчиняется аperiodическому закону первого порядка [13];

в модель КЭ привода входит симметричный эквивалентный гидродвигатель с соответствующими конкретному гидродвигателю (или совокупности гидродвигателей) скоростными и тяговыми свойствами.

Тогда линейная математическая модель ОГП-ЧУ представляет собой совокупность уравнений, связывающих частоту входного сигнала с напряжением статора и током ротора АЭД на рабочем участке $MX_{эд}$, частоту вращения вала насоса (равную частоте приводящего АЭД) с подачей насоса, скорость движения выходного звена привода с расходом жидкости, поступающей в ЭГД с учетом объемных потерь (утечек, перетечек и обусловленных деформацией жидкости и стенок конструкции КЭ) [9, 10, 13]:

$$\left. \begin{aligned} k_{fu} f &= U_{ст}; \\ U_{ст} &= \frac{1}{k_{эд}} (T_{эд} s + 1) I_p; \\ \omega_{эд} &= \omega_{эд}^c - \Delta\omega_{эд} = \omega_H; \\ \omega_{эд}^c &= k_{\omega 1} I_p; \\ \Delta\omega_{эд} &= k_{\omega 2} V_{0H}^* p; \\ \frac{1}{k_{\omega H}} (T_{\omega H} s + 1) \omega_H &= \omega_{эд}^c - \Delta\omega_{эд} = \\ &= k_{\omega 1} I_p - k_{\omega 2} M_{эд} = k_{\omega 1} I_{pH} - k_{\omega 2} V_0^* p; \\ V_{0H}^* \omega_H &= Q_H^T = V_F \dot{\chi} + \frac{1}{k_Q} (T_Q s + 1) p; \\ V_F p &= \frac{1}{k_{гд}} (T_{гд} s + 1) \dot{\chi} + M_{Rвн}, \end{aligned} \right\} (1)$$

где $k_{эд}$ — коэффициент связи статорного напряжения и тока в роторной цепи; $T_{эд}$ — электромагнитная постоянная времени АЭД, определяемая отношением индуктивности обмоток статора к их активному сопро-

тивлению; $\omega_{эд}$ — угловая скорость вала АЭД, нагруженного моментом $M_{эд}$, равная угловой скорости вала насоса ω_H ; $\omega_{эд}^c$ — синхронная угловая скорость АЭД (скорость ненагруженного АЭД, равная скорости холостого хода); $\Delta\omega_{эд}$ — потери (недобор) угловой скорости из-за нагрузки на валу АЭД (угловая скорость скольжения); $k_{\omega 1}, k_{\omega 2}$ — коэффициенты скорости холостого хода (синхронной скорости вала) АЭД по частоте и эластичности (скольжения) механической характеристики электродвигателя; p — перепад давлений в КЭ; $\dot{\chi}$ — скорость движения выходного звена гидродвигателя ОГП-ЧУ; $M_{Rвн}$ — внешняя нагрузка привода (момент или усилие), имеющая произвольную зависимость от фазовых координат системы; $k_{\omega H}, T_{\omega H}$ — константы, учитывающие нагрузку АЭД вследствие сил вязкого (скоростного) трения и работы системы охлаждения электродвигателя, а также инерционности ротора АЭД; k_Q — коэффициент учета объемных потерь в насосе и гидродвигателе КЭ; T_Q — постоянная времени КЭ, учитывающая деформацию рабочей жидкости и стенок конструкции контура энергетики (гидромашин и соединительных гидролиний); $k_{гд}$ — коэффициент нагрузки КЭ; $T_{гд}$ — постоянная времени, характеризующая отношение инерционной составляющей нагрузки к нагрузке вязкого трения.

В зависимости от вида ЭГД в модели (1) следует принимать:

$\dot{\chi} = \omega_M; M_{Rвн} = M_{вн}; V_F = V_{0M}^*; k_{гд} = k_M; T_{гд} = T_M;$
 $k_Q = k_{Q\omega}; T_Q = T_{Q\omega}$ — для гидромотора (М) или поворотного гидродвигателя (ПГД);

$\dot{\chi} = v; M_{Rвн} = R_{вн}; V_F = F; k_{гд} = k_{ц}; T_{гд} = T_{ц}; k_Q = k_{Qv};$
 $T_Q = T_{Qv}$ — для гидроцилиндра (Ц),

где ω_M — угловая скорость вала (М или ПГД); v — линейная скорость выходного звена гидроцилиндра; $M_{вн}$ — момент внешней нагрузки, приведенный к валу М или ПГД; $R_{вн}$ — усилие, приведенное к выходному звену Ц; V_{0M}^*, F — объемная постоянная М или ПГД, приведенные к повороту вала гидромашин на один радиан, и рабочая площадь вытеснителя (поршня или эквивалентного штока) Ц.

Константы, входящие в (1) определяются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} (k_{Q\omega})^{-1} &= k_{оп.н} + k_{оп.м}; T_{Q\omega} = \frac{k_{Q\omega}}{2} \left(\frac{V_{0M}}{E_M} + \frac{V_{0H}}{E_H} + \frac{2V_{0л}}{E_{л}} \right); \\ T_{Q\omega} &= \frac{k_{Q\omega}}{2} \left(\frac{V_{0M}}{E_M} + \frac{V_{0H}}{E_H} + \frac{2V_{0л}}{E_{л}} \right); (k_{Qv})^{-1} = k_{оп.н} + k_{оп.ц}; \\ T_{Qv} &= \frac{k_{Qv}}{2} \left(\frac{2V}{E_{ц}} + \frac{V_{0H}}{E_H} + \frac{2V_{0л}}{E_{л}} \right); T_{ц} = \frac{m}{D_{ц}}; k_{ц} = \frac{1}{D_{ц}}; \\ \frac{1}{k_{\omega H}} &= k_{\omega 2} (D_{эH} + D_{охл}) + 1; T_{\omega H} = \frac{k_{\omega 2} J_{эH}}{k_{\omega 2} (D_{эH} + D_{охл}) + 1}, \end{aligned} \right\}$$

где $J_{\text{эн}}$ — суммарный момент инерции ротора электродвигателя и насоса; $D_{\text{эн}}$ — коэффициент сил вязкого (скоростного) трения в электродвигателе и насосе; $D_{\text{охл}}$ — коэффициент сил вязкого трения, обусловленный работой системы встроенной вентиляции (охлаждения) электродвигателя; $V_{0н}, V_{0м}$ — объемные постоянные насоса и гидромотора; $V_{л}$ — объем внутренних полостей одной гидролинии между насосом и гидромотором; $V_{0м}^*$ — объемная постоянная гидромотора, приведенная к повороту вала гидромашины на радиан; $k_{\text{оп.н}}, k_{\text{оп.м}}$ — коэффициенты объемных потерь насоса и гидромотора, зависящие от вязкости рабочей жидкости и эквивалентных зазоров между подвижными деталями в машинах; $E_{н}, E_{м}, E_{л}$ — модули упругости жидкости и стенок конструкций насоса, гидромотора и гидролинии; J — суммарный момент инерции ротора гидромотора и внешней нагрузки привода; $D_{м}$ — суммарный коэффициент сил вязкого (скоростного) трения гидромотора и внешней нагрузки; $M_{\text{вн}}$ — момент внешней нагрузки привода, имеющий произвольную зависимость от фазовых координат системы; $k_{\text{оп.ц}}$ — эквивалентный коэффициент объемных потерь в гидроцилиндре, зависящий от вязкости рабочей жидкости и зазоров между подвижными деталями; $E_{ц}$ — приведенный модуль упругости жидкости и стенок конструкций гидроцилиндра; V — объем одной полости гидроцилиндра при среднем положении вытеснителя; m — суммарная масса вытеснителей гидроцилиндра и внешней нагрузки привода; $D_{ц}$ — суммарный коэффициент сил вязкого (скоростного) трения в гидроцилиндре и внешней нагрузки.

Коэффициенты $k_{\omega 1}, k_{\omega 2}$ определяются на основании установленного вида АЭД (числа пар полюсов p_z и скольжения асинхронного электродвигателя $s_{\text{ск}}$), номинальных значений частоты тока, момента и синхронной угловой скорости двигателя, определенных на этапе энергетического расчета ОГП-ЧУ по формулам [13]:

$$k_{fu} k_{\omega 1} k_{\omega 2} = \frac{[\omega_{\text{эд}}^c]}{[f]} = \frac{2\pi}{P_z}; \quad k_{\omega 2} = \frac{s_{\text{ск}} [\omega_{\text{эд}}^c]}{[M_{\text{эд}}]}.$$

Четвертое уравнение системы (1) — условие динамического равновесия вала АЭД, связанного с валом насоса. В том случае, если для охлаждения электродвигателя применяется независимое от режима работы электрической машины охлаждение, последняя составляющая нагрузки в правой части уравнения исчезает ($D_{\text{охл}} = 0$). Следует заметить, что такое исполнение АЭД имеет несколько меньший КПД из-за необходимости отбора части электрической энергии для работы системы принудительного охлаждения двигателя. Как показали расчеты, выполненные в [14], снижение общего КПД оценивается значениями 3,5 — 4,5% от мощности АЭД (заметим также, что установка системы принудительного охлаждения АЭД обычно более чем вдвое повышает массогабаритные и стоимостные показатели асинхронного электродвигателя, т.е. существенно снижает его конкурентоспособность [9]).

Структурная схема линейной модели ОГП-ЧУ, соответствующая уравнениям (1), приведена на рис. 3.

В результате преобразований схемы, представленной на рис. 3, имеем свернутую структурную схему ОГП-ЧУ в виде, изображенном на рис. 4.

Выражения для передаточной функции $W_2^*(s)$ и ее констант имеют вид [13]:

$$W_2^*(s) = \frac{k_1}{(b_3^* s^3 + b_2^* s^2 + b_1^* s + 1)} \times \left[\frac{1}{1 + \frac{k_1 k_{\omega 2} V_{0н}^* (T_M s + 1)}{(b_3^* s^3 + b_2^* s^2 + b_1^* s + 1) k_M V_{0м}^*}} \right] = \frac{k_2}{(c_3^* s^3 + c_2^* s^2 + c_1^* s + 1)},$$

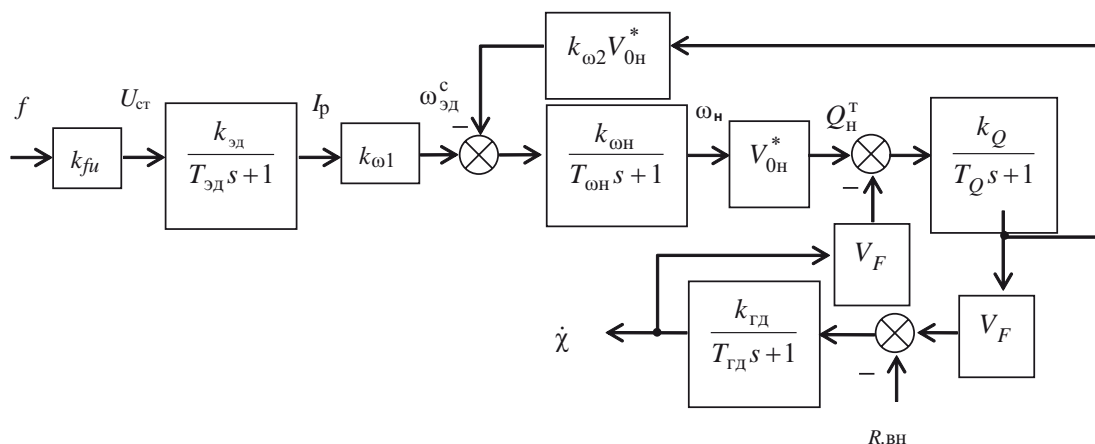


Рис. 3. Структурная схема линейной модели ОГП-ЧУ, соответствующая уравнениям (1)

где

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= \frac{k_Q k k V_0^* V_0^*}{(1+k_Q k (V_0^*)^2)}; k_2 = \frac{k_1}{1+\frac{k_1 k_2}{k} \cdot \frac{V_0^*}{V_0^*}}; \\ \frac{2}{3} &= \frac{Q}{1+k_Q k (V_0^*)^2}; \frac{1}{1} = \frac{Q^+}{1+k_Q k (V_0^*)^2}; \\ b_3^* &= a_2^* T; b_2^* = a_2^* + \frac{1}{1} T; b_1^* = \frac{1}{1} T; \\ \frac{3}{3} &= b_3^* \frac{k_2}{k_1}; \frac{2}{2} = b_2^* \frac{k_2}{k_1}; \frac{1}{1} = b_1^* \frac{k_2}{k_1}. \end{aligned} \right\}$$

Тогда искомая передаточная функция ОГП-ЧУ без СОС есть:

$$\begin{aligned} \Phi(s) &= \frac{\lambda(\chi)}{\lambda(f)} \Big|_{M_{R_{ВН}}=0} = \frac{k_\phi}{D_\phi(s)} = \\ &= \frac{k_2 k_{fu} k_{\omega 1}}{\frac{1}{\omega_1} s^4 + (c_3^* + T_{\text{эд}} c_2^*) s^3 + (c_2^* + T_{\text{эд}} c_1^*) s^2 + (c_1^* + T_{\text{эд}}) s + 1} = \\ &= \frac{k_2 k_{fu} k_{\omega 1}}{z_4^* s^4 + z_3^* s^3 + z_2^* s^2 + z_1^* s + 1}, \end{aligned} \quad (2)$$

где константы характеристического полинома системы определяются формулами:

$$\begin{aligned} z_4^* &= T_{\text{эд}} c_3^*; z_3^* = c_3^* + T_{\text{эд}} c_2^*; \\ z_2^* &= c_2^* + T_{\text{эд}} c_1^*; z_1^* = T_{\text{эд}} + c_1^*. \end{aligned} \quad (3)$$

Передаточный коэффициент k_ϕ представляет собой отношение установившейся скорости движения выходного звена к управляющей частоте, инициирующей перемещение звена с этой скоростью:

$$k_\phi = \lim_{s \rightarrow 0} \Phi(s) = \frac{\lambda^{\text{уст}}}{f^{\text{уст}}} \Big|_{M_{R_{ВН}}=0} = k_2 k_{fu} k_{\omega 1}.$$

Следовательно, выражение для передаточной функции ОГП-ЧУ с СОС может быть получено следующим образом (см. рис. 2, рис. 4):

$$\begin{aligned} \Phi_c(s) &= \frac{k_{\text{фс}}}{D_{\text{фс}}(s)} = \frac{k_\phi (1+k_u)}{(1+k_\phi k_u k_{\text{эт}})} \times \\ &\times \frac{1}{(z_4 s^4 + z_3 s^3 + z_2 s^2 + z_1 s + 1)}, \end{aligned} \quad (4)$$

где коэффициенты характеристического полинома данной модели привода определяются через соответствующие константы z_i^* уравнений (3) по формуле:

$$z_i = \frac{z_i^*}{1+k_\phi k_u k_{\text{эт}}}.$$

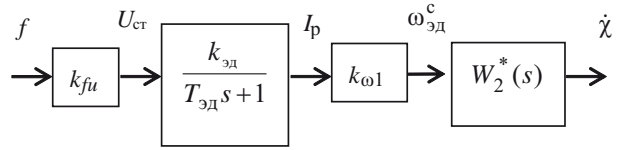


Рис. 4. Свернутая структурная схема ОГП-ЧУ

Соотношения для построения частотных характеристик ОГП-ЧУ с СОС и ОГП-ЧУ без СОС

Для оценки динамического качества ОГП-ЧУ используются частотные показатели динамической работоспособности, определяющие функциональную пригодность исследуемых приводов, а также показатели динамической конкурентоспособности (степени динамического совершенства), определяемые по амплитудным $\bar{A}(\omega)$ (АЧХ), логарифмическим амплитудным $L(\omega)$ (ЛАЧХ) и фазовым $\varphi(\omega)$ (ФЧХ) частотным характеристикам (ЧХ) замкнутого привода, как показано на рис. 5 (см. также [11]).

Для построения АЧХ и ФЧХ используются безразмерные относительные передаточные функции приводов, которые определяются через передаточные функции ОГП-ЧУ (2) или (4) в зависимости от вида привода по формуле [11]:

$$-(s) = \frac{(\) (s)}{\lim_{s \rightarrow 0} (\) (s)} = \frac{(\) (s)}{k (\)}.$$

Показателем динамической работоспособности, характеризующим степень устойчивости системы, является показатель колебательности M (максимальное значение АЧХ). В соответствии с [11] диапазон приемлемых значений M для механогидравлических систем находится в пределах $M = 1,1 - 1,8$, что соответствует $L_M = 20 \lg M = 0,83 - 5,11$. Частотными показателями динамической конкурентоспособности для ОГП приняты [9 — 11]: частота (угловая скорость колебаний) основного резонанса системы ω_p ; полоса пропускания (быстродействие) системы по АЧХ $\omega_{пА}$, оцениваемая на основании частоты снижения относительного усиления сигнала до уровня 0,707 (для ЛАЧХ это «- 3 дБ»); полоса пропускания (быстродействие) системы по ФЧХ $\omega_{пФ}$, оцениваемая на основании фазового запаздывания (сдвига) выходного сигнала относительно входного управляющего сигнала на «- 90 град.»; амплитудные $\delta \bar{A}_0$ (логарифмические амплитудные δL_0) и фазовые $\delta \varphi_0$ искажения входного информационного сигнала на установленной (заданной по условиям

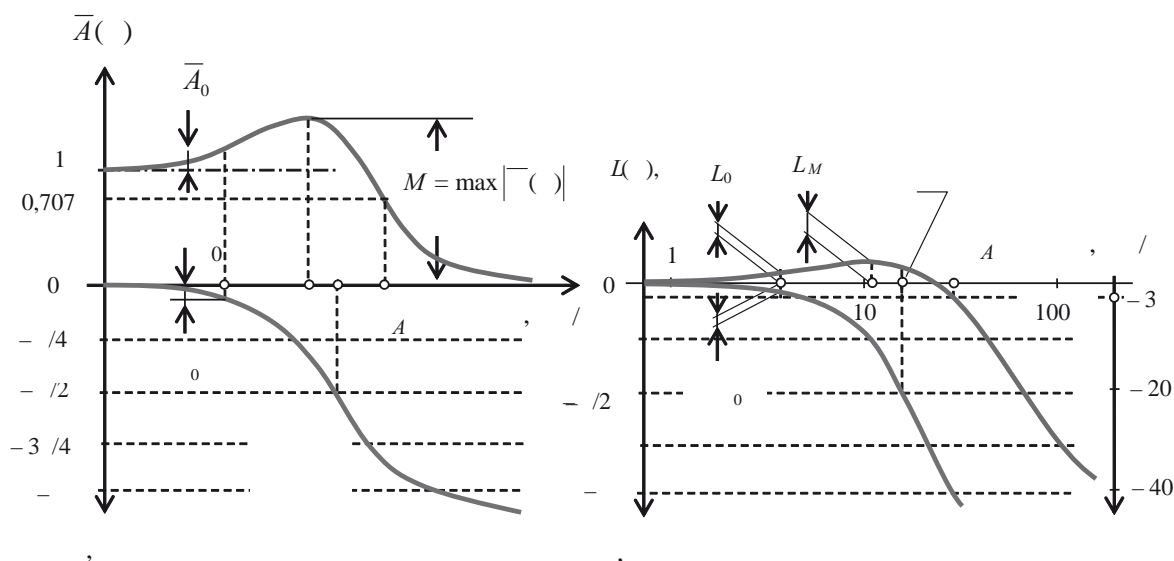


Рис. 5. Определение динамических показателей работоспособности и конкурентоспособности ОГП-ЧУ с СОС

работы привода в составе технического объекта) контрольной частоте ω_0 .

Как известно [11], между АЧХ и ФЧХ линейной модели имеется взаимно-однозначное соответствие, что позволяет в первом приближении ограничиться рассмотрением только амплитудно-частотных характеристик ОГП-ЧУ.

Анализ динамики ОГП-ЧУ с СОС и без скоростной обратной связи

Для исследования динамики ОГП-ЧУ в качестве объекта был взят привод с вращательным движением выходного звена, имеющий приводящий АЭД мощностью 32 кВт. В состав КЭ входят высокоскоростной аксиальный насос и гидромотор с двойным несилковым карданом и паспортным давлением в напорной гидрролинии 25 МПа. ЛАЧХ привода без СОС и со скоростной обратной связью показаны на рис. 6.

Графики, показанные на рис. 6, построены при варьировании следующими параметрами ОГП-ЧУ: коэффициентом вязкого (скоростного) трения нагрузки $D_{вн}$; моментом инерции внешней нагрузки привода $J_{вн}$; конструкционными коэффициентами объемных потерь насоса и мотора $k_{нц}$, $k_{мц}$; температурой жидкости $t_{ж}$, объемной постоянной гидромотора $V_{0м}$.

В качестве базовых параметров моделей ОГП-ЧУ при выполнении вариантных расчетов ЛАЧХ и ФЧХ использовались значения: $D_{вн} = 0,1 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$; $J_{вн} = 1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $k_{нц} = k_{мц} = 2,1 \cdot 10^{-14} \text{ м}^7/(\text{Н}\cdot\text{с})^2$; $t_{ж} = +80 \text{ }^\circ\text{С}$; $V_{0м} = 32 \text{ см}^3$.

Как следует из представленных характеристик, ОГП-ЧУ является устойчивой системой автоматического регулирования. Только при низких температурах рабочей жидкости (в данном случае при $t_{ж} = +20 \text{ }^\circ\text{С}$) и

характерных, как правило, для начального кратковременного периода запуска привода, наблюдается амплитудный всплеск, характеризующий колебательный переходный процесс в системе. Повышение температуры жидкости всего до $+50 \text{ }^\circ\text{С}$ и, как следствие, рост демпфирующей способности объемных потерь, приводят к апериодическому переходному процессу в системе.

Для повышения наглядности при сопоставлении быстродействия как одного из важных динамических показателей конкурентоспособности обоих рассматриваемых исполнений ОГП-ЧУ на рис. 7 представлены зависимости полосы пропускания моделей ОГП-ЧУ по ЛАЧХ для асимптоты « -3 дБ » и ФЧХ (асимптота « -90 град. ») при варьировании теми же параметрами, что и на рис. 6.

Для оценки динамической точности ОГП-ЧУ целесообразно воспользоваться представленными частотными характеристиками, введя такие показатели конкурентоспособности как амплитудные δL_0 и фазовые $\delta\phi_0$ искажения входного сигнала на определенной контрольной частоте f_0 (данной частоте соответствует угловая скорость колебаний ω_0), как показано на рис. 5.

Известно, что контрольная частота ω_0 , для которой оценивается совокупность динамических показателей привода, выбирается значительно меньшей (в 2 — 3 раза), нежели частоты, соответствующие полосе пропускания (по амплитуде и фазе), которые характеризуют предельные усилительные свойства привода [4, 11].

Из представленных ЛАЧХ и ФЧХ исследуемого привода видно, что для частотного диапазона до $\omega_{пА}$ и $\omega_{пФ}$ графики частотных характеристик имеют практически линейный вид. Это позволяет определять точностные показатели ОГП-ЧУ следующим образом:

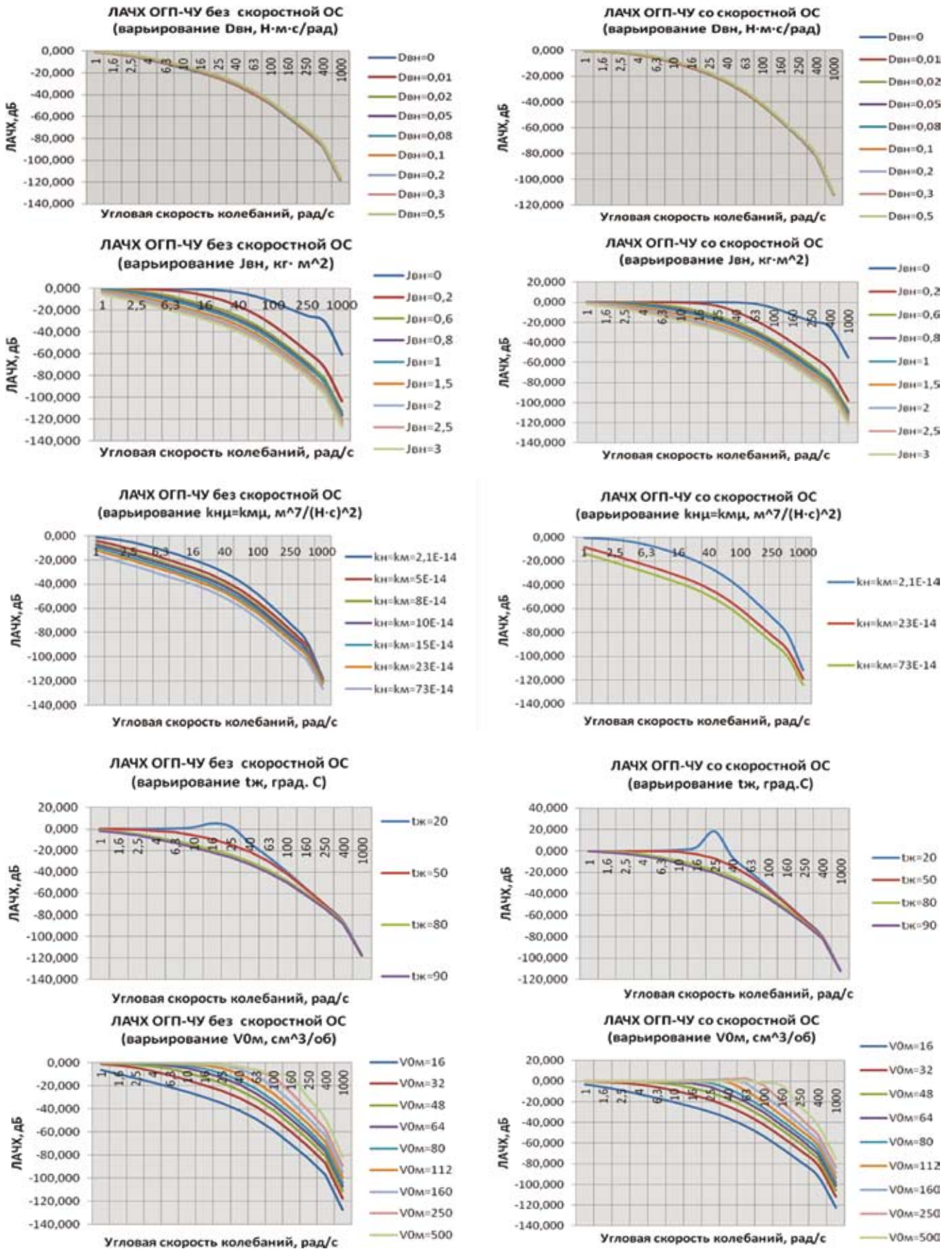


Рис. 6. LAЧХ привода без СОС и со скоростной обратной связью

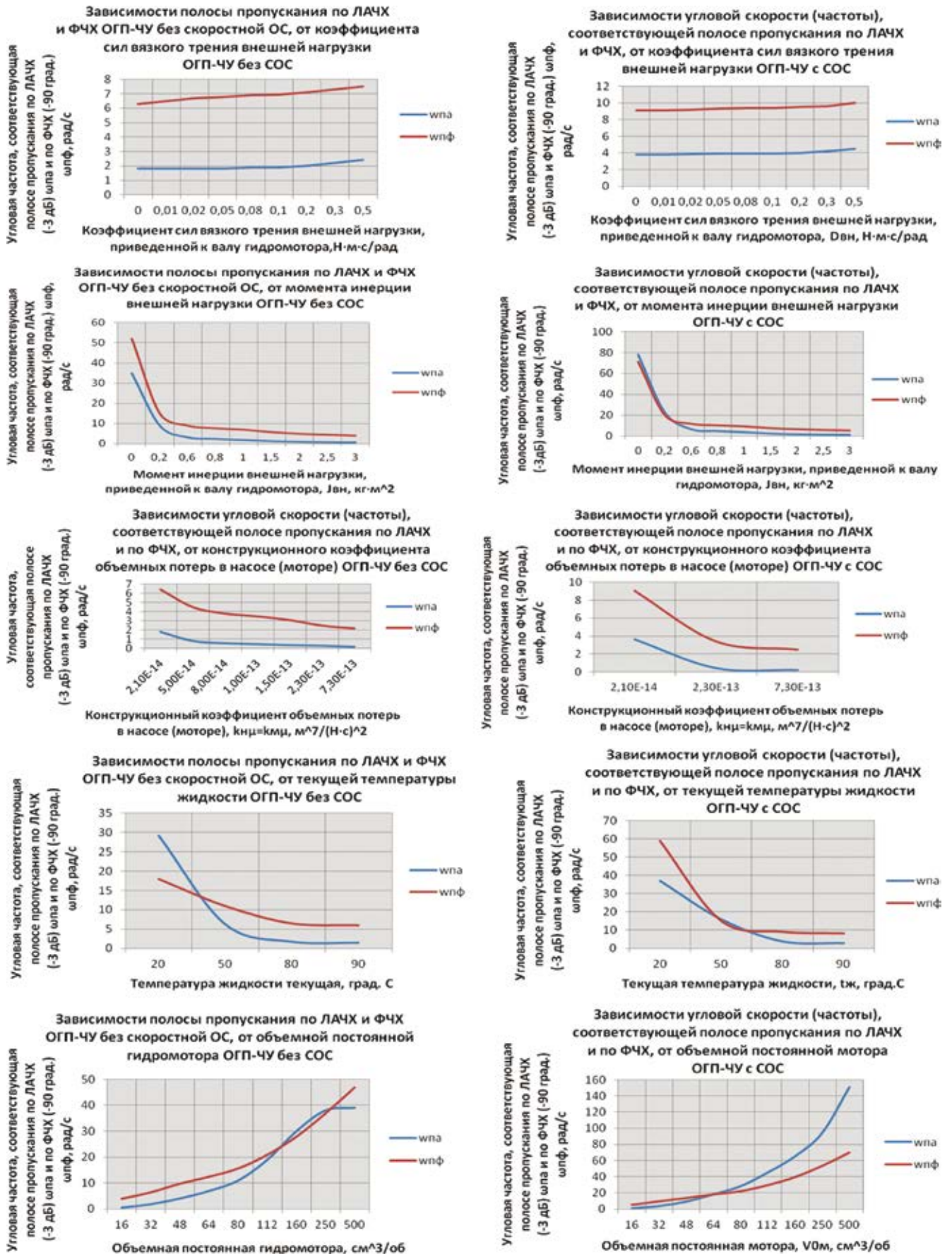


Рис. 7. Зависимости полосы пропускания моделей ОГП-ЧУ по ЛАЧХ для асимптоты «- 3 дБ» и ФЧХ (асимптота «- 90 град.»)

$$L_0 \equiv |L| = 0 = |L| \Big|_{\omega=0}; \quad \phi_0 \equiv |\phi| = 0 = |\phi| \Big|_{\omega=0},$$

где $[L_n]$ — значение ЛАЧХ для границы полосы пропускания привода по амплитуде (обычно $L_n = -3$ дБ); $[\phi_n]$ — значение ФЧХ для границы полосы пропускания привода по фазе (применительно к силовым приводам $\phi_n = -90$ град.); ω_n — полоса пропускания привода (равная $\omega_{пА}$ или $\omega_{пФ}$ в зависимости от специфики объекта и/или требований, предъявляемых к силовой системе).

Очевидно, что в случае необходимости, может быть учтен и знак динамической ошибки (в подавляющем большинстве случаев оказывается вполне достаточным определить лишь абсолютное значение ошибки [11]).

Выводы

Результаты численного моделирования показывают, что привод мощностью 30—32 кВт с гидромашинами в состоянии заводской поставки, т.е. имеющими минимальные значения конструкционного коэффициента объемных потерь при рабочих температурах в пределах от +80 — +90 °С и практически значимых диапазонах внешних нагрузок, имеет полосу пропускания по уровню «-3 дБ» не более 8 рад/с (1,27 Гц). Эти показатели существенно хуже, чем у привода аналогичной мощности с дроссельным управлением, но практически такие же, как и у гидропривода с машинным (насосным) управлением аналогичной мощности [4, 6, 9, 10, 12], а также ЭлП с традиционными механическими редукторами [13].

Наибольшее влияние на динамику привода оказывает инерционность внешней нагрузки. В частности, снижение такой нагрузки по сравнению с базовым значением в 5 раз приводит к росту полосы пропускания по ЛАЧХ почти в 4,5 раза.

Степень изношенности гидромашин, входящих в КЭ привода, оказывает негативное влияние на динамику ОГП-ЧУ. Однако, ухудшение полосы пропускания наиболее заметно для новых гидромашин, с малыми значениями конструкционных констант $k_{нц}$ и $k_{мц}$ и менее ощутимо при их возрастании, что обычно связано с временем эксплуатации техники.

Редукторное исполнение привода, реализуемое за счет установки гидромотора с большей объемной постоянной по сравнению с насосом, позволяет существенно улучшить динамические показатели ОГП-ЧУ. В рассмотренном примере для $V_{0м} = 160$ см³ (коэффициент редукции контура энергетики $i_{кэ} = \omega_m / \omega_n = V_{0н} / V_{0н} = 5$) полоса пропускания по амплитуде повышается до 30 рад/с (4,77 Гц).

Для рассмотренного привода при $\omega_0 = 0,3\omega_{пА}$, одинаковых значениях объемных постоянных гидромашин и базовых параметрах нагрузки абсолютные значения динамических показателей искажения входного управляющего сигнала составляют $\delta L_0 = 0,1$ дБ.

Достаточно высокая устойчивость (исходная или физическая передемпфированность) ОГП-ЧУ как системы автоматического регулирования в сочетании с малыми значениями полосы пропускания предопределяет основное направление структурной и параметрической коррекций, связанных, в основном, с повышением быстродействия.

Введение дополнительной скоростной обратной связи заметно улучшает динамические показатели привода: так, полоса пропускания по АЧХ может быть увеличена более чем в 2 раза. Амплитудные и фазовые искажения управляющего сигнала на той же частоте, что и для привода без СОС удастся снизить в 1,5 — 2 раза (в рассматриваемом примере до $\delta L_0 = 0,06$ дБ). Повышение жесткости рабочего участка механической характеристики привода с СОС позволяет рассматривать такой привод практически без учета скоростной «просадки» выходного звена.

Учитывая достаточно простую и почти не требующую затрат аппаратную реализацию СОС, данный вид коррекции следует считать весьма эффективным.

Литература

1. Редько П.Г. и др. Концепция развития систем рулевых приводов перспективных самолетов // Новые рубежи авиационной науки: Сб. тезисов IX Междунар. науч.-техн. симпозиума. М., 2007. С. 90.
2. Pat. 4.823,552 25.04. USA. Failsafe Electrohydraulic control system for variable displacement pump / L. O. Ezell, J. Sehrmit.
3. Leonard J.B. A system look at electromechanical actuation for primary flight control // Proc. IEEE Nat. Aerospace and Electron Conf. Dayton: Ohio, 1983. P. 80 — 86.
4. Крымов Б.Г., Рабинович Л.В., Стеблецов В.Г. Исполнительные устройства систем управления летательными аппаратами. М.: Машиностроение, 1987.
5. Геращенко А.Н., Самсонович С.Л. Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов / под ред. А.М. Матвеевко. М.: Машиностроение, 2006.
6. Ruhlicke I. Elektro-hydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbarer Pumpe // Olhydraulik und Pneumatik. 1977 (41). N 9. P. 689 — 693; N 10. P. 752 — 759.
7. Беляев О.А., Зуев Ю.Ю. Моделирование регулировочных характеристик объемного гидропривода с насосным и частотным управлением // Гидромашинны, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: Сб. статей науч.-техн. конф. МГТУ им. Н.Э. Баумана/ М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. С. 196 — 204.
8. Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю., Голубев В.И. Объемный гидропривод с частотным и частотно-дроссельным управлением — возможные исполнения, области применения, сравнительные характеристики и конкурентные аналоги // Индустрия. 2014. № 6 (88). С. 41 — 45.

9. **Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю., Голубев В.И.** Анализ динамики объемного гидропривода с частотным управлением при энергопитании от встроенного пневмогидравлического аккумулятора // Наука и образование: электронное науч.-техн. издание. М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана». 2015. № 3. С. 15 — 35.

10. **Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю., Носенко М.Л.** Анализ разгонных режимов объемного гидропривода с частотным управлением при энергопитании гидродвигателя привода от различных источников // Вестник МЭИ. 2015. № 5. С. 10 — 17.

11. **Бесекерский В.А., Попов Е.П.** Теория систем автоматического регулирования. М.: Наука, 1975.

12. **Ермаков С.А., Селиванов А.М., Хомутов В.С.** Схемотехника и характеристики электрогидростатических приводов // Современные технологии в задачах управления, автоматики и обработки информации:

Труды XV Междунар. науч.-техн. семинара. Алушта, 2006. М.: МИФИ, 2006, С. 178.

13. **Автоматизированный** электропривод / под общ. ред. Н.Ф. Ильинского, М.Г. Юнькова. М.: Энергоатомиздат, 1990.

14. **Зуева Е.Ю.** Исследование гидро- и термодинамических процессов течения вязкой жидкости в щелевых каналах трактов смазки и охлаждения герметичных насосных агрегатов и формирование алгоритмов их расчета: Дисс. ... канд. техн. наук. М.: МЭИ (ТУ), 2007.

15. **Unterstützung für die Armaturen-Auslegung bei Verwendung drehzahlveränderlicher Stellantriebe.** Kogel Ottmar (SiPOS Aktorik GmbH) // Industriearmaturen. 2007. N 4. P. 368 — 372.

Статья поступила в редакцию 27.02.2016