

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ БЕЗРАЗМЕРНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ЧАСТОТНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Е.Ю. Зуева, М.Л. Носенко, Е.И. Носенко

В большинстве случаев при проведении исследований оперируют размерными значениями физических величин. Получаемые в результате этого теоретические и/или экспериментальные сведения имеют недостаточную информативность по причине размерности зависимостей и наличия «привязки» к конкретному типоразмеру объекта. С целью повышения информативности исследований и уровня обобщений рекомендуется оперировать безразмерными и, желательно, относительными значениями физических величин. Рассмотрено решение вопросов перевода исходных размерных параметров в безразмерные величины на примере объёмного гидропривода с частотным управлением приводящего асинхронного электродвигателя. Сформирован набор требований к безразмерным параметрам и к процедуре преобразований. Подробно представлена процедура перевода к безразмерному виду параметров нагрузки, температуры жидкости, коэффициента объёмных потерь и объёмной постоянной гидромашин.

Ключевые слова: объёмный гидропривод, частотное управление, безразмерные относительные величины, методика перевода.

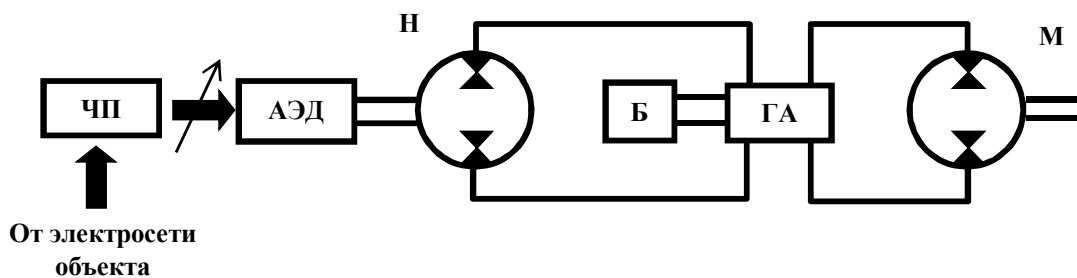
Как известно, при выполнении различных исследований удобнее оперировать не абсолютными, а безразмерными и, желательно, относительными значениями величин. Это позволяет формировать обобщения, использовать результаты анализа конкретного типоразмера системы для аналогичных систем других схемотехнических и параметрических исполнений. Кроме того, безразмерный вид значений физических величин в ряде случаев упрощает математические преобразования. Если же данные величины являются частными показателями качества – конкурентоспособности (ПК) или функциональной пригодности, т. е. работоспособности (ПР), то при формировании обобщённого функционала конкурентоспособности (целевой функции, характеризующей степень предпочтительности того или иного решения), часто предполагающей, к тому же, введение весовых коэффициентов, безразмерный вид частных показателей является необходимым условием корректности введения данного функционала [1, 2].

Сказанное в полной мере относится к исследованиям в области считающегося перспективным объёмного гидропривода с частотным управлением (ОГП-ЧУ). Упрощённая схема такого привода показана на рисунке. Жирными стрелками показано направление потока энергии от первичного источника – электросети технического объекта, перечёркнутая жирная стрелка характеризует поток электроэнергии с управляющим сигналом.

Основными частями ОГП-ЧУ являются: регулируемый объёмно-роторный насос (Н), гидродвигатель (чаще всего объёмно-роторный гидромотор М, соединённый гидролиниями, гидробак (Б) и блок гидроаппаратуры (ГА). Вал

насоса приводится во вращение от регулируемого двигателя (для промышленных приводов обычно асинхронного электродвигателя (АЭД), скорость вращения ротора которого регулируется с помощью частотного преобразователя (ЧП). Так как объёмные КПД современных гидромашин достаточно высоки (в частности, для аксиальных машин находятся в пределах $0,96 \pm 0,98$), а используемые в ОГП-ЧУ жидкости характеризуются малой сжимаемостью, то система «Н – М» представляет собой гидростатический редуктор (ГсР) с неизменным передаточным отношением, а ОГП-ЧУ является электромеханическим приводом, в составе которого вместо традиционного механического редуктора применён ГсР.

Имеющиеся немногие публикации по тематике ОГП-ЧУ содержат теоретические и/или экспериментальные сведения, одна из причин малой информативности которых – размерность зависимостей и «привязка» к конкретному объекту и условиям исследований (которые обычно не указываются) [3 – 6]. Как правило, переход от исходных размерных значений физических величин к их относительно безразмерным аналогам часто выполняется с помощью формально вводимых математических преобразований на основании кажущихся очевидными и поэтому якобы не нуждающимися в обосновании соображений. Так, чаще всего исходная размерная величина соотносится с некоторым базовым значением (максимумом, минимумом, реже – средним значением и т. п.), которое может быть достигнуто в исследуемом процессе (системе) и/или достижи-мо теоретически, например, как асимптота. Наиболее простое выражение получается как частное от деления.



Принципиальная схема объёмного гидропривода с частотным управлением

Подобным образом вводятся относительные безразмерные значения подачи и перепадов давлений насосов, угловых скоростей и развиваемых моментов двигателей, оценивается изменение безразмерного времени в переходном процессе (при разгоне или торможении). В ряде случаев используется разность между базовым (предельным, асимптотическим) значением и рассматриваемой размерной величиной, отнесённая к базовому значению (отклонение величины от асимптоты в переходном процессе, пульсации давлений, расходов, координаты механических элементов при колебаниях и т. д.). Иногда наблюдается вообще полный произвол при переходе от размерной величины к её безразмерному аналогу, что недопустимо, поскольку затрудняет анализ физической картины исследуемого явления и/или системы либо вообще искажает информацию.

При формировании относительных безразмерных значений физических величин применительно к ОГП-ЧУ устанавливается ряд требований к данным преобразованиям:

- направление изменения значения исходной величины (в большую или меньшую сторону) должно соответствовать такому же направлению изменения безразмерного относительного аналога;

- диапазон (пределы) изменения всех относительных безразмерных величин в исследуемом процессе или системе должен быть одинаковым, при этом наиболее предпочтительно изменение в пределах $[0 \div 1]$;

- связь исходной и безразмерной величины предпочтительно должна определяться линейной зависимостью, наиболее простой и удобной для использования;

- функционал, с помощью которого осуществляется переход от исходной физической величины к относительному безразмерному виду, должен позволять получать предельные и промежуточные значения, характеризующие физический смысл исследуемого явления (системы), без каких-либо дополнительных промежуточных преобразований данного функционала;

- в том случае, если исходная физическая величина представляет какой-либо частный показатель конкурентоспособности (ПК) системы, меньшее значение относительного безразмерного значения этой величины должно характеризовать лучшее решение по данному частному показателю, а большее – худшее [1]. Для частных ПК, рост которых соответствует лучшему решению, следует ввести антонимы (физические или формальные) [1]. Нулевое значение относительного безразмерного частного ПК означает достижение наилучшего решения из имеющихся, а единичное – наихудшего. В этом случае в многомерном пространстве частных ПК лучшее (но не идеальное!) решение имеет наибольшее приближение к началу координат;

- для обобщённой оценки рассматриваемого процесса (системы) по нескольким частным ПК предпочтительно выполнение данной процедуры в многомерном пространстве, осями координат которого являются частные ПК, с последующим выбором перспективных решений в постановке оптимизационной задачи по Парето [7];

- при необходимости скаляризации оптимизационного решения вводится обобщённый функционал (целевая функция), структура которого (аддитивная или мультипликативная) определяется видом множества несравнимых (конкурсных или так называемых нулучшаемых) решений, т. е. Парето-области;

- с целью учёта значимости того или иного частного ПК в зависимости от различных соображений или факторов (конъюнктура рынка, специфика технического объекта с ОГП-ЧУ, возможности конкретного предприятия по комплектации привода отдельными частями и пр.) в структуру обобщённого функционала могут быть введены поправочные коэффициенты. Обычно данные коэффициенты называются весовыми, если большее значение коэффициента соответствует большему значению частного ПК и характеризует лучшее решение. Сумма всех весовых коэффициентов равна единице (условие нормирования). Поскольку согласно сформулированному выше требованию,

уменьшение значений частных ПК должно характеризовать лучшее решение, вместо весовых коэффициентов следует ввести их физические антонимы – коэффициенты малозначимости, каждый из которых определяется как разность между единицей и значением соответствующего весового коэффициента [2].

Используем сформулированные условия образования относительных безразмерных величин применительно к ОГП-ЧУ и, в частности, полученных выше частотным характеристикам привода.

Исследования, выполненные по тематике ОГП-ЧУ, показали, что [8, 9]:

– динамика ОГП-ЧУ, имеющего гидрообъёмный контур энергетики (КЭ) с деаэрированной жидкостью (модуль упругости 1400 МПа) практически не отличается от привода с идеализированной – несжимаемой жидкостью;

– работа привода в ответственных силовых системах обычно происходит в пределах заводского ресурса, причём после известного незначительного периода приработки увеличение конструктивных коэффициентов насоса и гидромотора (непосредственно влияющих на изменение объёмного КПД) несущественно и почти не сказывается на изменении динамических характеристик ОГП-ЧУ;

– наборы параметров, влияние которых на динамику привода требует исследования, целесообразно объединить в четыре группы. Первая группа характеризует условия работы привода в составе технического объекта (параметры внешней нагрузки), вторая – эксплуатационно-ресурсные факторы (коэффициенты износа гидромашин и температура жидкости), третья – параметры гидравлической энергии (давление настройки предохранительных клапанов, согласованное с объёмной постоянной насоса), четвёртая – редуцирующие свойства контура энергетики привода (объёмная постоянная гидромотора).

Нагрузка ОГП-ЧУ, включающая внешнюю нагрузку на валу гидромотора КЭ привода, инерционность жидкости в силовых гидролиниях и вязкое трение жидкости в линиях, может быть приведена к валу приводящего АЭД, что существенно упрощает модель привода и рассмотрение вопроса о формировании относительных безразмерных величин.

Эквивалентный момент инерции, приведённый к валу АЭД, может быть представлен следующим образом:

$$J_{\text{экр}} = J_{\text{эд}} + J_{\text{охл}} + J_{\text{н}} + J_{\text{ж}}^* + J_{\text{м}}^* + J_{\text{вн}}^* \quad (1)$$

где $J_{\text{эд}}$ – момент инерции вращающихся частей собственно АЭД; $J_{\text{охл}}$ – момент инерции встроенной системы охлаждения АЭД; $J_{\text{н}}$ – момент инерции вращающихся частей насоса; $J_{\text{ж}}^*, J_{\text{м}}^*, J_{\text{вн}}^*$ – приведённые к валу АЭД моменты инерции соответственно жидкости в силовых гидролиниях КЭ привода, гидромотора и внешней нагрузки привода.

На основании эквивалентности кинетической энергии приведённых и исходных составляющих моментов инерции имеем:

$$\left\{ \begin{aligned} J_{\text{ж}}^* &= m_{\text{ж}} \left(\frac{V_{0\text{н}}}{f_{\text{л}}} \right)^2 = 2 f_{\text{л}} l_{\text{л}} \rho_{\text{ж}} \left(\frac{V_{0\text{н}}}{f_{\text{л}}} \right)^2 = 2 f_{\text{л}} \rho_{\text{ж}} \frac{(V_{0\text{н}})^2}{f_{\text{л}}}; \\ J_{\text{м}}^* &= J_{\text{м}} \left(\frac{V_{0\text{н}}}{V_{0\text{м}}} \right)^2 = J_{\text{м}} \left(\frac{V_{0\text{н}}}{V_{0\text{м}}} \right)^2 = J_{\text{м}} i_{\text{р}}^2; \\ J_{\text{вн}}^* &= J_{\text{вн}} \left(\frac{V_{0\text{н}}}{V_{0\text{м}}} \right)^2 = J_{\text{вн}} \left(\frac{V_{0\text{н}}}{V_{0\text{м}}} \right)^2 = J_{\text{вн}} i_{\text{р}}^2, \end{aligned} \right.$$

где $m_{\text{ж}}$ – масса жидкости в гидролиниях КЭ; $f_{\text{л}}$, $l_{\text{л}}$ – проходная площадь и длина одной соединительной гидролинии; $V_{0\text{н}}$, $V_{0\text{м}}$ – объёмные постоянные соответственно насоса и гидромотора КЭ; $V_{0\text{н}}^*$, $V_{0\text{м}}^*$ – объёмные постоянные насоса и гидромотора КЭ, отнесённые к повороту валов данных гидромашин на один радиан; $J_{\text{м}}$, $J_{\text{вн}}$ – моменты инерции вращающихся частей гидромотора и внешней нагрузки привода.

Тогда выражение для относительного безразмерного момента инерции внешней нагрузки (варьируемого параметра при исследовании динамики ОГП-ЧУ):

$$\overline{J_{\text{вн}}} = \frac{J_{\text{вн}}}{J_{\text{эд}} + J_{\text{охл}} + J_{\text{н}} + J_{\text{ж}}^* + J_{\text{м}}^* + J_{\text{вн}}^*} \quad (2)$$

Обычно для ОГП-ЧУ даже разнесённого исполнения, когда силовые гидролинии имеют значительную протяжённость, составляющая $J_{\text{вн}}^*$ сравнительно невелика и не превышает 6 % от момента инерции гидромотора. Это обстоятельство позволяет представить выражение для $\overline{J_{\text{вн}}}$ в более удобном и компактном виде:

$$\begin{aligned} \overline{J_{\text{вн}}} &= \frac{J_{\text{вн}}}{J_{\text{эд}} + J_{\text{охл}} + J_{\text{н}} + J_{\text{ж}}^* + (J_{\text{м}} + J_{\text{вн}}) i_{\text{р}}^2} \approx \\ &\approx \frac{J_{\text{вн}}}{J_{\text{эн}} + J_{\text{охл}} + (J_{\text{м}} + J_{\text{вн}}) i_{\text{р}}^2}, \end{aligned} \quad (3)$$

где J_n – момент инерции вращающихся частей электронасосного агрегата.

Из соотношений (2), (3) легко видеть, что диапазон $\overline{J_{вн}}$ простирается от нуля до i_p^{-2} при изменении $J_{вн}$ от нулевого значения до «бесконечности»:

$$\lim_{J_{вн} \rightarrow 0} \overline{J_{вн}} = 0; \lim_{J_{вн} \rightarrow \infty} \overline{J_{вн}} = i_p^{-2}.$$

В частном случае, при равенстве объёмных постоянных насоса и гидромотора пределы изменения относительного безразмерного момента инерции внешней нагрузки составляют $[0; 1]$.

Очевидно, что из-за влияния инерционной составляющей нагрузки только в нестационарных (переходных) режимах, изменение моментов инерции не сказывается на асимптотических (установившихся) значениях фазовых переменных модели (угловых скоростях, перепадах давлений и пр.), а проявляется лишь на длительности переходных процессов. Иная ситуация имеет место при рассмотрении вопроса о введении относительных безразмерных величин других составляющих нагрузки привода – моментов вязкого (скоростного), сухого (так называемого Кулонова) трения и постоянных моментов. В модели привода данные виды внешней нагрузки характеризуются коэффициентом сил вязкого трения, $D_{вн}$ моментом сил – сухого трения $M_{вн}^F$ и постоянным внешним моментом M_0 .

Выражение для эквивалентного коэффициента сил вязкого трения $D_{эkv}$, приведённых к валу АЭД, аналогично соотношению (1):

$$D_{эkv} = D_{эн} + D_{охл} + D_{ж}^* + D_{м}^* + D_{вн}^*$$

где $D_{эн} + D_{охл}$ – суммарный коэффициент сил вязкого трения электронасосного агрегата АЭД и насоса) и встроенной системы охлаждения электродвигателя [10]; $D_{ж}^*, D_{м}^*, D_{вн}^*$ – коэффициенты сил вязкого трения жидкости в силовых гидрелиниях КЭ, гидромоторе и внешней нагрузки, соответствующие приведённым к валу АЭД нагрузкам вязкого трения.

Полагая, что вал, ротор АЭД и встроенной системы охлаждения электродвигателя (в простейшем случае – обычного вентилятора) представляют собой единое целое, имеем аналогичную запись эквивалентного момента сил сухого трения и постоянной нагрузки:

$$M_{эkv} = |M_{эн}^F| \text{sign } \omega_n + |M_{м}^F + M_{вн}^F| \text{sign } \omega_n + M_0^*,$$

где $|M_{м}^F + M_{вн}^F|$ – абсолютное значение суммарного момента сил сухого трения в гидромоторе и внешней нагрузке, приведённого к валу АЭД; M_0^* – приведённый к валу АЭД момент постоянной нагрузки.

Как показывают графики частотных характеристик и переходных процессов ОГП-ЧУ, для такого «передемпфированного» привода переходные процессы происходят без изменения знака скорости валов гидромотора и АЭД [8, 9]. Это позволяет считать, что $\text{sign } \omega_n = 1$ и, следовательно, упростить выражение для $M_{эkv}$, введя в рассмотрение единый суммарный момент, обусловленный действием сил контактного трения и неизменной внешней нагрузки:

$$M_{эkv} = M_{эн}^F + M_{м}^F + M_{вн}^F + M_0^*.$$

Переход от исходных коэффициентов сил вязкого трения, моментов сухого трения и постоянной нагрузки к приведённым величинам осуществляется из условия эквивалентности мощности диссипации (рассеяния энергии на элементах вязкого трения) [8, 9]:

$$\left\{ \begin{array}{l} D_{ж}^* = D_{ж} \left(\frac{V_{0н}^*}{f_{л}} \right)^2; D_{м}^* = D_{м} i_p^2; D_{вн}^* = D_{вн} i_p^2; \\ M_{м}^{F^*} + M_{вн}^{F^*} + M_0^* = (M_{м}^F + M_{вн}^F + M_0^*) i_p = \\ = (M_{м}^F + M_{вн}^F) i_p, \end{array} \right.$$

где $M_{вн}$ – суммарный момент внешней нагрузки, обусловленный силами контактного трения и постоянной составляющей, определяемый очевидным образом:

$$M_{вн} = M_{вн}^F + M_0.$$

Однако использование простых соотношений для безразмерного относительного значения коэффициента вязкого трения внешней нагрузки $\overline{D_{вн}}$ моментов сил сухого трения и постоянной нагрузки подобно тому, как это было сделано для $\overline{J_{вн}}$ в формулах (2), (3), не представляется возможным, поскольку данные составляющие нагрузки привода

одновременно проявляются как в переходных, так и стационарных режимах его работы. Поэтому для определения $\overline{D_{\text{вн}}}$ и $\overline{M_{\text{вн}}}$ целесообразно использовать структуры вида:

$$\overline{(D_{\text{вн}})} = \frac{D_{\text{вн}}}{(D_{\text{вн}}^{\max})}; \overline{(M_{\text{вн}})} = \frac{M_{\text{вн}}}{(M_{\text{вн}}^{\max})}, \quad (4)$$

где $D_{\text{вн}}^{\max}$ – максимальный коэффициент сил вязкого трения, соответствующий максимальному моменту данной нагрузки; $M_{\text{вн}}^{\max}$ – максимальный момент внешней нагрузки, обусловленный силами контактного трения и постоянной составляющей.

Определение $D_{\text{вн}}^{\max}$ и $M_{\text{вн}}^{\max}$ возможно осуществить, исходя из следующих соображений. В стационарных режимах ОГП-ЧУ (при вращении вала гидромотора и, следовательно, вала АЭД с некоторыми неизменными угловыми скоростями) на АЭД действует нагрузка, обусловленная силами вязкого, сухого трения, и постоянный момент, причём с ростом угловой скорости вала АЭД и, следовательно, гидромотора нагрузка вязкого трения увеличивается. Таким образом, для стационарного режима максимальная нагрузка ОГП-ЧУ имеет место при наибольшей угловой скорости вала АЭД $\omega_{\text{н}}^{\max}$ (наибольшей частоте тока АЭД) и определяется настройкой предохранительных клапанов, регламентирующих допустимый перепад давлений в КЭ $[p_{\text{н}}]$. Уравнение равновесия вала АЭД с приведённой нагрузкой для данного предельного режима имеет вид:

$$\begin{aligned} V_{0\text{н}}^*[p_{\text{н}}] &= D_{\text{экр}} \omega_{\text{н}}^{\max} + (M_{\text{м}}^F + M_{\text{вн}}) i_{\text{р}} = \\ &= (D_{\text{эн}} + D_{\text{охл}} + D_{\text{ж}}^* + D_{\text{м}}^*) \omega_{\text{н}}^{\max} + D_{\text{вн}} i_{\text{р}}^2 \omega_{\text{н}}^{\max} + \\ &\quad + (M_{\text{м}}^F + M_{\text{вн}}) i_{\text{р}}. \end{aligned} \quad (5)$$

Из соотношения (5) следует, что предельные тяговые свойства ОГП-ЧУ, определяемые $[p_{\text{н}}] = \text{const}$ и $\omega_{\text{н}} = \omega_{\text{н}}^{\max}$ могут быть реализованы за счёт увеличения внешней нагрузки вязкого трения при снижении до минимума либо роста $M_{\text{вн}}$ с одновременным снижением скоростной составляющей нагрузки, либо сочетанием обоих силовых факторов. Эта неопределённость создаёт известные трудности в нахождении предельных значений тех или иных видов нагрузки привода. Поэтому представляется целесообразным рассматривать максимально возможную

нагрузку вязкого трения $D_{\text{вн}}^{\max}$ при условии отсутствия внешней нагрузки в виде моментов сухого трения и постоянной составляющей, т. е. для $M_{\text{вн}} = M_{\text{вн}}^F + M_0 = 0$.

Аналогичным образом $M_{\text{вн}}^{\max}$ следует определять из условия отсутствия внешней нагрузки сил вязкого трения, т. е. полагать $D_{\text{вн}} = 0$. Таким образом, с одной стороны имеем:

$$\begin{aligned} V_{0\text{н}}^*[p_{\text{н}}] &= (D_{\text{эн}} + D_{\text{охл}} + D_{\text{ж}}^* + D_{\text{м}}^*) \omega_{\text{н}}^{\max} + \\ &\quad + D_{\text{вн}} i_{\text{р}}^2 \omega_{\text{н}}^{\max} + M_{\text{м}}^F i_{\text{р}}, \end{aligned}$$

откуда

$$\begin{aligned} D_{\text{вн}}^{\max} &= \frac{1}{i_{\text{р}}^2 \omega_{\text{н}}^{\max}} \times \\ &\times \left\{ V_{0\text{н}}^*[p_{\text{н}}] - (D_{\text{эн}} + D_{\text{охл}} + D_{\text{ж}}^* + D_{\text{м}}^*) \omega_{\text{н}}^{\max} - M_{\text{м}}^F i_{\text{р}} \right\}, \end{aligned} \quad (6)$$

а с другой стороны

$$\begin{aligned} V_{0\text{н}}^*[p_{\text{н}}] &= (D_{\text{эн}} + D_{\text{охл}} + D_{\text{ж}}^* + D_{\text{м}}^*) \omega_{\text{н}}^{\max} + \\ &\quad + (M_{\text{м}}^F + M_{\text{вн}}^{\max}) i_{\text{р}} \end{aligned}$$

и, следовательно

$$M_{\text{вн}}^{\max} = \frac{1}{i_{\text{р}}} \left\{ V_{0\text{н}}^*[p_{\text{н}}] - (D_{\text{эн}} + D_{\text{охл}} + D_{\text{ж}}^* + D_{\text{м}}^*) \omega_{\text{н}}^{\max} - M_{\text{м}}^F i_{\text{р}} \right\}. \quad (7)$$

Рассчитанные по формулам (6), (7) максимальные значения констант нагружения используются в соотношениях (4) для нахождения относительных безразмерных значений коэффициента вязкого трения внешней нагрузки, а также суммарного внешнего момента сил сухого трения и постоянной составляющей.

Из (4) следует, что при изменении размерных величин от нулевого значения до максимального, определяемого уравнениями (6) или (7), относительные безразмерные аналоги величин будут меняться в диапазоне $[0 \div 1]$.

Следующая группа факторов связана с износом гидромашин в процессе их эксплуатации и изменением температуры жидкости.

Поскольку для каждой рабочей жидкости существует паспортное значение оптимальной температуры $t_{\text{ж}}^{\text{opt}}$, а также, указываются границы допустимого температурного диапазона (от максимальной $t_{\text{ж}}^{\text{max}}$ до минимальной $t_{\text{ж}}^{\text{min}}$ температуры), переход от

размерной температуры $t_{ж}$ к безразмерному относительному значению данного параметра удобно выполнить по формулам (в зависимости от превышения данной температурой оптимального значения или при холодной жидкости) [10]:

$$\overline{t_{ж}} = \frac{t_{ж} - t_{ж}^{opt}}{t_{ж}^{max} - t_{ж}^{opt}}; \overline{t_{ж}} = \frac{t_{ж}^{opt} - t_{ж}}{t_{ж}^{opt} - t_{ж}^{min}}. \quad (8)$$

Очевидно, что изменение текущей температуры жидкости от оптимального значения в ту или иную сторону соответствует изменению относительного безразмерного значения в пределах $[0;1]$.

Износ объёмно-роторных гидромашин, которые используются в КЭ, удобно оценивать по так называемым конструкционным коэффициентам, возрастающим по мере эксплуатации и характеризующим эквивалентные объёмные потери [9]. Значения этих коэффициентов находятся в пределах от минимальных значений (для насоса и гидромотора соответственно $k_{нц}^{min}$, $k_{мц}^{min}$, соответствующих заводской поставке машин, и до максимальных значений $k_{нц}^{max}$, $k_{мц}^{max}$, при достижении которых необходима замена изделий. Тогда относительные безразмерные значения данных коэффициентов для насоса (в обозначениях величин нижний индекс «Н») и гидромотора (индекс «М») могут быть введены аналогично соотношениям (8):

$$\overline{k_{нц}} = \frac{k_{нц} - k_{нц}^{min}}{k_{нц}^{max} - k_{нц}^{min}}; \overline{k_{мц}} = \frac{k_{мц} - k_{мц}^{min}}{k_{мц}^{max} - k_{мц}^{min}}.$$

Как и для всех ранее введённых относительных безразмерных величин, изменение исходных коэффициентов в пределах от минимального до максимального значений соответствует нахождению безразмерных аналогов в диапазоне $[0;1]$.

Нахождение относительной безразмерной объёмной постоянной гидромотора $\overline{V_{0м}}$ или, что то же самое, $\overline{V_{0м}^*}$ (на радиан поворота вала машины), может быть выполнено на следующем основании. Применительно к ОГП-ЧУ, гидравлический контур привода выполняет функции редуктора, а не мультипликатора. Поэтому объёмная постоянная гидромотора может быть равна объёмной постоянной насоса или быть больше последней, которая в таком случае может считаться минимальным пороговым значением для $\overline{V_{0м}}$.

Тогда выражение для определения $\overline{V_{0м}}$ (или $\overline{V_{0м}^*}$) принимает вид:

$$\overline{V_{0м}} = \frac{V_{0м} - V_{0н}}{V_{0м}} = 1 - i_p = \overline{V_{0м}^*}.$$

Легко убедиться, что для $V_{0м} = V_{0н}$, имеем $\overline{V_{0м}} = 0$, а $\lim_{V_{0м} \rightarrow \infty} \overline{V_{0м}} = 1$.

В силу того, что для применяемых деаэрированных рабочих жидкостей и объёмно-роторных гидромашин с высокими значениями объёмных и полных КПД гидравлический контур энергетики ОГП-ЧУ можно считать достаточно жёстким, допустимо использовать упрощённую математическую модель ОГП-ЧУ с приведением всех факторов нагрузки к валу АЭД.

Для повышения информативности и возможности формирования обобщений целесообразно использовать относительные безразмерные значения исследуемых физических величин. Корректный сценарий получения выражений для нахождения безразмерных относительных величин предполагает введение ряда требований, касающихся закономерностей соотношения исходных размерных и безразмерных величин, единства пределов существования безразмерных величин.

В том случае, когда данными величинами являются (установлены) частные показатели конкурентоспособности привода целесообразно формировать данные показатели так, чтобы их меньшие значения соответствовали лучшему решению (по данному показателю). Учёт особенностей значимости тех или иных частных ПК требует введения коэффициентов малозначимости в противоположность общепринятым весовым коэффициентам частных показателей [2].

Литература

1. Зуев Ю. Ю. Основы создания конкурентоспособной техники и выработки эффективных решений / Ю. Ю. Зуев. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006.
2. Кандырин Ю. В. Методы и модели многокритериального выбора вариантов в САПР: Учеб. пособие / Ю. В. Кандырин. – М.: Издательство МЭИ, 2004.
3. Селиванов А. М. Автономный электрогидравлический привод с комбинированным регулированием скорости выходного звена / А. М. Селиванов // Вестник Московского авиационного института. – 2010. – Т. 17. – № 3. – С. 37 – 41.
4. Ермаков С. А. Карев В. И., Селиванов А. М. Оценка эффективности применения электрогидростатических

приводов для управления рулевыми поверхностями транспортного самолёта / С. А. Ермаков и др. – М.: МАИ, 2007.

5. Ruhlicke Ingo. Elektro-hydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbarer Pumpe // Olhydraulik und Pneumatik. – 1977 (41). – № 9. – P. 689 – 693; № 10. – P. 752 – 759.

6. Применение частотных преобразователей в автоматических системах. Unterstützung für die Frmatoren-Auslegung bei Verwendung drehzahlveränderlicher Stellantriebe. Kogel Ottmar (SiPOSAktorikGmbH). *Industriearmaturen.* – 2007 (15). – № 4. – С. 368 – 372. – 7 ил. – (Библ. 2. нем.; рез. англ).

7. Подиновский В. В., Ногин В. Д. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач / В. В. Подиновский и др. – М.: Наука, 1982.

8. Голубев В. И., Зуева Ю. Ю., Зуева Е. Ю. Особенности работы и моделирования регулировочных характеристик объёмного гидропривода с частотным и машинным управлением / Ю. Ю. Зуев и др. // Вестник МЭИ. – 2012. – № 1. – С. 16 – 22.

9. Зуев Ю. Ю., Беляев О. А. Анализ энергетических и регулировочных возможностей объёмно-роторных машин / Ю. Ю. Зуев и др. // Вестник МЭИ. – 2013. – № 3. – С. 5 – 13.

10. 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 расчёта: Дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. – М.: МЭИ (ТУ), 2007.

Поступила в редакцию 10.12.2014

Елизавета Юрьевна Зуева, Национальный исследовательский университет «МЭИ», канд. техн. наук, доцент кафедры, т./ф. (495)362-71-17.

Максим Львович Носенко, АО «Корпорация «ВНИИЭМ», инженер-конструктор, e-mail: NosenkoML@gmail.com, т. (915) 491-18-77.

Екатерина Игоревна Носенко, Национальный исследовательский университет «МЭИ», магистр, e-mail: NosenkoEk@gmail.com.

DETERMINATION OF THE RELATIVE NON-DIMENTIONAL PARAMETER VALUES DURING THE RESEARCH OF A HYDROSTATIC POWER DRIVE WITH A VARIABLE-FREQUENCY CONTROL

Zueva E.Iu., Nosenko M.L., Nosenko E.I.

In the majority of cases, it is customary to operate with the dimensional values of the physical quantities, during the research process. Theoretical and / or experimental data, received in the process, usually provides an insufficient level of informativity, due to the dependency dimensioning and a specific lock-on on a standard size of an object. In order to improve the level of the research informativity, as well as the level of generalization, it is recommended to operate with the dimensional and, preferably, relative values of the physical quantities. The solution of an issue, related to the initial dimensional parameters conversion into the dimensionless quantities, has been revised on the example of the hydrostatic power drive with a variable-frequency control of a driving induction motor. A list of requirements to the non-dimensional parameters and conversion procedure has been created. A detailed information is provided, related to the conversion of the following parameters into a non-dimensional form: Load, liquid temperature, volumetric losses coefficient and volumetric hydraulic unit displacement.

Key words: Hydrostatic power drive, variable-frequency control, relative non-dimensional values, conversion methodology.

Reference

1. Zuev Iu. Iu. The basics of a competitive machinery manufacturing and viable solutions generation. // Zuev Iu. Iu. – M: Publishing house MEI, 2006.
2. Kandyrin Iu. V., Multi-objective alternative choice methods and models in CAD. Study manual / Kandyrin Iu. V. – M: Publishing house MEI, 2004.
3. Selivanov A. M. Autonomous electro-hydraulic drive with an output element speed combination control / Selivanov A. M. // Messenger (Vestnik) of the Moscow Aviation Institute. – 2010. – T. 17. – № 3. – P. 37 – 41.
4. Ermakov S. A., Karev V. I., Selivanov A. M. Electro-hydraulic drive implementation effectiveness evaluation in the control surfaces of a transport airplane / Ermakov S. A. & others. – M: MAI, 2007.
5. Ruhlicke Ingo. Elektro-hydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbarer Pumpe // Olhydraulik und Pneumatik. – 1977 (41). – № 9. – P. 689 – 693; № 10. – P. 752 – 759.
6. Frequency converters implementation in the automatic systems. Unterstützung für die Frmatoren-Auslegung bei Verwendung drehzahlveränderlicher Stellantriebe. Kogel Ottmar (SiPOSAktorikGmbH). *Industriearmaturen.* – 2007 (15). – № 4. – P. 368 – 372. – 7 ил. – (Biblio. 2. germ.; res. eng.).

7. Podinovskii V. V., Nogin V. D. Pareto-optimal multi-objective problem solutions / Podinovskii V. V. & others – M: Science, 1982.
8. Golubev V. I., Zueva Iu. Iu., Zueva E. Iu. Operation and simulation special features of a hydrostatic power drive adjusting values with a variable-frequency and machine control / Zuev Iu. Iu. & others // Messenger (Vestnik) MEI. – 2012. – № 1. – P. 16 – 22.
9. Zuev Iu. Iu., Beliaev O. A. Analysis of the positive displacement rotary machines energetic and adjusting capabilities / Zuev Iu. Iu. & others // Messenger (Vestnik) MEI. – 2013. – № 3. – P. 5 – 13.
10. Zueva E. Iu. Research of the hydrodynamic and thermodynamic processes of the viscous liquid flow inside of the lubrication channel conducts, as well as the cooling procedures of canned pump devices, and its computation algorithms creation. Application paper for the Ph. D. Candidate of Engineering degree. – M: MEI, 2007.

Zueva Elizaveta Iuryevna, National Research University «MEI»,
Ph. D. Candidate of Engineering, associate professor, tel.: (495)362-71-17.

Nosenko Maxim Lvovich, JC «VNIEM Corporation», design-engineer,
e-mail: NosenkoML@gmail.com, tel.: (915) 491-18-77.

Nosenko Ekaterina Igorevna, National Research University «MEI»,
master, e-mail: NosenkoEk@gmail.com.