

УДК 621.65.07

Экспериментальное и численное исследование автоколебаний электрогидропривода

Р.А. Сунарчин¹, Н.С. Кривошеев², А.А. Жарковский¹

¹ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

² ООО «ГС Юнит»

Experimental and numerical investigation of self-oscillations in an electrohydraulic drive

R.A. Sunarchin¹, N.S. Krivosheev², A.A. Zharkovskiy¹

¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

² GS Unit LLC

Приведены результаты экспериментального и теоретического исследований автоколебаний электрогидравлического привода. Показано, что частота колебаний намного ниже расчетной собственной частоты. Низкие частоты хорошо воспроизводятся, наблюдаются у различных экземпляров приводов и для их различных положений на стенде. Выдвинуты гипотезы, объясняющие это несоответствие, выполнены их экспериментальные и теоретические проверки. По полученным результатам установлено следующее. Резиновые соединительные шланги не влияют на частоту автоколебаний, а их замена на металлические не приводит к заметным изменениям. Упругость опоры цилиндра уменьшает эффективный модуль упругости рабочей жидкости, что может привести к снижению частоты автоколебаний, однако для этого требуются нереально низкие значения жесткости опоры цилиндра. Необходима проверка с постановкой цилиндра на достаточно жестком основании. Гипотеза о возможности кавитации рабочей жидкости в полости гидрораспределителя, обусловленная некоторыми особенностями конструкции, выглядит наиболее правдоподобной, что показали расчеты по модели с модулем упругости, зависящим от скорости течения рабочей жидкости. Модель с введением сухого трения может вполне объяснить релаксационный характер автоколебаний.

EDN: UNDUTP, <https://elibrary/undutp>

Ключевые слова: автоколебания, электрогидравлический привод, частота колебаний, экспериментальное исследование

The article presents the results of experimental and theoretical studies on the self-oscillations of an electrohydraulic actuator. It is shown that the oscillation frequency is much lower than the calculated natural frequency. These low frequencies are consistently reproducible, observed across various units of actuators and in different positions on the test stand. Several hypotheses have been proposed to explain this discrepancy, and both experimental and theoretical verifications have been conducted. The findings are as follows. Rubber connecting hoses do not affect the frequency of self-oscillations. Replacing them with metal hoses does not lead to noticeable changes. The elasticity of the cylinder support reduces the effective modulus of elasticity of the fluid, which can lead to a decrease in the frequency of self-oscillations; however, this would require unrealistically low stiffness values for the cylinder support. Verification with a sufficiently rigid cylinder base is needed. The hypothesis regarding possible cavitation of the fluid in the hydraulic distributor chamber, due to certain design features, appears most plausible. This is confirmed by calculations us-

ing a model where the modulus of elasticity depends on fluid velocity. The model incorporating dry friction can fully explain the relaxation nature of the self-oscillations.

EDN: UNDUTP, <https://elibrary/undutp>

Keywords: self-oscillations, electrohydraulic drive, oscillation frequency, experimental study

Современные электрогидравлические приводы (ЭГП) задействованы в различных областях техники — от промышленной автоматизации до транспортных систем и авиации. Высокая точность управления, компактность, надежность и способность работать в широком диапазоне нагрузок делают их незаменимыми элементами современных технологических процессов. Однако наряду с неоспоримыми достоинствами ЭГП существуют и недостатки, связанные с их динамическими характеристиками, одним из которых являются автоколебания, возникающие при определенных условиях эксплуатации.

Автоколебания в ЭГП представляют собой самоподдерживающиеся колебательные процессы, которые могут существенно ухудшать качество работы систем управления, приводить к преждевременному износу элементов ЭГП, снижению точности позиционирования и даже к аварийным ситуациям. Вопросы возникновения и развития автоколебаний в подобных системах на протяжении десятилетий привлекают повышенное внимание исследователей. Несмотря на большое количество работ, посвященных анализу вибраций и автоколебаний гидравлических и электрогидравлических систем, многие явления до сих пор остаются недостаточно изученными.

Особый интерес вызывают экспериментальные наблюдения низкочастотных автоколебаний, частота которых значительно меньше теоретически вычисленных собственных частот системы. Это несоответствие между расчетными и фактическими данными побуждает к более глубокому анализу природы низкочастотных автоколебаний, поиску факторов, влияющих на их возникновение и развитие. Понимание причин появления таких колебаний имеет не только фундаментальное значение для теории автоматического управления и гидродинамики, но и практическое — для проектирования надежных приводных систем.

Цель работы — выявление причин возникновения низкочастотных автоколебаний в ЭГП и определение факторов, оказывающих наи-

большее влияние на их параметры — частоту, амплитуду и характер затухания.

Приведены результаты комплексного исследования (экспериментального и теоретического) особенностей возникновения низкочастотных автоколебаний в ЭГП. Детально рассмотрены различные гипотезы возникновения наблюдаемых эффектов: упругости соединительных шлангов, жесткости опоры цилиндра, кавитационных процессов рабочей жидкости (РЖ) и сухого трения в подвижных элементах системы. Проведены целенаправленные эксперименты с изменением параметров системы и условиями ее эксплуатации с последующим сравнительным анализом полученных данных и теоретических расчетов по различным моделям.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие задачи:

- провести подробный анализ существующих теоретических моделей динамики ЭГП с учетом различных факторов (упругости РЖ, конструктивных элементов, трения и кавитационных процессов);
- разработать экспериментальную методику для изучения автоколебательных режимов работы реальных образцов ЭГП в различных условиях эксплуатации (с разными типами соединительных шлангов, жесткостью опор цилиндра и изменением свойств РЖ);
- осуществить серию экспериментальных исследований с целью регистрации основных характеристик колебательного процесса — частоты автоколебаний, амплитуды перемещений исполнительного звена привода и времени затухания колебаний;
- оценить вклад упругих свойств соединительных шлангов (резиновых и металлических) в формирование автоколебательных режимов; проверить гипотезу о возможности снижения частоты автоколебаний уменьшением эффективного модуля упругости;
- исследовать влияние жесткости опоры цилиндра на динамику системы, определить минимальные значения жесткости опоры цилиндра, при которых можно существенно снизить собственную частоту системы.

Практическая значимость исследования заключается в возможности повышения надежности и эффективности ЭГП совершенствованием их конструкции с учетом выявленных факторов риска возникновения автоколебаний. Результаты исследования могут быть использованы при разработке новых алгоритмов управления электроприводами для компенсации нежелательных динамических эффектов. Данная статья посвящена актуальной проблеме повышения качества работы ЭГП путем углубленного анализа природы низкочастотных автоколебаний на основе теоретических расчетов и экспериментальных данных.

При достижении некоторых показателей энерговооруженности энергетических систем появляется опасность неустойчивости рабочего процесса. В этом случае у системы имеются два равновероятных состояния: устойчивость и неустойчивость. Однако нередко система выбирает другой путь — автоколебания. Действительно, только неустойчивости для установления и поддержания автоколебаний недостаточно. Требуется наличие или стихийное формирование устройств, составляющих автоколебательную систему: источник энергии (так как автоколебания — необратимый неравновесный процесс), обратная связь от осциллятора и клапан (селектор), обеспечивающий дозированное поступление энергии от источника.

Для наиболее благоприятных условий существования колебаний в ЭГП необходимо, чтобы импульс силы подводился в момент прохождения поршня через среднее положение, когда его скорость наибольшая. Если импульс подводится в среднем положении поршня (фаза импульса — 0), то площадь индикаторной диаграммы (зависимость силы от перемещения поршня), а значит, и работа сил давления, идущая на поддержание колебаний, будут максимальными. Если импульс сообщается в крайнем положении (фаза импульса — 90°), то контур индикаторной диаграммы вырождается в линию, следовательно, колебательная энергия не вкладывается, а если импульс сообщается посередине размаха (фаза импульса — 45°) — промежуточный. При фазе импульса более 90° направление обхода индикаторной диаграммы меняется и давление тормозит поршень.

Для установления предельного цикла необходимо, чтобы при некотором увеличении амплитуды колебаний появился и начал увеличиваться сток колебательной энергии. Наиболее

радикальное снижение колебательной энергии наблюдается при наличии различного рода ограничений в гидравлической и электрической системах управления. Такая ситуация создается, когда в системе имеются существенно нелинейные устройства.

В предыдущих работах [1–4] приведены результаты экспериментального исследования устойчивости следящего ЭГП фирмы FESTO. Стационарные хорошо воспроизводимые колебания возбуждаются при давлении питания p_n более 1,5 МПа. Показано, что величина их амплитуды (вернее, полуразмахов) пропорционально зависит от давления и коэффициента усиления электрогидроусилителя.

Следует отметить воспроизводимость характера и количественных характеристик колебаний от опыта к опыту (при различных начальных условиях, увеличении или уменьшении давления и коэффициента усиления), при изменении положения цилиндра на основании, использовании других экземпляров цилиндра и гидрораспределителя [5–8]. Все это указывает на наличие предельного цикла и автоколебаний. Типичные осциллограммы перемещения поршня и давления на входе в гидроусилитель показаны на рис. 1, а и б, где t — время.

На рис. 1, в и г приведены те же колебания, но в увеличенном масштабе на начальном ($t = 8...10$ с) и конечном ($t = 30...32$ с) участках осциллограмм. Видно, что они имеют релаксационный разрывной характер, но существенно различаются по форме: на осциллограмме перемещения чередуются этапы движения и покоя, а давления характеризуются резкими всплесками. Причем в начале участка колебания перемещения и давления находятся почти в фазе, а в конце, как и должно быть, — в противофазе.

Давление питания p_n устанавливается путем настройки переливного клапана. Как видно из рис. 2, после установления колебательного режима среднее давление в полости (2 МПа) существенно снижается.

Особо отметим чрезвычайно малую частоту автоколебаний (2...4 Гц) по сравнению с расчетной собственной частотой, которая для различных конфигураций испытуемого ЭГП составляет примерно 100 Гц. Так как схема ЭГП фирмы FESTO является стандартной, характер автоколебаний, по-видимому, обусловлен особенностями организации рабочего процесса и (или) конструкции.

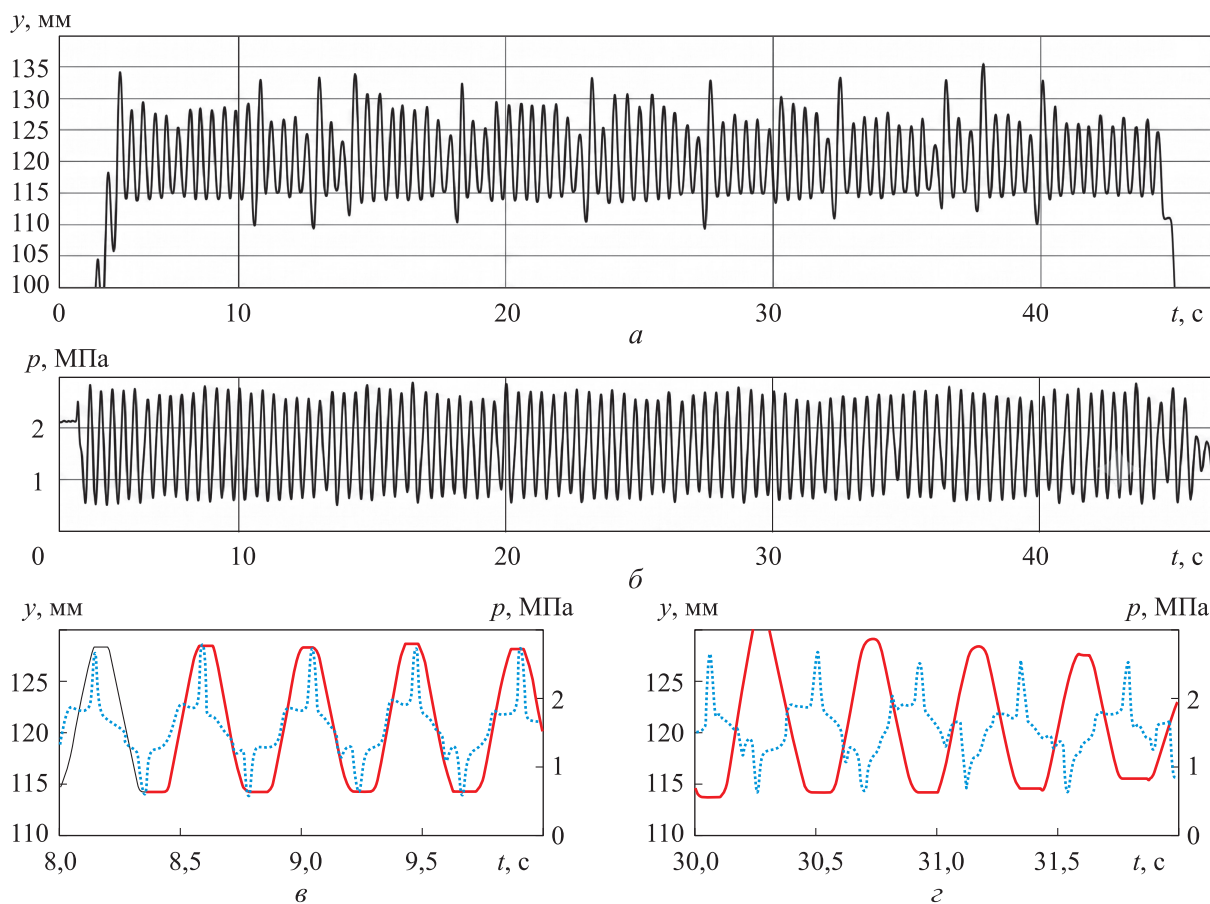


Рис. 1. Типичные осциллограммы перемещения поршня и давления на входе в гидроусилитель:
 а и б — зависимости перемещения поршня y и давления на входе в гидроусилитель p на всем участке колебаний;
 в и г — зависимости перемещения поршня y (—) и давления на входе в гидроусилитель p (.....) на начальном
 и конечном участках колебаний в увеличенном масштабе

К особенностям конструкции установки и рабочего процесса, приводящим к таким низким значениям частоты автоколебаний, относятся:

- длинные дюритовые шланги, соединяющие электрогидроусилитель с цилиндром;
- возможность гидравлического насыщения и кавитации РЖ во внутренних каналах гидро-распределителя;

- значительное трение на направляющих нагрузках;
- большое удлинение цилиндра;
- недостаточная жесткость опоры цилиндра и пр.

Так, в дюритовых шлангах длиной 1,5 м в процессе колебаний РЖ явственно ощущается упругая деформация. Эффективный модуль упругости РЖ с учетом шлангов должен быть

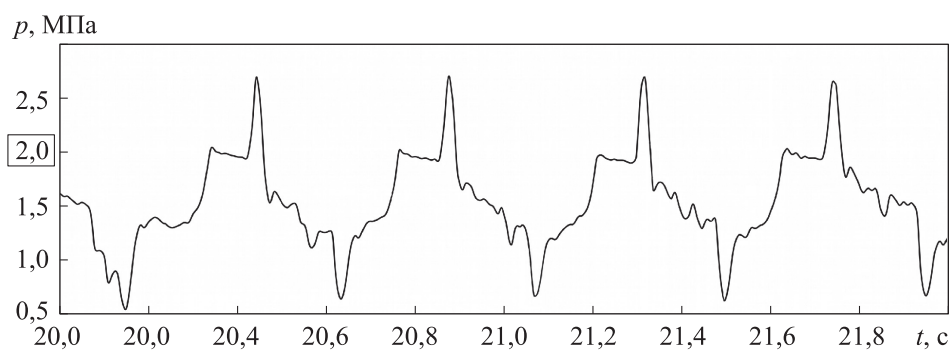


Рис. 2. Зависимость среднего давления в полости p от времени t в колебательном режиме

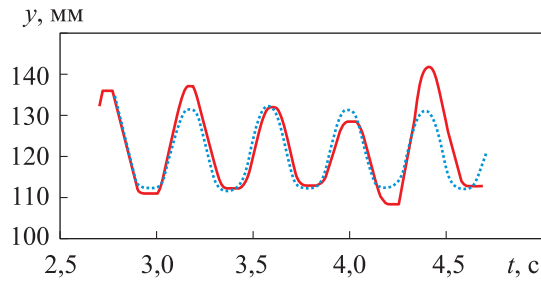


Рис. 3. Зависимости перемещения поршня y ЭГП с резиновыми (—) и металлическими (.....) шлангами от времени

меньше, чем может быть объяснено такое низкое значение частоты автоколебаний. Данное предположение оказалось ошибочным, так как шланги были не такими уж гибкими: внутренняя пластиковая трубка охвачена мощной металлической оплеткой, наружная резиновая оболочка не является несущей. Во всяком случае, замена дюритовых шлангов на металлические трубы почти не сказалась на колебаниях (рис. 3).

Вопросы к трубопроводам ЭГП все же остались, так как конструкция быстросъемных соединений, используемых на этом стенде и которые пришлось использовать и с металлическими трубами, допускает присутствие воздушных пробок, но, по-видимому, соединительные шланги не могут приводить к столь низкой частоте колебаний и релаксационному характеру колебаний.

Модель с учетом жесткости связи и упругости опоры. Опорная плита цилиндра, выполненная с целью облегчения из П-образного профиля, является весьма нежесткой и при колебаниях поршня и цилиндра также колеблется, что приводит к необходимости учета жесткости опоры $c_{оп}$. Будем считать, что соединение цилиндра с

опорной плитой абсолютно жесткое и их общая масса $m_{цил}$ с пружиной совершают вынужденные колебания.

Соединение штока с цилиндром также требует учета жесткости связи. Масса поршня со штоком m приводится в движение рабочей жидкостью и сжимает пружину с усилием $C_{св}(y_{шт} - y_n)$, где $C_{св}$ — жесткость упругой связи между штоком и нагрузкой; $y_{шт}$ и y_n — перемещения штока и нагрузки соответственно. Пружина давит на массу нагрузки m_n с такой же силой $C_{св}(y_{шт} - y_n)$, приводя ее в движение.

Наличие упругой опоры и жесткости связи могут служить причиной снижения суммарной жесткости ЭГП, а следовательно, и частоты автоколебаний.

Расчетная схема с учетом жесткости связи приведена на рис. 4.

Модель имеет следующий вид:

$$m \frac{d^2 y_{шт}}{dt^2} = (p_1 - p_2) S - c_{св} (y_{шт} - y_n) - k_v v;$$

$$m_n \frac{d^2 y_n}{dt^2} = c_{св} (y_{шт} - y_n) - k_{vн} v_{vн} - F_n;$$

$$(p_1 - p_2) S - c_{оп} Y(y_{цил}) - F_{тр.ц} = m_{цил} \frac{d^2 y_{цил}}{dt^2}; \quad (1)$$

$$\mu b Z_{щ}(z, y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_1)} = \dot{y} S + \frac{V_{01} + S y}{E_{упр}} \dot{p}_1;$$

$$\dot{y} S = \mu b Z_{щ}(z, y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_{сн})} + \frac{V_{02} - S y}{E_{упр}} \dot{p}_2;$$

$$Y(y_{цил}) = \begin{cases} y_{цил} & \text{при } y_{цил} < |\Delta|; \\ \Delta & \text{при } y_{цил} \geq |\Delta|; \end{cases}$$

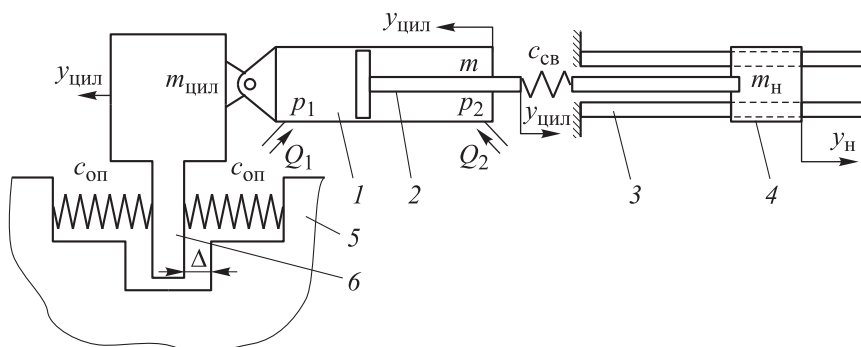


Рис. 4. Расчетная схема с учетом жесткости связи:

1 — цилиндр; 2 — шток; 3 — направляющие; 4 — нагрузка; 5 — основание стенда; 6 — присоединенная масса

$$Z_{\text{щ}}(z, y) = \begin{cases} (J - k_{\text{ос}} y) \frac{K_{FJ}}{C_{\text{ЭМП}}} & \text{при } (J - k_{\text{ос}} y) \frac{K_{FJ}}{C_{\text{ЭМП}}} < z_{\text{max}}; \\ z_{\text{max}} & \text{при } (J - k_{\text{ос}} y) \frac{K_{FJ}}{C_{\text{ЭМП}}} \geq z_{\text{max}}; \end{cases}$$

где p_1 и p_2 — давления в напорной и сливной полостях цилиндра; S — площадь поршня; $c_{\text{св}}$ — жесткость упругой связи между штоком и нагрузкой; k_v — коэффициент вязкого трения; v — скорость перемещения поршня; m_n — масса нагрузки; k_{v_n} и v_{v_n} — коэффициент вязкого трения нагрузки и скорость ее перемещения; F_n — сила сухого трения нагрузки; $Y(y_{\text{цпл}})$ — функция пользователя для ограничения перемещения цилиндра в пределах зазора Δ ; $F_{\text{тр.ц}}$ — сила сухого трения в уплотнениях поршня и штока; μ и b — коэффициент расхода и длина щели гидрораспределителя; $Z_{\text{щ}}(z, y)$ — функция пользователя для ширины щели; ρ — плотность РЖ; V_{01} и V_{02} — объемы полостей цилиндра; $E_{\text{упр}}$ — приведенный объемный модуль упругости РЖ; $p_{\text{сл}}$ — давление в сливной линии; J — сила управляющего тока; $k_{\text{ос}}$ — коэффициент обратной связи (ОС); K_{FJ} — коэффициент преобразования управляющего тока в электромагнитную силу; $C_{\text{ЭМП}}$ — жесткость центрирующих пружин электромеханического преобразователя (ЭМП); z_{max} — максимальное перемещение золотника.

Результаты численного эксперимента, полученные по модели (1), приведены на рис. 5. Видно, что период колебаний T в диапазоне жесткости опоры $c_{\text{оп}} = 104 \dots 100$ Н/м быстро нарастает, а при больших значениях $c_{\text{оп}}$ остается почти постоянным.

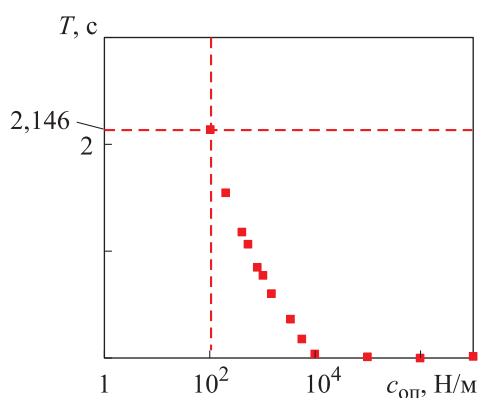


Рис. 5. Зависимость периода колебаний T от жесткости опоры $c_{\text{оп}}$

Модель с учетом вихревых течений и кавитации в гидрораспределителе. Гидрораспределитель является узлом прямых и обратных связей следящего ЭГП и может оказать существенное влияние на параметры автоколебаний. Цилиндрический четырехкромочный золотник с обеих сторон подперт пружинами с характеристикой, показанной на рис. 6, а. Кольцевая щель золотника имеет очень большую длину ($b = \pi d_3 \approx 18$ мм, где d_3 — диаметр золотника), превышая даже диаметр цилиндра. Поэтому уже при незначительном открытии золотника площадь проходного сечения щели становится соизмеримой с проходным сечением внутренних каналов, наступает насыщение, расход РЖ перестает зависеть от перемещения.

Проливки гидроусилителя (рис. 6, б) показали, что уже при 30%-ном открытии золотника и перепаде давления $\Delta p = 3$ МПа начинает сказываться насыщение внутренних каналов гидроусилителя, а при 60%-ном открытии наступает полное насыщение (расход РЖ при дальнейшем увеличении тока и давления не изменяется). Необычный характер имеет расходная характеристика при малых значениях силы управляющего тока ($J = 0,2$ А): расход РЖ во всем диапазоне перепада давления остается почти неизменным. Для подтверждения этого проливка при малых значениях силы тока выполнена двумя независимыми сериями измерений. Два набора точек при $J = 0,2$ А относятся к повторным опытам и показывают воспроизводимость результата (см. рис. 6, б).

В полости золотникового гидрораспределителя формируется система интенсивных турбулентных вихрей и транзитная струя, протискивающаяся между ними (рис. 7). Внутри вихрей давление падает, и РЖ начинает кавитировать с образованием газопаровой фазы: чем больше перепад давления, тем больше скорость истечения РЖ через щель и интенсивность вихрей, а следовательно, кавитация. Следует отметить, что наличие газовой фазы в междроссельной полости (между дросселирующей щелью и местным сужением, эквивалентным внутреннему сопротивлению гидрораспределителя) может приводить к снижению эффективного модуля упругости РЖ в этой полости. Возможно, этим и обусловлена такая низкая частота автоколебаний.

Площадь внутренних каналов гидрораспределителя можно оценить по расходной характеристике (см. рис. 6, б): если сила управляющего

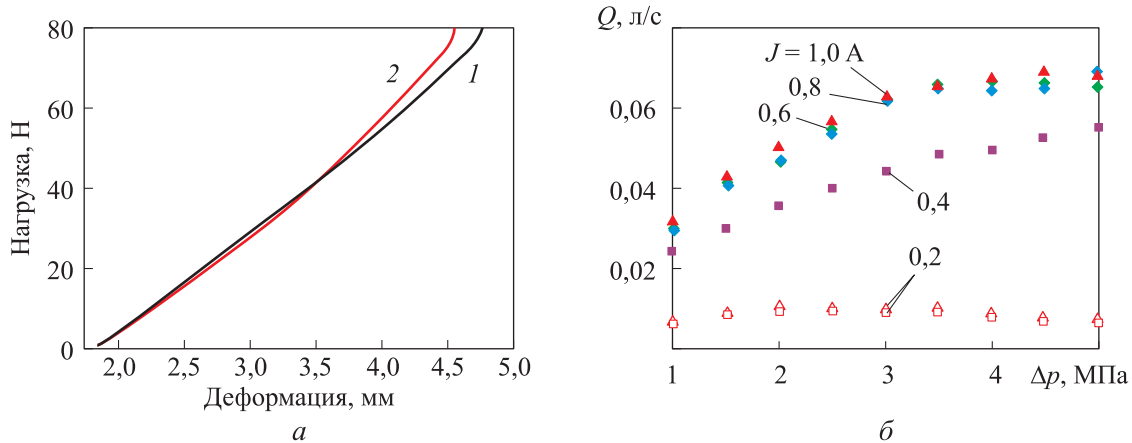


Рис. 6. Характеристики гидроусилителя:

a — зависимости нагрузки от деформации пружин ЭГП при нагружении (1) и разгрузке (2);
 b — зависимости расхода РЖ Q от перепада давления Δp при различных значениях силы управляющего тока J

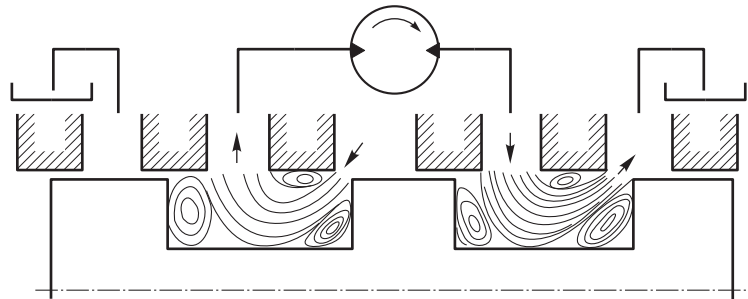


Рис. 7. Схема течения РЖ в гидрораспределителе

щего тока превышает силу тока насыщения, то дросселирование происходит за счет этих внутренних каналов. С использованием расходной характеристики выполнена оценка эффективной площади, которая для различных условий составила примерно $1^{\pm 0,05}$ мм². Поэтому помимо основного уравнения неразрывности следует ввести уравнение для междроссельных камер, заключенных между внутренним сопротивлением и дросселирующей щелью.

Расчетная схема гидравлической части ЭГП, представленная в виде последовательно соединенных регулируемых и нерегулируемых дросселей и соответствующих междроссельных объемов V_{11} и V_{22} , показана на рис. 8. Здесь b_z — площадь дросселирующих щелей; f — эффективная площадь внутренних каналов; p_1 и p_2 — давления в полостях цилиндра; p_{11} и p_{22} — давления в междроссельных объемах; $V_{упр1}$ и $V_{упр2}$ — объемы внутренних каналов гидрораспределителя; $f_{упр1}$ и $f_{упр2}$ — эффективные площади проходных сечений внутренних каналов; $p_{упр1}$ и $p_{упр2}$ — давления во внутренних каналах гидрораспределителя.

Вследствие насыщения и вращательного движения РЖ во внутренних каналах гидрораспределителя давления в междроссельных объемах могут существенно уменьшиться с образованием кавитационного течения и двухфазной среды, что может привести к снижению жесткости РЖ. При этом модуль упругости РЖ в полостях цилиндра остается обычным, т. е. $E = 2 \cdot 10^8$ Н/м².

С учетом перечисленных особенностей разработана модель, включающая в себя уравнение движения для сосредоточенной массы подвижной части ЭГП (первое уравнение) и уравнения, описывающие балансы расходов РЖ для междроссельных камер и обеих полостей цилиндра:

$$\ddot{y} = (p_1 - p_2)S - k_v v - F_c(v);$$

$$\mu b Z_{щ}(y) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{11} - p_1)} =$$

$$= \mu_f f \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{11} - p_1)} + \frac{V_{11}}{B(v)} \dot{p}_{11};$$

$$\mu_f f \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{11} - p_1)} = \dot{y}S + \frac{V_{01}}{E} \dot{p}_1;$$

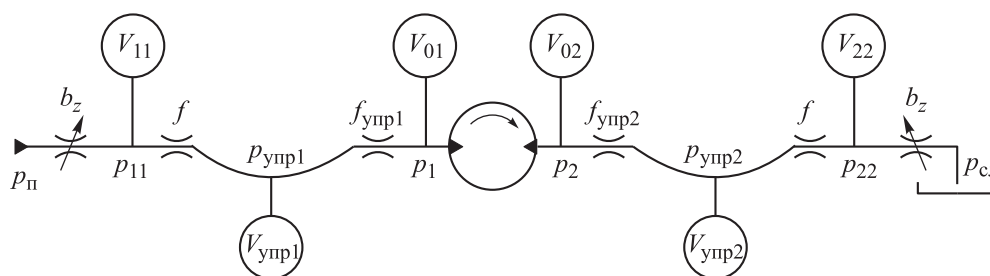


Рис. 8. Расчетная схема гидравлической части ЭГП

$$\dot{y}S = \mu_f f \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_{22})} + \frac{V_{02}}{E} \dot{p}_2; \quad (2)$$

$$\mu_f f \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_{22})} = \mu b Z_{щ}(y) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{22}} + \frac{V_{22}}{B(v)} \dot{p}_{22},$$

где $Z_{щ}(y)$ — текущая ширина щели,

$$Z_{щ}(y) = \frac{K_{FJ}}{C_{эмп}} (0 - k_{ос} y);$$

E , E_1 и E_2 — модуль упругости РЖ, его начальное и конечное значение соответственно; μ_f — коэффициент расхода дросселя; F_c — сила сухого трения; $B(v)$ — модуль упругости РЖ в полостях гидроцилиндра.

Начальные условия для модели (2):

$$y(0) = 0; \quad v(0) = 0; \quad p_{11}(0) = \frac{p_n}{2}; \quad p_i(0) = \frac{p_n}{2}.$$

Модель (2) является почти линейной и может описывать, что подтверждают расчеты, лишь два состояния — устойчивое и неустойчивое. Введение в модель существенно нелинейной функции, описывающей изменение эффективного модуля упругости в гидрораспределителе в зависимости от скорости перемещения

поршня v , позволяет описывать автоколебания. При этом модуль упругости РЖ в полостях гидроцилиндра остается постоянным:

$$B(v) = E_1 - E_2 |\sin(\arcsin v)|.$$

Результаты интегрирования при отсутствии сил фрикционного трения приведены на рис. 9. В этом случае задающий сигнал отсутствовал (управляющий ток равен нулю), возбуждение автоколебаний осуществлялось изменением начальных условий.

Все переменные имеют периодический характер и независимо от величины начального воздействия фазовые характеристики стягиваются к одному предельному циклу (см. рис. 9, б, прямоугольниками обозначены различные значения начальных условий) и как нетрудно заметить, частота автоколебаний примерно равна экспериментально замеренной.

Учет сухого трения. Подвижная часть ЭГП скользит по двум длинным (200 мм) параллельным направляющим; ее ручное перемещение при отсоединенном поршне легче в середине, чем по краям. Большое трение также имеется в уплотнениях поршня и штока (давление холо-

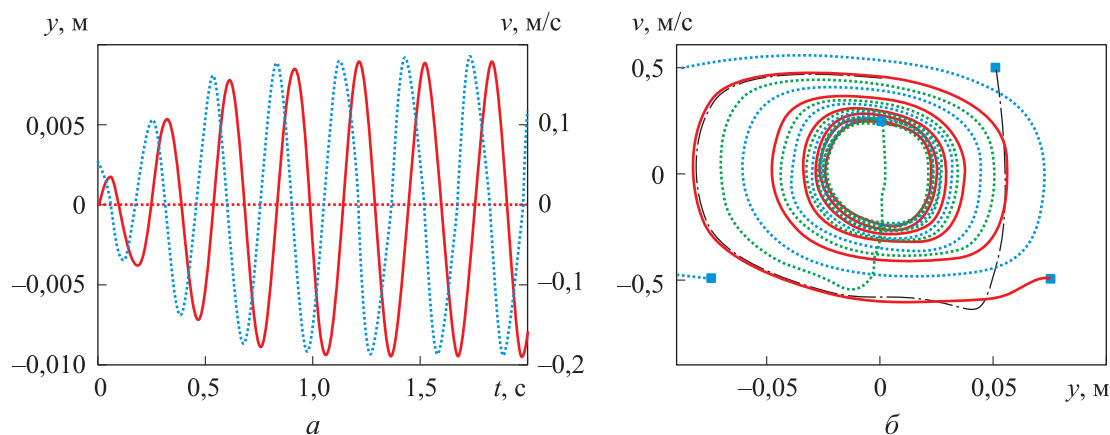


Рис. 9. Результаты интегрирования при отсутствии сил фрикционного трения:

а — зависимости перемещения поршня y (—) и его скорости v (.....) от времени t ;
б — зависимости скорости перемещения поршня v от его перемещения y (фазовые характеристики)

стого хода поршня составляет 0,2...0,3 МПа). Этим можно объяснить разрывной релаксационный характер автоколебаний и, как следствие, некоторое увеличение периода колебаний.

Имеются многочисленные примеры представления силы контактного трения. В рассматриваемом случае сила трения вычислена в соответствии с алгоритмом, приведенным на рис. 10, а.

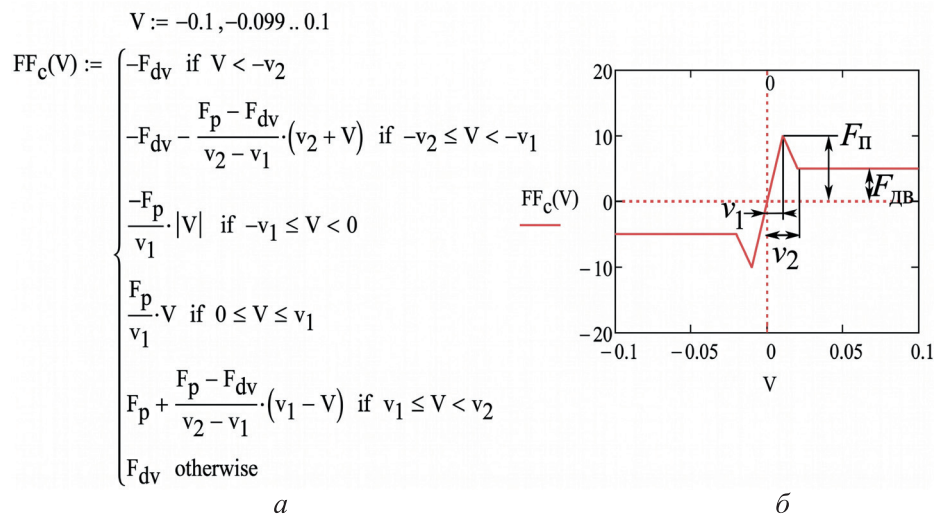


Рис. 10. Алгоритм расчета силы трения (а) и зависимость силы сухого трения F_c от скорости перемещения поршня v (б)

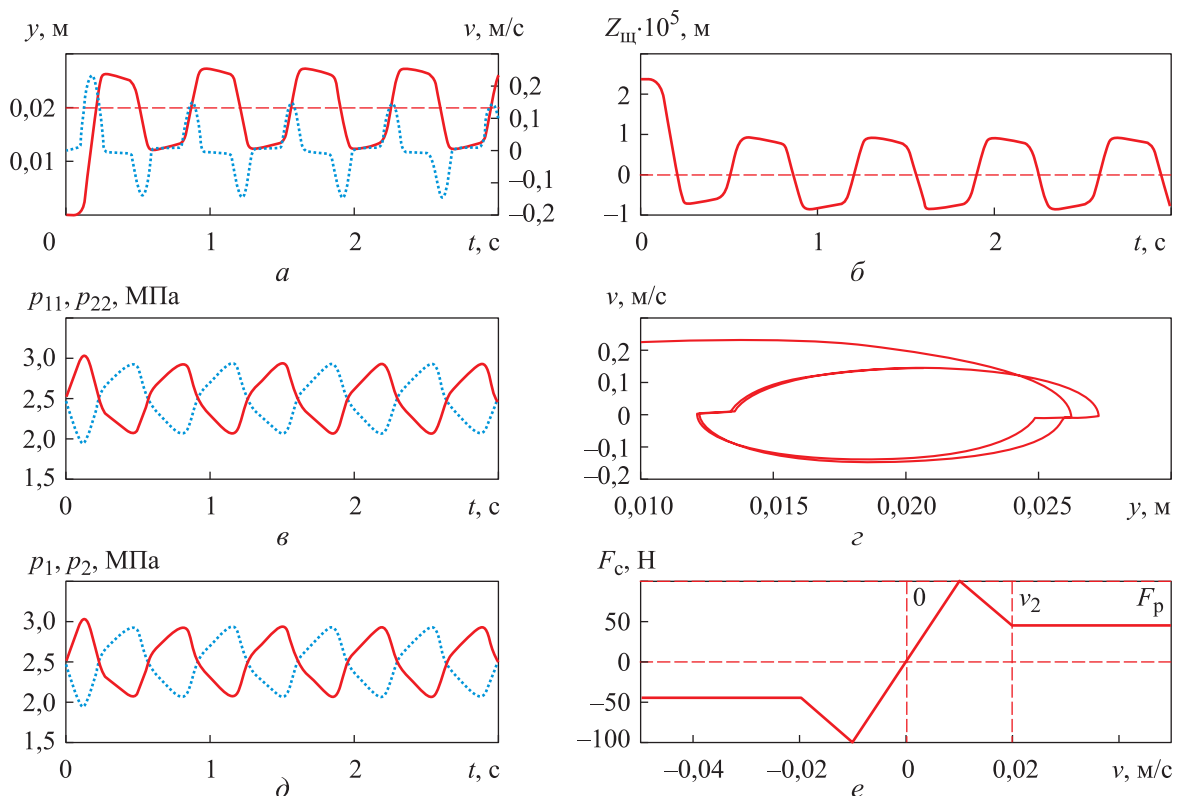


Рис. 11. Результаты интегрирования по модели (2):

- а — зависимости перемещения поршня y (—) и его скорости v (.....) от времени t ;
- б — зависимость ширины щели $Z_{щ}$ от времени t ;
- в — зависимости давлений в полостях золотника p_{11} (—) и p_{22} (.....) от времени t ;
- г — зависимость скорости перемещения поршня v от его перемещения y ;
- д — зависимости давлений в полостях цилиндра p_1 (—) и p_2 (.....) от времени t ;
- е — зависимость силы сухого трения F_c от скорости перемещения поршня v

Значения скоростей v_1, v_2 и сил $F_n, F_{дв}$ можно подбирать произвольно, формируя любой вид характеристики трения.

Результаты интегрирования по модели (2) с учетом такого представления трения приведены на рис. 11. Изменяя значения параметров, можно добиться полного соответствия экспериментальных и расчетных осциллограмм; осциллограммы давлений качественно совпадают, но в экспериментальных осциллограммах присутствуют более высокие обертоны.

Таким образом, совокупный учет кавитации в гидроусилителе и трения в нагрузке могут полностью объяснить характер автоколебаний в исследуемом ЭГП.

Для разработки адекватной модели, описывающей автоколебания ЭГП, необходимо провести следующие экспериментальные исследования: испытания ЭГП на предельно жестком основании; систематическое исследование физического процесса в электрогидроусилителе; испытания с изменяемым трением.

Результаты работы позволяют не только глубже понять природу автоколебаний в ЭГП, но и наметить пути совершенствования их конструкции и повышения надежности. Перспективным в математическом моделировании автоколебаний ЭГП является сравнение расчетных результатов с данными, полученными экспериментально на разработанном стенде, а также создание модели цифрового двойника ЭГП. Цифровой двойник ЭГП можно использовать для мониторинга и диагностики реального гидропривода в реальном времени [9–11]. Он позволяет отслеживать состояние и работу гидросистемы, выявлять потенциальные проблемы и предотвращать возможные отказы или поломки. Применение цифрового двойника

гидропривода может значительно улучшить эффективность и надежность гидросистемы, а также снизить потенциальные риски и затраты [12–15]

Выводы

1. Проведены экспериментальные и теоретические исследования автоколебаний ЭГП, позволившие выявить основные особенности поведения системы и оценить обоснованность различных гипотез, объясняющих низкие значения частоты автоколебаний.

2. Полученные данные показывают, что ни материал соединительных шлангов, ни упругость опоры цилиндра не могут в полной мере объяснить наблюдаемые аномалии без привлечения малореалистичных параметров. Наиболее правдоподобной выглядит гипотеза о кавитационных процессах, возникающих вследствие конструктивных особенностей гидрораспределителя, а также модель с учетом сухого трения, объясняющая релаксационный характер колебаний.

3. Для окончательного подтверждения этих выводов следует провести дальнейшие исследования с использованием более жестких опор и детальным анализом условий возникновения кавитации.

4. Результаты работы позволяют не только глубже понять природу автоколебаний в ЭГП, но и наметить пути совершенствования их конструкции и повышения надежности. Перспективным в математическом моделировании автоколебаний ЭГП является сравнение расчетных результатов с данными, полученными экспериментально на разработанном стенде, а также создание модели цифрового двойника ЭГП.

Литература

- [1] Кудерко Д.А., Целищев В.А., Целищев Д.В. Перспективы развития приводов рулевых поверхностей гражданского самолета. *Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника*, 2021, № 67, с. 70–84, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2021.67.07>
- [2] Dindorf R., Wos P. Control of integrated electro-hydraulic servo-drives in a translational parallel manipulator. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2019, vol. 33, no. 11, pp. 5437–5448, doi: <https://doi.org/10.1007/s12206-019-1038-y>
- [3] Петров П.В. Численное исследование причин возникновения автоколебаний в силовых гидроприводах. *Вестник УГАТУ*, 2019, т. 23, № 2, с. 51–60.
- [4] Laamanen A., Linjama M., Vilenius M. On the pressure peak minimization in digital hydraulics. *SICFP'07*, 2007, pp. 21–23.
- [5] Герц Е.В., Крейнин Г.В. *Динамика пневматических приводов машин-автоматов*. Москва, Машиностроение, 1964. 236 с.

- [6] Герц Е.В., Зинченко В.П., Крейнин Г.В. *Синтез пневматических приводов*. Москва, Машиностроение, 1966. 212 с.
- [7] Лаптев Ю.Н., ред. *Гидросистемы высоких давлений*. Москва, Машиностроение, 1973. 152 с.
- [8] Донской А.С. *Математическое моделирование процессов в пневматических приводах*. Санкт-Петербург, Изд-во политех. ун-та, 2009. 120 с.
- [9] Saaksvuori A., Immonen A. *Product lifecycle management*. Springer, 2008. 254 p.
- [10] Grieves M. *Digital twin: manufacturing excellence through virtual factory replication*. URL: https://www.researchgate.net/publication/275211047_digital_twin_manufacturing_excellence_through_virtual_factory_replication (дата обращения: 15.10.2025).
- [11] Grieves M., Vickers J. Digital twin: mitigating unpredictable, undesirable emergent behavior in complex systems. In: *Transdisciplinary perspectives on complex systems*. Springer, 2016, pp. 85–113, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-38756-7_4
- [12] Glaessgen E.H., Stargel D.S. The digital twin paradigm for future NASA and U.S. Air Force vehicles. *53rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conf.*, 2012, pp. 2012–1818, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2012-1818>
- [13] *Guide to the systems engineering body of knowledge (SEBoK)*. URL: <https://sebokwiki.org/wiki/> (дата обращения: 22.10.2025).
- [14] Chatti S., Laperrière L., Reinhart G. et al., eds. *CIRP encyclopedia of production engineering*. Springer, 2019. 1832 p.
- [15] Semeraro C. et al. Digital twin paradigm: a systematic literature review. *Comput. Ind.*, 2021, vol. 130, art. 103469, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compind.2021.103469>

References

- [1] Kuderko D.A., Tselishchev V.A., Tselishchev D.V. Prospects for development of flight control surfaces actuators of civil aircraft. *Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaya tekhnika* [PNIPU Aerospace Engineering Bulletin], 2021, no. 67, pp. 70–84, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2021.67.07> (in Russ.).
- [2] Dindorf R., Wos P. Control of integrated electro-hydraulic servo-drives in a translational parallel manipulator. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2019, vol. 33, no. 11, pp. 5437–5448, doi: <https://doi.org/10.1007/s12206-019-1038-y>
- [3] Petrov P.V. Analysis of motion of a mass on the surface, provided the falling friction characteristics. *Vestnik UGATU*, 2019, vol. 23, no. 2, pp. 51–60. (In Russ.).
- [4] Laamanen A., Linjama M., Vilenius M. On the pressure peak minimization in digital hydraulics. *SICFP'07*, 2007, pp. 21–23.
- [5] Gerts E.V., Kreynin G.V. *Dinamika pnevmaticheskikh privodov mashin-avtomatov* [Dynamics of pneumatic drives of automatic machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1964. 236 p. (In Russ.).
- [6] Gerts E.V., Zinchenko V.P., Kreynin G.V. *Sintez pnevmaticheskikh privodov* [Synthesis of pneumatic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 212 p. (In Russ.).
- [7] Laptev Yu.N., ed. *Gidrosistemy vysokikh davleniy* [High-pressure hydraulic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 152 p. (In Russ.).
- [8] Donskoy A.S. *Matematicheskoe modelirovanie protsessov v pnevmaticheskikh privodakh* [Mathematical modeling of processes in pneumatic drives]. Sankt-Peterburg, Izd-vo politekh. un-ta Publ., 2009. 120 p. (In Russ.).
- [9] Saaksvuori A., Immonen A. *Product lifecycle management*. Springer, 2008. 254 p.
- [10] Grieves M. *Digital twin: manufacturing excellence through virtual factory replication*. URL: https://www.researchgate.net/publication/275211047_Digital_Twin_Manufacturing_Excellence_through_Virtual_Factory_Replication (accessed: 15.10.2025).
- [11] Grieves M., Vickers J. Digital twin: mitigating unpredictable, undesirable emergent behavior in complex systems. In: *Transdisciplinary perspectives on complex systems*. Springer, 2016, pp. 85–113, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-38756-7_4
- [12] Glaessgen E.H., Stargel D.S. The digital twin paradigm for future NASA and U.S. Air Force vehicles. *53rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conf.*, 2012, paper 2012-1818, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2012-1818>

- [13] Guide to the systems engineering body of knowledge (SEBoK). URL: <https://sebokwiki.org/wiki/> (accessed: 22.10.2025).
- [14] Chatti S., Laperrière L., Reinhart G. et al., eds. CIRP encyclopedia of production engineering. *Springer*, 2019. 1832 p.
- [15] Semeraro C. et al. Digital twin paradigm: a systematic literature review. *Comput. Ind.*, 2021, vol. 130, art. 103469, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compind.2021.103469>

Статья поступила в редакцию 20.11.2025

Информация об авторах

СУНАРЧИН Роберт Авальевич — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения, Институт энергетики. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: azharkovsky@gmail.com).

КРИВОШЕЕВ Никита Сергеевич — директор по производству и научной деятельности. ООО «ГС Юнит» (190008, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Садовая, д. 91, e-mail: ax@hydraulicunit.ru).

ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич — доктор технических наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru).

Information about the authors

SUNARCHIN Robert Avalievich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: azharkovsky@gmail.com).

KRIVOSHEEV Nikita Sergeevich — Director of Production and Scientific Activities. GS Unit LLC (190008, St. Petersburg, Russian Federation, Sadovaya St., Bldg. 91, e-mail: ax@hydraulicunit.ru).

ZHARKOVSKII Aleksandr Arkadievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru).

Пробьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Сунарчин Р.А., Кривошеев Н.С., Жарковский А.А. Экспериментальное и численное исследование автоколебаний электрогидропривода. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 8, с. 73–84.

Please cite this article in English as:

Sunarchin R.A., Krivosheev N.S., Zharkovskiy A.A. Experimental and numerical investigation of self-oscillations in an electrohydraulic drive. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 8, pp. 73–84.