

Транспортные системы Transport systems

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 624.278

doi: 10.30987/2782-5957-2026-3-53-61

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН СТРОИТЕЛЬНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Рюрик Тимофеевич Емельянов¹, Алексей Евгеньевич Потапов^{2✉}, Игорь Борисович Оленев³, Евгения Сергеевна Турышева⁴, Илья Олегович Некрасов⁵

¹⁻⁵ Сибирский федеральный университет, Красноярск, Россия

¹ ert-44@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0001-5453-4882>

² aepotapov-sb18@stud.sfu-kras.ru; <https://orcid.org/0009-0006-8577-8437>

³ iolenev@sfu-kras.ru

⁴ eturysheva@sfu-kras.ru

⁵ prozorovams@polyus.com

Аннотация

Приведен метод термодинамического диагностирования объемных гидромашин строительных экскаваторов. При работе объемных гидромашин строительных экскаваторов повышается температура рабочей жидкости, что может снизить вязкость и эффективность системы, а также привести к износу компонентов. Показано, что метод термодинамического диагностирования объемных гидромашин строительных экскаваторов позволяет оценить энергетические потери, тепловыделение и влияние температуры на эффективность системы гидропривода. Приведены уравнения энергетического баланса гидронасоса с дренажной и бездренажной магистралями. Получены результаты моделирования теплофизических параметров рабочих жидкостей, используемых в гидроприводе, при известных значениях теплофизических параметров жидкости. Определены значение КПД объемных гидромашин в зависимости от перепадов давления

и температуры. Установлено, что при наличии нерастворенного газа в гидросистеме гидродинамический метод определения полного КПД обеспечивает меньшую вероятность отбраковки исправных гидронасосов, чем метод диагностирования по величине объемного КПД. Чем выше перепад давления и чем ниже КПД насоса, тем выше точность измерения. На погрешность определения полного КПД гидронасоса термодинамическими методами оказывают влияние следующие факторы: нестабильность характеристик рабочей жидкости, наличие нерастворенного газа в рабочей жидкости, теплообмен между корпусом гидронасоса и окружающей средой. Сделаны рекомендации по определению значения КПД объемных насосов в реальных условиях эксплуатации путем измерения перепадов давления и температуры.

Ключевые слова: термодинамический метод, температура, КПД, насос, баланс.

Ссылка для цитирования:

Емельянов Р.Т. Термодинамический метод диагностирования объемных гидромашин строительных экскаваторов / Р.Т. Емельянов, А.Е. Потапов, И.Б. Оленев и др. // Транспортное машиностроение. – 2026. - № 3. – С. 53-61. doi: 10.30987/2782-5957-2026-3-53-61.

Original article

Open Access Article

METHOD OF THERMODYNAMIC DIAGNOSTICS FOR SOLID HYDRAULIC MACHINES OF CONSTRUCTION EXCAVATORS

Rurik Timofeevich Yemelyanov¹, Aleksey Evgenyevich Potapov^{2✉}, Igor Borisovich Olenev³, Evgeniya Sergeevna Turysheva⁴, Ilya Olegovich Nekrasov⁵

¹⁻⁵ Siberian Federal University, Krasnyarsk, Russia

¹ ert-44@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0001-5453-4882>

² aepotapov-sb18@stud.sfu-kras.ru; <https://orcid.org/0009-0006-8577-8437>

³ iolenev@sfu-kras.ru

⁴ eturysheva@sfu-kras.ru

⁵ prozorovams@polyus.com

Abstract

A method of thermodynamic diagnostics for solid hydraulic machines of construction excavators is presented. When working with solid hydraulic machines of construction excavators, the temperature of the working fluid increases, which can reduce the viscosity and efficiency of the system, as well as lead to component wear. It is shown that the method of thermodynamic diagnostics for solid hydraulic machines of construction excavators makes it possible to estimate energy losses, heat generation and the effect of temperature on the efficiency of the hydraulic drive system. Equations of the energy balance of a hydraulic pump with drainage and drainage-free mains are given. The results of modeling the thermophysical parameters of working fluids used in a hydraulic drive are obtained for known values of the thermophysical parameters of the fluid. The efficiency of solid hydraulic machines is determined depending on pressure and temperature

differences. It is found that in the presence of undissolved gas in the hydraulic system, the hydrodynamic method for determining total efficiency provides a lower probability of rejection of serviceable hydraulic pumps than the method for diagnosing high volumetric efficiency. The higher the pressure drop and the lower the pump efficiency, the higher the measurement accuracy. The error in determining the total efficiency of a hydraulic pump by thermodynamic methods is influenced by the following factors: instability of the characteristics of the working fluid, the presence of undissolved gas in the working fluid, heat exchange between the hydraulic pump case and the environment. Recommendations are made to determine the efficiency of volumetric pumps in real-world operating conditions by measuring pressure and temperature differences.

Keywords: thermodynamic method, temperature, efficiency, pump, balance.

Reference for citing:

Yemelyanov RT, Potapov AE, Olinev IB, Turysheva ES, Nekrasov IO. Method of thermodynamic diagnostics for solid hydraulic machines of construction excavators. *Transport Engineering*. 2026;3:53-61. doi: 10.30987/2782-5957-2026-3-53-61.

Введение

Гидропривод строительных машин представляет собой систему, в которой механическая энергия приводного двигателя преобразуется в гидравлическую энергию потока жидкости и далее вновь в механическую энергию исполнительных механизмов. Основным элементом такой системы является гидронасос, обеспечивающий подачу рабочей жидкости под давлением. Несмотря на то, что принцип работы гидронасосов строительных экскаваторов достаточно хорошо изучен, остаётся актуальной задача повышения их энергетической эффективности и надёжности в условиях эксплуатации.

Одним из ключевых факторов, определяющих эффективность работы гидропривода, является температурный режим. При функционировании насоса неизбежно происходит рост температуры рабочей жидкости. Повышение температуры приводит к уменьшению её вязкости, что, в свою очередь, увеличивает утечки через зазоры и снижает объёмный коэффициент полезного действия (КПД). При слишком

низких температурах жидкость, напротив, становится более вязкой, что повышает гидравлическое сопротивление и требует больших затрат энергии на перекачивание. Таким образом, контроль тепловых процессов в насосе имеет принципиальное значение для диагностики и оптимизации работы гидросистем.

Термодинамический анализ позволяет выявить механизмы преобразования энергии внутри насоса, установить количественные зависимости между тепловыми и гидравлическими потерями, а также определить условия, при которых возможно снижение энергетических потерь. В отличие от гидродинамических моделей, которые рассматривают в первую очередь распределение потоков и давления, термодинамический подход даёт возможность учесть влияние изменения температуры, фазовых переходов и нерастворённых газов в жидкости на КПД агрегата.

В ряде работ отечественных исследователей рассматривались как теоретические, так и прикладные аспекты этой зада-

чи. В последние десятилетия активно развиваются численные методы анализа потоков жидкости в гидроприводе строительных машин. Так, Баулин М.Н., Немтинова Д.А., Оболонская Е.М., Оболонская О.Ю., Шотер П.И. [1] применили среду Ansys CFX для расчётного исследования, что позволило более точно воспроизводить термодинамические процессы в проточной части гидронасоса. Валухов С.Г., Кретицин А.В. [2] использовали нейросетевые алгоритмы для моделирования гидродинамических процессов, что существенно повысило точность прогнозирования характеристик оборудования. Калан В.А., Петров В.И., Тузов В.Ю., Доронина Н.И. [3] предложили новый метод проектирования проточных каналов погружных насосов, а Ломбардо М. [4] проанализировал пути повышения КПД центробежных насосов на основе обобщённого мирового опыта эксплуатации. Эти работы показывают, что современный уровень исследований позволяет комплексно учитывать тепловые и гидродинамические эффекты при проектировании и диагностике насосов.

Заметный вклад в оптимизацию работы насосных систем внесли исследования Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешо-

ва М.С., Баулин М.Н. [5], посвящённые комплексной оптимизации проточной части герметичных насосов, а также учебное пособие Корнюшенко С.И. [6], в котором систематизированы основы объёмного гидропривода. Для построения термодинамических моделей значимы также труды Волкова Г.Ю., Менихова В.И., Мелихова О.И. [7], посвящённые численному моделированию гидроударов, а также фундаментальные курсы по термодинамике Квасникова И.А. [8]

В работах зарубежных ученых [9 – 17] приведены сведения описывающие решения, касающиеся повышения их энергетической эффективности и надёжности в условиях эксплуатации, состояния насосных систем с учетом утечки жидкости в сети трубопроводов, акустики, сравнительного анализа зависимости объёмных модулей упругости жидкости от давления и газосодержания.

Таким образом, анализ научных источников позволяет заключить, что проблема термодинамического анализа процессов в гидронасосах остаётся актуальной и требует дальнейшего развития методов, учитывающих реальную эксплуатацию оборудования.

Материалы, модели, эксперименты и методы

Назначение насоса в составе гидропривода заключается в преобразовании механической энергии в гидравлическую. Согласно закону сохранения энергии, вся подведённая к насосу механическая мощность $N_{вх}$ преобразуется в различные виды энергии: полезную гидравлическую $N_{гидр}$, тепловую $N_{тепло}$, потери энергии с дренажным потоком $N_{дрен}$, а также в дополнительные потери (акустические, вибрационные и др.) $N_{пот}$. Общий баланс можно записать как:

$$N_{вх} = N_{гидр} + N_{тепло} + N_{дрен} + N_{пот} \quad (1)$$

Полный коэффициент полезного действия насоса определяется как:

$$\eta = \frac{N_{гидро}}{N_{вх}} \quad (2)$$

При этом выделяем два составляющих КПД:

- объёмный КПД η_v , характеризующий утечки рабочей жидкости;
- механический КПД η_m , учитывающий потери на трение и преобразование механической энергии.

Полный КПД можно представить в виде произведения:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_m \quad (3)$$

Особенностью термодинамического метода является возможность определения полного КПД не через прямое измерение утечек, а через регистрацию температурных и энергетических характеристик. Для этого используется схема энергетического баланса, представленная на рис. 1.

Для учёта этих эффектов в практических условиях предлагается использовать

аналитические зависимости, включающие коэффициент температурного расширения жидкости, который проще всего измерить в эксплуатации. В отличие от теплоёмкости и плотности, которые требуют лабораторных методов, коэффициент температурного расширения может быть определён через измерение объёмных изменений жидкости при нагреве.

Таким образом, методика расчёта полного КПД включает следующие этапы:

- расчёт энергетического баланса;
- измерение входной и выходной мощности насоса;
- регистрацию температуры рабочей жидкости в нагнетательной и сливной магистралях;

Результаты

Уравнение энергетического баланса насоса без дренажной магистрали имеет вид

$$m_1(u_1 + p_1V_1 + \frac{1}{2}\omega_1^2 + gz_1) + M\omega = m_2(u_2 + p_2V_2 + \frac{1}{2}\omega_2^2 + gz_2) \quad (4)$$

с дренажной магистралью,

$$m_1(u_1 + p_1V_1 + \frac{1}{2}\omega_1^2 + gz_1) + M\omega = m_2(u_2 + p_2V_2 + \frac{1}{2}\omega_2^2 + gz_2) + m_3(u_3 + p_3V_3 + \frac{1}{2}\omega_3^2 + gz_3) \quad (5)$$

где m_1 , m_2 , m_3 – массы рабочей жидкости, поступающей в насос, выходящей из него и дренируемой жидкости в единицу времени; u_1 , u_2 , u_3 – внутренняя энергия рабочей жидкости на входе в насос, на выходе из него и в дренажной магистрали; p_1 , p_2 , p_3 – давление во всасывающей, нагнетательной и дренажной магистралях; V_1 , V_2 , V_3 – удельные объёмы всасываемой, нагнетаемой и дренируемой жидкости; ω_1 , ω_2 , ω_3 – соответственно скорости потока рабочей жидкости; z_1 , z_2 , z_3 – геометрические высоты; M , ω – момент и угловая скорость приводного вала.

Сумму $(u + pV)$ выразим через энтальпию $u + pV = i$. Пренебрегая относительно небольшим изменением кинетической и потенциальной энергией потока рабочей жидкости, уравнения (4) и (5) преобразуем к виду:

– определение полного КПД по аналитическим зависимостям, включающим коэффициент температурного расширения.

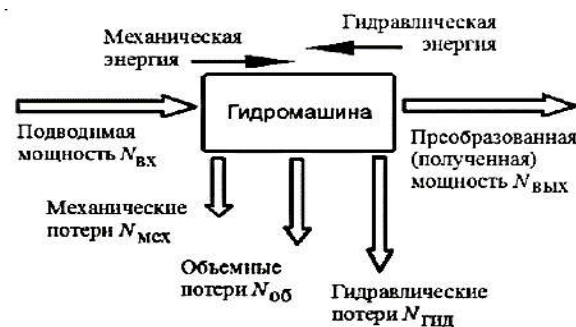


Рис. 1. Схема энергетического баланса объёмной гидромашин

Fig. 1. Diagram of the energy balance of solid hydraulic machines

$$M\omega = m_2i_2 - m_1i_1, \quad (6)$$

$$M\omega = m_2i_2 - m_1i_1 + m_3i_3. \quad (7)$$

Для насоса без дренажной магистрали справедлива запись

$$m_1 - m_2 = m,$$

и уравнение (7) запишется в виде

$$M\omega / m = i_2 - i_1. \quad (8)$$

Если утечки насоса с дренажной магистралью направить во всасывающую магистраль и пренебречь внешней теплоотдачей от дренажного трубопровода, уравнение (8) также будет справедливо.

Из положений термодинамики [8] следует, что

$$i_2 - i_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT - \int_{p_1}^{p_2} T_2 \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right) d\rho + \int_{p_1}^{p_2} V_2 dp, \quad (9)$$

где T_1 и T_2 – температура жидкости на входе и выходе насоса; C_p – средняя изобарическая теплоёмкость жидкости в диапазоне температур $T_1 - T_2$.

Из уравнений (8) и (9) следует

$$\frac{M\omega}{m} = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT - \int_{p_1}^{p_2} T_2 \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right) dp + \int_{p_1}^{p_2} V_2 dp. \quad (10)$$

Изменение энергии жидкости в идеальном адиабатически изолированном насосе описывается выражением

$$E_2 - E_1 = \int_{p_1}^{p_2} V d\rho - \int_{p_1}^{p_2} T_2 \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right) dp. \quad (11)$$

Вычисляя (10) и (11), получим формулу для определения потерь энергии в реальном насосе

$$E_{ном} = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT. \quad (12)$$

Из уравнения следует, что все потери энергии в насосе преобразуются в тепло.

Разработку термодинамического метода провели с учетом термодинамического исследования процессов, происходящих в объемных насосах [8].

Полный КПД насоса определяется отношением выходной мощности $N_{вых}$ к приводной $N_{пр}$.

$$\eta = \frac{N_{вых}}{N_{пр}}. \quad (13)$$

Выходная (гидравлическая) мощность равна

$$N_{вых} = \Delta p Q, \quad (14)$$

где Δp – перепад давления на выходе и входе насоса; Q – подача насоса.

Отсюда

$$N_{пр} = \frac{N_{вых}}{\eta} = \frac{\Delta p Q}{\eta}. \quad (15)$$

Приняв допущение о том, что все потери энергии идут на нагрев рабочей жидкости [6], можно записать уравнение теплового баланса в виде

$$N_n = (1/\eta - 1)\Delta p Q = C_p \rho Q \Delta T_H, \quad (16)$$

где C_p – теплоемкость жидкости при постоянном давлении; ρ – плотность; ΔT_H – разность температур на выходе и входе насоса.

Отсюда повышение температуры рабочей жидкости вследствие объемных и гидромеханических потерь

$$\Delta T_\eta = \frac{\Delta p}{C_p \rho} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right). \quad (17)$$

Для идеального насоса, т.е. такого, у которого отсутствуют объемные и гидромеханические потери, повышение температуры определяется изменением температуры вследствие адиабатического сжатия, которую определяем с помощью коэффициента адиабатического сжатия [6]

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s = \frac{\left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_T}{\left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_p}, \quad (18)$$

где T – температура; S – энтропия.

Числитель первой части уравнения (18) равен

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_T = - \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p. \quad (19)$$

Коэффициент температурного расширения

$$\alpha_p = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p, \quad (20)$$

откуда

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p = \alpha_p V. \quad (21)$$

Учитывая, что

$$\left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_p = - \frac{C_p}{T},$$

получим

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s = - \frac{\alpha_p T}{C_p \rho}. \quad (22)$$

Переходя от частных производных к конечным разностям, определим повышение температуры жидкости при адиабатическом сжатии

$$\Delta T_S = - \frac{\alpha_p T_2}{C_p \rho} \Delta p, \quad (23)$$

где T_2 – температура жидкости на выходе из насоса.

В реальном насосе повышение температуры будет равно сумме ΔT_η , определяемой по выражению (23) и ΔT_S

$$\Delta T_H = \frac{\Delta p}{C_p \rho} \left(\frac{1}{\eta} - 1 + \alpha_p T_2 \right). \quad (24)$$

Решая уравнение (21) относительно η , получим выражение для определения КПД насоса

$$\eta = \frac{\Delta p}{C_p \rho \Delta T_H + (1 + \alpha_p T_2) \Delta p}. \quad (25)$$

Формула (22) дает возможность при известных значениях теплофизических параметров жидкости (C_p , ρ , α_p) путем измерения перепадов давления и температуры

определять значение КПД объемных насосов. На рис. 2 показаны графики, построенные по формуле (24) для рабочей жидкости марки ИС-20.

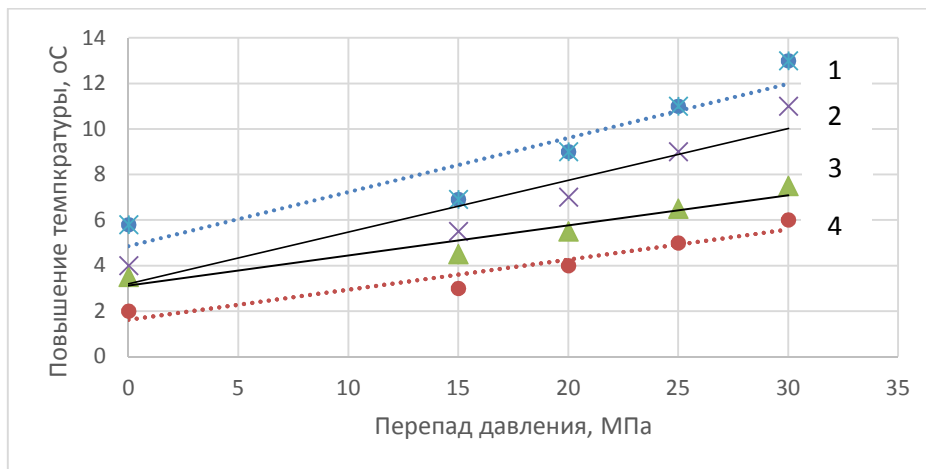


Рис. 2. Зависимость повышения температуры жидкости в насосе от перепада давления при различных значениях КПД: 1 – 0,9; 2 – 0,8; 3 – 0,7; 4 – 0,3

Fig. 2. Dependence of the liquid temperature increase in the pump on the pressure drop at different efficiency values: 1 – 0.9; 2 – 0.8; 3 – 0.7; 4 – 0.3

Был проведен анализ погрешности определения КПД по формуле (25). На рис. 3 показана зависимость $\Delta\eta = \int(\eta)$, при этом погрешность измерения разности

температур принята $0,1\text{ К}$, погрешность измерения перепада давлений $4 \cdot 10^4\text{ Па}$.

Из графика видно, что чем выше перепад давлений и чем ниже КПД насоса, тем выше точность измерения η .

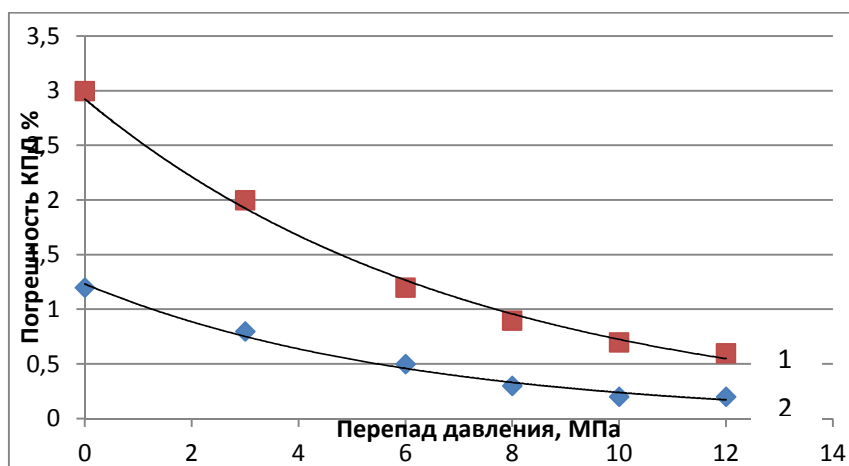


Рис. 3. Зависимость погрешности КПД насоса от перепада давлений: 1 – 10 МПа; 2 – 12 МПа

Fig. 3. Dependence of the pump efficiency error on the pressure drop: 1 – 10 MPa; 2 – 12 MPa

Обсуждение и заключение

Проведённый термодинамический анализ процессов в гидронасосе позволил уточнить соотношение между подводимой мощностью привода, гидравлической

энергией потока и тепловыми потерями. Уравнения энергетического баланса (3) и (4), записанные для насоса без дренажной и с дренажной магистралью, продемон-

стрировали, что распределение энергии определяется изменениями энтальпии рабочей жидкости, а также утечками и теплообменом с окружающей средой. Преобразования этих уравнений (6–12) подтвердили справедливость допущения о том, что все потери в реальном насосе переходят в тепло, что полностью соответствует закону сохранения энергии.

Формулы (13–17), связывающие термодинамические параметры жидкости с изменением её температуры, показали, что повышение температуры рабочей среды на выходе из насоса обусловлено не только эффектом адиабатического сжатия, но и объёмными и гидромеханическими потерями. Уравнение теплового баланса (16) и выражение (17) позволили количественно оценить разность температур на входе и выходе насоса в зависимости от перепада давления и коэффициента полезного действия.

Разработанная формула (25) для определения КПД через измерения перепадов давления и температуры представляет собой ключевой результат исследования. Она позволяет вычислять η при известных теплофизических параметрах жидкости (ρ , α , C_p), что особенно важно в условиях эксплуатации, где прямое измерение утечек и механических потерь затруднено. Графики зависимости повышения температуры от перепада давления (рис. 2) для масла марки ИС-20 показали, что при снижении η с 0,9 до 0,7 рост температуры увеличивался более чем в два раза, что подтверждает высокую чувствительность метода к изменениям энергетической эффективности.

Анализ погрешности определения КПД (рис. 3) выявил, что точность метода напрямую зависит от перепада давления. При увеличении Δp измерения становятся более надёжными, а при снижении КПД относительная ошибка уменьшается. Таким образом, наиболее корректные результаты достигаются в режимах с большими

перепадами давления и невысоким КПД, тогда как в области близкой к $\eta \approx 0,9$ метод становится менее устойчивым из-за малых температурных разностей, сравнимых с точностью датчиков.

В целом полученные результаты позволяют сделать следующие обобщения:

Термодинамический метод обеспечивает определение полного КПД насоса в эксплуатационных условиях, опираясь только на измерение Δp и ΔT , что значительно упрощает диагностику по сравнению с гидродинамическими методами.

Формула (25) является универсальным инструментом для расчёта η , при этом рекомендуется использовать коэффициент температурного расширения α , который проще определить в реальных условиях, чем теплоёмкость и плотность жидкости.

Повышение температуры рабочей жидкости выступает надёжным индикатором потерь энергии: чем выше Δp и ниже η , тем сильнее выражен рост температуры.

Точность метода возрастает при работе насоса на высоких перепадах давления, что делает его особенно полезным для строительной и дорожной техники, эксплуатируемой в тяжёлых нагрузочных режимах.

Факторы искажения результатов включают нестабильность теплофизических характеристик жидкости, наличие неразстворённого газа, а также теплообмен корпуса насоса с окружающей средой. Эти обстоятельства требуют введения поправочных коэффициентов или использования упрощённых зависимостей, включающих только α .

Таким образом, представленные расчёты, формулы (3–25) и графики (рис. 2, 3) подтверждают, что термодинамический метод является перспективным инструментом эксплуатационной диагностики насосов. Его внедрение позволит повысить точность контроля КПД, оптимизировать тепловой режим гидроприводов и увеличить ресурс работы оборудования.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Баулин М.Н., Немтинова Д.А., Оболонская Е.М., Оболонская О.Ю., Шотер П.И. Расчетное исследование течения жидкости в центробеж-

ном насосе в среде Ansys CFX. Насосы. Турбины. Системы. 2016 №2 (19). С. 75-79. EDN: WXLUSZ

2. Валухов С.Г., Кретинин А.В. Математическое моделирование гидродинамических процессов в проточной части центробежного насоса с использованием нейросетевых алгоритмов. *Насосы. Турбины. Системы*. 2016 №3 (20). С. 53-59.
3. Калан В.А., Петров В.И., Тузов В.Ю., Доронина Н.И. Метод проектирования проточных каналов погружных насосов. *Насосы. Турбины. Системы*. 2016 №3 (20). С. 60-65.
4. Ломбардо М. Пути повышения КПД центробежных насосов. Теоретические аспекты и опыт эксплуатации. *Насосы. Турбины. Системы*. 2015 №4 (17). С. 34-42.
5. Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешова М.С., Баулин М.Н. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-тау поиска. *Насосы. Турбины. Системы*, 2016 №1 (18). С. 55-61. EDN: WDEQVX
6. Корнюшенко, С.И. Основы объемного гидропривода и его управления: учебное пособие. М.: НИЦ ИНФРА-М, 2024. 338 с.
7. Волков Г. Ю., Менихов В. И., Мелихов О. И. Проблемы численного моделирования конденсационного гидроудара двухжидкостными кодами и возможный механизм падения давления перед гидроударом. Волны и вихри в сложных средах: Сборник материалов 12-ой международной конференции - школы молодых ученых, Москва, 01-03 декабря 2021 года. Москва: ООО «ИСПО-принт», 2021. С. 60-63. EDN: ZNNOJG
8. Квасников И.А. Термодинамика и статистическая физика. Т.1: Теория равновесных систем: Термодинамика. Изд. 2-е. – М.: Едиториал УРСС, 2002. 240 с.
9. Lunev S, Nikitin AA, Kaizer YF, et al. Comparative analysis of the dependence of the bulk elastic

modules of the liquid on pressure and gas factor. *Journal of Physics: Conference Series*, Polytechnical Institute of Siberian Federal University. Vol. 1399. Krasnoyarsk: Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2019. DOI 10.1088/1742-6596/1399/5/055083.

10. Crane Technical Paper 410, 2006 International Standard ISO 13709, 2007, "Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries," International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland.
11. Garcia A, Brun K, Aparicio A. Case Study of Liquids Drop-Out in a Natural Gas Pipeline Network. Pipeline Simulation Interest Group, Galveston, Texas. 2009.
12. McKee RJ, Broerman E. Acoustics in Pumping Systems. Proceedings of the Twenty-Fifth International Pump Users Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas. 2009. Pp. 69-74.
13. Mohitpour M, Golshan H, Alan M. Pipeline Design & Construction. ASME Press, New York. 2005
14. Mohitpour M, Szabo J, Hardeveld T. Pipeline Operation & Maintenance – A Practical Approach. ASME Press, New York. 2005.
15. Santos SP. Availability and Risk Analysis Effects on Gas Pipeline Tariff Making. Seventh International Pipeline Conference, Calgary, Alberta, Canada. 2008.
16. Santos SP. Monte Carlo Simulation – A Key for a Feasible Pipeline Design. Pipeline Simulation Interest Group, Galveston, Texas. 2009.
17. Southwest Research Institute Applied Physics Division Staff. Controlling the Effects of Pulsations and Fluid Transients in Industrial Plants. SGA-PCRC Seminar, San Antonio, Texas. 1982.

REFERENCES

1. Baulin MN, Nemtinova DA, Obolonskaya EM, Obolonskaya OYu, Shoter PI. Computational study of fluid flow in a centrifugal pump in Ansys CFX medium. *Pumps. Turbines. Systems*. 2016;2(19):75-79.
2. Valyukhov SG, Kretinin AV. Mathematical modeling of hydrodynamic processes in the flow part of a centrifugal pump using neural network algorithms. *Pumps. Turbines. Systems*. 2016;3(20):53-59.
3. Kalan VA, Petrov VI, Tuzov VYu, Doronina NI. Design method of flow passages of sinking pumps. *Pumps. Turbines. Systems*. 2016;3(20):60-65.
4. Lombardo M. Ways to increase the efficiency of centrifugal pumps. Theoretical aspects and operational experience. *Pumps. Turbines. Systems*. 2015;4(17):34-42.
5. Chaburko PS, Lomakin VO, Kuleshova MS, Baulin MN. Complex optimization of the flow part of a glandless pump by LP-Tau search. *Pumps. Turbines. Systems*. 2016;1(18):55-61.
6. Korniyushenko SI. Fundamentals of volumetric hydraulic drive and its control: textbook. Moscow: INFRA-M; 2024.

7. Volkov GYu, Menikhov VI, Melikhov OI. Problems of numerical modeling of a compensatory hydraulic shock with two-fluid codes and a possible mechanism of pressure drop before a hydraulic shock. Proceedings of the 12th International Conference - School of Young Scientists, December 01-03, 2021: Waves and Vortices in Complex Media; Moscow: ISPO-print LLC; 2021.
8. Kvasnikov IA. Thermodynamics and statistical physics. Theory of equilibrium systems: Thermodynamics. 2 ed. Moscow: Editorial; 2002.
9. Lunev S, Nikitin AA, Kaizer YF. Comparative analysis of the dependence of the bulk elastic modules of the liquid on pressure and gas factor. *Journal of Physics: Conference Series*. Krasnoyarsk: Institute of Physics and IOP Publishing Limited; 2019. DOI 10.1088/1742-6596/1399/5/055083.
10. Crane Technical Paper 410, 2006 International Standard ISO 13709, 2007. Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries. Geneva: International Organization for Standardization; 2007.

11. Garcia A, Brun K, Aparicio A. Case Study of Liquids Drop-Out in a Natural Gas Pipeline Network. Pipeline Simulation Interest Group, Galveston, Texas; 2009.
12. McKee RJ, Broerman E. Acoustics in Pumping Systems. Proceedings of the Twenty-Fifth International Pump Users Symposium, Turbomachinery Laboratory. Texas: Texas A&M University, College Station; 2009.
13. Mohitpour M, Golshan H, Alan M. Pipeline Design and Construction. New York: ASME Press; 2005.
14. Mohitpour M, Szabo J, Hardeveld T. Pipeline Operation & Maintenance – A Practical Approach. ASME Press, New York. 2005.
15. Santos SP. Availability and Risk Analysis Effects on Gas Pipeline Tariff Making. Seventh International Pipeline Conference. Calgary, Alberta; 2008.
16. Santos SP. Monte Carlo Simulation – A Key for a Feasible Pipeline Design. Pipeline Simulation Interest Group. Texas: Galveston; 2009.
17. Southwest Research Institute Applied Physics Division Staff. Controlling the Effects of Pulsations and Fluid Transients in Industrial Plants. SGA-PCRC Seminar. Texas: San Antonio; 1982.

Информация об авторах:

Емельянов Рюрик Тимофеевич – доктор технических наук, профессор, профессор Сибирского федерального университета, тел. 8923-305-25-10.

Потапов Алексей Евгеньевич – магистрант Сибирского федерального университета, тел. 8953-850-36-23, Author-ID-РИНЦ: 1307554.

Yemelyanov Rurik Timofeevich – Doctor of Technical Sciences, Professor of Siberian Federal University, phone: 8923-305-25-10.

Potapov Aleksey Evgenyevich – Master's Degree Program Student at Siberian Federal University, phone: 8953-850-36-23, Author-ID-RSCI: 1307554.

Оленев Игорь Борисович – кандидат технических наук, доцент, доцент Сибирского федерального университета, тел. 8902-946-40-79.

Турьшева Евгения Сергеевна – кандидат технических наук, доцент, доцент Сибирского федерального университета, тел. 8923-272-76-25.

Некрасов Илья Олегович – аспирант Сибирского федерального университета, тел. 8995-173-16-09.

Olenev Igor Borisovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Siberian Federal University, phone: 8902-946-40-79.

Turyshcheva Evgeniya Sergeevna – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Siberian Federal University, phone: 8923-272-76-25.

Nekrasov Ilya Olegovich – Postgraduate Student of Siberian Federal University, phone: 8995-173-16-09.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 17.11.2025; одобрена после рецензирования 16.02.2026; принята к публикации 27.02.2026. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 17.11.2025; approved after review on 16.02.2026; accepted for publication on 27.02.2026. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.