



ВЕСТНИК

ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

№ 1 (41)
2005

СЕРИЯ

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Выпуск 6

Редакционная коллегия:

д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ
Тверской М.М. (*отв. редактор*), д.т.н., профессор **Спиридонов Е.К.**,
д.т.н., профессор **Павлюк Ю.С.**, д.т.н., профессор **Прокопьев В.Н.**,
д.ф.-м.н., профессор **Телегин А.И.**, д.т.н., профессор **Чернявский О.Ф.**,
д.т.н., профессор **Шеркунов В.Г.**

СОДЕРЖАНИЕ

Научные школы

СПИРИДОНОВ Е.К. Становление и развитие научных исследований на кафедре
«Гидравлика и гидропневмосистемы» Южно-Уральского государственного
университета 4

Расчет и конструирование

ЕЛЮХИНА И.В., ВЯТКИН Г.П. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Параметрическая
идентификация нелинейно вязких свойств жидкостей вибрационным методом
затухающих колебаний 6

ЕЛЮХИНА И.В. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Особенности течения неньютоновских
сред в осциллирующих реометрических системах 12

ПРОКОПЬЕВ В.Н., БОЯРШИНОВА А.К., ЗАДОРЖНАЯ Е.А., ГАВРИЛОВ К.В.,
АНДРЮЩЕНКО И.В. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Гидромеханические характеристики
шатунных подшипников, смазываемых неньютоновскими жидкостями 17

Содержание

ХЕЛЬМАНН Д. (Технический университет, г. Кайзерслаутерн, Германия). Вопросы оптимального проектирования мощных центробежных насосов тепловых электрических станций	25
ШИЛЬ Ю. (KSB, г. Франкенталь, Германия). Тенденции развития питательных насосов	32
ДЕМЬЯНОВ В.А., ПЫЛЕВ И.М., ИЛЬИН С.Я., АЛЕКСАНДРОВ В.А. (ОАО «ЛМЗ», г. Санкт-Петербург, РФ). Разработка на ЛМЗ модернизированных питательных насосов для крупных блоков ТЭС	47
ЦИММЕРМАН С.Д., АНКУДИНОВ А.А., ВАСИН В.А. (ОАО «КТЗ», г. Калуга, РФ). Основные направления развития гидромашиностроения на Калужском турбинном заводе	58
БУШЗИПЕР П. (Sulzer, Германия). Концепция конструкции питательных насосов фирмы Sulzer	65
ВАСИЛЬЕВ В.А., ЧЕРНЯВСКИЙ А.О. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Оценка влияния тепловых деформаций деталей питательного насоса на его работоспособность	73
ВАСИЛЬЕВ В.А., НИЦКИЙ А.Ю. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Анализ поломок вала питательных насосов мощных энергоблоков	78
СПИРИДОНОВ Е.К. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Конструкции жидкостногазовых струйных насосов. Состояние и перспективы	94
БАРЫШЕВ В.И. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Температурно-силовая совместимость материалов подшипников скольжения шестеренных насосов типа НШ	105
ОРЛОВ Ю.М. (ПГТУ, г. Пермь, РФ). Некоторые вопросы проектирования аксиально-плунжерных гидромашин с наклонной шайбой, форсированных по давлению	114
Контроль, испытания, эксплуатация	
СПИРИДОНОВ Е.К. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Испытание водовоздушного струйного насоса ЮУрГУ в системах вакуумирования паровых турбин	120
БРЕХТ Б., БРУНС У., КОХАНОВСКИЙ В., ШИЛЬ Ю., ТИЛЛАК П. (KSB, г. Франкенталь, Германия). Анализ издержек за время жизненного цикла мощного насоса электрической станции	126
ГУСИН Н.В., ТРУБИН А.В., МЕЛЬНИКОВ Д.Ю. (ПГТУ, г. Пермь, РФ). О некоторых особенностях работы центробежных ступеней нефтяных скважинных насосов	136
ВОИНОВ Н.Н. (Сургутская ГРЭС-2, г. Сургут, РФ). Промышленная эксплуатация модернизированных питательных насосов энергоблоков 800 МВт Сургутской ГРЭС-2 ..	140
ВАСИЛЬЕВ В.А., НИЦКИЙ А.Ю. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Некоторые проблемы эксплуатации питательных насосов энергоблоков мощностью 800 МВт Нижневартовской ГРЭС	143
БАРЫШЕВ В.И. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Классификация, контроль и нормирование промышленной чистоты рабочих жидкостей и масел	149

ВАСИЛЬЕВ В.А. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Определение КПД турбопитательной насосной установки термодинамическим способом 162

Технология

ТВЕРСКОЙ М.М. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Расчет размерных цепей со звеньями-эксцентриситетами 168

ПОЖБЕЛКО В.И., ШАГИАХМЕТОВ А.И., АХМЕТШИН Н.И. (ЮУрГУ, г. Челябинск, РФ). Новый способ регулирования угла выстоя и классификация регулируемых зубчато-рычажных механизмов периодического поворота 181

ТРУСКОВСКИЙ В.И. Измеритель усилия пресса 185

Сведения об авторах 187

Научные школы

СТАНОВЛЕНИЕ И РАЗВИТИЕ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ НА КАФЕДРЕ «ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМЫ» ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

Е.К. Спиридонов

Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы» основана в 1959 году, а подготовка инженеров по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» начата с 1965 года. Основателем кафедры и ее первым заведующим был выпускник МВТУ им. Н.Э. Баумана, к.т.н. Г.Э. Палей.

Шестидесятые-восьмидесятые годы прошлого столетия – годы становления кафедры – совпали с периодом мощного развития отечественной авиации и космонавтики, энергетики, автомобильной и тракторной промышленности. Задачи укрепления обороноспособности страны, повышения эффективности машин и производственных процессов послужили стимулом широкого развертывания на кафедре научных исследований в области прикладной гидродинамики, гидроприводов, гидроприводов и гидропневмоавтоматики.

Под руководством профессоров А.Г. Бургвица и Г.Э. Палея, доцента В.И. Седнева и старшего научного сотрудника Ю.А. Староверова в течение ряда лет выполнен комплекс работ по гидроприводу и гидропневмоавтоматике. Итогом этих работ было создание нескольких оригинальных изделий, относящихся к электрогидравлическим системам управления летательными аппаратами. Были разработаны и внедрены новые конструкции испытательных электрогидравлических стендов с улучшенными динамическими характеристиками. Усовершенствована теория гидропривода поступательного движения при дифференциальном включении цилиндров, сформулированы основы теории и методы расчета гидроприводов, работающих при случайных разбросах внешнего нагружения. Проводились научно-исследовательские работы с рядом предприятий по использованию следящего гидропривода и средств гидропневмоавтоматики в целях автоматизации производственных процессов.

На кафедре получило развитие направление, связанное с разработкой и совершенствованием струйных устройств и систем. Этому научному направлению положил начало профессор В.К. Темнов. Разработанная им теория жидкостных эжекторов и гидроэлеваторов позволила повысить эффективность работы этих аппаратов на целом ряде промышленных установок (обогащительные фабрики, компрессорные станции газопроводов, гидротранспортные линии). В последующем профессор Е.К. Спиридонов интенсивно продолжил и расширил исследования в этой области. Созданные на основе его теоретических и экспериментальных исследований струйные насосы нового поколения надежно и эффективно работают на многих тепловых электрических станциях.

Под руководством профессора А.Г. Бургвица успешно развивалось еще одно направление – теория и практика гидродинамического трения. В рамках этого направления были выполнены обширные исследования в области формообразования материалов с помощью жидкости под высоким давлением при создании гидродинамической смазки в очаге деформации. Цель этих исследований состояла в существенном повышении уровня физико-механических характеристик конструкционных материалов.

К середине восьмидесятых годов XX столетия кафедра выросла в крупное образовательное и научное подразделение института с развитой учебно-исследовательской базой, вычислительным центром, достаточно большим объемом научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, выполняемых по договорам с предприятиями.

В настоящее время преподаватели и сотрудники, продолжая традиции кафедры, активно участвуют в научных исследованиях, конструкторских разработках машин и аппаратов, в пропаганде новейших достижений науки и техники. Тематика исследований и разработок, отражая со-

временные запросы общества и промышленности, расширена. Она включает следующие взаимосвязанные направления:

– фундаментальные проблемы гидродинамики нестационарных, струйных и двухфазных течений; устойчивость и движение жидкости в тонких слоях (профессоры Е.К. Спиридонов и В.К. Темнов, доценты В.Н. Анисимов и Л.С. Прохасько, ведущий научный сотрудник, к.т.н. В.А. Васильев);

– разработка и совершенствование струйных устройств и систем на их основе (профессоры Е.К. Спиридонов и В.К. Темнов, доценты А.В. Подзерко и Л.С. Прохасько);

– диагностика, надежность и энергосбережение при эксплуатации мощных центробежных насосов и напорных гидросистем (профессор Е.К. Спиридонов, доцент П.Н. Бровченко, ведущий научный сотрудник, к.т.н. В.А. Васильев);

– центробежные и объемные гидромашины, гидро- и пневмопривод, электрогидравлические системы различного назначения (профессор В.И. Барышев, доценты В.И. Седнев и В.И. Форенталь, ведущий научный сотрудник, к.т.н. В.А. Васильев);

– повышение надежности гидроагрегатов совершенствованием систем очистки рабочей жидкости, ее рациональным выбором и применением (профессор В.И. Барышев).

В результате исследований и опытно-конструкторских работ последних лет выявлены закономерности движения газожидкостных сред и найден критерий, характеризующий их энергетическое состояние; выявлены закономерности распада струй жидкости и смешения их с газом в цилиндрических каналах; предложены методы расчета и оптимального синтеза двухфазных струйных аппаратов и гидродинамических кавитационных смесительных устройств (эмульгаторов); разработаны программы термоупругогидродинамического расчета подшипников скольжения и уплотнительных узлов энергетических машин; предложены и внедрены в промышленную эксплуатацию оригинальные жидкостногазовые эжекторы и методы диагностики мощных центробежных насосов, разработаны и стандартизованы методы и средства контроля, нормирования и обеспечения промышленной чистоты рабочих жидкостей и масел, осуществлены механизация и автоматизация технологического оборудования и технологических процессов на некоторых заводах Урала средствами гидропривода и гидропневмоавтоматики.

Современное состояние научных исследований на кафедре «Гидравлика и гидропневмосистемы», ее творческое содружество с другими учебными заведениями и промышленными предприятиями России и Германии нашло отражение в некоторых статьях предлагаемого читателю выпуска журнала «Вестник ЮУрГУ».

Расчет и конструирование

УДК 532.137.3

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ НЕЛИНЕЙНО ВЯЗКИХ СВОЙСТВ ЖИДКОСТЕЙ ВИБРАЦИОННЫМ МЕТОДОМ ЗАТУХАЮЩИХ КОЛЕБАНИЙ

И.В. Елюхина, Г.П. Вяткин

Обсуждены возможности наблюдения и идентификации реологических свойств нелинейно вязких жидкостей (модель Оствальда–Вейля) вибрационным методом в режиме затухающих колебаний при отсутствии вынуждающей силы. Для ньютоновских сред для такого режима построено вискозиметрическое уравнение.

Введение

Неньютоновские жидкости являются основными рабочими средами в разнообразных технологических процессах. Сложные реологические свойства смазок, масел и других нефтепродуктов зачастую существенно влияют на их поведение в условиях эксплуатации, а корректные физически обоснованные оценки свойств позволяют обеспечивать нормальные и надежные режимы функционирования. Большинство экспериментов по изучению реологических свойств таких труднодоступных для исследования сред как, например, высокотемпературные и химически агрессивные жидкости, интерпретировано в предположении о ньютоновском характере их течения, что может приводить к противоречиям в величине вязкости и характере ее зависимости от термодинамических параметров. Ранее авторами [1] были изучены возможности наблюдения неньютоновских свойств в экспериментах с крутильным вискозиметром. Другим таким методом является вибрационный [2], в котором о реологических свойствах жидкости судят по параметрам вынужденных колебаний погруженной в эту среду пластины.

Помимо возможности работы с агрессивными средами, указанные выше нестационарные методы объединяют реализуемые в них условия, позволяющие сделать наблюдаемыми отдельные неньютоновские эффекты у жидкостей, обычно считающихся ньютоновскими, и решить задачу о реологической принадлежности среды. Так, для этих методов характерно изменение во времени приращений напряжений и деформаций, что делает возможным обнаружение, например, упругих свойств жидких сред или свойств текучих систем с переменным отношением между напряжением и скоростью сдвига. В режиме затухающих колебаний можно реализовать как предельно малые полные деформации, так и малые скорости деформаций, и обнаружить, в частности, слабoplastичные свойства. К тому же, здесь вывод о реологической принадлежности среды делается на основе измерений параметров колебаний, которые могут быть выполнены с высокой точностью, недоступной для наблюдаемых параметров в других методиках.

Течения, возбуждаемые в неньютоновских средах осциллирующей в своей плоскости пластиной, уже давно привлекают внимание исследователей. Все эти работы, однако, посвящены решению несопряженной задачи, когда закон движения пластины задан, например, гармонической функцией времени, и относятся главным образом к вязкоупругим жидкостям: средам Олдройда–Б, Джонсона–Сигельмана, а также средам Ривлина–Эриксона 2-го, 3-го порядков и пр. (см., например, [3–5]). Методики же оценивания свойств неньютоновских сред вибрационным методом отсутствуют. К настоящему времени известны результаты, касающиеся, помимо ньютоновской, только простейших типов вязкоупругих сред, например, линейных, т.е. когда можно достаточно легко получить аналитическое выражение для закона колебаний пластины в регулярном установившемся режимах. Для неньютоновских сред этот закон в общем случае отличен от гармонического.

К тому же вибрационный метод развит для режима вынужденных колебаний. Возможность его использования в режиме свободных затухающих колебаний отмечена, в частности, в [2] в связи с измерением свойств ньютоновских сред с малыми вязкостями, но корректное обоснование расчетных соотношений отсутствует. В настоящей работе исследуем зависимость параметров колебаний от свойств среды для ньютоновских жидкостей, а также возможности метода затухающих колебаний по идентификации реологической принадлежности и свойств неньютоновских сред на примере нелинейно вязких со степенным реологическим законом.

Математическая формулировка задачи

Математическую модель вискозиметрических экспериментов представим в виде:

1) уравнение движения пластины

$$\frac{d^2 \bar{x}}{dT^2} + \bar{x} = -\bar{F}_{mp}, \quad (1)$$

2) уравнение движения жидкости

$$\frac{\partial U}{\partial T} = \frac{\partial \bar{\sigma}_{zx}}{\partial z}, \quad (2)$$

3) начально-краевые условия для (1, 2)

$$d\bar{x}/dT|_{T=0} = 0, \quad \bar{x}(0) = \bar{x}_0, \quad U(\bar{z}, 0) = 0, \quad U(0, T) = d\bar{x}/dT, \quad U(\infty, T) = 0, \quad (3)$$

4) реологическое уравнение состояния

4.1) для ньютоновской среды

$$\bar{\sigma}_{zx} = \partial U / \partial z, \quad (4)$$

4.2) для нелинейно вязкой среды (по модели Оствальда–Вейля)

$$\bar{\sigma}_{zx} = b \left. \frac{\partial U}{\partial z} \right| \left. \frac{\partial U}{\partial z} \right|^{m-1}, \quad (5)$$

где

$$b = \omega_0^{m-1} K_v / (v\rho), \quad \bar{x} = x/d, \quad T = \omega_0 t, \quad \lambda = \omega_0 / \omega, \quad \omega_0^2 = k/m_0, \quad (6)$$

$$\bar{z} = z/d, \quad d = \sqrt{v/\omega_0}, \quad A = Sd\rho/m_0, \quad U = V/(d\omega_0),$$

$\bar{\sigma}_{zx}$ – zx -я компонента тензора напряжений, $\bar{F}_{mp} = -2A\bar{\sigma}_{zx}|_{z=0}$ – действующая на пластину сила трения, $V = V_x$ – скорость колеблющейся пластины, d – толщина пограничного слоя, m и K_v – показатель и постоянная степенного реологического закона, S – площадь поверхности пластины, m_0 – масса подвесной системы, t – время, v – кинематическая вязкость, ρ – плотность, x – линейное смещение пластины, \bar{x}_0 – начальное смещение, k – жесткость пружины; ось Z ортогональна плоскости пластины, $z = 0$ – на пластине; система (1)–(3), (5) решается численно; затуханием колебаний в отсутствие среды и краевыми эффектами пренебрегаем.

Результаты и обсуждение

Ньютоновские среды

Сначала рассмотрим частный случай ньютоновской среды, когда $b = m = 1$. Разыскивая закон колебаний пластины в виде

$$\bar{x} = \bar{x}_0 \exp[-iT(\theta - \Delta i)], \quad (7)$$

из решения системы (1)–(4) найдем зависимость для определения параметров колебаний

$$\left[1 - (\theta - \Delta i)^2\right] - 2A\sqrt{i}(\theta - \Delta i)^{3/2} = 0, \quad (8)$$

где $\theta = \omega/\omega_0 = 1/\lambda$, $\Delta = (\delta/(2\pi)) \cdot \omega/\omega_0$ – коэффициент затухания, δ – логарифмический декремент затухания колебаний, $\omega = 2\pi/\tau$ и $\omega_0 = 2\pi/\tau_0$ – частоты колебаний пластины с жидкостью и без нее, τ и τ_0 – соответствующие периоды колебаний, $i = \sqrt{-1}$.

Расчет и конструирование

Для ньютоновской среды параметры колебаний θ и Δ не зависят от начальной амплитуды колебаний \bar{x}_0 и определяются одним параметром A (рис. 1). Высокие значения δ ограничивают интервал целесообразных значений A , например, до $A < 0.1$.



Рис. 1. Зависимость параметров колебаний от условий эксперимента для ньютоновских сред

Нелинейно вязкие среды

Установившиеся колебания пластины, погруженной в ньютоновскую жидкость, являются изосинхронными. Для неньютоновских сред возможно нарушение подобного асимптотического режима. В дальнейшем под периодом колебаний будем понимать величину $\tau = 2\Delta T_\tau$, где ΔT_τ – разность между двумя соседними моментами времени, когда \bar{x} обращается в нуль, а декремент затухания определим как $\delta = 2 \ln \left| \frac{\bar{x}_1}{\bar{x}_2} \right|$, где \bar{x}_1, \bar{x}_2 – соседние экстремальные значения \bar{x} ($|\bar{x}_1| > |\bar{x}_2|$).

Зависимость поведения параметров колебаний от времени, т.е. от номера колебания N , при различных условиях эксперимента и свойствах среды продемонстрирована на рис. 2, 3 при $\bar{x}_0 = 1$. Видно, что для жидкостей с $m > 1$ значения периода и декремента затухания падают в процессе колебаний, а для жидкостей с $m < 1$ – растут. Эти качественные особенности можно пояснить следующим образом. Согласно вискозиметрическому уравнению (8) для $m = 1$ значения λ и δ растут с ростом A . Для нелинейно вязкой среды в качестве параметра A может принять $A_{\text{нв}} = A \sqrt{bD^{m-1}}$, где $D = \left| \frac{\partial U}{\partial z} \right|$ – второй инвариант тензора скоростей деформации. В процессе колебаний усредненное по полупериоду значение D падает, и кажущаяся вязкость bD^{m-1} уменьшается, т.е. значение $A_{\text{нв}}$ для дилатантных сред ($m > 1$) падает, а для псевдопластичных ($m < 1$) – растет. Соответствующим образом с течением времени изменяются и параметры коле-

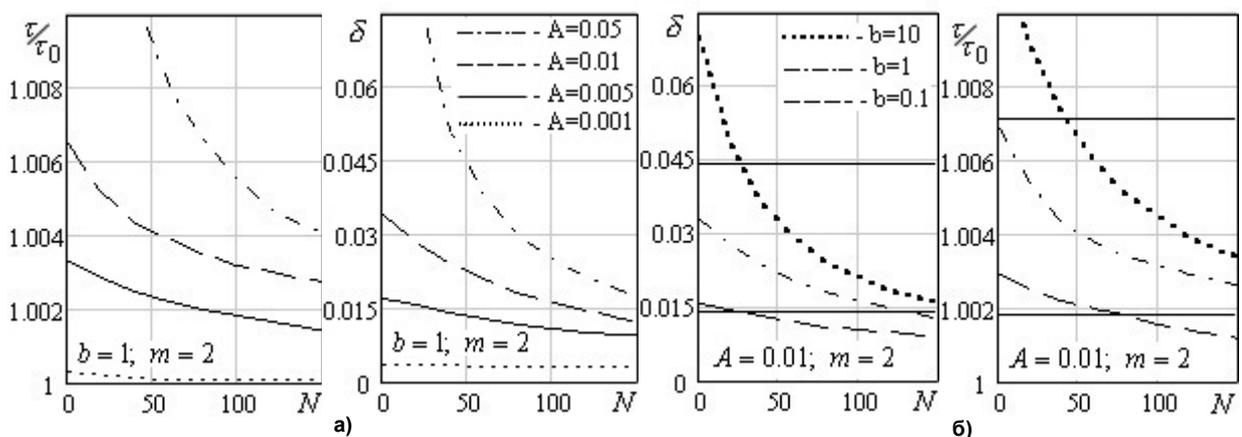


Рис. 2. Изменение параметров колебаний в процессе их затухания при различных значениях параметров A (а) и b (б)

баний τ и δ . Для $m=1$ значение $A_{нв}$, а, следовательно, и значения τ , δ , остаются постоянными в процессе колебаний. Напомним, что зависимость (8) не учитывает переходные процессы, описывая регулярный режим колебаний. Для ньютоновской жидкости при $b \neq 1$ параметры колебаний определялись из (8) с учетом соотношений для b и A (6).

Горизонтальные линии на рис. 2б, 3 соответствуют аналитическому решению для ньютоновской среды (при $b=1$ – верхняя линия и при $b=0.1$ – нижняя линия на рис. 2б). При $b=1$ кривые $\tau = \tau(N)$ при одном и том же τ_0 и различных m стремятся при $N \rightarrow 1$ к одному значению τ . Это позволяет определить A из зависимости (8) как при $m=1$ и оценить K_v в предположении $b=1$. При $b < 1$ значения параметров колебаний при $N \rightarrow 1$ для нелинейно вязких сред выше,

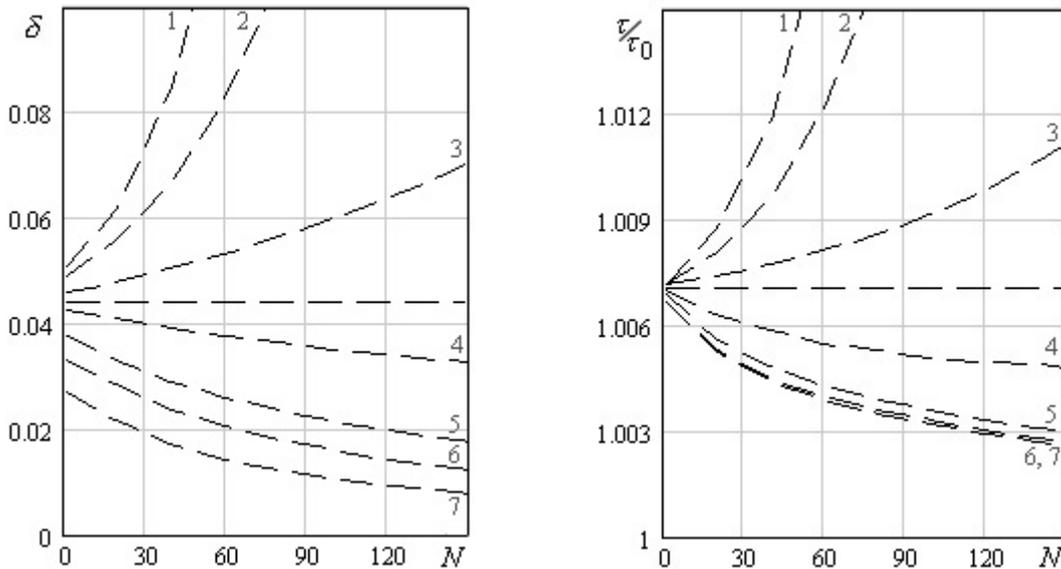


Рис. 3. Изменение параметров колебаний в процессе их затухания при различных показателях степенного реологического закона $b = 1, A = 0,01$;
 1 – $m = 2/3$; 2 – $m = 3/4$; 3 – $m = 0,9$; 4 – $m = 1,1$;
 5 – $m = 3/2$; 6 – $m = 2$; 7 – $m = 3$

чем для ньютоновской жидкости, а при $b > 1$ – ниже (для параметров рис. 2б при $b=10$ из (8) для ньютоновской среды получаем $\delta \sim 0,137$ и $\tau/\tau_0 \sim 1,0225$).

Показатель степенного реологического закона можно найти из исследования асимптотических значений δ и τ/τ_0 при $N \rightarrow \infty$ (в частности, можно принять $N=150$), когда изменение параметров колебаний во времени уже мало и не вносит значительной ошибки ввиду недостаточной точности измерения их на практике для отдельного колебания. Этот способ подробнее был обсужден на примере крутильно-колебательного вискозиметра (см., например, [6]). Дополнительный способ оценивания реологических свойств среды вибрационным методом по сравнению, например, с аналогичным в этом отношении крутильно-колебательным методом, основан на изучении зависимости поведения параметров колебаний от времени при различных начальных амплитудах колебаний \bar{x}_0 . Повторим, что для ньютоновской среды θ и δ в установившемся регулярном режиме колебаний при различных \bar{x}_0 и заданном A одинаковы.

Ниже подробнее остановимся на одном из способов предварительной оценки b и m по значениям $\lambda_1 = 1/\theta|_{N \rightarrow 1}$ и $\delta_1 = \delta|_{N \rightarrow 1}$ для сред с $m > 1$. Кривые, демонстрирующие изменение λ_1 и δ_1 в зависимости от свойств среды, приведены на рис. 4 и построены с учетом переходных процессов, реализуемых при начальных условиях (3). Характер поведения параметров колебаний в зависимости от m при различных \bar{x}_0 определяется типом среды при этих условиях, и, в частности, величиной эффективной вязкости, зависящей от модуля скорости сдвига. Выполняя эксперименты при фиксированном значении $A = 0.01$, по рис. 4 можно оценить b и m .

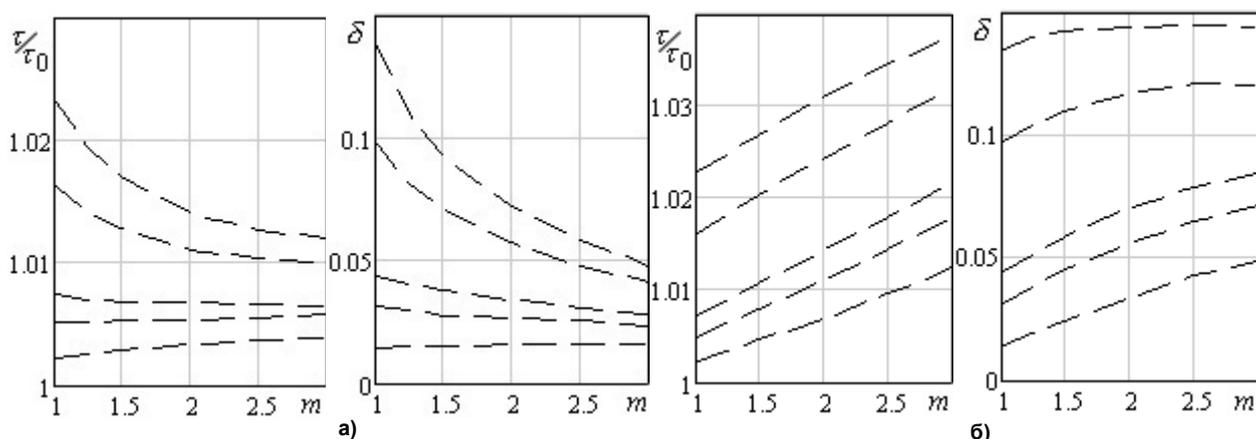


Рис. 4. Параметры колебаний λ_1 и δ_1 при различных свойствах среды $A = 0,01$; $\bar{x}_0 = 1$ (а) и $\bar{x}_0 = 10$ (б); кривые: сверху вниз $b = 10; 5; 1; 0,5; 0,1$

Полученные значения b и m необходимо уточнить путем сравнения полных зависимостей параметров колебаний от времени в процессе колебаний $\delta = \delta(N)$ и $\lambda = \lambda(N)$, т.е. путем минимизации функции качества, являющейся критерием соответствия экспериментальных и расчетных данных, построенной, например, по методу наименьших квадратов:

$$f(m, b) = \sum_{l=1}^N (y_{pl} - y_{el})^2, \quad (9)$$

где y_{pl} и y_{el} – расчетные и экспериментальные значения измеряемых в эксперименте величин (т.е. δ и τ/τ_0), l – номера экспериментальных точек. Функция (9) имеет криволинейный овраг на плоскости (m, b) , и поэтому необходимо использовать овражные методы поиска, имеющие нелокальный характер. В общем случае можно принять вектор $y = \bar{x}$, т.е. рассматривать соответствие экспериментального и расчетного закона колебаний. Для повышения точности измерения нелинейных свойств выбор оптимальных параметров колебаний (и установки) определяется из условия

$$\sum_{l=1}^N \sqrt{(\partial y_l / \partial b)^2 + (\partial y_l / \partial m)^2} \rightarrow \max, \quad (10)$$

и при равенстве дисперсий в различных экспериментальных точках берется максимально возможное число точек замера.

Заключение

Итак, в настоящей работе

1) для ньютоновских сред для режима установившихся колебаний построено вискозиметрическое уравнение, связывающее вязкость жидкости с измеряемыми в эксперименте параметрами: периодом и декрементом затухания колебаний;

2) обсуждено решение проблемы идентификации реологической принадлежности жидкостей как нелинейно вязких со степенным реологическим законом на примере модели Оствальда-Вейля. В условиях, свойственных вибрационному методу затухающих колебаний, выявлены эффекты, связанные с таким поведением среды;

3) предложен один из возможных способов оценивания неизвестных реологических свойств нелинейно вязких сред по наблюдаемым в эксперименте периоду и декременту затухания колебаний.

Литература

1. Елюхина И.В., Вяткин Г.П., Бескачко В.П. Новые возможности крутильно-колебательного метода Швидковского Е.Г.: идентификация реологической принадлежности среды// Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия». – 2003. – Вып. 3. – № 6 (22). – С. 108–115.
2. Соловьев А.Н., Каплун А.Б. О вибрационном методе измерения вязкости жидкостей// АН СССР. Теплофизика высоких температур. – 1965. – Т. 3. – № 1. – С. 139–148.
3. Hayat T., Siddiqui A.M., Asghar S. Some simple flows of an Oldroyd-B fluid// Int. J. of Eng. Science, 2001. – № 39. – P. 135–147.
4. Erdogan M.E. A note on an unsteady flow of a viscous fluid due to an oscillating plane wall// Int. J. Non-linear Mech., 2000. – № 35. – P. 1–6.
5. Foote J.R., Puri P., Kythe P.K. Some exact solutions of the Stokes problem for an elastico-viscous fluid// Acta Mech., 1987. – № 68. – P. 223–230.
6. Елюхина И.В. К оценке постоянной и показателя степенного реологического закона методом крутильных колебаний/ Тез. докл. V Всерос. конф. УМ-2004. – Новосибирск: ИВТ СО РАН, 2004. (Тр. конф. – <http://www.ict.nsc.ru/ws/UM2004/8549/yelyukhina1.html>).

ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ НЕНЬЮТОНОВСКИХ СРЕД В ОСЦИЛЛИРУЮЩИХ РЕОМЕТРИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

И.В. Елюхина

Путем численного моделирования экспериментов изучены особенности течения нелинейно вязких и вязкопластичных сред в осциллирующих реометрических системах на примерах крутильно-колебательного вискозиметра в режиме затухающих колебаний и вибрационного вискозиметра в режиме вынужденных колебаний.

Введение

При планировании корректных экспериментов по идентификации реологической принадлежности жидкостей и определения их параметров необходимо учитывать особенности течения сред различных реологических типов. Рассмотрим подробнее два типичных нестационарных случая: затухающие колебания крутильно-колебательного вискозиметра (рис. 1) и вынужденные колебания вибрационного вискозиметра (рис. 2) (см., например, [1]).

В подобных периодических течениях на практике обычно реализуются случаи, когда полная деформация остается сколь угодно малой, хотя ее мгновенная скорость может быть высокой. В этом случае состояние простой жидкости с затухающей памятью можно охарактеризовать как линейное вязкоупругое, а течение описать единственной материальной функцией – комплексной вязкостью. В этом случае для установившегося режима вискозиметрические уравнения могут быть получены аналитически, и в детальном изучении локальных особенностей течений таких сред нет необходимости. Поэтому далее остановимся на рассмотрении течений неньютоновских жидкостей, в реологические уравнения состояния которых входят нелинейно вязкие или вязкопластические составляющие.

Математическая формулировка задачи

Крутильно-колебательный метод

Математическую модель эксперимента для случая длинного цилиндра в цилиндрической системе координат представим в следующем виде:

1) уравнение движения жидкости

$$\frac{\partial U}{\partial T} = \frac{\partial \sigma_{\xi\varphi}}{\partial \xi} + \frac{2\sigma_{\xi\varphi}}{\xi}, \quad (1)$$

2) уравнение движения цилиндра

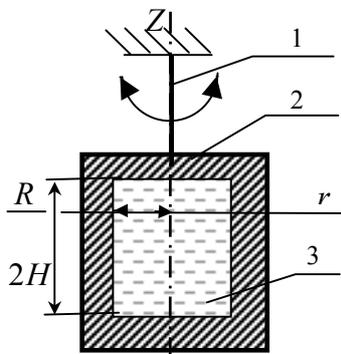


Рис. 1. Схема метода:
1 – упругая нить; 2 – цилиндр, совершающий затухающие крутильные колебания вокруг своей оси; 3 – исследуемая жидкость

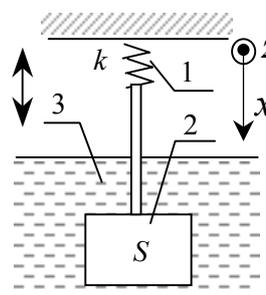


Рис. 2. Схема метода:
1 – упругий элемент; 2 – пластина, совершающая плоские колебания под действием гармонич. силы; 3 – исследуемая жидкость

$$\frac{d^2 \alpha}{dT^2} + 2\Delta_0 \frac{d\alpha}{dT} + \alpha = P, \quad (2)$$

3) начально-краевые условия для (1), (2):

$$U(\xi, 0) = 0, \quad U(\xi_0, T) = \frac{d\alpha}{dT} \xi_0, \quad U(0, T) = 0, \quad \alpha(0) = \alpha_0 \sim 6^\circ, \quad \left. \frac{d\alpha}{dT} \right|_{T=0} = 0. \quad (3)$$

4) реологическое уравнение состояния

4.1) для ньютоновской среды

$$\sigma_{\xi\varphi} = D_{\xi\varphi}, \quad (4)$$

4.2) для нелинейно вязкой среды по модели Оствальда–Вейля (см., например, [2])

$$\sigma_{\xi\varphi} = b D_{\xi\varphi} D^{m-1}, \quad (5)$$

4.3) для вязкопластической среды по модели Бингама (см., например, [3])

$$\sigma_{\xi\varphi} = \begin{cases} (1 + Bm/D) D_{\xi\varphi} & \text{при } D \geq D_0, \\ k_\sigma D_{\xi\varphi} & \text{при } D < D_0, \end{cases} \quad (6)$$

где

$$P = -\frac{4}{\xi_0^2} A \sigma_{\xi\varphi} \Big|_{\xi=\xi_0}, \quad D_{\xi\varphi} = \frac{\partial U}{\partial \xi} - \frac{U}{\xi}, \quad A = \frac{MR^2}{2K}, \quad Bm = \frac{\sigma_0}{\nu \rho q_0}, \quad b = \frac{q_0^{m-1} K_\nu}{\nu \rho}, \quad D_0 = \frac{Bm}{k_\sigma - 1},$$

$$U = V/dq_0, \quad T = q_0 t, \quad \xi_0 = R/d, \quad \xi = r/d, \quad d = \sqrt{\nu/q_0}, \quad q_0 = 2\pi/\tau_0, \quad \Delta_0 = \delta_0/2\pi; \quad (7)$$

t – время, α – угловое смещение цилиндра, α_0 – начальное смещение, R – внутренний радиус цилиндра, d – толщина пограничного слоя, K_ν и m – постоянная и показатель степенного реологического закона, Bm – число Бингама, σ_0 – предел текучести, ν – кинематическая вязкость среды, ρ – плотность среды, $V(r, t)$ – азимутальная компонента скорости, τ_0 – период собственных установившихся колебаний, q_0 – циклическая частота колебаний пустого цилиндра, δ_0 – логарифмический декремент затухания собственных установившихся колебаний, $D_{\xi\varphi}$ – $\xi\varphi$ -я компонента \mathbf{D} , D – второй инвариант \mathbf{D} , \mathbf{D} – тензор скоростей деформации, $\sigma_{\xi\varphi}$ – $\xi\varphi$ -я компонента тензора напряжений; P – момент сил, приложенных к цилиндру со стороны среды, A – отношение моментов инерции среды в цилиндре $0,5MR^2$ и пустой подвесной системы K относительно оси цилиндра, M – масса среды, величины P , M и K отнесены к единице длины цилиндра. Для рассматриваемого течения $D = |D_{\xi\varphi}|$. При моделировании вязкопластического поведения в (6) принята модель bi-viscosity, в которой для лучшего соответствия модели истинному вязкопластическому поведению модельный коэффициент $k_\sigma \sim 10^3$. Затуханием колебаний в отсутствие среды далее пренебрегаем: $\delta_0 = 0$.

Вибрационный метод

Математическую модель вискозиметрических экспериментов представим как

$$\frac{\partial U}{\partial T} = \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \cdot k_f; \quad (8)$$

$$\frac{d^2 \bar{x}}{dT^2} + \bar{x} = \sin \frac{T}{\lambda} + 2A \frac{\partial U}{\partial z} \Big|_{z=0} \cdot k_{tr}; \quad (9)$$

$$\left. \frac{d\bar{x}}{dT} \right|_{T=0} = 0, \quad \bar{x}(0) = 0, \quad U(\bar{z}, 0) = 0, \quad U(0, T) = y \cdot \frac{d\bar{x}}{dT}, \quad U(\infty, T) = 0; \quad (10)$$

для среды Оствальда–Вейля:

$$k_f = mb \left| \frac{\partial U}{\partial z} \right|^{m-1}, \quad k_{tr} = b \left| \frac{\partial U}{\partial z} \right|_{z=0}^{m-1}; \quad (11)$$

Расчет и конструирование

для среды Бингама:

$$k_f = k_{tr} = k_\sigma - \text{при } \left| \frac{\partial U}{\partial z} \right| < D_0,$$

$$k_f = 1, k_{tr} = \left(1 + Bm \left| \frac{\partial U}{\partial z} \right|_{z=0} \right) - \text{при } \left| \frac{\partial U}{\partial z} \right| \geq D_0; \quad (12)$$

где $\bar{x} = xk/F$, $T = \omega_0 t$, $\lambda = \omega_0/\omega$, $\omega_0^2 = k/m_0$, $\bar{z} = z/d$, $d = \sqrt{\nu/\omega_0}$, $A = Sv\rho\omega_0/F$, $b = \omega_0^{m-1} K_\nu / (\nu\rho)$, $Bm = \sigma_0 / (\nu\rho\omega_0)$, $y = F/(kd)$, $U = V/(d\omega_0)$, $V = V_x$ – скорость колеблющейся пластины, m_0 – масса подвесной системы, k – жесткость упругого элемента, ω и F – частота и амплитуда вынуждающей силы, S – площадь поверхности пластины, x – линейное смещение пластины, z – координата вдоль оси Z , $z = 0$ – на пластине; $\beta = \sqrt{2}Ay$, где β – см. [2]; описание остальных параметров – см. после (7).

Сопряженные задачи о движении зонда и среды (1)–(3), (5) или (6) и (8)–(10), (11) или (12) решены численно. Для решения системы нелинейных уравнений в работе использован метод прямых. Полученная система обыкновенных дифференциальных уравнений интегрировалась, в частности, методом Рунге-Кутты четвертого порядка с контролем точности и автоматическим выбором шага по времени, методом Адамса пятого порядка точности в форме Нордсика и пр. Для интегрирования жестких систем, возникающих при определенных условиях эксперимента, был использован метод Гира шестого порядка точности. Производные по координате аппроксимировались разностными отношениями с пятью узловыми точками, обеспечивающими точность порядка четвертой степени шага по координате.

Результаты и обсуждение

Нелинейно вязкие среды

Рассмотрим простейший тип осциллирующего течения – на пластине. Для нелинейно вязких сред можно выделить два вида течения: при вязкости больше и меньше ньютоновской, в зависимости от чего граница области развитого течения приближается или удаляется от пластины по сравнению с ньютоновской (рис. 3 – для дилатантной среды). Это объясняется тем, что глубина проникновения пропорциональна кажущейся вязкости bD^{m-1} , определяемой отношением напряжения и скорости сдвига, которая для дилатантных сред при данных условиях эксперимента (когда $D < 1$) падает с ростом m и при уменьшении D . Так, рис. 3б соответствует малым D ($|D'_0| < 0.1$, где $D'_0 = D'|_{z=0}$, D' – скорость сдвига). Кривая течения для $m = 2$ на рис. 3а проходит ниже прямой для ньютоновской среды с $m = 1$, и граница области, где $U \sim 0$, находится ближе к пластине для среды с $m = 2$. При $\beta = \text{const}$ с ростом y , т.е. с ростом, например, амплитуды вынуждающей силы F , расширяется интервал значений скорости сдвига, проходимых в процессе колебаний, и при $|D'_0| \gg 1$ граница находится существенно дальше от пластины, чем для ньютоновской жидкости. На практике это может означать, что предположение о безграничности среды уже не допустимо и влиянием стенок пренебрегать нельзя.

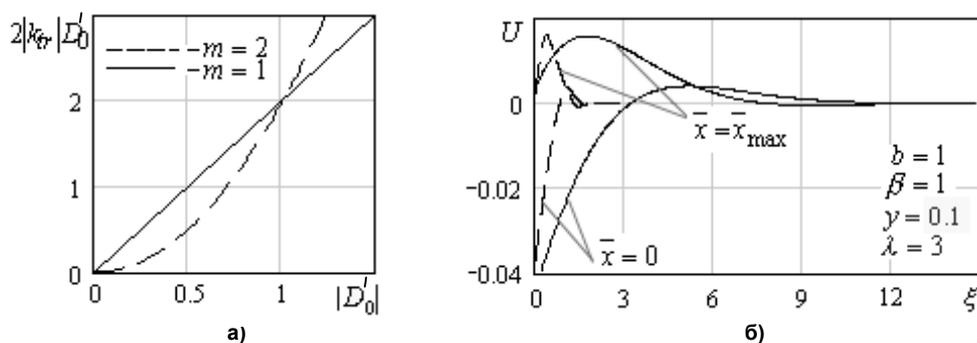


Рис. 3. К зависимости $U=U(\xi)$ для дилатантной среды при малых скоростях сдвига

На частотных спектрах напряжения и скорости сдвига на пластине (рис. 4), построенных для режима установившихся колебаний, выявлено появление нечетных гармоник вынуждающей силы, обнаруженных ранее в [4] в упрощенной модели с сосредоточенными параметрами. Распределение интенсивностей пиков спектра, в т.ч. вид их огибающей, определяется нелинейными свойствами жидкости и условиями эксперимента, что позволяет исследовать свойства таких сред в рамках Фурье реологии.

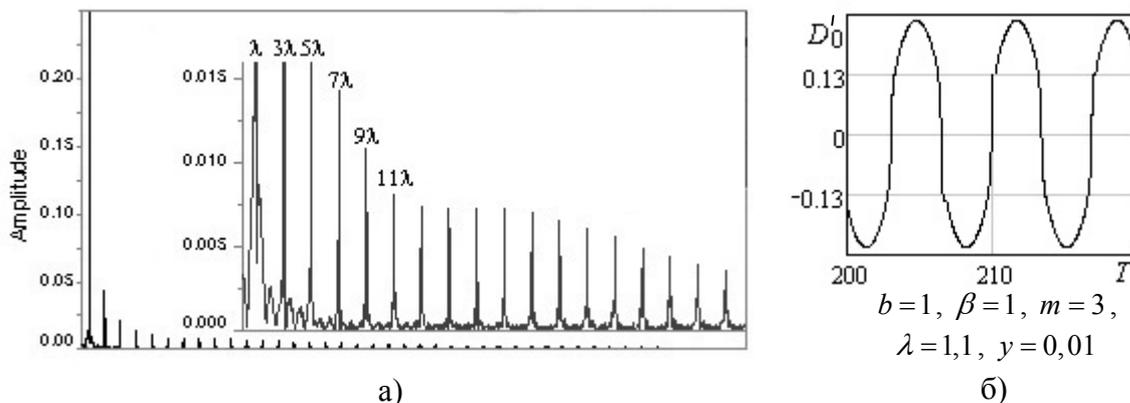


Рис. 4. Спектр (а) и зависимость скорости сдвига (б) на пластине от времени

Данные особенности наблюдаются и при течении в крутильно-колебательном вискозиметре. Заметим, что в т.ч. при малых скоростях сдвига, реализуемых в режиме затухающих колебаний, среды с $m > 1$ относятся к дилатантным, а с $0 < m < 1$ – к псевдопластичным. При численном моделировании с учетом того, что для дилатантных сред область развитого течения находится вблизи стенки цилиндра, расчеты необходимо проводить в интервале $\xi \in [\xi_1, \xi_0]$, где ξ_1 определяется как $U(0 \dots \xi_1, T) \sim 0$, а для псевдопластичных – в ряде случаев брать большее число точек у оси цилиндра.

Вязкопластичные среды

При заполнении крутильно-колебательного вискозиметра вязкопластичной средой около оси цилиндра всегда присутствует твердое ядро (зона 1 на рис. 5), где сдвиговые напряжения не превосходят предел текучести. Также в потоке имеется тонкая твердотельная прослойка (зона 2 на рис. 5), возникающая у поверхности цилиндра, перемещающаяся в процессе колебания к ядру, граница которого движется в это время от центра, и при достижении ядра сливающаяся с ним (рис. 5–7). В таких зонах скорость U по координате ξ изменяется линейно: $dU/d\xi - U/\xi = 0$, и, в частности, в случае развитого по всему сечению твердотельного течения $U(\xi, T) = d\alpha/dT \cdot \xi$. Застойным зонам соответствуют прямолинейные участки, начиная от $\xi = 0$, на рис. 6, 7 (зона 1) и искривление профиля скорости сдвига при смене знака D' на рис. 7 (зона 2); это области с $|D'| < D_0$ на рис. 5.

Расчет по идеальной модели для вязкопластичной среды (т.е. когда $\sigma_{\xi\varphi} = D_{\xi\varphi} = 0$ при $|\sigma_{\xi\varphi}| < \sigma_0$ в (6) и пр.), так же как и учет конечной длины цилиндра, значительно усложняет численные формулировки, в т.ч., существенно повышая время расчета, и в то же время не обеспечивает требуемой точности и в ряде случаев сходимости к истинному решению. Так, например, численные модели, основанные на определении на каждом временном слое радиуса твердого ядра вязкопластического течения аналогично выполняемому при стационарных течениях, к примеру, в капиллярной реометрии, не позволяют корректно промоделировать твердотельные прослойки, наличие которых изменяет напряжение на стенке цилиндра, внося часто существенные ошибки в закон колебаний. Использование модели bi-viscosity здесь дает удовлетворительные результаты: при $k_\sigma \sim 10^3 \dots k_\sigma \sim 10^4$ расхождение в рассчитанных значениях составляет менее 0,1 %.

Расчет и конструирование

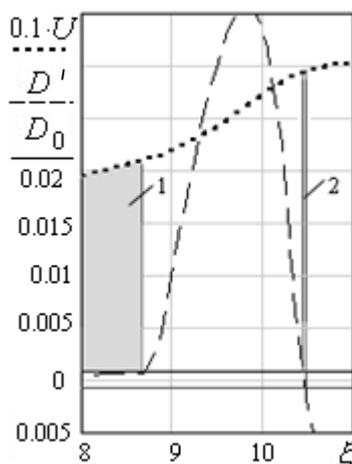


Рис. 5. Зависимости $U=U(\xi)$ и $D'=D'(\xi)$

■ – застойные зоны

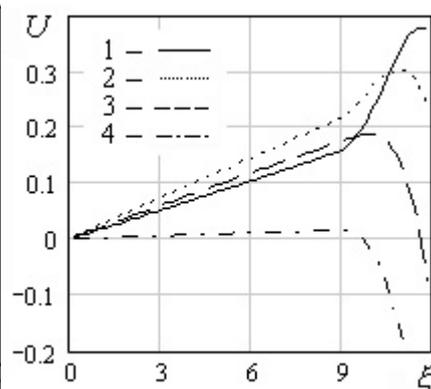


Рис. 6. Зависимость $U=U(\xi)$

$$\xi_0 = 12, A = 0,2, Bm = 0,4;$$

Кривые 1–4 соответствуют моментам времени в течение 1-й четверти полупериода (крив. 1, 2) и 2-й четверти (крив. 3, 4)

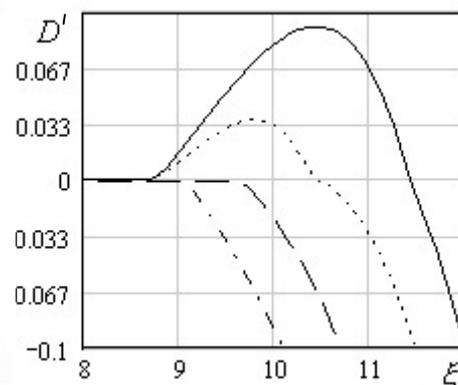


Рис. 7. Зависимость $D'=D'(\xi)$

При течении в вибрационном вискозиметре при значениях \bar{z} , прилегающих к правой границе расчетной области, образуется неподвижная твердотельная зона, а вязкопластическое течение перемежается твердотельными прослойками (обычно 1-й – 2-мя). Для такой жидкости характерен рост области развитого течения по сравнению с ньютоновской (т.е. смещения расчетной границы $U(\infty, T) = 0$ в (10)) вследствие увлечения жидкости твердыми прослойками, что качественно согласуется с результатами для псевдопластичных сред.

Заключение

В работе обсуждены особенности, на которые следует обращать внимание при численном моделировании экспериментов по идентификации реологической принадлежности и свойств неньютоновских сред – нелинейно вязких (модель Оствальда–Вейля) и вязкопластичных (модель Бингама). Так,

- 1) выявлен рост области развитого течения для вязкопластичных и псевдопластичных жидкостей и уменьшение этой области для дилатантных сред;
- 2) проанализирована динамика развития твердотельных зон в процессе затухания крутильных колебаний,
- 3) установлено появление нечетных гармоник вынуждающей силы на спектрах напряжения и скорости сдвига на пластине;
- 4) выполнены рекомендации по численным расчетам таких течений в осциллирующих реометрических системах.

Литература

1. Елюхина И.В., Вяткин Г.П. Параметрическая идентификация нелинейно вязких свойств жидкостей вибрационным методом затухающих колебаний// Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып. 6. – № 1 (41). – С. 6–11.
2. Balmforth N.J., Craster R.V. A consistent thin-layer theory for Bingham plastics// J. Non-Newtonian Fluid Mech., 1999. – № 84. – P. 65–81.
3. Fang P., Manglik R.M., Jog M.A. Characteristics of laminar viscous shear-thinning fluid flows in eccentric annular channels// J. Non-Newtonian Fluid Mech., 1999. – № 84. – P. 1–17.
4. Wilhelm M., Maring D., Spiess H.-W. Fourier-transform rheology// Rheol. Acta, 1998. – № 37. – P. 399–405.

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ, СМАЗЫВАЕМЫХ НЕНЬЮТОНОВСКИМИ ЖИДКОСТЯМИ*

*В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная,
К.В. Гаврилов, И.В. Андрющенко*

Приводится методика и результаты расчета гидромеханических характеристик шатунного подшипника коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания. Поле гидродинамических давлений в смазочном слое подшипника определяется на основе алгоритма сохранения масс. Неньютоновские свойства применяемой для смазки жидкости Максвелла учитываются зависимостями ее вязкости от второго инварианта скоростей сдвига и времени запаздывания изменений вязкости при быстром росте давлений в смазочном слое. Показано, что применение для смазки шатунного подшипника неньютоновских жидкостей приводит к заметному уменьшению толщины смазочного слоя и потерь на трение.

1. Введение. К числу распространенных смазочных жидкостей, обнаруживающих неньютоновские свойства, относятся масла, загущенные полимерными присадками. За последнее время интерес к таким жидкостям возрос и появились работы, в которых неньютоновские свойства масел учитываются при расчете сложнонагруженных подшипников и, в частности, подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания.

С целью упрощения решения задачи расчета динамики и гидромеханических характеристик таких подшипников чаще всего полагают, что они смазываются вязкоупругой жидкостью Максвелла, неньютоновские свойства которых можно описать степенной зависимостью вязкости от скоростей сдвига в смазочных слоях [1]. В работе [2] дополнительно учитываются эффекты релаксации, вызванные запаздыванием изменения вязкости при быстром нарастании гидродинамических давлений. К сожалению, степенной закон при малых скоростях сдвига не обеспечивает получение хотя бы качественно правильных результатов.

В работе Гезима [3] для зависимости вязкости от второго инварианта скоростей сдвига использовано эмпирическое выражение, обеспечивающее совпадение расчетных и экспериментальных результатов для всех реальных значений скоростей сдвига в смазочном слое статических нагруженных подшипников.

В работе [4] формулой Гезима учитываются неньютоновские свойства жидкости Максвелла при решении задачи расчета гидромеханических характеристик сложнонагруженного подшипника. Поле давлений в смазочном слое рассчитывается на основе численного алгоритма сохранения масс, разработанного Элродом [5], который, как показано во многих работах, не гарантирует получения устойчивых результатов.

В статье для определения поля гидродинамических давлений в смазочном слое в отличие от работы [4] использован хорошо зарекомендовавший себя алгоритм сохранения масс, первоначальная версия которого предложена в [6]. Алгоритм базируется на интегрировании модифицированного уравнения Элрода и обеспечивает равенство переносимых масс на границах разрыва и восстановления активной области смазочного слоя неньютоновской жидкости.

2. Уравнение Рейнольдса для давлений в смазочном слое неньютоновской жидкости. На схеме (рис. 1) подшипник и шип, радиусы которых $r_1 \approx r_2 \approx r$, вращаются с абсолютными угловыми скоростями ω_1 и ω_2 . Положение центра шипа характеризуется эксцентриситетом $e = O_1O_2$ и углом δ , отсчитываемым от оси O_1X системы O_1XY , закрепленной на подшипнике. В этой системе угловая скорость шипа $\omega = (\omega_1 - \omega_2)$, а его центр O_2 движется с некоторой относи-

* Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (Проект 04-01-96088).

Расчет и конструирование

тельной скоростью, составляющие которой на линию центров и направление ей перпендикулярное равны de/dt и $e \cdot d\delta/dt$, где t – время.

Оси Ox, Oz системы координат $Oxzy$, в которой рассматривается течение неньютоновской жидкости в тонком смазочном слое, лежат в плоскости, на которую развёртывается поверхность подшипника. Ось Oy направлена по нормали к поверхности, $-B/2 \leq z \leq B/2$, где B – ширина подшипника.

Для скоростей поверхностей подшипника и шипа справедливы приближенные соотношения [6]:

$$V_{1x} = 0; V_{1y} = 0; V_{2x} = \omega r; V_{2y} = \partial h / \partial t + \omega r \cdot 1/r \cdot \partial h / \partial t, \quad (1)$$

где $h = M_1 M_2 \approx M_1 M'_2$ – толщина смазочного слоя.

Рассмотрим класс вязкоупругих жидкостей Максвелла, реологические свойства которых описываются уравнениями

$$\tau_{xy} + \lambda \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial t} = \mu(I_2) \frac{\partial V_x}{\partial y}; \quad \tau_{yz} + \lambda \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial t} = \mu(I_2) \frac{\partial V_z}{\partial y}. \quad (2)$$

Здесь λ – время релаксации, характеризующее запаздывание изменений касательных напряжений τ относительно изменений скоростей сдвига; $\mu(I_2)$ – вязкость смазки, являющаяся функцией второго инварианта скоростей сдвига:

$$I_2 = \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2. \quad (3)$$

Связь касательных напряжений с гидродинамическими давлениями в смазочном слое определяется обычной системой уравнений Рейнольдса:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y}; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0. \quad (4)$$

Дифференцируя уравнения (2) по y , получаем соотношения

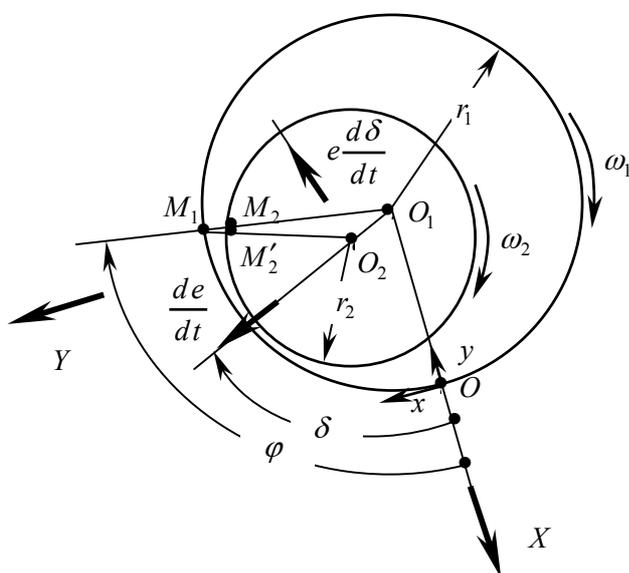


Рис. 1

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \lambda \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_x}{\partial y} \right); \quad \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \lambda \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial y} \right),$$

подстановкой которых в (4), находим

$$\frac{\partial p^*}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_x}{\partial y} \right); \quad \frac{\partial p^*}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial y} \right); \quad \frac{\partial p^*}{\partial y} = 0, \quad (5)$$

где

$$p^*(t) = p + \lambda \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (6)$$

При $\lambda = 0$ система (5), за исключением обозначения p^* , ничем не отличается от системы уравнений, являющейся исходной для задачи тепломассообмена в тонких смазочных слоях неньютоновской жидкости, сформулированной в работе [7].

Исходя из этого, обозначив $\bar{\phi}_k = \int_0^1 \bar{y}^k / \bar{\mu} d\bar{y}$, где $\bar{\mu} = \mu / \mu_0$ (μ_0 – характерная вязкость), $\bar{y} = y/h$, выпишем, воспользовавшись результатами работы [7], уравнение (символ «*» при p опущен), интегрированием которого определяется поле гидродинамических давлений $p^*(\varphi, z)$:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{\omega} \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \cdot \bar{h}). \quad (7)$$

Здесь $\bar{h} = h/h_0$; $h_0 = (r_1 - r_2)$; $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$; $\bar{p} = (p - p_a)\psi^2/\mu_0\omega_0$; $\psi = h_0/r$; $\bar{z} = z/r$, $-a \leq \bar{z} \leq a$, $a = B/2r$; $\tau = \omega_0 t$, где μ_0, ρ_0, ω_0 – характерные: вязкость, плотность смазки, частота вращения шипа, p_a – атмосферное давление.

Безразмерная толщина смазочного слоя \bar{h} и её производная $\partial \bar{h}/\partial \tau$ определяются формулами $\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta)$, $\partial \bar{h}/\partial \tau = -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta)$, где $\chi = e/h_0$ – относительный эксцентриситет; $\dot{\chi}, \dot{\delta}$ – производные по безразмерному времени τ .

Интегрируя (6), получаем уравнение

$$p = p(t - t_0) e^{-(t-t_0)/\lambda} + \frac{1}{\lambda} e^{-t/\lambda} \int_{t_0}^t e^{t/\lambda} p^*(t) dt, \quad (8)$$

с помощью которого определяется поле давлений $p(\varphi, z, t)$ при известном из решения уравнения (7) поле $p^*(\varphi, z, t)$.

Формулы для проекций на оси Ox , Oz производных вектора скорости элементарного объема смазки имеют вид [7]:

$$\frac{\partial V_x}{\partial \bar{y}} = \frac{\omega_0}{\bar{\mu}\psi} \left[\frac{\bar{\omega}}{\bar{h}\bar{\phi}_0} + \bar{h} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right]; \quad \frac{\partial V_z}{\partial \bar{y}} = \frac{\omega_0}{\bar{\mu}\psi} \bar{h} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}. \quad (9)$$

Уравнения (7)–(9) пригодны и для описания неизотермического течения неньютоновской жидкости в тонком смазочном слое, когда его температура является функцией координат $\varphi, \bar{z}, \bar{y}$. В изотермическом случае, который рассматривается в настоящей статье, зависимость $T = T(\varphi, \bar{z}, \bar{y})$ не учитывается и тем самым вводится понятие эффективной (расчетной) температуры смазочного слоя $T_s(t)$, которая, являясь функцией времени, может в момент τ корректироваться на основе рассмотрения уравнения теплового баланса, отражающего равенство количества теплоты, рассеянной в смазочном слое и отведенной смазкой, вытекающей в торцы подшипника. Приближенно может быть учтено и количество теплоты, отведенной в шип и подшипник.

3. Модифицированное уравнение Элрода. Уравнение (7) в области $\Omega = [\varphi \in 0, 2\pi; \bar{z} \in -a, a]$ будем интегрировать при граничных условиях ЯФО (Якобсона–Флобера–Ольсена), используя основополагающие идеи алгоритмов сохранения массы из работ [5, 6]. Заменим уравнение (7) уравнением относительно степени заполнения зазора θ :

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h}\theta) + \frac{\partial}{\partial \varphi} (B + C) + \frac{\partial D}{\partial \bar{z}} = 0. \quad (10)$$

Здесь $B = \bar{\omega}(H\theta)$, $H = \bar{h}(1 - \bar{\phi}_1/\bar{\phi}_0)$; $C = -\Gamma \frac{\partial}{\partial \varphi} [g\bar{\beta}(\theta - 1)]$, где $\Gamma = \bar{h}^3(\bar{\phi}_2 - \bar{\phi}_1^2/\bar{\phi}_0)$, $\bar{\beta} = \beta\psi^2/\mu_0\omega_0$ – коэффициент сжимаемости смазки; $g(\theta)$ – переключающая функция: $g = 1$, если $\theta \geq 1$, $g = 0$, если $\theta < 1$; $D = -\Gamma \frac{\partial}{\partial \bar{z}} [g\bar{\beta}(\theta - 1)]$.

Степень заполнения θ , связана с гидродинамическими давлениями соотношением

$$\bar{p} = \bar{p}_c + g(\theta)\beta(\theta - 1). \quad (11)$$

Здесь \bar{p}_c – давление кавитации, постоянное в области $\Omega_c = (\Omega - \Omega_A)$, где Ω_A – активная область, где $\bar{p}(\varphi, z) > 0$

Для интегрирования уравнения (10) использовался конечноразностный алгоритм из работы [5], а само уравнение было модифицировано следующим образом. В активной области Ω_A в виду малых отличий степени заполнения от единицы функция θ заменялась на $\theta^* = g + (1 - g)\theta$.

Расчет и конструирование

Операторы C и D с учетом (11) заменялись на $C^* = -\Gamma \partial \Pi / \partial \varphi$, $D^* = -\Gamma \partial \Pi / \partial \bar{z}$, где $\Pi = g\bar{p} + (1-g)\bar{p}_c$.

С учетом этого уравнение (10) записывалось в виде

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \theta^*) + \frac{\partial}{\partial \varphi} (B^* + C^*) + \frac{\partial D^*}{\partial \bar{z}} = 0, \quad (12)$$

где $B^* = \bar{\omega} [gH + (1-g)(H\theta)]$.

4. Динамика сложнагруженного подшипника. Типичным представителем сложнагруженных гидродинамических подшипников является шатунный подшипник коленчатого вала (рис. 2) двигателя внутреннего сгорания. Очевидно, что

$\omega_1 = -d\beta/dt$, $\omega_2 = d\alpha/dt$, $\bar{\omega} = \omega/\omega_0 = 1 + \lambda \cos \alpha / (1 - 0,5\lambda^2 \sin^2 \alpha)$, где $\omega_0 = \omega_2$, λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

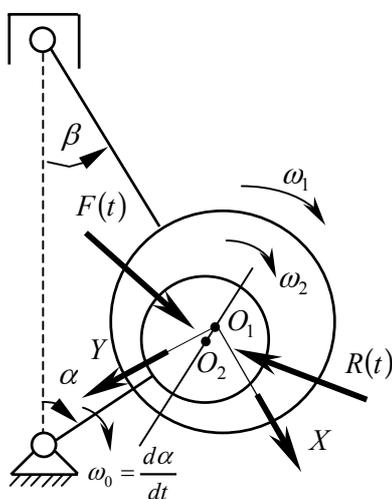


Рис. 2

Внешние нагрузки $F_U(\tau)$ и реакции смазочного слоя $R_U(U, \dot{U})$ приводились к центру шипа, а уравнения плоского движения его центра записывались в виде:

$$\omega_0^2 m_s \ddot{U} = F_U(\tau) + R_U(U, \dot{U}). \quad (13)$$

Здесь $m_s, U = (X, Y)$ – эффективная (расчетная) масса шипа и вектор перемещений его центра; \ddot{U}, \dot{U} – производные по безразмерному времени. Проекции $F_U(\tau)$ считаются известными, реакции $R_U(U, \dot{U})$ связаны с безразмерными реакциями

$$\bar{R}_U = \begin{bmatrix} \bar{R}_X \\ \bar{R}_Y \end{bmatrix} = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega_A} \bar{p} \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z} \quad (14)$$

соотношениями $R_U = k_R \bar{R}_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}})$, где $k_R = BD\mu_0\omega_0/\psi^2$, $\bar{U} = U/h_0$.

На основе результатов численного интегрирования уравнений (10) и (13) рассчитывается траектория центра шатунной шейки и определяются мгновенные за цикл нагружения τ_y гидромеханические характеристики: минимальная толщина смазочного слоя $h_{\min}(\tau)$, максимальное гидродинамическое давление $p_{\max}(\tau)$, потери мощности на трение $N(\tau)$, расход смазки $Q_T(\tau)$ в торцы подшипника, эффективная (расчетная) температура смазочного слоя $T_s(\tau)$. Кроме этого определяются экстремальные $\inf h_{\min}$, $\sup p_{\max}$ и средние h_{\min}^* , p_{\max}^* , N^* , Q_T^* , T_s^* значения этих характеристик.

Расход $Q_T(\tau)$ определяется формулой [7]:

$$Q_T = -\frac{BD^2\psi\omega_0}{2a} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \left. \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right|_{\bar{z}=a} d\varphi,$$

а $N(\tau)$ – интегрированием диссипативной функции рассеивания

$$N = \frac{BD^2\psi\mu_0}{8a} \iint_{\Omega^-} D^* \cdot \theta d\varphi d\bar{z}.$$

Здесь $\Omega^- = (\Omega - \sum \Omega_s)$; $D^* = \int_0^1 \bar{\mu} \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right] d\bar{y}$,

где $\sum \Omega_s$ – площадь, занятая источниками смазки.

5. Зависимость вязкости неньютоновских масел от скоростей сдвига. Для неньютоновских масел, например, для масел загущенных полимерными присадками, достаточно удовлетворительное совпадение с экспериментальными результатами обеспечивает следующая формула [3]:

$$\mu = \mu_1 \frac{K_c + \mu_2 \sqrt{I_2}}{K_c + \mu_1 \sqrt{I_2}}. \quad (15)$$

Здесь μ_1 и μ_2 – первая и вторая ньютоновские вязкости, являющиеся для конкретной смазки функциями температуры; $K_c(T)$ – параметр, характеризующий сдвиговую стабильность смазки (чем выше K_c , тем выше стабильность смазки по отношению к сдвигу).

При малых скоростях сдвига значение вязкости μ приближается к μ_1 , а при высоких скоростях к μ_2 . Значения этих вязкостей, как и коэффициента K_c , рассчитывается в зависимости от эффективной температуры T_e .

6. Численные алгоритмы. Разностная аппроксимация уравнения (12) на сетке $\tau^n, \varphi_{ij}, \bar{z}_{ij}, \bar{y}_{ijk}$;

$\tau^n = n\Delta_\tau (n = 0, 1, 2, \dots)$; $\varphi_i = i\Delta_\varphi (i = 1, 2, \dots, N)$, $\Delta_\varphi = l_\varphi / (N - 1)$;

$\bar{z}_j = j\Delta_{\bar{z}} (j = 1, 2, \dots, M)$, $\Delta_{\bar{z}} = l_z / (M - 1)$; $\bar{y}_k = k\Delta_{\bar{y}} (k = 1, 2, \dots, K)$, $\Delta_{\bar{y}} = 1/K$,

где l_φ и l_z – протяженности подшипника в направлении координат φ и \bar{z} , приводит к следующей системе уравнений для вычисления давлений \bar{p} и степени заполнения θ

$$\begin{aligned} \bar{p}_{ij} &= k_1^{-1}(M_1 + M_2 \bar{p}_c + M_3 - K_3 + K_4), \text{ если } g_{ij} = 1; \\ \theta_{ij} &= \frac{M_1 + (M_2 - K_2) \bar{p}_c + M_3 + M_4}{\bar{\omega} \Delta_\varphi H_{ij} + K_3}, \text{ если } g_{ij} = 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Здесь $K_1 = \left\{ \left(\Gamma_{i-1/2,j} + \Gamma_{i+1/2,j} \right) + K_2 \right\}$, где $K_2 = 2 \left(\frac{\Delta_\varphi}{\Delta_{\bar{z}}} \right)^2 \Gamma_{ij}$;

$$K_3 = \Delta_\varphi^2 \left(\frac{\bar{h}_{ij}}{\Delta \tau} + \frac{\partial \bar{h}_{ij}}{\partial \tau} \right); \quad K_4 = \Delta_\varphi^2 \frac{\bar{h}_{ij}}{\Delta \bar{z}} [g_{ij}^n + (1 - g_{ij}^n) \theta_{ij}^n];$$

$$M_1 = \left\{ \left(g_{i-1,j} \Gamma_{i-1/2,j} \bar{p}_{i-1,j} \right) + \left(g_{i+1,j} \Gamma_{i+1/2,j} \bar{p}_{i+1,j} \right) + \left(\frac{\Delta_\varphi}{\Delta_{\bar{z}}} \right)^2 \Gamma_{ij} (g_{i,j-1} \bar{p}_{i,j-1} + g_{i,j+1} \bar{p}_{i,j+1}) \right\};$$

$$M_2 = \left\{ \left(-g_{i-1,j} \Gamma_{i-1/2,j} \right) - \left(g_{i+1,j} \Gamma_{i+1/2,j} \right) + \left(\frac{\Delta_\varphi}{\Delta_{\bar{z}}} \right)^2 \Gamma_{ij} [2 - (g_{i,j-1} + g_{i,j+1})] \right\};$$

$$M_3 = \bar{\omega} \Delta_\varphi [(1 - g_{i-1,j}) H_{i-1,j} \theta_{i-1,j} - f_{ij}],$$

$$\text{где } f_{ij} = \frac{(gH)_{i-1,j}}{2} (2 - g_{ij}) - \frac{(gH)_{i+1,j}}{2} g_{ij} - \frac{(gH)_{ij}}{2} (2 - g_{i+1,j} - g_{i-1,j}).$$

Процедура решения уравнений (16) включает следующие шаги.

1. В зависимости от значения g_{ij} вычисляется либо p_{ij} когда $g_{ij} = 1$, либо θ_{ij} , когда $g_{ij} = 0$. Массив $\mu_{i,j,k}$ остается при выполнении этого шага неизменным, начальные массивы \bar{p}_{ij} , θ_{ij} и $\mu_{i,j,k}$ берутся из $(n-1)$ -й точки временной оси.

2. После получения сходящегося на предыдущем шаге решения, в точках $k = 1, 2, \dots, K$ оси $0 \leq \bar{y} \leq 1$ для каждого узла i, j по формулам (9) рассчитываются массивы $(\partial V_x / \partial y)_{i,j,k}$, $(\partial V_z / \partial y)_{i,j,k}$ и по формуле (15) вязкости $\mu_{i,j,k}$.

3. Рассчитываются новые массивы скоростей сдвига $\partial V_x / \partial y$ и $\partial V_z / \partial y$.

4. Шаги 2, 3 повторяются до сходимости скоростей в двух соседних итерациях, число которых обычно не превышает трёх.

Расчет и конструирование

5. Уравнения (16) решаются вновь с новыми значениями коэффициентов при неизвестных. Массивы \bar{p}_{ij} и θ_{ij} берутся из предыдущего решения этих уравнений, а их коэффициенты рассчитываются исходя из значений $\mu_{i,j,k}$, являющихся результатом четвертого шага.

6. Шаги 4 и 5 повторяются до сходимости значений \bar{p}_{ij} и θ_{ij} , которая обычно достигается не более чем за пять итераций.

Для вязкоупругих жидкостей необходимо учесть запаздывание изменений касательных напряжений. Для этого давления $p^*(\varphi, \bar{z})$, определённые интегрированием уравнения (12), корректируются по формуле (8).

При $t_0 = t_n$ интеграл в правой части этой формулы рассчитывался по методу трапеций:

$$(p_{ij})_{n+1} = (p_{ij})_n e^{-\Delta\tau/\lambda} + \frac{1}{\lambda} \left[(p_{ij})_{n+1}^* + e^{-\Delta\tau/\lambda} (p_{ij})_n^* \right] \frac{\Delta\tau}{2}.$$

Если реакции смазочного слоя \bar{R}_U^* определять из (14) при $\bar{p} = \bar{p}^*$, в уравнения (13) нужно подставлять $\bar{R}_U = \bar{R}_U^* + \lambda \partial \bar{R}_U^* / \partial \tau$.

Более удобен приём замены в уравнениях (13) нагрузки F_U на модифицированную $F_U = F_U + \lambda \omega_0 \partial F_U / \partial \alpha$. В этом случае реакции определяются формулами (14) при $\bar{p} = \bar{p}^*$, а в уравнениях для скоростей сдвига подставляются давления, определяемые из (16).

Уравнения (13) интегрировались методом, базирующимся на формулах дифференцирования назад (ФДН) для уравнений второго порядка [8].

7. Результаты решения тестовой задачи. В качестве тестовой задачи выбрана задача расчета гидромеханических характеристик шатунного подшипника автомобильного двигателя КамАЗ-740. Исходные данные приведены в таблице.

Все расчеты выполнялись для масла 10W40 по классификации SAE.

Таблица

Радиус кривошипа	0,0600 м
Длина шатуна	0,2250 м
Площадь поршня	0,01130 м ²
Угловая частота вращения коленчатого вала	272,27 1/с
Диаметральный зазор в подшипнике	0,0000890 м
Ширина подшипника	0,02652 м
Диаметр подшипника	0,080 м

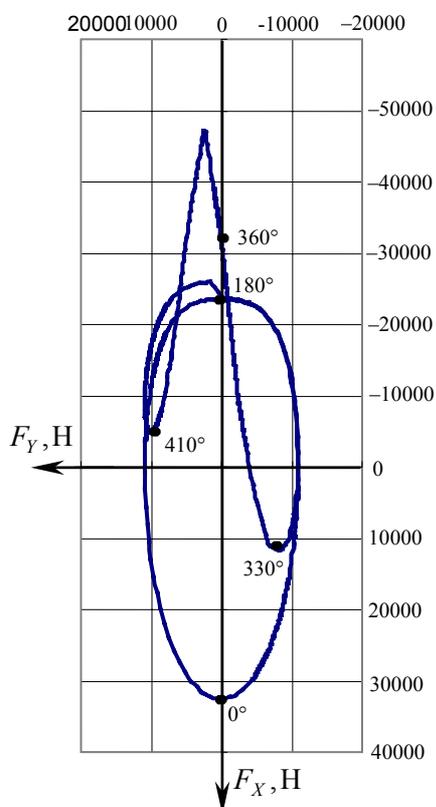


Рис. 3

Эффективная температура T_e принималась равной 100 °С и не корректировалась. При этой температуре [1]: $\mu_1 = 0,011, \text{Па} \cdot \text{с}$; $\mu_2 = 0,0063, \text{Па} \cdot \text{с}$; $K_c = 1500, \text{Па}$.

Расчетный годограф нагрузок, действующий на подшипник, показан на рис. 3, где через 90°, 180° и т.д. обозначены точки, соответствующие углам поворота α , отсчитываемым от верхней мертвой точки такта всасывания.

Из рис. 4 (цифрами 1, 2, 3 помечены результаты расчета, относящиеся соответственно к ньютоновскому маслу с $\mu_s = \mu_1$, неньютоновскому маслу при $\lambda = 0$ и неньютоновскому при $\lambda = 5 \cdot 10^{-4}$ с) следует, что гидромеханические характеристики подшипника, работающего на ньютоновских и неньютоновских маслах, отличаются весьма заметно.

Толщина смазочного слоя h_{\min} (рис. 4а) у неньютоновских масел уменьшается (до 50%), причём у вязкоупругих масел, на характеристики которых сказывается время релаксации λ , влияние неньютоновских свойств более заметно.

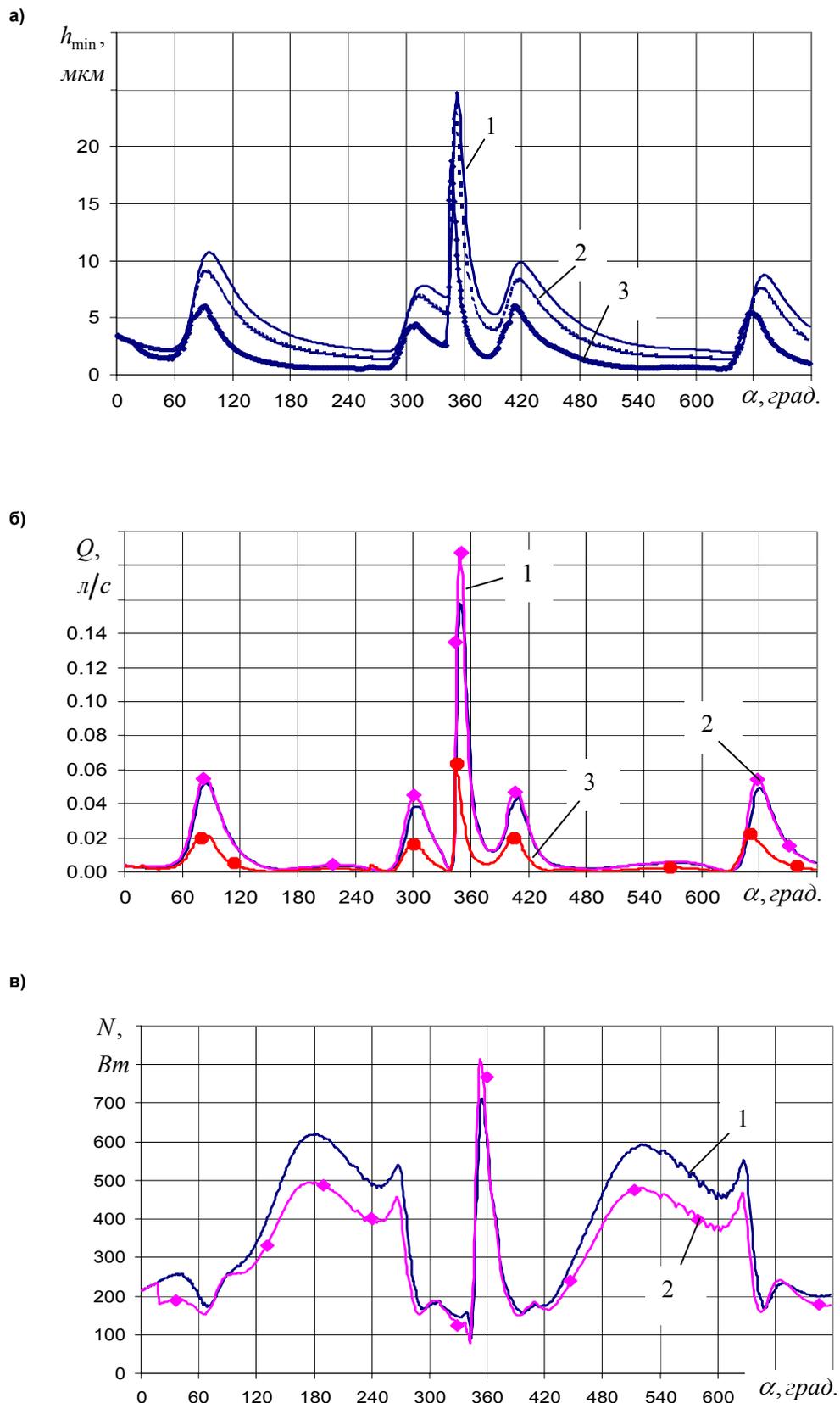


Рис. 4

Расчет и конструирование

Потери на трение (рис. 4в) также уменьшаются на 30...40 %, что, возможно, является главным фактором, объясняющим положительные результаты, наблюдаемые при эксплуатации двигателей с использованием масел, загущенных полимерными присадками.

Литература

1. Элрод. Обобщенное стационарное уравнение Рейнольдса для неньютоновских жидкостей и его применение к подшипникам скольжения// ТАОИМ. – М.: МИР/ Серия Ф. Проблемы трения и смазки. – 1983. – №3. – С. 73–79.
2. Rastogi A., Gupta R.K. Accounting for Lubricant Shear Thinning in the Design of Short Journal Bearings// J. Rheol. – 1991. – V. 35. – P. 589–603.
3. Gesim B.A. Non-Newtonian Effects of Multigrade Oils on Journal Bearings Performance// Tribology Transactions. – 1990. – V. 33. – P. 384–394.
4. Paranjpe R.S. Analisis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finit Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation// ASME Journal of Tribology. – 1992. – V. 114. – P. 736–744.
5. Элрод. Алгоритм расчета зоны кавитации// ТАОИМ. – М.: Мир/ Серия Ф. Проблемы трения и смазки. – 1981. – № 3. – С. 28–32.
6. Прокопьев В.Н., Бояришинова А.К., Гаврилов К.В. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнонагруженных опор скольжения// Проблемы машиностроения и надежности машин. – М.: Наука. 2004. – № 4. – С. 32–38.
7. Прокопьев В.Н., Караваев В.Г. Термогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями// Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2003. – Вып. 3. – № 1(17). – С. 56–66.
8. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Ширококов Н.В. Методы решения уравнений движения в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания// Вестник Уральского межрегионального отделения Российской академии транспорта. – Курган: КГУ, 1999, № 2. – С. 79–82.

ВОПРОСЫ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОЩНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Д. Хельманн

На примере питательного насоса тепловой электрической станции конструкция мощной центробежной гидромашины подразделяется на несколько функциональных групп, отвечающих за обмен, преобразование энергии и ориентированных на передачу потоку жидкости приводной мощности. Анализом каждой функциональной группы формулируются положения оптимального проектирования центробежных насосов с высокими КПД и показателями надежности. Впервые материалы исследования были представлены на конференции в г. Дрезден в 2003 году.

1. Введение

Развитие центробежных насосов для мощных энергоблоков определяется требованиями, которые формулируются при проектировании электрических станций. Основными из них являются: создание **доступных по цене насосов, имеющих достаточно высокую надежность** и/или создание **оптимальных по КПД насосов с высокой надежностью**.

Реализация этих требований предполагает точное знание закономерностей энергообмена в проточной части гидромашины и допустимых нагрузок на ее конструктивные элементы или группы элементов. Высокая надежность агрегата снижает текущие издержки его эксплуатации, расходы по техническому обслуживанию и ремонту оборудования электростанции. Вместе с тем, нельзя забывать, что требования как к основному так и вспомогательному оборудованию электрической станции могут изменяться сравнительно быстро в зависимости от запросов рынка, например, требования к КПД мощных насосов, оптимизированных по цене и имеющих высокую надежность.

2. Функциональные группы в конструкциях центробежных насосов

Независимо от того идет ли речь о конденсатных, циркуляционных, бустерных или питательных насосах, мощность гидромашины может служить основным фактором, определяющим ее конструкцию. При этом конструкция в целом может быть подразделена или разбита на определенные функциональные группы, отвечающие за обмен, преобразование энергии и ориентированные на передачу приводной мощности. На рис. 1 приведены основные функциональные группы на примере питательного насоса тепловой электрической станции. При этом конструкция привода насоса не рассматривается в рамках этой работы, хотя она, конструкция, для решения общей задачи транспорта и нагнетания питательной воды должна быть учтена.

2.1. Функция: «Генерация момента количества движения»

Приращение момента количества движения у потока жидкости в рабочем колесе определяется его геометрией и числом оборотов. Здесь сконцентрирована вся энергия, передаваемая ротором перекачиваемой жидкости и обусловленная тем или иным распределением давления вдоль лопастей рабочего колеса. Границы передачи энергии, зависящие, в частности, и от геометрии присоединенного направляющего аппарата, определяются достигнутым КПД, стабильностью напорной характеристики, механическим нагружением, акустическими излучениями и размером конструкции.

При этом момент количества движения и давление на выходе рабочего колеса, а также так называемые потоки в «дроссельных щелях» непосредственно влияют на достижимый уровень КПД, динамику ротора и надежность насоса (рис.2).

Для многоступенчатых питательных насосов вводится понятие – напор ступени, который является важным параметром, определяющим общий напор и подачу насоса. Для насосов тепловых

Расчет и конструирование

электрических станций оптимальное число ступеней определяется, кроме того, наличием поперечных связей.

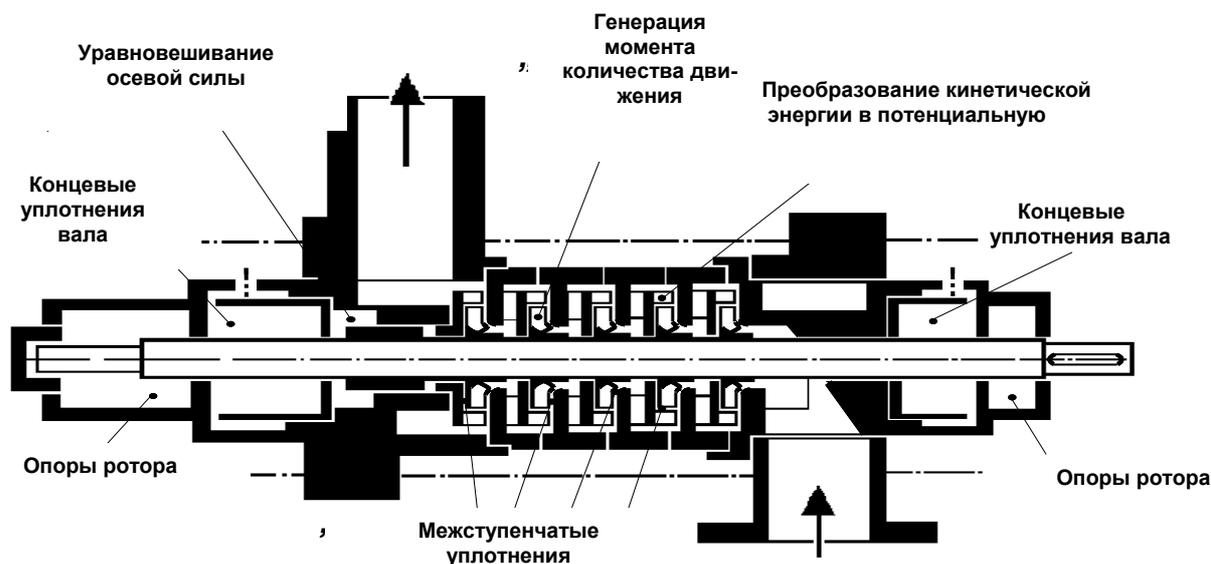


Рис. 1. Функциональные группы, реализующие передачу и преобразование энергии в насосах

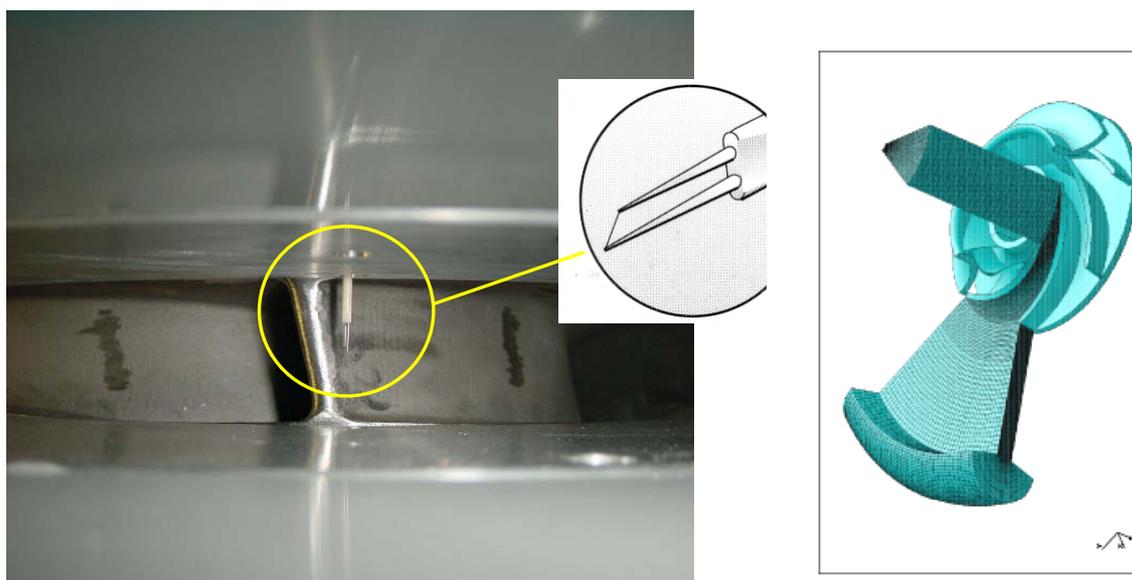


Рис. 2. Расчет и экспериментальное определение выходного потока рабочего колеса

При увеличении числа ступеней напор на одну ступень снижается, снижаются и гидродинамические силы, действующие на ступень, но продолжают действовать следующие факторы:

- радиальные и осевые силы (эти силы определяют динамику ротора, нагружение опор скольжения, уравновешивание осевой силы, работу уплотнений вала, определяют пуск из горячего и холодного состояния, взаимодействие рабочего колеса и направляющего аппарата и т.д.);
- эрозия (определяет поведение материала и зазора щели и т.д.);
- деформация из-за перепада температур и нагружения давлением (определяет работу щелевых уплотнений, подшипников, надежность при горячем пуске и т.д.);
- кавитация (условия возникновения зависят от частоты вращения ротора, напора предвключенного насоса, конструкционного материала и т.д.).

2.2. Функция: «Преобразование кинетической энергии потока в энергию давления»

Направляющий аппарат (рис. 3) включен в поток за рабочим колесом и может быть выполнен либо в виде направляющего колеса, спирали (улитки), либо комбинации спирали (улитки) и направляющего колеса. Вместе с выполнением функции «собрать и направлять» он также выполняет функцию преобразования кинетической энергии в энергию давления. Так как функция «собрать и направлять» оптимизирована для максимального КПД в рабочей точке и не может быть изменена без изменения геометрии направляющего аппарата, то поток в направляющем аппарате при частичной нагрузке и работе в перегрузочном режиме не может быть оптимальным. Нарушение потока в направляющем аппарате особенно при частичной нагрузке и перегрузках оказывает влияние на эффективность работы ступени в целом, поэтому направляющий аппарат оказывает как прямое, так и косвенное влияние на КПД и надежность гидромашины.

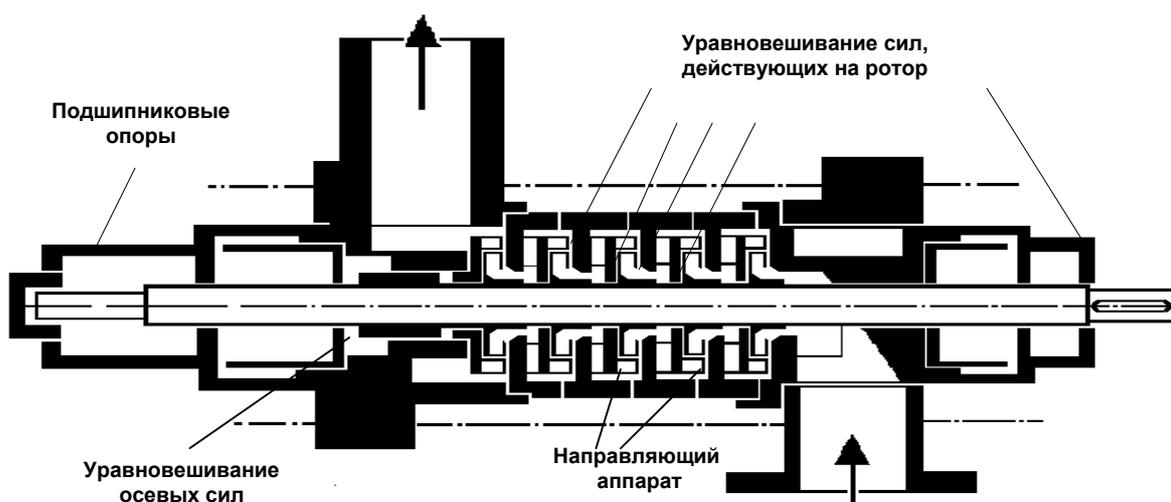


Рис. 3. Направляющий аппарат и узлы уравнивания сил, действующих на ротор

Влияние направляющего аппарата на величину КПД насоса, с одной стороны, определяется потерями при восстановлении давления за счет торможения потока. С другой стороны, это влияние определяется распределением скорости на выходе рабочего колеса, которое, кроме всего прочего, зависит от отношения ширины и радиуса рабочего колеса.

Влияние направляющего аппарата на надежность зависит в первую очередь от появления стационарных и нестационарных радиальных сил и, следовательно, вынужденных колебаний, особенно опасных в условиях резонанса. Затраты на приобретение или стоимость насоса также зависят от типа и исполнения направляющего аппарата. Например, от наружного диаметра колеса направляющего аппарата или, иначе сказать, отношения выходного диаметра рабочего колеса к диаметру направляющего аппарата (рис. 4 и 5) [2]. При этом нельзя забывать, что выходное давление и диаметр ступени определяют поверхностные силы на корпусе.

2.3. Функция: «Уравнивание сил, действующих на ротор»

Аксиальные (осевые) и радиальные силы, действующие на ротор, воспринимаются подшипниковыми опорами. Опоры скольжения имеют некоторую щель между ротором и корпусом (подшипниковый зазор), которая определяет движение ротора, а также колебания ротора и, соответственно, надежность всего насоса (см. рис. 3). Влияние подшипников на динамику ротора, особенно подшипников скольжения, связано в первую очередь с щелевыми уплотнениями рабочих колес и особенно щелевым уплотнением разгрузочного устройства (рис. 6) [3]. При этом влияние щелевых уплотнений на КПД насоса, а также влияние на динамику ротора зависит от величины зазоров, увеличивающихся со временем за счет износа трением.

Неравномерность распределения давления по поверхности покрывного диска с одной стороны и на поверхность с противоположной стороны рабочего колеса приводит к появлению результирующей осевой силы, действующей на ротор. Эта сила в общем случае не может быть

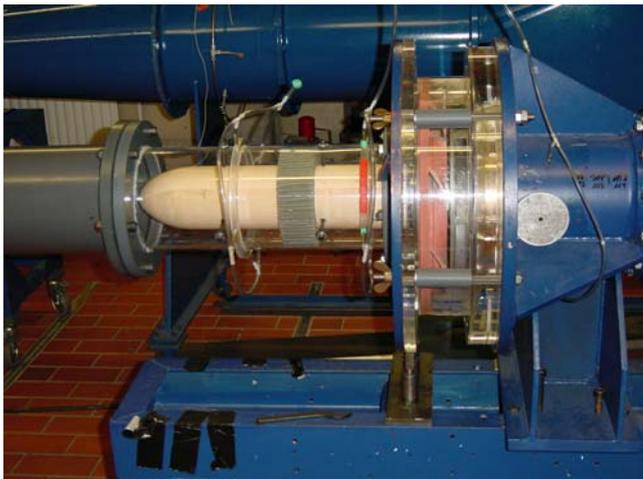


Рис. 4. Ступень на исследовательском аэродинамическом стенде

полностью воспринята осевым подшипником таким образом, чтобы ротор был полностью разгружен (см. рис. 3). Разгрузочное устройство, уравнивающее осевые силы, конструкция которого включает систему радиальных и осевых щелей, выполняет одновременно и функцию «разделения ротора и корпуса» и, кроме того, оказывает существенное влияние на эффективность (КПД) и надежность насоса.

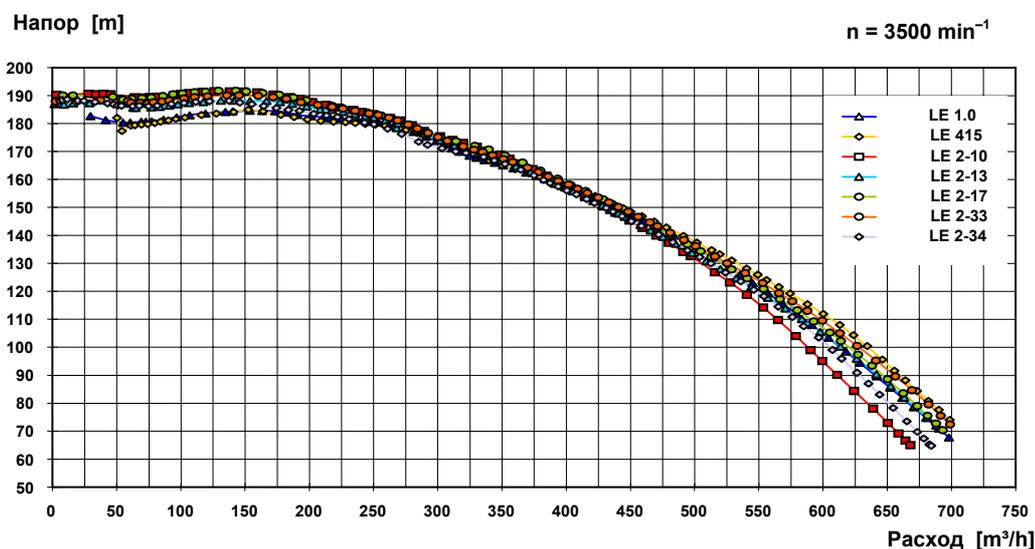


Рис. 5. Напор ступени одного рабочего колеса с различными направляющими аппаратами на стенде



Рис. 6. Взаимовлияние осевых сил и измерение осевых сил на многоступенчатом насосе высокого давления с разгрузочным поршнем

Оказывая существенное влияние на КПД, разгрузочное устройство благодаря относительно длинному (большому) щелевому зазору активно влияет на динамику ротора насоса в целом. На рис. 7 показано, каким образом осевая сила питательного насоса участвует в динамической нагрузке насоса во всех возможных вариантах нагружения [4].

2.4. Функция: «Концевые уплотнения вала» (Уплотнения вала от внешней среды)

Концевые уплотнения вала (рис. 8) на надежность насоса оказывают примерно такое же влияние, как и описанные выше функциональные группы, выход из строя которых может приводить к отключению

насоса. В практике конструирования используются как торцовые уплотнения, так и уплотнения с плавающими кольцами, так как они позволяют выполнять функцию «разделения ротора и корпуса» и обеспечить **способность насоса к запуску в любой момент**, то есть здесь мы возвращаемся к дискуссии о деформации ротора и корпуса насоса.

2.5. Функция: «Разделение ротора и корпуса насоса»

Ротор и корпус разделяются радиальными и осевыми щелями в опорах скольжения и щелевых уплотнениях рабочих колес; радиальными кольцевыми зазорами (пазухами) между рабочими колесами и направляющим аппаратом (см. рис. 8). Щели и пазухи влияют на КПД (протечки) и надежность машины. Их значение особенно велико при техническом обслуживании, например, при сборке и разборке насоса. Кроме того, нагрузки на ротор в переменных (нестационарных) режимах, таких как горячий старт (пуск), также определяются величиной зазоров в проточной части. **Отсутствие задеваний ротора и корпуса определяет способность насоса к старту или пуску в любой момент времени.** Информация об условиях переходных процессов, происходящих в насосах электростанций, может быть получена при исследовании или оптимизации КПД при максимальной надежности. Особую роль в этом случае имеет выравнивание ротора относительно уплотнений проточной части. Это, в частности, можно видеть на рис. 9 и 10, на которых представлено изменение зазора в щелевых уплотнениях с помощью анализа термонапряженного состояния.

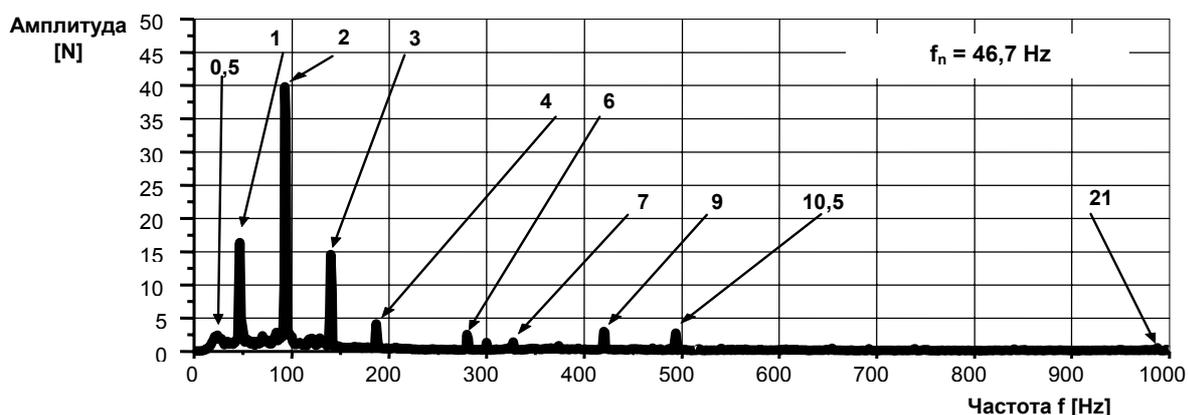


Рис. 7. Анализ частотного спектра осевой силы при оптимальной подаче

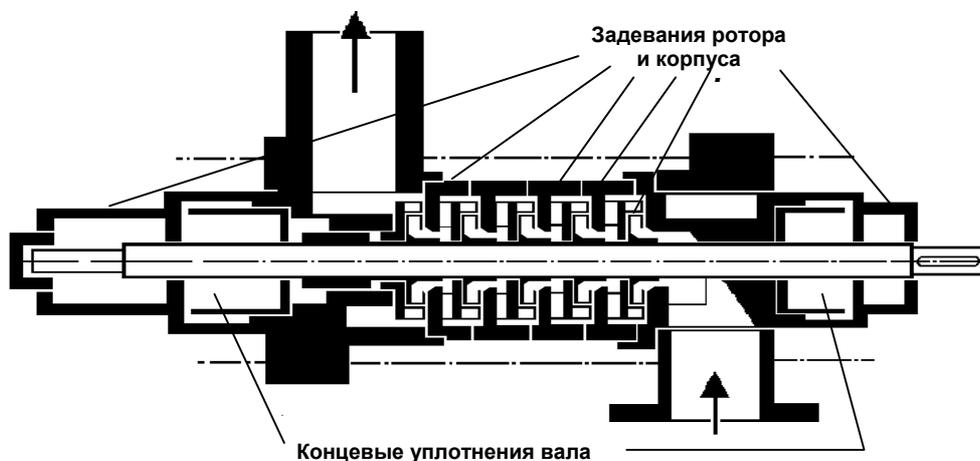


Рис. 8. Разделение корпуса и ротора

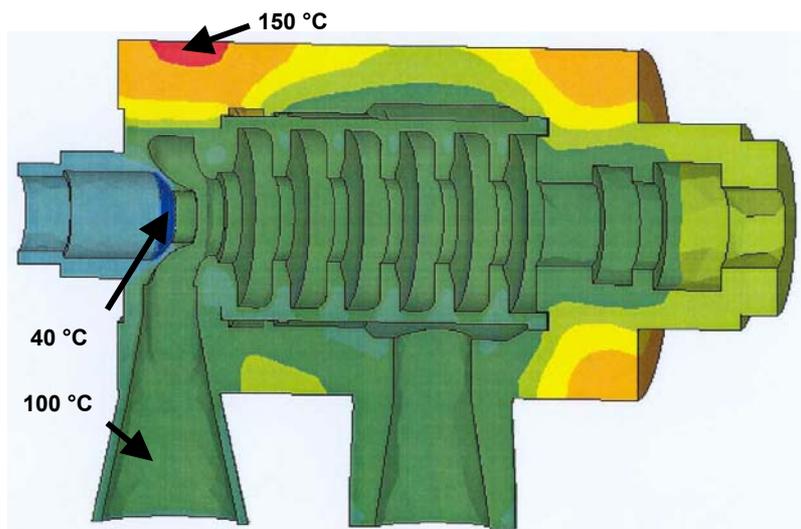


Рис. 9. Распределение температуры корпуса многоступенчатого насоса высокого давления (источник Sulzer)

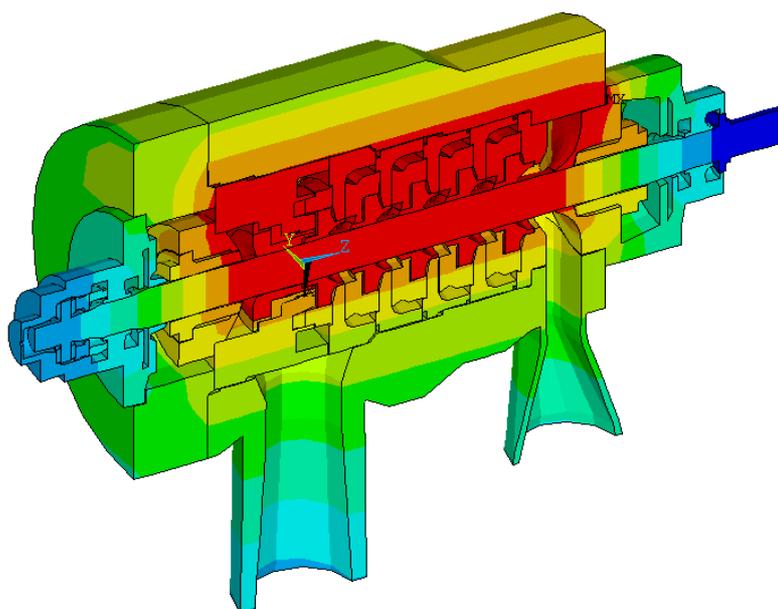


Рис. 10. Распределение температуры корпуса многоступенчатого насоса высокого давления (Источник KSB)

3. Заключение

Экспериментальные и теоретические исследования, а также разработка методов численного расчета трехмерных вязких течений в реальной ступени насоса (рабочем колесе, направляющем аппарате, включая обратные каналы, в пазухах колеса и в щелевых уплотнениях) определяют в будущем направления развития многоступенчатых насосов высокого давления. Одновременно с этим будут разрабатываться входные кромки лопаток направляющего аппарата, которые должны снизить нагрузку на лопасти и оптимизировать взаимодействие между рабочим колесом и направляющим аппаратом в широком диапазоне режима работы насоса.

Более глубокое изучение течения потока в проточной части позволит более точно рассчитать осевые силы, действующие на ротор насоса, и, как следствие, создать на этой основе «интеллектуальные» разгрузочные устройства.

Совместное использование результатов гидродинамического моделирования, описывающего реальное течение жидкости в проточной части насоса, и результатов расчета деформаций при работе в нестационарных режимах позволит оптимизировать соотношение КПД и надежности питательных насосов.

Все вышесказанное может быть использовано в системах контроля и ранней диагностики, целью которых является повышение надежности и снижение затрат.

Литература

1. Wagner, R. *Experimentelle und numerische Untersuchung schaufelloser Diffusoren und rückwirkungsfreier Leiträder von Gliederpumpenstufen, Promotionsverfahren am Lehrstuhl für Strömungs- und Verdrängermaschinen der Technischen Universität Kaiserslautern, Abschluss voraussichtlich Ende, 2003.*

2. Weinert, K. *Experimentelle Untersuchungen zur Wechselwirkung zwischen Baugröße, Kennliniensteigung und Wirkungsgrad von Gliederpumpenstufen, Promotionsverfahren am Lehrstuhl für Strömungs- und Verdrängermaschinen der Technischen Universität Kaiserslautern, Abschluss voraussichtlich Ende, 2003.*

3. Trautmann, C. *Auslegung zentraler Entlastungseinrichtungen zur Axialschubkompensation und rotordynamische Beurteilung an einer mehrstufigen Hochdruck-Gliederpumpe, Promotionsverfahren am Lehrstuhl für Strömungs- und Verdrängermaschinen der Technischen Universität Kaiserslautern, Abschluss voraussichtlich Ende, 2003.*

4. Schäfer, F. *Überwachung von zentralen Entlastungseinrichtungen an mehrstufigen Hochdruck-Gliederpumpen zur Störungsfrüherkennung mit Hilfe des Kardanischen Ringes, Diplomarbeit am Lehrstuhl für Strömungs- und Verdrängermaschinen der Technischen Universität Kaiserslautern, Ende 2001.*

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ

Ю. Шиль

Рассматриваются питательные насосы для энергоблоков мощностью более 600 МВт тепловых электрических станций. Принципами разработки таких насосов в современных условиях является сочетание максимальной надежности и экономичности гидромашин. В первой части статьи описаны мероприятия, повышающие экономичность питательных насосов, приведен теоретически достижимый для них предел КПД. Вторая часть посвящена вопросам, связанным с увеличением срока службы и интервала между капитальными ремонтами до 5 лет. Все теоретические выводы обоснованы стендовыми и промышленными испытаниями насосов, а мероприятия рассматриваются на примере питательного насоса мощностью 40 МВт.

1. Введение

Мировой энергетический рынок может быть подразделен на три основные группы по установленной мощности энергоблоков: от 300 до 500 МВт, от 500 до 700 МВт и, наконец, от 700 до 1000 МВт. Существует тенденция увеличения единичной мощности энергоблоков [1]. Энергоблоки мощностью до 700 МВт – это блоки докритических параметров. Энергоблоки большей мощности работают на сверхкритических параметрах. В Германии практически все мощные энергоблоки работают на сверхкритических параметрах пара.

Поскольку насосы – компоненты большой, очень сложной системы, схематичное изображение которой приведено на рис. 1, не имеет смысла в отдельном исследовании конденсатных, циркуляционных или питательных насосов. Исследование должно проводиться комплексно с учетом всех сил и взаимодействий, влияющих на насосные установки. Конструкция насоса должна быть выполнена таким образом, чтобы элементы насосов могли воспринимать действующие силы, а динамические свойства должны быть такими, чтобы не возникали резонансы на собственных частотах трубопроводов или фундаментов.

Кроме того, насосы должны нормально работать в переходных режимах, переносить температурные перепады и перепады давления. Учитывая, что питательные насосы обычно находятся в работе от 6000 до 8000 часов в год, критическим критерием для них является затраты жизненного цикла, которые зависят в значительной степени от двух факторов: КПД насоса и его надежности [2]. Используя в качестве примера питательный насос энергоблока мощностью 900 МВт, покажем, как некоторые аспекты конструкции насоса позволяют достигнуть максимальных значений

КПД и, в тоже время, обеспечить максимальную надежность.

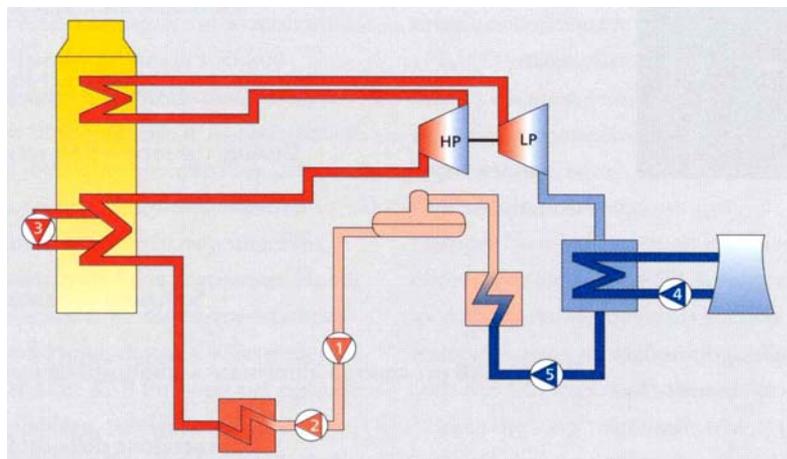


Рис. 1. Блок-схема энергоблока: 1 – бустерный насос; 2 – питательный насос; 3 – рециркуляционный насос котла; 4 – циркуляционный насос; 5 – конденсатный насос

2. Питательные насосы

В элементах и конструкциях современных энергоблоков температура питательной воды обычно находится в диапазоне от 170 до 210 °С при максимальном давлении на входе в насос до 30 бар. Эти параметры, вероятно, изменятся в будущем. Например, в перспективной, двухподъемной, тепловой схеме питательные насосы располагаются следующим образом: насосы первой ступени подают воду через по-

догреватели на вход насосов второй ступени, которые в свою очередь подают питательную воду непосредственно в котел. В этом случае на входе в насос второй ступени максимальная температура может достигать 300 °С и давление до 100 бар. Исследования показали, что рынок подобных насосов существует, но насосы с такими параметрами пока не были созданы.

На мощных электростанциях в мировой практике принято использование двух 50 %-ных питательных насосов, работающих параллельно. Обычно дополнительно устанавливается еще и 30 %-ный насос для работы во время пуска блока. В Германии же статистика, представленная страховым агентством «Allianz Versicherungs-AG», свидетельствует об увеличении числа мощных энергоблоков с конца 1970 года, имеющих единственный питательный насос в тепловой схеме со 100 % нагрузкой. Даже такой мощный блок как энергоблок электростанции в Нидераузем, электрической мощностью почти 1000 МВт имеет только один питательный насос с приводом мощностью 40 МВт.

Однако нельзя забывать, что питательный насос даже с половинной нагрузкой для такого энергоблока требует мощности привода 22 МВт. Другими словами, КПД играет главную роль при выборе насоса. В конце концов, увеличение КПД всего лишь на 1 % позволит произвести и продать дополнительные 3,2 млн кВт·ч электроэнергии в год.

Однако, не менее важным является надежность или готовность насосов к пуску. Как это ни странно, но этому аспекту уделяется существенно меньшее внимание. Незапланированный останов энергоблока мощностью 900 МВт на 6 суток (150 часов), например, для ремонта питательного насоса приводит к эквивалентной потере объема произведенной электрической энергии, равной $1,35 \times 10^8$ кВт·ч, или в денежном выражении при условии, что стоимость 1 кВт·ч равна 0,025 Евро, потери составят 3,375 миллионов Евро, не принимая во внимание последующие затраты в связи с невыполнением договорных условий по поставкам электроэнергии. Другими словами, там, где целью является всемерное сокращение затрат – вопрос надежности должен быть приоритетным.

2.1. Экономичность

Первое, на что обращают внимание при рассмотрении работы насосов – это теоретически возможные пределы КПД насоса. В работе [3] была сделана попытка рассмотреть этот вопрос со всех возможных точек зрения. На рис. 2, который взят из источника [3], показан КПД четырехступенчатого насоса как функция величины расхода потока Q и удельной частоты вращения n_q . Теоретический КПД, установленный для рассматриваемых питательных насосов, располагается в диапазоне от 89 до 90,5 %. При условии перекачивания холодной воды, насос имел бы КПД 85,5 % (!), хотя, необходимо отметить, что теоретическая эффективность (КПД) не учитывает механические потери в подшипниковых опорах и уплотнениях проточной части, величина которых может достигать 0,6 %, а также реальных величин зазоров проточной части. Внутренняя утечка, которая происходит в межступенных щелевых уплотнениях, составляет в целом дополнительную потерю $\Delta\eta$ = от 1,5 до 2 %. Теоретический КПД реального насоса, поэтому, снижается и находится в диапазоне от 86,4 до 88,4 %. Таким образом, незначительное различие в КПД между теоретическим и действительным насосом (не более $\Delta\eta$ = 0,9–2,4 %), не оставляет места для внедрения каких либо существенных или кардинальных гидравлических усовершенствований.

Проектирование насоса обычно начинается с выбора гидравлики его проточной части. Рис. 2 ясно показывает, что оптимальные КПД могут быть получены только при удельной частоте вращения n_q в диапазоне между 28 и 35. Здесь $n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$, где n – частота вращения, мин⁻¹; Q – расход, м³/с; H – напор/ступень, м.

Такие значения n_q могут быть получены снижением числа ступеней, но их число не может быть менее пяти, и увеличением частоты вращения. Однако для насосов, использующих турбинный привод, максимальная частота вращения, которая может быть достигнута, не превышает 6000 мин⁻¹ [1]. Взаимосвязь между этими факторами, а так же и их уровнями подробно описана в [4].

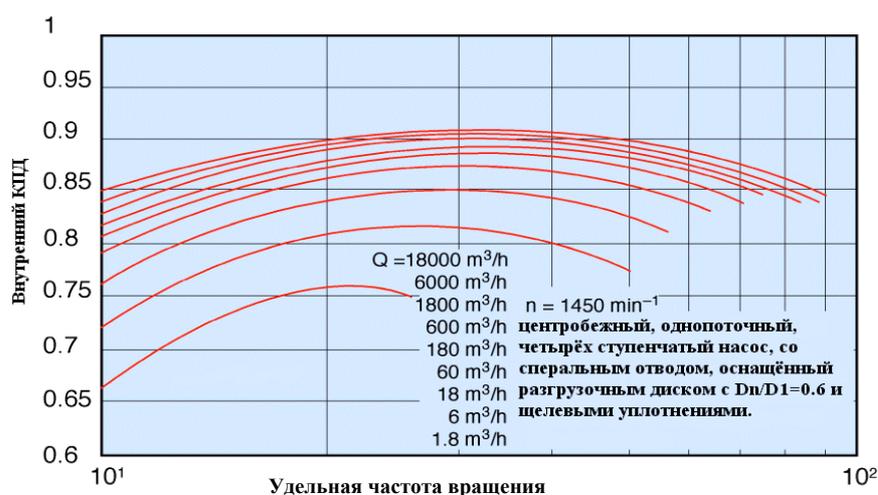


Рис. 2. Теоретический максимум КПД для многоступенчатого насоса

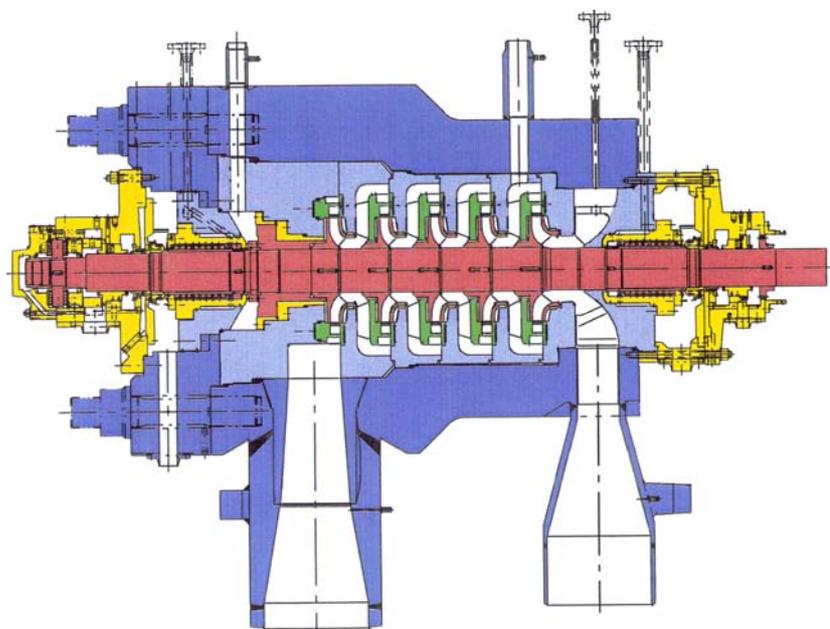


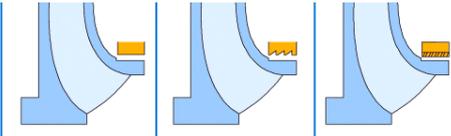
Рис. 3. Питательный насос 100% нагрузки для энергоблока мощностью 1000 МВт

аально разработаны для работы в воде. Такие кольцевые уплотнения первоначально использовались для уплотнения газа. На рис. 4 показано сравнение этих трех конфигураций щелевых уплотнений и их характерных потерь – утечки. Ячеечные уплотнения обычно применяются на насосах большой мощности. Увеличение КПД, полученное с использованием уплотнений этого типа, доказывает их ценность. На фотографии (рис. 5) показан общий вид уплотнения ячейчатого типа.

Один из факторов, имеющих большое влияние на КПД насоса – отношение диаметров D_N и D_1 (рис. 6) [3]. Кроме того, в значительной степени КПД зависит и от удельной частоты вращения n_q . Если, например, $n_q = 35$, отношение диаметров D_N/D_1 увеличено от 0,4 до 0,6, то КПД понизится на $\Delta\eta = 2\%$. Потери КПД в зависимости от отношения диаметров D_N/D_1 и коэффициента скорости n_q приведены на рис. 6 в виде группы кривых. Как видно из рисунка, с увеличением отношения диаметров и увеличением n_q потери растут.

Применением спирального отвода на выходе из последней ступени эффективность (КПД) может быть улучшена на $\Delta\eta = 0,5-0,7\%$. Насос этого проекта показан на рис. 3. Это – насос полной (100%) нагрузки с мощностью привода 40 МВт, разработанный для энергоблока мощностью 1000 МВт. В этом случае КПД был увеличен на $\Delta\eta = 0,7\%$.

Зазоры между статором и ротором приводят к внутренним потерям. Однако, они неизбежны и могут быть лишь минимизированы с помощью новых материалов и новых конструкций самого зазора. Современные конструкции щелевых уплотнений, обычно используемые сегодня: – гладкая щель, пилообразный лабиринтовый профиль или ячейчатое уплотнение, последняя конструкция разработана KSB. Проект последнего уплотнения базируется на так называемых ячейках (сотах), которые были специально



Тип	Нормальное уплотнение	Лабиринтное уплотнение	Ячеечное уплотнение
Протечка	2,5 %	2 %	1 %
Жесткость	1	0,3	1
Поведение	Сосредоточ.		

Рис. 4. Сравнение различных конфигураций уплотнений

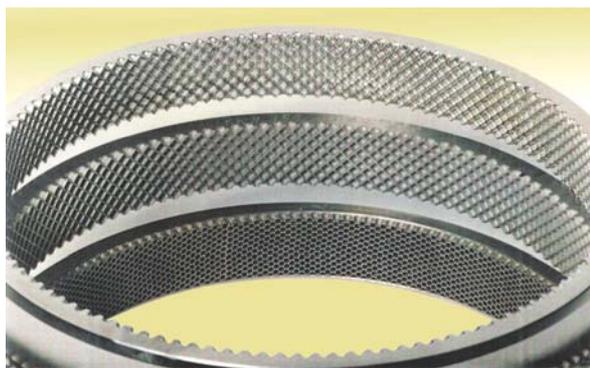
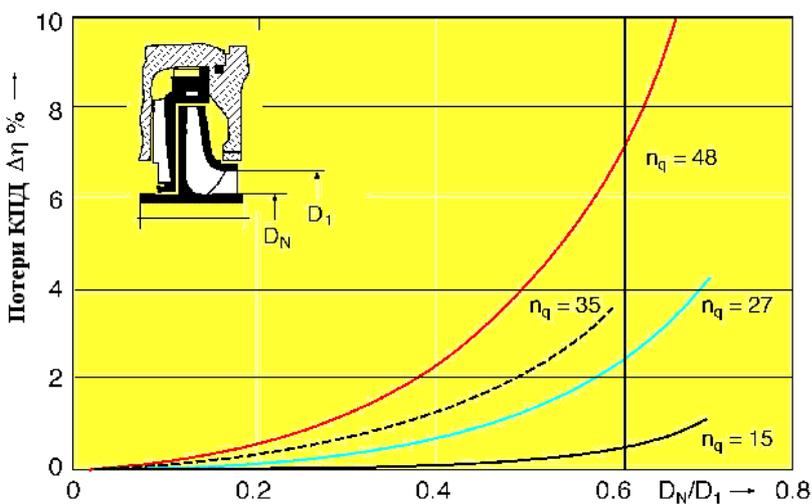


Рис. 5. Сотовые уплотнения

Рис. 6. Потери эффективности (КПД) как функция от отношения диаметров D_N/D_1 и n_q

Зазоры могут быть уменьшены без снижения надежности насоса тщательной подгонкой статора к прогибу ротора. В дополнение к снижению внутренних потерь – утечек, это дает и общее увеличение КПД насосов.

Другое средство существенного улучшения эффективности насоса, работающего с низким расходом или, напротив, работающего в перегруженном режиме – значительное изменение ведущих кромок рабочих колес и направляющего аппарата. Проектирование таких контуров стало возможным

только после того, как появились и стали доступны сложные компьютерные программы, необходимые для решения подобных задач.

2.2. Надежность

Немецкий стандарт Дин 40041 определяет надежность (готовность) A как отношение фактического периода работы (реальная работа в часах) к конкретному, заданному периоду времени (например, один год); здесь фактический период работы это время работы в течение того же самого заданного периода времени. Фактический период работы, таким образом, определяется как заданный период работы минус полное время простоя в результате появления дефектов оборудования. Из этого определения следует, что:

$$A = \frac{t_B}{t_{GA}}$$

где $t_B = t_{GA} - t_U$; t_B – реальная работа в часах; t_{GA} – заданный период времени; t_U – время простоя.

При проектировании новых типов питательных насосов СНТС и СНТД за основу были приняты следующие величины параметров надежности: A – 98% надежность; 5 лет – межремонтный интервал.

Другими словами, при работе насоса в течении года непрерывно не менее 8000 часов, на остановах, связанные с обслуживанием или ремонтом (например, заменой торцевых уплотнений), должно быть потрачено не более 160 часов. Преимущество плано-предупредительных ремонтов с интервалом 5 лет состоит в том, что в этом случае они совпали бы с плано-

Расчет и конструирование

предупредительными ремонтами энергоблока, таким образом, оставляя вполне достаточное время для общего осмотра предприятием изготовителем.

При подготовке программы обследования насосов со сроком один раз в пять лет основывались на статистических материалах различных авторов, в частности: EPRI Electric Power Research Institute 1978 [5], ALLIANZ Versicherungs-AG 1984 [6], Professor Wu Yulin, Department of Hydraulic Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, 1999 [7]. Изучение статистических данных, полученных в этих трех работах, показывает, что причины отказа лишь немного отличаются по частоте и последовательности, в которой они появляются. Повреждение уплотнений проточной части вала, проблемы с уравниванием осевого усилия, повреждения радиальных подшипников и чрезмерные вибрации ротора – вот те причины, которые названы в приведенных выше работах основными. Кавитация по-прежнему является одной из причин значительного простоя насосов в Соединенных Штатах и Китае. В этих странах рабочие колеса первой ступени из-за кавитационных повреждений считаются элементами с ограниченным сроком службы. В работе, представленной профессором Ву Юлином, на первое место поставлены повреждения, связанные с «задеваниями». Эта причина вообще не упоминается в первых двух публикациях, то есть EPRI и Allianz. Возможные причины задеваний: слишком малые зазоры между статором и ротором, использование уплотнительных колец, изготовленных из неверно подобранных материалов, и ошибки персонала при работе в нестационарных режимах – при пусках и остановах оборудования.

Причины отказов описаны ниже.

2.2.1. Уравнивание осевой силы

Предполагается, что причины возникновения осевых неуравновешенных сил в многоступенчатых центробежных насосах известны. На больших насосах осевое усилие может достигать 100 тонн. Поскольку сила такой величины не может быть поглощена стандартными упорными масляными подшипниками скольжения, рассматриваемые насосы, как правило, оснащены гидравлическим уравнивающим устройством. Конструкции устройств различны – это может быть разгрузочный поршень, разгрузочный диск, двойной поршень или противоположно направленные рабочие колеса. Все эти системы имеют общую черту, которая заключается в том, что они нуждаются в дополнительном гидродинамическом упорном подшипнике, чтобы уравнивать остаточные силы, не сбалансированные гидравлическим разгрузочным устройством, или из соображений безопасности, как в случае разгрузочного диска (гидропятя). Независимо от конструкции разгрузочного устройства остаточная сила должна всегда направляться в сторону всасывания, чтобы протянуть вал. Кроме того, эти системы разгрузки имеют относительно высокие потери из-за утечек в результате больших перепадов давлений и величин зазоров, которые являются необходимыми для безопасной работы насоса. Таким образом, усилия по оптимизации конструкции разгрузочных устройств должны быть сконцентрированы на разработке мероприятий или средств по снижению этой утечки. Так как KSB не производит питательные насосы с противоположно расположенными рабочими колесами, они не будут здесь рассмотрены.

Поршень – простой конструктивный элемент, который охотно используют в своих конструкциях изготовители насосов. Однако, нельзя забывать и игнорировать их недостатки: большие потери протечек, отрицательное влияние на динамику ротора, на режимах, в которых уравнивание остаточной силы невозможно, ротор перемещается в сторону всасывания и может задевать корпус ступени. В случае, если разгрузочный поршень не справился со своими функциями, могут быть повреждены как уплотнительные кольца, вал, так и направляющий аппарат, причем не просто повреждены, а разрушены. В связи с этим KSB использует поршни только в насосах с напором до 1000 м или по требованию заказчика.

Разгрузочный диск имеет наименьшие утечки. Выбрав параметры пяты в точном соответствии с известными закономерностями работы этого устройства, можно практически полностью и автоматически уравновесить осевую силу, не прибегая при этом к услугам упорного подшипника скольжения. Разгрузочный диск позволяет и минимизировать размеры насоса, поэтому этот тип разгрузочного устройства используется наиболее часто. Но он все же имеет и свои недостатки, это крутая характеристика (рис. 7).

Поскольку ротор должен иметь возможность двигаться в радиальном направлении, осевое перемещение диска регулируется автоматически. Величина этого регулирования находится в

пределах 0,05 мм! Малый зазор в разгрузочном диске являлся причиной многочисленных повреждений питательных насосов в 70-е годы [5]. По этой причине изготовители прекратили устанавливать разгрузочные диски на мощных насосах.

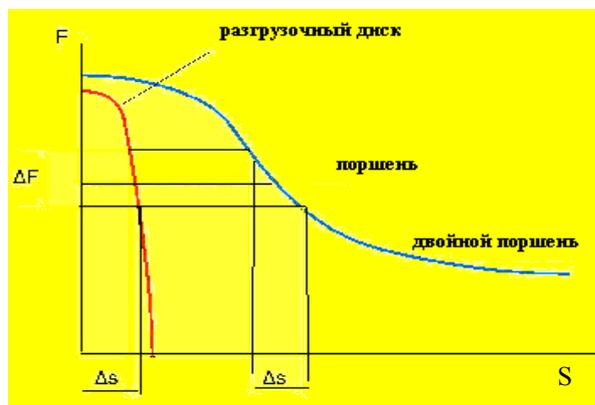


Рис. 7. Зависимость осевой силы от перемещений разгрузочного устройства

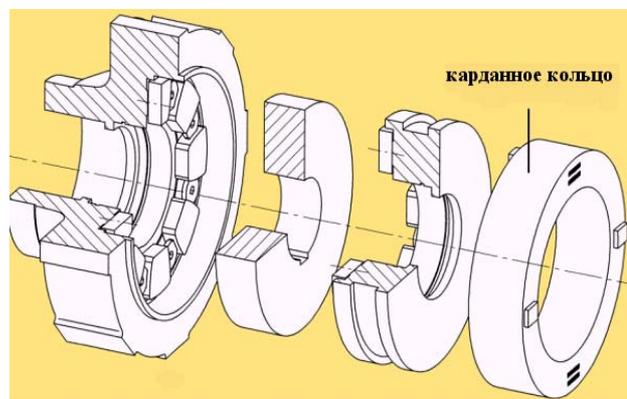


Рис. 8. Аксиально-упорный подшипник разгрузочного устройства

Единственная, реальная альтернатива разгрузочному диску – **двойной поршень**. Хотя эта конструкция имеет более высокие утечки, чем разгрузочный диск, но она позволяет остановить ротор, перемещающийся в сторону всасывания при отказе. В этом случае насос может быть корректно остановлен и при останове не будет повреждения проточной части. При совместном использовании двойного поршня и упорного подшипника скольжения в конструкцию насоса дополнительно включают карданное кольцо с целью устранения погрешности монтажа (рис. 8). В настоящее время конструкция карданного кольца была улучшена таким образом, что при увеличении осевой силы кольцо сгибается в зоне упругих деформаций до такой степени, что радиальный зазор двойного поршня снова примет функцию гидростатического поведения. С целью изменения характеристики карданное кольцо подверглось описанному выше усовершенствованию (см. рис. 7). Конструкция работает нормально, сведений об отказах нет. Подробно конструкция описана в работе [8]. Основные характеристики трех систем разгрузочных устройств, упомянутых выше, представлены в табл. 1.

Так как сравнение производится не по абсолютным, а относительным величинам, то за 100% приняты эффективность разгрузочного диска (гидропаты), «+» отмечены положительные свойства, «-» – отрицательные.

Таблица 1
Сравнение показателей поршня, диска и двойного поршня

	КПД, %	Увеличение осевой силы при росте зазора	Подвижность ротора в корпусе ступени при отказе подшипника
Разгрузочный поршень	98	-	-
Разгрузочный диск	100	+	+
Двойной поршень	97,5	+	+
Двойной поршень с карданным кольцом	99	+	+

2.2.2. Влияние пульсации давления на уровни вибрации

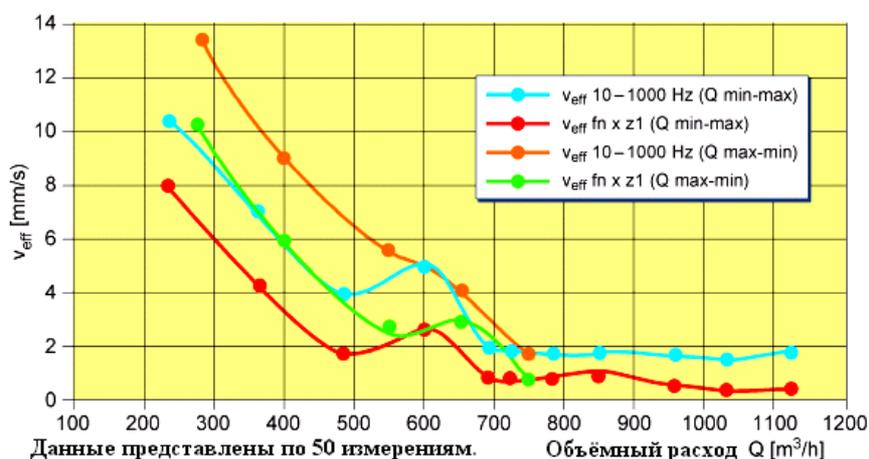
Типичный межремонтный срок таких элементов как уплотнения вала, подшипниковые опоры, торцовые уплотнения зависит в первую очередь от уровня вибрации и пульсации в проточной части. О состоянии работающего насоса обычно судят по уровню вибрации либо корпуса, либо подшипниковых опор, либо по величине траектории центра шипа вала. Чтобы достичь минимальных величин вибрации и увеличить межремонтный период, необходимо обратить внимание на табл. 2.

Взаимодействие рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата в центробежных насосах может вести к возбуждению колебаний на частотах выше частоты вращения. Чтобы удержать уровень пульсации давления на максимально низком уровне, необходимо строго придерживаться

Расчет и конструирование

Таблица 2
Интенсивность пульсаций давления в зависимости от отношения лопастей направляющего аппарата (диффузора) и лопаток рабочего колеса

Диффузор	Рабочее колесо							
	3	4	5	6	7	8	9	10
14	+	+	3	+	2	+	3	+
13	+	3	+	2	2	+	3	+
12	+	3	+	2	+	3	+	+
11	+	3	2	2	3	+	+	1
10	3	+	2	+	3	+	1	1
9	3	2	2	3	+	1	1	1
8	3	2	3	+	1	1	1	+
7	2	2	3	1	1	1	+	2
6	2	3	1	1	1	3	2	3
5	2	1	1	1	2	2	1	1
4	1	1	1	2	1	1	1	2
3	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	1	1	1



Направление измерений вертикально

Рис. 9. Вибрации насоса типа СНТС 6/5

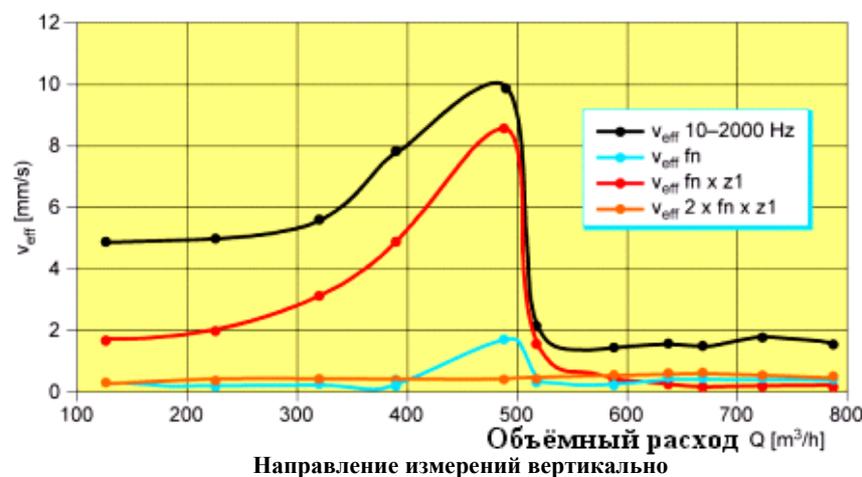


Рис. 10. Вибрация насоса типа СНТС 5/6

величины уровня виброскорости 10 мм/с. Даже работая с регулируемой частотой вращения ротора, всегда есть опасность попасть в зону, в которой уровень вибрации недопустимо высок.

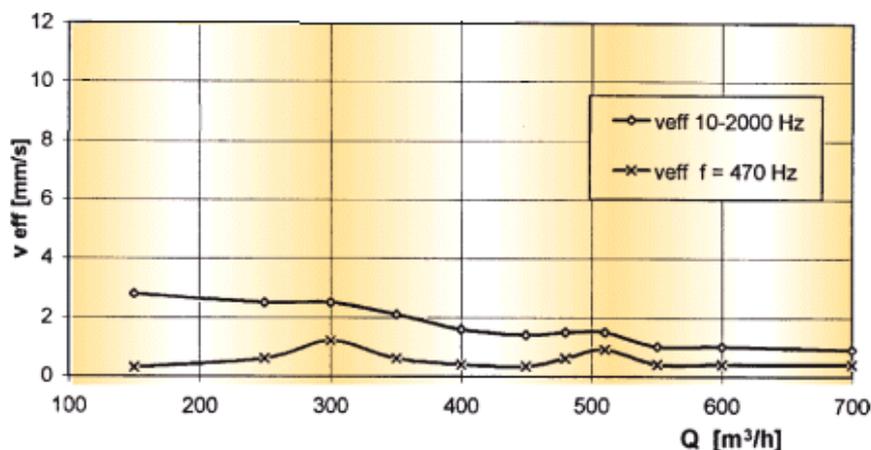
правила, разработанного в [9]. Это правило формализовано и приведено в табличной форме. Среди прочих выводов специально для насоса с рабочим колесом, имеющим 7 лопаток, из табл. 2 получаем, что направляющий аппарат должен иметь либо 9, либо 12 лопастей.

На рис. 9 представлена типичная зависимость вибрации, генерируемой гидродинамическими силами питательного насоса. На частичных расходах за счет нерасчетных течений потока и потерь при течении жидкости между рабочим колесом и направляющим аппаратом уровень вибрации достигает максимальных значений равных $v_{eff} = 14$ мм/с. При увеличении расхода в зоне оптимального или максимального КПД уровень вибрации снижается до $v_{eff} < 2$ мм/с. Так как все питательные насосы большой мощности имеют регулируемую частоту вращения, то они могут обойти зону с высоким уровнем вибрации при работе на частичных нагрузках $Q/Q_{opt} < 50\%$ без угрозы повреждения прочной части.

Другая, почти одинаково опасная характеристика, показана на рис. 10. Многие гидравлические системы, работающие с высокими рабочими частотами вращения, имеют резкое увеличение уровня виброскорости в диапазоне $Q/Q_{opt} \approx 0,75$. В рассматриваемом случае, v_{eff}

достигает недопустимой

Профили входных кромок лопаток направляющего аппарата были найдены в результате теоретических исследований, объединенных с моделированием потока на компьютере, и подтверждены в последующем стендовыми исследованиями, сначала на воздухе, потом на воде. Стендовые исследования подтвердили результаты теоретических исследований (рис. 11). Уровень виброскорости v_{eff} ус-



Направление измерения: вертикальное. Данные представлены по 50 измерениям

Рис. 11. Вибрация насоса типа СНТС 5/6

тойчиво уменьшается от 3 мм/с до 1 мм/с во всем рабочем диапазоне насоса, от области минимального расхода до работы в перегрузке.

2.2.3. Подшипники и подшипниковые опоры

Питательные насосы как правило используют многоклиновые радиальные подшипниковые опоры (рис. 12), особенно хорошо воспринимающие радиальные нагрузки.

В случае низкой нагрузки и при условии высокой окружной скорости в обычной подшипниковой опоре иногда возникает, так называемый, полувихрь, который приводит к возникновению автоколебаний ротора. Многоклиновой подшипник исключает возникновение автоколебаний этой природы. Из соображений вибробезопасности вкладыш такого подшипника выполнен составным из наклоняющихся элементов в виде пластин. Эти элементы снижают гидродинамические силы, приводящие к возникновению автоколебаний в переходных режимах работы.

При некоторых граничных условиях, подшипниковые опоры могут действовать подобно резонатору колебаний вала. На рис. 13 показаны результаты измерений резонанса ротора и подшипниковой опоры питательного насоса. При частоте вращения ротора 6000 мин^{-1} колебания достигают максимального значения на уровне $v_{eff} \approx 21 \text{ мм/с}$. Если частота вращения совпадает с резонансной частотой ротора насоса, уровень вибрации может стать недопустимо высоким, что существенно образом

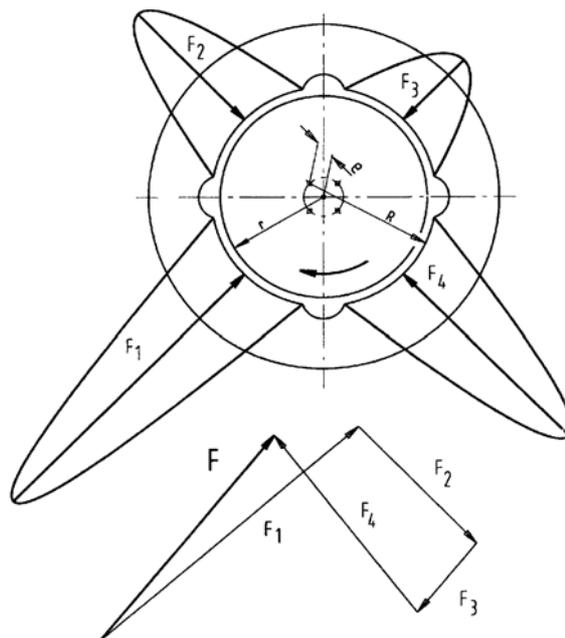


Рис. 12. Многоклиновой подшипник

снижает надежность насоса. Расчеты динамики роторов проводятся специальными программами, которые тарируются или калибруются на стендовых установках. На рис. 14 приведены расчетные и экспериментальные характеристики зависимости уровня вибрации ротора от частоты вращения ротора. Подшипниковые опоры для нового ряда насосов рассчитаны таким образом, чтобы устранить проблемы, связанные с возникновением резонанса при пуске насоса (рис. 15). Собственные частоты подшипниковых опор могут быть определены экспериментально с использованием нестационарного метода (динамический молоток). Только если результаты эксперимента подтверждают отсутствие резонанса, конструкция подшипниковых опор может быть использована на практике.

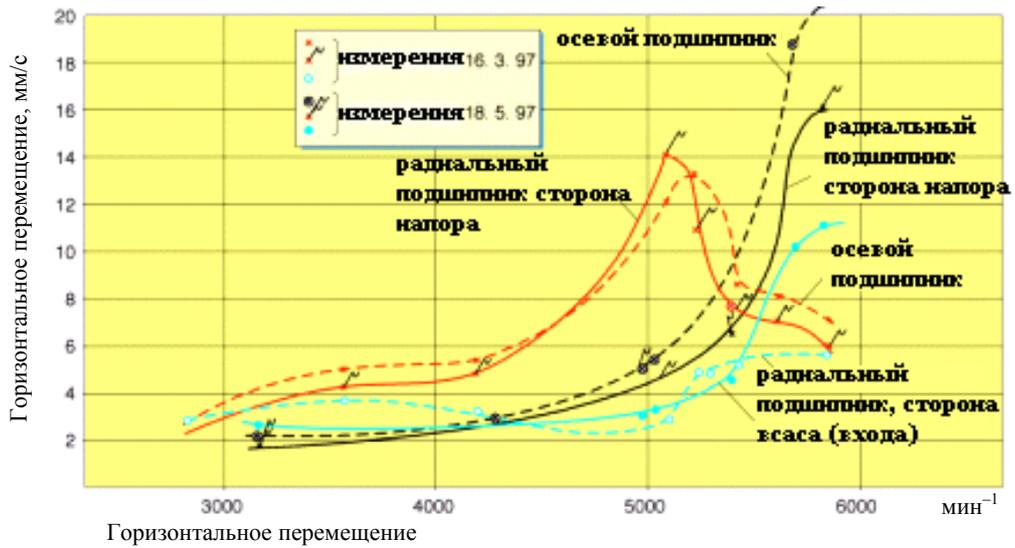


Рис. 13. Вибрация подшипниковой опоры как функция частоты вращения

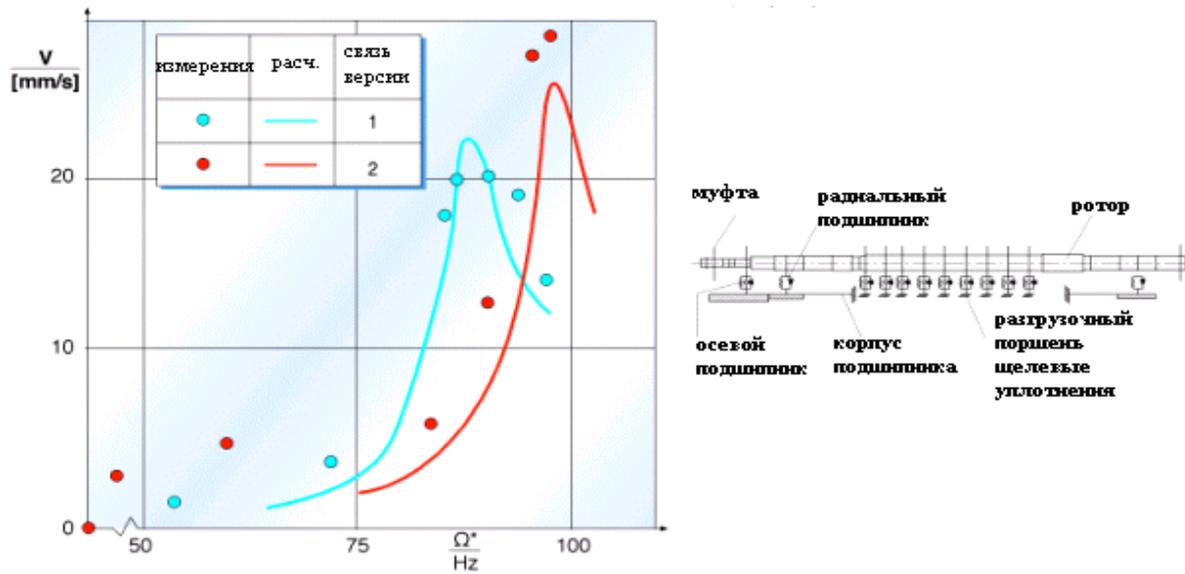


Рис. 14. Вибрации опор подшипников, сравнение расчётной и опытной виброскорости



Рис. 15. Расчётная сеть конечного элемента подшипниковой опоры

2.2.4. Уплотнения вала

Согласно статистическим данным, приведенным в работах [5–7], концевые уплотнения вала являются тем элементом насоса, который наиболее подвержен возникновению дефектов. В связи с этим уплотнения требуют к себе достаточно внимательного отношения. Для начала сгруппируем все конструкции концевых уплотнений на три большие группы:

- 1) щелевые уплотнения с лабиринтовым зазором (щелевые уплотнения);
- 2) щелевые уплотнения с плавающими кольцами (плавающие кольца);
- 3) торцовые уплотнения с гидродинамическим смазочным слоем (торцовые уплотнения).

Окружные скорости в насосах слишком высоки и поэтому в первую очередь торцовые уплотнения были установлены на главных циркуляционных насосах атомных электростанциях.

1. Щелевые уплотнения. Считается, что этот тип уплотнений является наиболее надежным. Известны наработки насосов с такими уплотнениями до 90 000 часов. К сожалению, потери от утечек очень высоки, кроме того, необходима установка запирающего конденсата, которая достаточно дорогая и требует автоматического контроля и регулирования. По этой причине этот тип уплотнения в настоящее время больше не устанавливается на мощных питательных насосах.

2. Плавающие кольца. После того, как в 70-х годах были решены проблемы, связанные с конструкцией и материалами (уплотнения были склонны к закусыванию), этот тип уплотнений достиг очень внушительных наработок на отказ. Например, один немецкий оператор электростанции сообщил о 100 000 и более часов работы для большого количества питательных насосов. Несмотря на радиальную подвижность колец и малый зазор 0,15 мм, потери от утечек этого типа уплотнений все еще относительно высоки и находятся в пределах от 10 и 15 м³/ч. Сложность и затраты, связанные с необходимостью использования вспомогательных систем, аналогичны щелевым уплотнениям.

3. Торцовые уплотнения (рис. 16). В 60-е годы конструкция торцовых уплотнений была уже известна, но переход на эти уплотнения был невозможен, потому, что последние были еще в стадии разработки. В это время самое широкое применение нашли уплотнения с плавающими кольцами. Однако, начиная с 70-х годов, торцовые уплотнения начали завоевывать рынок. Это можно было понять, так как торцовые уплотнения практически не имели протечек, стоимость вспомогательных систем была разумной, и можно было достичь наработки на отказ примерно 25 000 часов, в одном проверенном случае наработка достигала 61 000 часов (см. табл. 3, п. 1).

Но в середине 1980-х продвижению торцовых уплотнений стали препятствовать различного рода повреждения необъяснимой природы. Были случаи, когда уплотнение работало менее 3000 часов. На рис. 17 показан элемент кольца торцового уплотнения из силицированного графита, имеющего повреждение рабочей поверхности. Здесь пропитка сурьмы отделилась от углерода и на керамическом кольце заметно отслоение материала. Причины

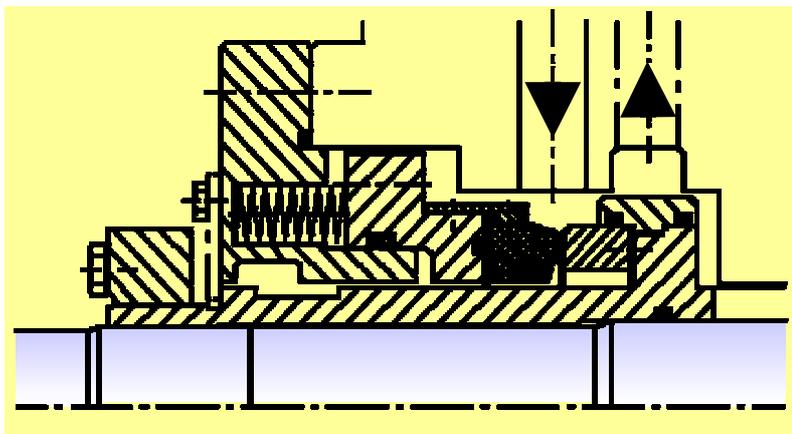


Рис. 16. Схематический рисунок торцового уплотнения



Рис. 17. Повреждения торцового уплотнения из силицированного графита

Расчет и конструирование

повреждений требуют дополнительных разъяснений, которые помогли бы полностью прояснить ситуацию.

Таблица 3

Влияние качества питательной воды на наработку торцовых уплотнений

№	Мощность энергоблока	Материал вращающегося кольца	Материал стационарного кольца	Скорость, м/с	Срок службы, часов	Качество воды	Число рН	Электропроводность	Концентрация кислорода ррб	Количество насосов на блоке
1	750	SiC Si	Carbon [*])	47	61	AF	–	–	–	2×50 %
	750	SiC Si	Carbon [*])	47	5	KF (острый)	8,4–8,6	1–0 upstream of pump	100	2×50 %
2	550	SiC Si	Carbon [*])	47	>25	KF (основной)	8,8–8,9	3–3,5 upstream of pump	100	2×50 %
6	550	SiC Si	Carbon [*])	51	>35	Dosing plant	9,3	35–40	Max.5	1×100 %
7	2×710	SiC Si	Carbon [*])	56	50	AF	–	–	–	2×50 %
	2×710	SiC Si	Carbon [*])	56	>7	KF (основной)	9,3	5	Max.20	2×50 %
12	600	SiC Si	Carbon [*])	42	>30	KF (основной)	9,2–9,4	4	50	1×100 %
14	900	SiC Si	Carbon [*])	55	>30	AF	9,2	4–5	10	1×100 %
24	6×500	SiC Si	Carbon [*])	55	>35	AF	–	0,9–2	35–2000	2×100 %
30	800	SiC Si	Carbon [*])	60/70	>15	KF				1×100 %

Примечание. AF – щелочная среда; KF – комбинированная среда.

Обратимся к особенностям эксплуатации уплотнений, описанных в работе J. Nosowicz [11], который пишет: «поток, дросселируемый через уплотнения из SiC–Si в полностью деионизированной воде, ведет к формированию SiOx и разрушению материала, которое по внешнему виду было аналогично приведенному выше. Электрокинетические процессы подобного вида происходят в каждом вращающемся механическом уплотнении; их единственная причина – низкая электрическая проводимость». Это наблюдение очень четко подтверждает табл. 3, в которой собраны результаты экспериментов.

Необъяснимые отказы происходили только с нейтральными или смешанными средами. Электрическая проводимость обеих сред находится в пределах мкСм/см <1. Тот факт, что при окружной скорости до 40 м/с не произошло ни одного отказа, объясняет, почему торцовые уплотнения бустерных насосов с низкой частотой вращения и низким напором не имеют типичных повреждений, упомянутых выше. Детальная информация о химическом составе питательной воды приведена в [12]. В табл. 4 сведены основные параметры. Так, в дополнение к давлению и окружной линейной скорости к ограничениям торцовых уплотнений можно отнести и химический состав питательной воды.

В заключении можно сказать, что если питательная вода обрабатывается щелочными химическими реагентами и если выполнены следующие дополнительные условия: давление в уплотнении < 35 бар, температура в уплотнении <60 °С, окружная скорость <65 м/с, проблемы вряд ли возникнут.

Если нельзя избежать работы в нейтральной или смешанной среде и если окружная линейная скорость превосходит 40 м/с, то величина рН среды, которая находится в контуре торцового уплотнения, должна быть на уровне ≥ 9, а электрическая проводимость равна электрической проводимости ≥ 10 мкСм/см.

В настоящее время существует множество дозирующих систем от различных производителей торцовых уплотнений. Единственным их недостатком является высокая стоимость и потому доступны они не каждому.

Таблица 4

Параметры питательной воды

	Ед. измерения	Щелочная среда	Нейтральная среда	Смешанная среда
Общие требования		Прозрачная и бесцветная		
Проводимость при 25 °С определена и концентрировалась в нескольких точках	мкСм/см	Не определена	<0,25	0,4–1,0
Проводимость при 25 °С следующих высоко кислотных катионов контролировались в нескольких точках	мкСм/см	<0,2	<0,2	0,2
pH при 25 °С		>9	6,5*	8–8,5 (20–70 ppb NH ₃)
O ₂	мг/л	not. specified	>0,05	0,15–0,3 (CO ₂ – free)
Fe	мг/л		<0,02	
Cu	мг/л		<0,003	
SiO ₂	мг/л		<0,02	

Единственная альтернатива здесь – уплотнения с плавающими кольцами (рис. 18).

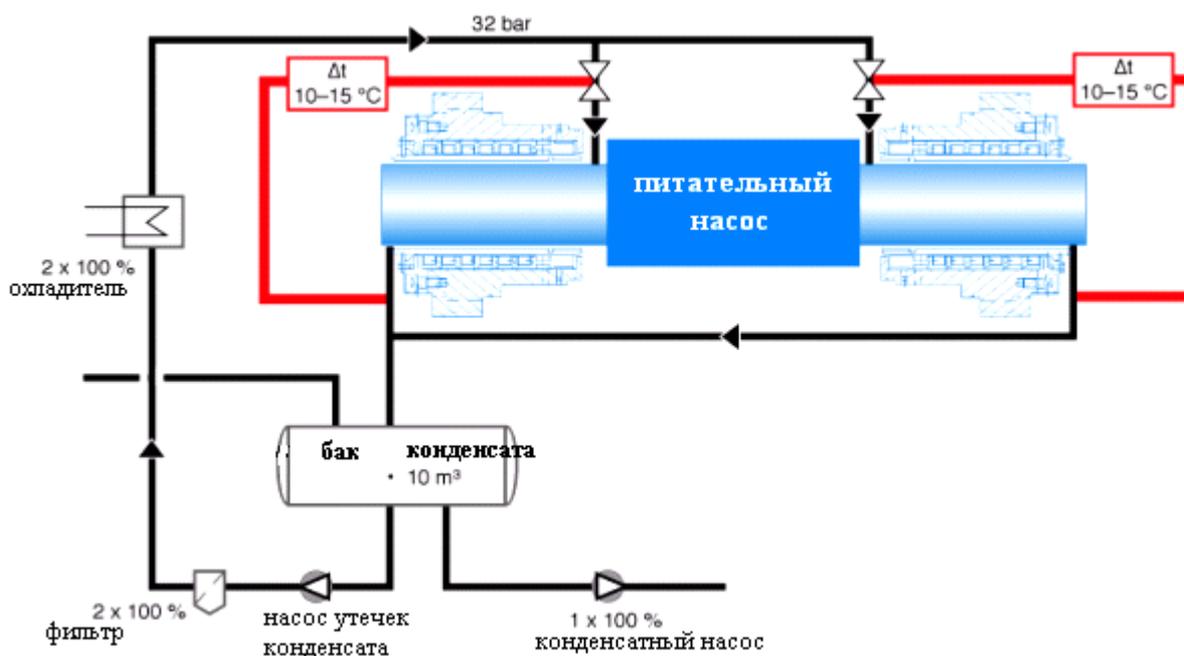


Рис. 18. Плавающие кольца

Хотя начальные издержки велики по сравнению с торцовыми уплотнениями, но это разовые затраты. Надежность этих уплотнений практически 100 %. И если провести анализ затрат жизненного цикла, он будет в пользу уплотнений с плавающими кольцами [2, 10].

Расчет и конструирование

2.2.5. Кавитация

Кавитация не является в настоящее время основной причиной отказов. Однако, она может появиться на мощных питательных насосах, для энергоблоков с единичной мощностью 800 или 1100 МВт, если операторы не в состоянии точно определить полную нагрузку или соблюдать предельную нагрузку, в особенности, во время пуска мощного котельного агрегата.

При недостаточном времени проектирования порой получается конструкция, в которой поток в камере всасывания может отделиться от стенки из-за чрезмерно высокого уровня скорости течения. Кавитационное разрушение нельзя избежать даже при малом времени действия кавитации. Величина уноса или потерь материала в результате абразивного износа V_a определяется соотношением

$$V_a \sim W^a \cdot L_{BL}^b \cdot m^c,$$

где W – скорость потока; L_{BL} – длина следа пузыря; m – влияние масштабного фактора, размеров механизма (условия подобия); $4 \leq a \leq 8$; $2 \leq b \leq 4$; $c \approx 3$.

Из всего вышесказанного следует, что полное понимание процессов кавитации возможно только при проведении сложных комплексных испытаний. Для питательного насоса мощностью 40 МВт с целью минимизации потерь трения в камере всасывания были проведены одновременно со стендовыми исследованиями на воздухе расчеты входного потока (рис. 19). Распределение давления вокруг входной кромки лопатки показано на рис. 20.

Следующим шагом было проведение кавитационных испытаний или наблюдений за каверной (воздушным пузырем) на входе в насос на рабочем колесе первой ступени. Такого рода наблюдения за поведением и формированием следа пузыря возможны через большое окно с помощью стробоскопа. Это – единственное средство точного определения $NPSH_i$. Хотя расчетный $NPSH_i$ (момент начала кавитации) показывает высокую степень корреляции с усредненными значениями, полученными во время испытаний на стендах (рис. 21), расчетный метод определения момента формирования пузыря не заменит непосредственного наблюдения следов пузыря на соответственно оборудованных испытательных стендах в ближайшем будущем.

Как одно из средств оптимизации рабочих колес первой ступени с повышенным кавитационным запасом расчетные методы, конечно, могут использоваться. Но достоверные параметры могут быть определены только при испытаниях на воде или в промышленных условиях, когда питательный насос установлен на энергоблоке электрической станции. Высоко нагруженные рабочие колеса первой ступени питательных насосов атомных реакторов и насосов большой мощности, работающих на тепловых электростанциях мощностью 800 МВт и выше, как известно, достигали наработки 100 000 часов и больше, и таким образом доказали, что рабочие колеса первых ступеней не имеют проблем, связанных с кавитацией на всех режимах эксплуатации.

3. Выводы

3.1. Среди различных разработчиков питательных насосов в настоящее время существует некоторая стандартизация в конструкциях насосов. Мы уже имеем необходимые питательные насосы для различных применений, но это не значит, что нет необходимости в дальнейшем развитии. Будущие научные исследования сосредоточатся вероятнее всего на следующих направлениях:

- увеличение КПД питательных насосов;
- снижение издержек производства и повышение надежности;
- продление интервалов обслуживания таким образом, чтобы ремонты насосов совпадали с планово предупредительными ремонтами энергоблока;
- сокращение времени поставки.

3.2. Наш опыт разработки и изготовления питательных насосов для энергоблоков мощностью 700 МВт и 900 МВт говорит о том, что в будущем подобные энергоблоки будут оснащаться насосами полной или 100 % нагрузки и лишь в исключительных случаях дополнительно с пусковыми насосами малой мощности. Приводные турбины будут иметь частоту вращения от 5000 до 6000 оборотов в минуту. Для насосов это означает:

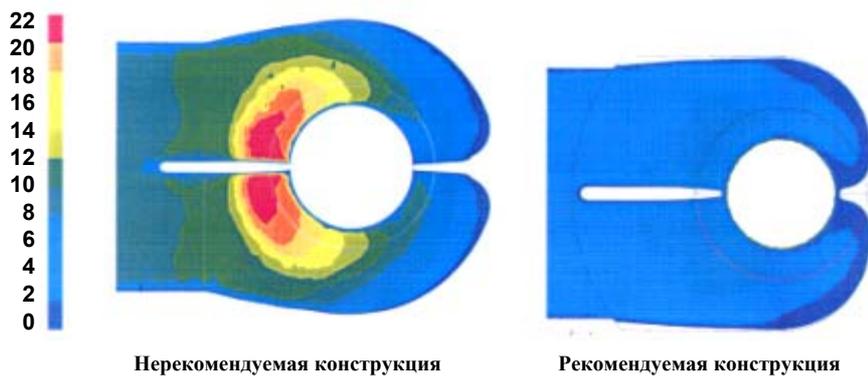


Рис. 19. Результаты расчета скорости во входном патрубке

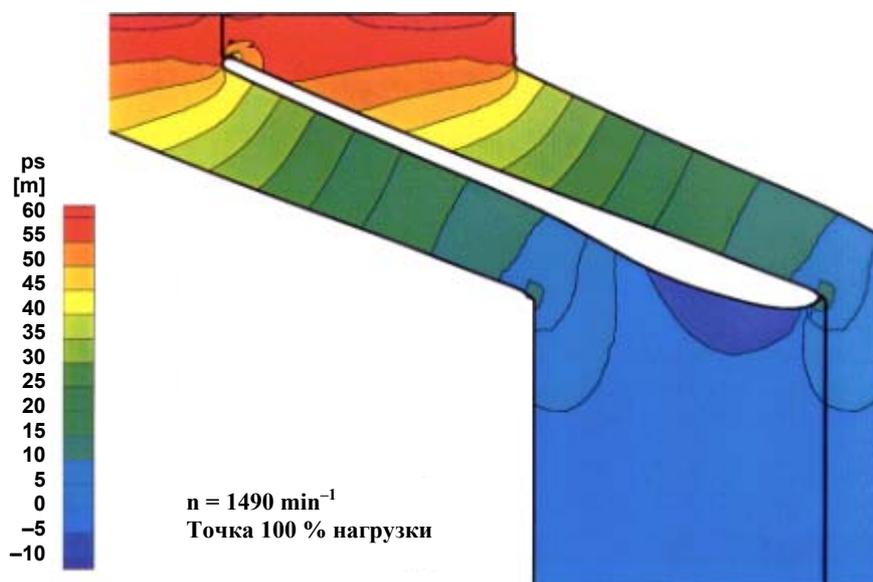


Рис. 20. Результаты расчета давления вокруг входной кромки лопасти рабочего колеса на входе в насос

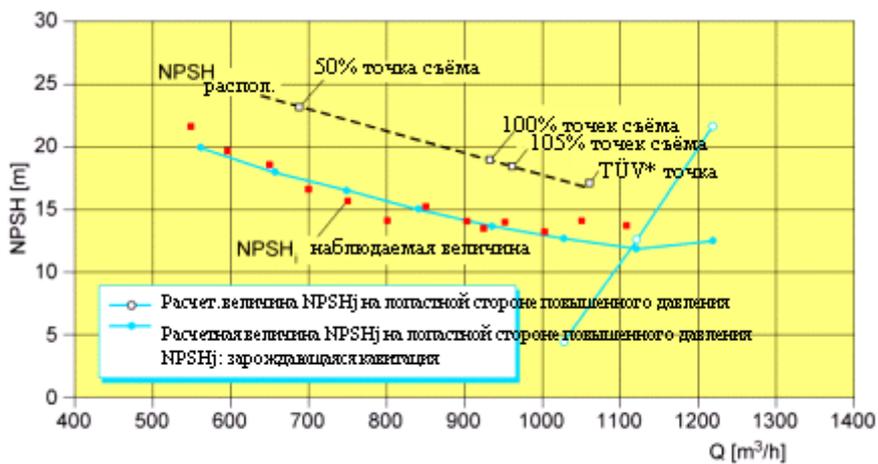


Рис. 21. Сравнение расчетных и наблюдаемых значений параметра NPSH,

Расчет и конструирование

- КПД бустерных насосов с двойным входом будет достигать 88 %;
- гидравлика проточной части мощных питательных насосов должна быть оптимизирована по наивысшему уровню КПД;
- взаимодействие между рабочим колесом и направляющим аппаратом должно быть минимизировано;
- ячеечные уплотнения станут стандартным элементом мощных насосов.

3.3. Исследования будут сконцентрированы на улучшении кавитационных характеристик ступени, снижения взаимодействия между рабочим колесом и направляющим аппаратом и на распределении давления в боковых пазухах ступени. В результате проведения исследовательских работ мы ожидаем видеть устойчивые характеристики без малейшей нестабильности, а так же точный расчет осевых сил.

3.4. Ввиду высокой единичной мощности (до 8000 кВт на ступень) и требуемой геометрической точности, объединенной с физически гладкими поверхностями, рабочие колеса и направляющие аппараты будут все более и более изготавливаться из поковок, а не литьем. Каналы проточной части будут выполняться центрами механической обработки, а на и заключительном этапе электроэрозионными станками

3.5. Уплотнения с плавающими кольцами могут занять место торцовых уплотнений.

Если все мероприятия, описанные выше, будут успешно выполнены, то питательные насосы с мощностью привода порядка 30 МВт будут иметь уровень КПД, равный 86,5 %.

Литература

1. Riedle K., Taud R. *Research and Development in Power Plant Engineering// VGB Power Tech.* – 1/2001.
2. Brecht B., Bruhns U., Schill J. *Life Cycle Cost, Eine Gesamtkostenbetrachtung für die Lebensdauer von Pumpen in Kraftwerken// PUMP USERS INTERNATIONAL FORUM 2000, Karlsruhe, Germany, 10–12 October 2000.*
3. Hergt P., Schill J.H. *Maximum Theoretical Efficiencies of Multistage Pumps// ICET 99 International Conference on Engineering Thermophysics.* – Beijing– China, August 18–21, 1999.
4. Schill J.H.: *Turbine-driven High-powered Boiler Feed Pumps// Third International Conference on Pumps and Fans, Tsinghua University Beijing China, Oct. 13–16, 1998.*
5. Makay E., Szamody O. *Survey of Feed Pump Outages, FP – 754 Research Project 641, Final Report, April 1978, Prepared for Electric Power Research Institute, EPRI Palo Alto, California, USA.*
6. *Allianz Handbuch der Schadenverhütung, 3. Auflage, Mai 1984, VDI Verlag.*
7. Wu Julin. *Scientific Research Report on the Subject: Investigation and Analysis of the Accidents of Pumps Used in Thermal-Power Plants, Department of Hydraulic Engineering, Tsinghua University, Beijing China, April 1999.*
8. Baogang Wang, Schill J.H. *A Self-Adjusting Balancing Device for Multistage Centrifugal Pumps, First International Conference on Engineering Thermophysics, August 18–21, 1999, Beijing – China (ICET '99).*
9. Domm U., Dervedde R. *Über eine Auswahlregel für die Lauf- und Leitschaufelzahl von Kreiselpumpen, KSB Technische Berichte 9, April 1965.*
10. Schill J.H., Sturm H.D. *Shaft seals for boiler feed pumps with high drive ratings, PUMP USERS INTERNATIONAL FORUM 2000, Karlsruhe, Germany, 10–12 October 2000.*
11. Nosowicz J. *Betriebsverhalten von Gleitringdichtungen für Speisepumpen, Dichtungstechnik Heft 2, Dezember 1999.*
12. *VGB Richtlinie für Kesselspeisewasser, Kesselwasser und Dampf von Dampferzeugern über 68 bar zulässigem Betriebsüberdruck, VGB–R–450L; Ausgabe 1988.*

РАЗРАБОТКА НА ЛМЗ МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ КРУПНЫХ БЛОКОВ ТЭС

В.А. Демьянов, И.М. Пылев, С.Я. Ильин, В.А. Александров

Представлена концепция нового модернизированного питательного турбонасоса ПТН 1150-340-М и электронасоса ПЭН 600-320-М для блока ТЭС 300 МВт. Приведены описание конструкции насоса и результаты модельных и натурных испытаний.

1. Задачи модернизации насосного оборудования

Номенклатура оборудования, выпускаемого «Ленинградским Металлическим заводом» (ЛМЗ) – это гидравлические, газовые, паровые турбины, питательные турбо и электронасосы различных мощностей, а также вспомогательное оборудование к ним.

«Металлический Завод», как акционерная компания, был основан в Санкт-Петербурге в 1857 году и к концу XIX столетия стал одной из самых больших машиностроительных компаний в России. Производство насосов на ЛМЗ начато в 1890 году. С 1907 года изготавливались насосы для нужд судостроения с давлением $P = 1,0$ МПа и мощностью до $N = 1000$ кВт. С 1924 года выпускались насосы для энергетики с давлением $P = 2,0$ МПа и подачей $Q = (50 \dots 250)$ м³/ч. С 1930 года изготавливались многоступенчатые питательные, циркуляционные и конденсатные насосы для турбоблоков мощностью $N=24, 50, 100$ МВт ($P=14,0$ МПа, $Q=270$ м³/час). С 1948 по 1955 годы были разработаны многоступенчатые крекинговые и пропановые насосы ($P = 6,5$ МПа, $Q = 500$ м³/ч). С 1953 года изготавливались насосы для блоков ТЭС мощностью 150, 200, 300, 500, 800 МВт ($P = 35,0$ МПа, $Q = 1350$ м³/ч). В шестидесятые годы XX столетия ЛМЗ изготовил крупную серию из 64 турбонасосов и 64 электронасосов для энергоблоков ТЭС мощностью 300 МВт.

Питательные насосы с маркой ЛМЗ зарекомендовали себя как высокоэффективные, надежные и удобные в эксплуатации машины. Тем не менее, обобщив опыт эксплуатации выпущенного ранее насосного оборудования, работающего на крупнейших ТЭС России и СНГ, ЛМЗ в конце 90-х годов XX столетия приступил к модернизации питательных турбо- и электронасосов. В первую очередь был спроектирован, изготовлен и испытан головной образец питательного турбонасоса для блока 300 МВт ПТН 1150-340-М взамен морально устаревшего насоса СВПТ 340-1000, выпускавшегося серийно на ЛМЗ до 1975 года.

Были определены следующие задачи модернизации насосного оборудования:

- увеличение коэффициента готовности;
- увеличение эффективности и надежности работы;
- уменьшение уровня вибрации;
- использование без изменений фундамента, существующего турбопривода, масляной системы, главных трубопроводов, наружного корпуса насоса, а также сохранение количества отбора и параметров среды из промежуточной ступени.

Для выполнения вышеуказанных задач была принята следующая концепция модернизации существующих насосов на ТЭС:

- применение новой проточной части с направляющими аппаратами лопаточного типа с соотношением числа лопастей рабочего колеса и числа лопаток направляющего аппарата 7/12, что позволяет получить более устойчивую характеристику насоса и улучшить вибрационное состояние насоса в целом;
- замена гидропята на разгрузочный поршень, что позволяет избежать поломок при нестационарных режимах работы насоса и режимах пуска–останова;
- замена крепления разгрузочного устройства гайкой на крепление стопорным кольцом, что позволяет избежать пропаривания резьбового соединения и отказаться от трудоемкого процесса изготовления и затяга резьбовых деталей;
- применение вместо концевых уплотнений щелевого типа торцевых механических уплотнений, что позволяет избежать протечек, и, следовательно, увеличить объемный КПД;

Расчет и конструирование

- применение конструкции внутреннего корпуса насоса секционного типа, что снижает трудоемкость изготовления внутреннего корпуса, упрощает сборку насоса и исключает возникновение эрозионных размывов при работе насоса по разъемам корпуса и в месте уплотнения внутреннего корпуса с внешним;
- исключение возможности самопроизвольного ослабления и отвинчивания крепежа элементов внутреннего корпуса и попадания его в проточную часть;
- применение в качестве подпятника самоустанавливающегося упорного подшипника двойного действия сегментного типа, что дает возможность более равномерного распределения усилий с сохранением жесткости подшипника;
- применение конструкции зубчатой муфты и системы ее смазки, обеспечивающие более равномерное распределение усилий между зубьями и уменьшение чувствительности к перекосам;
- применение новой схемы сборки-разборки насоса с использованием приспособления для выема внутреннего корпуса рюмочного типа, что позволяет свести к минимуму общий цикл сборки-разборки насоса при ремонте оборудования.

2. Модельные и натурные исследования модернизированного насоса

2.1. Определяемые характеристики и программа исследований

Для исследования и отработки, вновь создаваемых питательных насосов (ПН) необходимо определение их основных характеристик. Согласно ГОСТ 6134-87 этими характеристиками являются:

- напорная,
- энергетическая,
- кавитационная,
- вибрационная.

Программа исследований включала:

- испытание моделей ПН с натурными размерами рабочего колеса и уменьшенным до 2–3 количеством ступеней,
- испытание головного образца ПН на натурном стенде (ГРЭС № 8, Ленэнерго) при промышленных параметрах (температура, частота вращения, напор, расход).

2.2. Модельные исследования

Модельные испытания проведены на стенде ЛМЗ.

Стенд представляет собой систему трубопроводов с замкнутой циркуляцией воды. Циркуляция воды создается испытуемой моделью ПН. Для получения напорной характеристики в стенде предусмотрено переменное гидравлическое сопротивление типа «игольчатый регулятор». Подача насоса измеряется с помощью камерной диафрагмы, установленной на длинном прямом участке трубопровода в соответствии с требованиями ГОСТ. Для измерений напора, перепада давлений на диафрагме, абсолютного давления на входе в насос, крутящего момента на валу используются вибростержневые преобразователи высокого класса точности. Сбор и обработка сигналов преобразователей производится с помощью специальной измерительной системы и персонального компьютера. Градуировка преобразователей проводится с помощью образцовых средств измерений, аттестованных при госповерке. Градуировка диафрагмы проводится на образцовой расходомерической установке весовым способом.

Кроме основных параметров на модели питательного насоса изучались пульсация давления в проточной части и вибрация корпусных и опорных узлов модели.

Схема установки датчиков вибрации и датчиков пульсации давления представлена на рис. 1.

Условия испытаний.

Диаметр рабочего колеса $D_2 = 0,36$ м.

Число ступеней – 2 (первая и последняя ступень натурального насоса).

Испытания проводились при $n = 1000$ мин⁻¹ и $n = 1200$ мин⁻¹ и средней температуре воды $t_{\text{воды}} = 20$ °С.

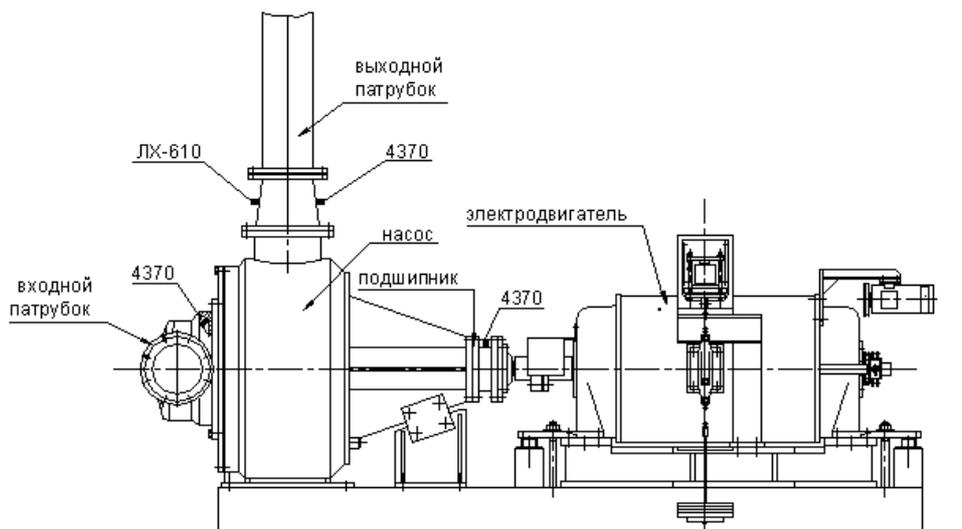


Рис. 1. Схема установки датчиков вибрации и датчиков пульсации давле-

Характеристики модельного насоса ПТН-1150-340-М построены с нулевым значением внешних объёмных протечек и определением затраченной мощности, идущей только на создание водотока (протечки через уплотнение вала добавлялись к подаче, создаваемой насосом; момент трения в подшипниках модели вычитался из полного крутящего момента, измеренного на балансирующем электродвигателе).

Объёмные протечки определялись измерением расхода воды через баббитовый подшипник, который выполняет также функцию уплотнения.

Механические потери в подшипниках определялись на воздухе в диапазоне частот вращения вала 900–1400 мин⁻¹. Момент взаимодействия рабочих колёс с воздухом определялся пересчётом данных полученных на воде при нулевой подаче.

Погрешность.

Относительная предельная погрешность измерений:

напора составляет $\pm 0,1\%$;

подачи – $\pm 0,3\%$;

частоты вращения – $\pm 0,01\%$;

крутящего момента – $\pm 0,1\%$;

КПД – $\pm 0,5\%$.

На стенде испытан двухступенчатый вариант базового насоса и двухступенчатый вариант модернизированного насоса.

Напорная характеристика в приведённых коэффициентах и кавитационная характеристика модернизированного питательного насоса приведена на рис. 2.

Формулы приведения:

$$QnD = 60Q_m / (n_m D_2^3);$$

$$EnD = 3600P_m / (R n_m^2 D_2^2).$$

Энергетическая характеристика модели ПТН 1150-340М представлена на рис. 3.

Пульсации давления, замеренные в выходном патрубке модельного насоса, приведены на рис. 4. Двойная амплитуда пульсаций давления в рабочей зоне составляет $< 1,5\%$.

КПД модели модернизированного питательного насоса превосходит КПД базового насоса на 3%

2.3. Натурные испытания ПН

Натурные испытания головного образца ПН были проведены на натурном стенде ГРЭС № 8, г. Кировск Ленинградской области.

На стенде возможно проведение испытаний на рабочих параметрах питательных турбонасосных агрегатов, предназначенных для атомных и тепловых электростанций, длительных ресурсных испытаний на максимальные параметры: подача 1800 м³/ч, давление на всасывании 2,2 МПа, давление на нагнетании 40,0 МПа, частота вращения 5220 мин⁻¹, температура перекачиваемой воды 165 °С.

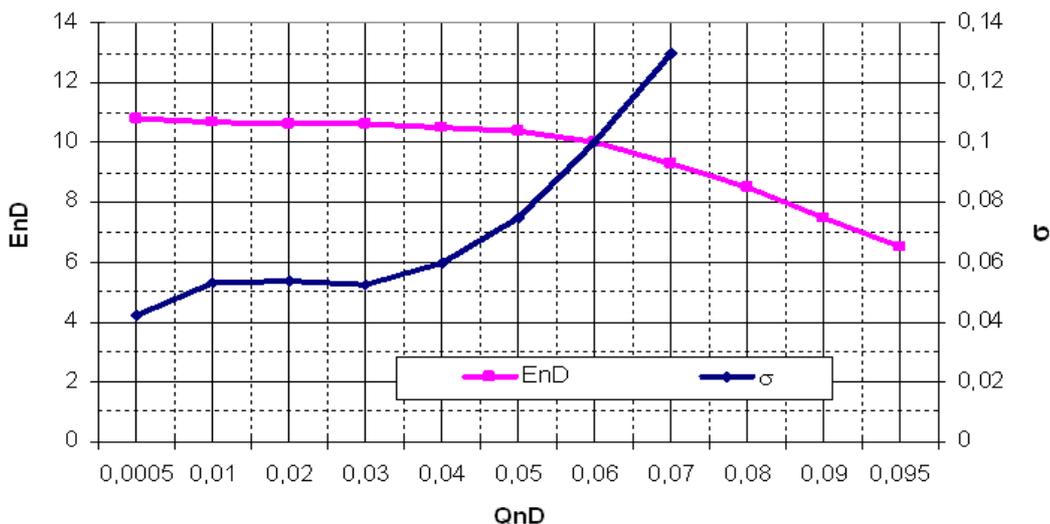


Рис. 2. Напорная и кавитационная характеристика питательного насоса

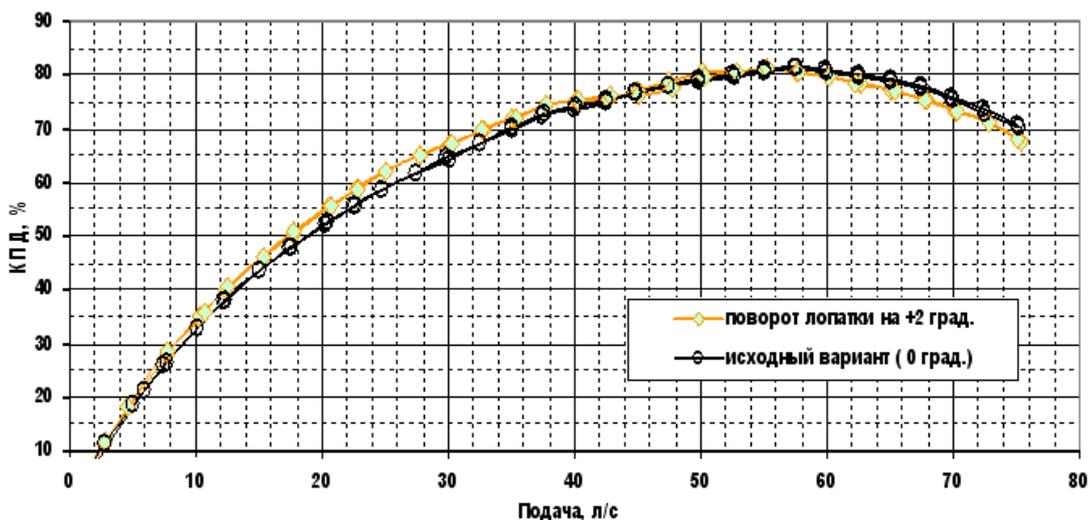


Рис. 3. Энергетическая характеристика модели ПТН 1150-340М

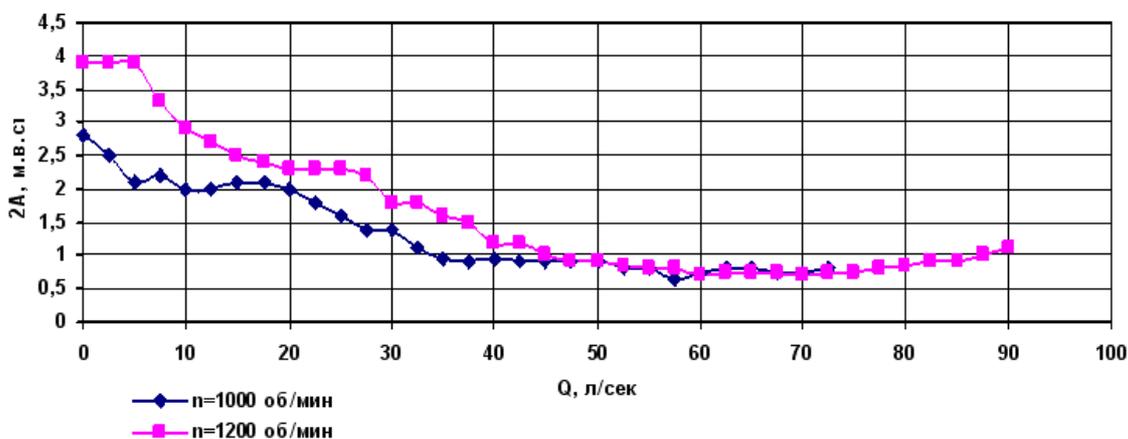


Рис. 4. Пульсации давления в выходном патрубке модельного питательного насоса

Стенд состоит из приводной паровой турбины типа ОК-18 (К-17-15П) мощностью 17,5 МВт производства Калужского турбинного завода для энергоблоков мощностью 800 МВт, бустерного насоса ПД-1600-180 (подача 1600 м³/с, давление нагнетания 1,8 МПа) с приводом от турбины через редуктор, деаэрационного бака типа БД-120-1 (емкость 120 м³, максимальное давление 1,2 МПа), конденсатного насоса КСВ-125-55, платформы для установки ПН с системой трубопроводов, систем управления и контроля режимов работы рабочих органов, систем защиты и блокировок, систем обеспечения проточной смазкой подшипников (давление масла 0,15 МПа) с масляным баком емкостью 17 м³, систем измерения рабочих параметров ПН, местного и центрального пультов управления и контроля, системы дренажа с насосом КС-32-150 и дренажным баком емкостью 160 м³, системы ручного и двигательного поворота роторов турбины и ПН для центровки валов.

Паровая турбина и ПН стенда запитаны от действующего энергоблока станции. Приемным элементом стенда для испытаний ПН является деаэратор, в котором поддерживается давление в диапазоне 0,1...1,5 МПа. Вода из деаэратора поступает на вход бустерного насоса. На выходе бустерного насоса имеются два регулируемых дросселя для создания нужного давления на входе в ПН в диапазоне 1,6...2,2 МПа. На выходе из ПН на длинном трубопроводе установлена диафрагма для измерения подачи. Во входном и выходном патрубках ПН установлены измерительные и контрольные приборы для измерения давлений и температуры. После прохождения диафрагмы вода поступает на дроссельные устройства затем на линии малых и больших подач, где установлены дополнительные диафрагмы и струевыпрямители, и через камеру захлаживания в деаэратор. При малых оборотах вода идет на линию рециркуляции (270 м³/ч) через два последовательно установленных дросселя и далее в деаэратор. Имеется трубопровод соединения камеры, находящейся за устройством разгрузки осевого усилия, с всасывающим патрубком ПН. На концевые уплотнения ПН подается охлажденный до 90 °С конденсат, который вместе с протечками уходит затем в деаэратор. Питание маслом баббитовых подшипников скольжения ПН производится от общей с турбиной масляной системы питания. Схема стенда для натуральных испытаний представлена на рис. 5.

При испытаниях измерялись следующие параметры: частота вращения, объемная подача, давление на выходе, давление на входе, температура перекачиваемой воды, температура баббита вкладышей упорного и опорных подшипников, температура баббита вкладышей упорного и опорных подшипников, температура воды, выходящая с концевых уплотнений насоса, разность температур между верхом и низом корпуса насоса при прогреве и остывании, давление масла на подводе к подшипникам, расход разгрузки.

Подача питательной воды измеряется с помощью диафрагмы с измерением перепада давления в двух диапазонах: линия малых подач до 500 м³/ч и линия больших подач до 1600 м³/ч. Используются камерные диафрагмы с прямыми калиброванными участками трубопроводов (длины входного и выходного участков строго по ГОСТу). Измерение перепада давления – преобразователи типа «Сапфир» 22М-ДД, класса точности 0,25. Диафрагма (шайба) и преобразователи проходят аттестацию «Ростест».

Давления на входе и выходе измеряются преобразователями типа «Сапфир» 22М-ДИ, класса точности 0,25.

Температура питательной воды на входе и выходе измеряется платиновыми термопреобразователями сопротивления 100П, точность измерения 0,1 °С.

Измерение виброскоростей производится пьезоэлектрическими вибропреобразователями, устанавливаемыми на подшипники ПН. Штатные проходят аттестацию в «Ростест».

Измерение частоты вращения производится с помощью зубчатого диска, устанавливаемого на валу ПН, и индуктивного преобразователя.

Измерение осевого смещения вала производится датчиком, изготовленным заводом производителем ПН.

Погрешность измерения объемной подачи включает погрешность определения коэффициента расхода диафрагмы – 1 %, погрешность измерения перепада давления – 0,5 % и его случайную погрешность, вызванную динамикой потока и высокой температурой среды, эта погрешность оценивается величиной в 1 %. Полная погрешность измерения подачи составит 1,5 %.

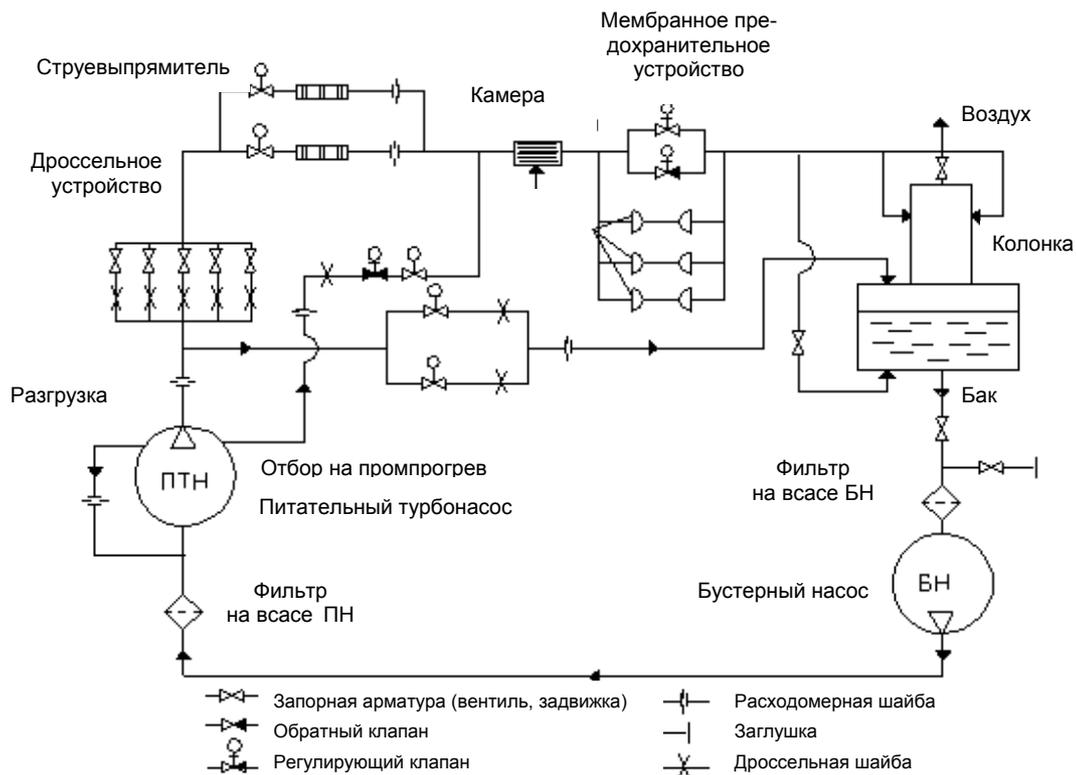


Рис. 5. Схема стенда для натуральных испытаний

Погрешность определения напора, разность полных давлений на выходе и входе в ПН, включает погрешность измерения входного и выходного давлений – 0,5 % каждое и случайной погрешности измерения каждого давления – 1 %. Полная погрешность составит 1,6 %.

Полная погрешность определения полезной мощности ПН оценивается величиной в 2 %.

В процессе испытаний отработывалась конструкция насоса и определялась напорная и вибрационная характеристики.

Напорная характеристика представлена на рис. 6 и соответствует модельной.

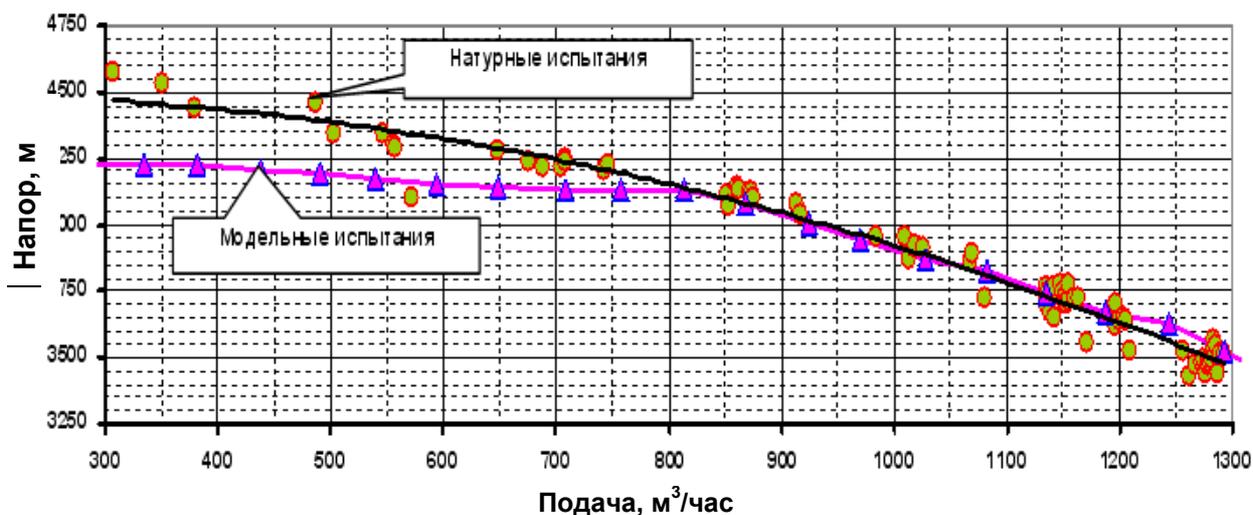


Рис. 6. Напорная характеристика питательного насоса ПТН-1150-340-М

Вибрационная характеристика представлена на рис. 7. Вибрации подшипников не превосходят 4 мм/с во всём рабочем диапазоне подач.

В процессе испытаний обрабатывалась система подачи масла на упорный подшипник, испытывались два варианта упорного подшипника – баббитовый и бронзофторопластовый. Обрабатывалась система охлаждения концевых уплотнений питательного насоса (были исследованы два варианта холодильников). Концевые уплотнения торцевого типа обеспечивают практически полное отсутствие протечек.

Результаты модельных и натуральных испытаний нового модернизированного насоса ЛМЗ свидетельствуют о соответствии параметров техническим требованиям эксплуатации. Существенно повышен КПД, исключены внешние протечки, улучшены вибрационные характеристики.

3. Конструкция насоса

Питательный турбонасос ПТН 1150-340-М разработан на параметры, указанные в табл. 1.

Таблица 1

№	Наименование характеристик	Характеристики
1	Тип насоса	ПТН-1150-340-М
2	Количество ступеней	6
3	Диаметр рабочего колеса, мм	360
Параметры насоса на номинальном режиме		
4	Подача, м ³ /час	1150
5	Давление на выходе, МПа	340 (33.35)
6	Давление на входе, МПа	20.0 (1.96)
7	Температура воды на входе, °С	165
8	Частота вращения, об/мин	6000
9	Параметры отбора: – подача, отбираемая на впрыск в промперегрев, не более, м ³ /час; – давление воды в отборе на впрыск в промперегрев, МПа	140 75 (7.36)
10	Пропускная способность линии рекупуляции при Р = 6,4 МПа, м ³ /час	170
11	Эффективный КПД, не менее, %	83
12	Потребляемая мощность, не более, кВт	12 500
13	Наработка на отказ единичного изделия, ч	18 000
14	Ресурс между капремонтами, ч	40 000
15	Число пусков-остановов между капремонтами	300
16	Масса насоса в базовой комплектации без фундаментальных частей, монтажных приспособлений и запасных частей, т	13

Питательный турбонасос ПТН-1150-340-М – центробежный, шестиступенчатый с промежуточным отбором воды за первой ступенью, обеспечивающий замену внутреннего корпуса без разборки переднего подшипника и зубчатой полумуфты. Для обеспечения высокой надежности и герметичности насоса, при работе в условиях высоких значений давления и температуры перекачиваемого конденсата, корпус насоса выполнен двойным. Крепление внутреннего корпуса во внешнем корпусе обеспечивает возможность независимого теплового расширения отдельных элементов без нарушения взаимной центровки. Тепловые расширения внутреннего корпуса на-

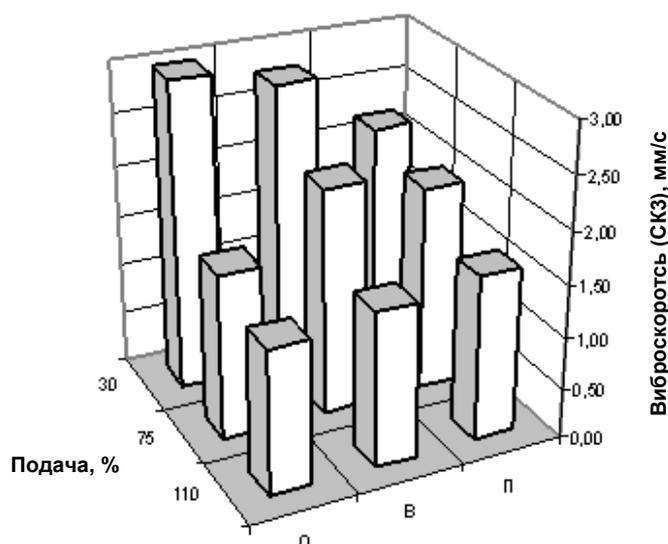


Рис. 7. Вибрационная характеристика питательного насоса ПТН-1150-340-М: поперечная (П), вертикальная (В) и осевая (О) вибрация передней и задней опоры

Расчет и конструирование

правлены в сторону нагнетания. Концевые уплотнения ротора – механические торцевые. Осевое усилие ротора уравновешено гидравлическим разгрузочным устройством (поршнем) и упорным подшипником. Ротор опирается на подшипники скольжения, закрепленные на внутреннем корпусе и задней крышке насоса.

Принципиально конструкция насоса ПТН-1150-340-М показана на рис. 8. Сварно-кованый внешний корпус 1 устанавливается на фундаментной раме насоса. Внутренний корпус 3 секционного типа с ротором насоса 2 размещается во внешнем корпусе и центруется со стороны всасывания – по заточке на наружной поверхности всасывающего патрубка, со стороны нагнетания – по внутренней поверхности направляющего аппарата последней ступени.

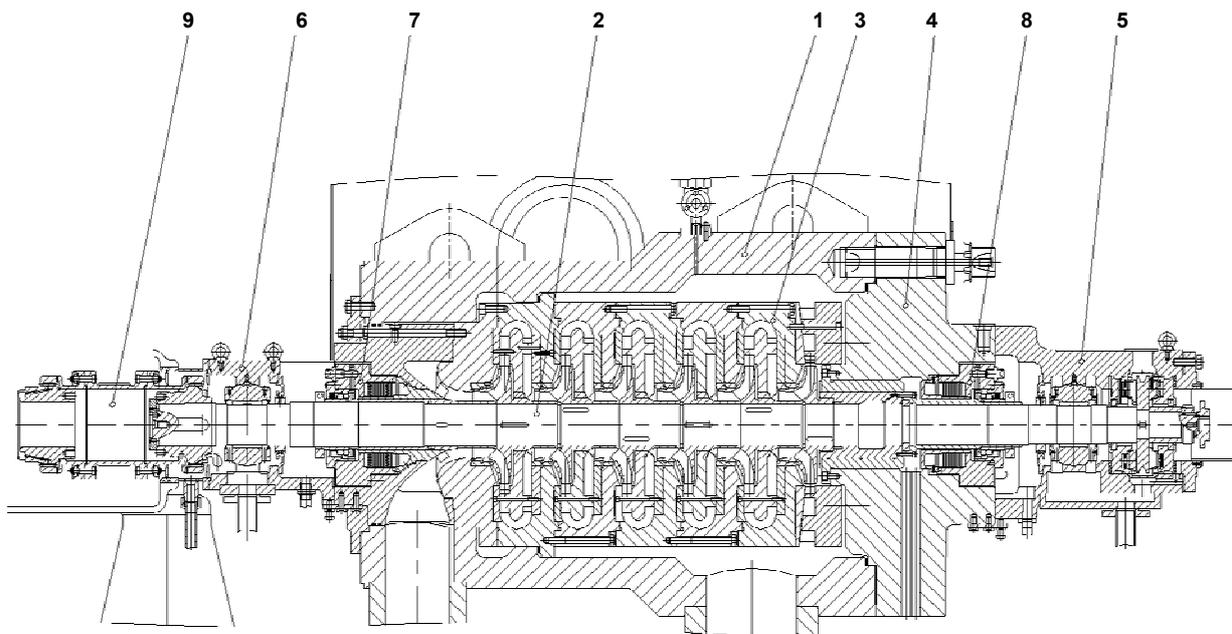


Рис. 8. Конструкция насоса ПТН-1150-340-М

Положение внутреннего корпуса в осевом направлении определяется торцевым буртом секции первой ступени, упирающимся через мерное кольцо в кольцевое усиление внешнего корпуса. Место упора в наружном корпусе является уплотнением области нагнетания питательной воды в промперегреватель. При работе насоса уплотнение по мерному кольцу осуществляется за счет напорного давления. При сборке предварительное поджатие осуществляется шпильками во всасывающем патрубке через переднюю крышку. Внутренний корпус состоит из отдельных секций с направляющими аппаратами и с неподвижными втулками передних и задних щелевых уплотнений рабочих колес, всасывающего патрубка и обтекателя. Конструкция секций из отдельных деталей позволяет обработать элементы проточной части внутреннего корпуса с высокой точностью на станках с ЧПУ. Всасывающий патрубок выполнен из чугуна, остальные элементы внутреннего корпуса выполнены из нержавеющей стали. Для обеспечения высокоточной соосности всех направляющих аппаратов и щелевых уплотнений рабочих колес сборка секций внутреннего корпуса осуществляется по специальной технологии. Ротор насоса представляет собой стальной кованый вал с насаженными на него рабочими колесами, рубашками, втулками, поршнем разгрузки осевого усилия ротора и упорным диском подпятника. Рабочие колеса выполнены из нержавеющей стали методом точного литья по выплавляемым моделям. Посадка рабочих колес на вал осуществляется с натягом, обеспечивающим отсутствие зазоров при номинальной частоте вращения. Для облегчения сборки ротора, вал в месте посадки рабочих колес выполнен ступенчатым. Для обеспечения независимого теплового расширения рабочих колес, предусмотрены разрезные упорные кольца, устанавливаемые на валу с осевым зазором. Со стороны нагнетания внешний корпус насоса закрывается напорной крышкой 4, которая крепится к нему специальными шпильками. Ротор насоса установлен на двух опорных подшипниках скольжения 5 и 6. В качестве антифрикционного слоя во вкладышах подшипников применяется баббит. Вкладыши опорные установлены в корпусе на сфе-

рических опорах, которые обеспечивают самоустановку вкладыша по оси вала в процессе сборки. Центровка ротора с учетом статического прогиба относительно внутреннего корпуса осуществляется установкой нижних половин корпусов подшипников при помощи трех установочных винтов и последующей штифтовкой половин корпусов относительно корпусных деталей насоса. В корпусе заднего подшипника 5 установлен упорный подшипник двойного действия с самоустанавливающимися сегментами на каждой стороне упорного диска, которые воспринимают остаточное осевое усилие ротора насоса. Смазка подшипников принудительная, от централизованной системы смазки турбоустановки. Со стороны всасывания и нагнетания насоса установлены концевые уплотнения ротора 7 и 8 с внутренними охладителями. Предусмотрен также внешний контур охлаждения уплотнений, охладители которого размещаются на раме насоса. Уплотнения – механические торцевого типа. Охлаждение уплотнений осуществляется холодным конденсатом. Циркуляция воды по внешнему контуру охлаждения осуществляется за счет работы самих уплотнений, по внутреннему контуру – принудительно. Рабочее давление обоих уплотнений – давление всасывания. С приводной турбиной насос соединяется с помощью зубчатой муфты 9, смазка которой осуществляется через специальные сопла от централизованной системы смазки турбоустановки. Насос также укомплектован защитным кожухом, обратным клапаном со сбросным устройством, необходимой аппаратурой системы термо- и виброконтроля.

4. Эксплуатация насоса на действующем турбоблоке

После проведения полного цикла испытаний на натурном стенде и доработки конструкции головной образец питательного турбонасоса ПТН 1150-340-М в 2002 году был установлен на действующем блоке 300 МВт ОАО «Киришская ГРЭС-19». Параметры насоса, зафиксированные в процессе приемо-сдаточных испытаний, приведены в табл. 2.

Таблица 2

№	Фиксируемый параметр	Значение при наблюдении	Номинальное (или допускаемое) значение параметра по ТУ
1	Подача насоса, т/ч	850	1040
2	Частота вращения ротора, об/мин	5320	6000
3	Давление на входе в насос, кгс/см ²	22,5	16,0–25,0
4	Давление воды на выходе из насоса, кгс/см ²	310	340
5	Температура питательной воды, °С	163	165
6	Давление масла в системе на отметке насоса, кгс/см ²	1,1	0,5–1,7
7	Температура переднего опорного подшипника, °С	57	80
8	Температура заднего опорного подшипника, °С	57	80
9	Температура <u>нерабочих</u> колодок подпятника, °С	46–47	90
10	Температура <u>рабочих</u> колодок подпятника, °С	48–50	90
11	Давление охлаждающей воды за фильтром, кгс/см ²	5,0	5,0–7,0
12	Температура охлаждающей воды, °С	–	40
13	Температура воды на выходе из контура торцевого уплотнения со стороны всасывания, °С	57	110
14	Температура воды на выходе из контура торцевого уплотнения со стороны нагнетания, °С	59	110
15	Осевой сдвиг ротора насоса, мм – в сторону всасывания – в сторону нагнетания	–0,02...+0,08 –0,01...+0,10	+1,50 –1,50
16	Среднеквадратичное значение виброскорости переднего подшипника, мм/с: – вертикальная – поперечная – осевая	2,9 3,4 2,4	7.1 – предупредит. сигнализ. 11.2 – аварийная остановка
17	Среднеквадратичное значение виброскорости 4-го подшипника, мм/с: – вертикальная – поперечная – осевая	2,1 1,7 2,3	7.1 – предупредит. сигнализ. 11.2 – аварийная остановка

Расчет и конструирование

Нагрузка блока на момент проведения испытаний составляла 270 МВт. Уровень вибрации подшипниковых опор, зарегистрированный в диапазоне нагрузок блока от 30 до 100 %, не превышал значений, указанных в табл. 2.

После проведения приемо-сдаточных испытаний головного образца насоса ПТН 1150-340-М, были проведены специальные испытания по определению КПД, с привлечением специалистов института УралВТИ. По результатам испытаний КПД насоса составил 83 %.

На сегодняшний день головной образец питательного турбонасоса ПТН 1150-340-М отработал на Киришской ГРЭС-19 около двух лет без каких-либо существенных замечаний и изменений параметров, указанных выше.

5. Проект питательного электронасоса и разработка номенклатуры питательных турбо- и электронасосов

В 2002 году на ЛМЗ был разработан рабочий проект электронасосного агрегата для блока 300 МВт ПЭН 600-320-М. В состав электронасосного агрегата (рис. 9) входят насос 1 соединенный через повышающий редуктор 2 с гидромуфтой жеклерного типа 3. Привод насосного агрегата осуществляется электродвигателем 4.

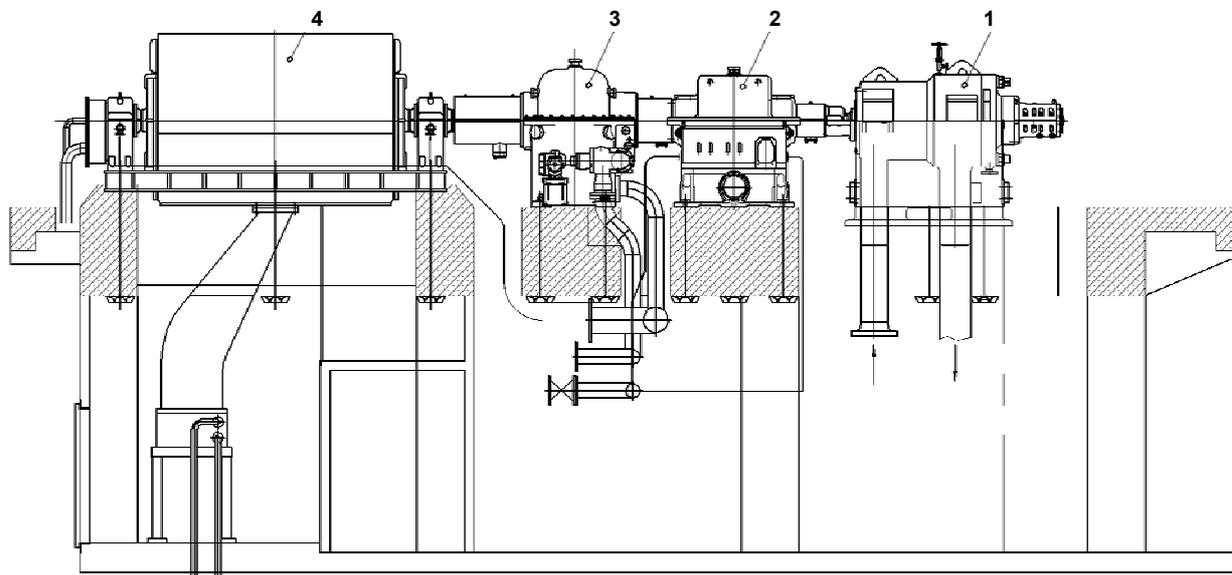


Рис. 9. Электронасосный агрегат ПЭН 600-320-М

Новые гидромуфта и редуктор не претерпели существенных изменений при проектировании по сравнению с разработанными и выпускаемыми на ЛМЗ ранее. Принципиально была изменена конструкция насоса. Насос ПЭН 600-320-М был разработан взамен насоса ЛМЗ СВПЭ 320-550 на базе концепции, изложенной выше, и является аналогичным по конструкции насосу ПТН 1150-340-М. Техническая характеристика насоса ПЭН 600-320-М приведена в табл. 3.

Таблица 3

№	Наименование характеристик	Характеристики
1	Тип насоса	ПЭН-600-320-М
2	Количество ступеней	6
3	Диаметр рабочего колеса, мм	280
Параметры насоса на номинальном режиме		
4	Подача, м ³ /час	600
5	Давление на выходе, кг/см ² (МПа)	320 (31,37)
6	Давление на входе, кг/см ² (МПа)	20,0 (1,96)
7	Температура воды на входе, °С	165
8	Частота вращения, об/мин	7500

Окончание табл. 3

№	Наименование характеристик	Характеристики
9	Параметры отбора: – подача, отбираемая на впрыск в промперегрев, не более, м ³ /час – давление воды в отборе на впрыск в промперегрев, кг/см ² (МПа)	140 75 (7,36)
10	Пропускная способность линии рециркуляции при Р = 6,4 МПа, м ³ /час	170
11	Эффективный КПД, не менее, %	80
12	Потребляемая мощность, не более, кВт	7000
13	Наработка на отказ единичного изделия, ч	10 000
14	Ресурс между капремонтами, ч	40 000
15	Масса насоса в базовой комплектации без фундамент- ных частей, редуктора, гидромуфты, монтажных при- способлений и запасных частей, т	8

В настоящее время на базе насоса ПТН 1150-340-М на ЛМЗ проработана номенклатура пита-
тельных турбо- и электронасосов для турбоблоков ТЭС мощностью 500, 800, 1200 МВт, а также
проработаны варианты модернизации насосного оборудования других фирм.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ГИДРОМАШИНОСТРОЕНИЯ НА КАЛУЖСКОМ ТУРБИННОМ ЗАВОДЕ

С.Д. Циммерман, А.А. Анкудинов, В.А. Васин

Рассматриваются перспективы развития гидромашиностроения на Калужском турбинном заводе. Приводится ряд насосов, выпускаемых предприятием: питательные, включая для блоков 800 МВт; конденсатные для энергоблоков малой и средней мощности; насосы для нефтяной промышленности и др. Предлагаются перспективные направления по модернизации конденсатно-питательной системы энергоблоков с насосами, имеющими лучшие технические показатели.

Анализ проблем развития в промышленности, в частности электроэнергетике, показывает, что в ближайшей перспективе в России произойдет лавинообразное нарастание объемов практически полностью исчерпавшего свой ресурс оборудования, которого к 2010 году будет около 50 % [1]. Это в полной мере относится к продукции гидромашиностроения. Так, например, при эксплуатации крупных блоков тепловых электростанций на третьем месте в числе аварийных остановок является выход из строя главных питательных насосов. На большинстве энергетических блоков ресурс этого оборудования исчерпан, и особое значение для энергетики имеет их незамедлительная замена или модернизация. В тепловой и атомной энергетике насосы других типов также выработали свой ресурс, морально и физически устарели. В других областях промышленности проблема замены гидравлического оборудования, прежде всего насосов также стоит очень остро.

В области гидромашиностроения Калужский турбинный завод (КТЗ) имеет достаточно известный опыт и традиции. В 1970 г. завод начал выпуск питательных насосов типа НПН-1Б и НПН-1А, которые изготавливались по документации завода «Экономайзер» для второго контура судовых энергетических установок. Позднее была проведена модернизация этих насосов, а затем были разработаны новые питательные насосы типа ВПН-3 с приводом паровой турбиной, регулируемой гидромуфтой и подшипниками на водяной смазке.

И в настоящее время ОАО «Калужский турбинный завод» наряду с турбинной продукцией выпускает различного типа насосное оборудование для энергетики, нефтяной, газовой и химической промышленности, специальные конденсатные и питательные насосы для энергетических судовых установок.

Изготавливается ряд конденсатных насосов с параметрами: подачей от 6 до 160 м³/ч и напором от 25 до 140 м, с высокими кавитационными качествами (допустимый кавитационный запас 0,6–1,8 м), с торцовыми уплотнениями и подшипниками скольжения, которые смазываются перекачиваемой водой, горизонтального и вертикального исполнения. Насосы предназначены как для комплектации турбоустановок собственного изготовления, так и для отдельных поставок. Анализ показал, что для этого типа насосов можно получить еще более высокие кавитационные качества, повысить КПД, снизить массу и габариты.

На рис. 1 представлен электроконденсатный насос типа ЭКН 125-140 вертикального исполнения.

На предприятии освоено серийное производство насосов для передвижной насосной установки типа ПНУ-1М для сбора разлитой нефти в составе: самовсасывающий насос типа ЦНС 150-50 с приводом от электродвигателя и насос ПН 150-50 с приводом от дизеля. На отечественном рынке большим спросом пользуются самовсасывающие насосы (рис. 2). Благодаря специальной конструкции камеры нагнетания и предвключенной осевихревой ступени насос имеет высокие параметры самовсасывания и кавитационные качества.

В 1998 г. изготовлена и поставлена заказчику (Новомосковский химкомбинат) партия насосов ПНХ 100-60 для перекачки химических отходов. Насос выполнен целиком из титанового сплава.

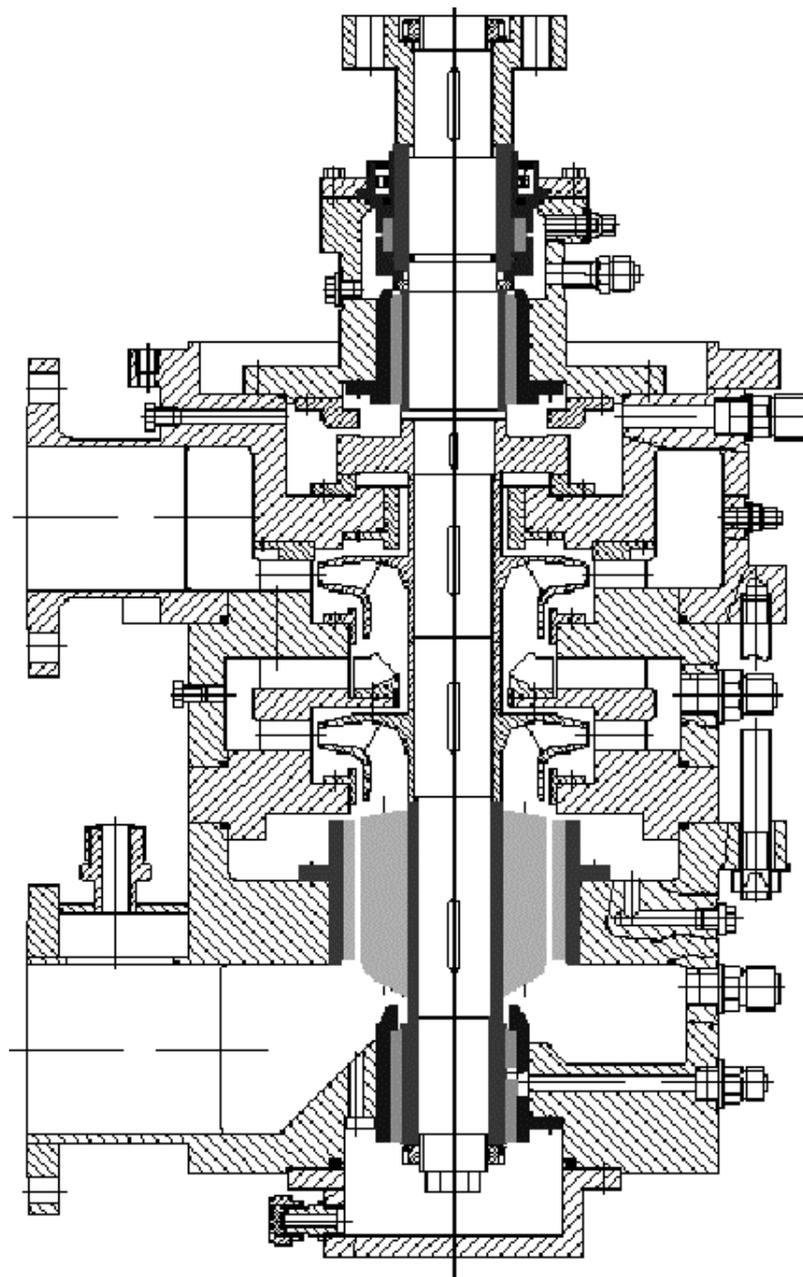


Рис. 1. Продольный разрез электроконденсатного насоса ЭКН 125-140

На предприятии разработаны и разрабатываются питательные насосы для паровых котлов малой и средней мощности. Создан и эксплуатируется питательный насос ПЭ 160-140 (рис. 3) [2]. В отечественном гидромашиностроении не выпускаются насосы такой мощности (1000 кВт), у которых применяются подшипники на водяной смазке. Отсутствие масляной смазки имеет большие преимущества. Это пожарная безопасность, отсутствие вероятности попадания масла в питательную воду, простота схемы. Замена проточной части насоса без изменения конструктивной схемы и узлов позволит иметь несколько модификаций насоса для широкого спектра насосов тепловой и атомной энергетики. Новый питательный насос ПЭ 160-140 предназначен для нужд собственной ТЭЦ, работает по назначению и в настоящее время. Насос имеет 9 ступеней, двухкорпусную конструкцию с приводом от электродвигателя.

Начиная с 1997 г, наше предприятие включилось в решение проблемы повышения надежности и эксплуатационных характеристик главных питательных насосов для энергоблоков мощностью 300–1200 МВт. За это время с привлечением научно-технических организаций России на заводе выполнен ряд научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, направленных

Расчет и конструирование

на улучшение технических характеристик насоса. В конструкторских бюро, лабораториях Научно-исследовательского центра КТЗ проводятся работы по повышению КПД, внедрению систем контроля, сигнализации и управления, созданию систем питания подшипников скольжения, работающих на перекачиваемой воде, увеличению надежности.

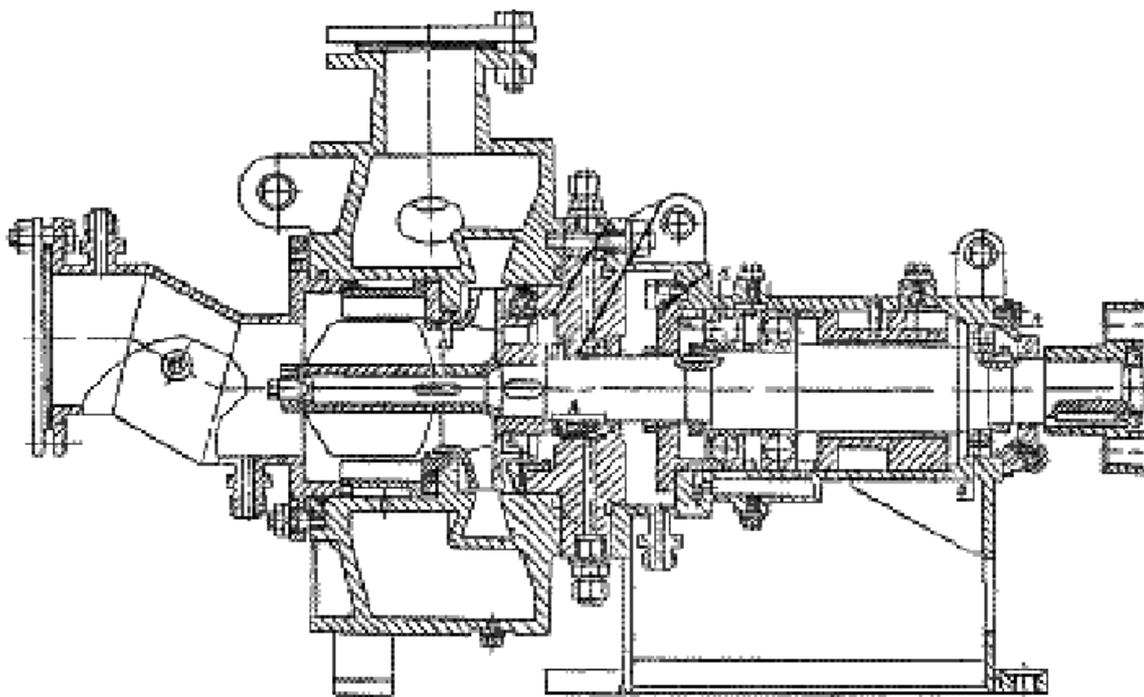


Рис. 2. Самовсасывающий насос ЦНС 150-50

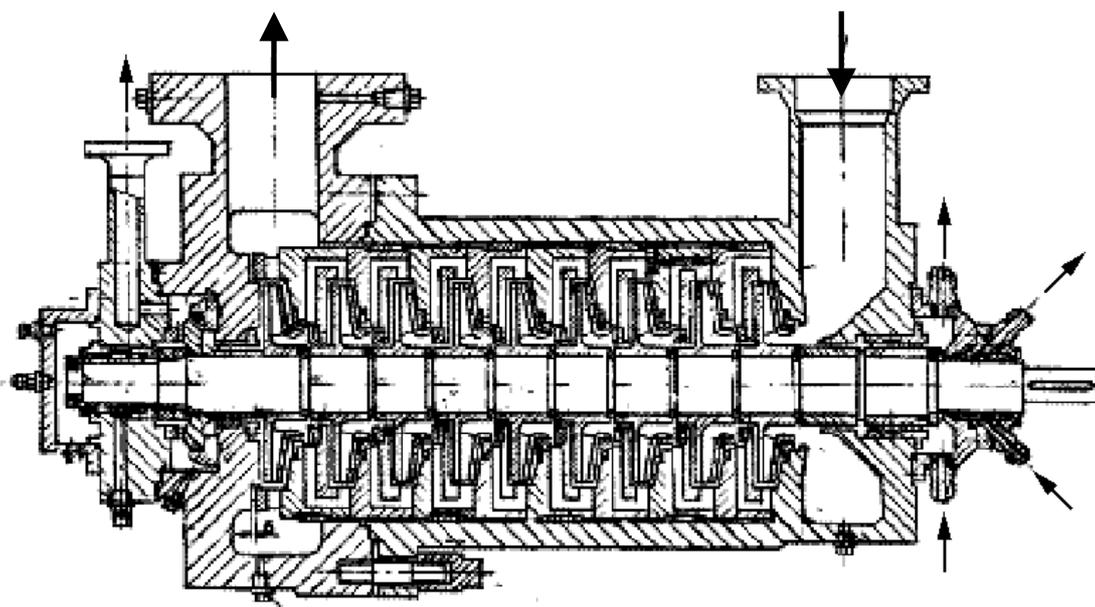


Рис. 3. Питательный насос ПЭ 160-140

По договору с ОАО «Пермская ГРЭС» в феврале 2000 г. завершены ремонт и модернизация проточной части питательного насоса ПН 1500-350-1 [3] (рис. 4). После модернизации на КТЗ насос проработал более 5000 часов в составе 3-го энергоблока без замечаний. Сравнение эксплуатационных характеристик модернизированного насоса с питательным насосом фирмы KSB, работающего на том же блоке параллельно, показало их идентичность. Изготовлены и поставлены по две проточные части насосов типа ПН 1500-350 для Рязанской и Троицкой ГРЭС.

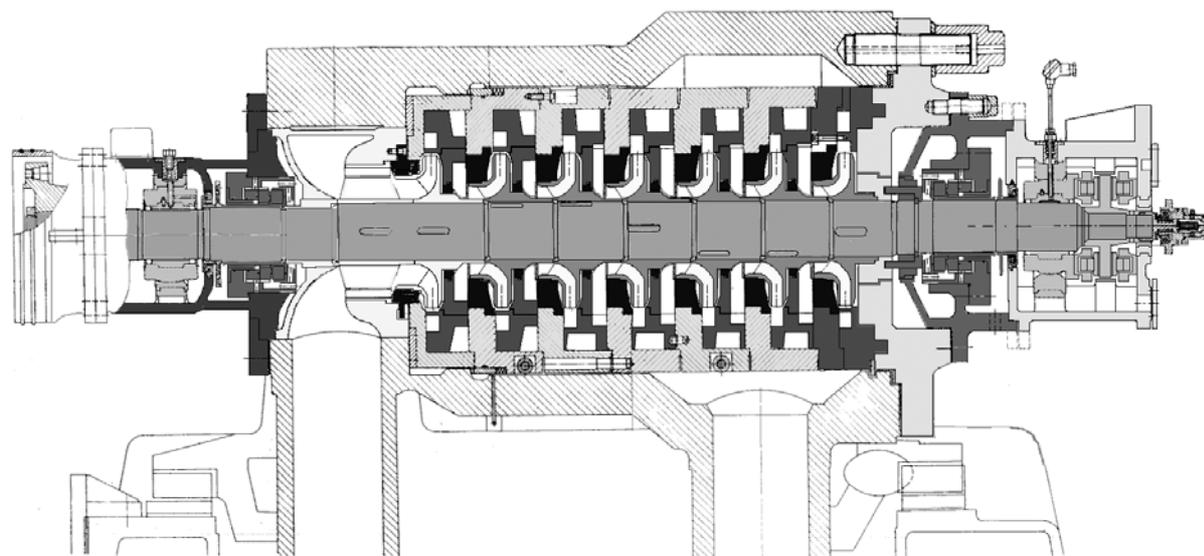


Рис. 4. Модернизированный питательный насос ПН 1500-350-1

Исследования, проведенные РАО ЕЭС России, АО «Урал ВТИ», ОАО «КТЗ» показали, что неисправности и отказы в работе питательных насосов типа ПН 1500-350 сводятся в основном к следующему: высокий уровень вибрации подшипниковых опор, проявляемых на лопаточной частоте, износ уплотнений из-за автоколебаний ротора, эрозионный износ первой ступени насоса, вызванный кавитацией.

В основу выполненной модернизации проточной части питательного насоса ПН 1500-350-1 положено следующее техническое решение: замена составных направляющих аппаратов на цельно фрезерованные с числом каналов равным 12 при сохранении числа лопастей рабочего колеса равного 7. Особенностью новых направляющих аппаратов является сопряжение диффузоров и обратных каналов по винтовой поверхности без резких изменений проходных площадей и направления потока. В этом случае уменьшается вероятность появления отрывных зон в потоке [4].

Для снижения пульсаций потока в проточной части насоса и повышения экономичности проведена оптимизация каналов направляющего аппарата на основании данных гидравлических расчетов трехмерного течения с целью исключения мест возникновения отрывных зон и вихрей. Направляющие аппараты изготавливаются по специальной технологии, разработанной на ОАО «КТЗ», и предусматривают обработку каналов фрезерованием на станках с ЧПУ, обеспечивающих высокую точность и чистоту обработки поверхности каналов. Направляющие аппараты, а также уплотнительные и промежуточные кольца выполнены без горизонтального разъема с возможностью осевой посекционной сборки проточной части, что повышает жесткость конструкции. Для уменьшения протечек в передних уплотнениях рабочих колес составные, «щелевого» типа уплотнительные кольца рабочих ступеней были заменены на «сотовые» уплотнения. Это также повысило надежность за счет малой чувствительности к загрязнению и лучшей прирабатываемости при задеваниях. Сотовые уплотнения нашли широкое применение у различных фирм, например: в компрессоростроении – Казанский компрессорный завод (Россия), ВНИИкомпрессормаш (Россия), «Dresser Clark» (США) и в насосостроении – «KSB» Германия. На ОАО «КТЗ» разработана и внедрена технология изготовления сотовых уплотнений путем электроэрозионной обработки специальными электродами непосредственно на кольцевой заготовке. Расходные характеристики и величины гидравлических подъемных сил, действующих на ротор при различной частоте вращения и эксцентриситете ротора в уплотнении, определены экспериментально при испытаниях моделей щелевого и сотового уплотнений на стенде ОАО «КТЗ». Испытания показали снижение протечек в сотовых уплотнениях на 25–35 % по сравнению с щелевыми уплотнениями и хорошую их прирабатываемость в случае задевания.

Применение в конструкции модернизированной проточной части системы гидростатической стабилизации положения ротора повысило надежность и снизило вибрацию. По данным расчетов, выполненных нашим предприятием, критическая частота вращения существующего ротора с

Расчет и конструирование

учетом жесткости межступенчатых уплотнений составляет около 5400 об/мин, что выше рабочей частоты вращения, а без учета жесткости уплотнений около 1700 об/мин, т.е. ротор является «гибким». Для увеличения динамической жесткости ротора взамен переднего уплотнения колеса 4-й ступени выполнена промежуточная опора, состоящая из установленной на колесе и вращающейся вместе с ним втулки и неподвижного кольца, установленного в корпусе секции. Во внутренней расточке неподвижного кольца выполнены восемь симметрично расположенных камер, обеспечивающих на всех режимах эксплуатации насоса гидростатическую центровку ротора относительно внутреннего корпуса насоса за счет подвода в них питательной воды из камеры нагнетания насоса через специальные дроссели, выполненные в корпусе секции 4-й ступени. На эксплуатационных режимах работы насоса и при смещении ротора относительно оси расточки статорного кольца давление воды в камерах опоры со стороны меньшего зазора увеличивается, а со стороны большего зазора уменьшается, в результате возникает гидравлическая сила, стремящаяся вернуть ротор в среднее положение. Данное мероприятие направлено на повышение жесткости штатного ротора, а также на компенсацию расцентровки ротора, вызванной его статическим прогибом и тепловой деформацией на всех эксплуатационных режимах.

Преимуществом перед другими поставщиками у КТЗ является то, что поставщиком приводных турбин является наше предприятие и заказчику выгодно иметь поставщиков, которые осуществляют поставку всего турбонасосного агрегата. Предложения ОАО «КТЗ» по модернизации крупных питательных насосов носят гибкий характер и зависят от финансовых возможностей заказчика и условий работы насоса в блоке.

Рассматриваются 3 схемы модернизации.

1. Разборка проточной части, ревизия деталей, составление мероприятий по ремонту и модернизации, обеспечивающих продолжение длительной эксплуатации насоса после ремонта. При этом затраты заказчика минимальны.

2. Вариант, предусматривающий реконструкцию насоса с заменой проточной части, обеспечивающий наивысший для данной конструкции уровень экономичности и надежности, установку торцовых уплотнений, быструю замену внутреннего корпуса с проточной частью. Внедряются в конструкцию насоса все технические решения, имеющие положительный опыт эксплуатации.

3. В данном варианте проводится модернизация питательного насоса с установкой предвключенной осевыхревой ступени, применением подшипников и упорного устройства, работающих на перекачиваемой жидкости. Предусматривается реконструкция всей конденсатно-питательной схемы энергоблока с применением безбустерной схемы.

Попытка реализации безбустерной схемы была предпринята АО «Пролетарский завод» на блоке 800 МВт Пермской ГРЭС в 1993 году. С этой целью был проведен комплекс работ по расчету и конструкторской проработке первой ступени питательного насоса. Разработана новая первая ступень, включающая рабочее колесо, водорез, кольцо уплотнения и втулку.

Определялись напорные и кавитационные характеристики насоса на режимах полной нагрузки и недогрузки при работе в безбустерном варианте схемы энергоблока.

Для улучшения кавитационных качеств новая 1-я ступень ПН была спроектирована с увеличенной площадью входного участка. Были изменены элементы подвода к рабочему колесу 1-й ступени: входной патрубок, подводящая спираль и водорез.

Проведенные испытания показали, что разработанный вариант 1-й ступени насоса имеет повышенный напор и лучшие кавитационные качества. Так, на номинальном режиме критический кавитационный запас составил $\Delta h_{кр} = 56$ м (в штатном варианте $\Delta h_{кр} = 93$ м). Как показывают расчеты, этого кавитационного запаса для нормальной работы схемы блока недостаточно.

После испытаний на рабочем колесе 1 ступени были обнаружены кавитационные разрушения лопастей. Зона разрушения имела эллиптическую форму 20 на 30 мм с максимальным разрушением в центре практически на всю толщину лопасти (5 мм).

Таким образом, полученный кавитационный запас не является достаточным для исключения местных кавитационных явлений в проточной части первой ступени. Это явилось основной причиной полученных разрушений на входных участках лопастей рабочего колеса.

Опыт эксплуатации конденсатных насосов с установкой осевыхревой ступени (ОВС) на входе в насос показывает, что применение ОВС является наиболее перспективным способом улучшения кавитационных качеств, снижения шума, вибрации и низкочастотных пульсаций давления и подачи [5].

ОВС состоит из осевого колеса (шнека) и размещенной на его периферии неподвижной винтовой решетки, ход нарезки лопастей которой противоположен ходу лопастей шнека (рис. 5). Предварительная конструкторская проработка позволила сделать вывод о возможности модернизации ПН с установкой ОВС и новой первой центробежной ступени. ОВС по сравнению со шнеком имеет больший напор, лучшие кавитационные качества и работает с более низким уровнем вибрации и пульсаций. Эти качества проявляются наиболее значительно при малых подачах. В отличие от шнека, при работе которого на нерасчетных режимах наблюдаются мощные обратные токи, вызывающие пульсации давления, в осевихревой ступени, имеющей неподвижную винтовую решетку, они отсутствуют.

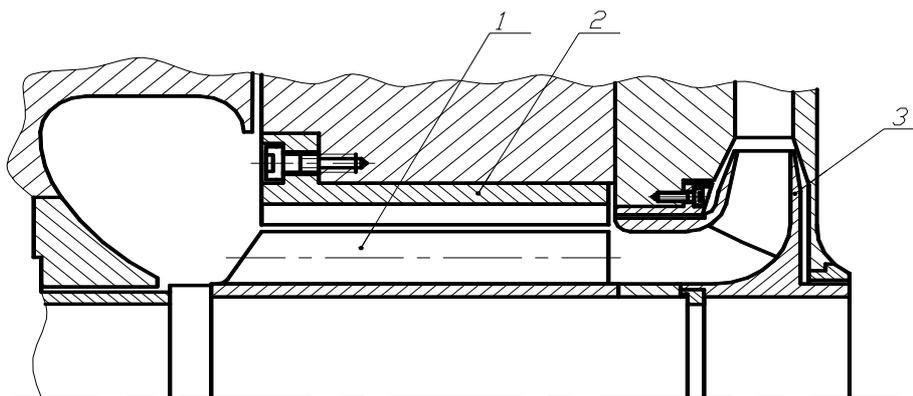


Рис. 5. Схема осевихревой ступени:
1 – осевое колесо; 2 – неподвижная решетка; 3 – центробежное колесо

В настоящее время предвключенная осевихревая ступень нашла широкое применение на Калужском турбинном заводе [5]. ОВС устанавливаются в конденсатных, нефтяных и других насосах с повышенными требованиями к эксплуатационным характеристикам. Это позволило улучшить кавитационные характеристики, снизить пульсацию давления и подачи, уменьшить вибрацию. Осевихревая ступень имеет по сравнению со шнеком преимущества – более высокие кавитационные качества и коэффициент напора, низкие уровни пульсации и вибрации. Эти свойства ОВС определяют перспективность ее применения и возможность использовать как отдельный насос. Экспериментальные энергетические и кавитационные характеристики, полученные при испытаниях в Калужском филиале МГТУ им. Н.Э. Баумана, подтвердили выполненные расчеты [3]. Кавитационный запас на входе в ступень на срыве при испытаниях на расчетном режиме составил $\Delta h_{кр} = 1,85$ м. Кавитационный коэффициент быстроходности для данного режима составил $C = 3455$. Работа насоса при определении кавитационной характеристики оставалась стабильной, без низкочастотных пульсаций давления и подачи. Проведенный расчет кавитационного запаса для натурных размеров ступени показал, что при срыве напора кавитационный запас составит $\Delta h_{кр} = 8,95$ м. Расчеты и модельные испытания показали, что реализация проекта ОАО «КТЗ» с установкой предвключенной ступени и новой первой ступени питательного насоса даст возможность получить критический кавитационный запас на входе $\Delta h_{кр} = 10 \div 15$ м. Допускаемый кавитационный запас составит $\Delta h_{кр} = 20 \div 25$ м, что позволит реализовать безбустерную схему на блоках 300–1200 МВт.

ОАО «КТЗ» имеет перспективную программу производства питательных, конденсатных и вспомогательных насосов различных параметров и назначения для тепловых электростанций и атомной энергетики. Используя научный и производственный потенциал, Калужский турбинный завод предлагает новые разработки с улучшенными эксплуатационными характеристиками, обеспечивающие: снижение допускаемого кавитационного запаса за счет установки осевихревой ступени; повышение надежности и безопасности за счет применения подшипников на водяной смазке; применение полностью герметичных насосов с муфтой на постоянных магнитах; снижение вибрации и пульсаций давления за счет улучшенной гидродинамики и высокоэффективной

Расчет и конструирование

балансировке в вакуумной камере и современной технологии изготовления основных элементов проточной части насосов.

Наше предприятие обладает широкими возможностями по проведению НИОКР, исследовательскими стендами, технологической и производственной базой для создания конкурентно способной базы гидромашиностроения. Имеются широкие возможности у предприятия для проведения ремонта, модернизации и разработки насосного оборудования для тепловых и атомных электростанций. Улучшение эксплуатационных характеристик питательных, конденсатных и других насосов может производиться за счет применения новых проточных частей, подшипников на водяной смазке, новых материалов пар трения. Изготовление элементов конструкций на предприятии производится с высокой точностью и чистотой обработки поверхности. Это позволяет создавать новое насосное оборудование, отвечающее современным требованиям по надежности и экономичности.

Литература

1. Кучеров Ю.Н., Волков Э.П. *Стратегические направления и приоритеты развития электроэнергетики// Эффективное оборудование и новые технологии в российскую тепловую энергетику: Сб. докладов/ Под общ. ред. Г.Г. Ольховского. – 2-е изд., доп. – М.: АООТ «ВТИ», 2001.*
2. Анкудинов А.А., Васин В.А., Ермилов Л.Н., Пайчадзе Б.Б. *Опыт ОАО КТЗ в разработке и эксплуатации насосов для тепловых электростанций// Труды 10 Международной научно-технической конференции. 10–13 сентября 2003, Сумы, Украина.*
3. Кирюхин В.И., Циммерман С.Д., Семенов Ю.М., Анкудинов А.А., Васин В.А. *Модернизация питательных насосов энергоблоков 150–1200 МВт на ОАО КТЗ// Электрические станции. – 2003. – № 6.*
4. Патент РФ 2220330 *Направляющий аппарат центробежного насоса/ А.А. Анкудинов, В.А. Васин, Ю.М. Семенов, С.Д. Циммерман.*
5. Патент РФ 2014509 *Осевихревой насос/ Б.Н. Зотов, А.А. Анкудинов.*

КОНЦЕПЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ ФИРМЫ SULZER

П. Бушзипер

Формулируется современная концепция конструирования питательных насосов SULZER, приводятся некоторые результаты их промышленной эксплуатации.

1. Вступление

Питательные насосы играют решающую роль на тепловых электростанциях. Они потребляют порядка от 3 до 5 % вырабатываемой станцией энергии, являясь наибольшими потребителями энергии на электростанции. Помимо высокого КПД, важнейшими параметрами этих насосов являются надежность, срок службы и техническая готовность.

За последние десятилетия увеличение мощности блоков электростанций привело к значительному росту мощности питательных насосов. Отдельные этапы в развитии питательных насосов можно охарактеризовать следующим образом:

- в 50-е годы – замена материалов быстроизнашивающихся деталей на хромистые стали вследствие изменений в водоподготовке, увеличение единичной мощности насосов и коэффициента быстроходности рабочих колес;
- в 60-е годы – акцент на исследования динамики ротора и компенсацию осевых сил вследствие увеличения мощности энергоблоков;
- в 70-е годы – исследования, порожденные необходимостью решения проблем кавитационной эрозии, связанной с высокими периферийными скоростями в рабочем колесе первой ступени;
- в 80-е годы – контроль температурных деформаций, связанных с нестационарной работой в режимах пусков и остановов;
- в 90-е годы – внедрение конструкторских решений, облегчающих обслуживание и обеспечивающих максимально возможную надежность работы.

Собранная Северо-Американским Советом по Надежности статистика показала, что проблемы с питательными насосами были третьей по величине причиной незапланированных простоев больших тепловых электрических станций. Было подсчитано, что только стоимость невыработанной электроэнергии из-за простоев, связанных с проблемами питательных насосов, составляет более 400 миллионов долларов ежегодно.

2. EPRI – Исследование – Заказ

В 1983 SULZER получил заказ на более чем 10 миллионов долларов от EPRI (Научно-Исследовательский Институт Электроэнергетики, США) для выработки рекомендаций по конструированию и работе питательных насосов. Целью этого исследования являлась разработка основополагающих принципов усовершенствованной конструкции высоконадежных питательных насосов с учетом их работы на электростанциях в циклическом режиме. Основанная на приобретенном за десятилетия производства питательных насосов опыте и на проведенных всеобъемлющих испытаниях и расчетах, эта огромная исследовательская работа продолжалась без малого семь лет и была сконцентрирована:

- на гидравлических исследованиях,
- динамике ротора,
- исследовании кавитации,
- изучении взаимодействия насоса с системой.

Это была первая и до настоящего времени единственная попытка оптимизировать питательные насосы большой мощности только с технической точки зрения без оглядки на коммерческий аспект такой оптимизации. В результате, в настоящее время SULZER способен конструировать питательные насосы с повышенной готовностью и надежностью, сохраняя наивысший КПД в течение длительных периодов работы.

Расчет и конструирование

3. Опыт работы с новой концепцией конструкции

Чтобы охватить широкий диапазон работы питательных насосов, основываясь на результатах исследований, проведенных для EPRI, SULZER разработал модульную систему конструкции питательного насоса. Соответственно, рабочий диапазон питательных насосов SULZER: напор до 4200 м, подача до 4000 м³/ч.

В тепловой схеме энергоблоков большой мощности могут использоваться как двухкорпусные, так и секционные насосы. SULZER производит насосы обеих конструкций, которые полностью идентичны с точки зрения проточных частей, роторов, подшипников, устройств для разгрузки осевых сил и уплотнений вала. Единственное отличие – конструкция корпусных элементов.

При уровне расходов до 1500 м³/ч преимущество имеет секционная конструкция, которая обладает меньшими температурными деформациями при нестационарных режимах работы насосов. Чем меньше число ступеней и чем больше расходы, тем большее предпочтение отдается двухкорпусной конструкции. Двухкорпусные насосы предпочтительней в обслуживании, особенно там, где не требуется 100 % резервирования насоса.

Таким образом, для расходов до 1500 м³/ч можно использовать оба типа насосов – двухкорпусной и секционный, тогда как двухкорпусной тип предпочтительней для больших подач и более высоких давлений.

В настоящее время SULZER поставил и пустил в эксплуатацию уже несколько сотен насосов, изготовленных на базе концепции, разработанной для EPRI.

Одними из самых больших насосов, поставленных SULZER, были питательные насосы на полную нагрузку двух энергоблоков по 800 МВт для электростанции «Schwarze Pumpe» в Германии (рис. 1). Параметры: $Q = 3140$ м³/ч; $H = 3875$ м; $n = 5817$ об/мин; $T = 191$ °С, $P_{\text{общ}} = 35,777$ кВт (вкл. бустерный насос).

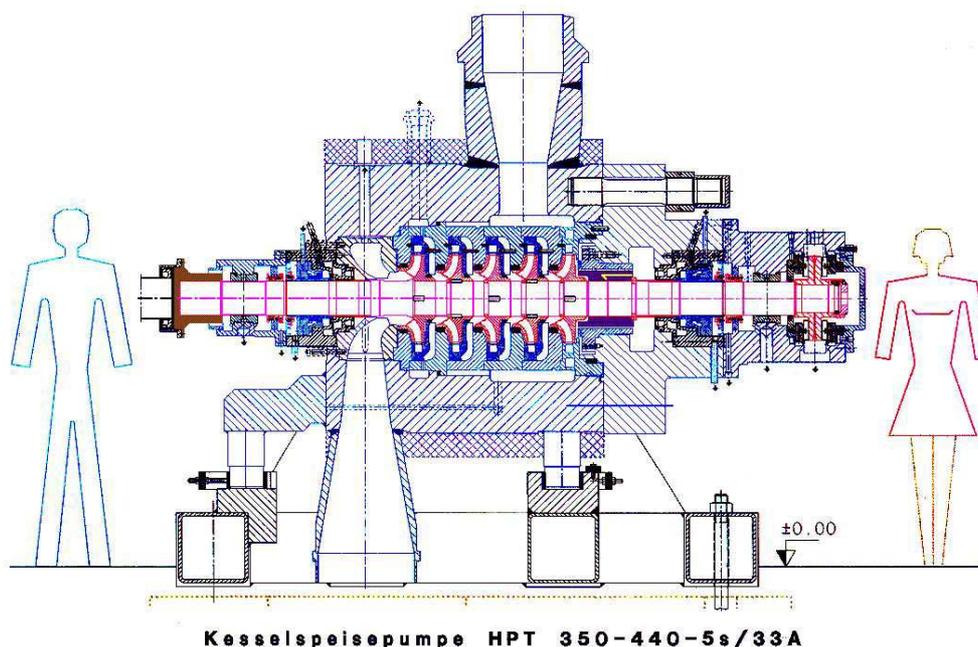


Рис. 1

4. Конструктивные особенности двухкорпусных питательных насосов Sulzer

4.1. Принцип картриджа

Двухкорпусной питательный насос SULZER сконструирован в соответствии с концепцией полного картриджа, выполненного как единый узел. Это означает, что картридж включает в себя вал, полумуфту, статические и динамические детали проточной части, уплотнения вала, радиальные подшипники и упорный подшипник, систему разгрузки, напорную крышку и крышку со стороны всаса (рис. 2).

Благодаря этому возможна замена картриджа SULZER без разборки основных деталей самих картриджей. Картридж полностью собирается вне наружного корпуса. Установка торцовых уплотнений, радиальная и осевая регулировка ротора и регулировка зазора в упорном подшипнике проводятся до установки картриджа. Это делает обслуживание насосов чрезвычайно простым и значительно сокращает время ревизии насоса. Конструкция с полным картриджем, выполненным как единый узел, на сегодняшний день является самой передовой конструкцией двухкорпусных насосов.

В предыдущих конструкциях, иногда называемых картридж безопасного быстрого извлечения, детали на всасывающей стороне насоса (такие как корпус всасывающей ступени и корпус подшипника) напрямую прикручивались болтами к наружному корпусу. Длительный опыт эксплуатации этой конструкции показал, что особенно в переходных рабочих режимах эти детали следуют малым перемещениям жесткого и массивного наружного корпуса, тогда как остальные детали картриджа и ротор могут свободно расширяться. Во время работы насоса в циклическом режиме это очень часто приводит к повышенным уровням вибрации и прогибам вала, за которыми следуют серьезные повреждения насоса.

Конструкция с полным патроном обеспечивает жесткий полный внутренний картридж, который может при всех рабочих условиях гибко компенсировать все тепловые расширения по сравнению с массивным наружным. В результате – отсутствие термических напряжений из-за напряжений в деталях, жестко прикрепленных к наружному корпусу. Без снижения надежности насоса можно позволить большие температурные градиенты при пусках и остановках и большую разницу температур между верхом и низом наружного корпуса (рис. 3).

На сегодня для SULZER эта передовая концепция является стандартной.

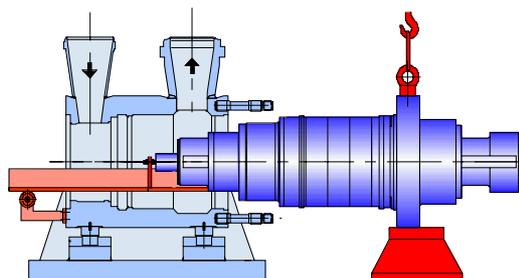


Рис. 2

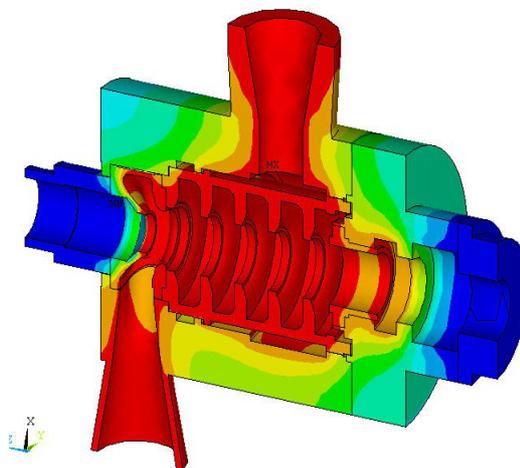


Рис. 3

4.2. Конструкция ротора насоса

Для обеспечения наименьшего естественного прогиба ротор насоса спроектирован максимально жестким с валом большого диаметра и наименьшим расстоянием между радиальными подшипниковыми опорами (рис. 4). Все детали, смонтированные на валу и передающие крутящий момент или осевые/радиальные усилия, устанавливаются по прессовой посадке.

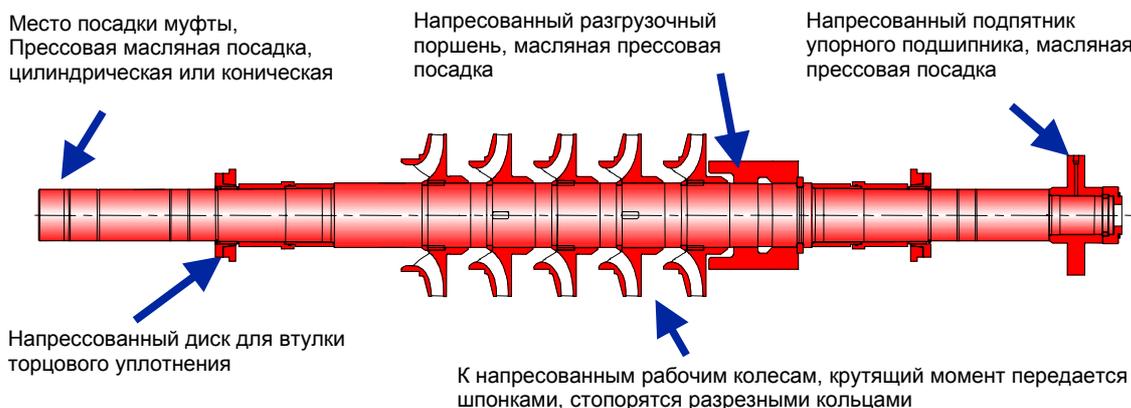


Рис. 4

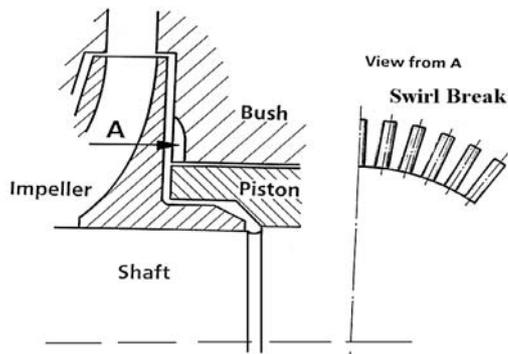


Рис. 5

Для обеспечения жесткости ротора и демпфирующего эффекта оптимизируется геометрия всех внутренних кольцевых зазоров, которые действуют как подшипники со смазкой водой (рис. 5). Это достигается за счет запатентованных SULZER «успокоителей завихрений», в результате применения которых достигаются исключительно низкие уровни вибрации насоса даже спустя годы их эксплуатации (рис. 6).

Питательные насосы НРТ 300-400/6s

SULZER

Мосэнерго, Россия

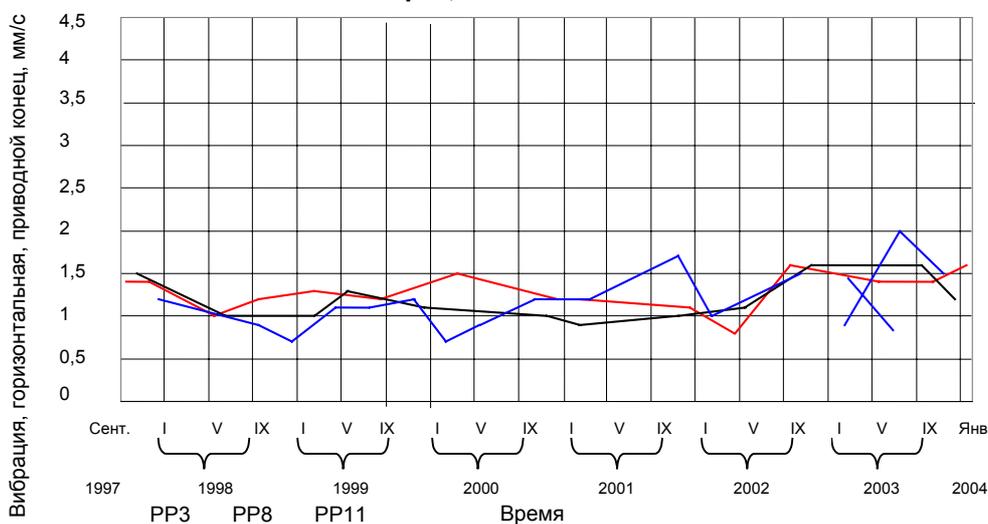


Рис. 6

4.3. Гидравлическая эффективность насоса

Как правило, КПД насосов SULZER всегда основывается на оптимизированной геометрии рабочих колес и направляющих аппаратов. Эта геометрия обеспечивает уровень КПД, максимально возможный для данной рабочей точки насоса. Поскольку высокий уровень КПД обеспечивается только геометрией рабочих колес и направляющих аппаратов, уменьшение КПД вследствие износа незначительно, и общий КПД насоса остается постоянным в течение длительного времени работы.

Это было впечатляюще доказано на электростанциях Мосэнерго, где замеры после более 40000 часов наработки показали практически полное отсутствие снижения КПД, а все внутренние детали и зазоры были «как новые». На рис. 7 показана внутренняя поверхность гильзы разгрузочного устройства после 40 000 часов работы насоса.

Некоторые производители насосов для увеличения КПД и уменьшения вибраций выполняют на внутренних поверхностях щелевых зазоров насоса «сотовые» профили. Эти сотовые профили имеют ряд недостатков. Во-первых, стенки сот очень маленькие и тонкие, чрезвычайно чувствительны к малейшему соприкосновению вращающихся и невращающихся деталей. Спустя короткое время после пуска насоса в эксплуатацию невозможно избежать значительного износа, и тогда весь эффект пониженной вибрации и высокого КПД пропадает. Также вследствие высоких скоростей течения в зазорах в профилях такого типа обычно наблюдается эрозия. Во-вторых, сложная геометрия сотовых профилей может быть изготовлена производителем насосов, и поэтому заказчик вынужден покупать все запчасти у производителя насоса, поскольку местное изготовление таких профилей не представляется возможным.

Насосы конструкции SULZER не требуют такого типа профилей для улучшения вибрационных характеристик и повышения КПД насоса.

4.4. Система разгрузки осевых сил

Высокооборотные, большой мощности питательные насосы конструкции Sulzer для компенсации возникающих осевых сил всегда оборудуются разгрузочной системой, состоящей из прямого разгрузочного поршня в комбинации с упорным подшипником двухстороннего действия.

История развития конструкции разгрузочных устройств:

1905 – патент SULZER на систему разгрузки гидроплат;

1965 – представление комбинаций поршень/диск с подпружиненными упорными подшипниками;

1980 – представление передовой системы разгрузки SULZER прямой поршень с упорным подшипником двухстороннего действия (рис. 8).



Рис. 7

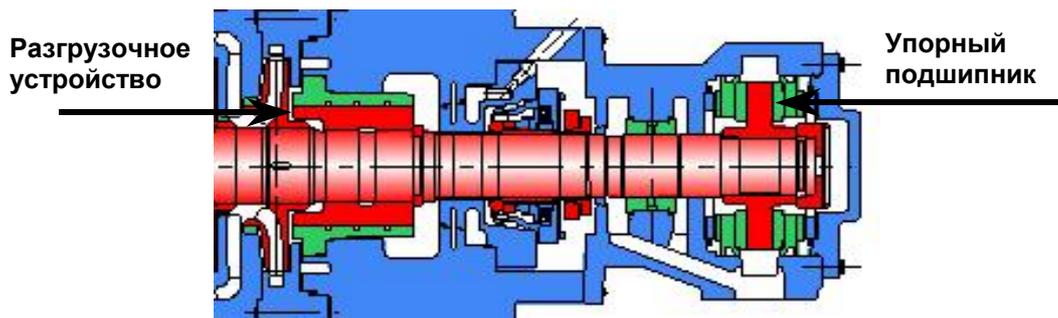


Рис. 8

Преимущества системы разгрузки SULZER:

– никаких дисковых эффектов в отличие от ступенчатого поршня или гидропаты, отсюда большая надежность;

– фиксированное положение ротора, поскольку нет необходимости в сложной процедуре выставления ротора, как это требуется при использовании ступенчатого поршня или гидропаты (зазор в ступенчатом поршне и зазор в упорном подшипнике должны согласовываться друг с другом);

– компенсируемые силы не зависят от износа прямого поршня, изменения остаточных осевых усилий вызываются только изменениями распределения давления в рабочих колесах;

– для повышения КПД нет необходимости уменьшать зазоры как в ступенчатом поршне или гидропате, следовательно, нет уменьшения КПД через короткое время после начала работы (КПД насосов SULZER основан на улучшенной геометрии рабочих колес, но не на уменьшенных зазорах);

– отсутствует гидравлическая нестабильность, если остаточные осевые силы действуют в сторону напорной части насоса. Если осевые силы действуют в сторону напорной части насоса, конструкции со ступенчатым поршнем или гидроплатой гидравлически нестабильны, и наружная половина упорного подшипника оказывается сильно перегружена и разрушается, что может произойти во время быстрых пусков/остановов, в переходных режимах, при потере давления на входе, или при работе в режиме кавитации;

– система разгрузки, применяемая SULZER – единственная система, использующая двусторонний упорный подшипник в обоих направлениях без всякого пружинящего эффекта;

Расчет и конструирование

– поскольку применяемая SULZER система разгрузки работает без дискового эффекта, насос может работать от 10 об/мин и до полной частоты вращения, при полном расчетном давлении, начиная от режима рециркуляции и кончая подачами при режимах значительных перегрузов, возможна даже работа в режиме кавитации;

– поршень в насосах SULZER посажен на вал по прессовой посадке. Поэтому нет необходимости во вторичном уплотнении между валом и поршнем, также увеличивается жесткость вала, уменьшается естественный прогиб вала и гарантируются низкие уровни вибрации во всем рабочем диапазоне.

4.5. Подшипники

Опорами ротора насоса являются радиальные подшипники, по одному с каждой стороны, и воспринимающий остаточные осевые силы упорный подшипник на неприводной стороне (рис. 9). Радиальные подшипники представляют собой подшипники сегментного типа с принудительной смазкой, рассчитанные как на работу при высоких частотах вращения, так и на работу при частотах валоповорота вплоть до 10 об/мин. С приводной и напорной стороны подшипники одинакового размера. Для уменьшения потерь мощности и улучшения условий смазки упорный подшипник Митчеля двустороннего действия смазывается принудительным впрыском масла к каждому сегменту. Подпятник упорного подшипника напрессовывается на вал.

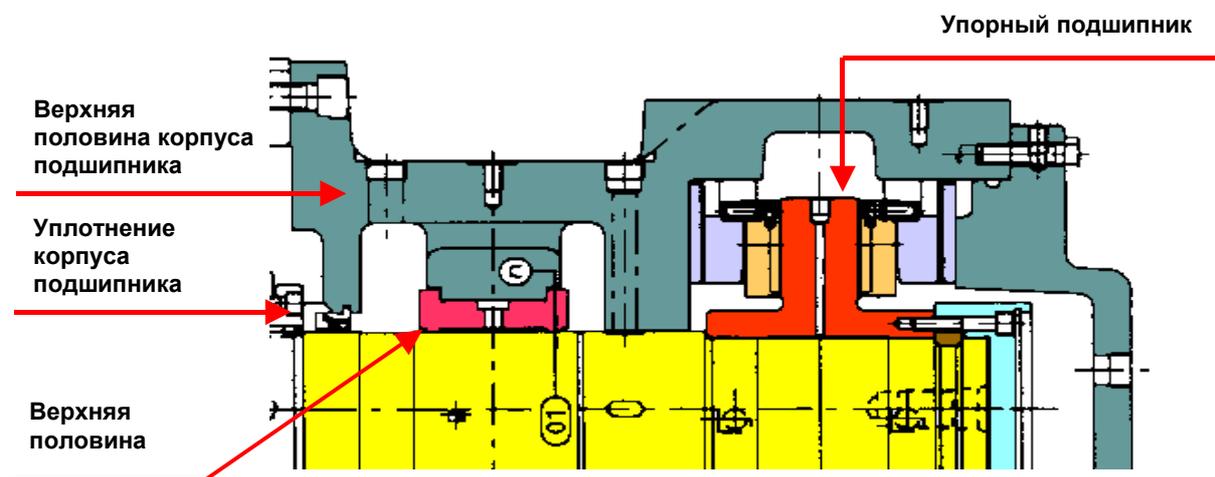


Рис. 9

Для облегчения обслуживания корпус подшипника имеет горизонтальный разъем. Такая конструкция позволяет инспектировать или заменять любые подшипники без разборки каких-либо других деталей насоса. Для предотвращения утечки масла корпус подшипника уплотняется по валу уплотнительным устройством, представляющим собой запатентованное бесконтактное лабиринтное уплотнение.

4.6. Уплотнение вала

Уплотнение вала осуществляется двумя торцовыми уплотнениями производства фирм «Джон Крейн» или «Бургманн» (рис. 10).

Для предотвращения перегрева уплотнений предусмотрена рубашка охлаждения с внешним контуром охлаждения. Внешний контур охлаждения является контуром замкнутого типа, что позволяет с помощью встроенных в контур теплообменников отводить генерируемое трущимися парами тепло и очищать с помощью фильтров циркулирующую через уплотнения воду.

Передовая технология SULZER также включает в себя встроенные воздушные зазоры между уплотнением и горячими корпусными деталями, а также между уплотнением и валом насоса. Воздушные зазоры, являясь великолепными изоляторами, предотвращают передачу тепла от горячих деталей насоса в область торцовых уплотнений и минимизируют температурную деформацию уплотнения, а следовательно, и прогиб вала вследствие температурного градиента.

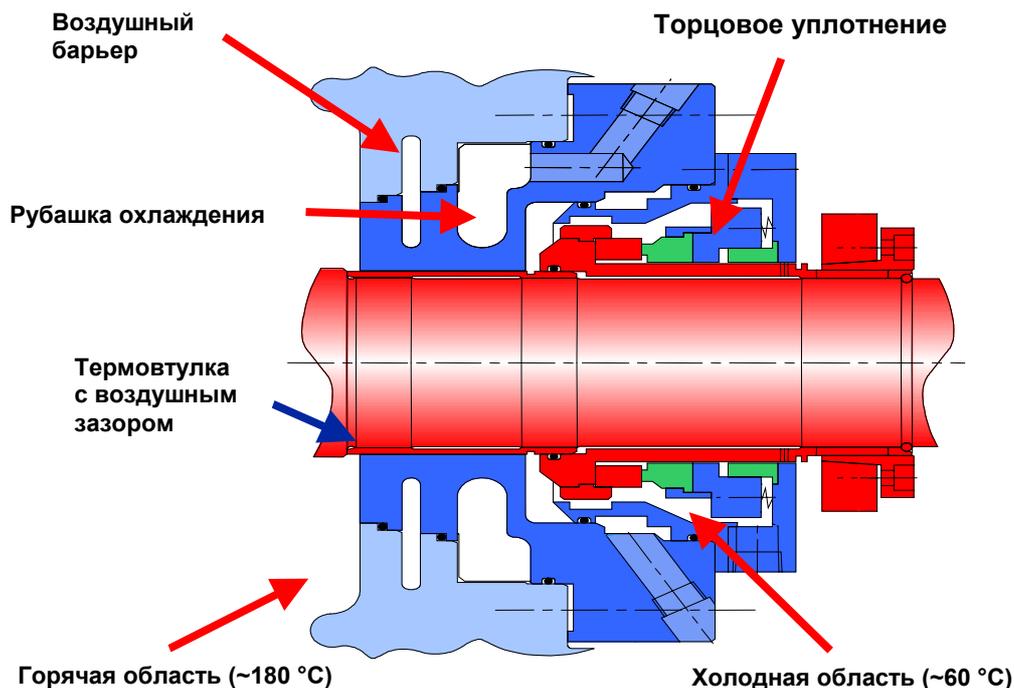


Рис. 10

5. Использование ноу-хау и компетентность SULZER в реконструкциях

Основываясь на опыте работы с электростанциями по всему миру в течение десятилетий, результатах описанных выше научно-исследовательских работ и используя полученные в результате этого принципы конструирования питательных насосов, в середине 90-х годов была разработана выдающаяся концепция SULZER по реконструкции и модернизации имеющихся двухкорпусных питательных насосов (рис. 11).

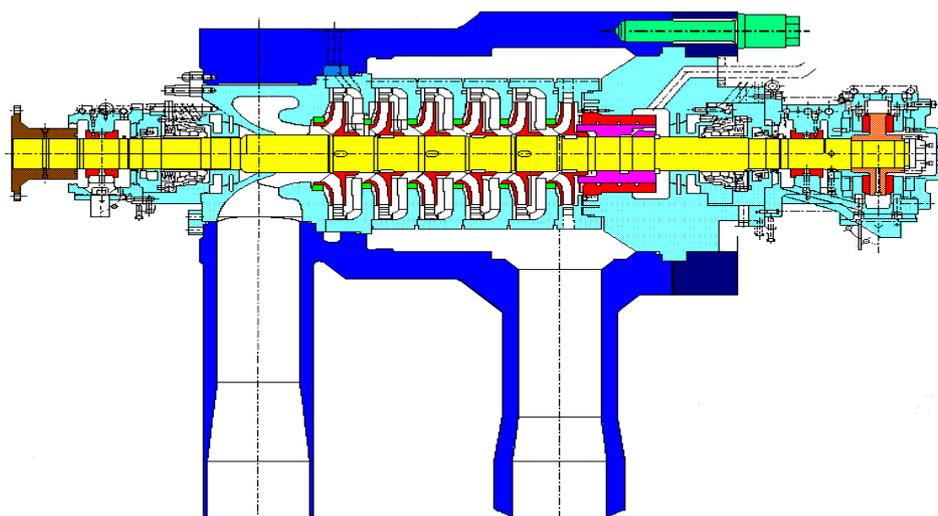


Рис. 11

Модернизация и реконструкция имеющихся питательных насосов в соответствии с «Технологией SULZER» включает в себя следующие мероприятия и положения.

1. Ремонт и повторную мехобработку имеющегося наружного корпуса. После мехобработки, старый наружный корпус проверяется в соответствии со стандартами SULZER. Стяжные шпильки напорной крышки заменяются на эластичные, конструкции SULZER. Шпильки затягиваются гид-

Расчет и конструирование

гидравлическим способом, обеспечивающим простоту этой операции и, одновременно, затяжку шпилек с определенным точным усилием затяжки.

2. Встраивание нового внутреннего картриджа конструкции SULZER.

3. Повышение КПД насоса до 84 % и выше.

4. Сохранение основных трубопроводов, фундаментов и привода насоса, а также прежней системы подачи смазки.

Несмотря на попытки конкурентов скопировать концепцию реконструкции SULZER, удовлетворенные заказчики по всему миру являются подтверждением того, что SULZER играет ведущую роль в модернизации питательных насосов. Электростанция Йеншвальде, Германия (12 энергоблоков), электростанция Мосэнерго, Россия (19 энергоблоков), Тбилисская ГРЭС (1 энергоблок), Новочеркасская ГРЭС, Россия (3 энергоблока), ВHEL, Индия (12 энергоблоков) и электростанция Дюнаменти, Венгрия (6 энергоблоков) – некоторые примеры применения этой успешной концепции.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ДЕТАЛЕЙ ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА НА ЕГО РАБОТОСПОСОБНОСТЬ

В.А. Васильев, А.О. Чернявский

Выполнены расчеты тепловых деформаций деталей корпуса питательного насоса тепловой электростанции. Показано, что неравномерность нагрева приводит к уменьшению зазоров в подшипниках и может являться причиной их разрушения. Приведены числовые оценки изменения зазоров на различных режимах.

Питательный насос ПН1500-350 является базовым насосом для блоков тепловых электростанций мощностью от 500 до 1200 МВт. Насос обеспечивает подачу 1500 м³/ч воды с давлением 350 атм, что составляет половину потребности в воде котлоагрегата энергоблока мощностью 800 МВт. Из-за особенностей конструкции насоса (длинный вал, неоптимальное соотношение числа лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата, концентраторы напряжений) наработка таких насосов до капитального ремонта в среднем по парку ЕЭС России не превышала 10 000 часов.

С целью увеличить ресурс производителем насосов была предпринята их модернизация: изменение числа лопаток, укорочение вала, изменение конструкции опорных узлов. В результате вибрационная составляющая нагрузок была существенно снижена: виброскорости, измеренные в районе подшипниковых опор, уменьшились с 7...15 до 3...4 мм/с – уровня, который принято считать безопасным. Для того, чтобы исключить задевание ротора за корпус при пуске на режиме валоповорота, в конструкцию насоса был введен пусковой подшипник – рис. 1 (на стационарном режиме роль «подшипника» играет водяной слой в зазоре 0,3 мм между ротором и корпусом). Подшипник устанавливается в специально сконструированный корпус и смазывается водой под давлением. При эксплуатации модернизированных насосов ПН1500-350-4 в Тюменьэнерго было обнаружено, что пусковой подшипник требует замены через 5...6 тыс. часов работы из-за задеваний при пусках и остановках. Кроме того, имели место разрушения пускового подшипника и/или вала в районе этого подшипника.

Обеспечение безаварийной работы питательных насосов ПН1500-350-4 требует выяснения и устранения причин разрушения вала и подшипника пускового устройства. Наблюдаемый усталостный характер разрушения валов и корпусов подшипников [1, 2] свидетельствуют о возникновении достаточно больших усилий в пусковом подшипнике: для усталостного разрушения вала Ø60 мм, по грубым оценкам, требуется усилие не менее 5 кН, действующее в течении как минимум нескольких суток при оборотах вала 4500 мин⁻¹.

В качестве гипотезы, объясняющей возникновение значительных по величине и действующих достаточно продолжительное время усилий в пусковом подшипнике, рассматривается тепловая деформация корпуса насоса и пускового устройства.

Деформации корпуса пускового устройства вследствие неравномерного нагрева

Геометрическая модель конструкции показана на рис. 2. В модель включены корпус пускового устройства 1 и часть крышки насоса 2 – для корректного задания граничных условий при расчетах. Конструкция симметрична относительно вертикальной плоскости, поэтому на рисунках (как рис. 2, так и последующих), для наглядности приведена только половина конструкции. Корпус пускового устройства омывается со стороны разгрузочной камеры водой с температурой около 150 °С. Через сверление в корпусе к пусковому подшипнику подводится конденсат с более низкой – около 60 °С – температурой.

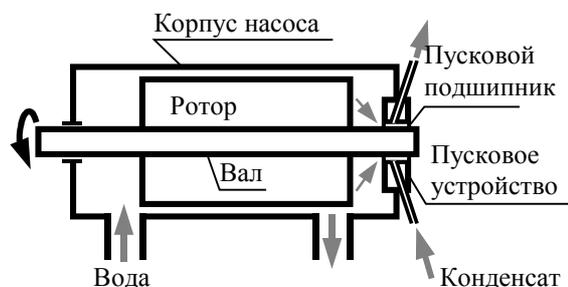


Рис. 1. Схема насоса ПН1500-350-4

Расчет и конструирование

Расчет деформаций корпуса сложной формы с учетом неосесимметричного распределения температуры требует применения численных методов и соответствующих компьютерных программ. В данной работе использовался метод конечных элементов и его реализация в виде пакета DesignSpace (комбинация модуля решения пакета ANSYS с модулем подготовки геометрии пакета SolidWorks). При выполнении расчетов было принято предположение о симметрии как конструкции, так и температурного поля относительно вертикальной плоскости.

Модель конструкции была разбита на 23 тысячи конечных элементов – тетраэдров. Предполагалось, что распределение температуры по каждому отдельному элементу может быть достаточно точно описано квадратичной функцией координат точки в элементе. При этом задача расчета температурного поля сводилась – с помощью известных приемов метода конечных элементов – к решению системы линейных уравнений с 33 тысячами неизвестных.

При расчете принималось, что

- температура воды в разгрузочной камере равна 160 °С (рис. 2а);
- температура конденсата, подаваемого в пусковой подшипник, 60 °С (рис. 2б);
- перед отводом в деаэратор потоки смешиваются. Количество воды, поступающей из разгрузочной камеры, примерно в 3 раза превышает количество подаваемого конденсата, поэтому – при идеальном перемешивании – смесь имеет температуру 135 °С (рис. 2в);
- контакт корпуса пускового устройства и крышки насоса является идеальным (тепловое сопротивление контакта равно нулю);
- по наружным поверхностям деталей происходит конвективный теплообмен с окружающим воздухом (температура воздуха 20 °С, коэффициент теплоотдачи $0,5 \cdot 10^{-6}$ Вт/м²·С – усредненное справочное значение);
- рассматривалось только установившееся температурное поле (переходные процессы не анализировались).

Последнее предположение ведет к тому, что оцененная такими расчетами опасность тепловых деформаций может оказаться заниженной – если на каком-то из пропущенных переходных режимов комбинация температур и деформаций окажется более неблагоприятной.

Результаты расчета распределения температур показаны на рис. 3, где для изображения температур использованы условные цвета (соответствующая цветовая шкала в правой части рисунка проградуирована в градусах Цельсия). Полученные результаты следует рассматривать лишь как оценочные из-за приближенного задания граничных условий, однако их, по-видимому, достаточно для ответа на вопрос, могут ли тепловые деформации корпуса пускового устройства являться одной из причин разрушения вала.

По результатам расчета температур выполнен расчет напряженно-деформированного состояния. Использовался метод конечных элементов с тем же разбиением конструкции на элементы и предположением о квадратичном распределении перемещений по элементу; число неизвестных перемещений в системе уравнений – около 90 тысяч. Данные о свойствах материала (20Х13) взяты из [3]. При расчете предполагалось, что корпус пускового устройства и крышка насоса контактируют плотно – без раскрытия стыка и проскальзывания в нем (впрочем, пробные расчеты показали, что даже допущение о возможности проскальзывания не слишком сильно сказывается на результатах – количественные отличия не превышают 10...15 %).

Расчитанные смещения точек конструкции показаны на рис. 4. Черными линиями показано исходное положение конструкции, цветом – деформированное (для наглядности масштаб перемещений выбран бóльшим, чем масштаб размеров). Условные цвета соответствуют вертикальным перемещениям точек конструкции; за условно-неподвижную точку принята ось крышки насоса.

Из рис. 4 видно, что неравномерный нагрев приводит к неравномерному тепловому расширению корпуса пускового устройства. По расчету точка *A* (верхний край расточки под пусковой подшипник) перемещается вверх (от оси крышки насоса) на $\Delta_A \approx 0,025$ мм, а точка *B* (нижний край расточки) – вниз на $\Delta_B \approx 0,111$ мм. Согласно чертежам, радиальный зазор между стальной втулкой и бронзовой рубашкой составляет 0,19...0,21 мм (0,38...0,42 мм на диаметр). Заметим еще, что изменение диаметра вала и бронзовой рубашки вследствие нагрева до 60°С составляет примерно $\Delta_d \approx 0,021$ мм.

Таким образом, если в ненагретом состоянии вал может перемещаться от исходного (центрального) положения до касания подшипника как вверх, так и вниз на величину около 0,2 мм, то в нагретом состоянии возможное перемещение вверх составляет по-прежнему 0,2 мм, а вниз – 0,29 мм.

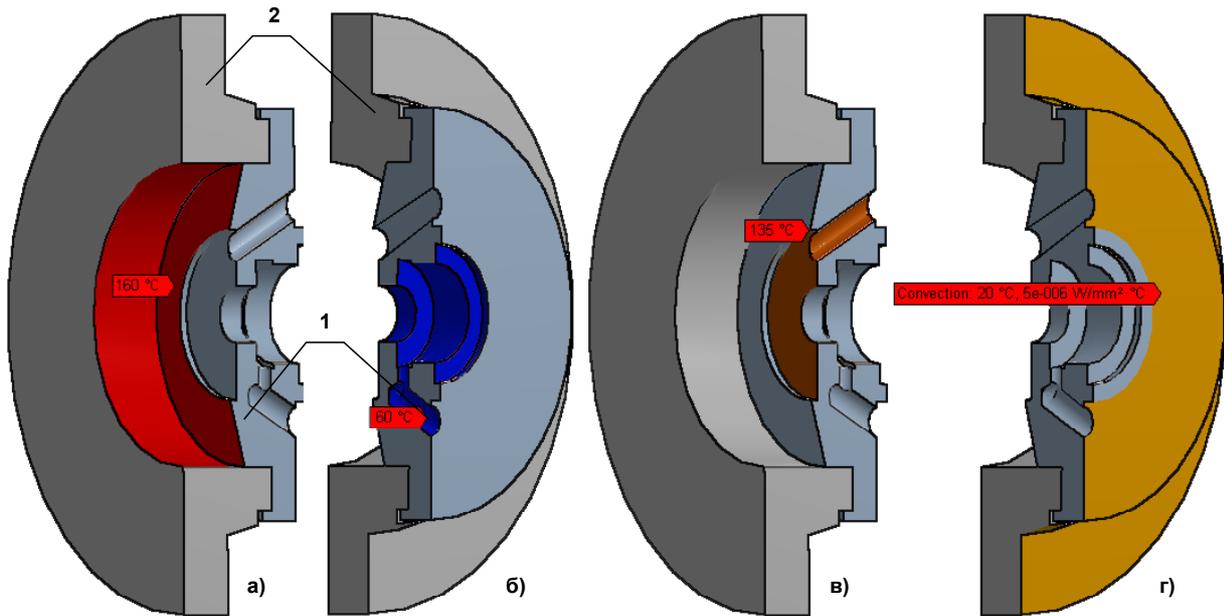


Рис. 2. Корпус пускового устройства (1) и часть крышки насоса (2)

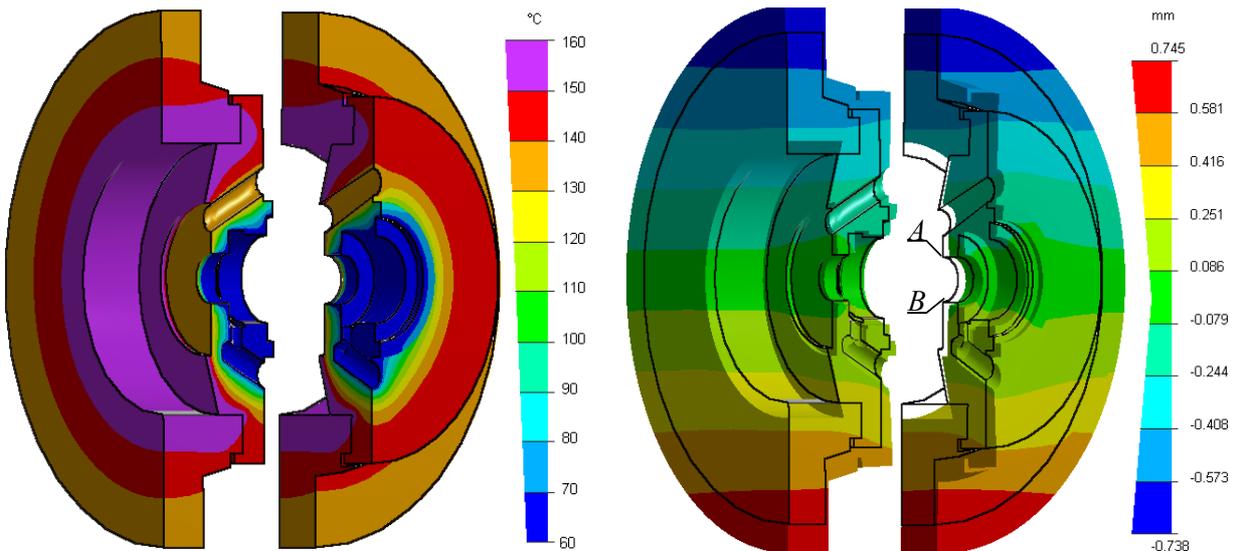


Рис. 3. Результаты расчета распределения температур

Рис. 4. Вертикальные смещения точек корпуса пускового устройства (положительное направление – вниз)

Деформации корпуса питательного насоса вследствие неравномерного нагрева

Достаточно подробные данные о тепловом поле корпуса насоса перед пуском отсутствуют, поэтому приводимые ниже результаты нужно рассматривать лишь как грубые оценки.

Расчетная схема для оценки деформаций корпуса насоса приведена на рис. 5.

Корпус рассматривается как толстостенная труба диаметром $\varnothing D = 1$ м, в средней части которой длиной $L_2 = 1,3$ м температура распределена по линейному закону с перепадом температур $\Delta t = t_1 - t_2 = 15$ °С; концевые части ($L_1 = 0,5$ м и $L_3 = 0,7$ м) нагреты равномерно.

Будем считать, что опоры, на которых установлен корпус, препятствуют его вертикальным перемещениям, но допускают горизонтальные смещения и повороты – рис. 5б (речь идет о поворотах на углы порядка 10^{-5} рад). Линейный по высоте перепад температур не вызывает появления напряжений, и тепловая деформация корпуса является свободной. Несложные вычисления позволяют получить оценку прогиба $\Delta_2 = 0,144$ мм.

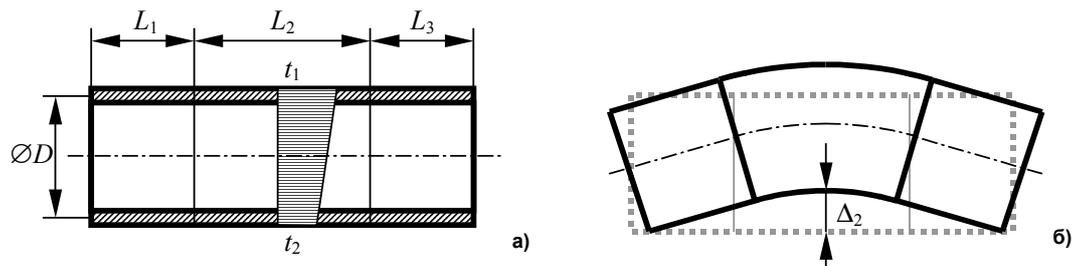


Рис. 5. Расчетная схема для оценки деформаций корпуса насоса

Влияние деформаций деталей на величину зазоров в механизме

1. неподвижный ротор; режим валоповорота.

Рассмотрим ситуацию, когда ротор неподвижен или вращается на низких оборотах (ниже первой критической частоты). При этом (см. рис. 6):

- нижняя часть корпуса насоса поднимается вверх вследствие неравномерного нагрева на $\Delta_2 \approx 0,144$ мм (рис. 6а, черной сплошной линией показано деформированное положение корпуса, штриховой – исходное);

- опора в пусковом подшипнике смещается вниз на $\Delta_1 = \Delta_B - \Delta_d \approx 0,09$ мм – см. рис. 6б, рис. 4 (в [1] показано, что имеющегося в подшипнике перепада давлений недостаточно для всплытия вала – при отсутствии вращения и связанных с ним гидродинамических сил вал лежит на подшипнике);

- ротор имеет весовой прогиб $\Delta_3 \approx 0,195$ мм (величина весового прогиба оценена из следующих соображений: в соответствии с [1, 2] прогиб для ротора насоса ПН 1500-300 составлял 0,32...0,35 мм, длина вала ПН1500-350-4 меньше в 1,2 раза, прогиб балки пропорционален кубу ее длины);

- примем в первом приближении, что смещение вала в масляном подшипнике – со стороны турбины, на рис. 6в слева – отсутствует (таким образом, прямая, проходящая через этот подшипник и пусковой подшипник, становится не горизонтальной – тонкая сплошная линия на рис. 6в); примем также, что подшипники не препятствуют поворотам вала, вызванным изгибом, вследствие малости этих поворотов;

- изменения зазоров в подшипниках вследствие их поворотов, вызванных тепловой деформацией корпуса, можно пренебречь (вследствие малости этих поворотов) по сравнению с изменениями зазоров, вызванными вертикальными перемещениями деталей.

Суммарное уменьшение зазора между ротором и корпусом (рис. 6в) в проточной части составит, таким образом, $\Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_1/2 \approx 0,35$ мм, т.е. примерно столько же, сколько в исходной конструкции ПН 1500-350 до модернизации: выигрыш, достигаемый укорочением вала, «поглощается» тепловыми деформациями деталей корпуса. При этом в модернизированной конструкции – так же, как в исходной – можно ожидать задевания ротора за корпус.

2. Запуск и вращение вала на номинальной частоте

В работе [1] указано, что из-за возможности заклинивания на режиме валоповорота пуск производится на частоте вращения выше 1000 об/мин. Одним из отрицательных последствий такого пуска является отсутствие перемешивания воды и выравнивания температуры насоса: корпус (в течение некоторого промежутка времени) остается неравномерно нагретым и изогнутым, когда обороты вала уже достаточно велики. Оценим влияние этого факта на величины зазоров.

При частоте вращения вала, превышающей первую критическую, весовой прогиб вала не учитывается. Кроме того, возникают гидродинамические силы, создающие зазор между ротором и корпусом; примем в первом приближении что этот зазор равен номинальному (чертежному)

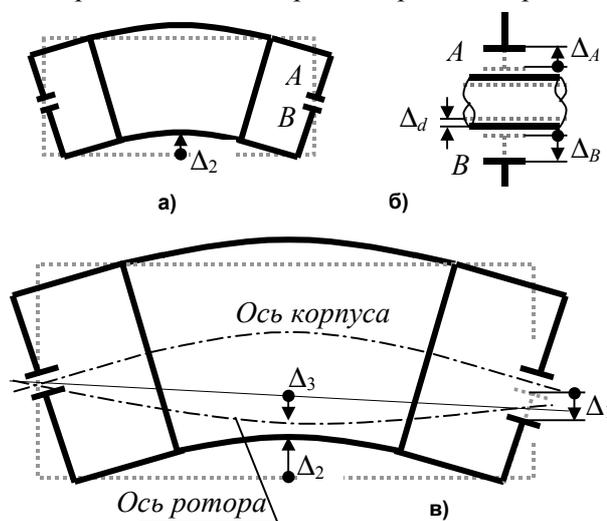


Рис. 6. Смещения элементов конструкции (схема)

зазору $\Delta_{\text{ном}}$ (рис. 7, серой штриховой линией показано исходное положение конструкции, черной сплошной – деформированное). Таким образом, средняя часть ротора поднимается вместе с корпусом на величину Δ_2 . Примем еще, что масляный подшипник на прилегающем к турбине конце вала (на рис. 7 – в левой части корпуса) удерживает этот конец в исходном положении (за счет достаточно высокой вязкости масла).

Таким образом, ось ротора можно считать прямой, положение которой определяется двумя точками: масляным подшипником со стороны турбины и подъемом ротора вместе с корпусом. Перемещение вала в подшипнике пускового устройства составит примерно $2\Delta_2 \approx 0,29$ мм (рис. 7). В то же время допустимое перемещение вверх в этом подшипнике равно начальному (чертежному) зазору $0,19 \dots 0,21$ мм, поскольку тепловое смещение верхней части подшипника Δ_d (рис. 6б) и увеличение радиуса вала Δ_d практически равны.

Оцененная величина смещения вала больше, чем радиальный зазор в пусковом подшипнике, поэтому в подшипнике возможны задевания. Если же возникающее в подшипнике гидродинамическое давление достаточно для того, чтобы исключить задевание, то это давление приведет к появлению реакции R (см. рис. 7), нагружающей вал изгибом.

Сделанные выводы подтверждаются наблюдаемыми разрушениями пусковых подшипников [1, 2]: следами трения вала о втулку (преимущественно в верхней части втулки), усталостным разрушением вала.

Выводы и рекомендации

В работе рассмотрены только тепловые деформации деталей насоса и их влияние на возможность возникновения проблем при эксплуатации; никакие другие факторы в рамках данной работы не анализировались. Выполненные расчеты показывают следующее:

1. Неравномерный нагрев корпуса насоса и корпуса пускового устройства приводит к изменению зазоров в конструкции:

- зазор между неподвижным или вращающимся на малых оборотах ротором и нижней частью корпуса насоса уменьшается при рассмотренных условиях примерно на 0,35 мм, что может приводить к задеванию ротора за корпус на режиме валоповорота;
- зазор между валом и верхней частью втулки пускового подшипника сразу после запуска насоса полностью выбирается.

2. При рассчитанных величинах смещений возможны следующие проблемы при эксплуатации насоса: задевание ротора за корпус при неподвижном или вращающемся на низких оборотах роторе; задевание бронзовой рубашки вала за втулку пускового подшипника или появление гидродинамической силы, нагружающей вал изгибом.

3. Наблюдаемые разрушения конструкции имеют тот же характер, что предсказываемые расчетом, поэтому с известной долей уверенности можно считать, что причиной разрушений являются тепловые деформации деталей насоса.

4. С помощью рассмотренных методик расчетов может быть проанализирована эффективность различных схемных и режимных решений, направленных на уменьшение вредного влияния тепловых деформаций в данной конструкции.

Литература

1. Васильев В.А., Ницкий А.Ю. Некоторые проблемы эксплуатации питательных насосов энергоблоков мощностью 800 МВт Нижневартковской ГРЭС// Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып. 6. – № 1(41). – С. 143–148.
2. Воинов Н.Н. Промышленная эксплуатация модернизированных питательных насосов энергоблоков 800 МВт Сургутской ГРЭС-2// Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып. 6. – № 1(41). – С. 140–142.
3. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 528 с.

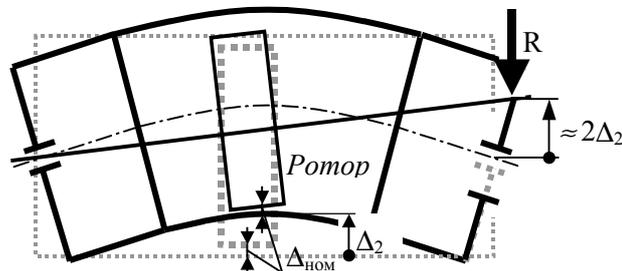


Рис. 7. Смещения элементов конструкции (схема)

АНАЛИЗ ПОЛОМОК ВАЛОВ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ МОЩНЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ

В.А. Васильев, А.Ю. Ницкий

Проводится анализ причин серии поломок вала питательных насосов ПН 1500-350-4, а также результаты численных расчетов динамики жидкости в пусковом устройстве питательных насосов, промышленных испытаний по исследованию динамики ротора в пусковых и рабочих режимах.

Опыт эксплуатации новых модернизированных питательных насосов ПН 1500-350-4 на энергоблоках мощностью 800 МВт ОАО Тюменьэнерго показал недостаточную надежность этих насосов. За сравнительно небольшой период времени на Сургутской и Нижневартовской ГРЭС произошло в общем случае пять серьезных происшествий с разрушением проточной части и поломками вала насоса. Практически все поломки произошли в районе пускового устройства, использующего питательную воду в качестве смазывающей жидкости радиального подшипника скольжения, поэтому вопрос надежности насоса в настоящее время – это вопрос надежной работы пускового устройства.

Работа водяного подшипника в конструкции мощного питательного насоса в пусковых и стационарных режимах изучена недостаточно полно. Для ответа на вопрос, что является причиной поломок, необходимо знать динамику всплытия ротора в подшипниковых опорах, нагрузку в опорах и подъемные силы, формируемые в смазочном слое подшипника, взаимодействие материалов пары трения и температурные деформации подшипниковой опоры в нестационарных режимах и т.д.

Анализ показателей работы насосов до аварии, а также особенностей разрушений позволяет сказать, что разрушение происходит без видимых причин или изменений в режиме работы насоса. Уровень вибрации не превосходит допустимых норм. Более того, он существенно ниже уровня вибрации старых модификаций насосов ПН 1500-350 и ПН 1500-350-1, для которых виброскорости подшипниковой опоры 15–20 мм/с не являлись причиной поломок вала. Имевшие место усталостные поломки вала были связаны с концентраторами напряжений, создаваемыми либо неверно подобранной резьбой на валу крепления разгрузочного диска, либо дефектами изготовления на заводе.

Характер усталостного излома говорит о том, что поломки происходят при воздействии достаточно низких напряжений, насос продолжает работать с очень глубокой трещиной и малой площадью долома. На рис. 1 приведены разрушенный корпус подшипника и элемент вала, на котором очень хорошо видно и усталостную трещину, и поверхность долома.

В некоторых случаях поломка вала происходила уже при разборке насоса. Кроме того, разрушение происходило при достаточно высоких температурах. На рис. 2 представлены элементы вала насоса Сургутской ГРЭС-2 после разрушения в зоне подачи охлаждающего конденсата.

На рис. 2 и 3 видно, что поверхность излома вала имеет следы наклепа, это свидетельствует о том, что вал значительное время работал с очень большой усталостной трещиной.

Одновременно с этим, бронзовая втулка приварена к корпусу подшипниковой опоры, а это означает, что температура в зоне контакта достигала температуры плавления бронзы, т.е. примерно 800 °С. Открытым остается вопрос, что было следствием – разрушение вала или задевание и заклинивание вала в подшипниковой опоре. Во всяком случае, причину образования усталостных трещин нужно искать с учетом возможного повышения температуры в зоне подшипниковой опоры до 400–800 °С.

Вопрос влияния пусковых режимов и, как следствие, температурных градиентов на деформацию корпусных элементов и относительные температурные перемещения ротора и наружного корпуса, ротор и вкладыша пускового подшипника подробно исследован в работе [1]. В ней показано, что в нестационарных режимах, при пусках и остановках питательного насоса может быть полностью выбран зазор в пусковом водяном подшипнике и, как следствие, задевание ротора о

вкладыш подшипника. То есть, расчетным путем показано, что при работе насоса существует реальная возможность задевания и сухого трения материала втулки (бронза) по вкладышу подшипника (сталь) с выделением тепла. Работа в таком режиме может быть источником зарождения усталостных микротрещин, существенным образом снижающих устойчивость к разрушениям агрегата в целом.



Рис. 1. Корпус подшипника и вал с усталостной трещиной (НВ ГРЭС)



Рис. 2. Корпус подшипника и оплавленная бронзовая втулка (Сургутская ГРЭС-2)



Рис. 3. Участок вала поверхности излома с наклепом (Сургутская ГРЭС-2)

Рассмотрение взаимодействия ротора подшипниковой опоры и наружного корпуса требует дополнительное исследование движения вала, его всплытия и траектории движения центра шипа вала, связи виброперемещений и виброскоростей вала с виброскоростями подшипниковой опоры. Подробные исследования движения ротора в подшипниковых опорах были проведены на насосах ПН 1500-350 энергоблоков мощностью 800 МВт Славянской ГРЭС, Троицкой и Рефтинской ГРЭС, а также на насосах ПН 1500-350-1 блоков мощностью 800 МВт Пермской и Нижневартовской ГРЭС.

Общим для всех насосов является неравномерное всплытие центра шипа вала в подшипнике со стороны турбопривода и подшипника со стороны нагнетания. На рис. 4 и 5 приведены траектории движения центра шипа вала для различных частот вращения от 0 до 4500 об/мин. Описание траектории приводится в табл. 1.

Всплытие ротора на различных режимах

Таблица 1

№ точки	Частота вращения, об/мин	Всплытие от поверхности опоры, мкм	
		Передний подшипник	Задний подшипник
1	1000	30	40
2	2000	5	80
3	2400	10	100
4	3000	80	110
5	4000	110	120
6	4300	120–130	120–130
6'	4300, через 3 часа работы	160	120–130

Расчет и конструирование

Из рис. 4 видно, что до 2400 об/мин (точка 3) ротор смещается по окружности вкладыша примерно на 40° , при этом величина всплытия остается весьма малой (от 5 до 10 мкм). Ротор в подшипниковой опоре работает на масляной пленке, и всплытие осуществляется в основном за счет гидродинамических сил в смазочном слое.

На задней подшипниковой опоре (рис. 5) уже на оборотах 1000 об/мин всплытие центра шипа составляет порядка 45–50 мкм, на частоте вращения 2000 об/мин – 80 мкм, на частоте вращения 2400 об/мин – 100 мкм. Всплытие центра шипа происходит практически вертикально с малым градусом смещения в пределах $10\text{--}15^\circ$ в сторону вращения вала. При таком подъеме центра шипа ротора смазочный слой не может обеспечить достаточную гидродинамическую подъемную силу. Всплытие осуществляется в основном за счет действия гидродинамических сил проточной части. Так как со стороны переднего подшипника ротор практически не всплывет, то основная гидродинамическая сила формируется в большой цилиндрической щели разгрузочного устройства. На номинальном режиме работы насоса центр шипа ротора находится практически в центре вкладыша подшипников. Радиальный зазор достигает 120–160 мкм. Вероятнее всего ротор находится под воздействием не масляной, а масляно-воздушной среды. Несущий слой в таких условиях сформирован быть не может, динамику ротора питательного насоса на рабочих частотах вращения в полной мере определяют гидродинамические силы проточной части.

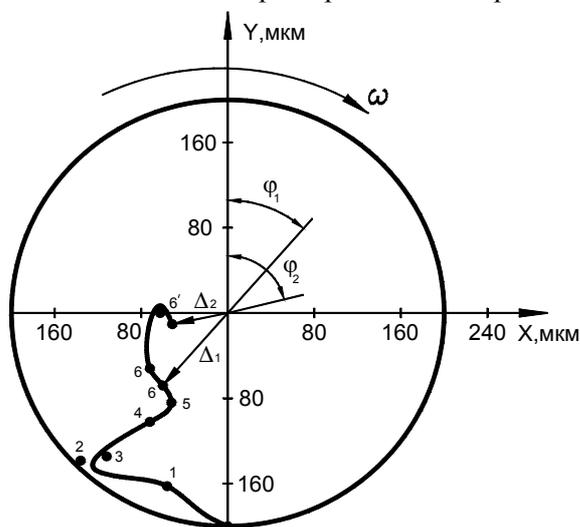


Рис. 4. Смещение центра шипа ротора во вкладыше переднего подшипника

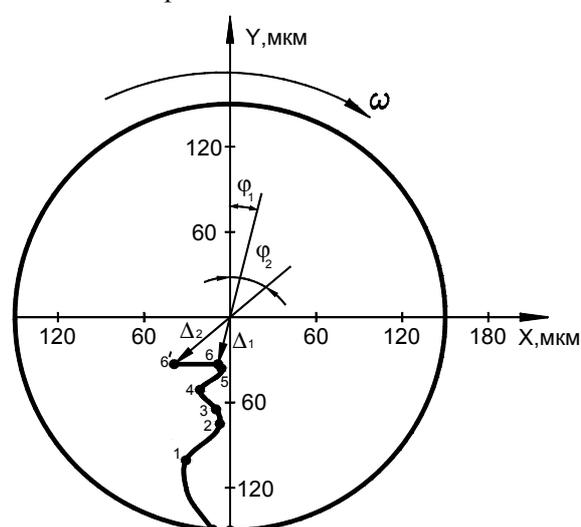


Рис. 5. Смещение центра шипа ротора во вкладыше заднего подшипника

Таким образом, если мы говорим о несущей способности пускового подшипника питательного насоса, то речь идет о работе в режиме валоповорота и на частотах вращения до 2000 об/мин. Вес ротора в сборе находится в пределах 8–10 кН, следовательно, нагрузка на пусковой подшипник должна быть не менее 4,0–5,0 кН.

Для оценки несущей способности целесообразнее всего использовать расчетные методы. На первом этапе необходимо составить расчетную модель.

Пусковой подшипник выполнен с кольцевой проточкой и торцовым подводом смазочной жидкости (конденсат) (рис. 6). Диаметр подшипника – 80 мм, длина – 80 мм. Таким образом, отношение длины к диаметру равно единице, то есть мы имеем подшипниковую опору конечной длины.

В качестве смазочной жидкости используется питательная вода, вязкость которой на порядок ниже вязкости масла, и течение в тонком смазочном слое при частоте вращения более 4000 об/мин является развитым, турбулентным. Использование в этом случае традиционных методов, основанных на решении уравнения Рейнольдса, невозможно. Рассмотрение физической модели конечной подшипниковой опоры приводит к необходимости решения системы уравнений, описывающих движение жидкости в кольцевом зазоре подшипника при произвольном движении ротора. Так как в тонком слое опоры скольжения в конкретном случае используется питательная вода с низкой вязкостью, и течение находится в автомодельном турбулентном режиме, физическая модель должна учитывать как локальные, так и конвективные составляющие инерции жидкости, а также изменение гидравлического сопротивления в щели при вращении ротора [8].

Для опор скольжения, характерен малый кольцевой зазор по сравнению с радиусом и длиной уплотнения (рис. 7).

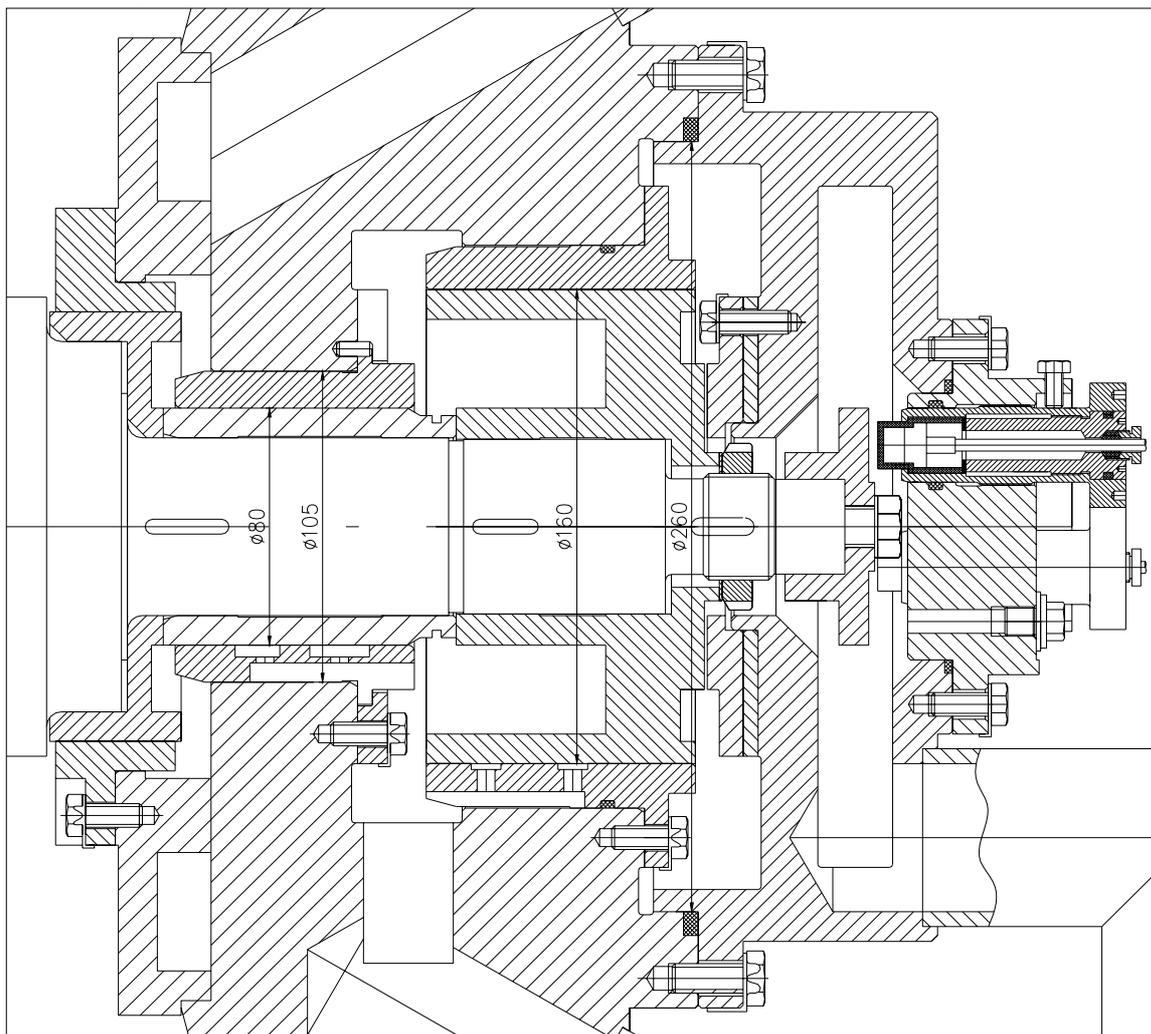


Рис. 6. Пусковое устройство ПН 1500-350-4

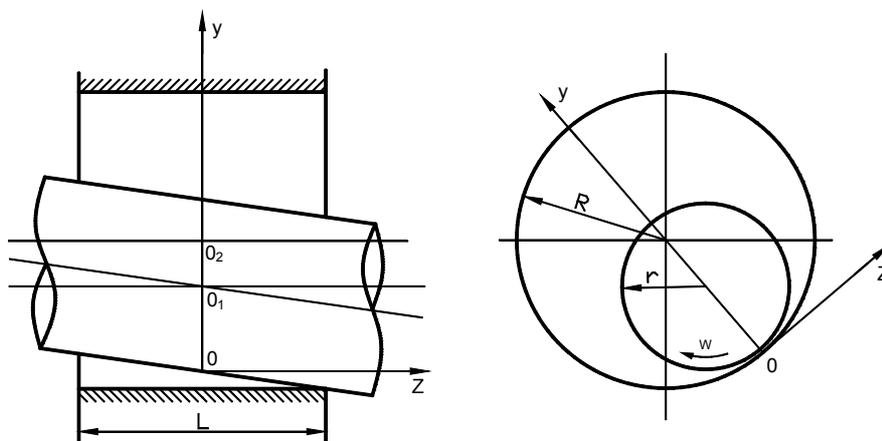


Рис. 7. Схема подшипниковой опоры с торцовым подводом жидкости

Отношение зазора к радиусу много меньше единицы. Используя гипотезу тонкого слоя и полагая осевую скорость соизмеримой с окружной скоростью течения жидкости, получена система уравнений, описывающих течение жидкости в опоре с торцовым подводом жидкости [2]:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 U}{\partial y^2};$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0;$$
(1)

$$\frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial y} + W \frac{\partial W}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2 W}{\partial y^2}$$

которая вместе с уравнением неразрывности:

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0$$
(2)

представляет собой математическую модель опоры конечной длины.

Для реальных жидкостей при условии развитого турбулентного течения жидкости система (1), (2) используется в виде [5]:

$$\int_0^h \rho \left(\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} \right) dy = -h \frac{\partial p}{\partial x} + k_x \frac{\mu}{h} (0,5U(h) - U);$$

$$\int_0^h \rho \left(\frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial y} + W \frac{\partial W}{\partial z} \right) dy = -h \frac{\partial p}{\partial z} + k_z \frac{\mu}{h} W.$$
(3)

Здесь принято, что инерционные эффекты не отражаются на форме распределения средней скорости в щели и сдвиговые поверхностные напряжения выражены через поле скоростей. Коэффициенты k_x и k_z определяются с использованием коэффициента трения Дарси [3]

$$k_x = \frac{1}{8} \lambda_x \text{ Re}; \quad k_z = \frac{1}{8} \lambda_z \text{ Re},$$
(4)

где λ – коэффициент трения Дарси, соответствующий турбулентному течению в трубе.

Число Рейнольдса определяется по модулю относительной скорости жидкости [4]

$$\text{Re} = \frac{2\rho h \sqrt{U_0^2 + W_0^2 + V_0^2}}{\mu}.$$
(5)

Уравнения системы (3) и уравнения неразрывности (2) являются нелинейными дифференциальными уравнениями в частных производных и точного решения не имеют, поэтому при решении используются приближенные методы, разработанные в гидродинамической теории смазки. Эти уравнения могут быть использованы в качестве математической модели конечной подшипниковой опоры с торцовым подводом смазывающей жидкости и при проведении сравнительного анализа моделей короткой и конечной опоры.

В гидродинамической теории смазки получил распространение метод, развитый в работах Д. Сполдинга и С. Патанкара [5, 6]. Разработанный Сполдингом и Патанкаром полуневяный метод расчета поля течения включает в себя: задание исходного поля давления, решение уравнений движения на основе заданного поля давления, определение поправки давления из уравнения неразрывности, коррекцию поля давления с учетом поправки.

Б.Е. Лаундер и М.А. Лещинер [7] применили этот метод для исследования влияния инерции жидкости на стационарные характеристики упорного подшипника с плоским вкладышем для случая ламинарного и турбулентного потоков жидкости.

В процессе счета необходимо сформировать падение давления на входе в опору, которое пропорционально квадрату осевой скорости на входе (рис. 8) Если ротор перекошен или совершает какое либо движение (вращается вокруг своей оси или колеблется), то для определения скорости на входе необходимо определить полное поле скорости в опоре.

Таким образом, основная трудность при определении гидродинамических сил в подшипниковой опоре с торцовым подводом жидкости связана с необходимостью определения поля скорости по неизвестному полю давления. Поле давления на входе в уплотнение определяет граничное условие по давлению и, как следствие, существенным образом влияет на формирование гидродинамической силы.

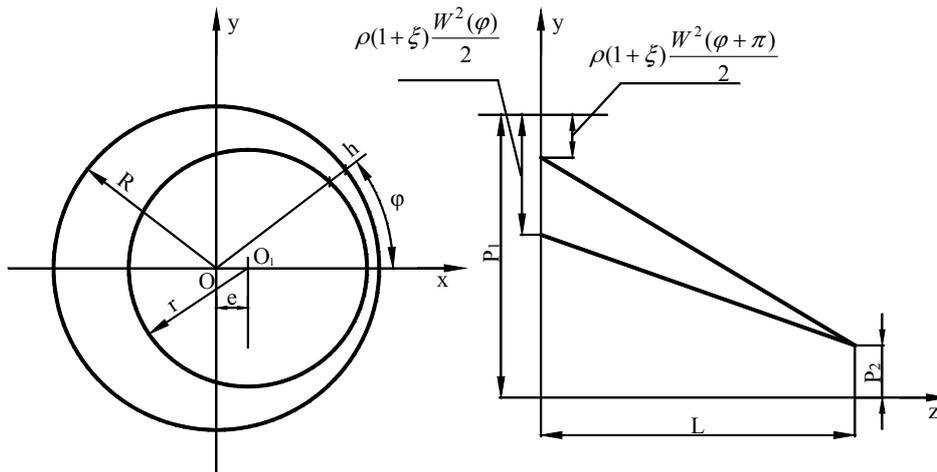


Рис. 8. Формирование поля давления на входе в опору

В существующих методах расчета гидродинамических сил поле давления определяется в виде суммы [2]:

$$P = P_s + P_c + P_q, \tag{6}$$

в которой первое слагаемое обусловлено осевым течением Пуазейля, второе – движением стенок, третье – инерционными членами. Первая составляющая уравнения (осевое течение Пуазейля) определяется осевым перепадом давления в щели и падением давления на входе, которое пропорционально квадрату осевой скорости. Вторая составляющая (P_c) учитывает движение стенок и является, по сути, подшипниковой силой, поддерживающей ротор и смещающей его в сторону. Вторая составляющая несимметрична и формирует поле давления, изменяющее сопротивление по длине щели, также несимметрично. Таким образом, вторая составляющая должна оказывать влияние на падение давления на входе в щель и, как следствие, на формирование Пуазейлева течения. Не учитывая влияния движения стенок и инерции жидкости при определении осевой скорости, распределение давления в сечениях опоры мы получим симметричным относительно линии центров, а гидродинамическую силу консервативной. Это существенно, так как наличие или отсутствие консервативной составляющей определяет устойчивость динамической системы.

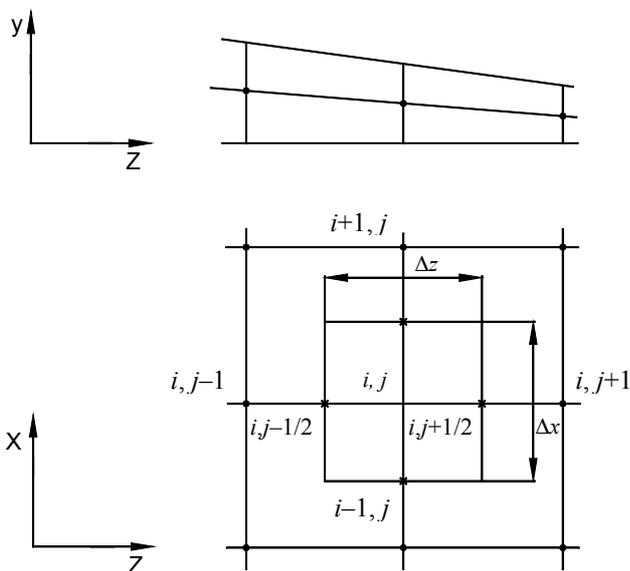


Рис. 9. Участок используемой прямоугольной сетки

Течение жидкости в щелевом уплотнении происходит под действием перепада давления в направлении оси (см. рис. 8) и всегда направлено по действию перепада. Поэтому течение по оси можно рассматривать только в одну сторону, это существенно упрощает дискретизацию [6].

Дискретную модель стационарного течения получим, используя метод донорных ячеек и интегрируя уравнения (3) по контрольному объему, показанному на рис. 9.

Первое слагаемое в уравнении (3) принимает вид

$$\iint_s \frac{\partial}{\partial x} (\rho h U_c^2) dx dz = A_U^+(i + \frac{1}{2}, j) U_c(i, j) - A_U^+(i + \frac{1}{2}, j) U_c(i - 1, j) + A_U^-(i - \frac{1}{2}, j) U_c(i, j) - A_U^-(i - \frac{1}{2}, j) U_c(i + 1, j), \tag{7}$$

Расчет и конструирование

где

$$\begin{aligned}
 A_U^+(i + \frac{1}{2}, j) &= \frac{1}{2} \left[\rho h(i + \frac{1}{2}, j) U_c(i + \frac{1}{2}, j) + \left| \rho h(i + \frac{1}{2}, j) U_c(i + \frac{1}{2}, j) \right| \right] \Delta z, \\
 A_U^+(i - \frac{1}{2}, j) &= \frac{1}{2} \left[\rho h(i - \frac{1}{2}, j) U_c(i - \frac{1}{2}, j) + \left| \rho h(i - \frac{1}{2}, j) U_c(i - \frac{1}{2}, j) \right| \right] \Delta z, \\
 A_U^-(i + \frac{1}{2}, j) &= \frac{1}{2} \left[-\rho h(i + \frac{1}{2}, j) U_c(i + \frac{1}{2}, j) + \left| \rho h(i + \frac{1}{2}, j) U_c(i + \frac{1}{2}, j) \right| \right] \Delta z, \\
 A_U^-(i - \frac{1}{2}, j) &= \frac{1}{2} \left[-\rho h(i - \frac{1}{2}, j) U_c(i - \frac{1}{2}, j) + \left| \rho h(i - \frac{1}{2}, j) U_c(i - \frac{1}{2}, j) \right| \right] \Delta z.
 \end{aligned} \tag{8}$$

Интегрируя первое слагаемое уравнения (3) по контрольному объему, получаем

$$\begin{aligned}
 \iint_s \frac{\partial}{\partial x} (\rho h U_c W_c) dx dz &= A_U^+(i + \frac{1}{2}, j) W_c(i, j) - A_U^+(i - \frac{1}{2}, j) W_c(i - 1, j) + \\
 &+ A_U^-(i - \frac{1}{2}, j) W_c(i, j) - A_U^-(i + \frac{1}{2}, j) W_c(i + 1, j).
 \end{aligned} \tag{9}$$

Для второго слагаемого имеем

$$\iint_s \frac{\partial}{\partial z} (\rho h W_c^2) dx dz = A_V(i, j + \frac{1}{2}) W_c(i, j) - A_V(i, j - \frac{1}{2}) W_c(i, j - 1).$$

Члены правой части уравнения (3) соответственно равны

$$\iint_s h \frac{\partial P}{\partial z} dx dz = h(i, j) (P(i, j + 1) - P(i, j)) \Delta x \tag{10}$$

и

$$\iint_s \frac{k_z \mu}{h} W_c dx dz = \frac{k_z \mu}{h(i, j)} W_c(i, j) \Delta x \Delta z \tag{11}$$

Уравнение (3) в дискретной форме запишем в виде:

$$\begin{aligned}
 &A_U^+(i + \frac{1}{2}, j) W_c(i, j) - A_U^+(i - \frac{1}{2}, j) W_c(i - 1, j) + A_U^-(i - \frac{1}{2}, j) W_c(i, j) - \\
 &- A_U^-(i + \frac{1}{2}, j) W_c(i + 1, j) + A_V(i, j + \frac{1}{2}) W_c(i, j) - A_V(i, j - \frac{1}{2}) W_c(i, j - 1) = \\
 &= -h(i, j) (P(i, j + 1) - P(i, j)) \Delta x - \frac{k_z \mu}{h(i, j)} W_0(i, j) \Delta x \Delta z.
 \end{aligned} \tag{12}$$

Сгруппировав коэффициенты, получаем уравнение для определения $W_c(i, j)$:

$$\begin{aligned}
 A_V^S(i, j) W_c(i, j) &= A_U^+(i - \frac{1}{2}, j) W_c(i - 1, j) + A_U^+(i + \frac{1}{2}, j) W_c(i + 1, j) + \\
 &+ A_V(i, j - \frac{1}{2}) W_c(i, j - 1) - h(i, j) (P(i, j + 1) - P(i, j)) \Delta z,
 \end{aligned} \tag{13}$$

где $A_V^S(i, j) = A_U^+(i + \frac{1}{2}, j) + A_U^-(i - \frac{1}{2}, j) + A_V(i, j + \frac{1}{2}) + \frac{k_z \mu}{h(i, j)} \Delta x \Delta z$.

Значения h , W_c и U_c в коэффициентах A определяются как средние между значениями параметров в узлах сетки. Например:

$$\begin{aligned}
 h(i, j + \frac{1}{2}) &= (h(i, j + 1) + h(i, j)) / 2; \\
 h(i, j - \frac{1}{2}) &= (h(i, j - 1) + h(i, j)) / 2.
 \end{aligned}$$

Зададим приближенное поле давление P^* и предположим, что истинное давление находится из выражения:

$$P = P^* + P' \tag{14}$$

где P' – поправка давления.

Аналогично введем соответствующие поправки скорости:

$$U = U^* + U', \quad W = W^* + W' \tag{15}$$

Подставив в уравнение (12) значения давления и скорости в виде (14)–(15), получим уравнение для поправки скорости:

$$A_U^S(i, j)U'_c(i, j) = A_U^+(i - \frac{1}{2}, j)U'_c(i - 1, j) + A_U^-(i + \frac{1}{2}, j)U'_c(i + 1, j) + A_V(i, j - \frac{1}{2})U'_c(i, j - 1) - h(i, j)(P'(i + 1, j) - P'(i, j))\Delta z. \tag{16}$$

Поскольку при определении поправки U'_c итерации требуются в любом случае, как показано Патанкармом [6, 7], мы должны потребовать лишь такой связи между P' и U'_c , чтобы при последовательных уточнениях возмущенных полей скорости и давления величина всех этих возмущений приближалась к нулю.

Определение поля давления и поля скоростей может быть выполнено в следующей последовательности:

- задается исходное поле давления P^* ;
- определяются скорости U_c и W_c из уравнений;
- определяется поправку давления P' решением уравнения;
- определяется полное давление путем добавления P' к P^* ;
- рассчитывается U_c и W_c с учетом соответствующих значений со звездочкой и с помощью формул для поправки скорости;
- скорректированное давление P представляется как новое P^* и повторяется вся процедура до тех пор, пока не будет получено сходящееся решение.

Используя описанный численный метод проведена оценка влияния вязкости и движения ротора на формирование гидродинамической силы в подшипниковой опоре

Расчеты проводились применительно к питательной воде ТЭС с вязкостью $\mu = 0,0002$ Па·с при изменении относительного эксцентриситета ε от 0 до 0,9; частоты вращения от 0 до 800 рад/с; перепада давления ΔP от 0 до 10,0 МПа; радиуса уплотнения R от 50 до 150 мм; длины уплотнения L от 25 до 200 мм и радиального зазора H от 0,1 до 0,9 мм. Основные результаты в виде графических зависимостей приведены на рис. 10–20, табл. 2, 3.

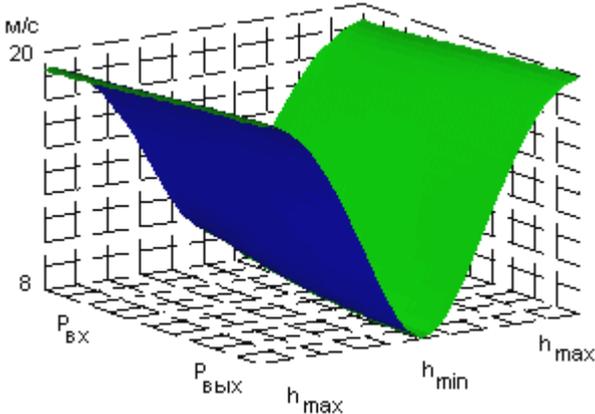


Рис. 10. Осевая скорость, расчет № 1

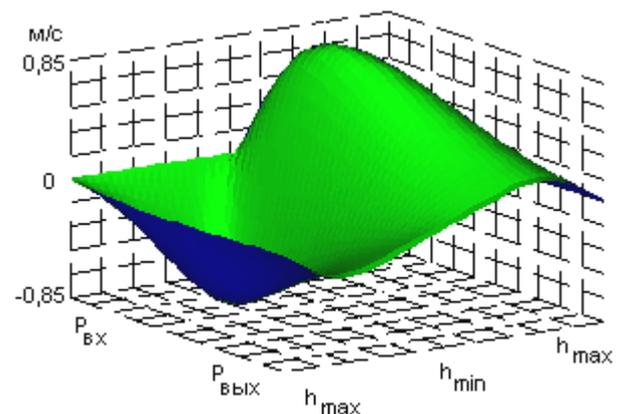


Рис. 11. Окружная скорость, расчет № 1

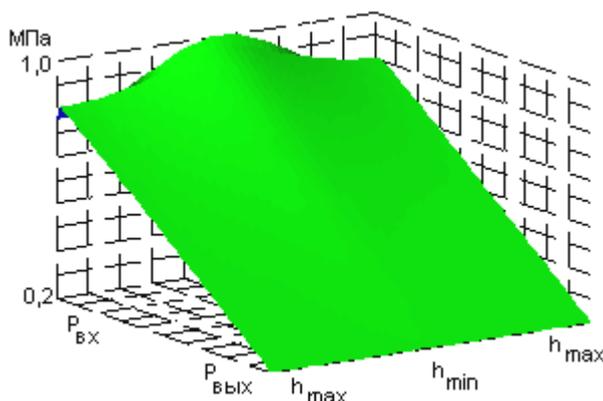


Рис. 12. Давление, расчет № 1

Таблица 2

Параметры расчета № 1

Параметр	Значение	Ед. изм.
Длина L	80	мм
Диаметр D	80	мм
Зазор H	0,3	мм
Эксцентриситет $\varepsilon_{абс}$	1	мм
Давление на входе $P_{вх}$	1	МПа
Давление на выходе $P_{вых}$	0,2	МПа
Вязкость μ	0,0002	н см/м
Частота вращения n	0	мин ⁻¹

Расчет и конструирование

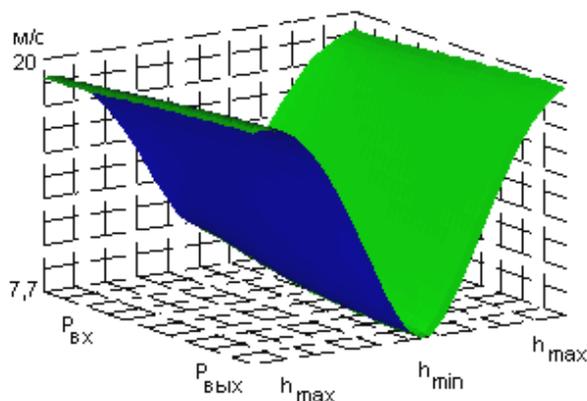


Рис. 13. Осевая скорость, расчет № 2

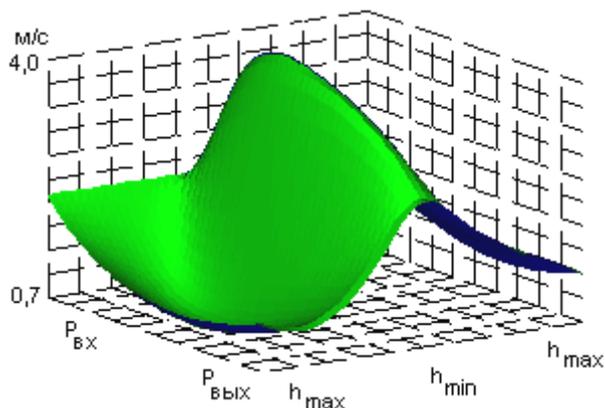


Рис. 14. Окружная скорость, расчет № 2

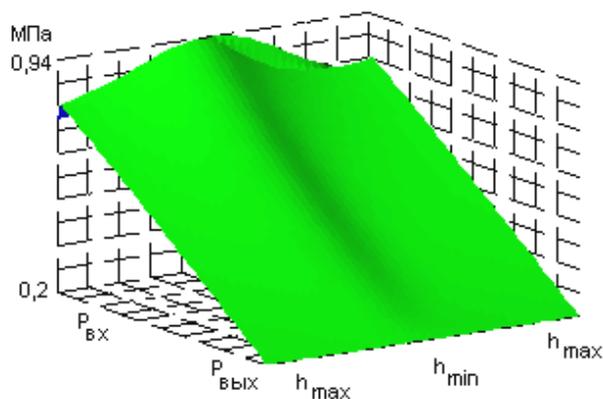


Рис. 15. Давление, расчет № 2

Таблица 3

Параметры расчета № 2

Параметр	Значение	Ед. изм.
Длина L	80	мм
Диаметр D	80	мм
Зазор H	0,3	мм
Эксцентриситет $\varepsilon_{\text{абс}}$	1	мм
Давление на входе $P_{\text{вх}}$	1	МПа
Давление на выходе $P_{\text{вых}}$	0,2	МПа
Вязкость μ	0,0002	н см/м
Частота вращения n	1000	мин ⁻¹

Гидродинамическая сила, как и прежде, определяется интегрированием поля давления по поверхности опоры, поэтому изменения параметров, приводящие к изменению площади опоры должны приводить и к изменению гидродинамической силы.

Увеличивая длину подшипниковой опоры и ее диаметр должны увеличиваться как радиальная (F_p), так и циркуляционная (F_y) составляющие силы. На рис. 16 приведены зависимости составляющих гидродинамической силы от величины отношения длины к диаметру и относительного эксцентриситета.

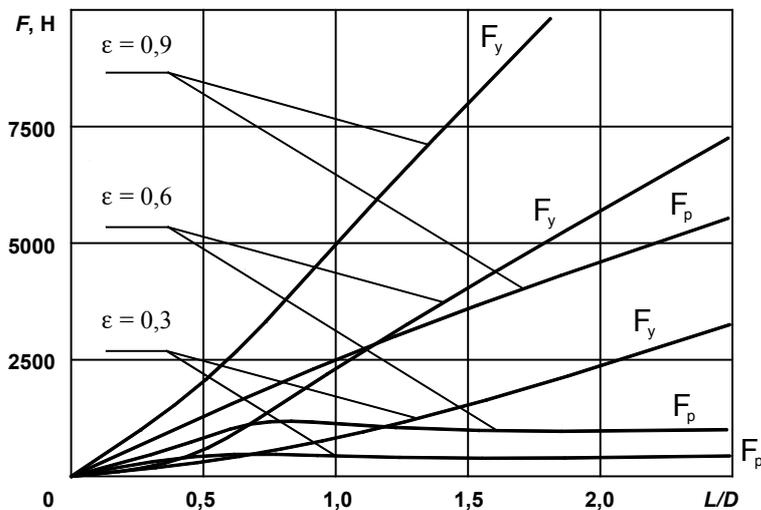


Рис. 16. Зависимость гидродинамической силы от L/D и ε

Как видно, увеличение силы как радиальной, так и циркуляционной происходит в прямой зависимости от эксцентриситета. Радиальная составляющая при эксцентриситетах до 0,6 практически не изменяется с изменением параметра L/D в пределах от 0,5 до 2,0. Но циркуляционная составляющая существенно увеличивается при увеличении величины L/D . При больших эксцентриситетах близких к единице изменение гидродинамических сил, как радиальной, так и циркуляционной, может быть очень большим и достигать 600–800 %.

Таким образом, параметр L/D (отношение длины к диаметру) существенным образом влияет на величину и направление гидродинамической силы. При малых эксцентриситетах это влияние проявляется в основном на циркуляционной составляющей, при больших эксцентриситетах на циркуляционной и радиальной.

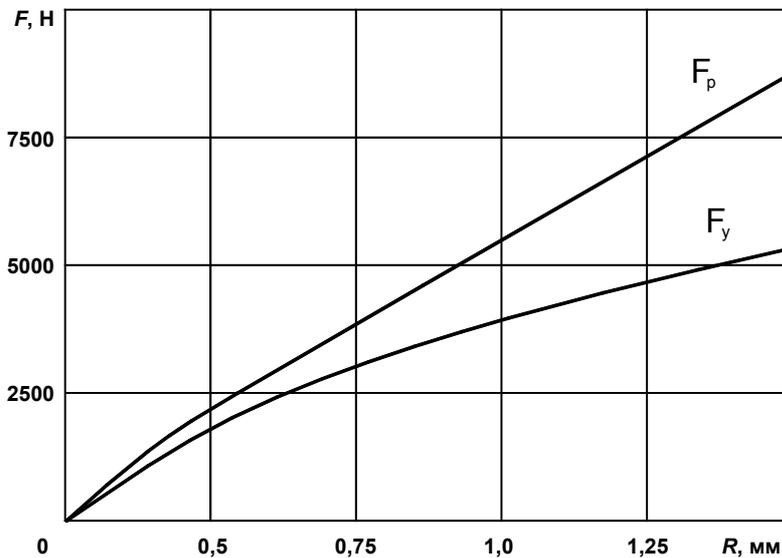


Рис. 17. Зависимость гидродинамической силы от радиуса R

сом 50 мм; относительным эксцентриситетом 0,9; частотой вращения 5700 мин^{-1} ; перепадом давления 3,0 МПа.

С увеличением зазора от 0,1 до 0,9 мм радиальная составляющая увеличивается, циркуляционная снижается. Причем радиальная составляющая гидродинамической силы имеет максимум в районе от 0,3 до 0,4 мм. Циркуляционная составляющая плавно снижается с увеличением зазора в щели.

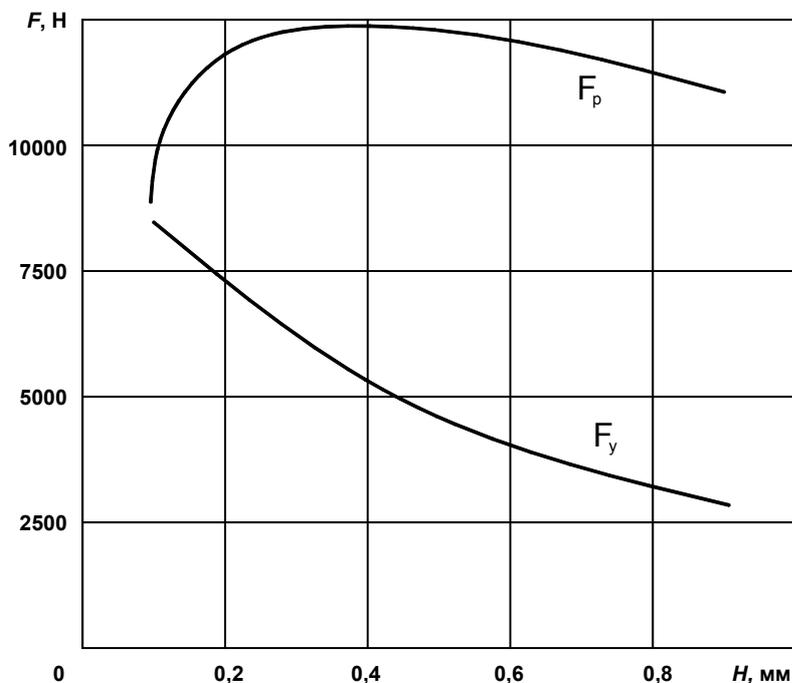


Рис. 18. Зависимость гидродинамической силы от радиального зазора H

Перепад давления и частота вращения существенно влияют на величину гидродинамической силы.

Влияние диаметра уплотнения прослежено на рис. 17. На этом рисунке приведена зависимость гидродинамических сил для уплотнения с параметрами: длина 50 мм; относительный эксцентриситет 0,9; зазор 0,3 мм; частота вращения ротора 6000 мин^{-1} , перепад давления 3,0 МПа.

С ростом величины радиуса увеличивается как радиальная, так и циркуляционная составляющие силы.

Влияние радиального зазора приведено на рис.18 для уплотнения с параметрами: длиной 25 мм; радиусом

Влияние частоты вращения и перепада давления показано на рис. 19 и 20. Частота вращения изменялась в пределах от 0 до 8000 мин^{-1} , перепад давления – от 0 до 10 МПа. Для зависимости от частоты вращения расчеты проведены с перепадом 1,0 МПа, а зависимость от перепада давления рассчитана с нулевой частотой вращения. Зависимости приведены для уплотнений с отношением длины к диаметру L/D равным 1,0 (длина равна 100 мм, а радиус 50 мм) и 0,25 (длина равна 50 мм и радиус 100 мм). Во всех уплотнениях радиальный зазор равен 0,3 мм и относительный эксцентриситет $\varepsilon = 0,9$.

Расчет и конструирование

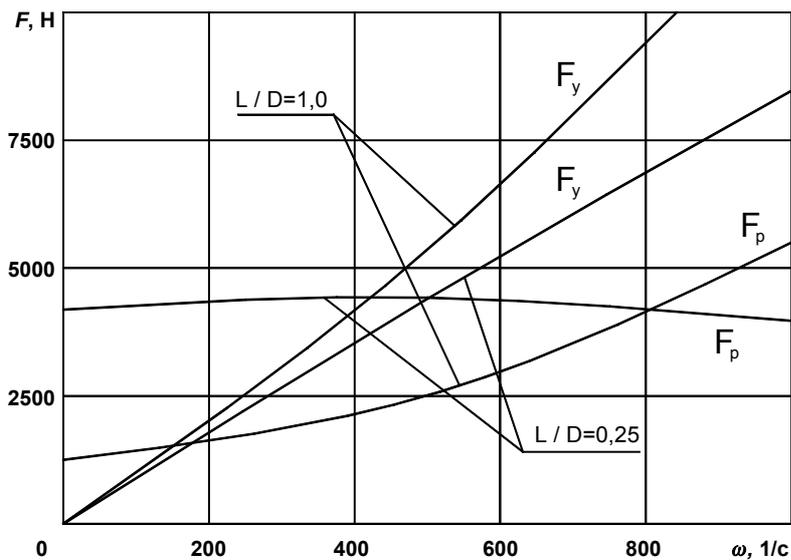


Рис. 19. Зависимость гидродинамической силы от частоты вращения ω

кольцевой щели разгрузочного устройства при частоте вращения 2000 мин^{-1} составляет примерно $8,0 \text{ МПа}$. Из рис. 20 следует, что при таком перепаде давления гидродинамическая сила может достигать величины от 5 до 10 кН . Этого вполне достаточно, для того чтобы ротор питательного насоса всплыл в проточной части.

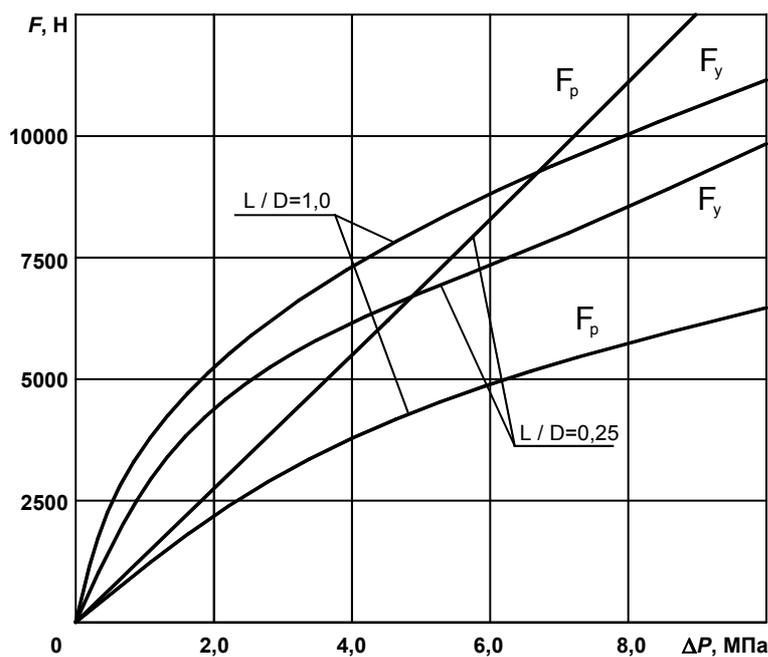


Рис. 20 Зависимость гидродинамической силы от перепада давления ΔP

ротора, всплытие центра шипа, а также вибрации или колебания ротора передней подшипниковой опоре, работающей на масле, и задней подшипниковой опоре, работающей на воде, при пуске насоса, прогреве на частотах вращения $1000\text{--}2000 \text{ мин}^{-1}$ и в стационарных режимах.

Один из основных вопросов, на который необходимо было получить ответ, это всплывает ли вал при подаче конденсата в зону пускового подшипника или возможна ли работа питательного насоса в режиме валоповорота.

Исследования проводились в трех режимах.

1. Определение всплытия ротора при подаче охлаждающего конденсата в зону пускового

Из рис. 20 видно, что при перепаде давления $2,0 \text{ МПа}$ в подшипниковой опоре пускового устройства возникает гидродинамическая сила, не превышающая $2,5 \text{ кН}\cdot\text{кг}$, при перепаде давления 1 МПа не более 1 кН . Учитывая, что вес ротора находится в пределах от 8 до 10 кН , подъемная сила в подшипниковой опоре питательного насоса должна быть не менее 5 кН . Следовательно, гидродинамическая сила подшипниковой опоры на водяной смазке совершенно недостаточна для гидростатического подъема ротора насоса при его пуске.

Одновременно с этим мы знаем, что перепад давления в

Результаты, полученные расчетным путем, были проверены в промышленных условиях путем прямого измерения всплытия ротора, смещения центра шипа, размаха виброперемещений и мгновенных значений вибрации вала насоса ПН 1500-350-4. Измерения проводились с использованием комплекта аппаратуры КСА 15.

Токовихревые датчики контроля виброперемещений устанавливались на переднюю и заднюю опоры питательного насоса во взаимно перпендикулярных направлениях, вертикальном и поперечном. Аппаратура КСА 15 позволяет контролировать колебания вала с частотой до 500 Гц , размах виброперемещений до 250 мкм , всплытие вала до 1 мм .

Целью промышленных испытаний было исследование движения

устройства на невращающемся роторе и заполненной проточной части. (Зазор передней подшипниковой опоры – 170 мкм на диаметр, задней опоры – 400 мкм на диаметр).

2. Определение статической и динамической составляющей колебаний вала при пуске и прогреве насоса и работе в линию рециркуляции.

3. Определение положения центра шипа вала и характера колебаний вала при работе насоса на котел.

Положение вала при подаче конденсата в зону пускового устройства при заполненной проточной части и частоте вращения вала равной 0 мин⁻¹ приведено на рис. 21. Горизонтальная шкала – время в часах и минутах, вертикальная шкала перемещения в мм. Светло-синий и темно-синий соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие вибросмещения заднего подшипника (8Г и 8В), светло-зеленый и темно-зеленый соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие переднего подшипника (7Г и 7В). В 19–59 подан конденсат от КЭН 3 ступени давлением 15 атм в зону пускового подшипника. В 20–03 отключение, 20–04 подача конденсата, 20–06 отключение, 20–07 подача. Как видно из приведенного графика подача конденсата приводит лишь к незначительному в пределах 5–10 мкм перемещениям ротора. Перемещения до 400 мкм в середине графика по времени от 20–12 до 20–19 это два полных оборота ротора (360 градусов) с помощью ручного валоповоротного устройства. Мы видим, что в этом случае, как на передней подшипниковой опоре, так и на задней ротор совершает значительные перемещения. Это можно объяснить статическими прогибами или перекасами ротора, связанными, например, с неравномерным прогревом. Следующая серия подачи конденсата 20–24 по 20–32 повторила прежний результат. В вертикальном и горизонтальном направлениях изменения положения ротора не превысило 5–6 мкм. Таким образом, пусковой подшипник не обеспечивает гидростатического подъема ротора питательного насоса. Это можно объяснить либо недостаточным давлением подаваемого конденсата, либо неверно выбранной конструкцией подшипниковой опоры.

Пуск питательного насоса производится с подъемом частоты вращения скачком на 1000 мин⁻¹. Процесс пуска приведен на рис. 22. Вывод на частоту 1000 мин⁻¹ занимает не более 30 секунд. При этом центр шипа ротора в задней подшипниковой опоре перемещается в вертикальном направлении примерно на 200 мкм и в горизонтальном направлении примерно на 100 мкм. Положение ротора в задней подшипниковой опоре неустойчиво, диапазон изменений положения центра шипа примерно 100 мкм.

В передней подшипниковой опоре на частоте 2000 мин⁻¹ ротор поднялся примерно на 70–100 мкм, в горизонтальном направлении положение ротора практически не изменилось.

Уровень вибрации при пуске и прогреве на частоте вращения 2000 мин⁻¹ приведен на рис. 23. Уровень вибрации ротора в задней подшипниковой опоре составляет примерно 120–170 мкм, как и неустойчиво и положение ротора – он колеблется в пределах 40–50 мкм. Уровень вибрации вала в районе передней подшипниковой опоры не превышает 20–30 мкм.

Из этого графика наглядно видно различие в характере вибрации на масляном и водяном подшипниках скольжения. Учитывая, что подъем ротора в задней подшипниковой опоре составляет примерно 200 мкм, возможно задевание ротора в подшипниковой опоре в потолочном зазоре.

На рис. 24 и 25 приведены всплытие и виброперемещения вала в масляном и водяном подшипниках при пуске насоса и работе на котел с частотой вращения до 4300 мин⁻¹. При увеличении частоты вращения до 3000 мин⁻¹ положение вала стабилизируется, разбег показаний не превышает 10–20 мкм, уровень вибрации также становится устойчивым и не превышает на переднем масляном подшипнике 20–25 мкм, на заднем, водяном подшипнике не превышает 160–170 мкм. При скачкообразном увеличении частоты вращения от 2000 до 3000 мин⁻¹ уровень вибрации на задней подшипниковой опоре увеличивается, а также скачком превышает шкалу прибора 250 мкм, затем, через некоторое время (5–10 минут), стабилизируется на уровне 150–170 мкм. На зависимостях вибрации от времени при пуске насоса, есть зоны, в которых положения и вибрации ротора относительно стабильны и уровень вибрации ниже примерно на 30–40 %. Для выяснения влияния технологических параметров на устойчивость ротора насоса, были получены зависимости вибрации ротора и технологических параметров от времени. Эти зависимости приведены на рис. 26.

При дальнейшем увеличении частоты вращения до 4300 мин⁻¹ происходит дальнейшее увеличение всплытия и уровня вибрации вала, уровень вибрации ротора на передней подшипниковой опоре достигает 40 мкм, на задней подшипниковой опоре 160–180 мкм.

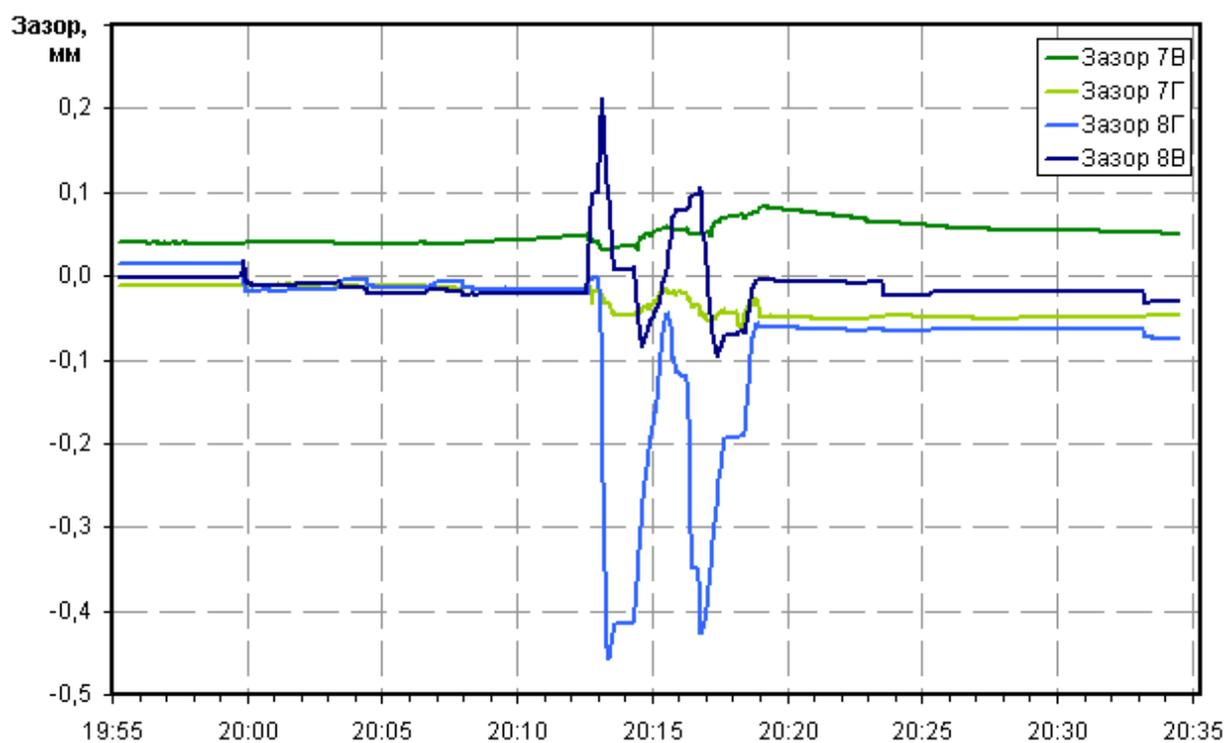


Рис. 21. Подача конденсата в зону пускового устройства

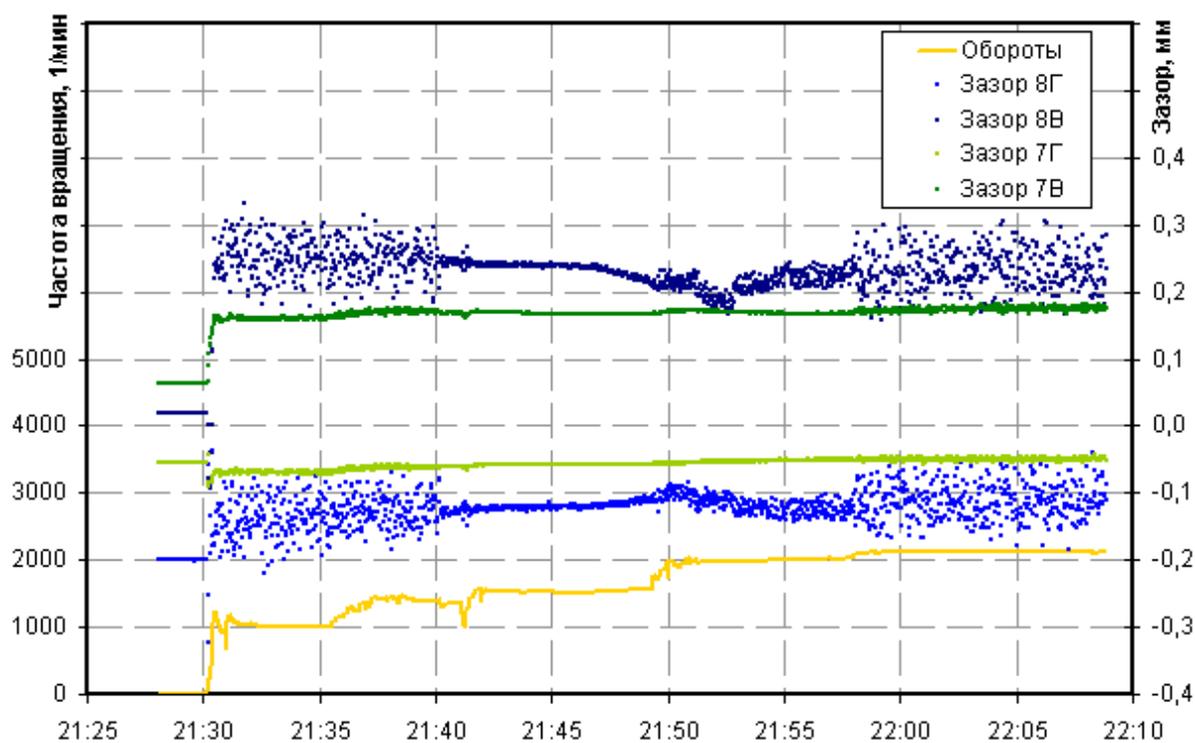


Рис. 22. Пуск питательного насоса, прогрев на частоте вращения 2000 мин^{-1} .
Всплытие ротора, положение центра шипа

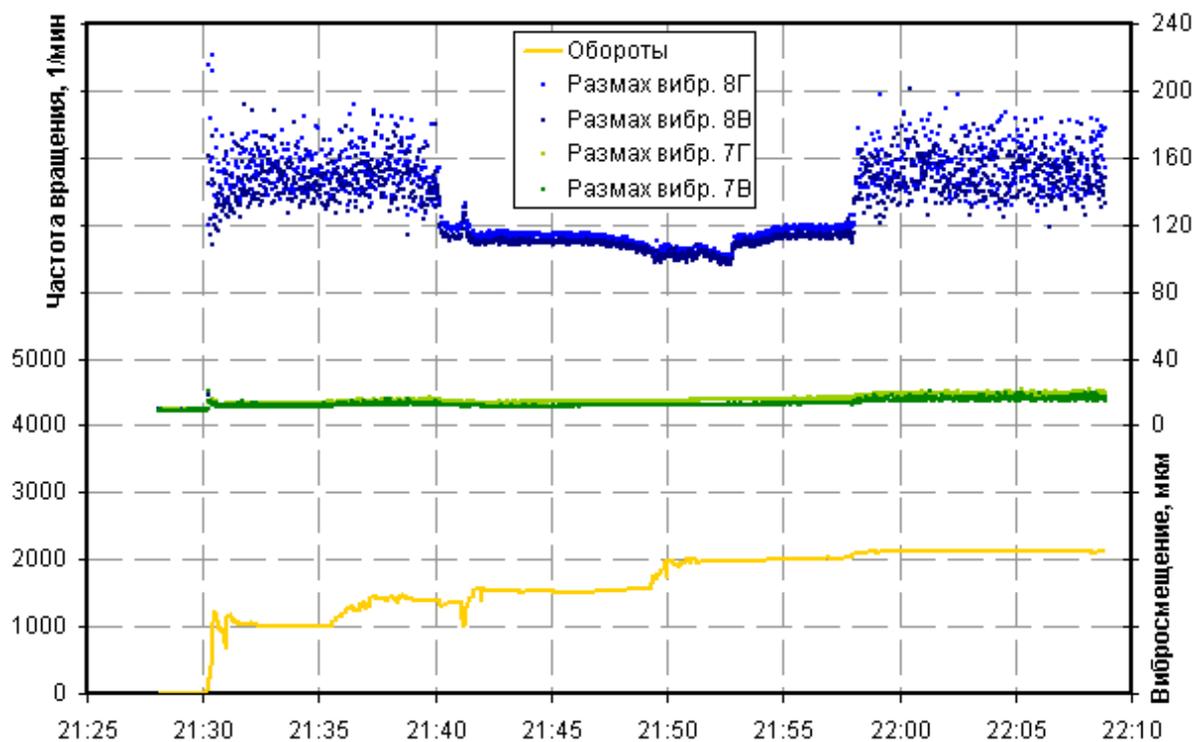


Рис. 23. Пуск питательного насоса, прогрев на частоте вращения 2000 мин⁻¹. Виброперемещения ротора (размах колебаний)

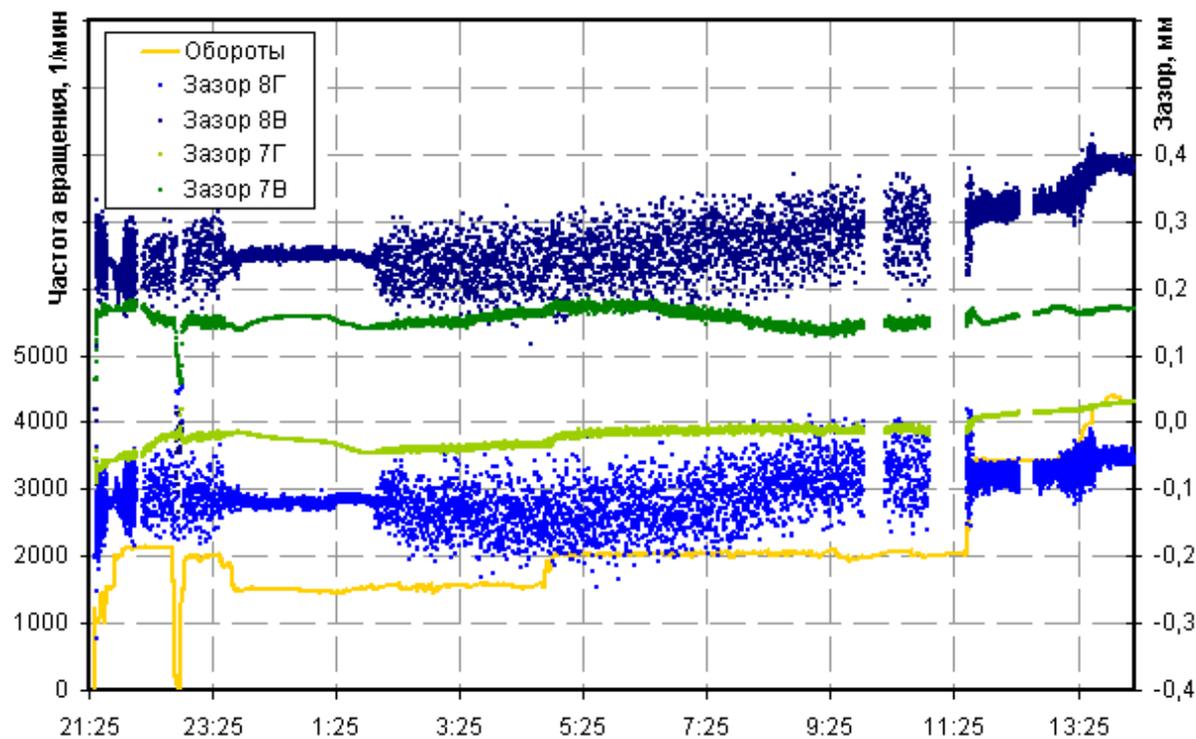


Рис. 24. Всплывание ротора питательного насоса при пуске и работе на котел, частота вращения до 4300 мин⁻¹

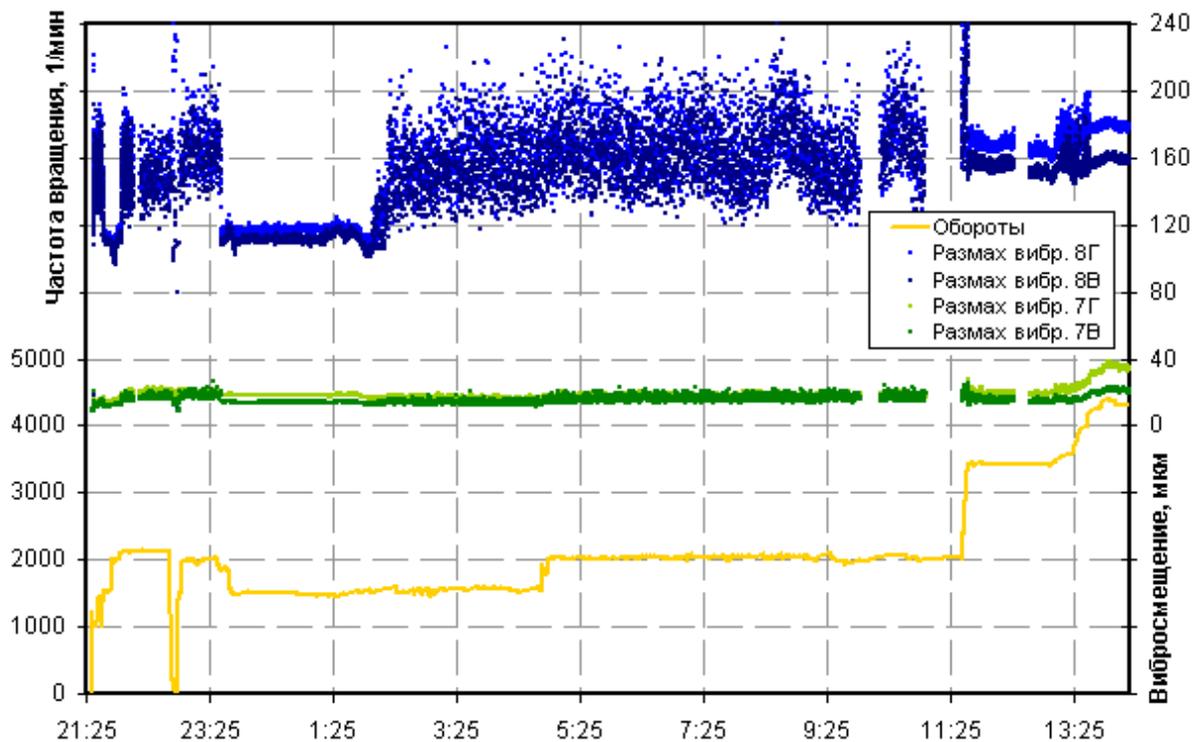


Рис. 25. Виброперемещение ротора питательного насоса при пуске и работе на котел, частота вращения до 4300 мин⁻¹

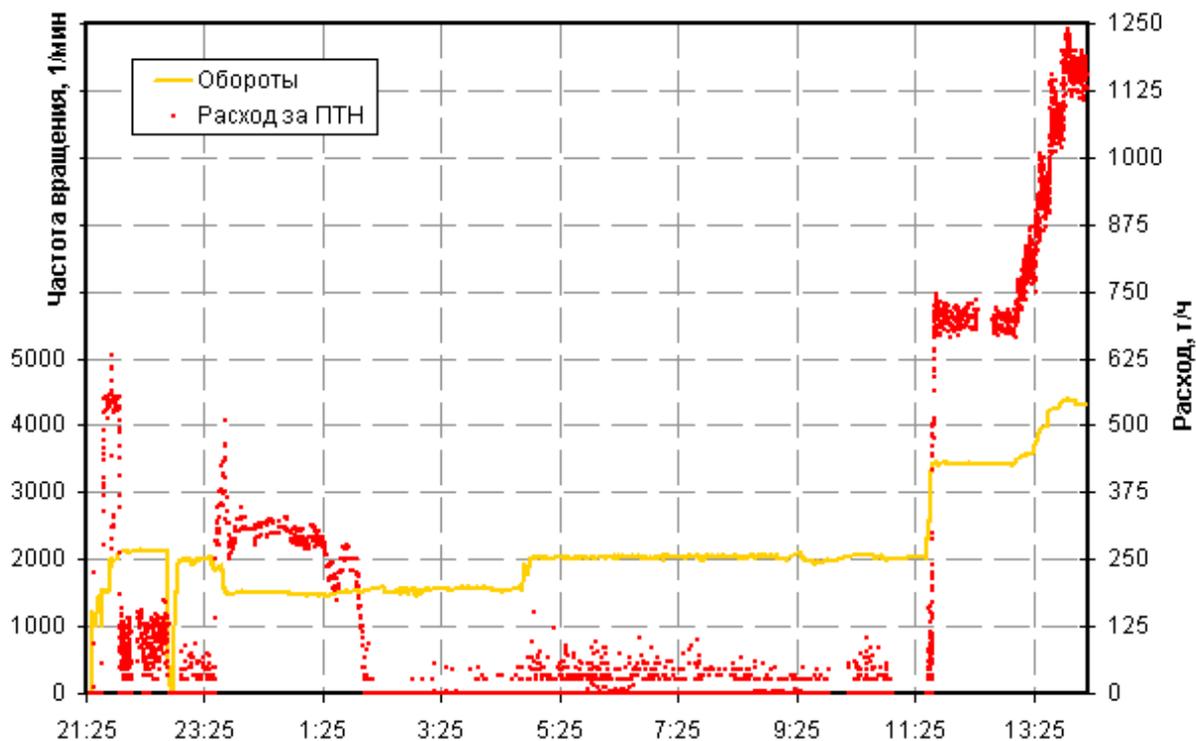


Рис. 26. Расход питательной воды через насос при пуске и работе на котел, частота вращения до 4300 мин⁻¹

Сопоставление рис. 24, 25 и 26 показывает, что изменение расхода питательной воды на выходе питательного насоса полностью согласуется с потерей устойчивости положения ротора насоса.

При работе на линию рециркуляции и расходе питательной воды меньше 200 т/час положение ротора неустойчиво. Уровень вибрации может достигать 300 мкм, всплытие также неустойчиво и величина изменения положения ротора превышает 100 мкм. Учитывая температурные деформации корпуса насоса и корпуса подшипниковой опоры, можно предположить, что ротор получает ударные нагрузки о статорную часть подшипника. Кроме того, при нестационарном положении ротора возможна пульсация давлений большой амплитуды в зоне пускового подшипника. Перепад давлений может быть достаточным для появления пароводяной смеси в подшипнике. Для стали из которой изготовлен ротор предел выносливости по симметричному циклу на воздухе для 12% хромистой стали равен $\sigma_{-1} \approx 400\text{--}450$ МПа. В условиях влаги фазовых превращений $\sigma_{-1}^{\text{кор}} \approx 100\text{--}150$ МПа.

В этих условиях ударная, циклическая нагрузка может быть достаточной для зарождения усталостной трещины. Для повышения надежности работы питательных насосов ПН 1500-350-4 необходимо, чтобы при работе в линию рециркуляции расход через питательный насос был не меньше 300 т/ч.

Таким образом, расчеты гидродинамических сил и промышленные испытания пускового подшипника питательного насоса позволяют сделать следующие заключения.

1. При давлении конденсата, подаваемого на вход подшипниковой опоры, в диапазоне 1,5-2,0 МПа гидродинамическая сила не превышает 2,5 кН. При перепаде давления на уровне 1,0 МПа сила не превысит 1 кН. Одновременно с этим известно, что перепад давления в кольцевой щели разгрузочного устройства составляет примерно 8 МПа при прогреве насоса на частоте вращения 2000 мин⁻¹. При таком перепаде давления радиальная гидродинамическая сила, действующая на ротор, может достигать величины от 5 до 10 кН. Этого вполне достаточно для того, чтобы ротор питательного насоса всплыл в проточной части.

2. Используемая конструкция пускового подшипника не способна осуществить гидростатический подъем ротора при пуске насоса.

3. На частоте вращения выше 1000 мин⁻¹ под действием гидродинамических сил в проточной части ротор в пусковом подшипнике всплывает выше центра шипа ротора.

4. Уровень вибрации ротора в масляном подшипнике в несколько раз меньше уровня вибрации ротора в пусковом подшипнике, работающем на водяной смазке.

5. Положение ротора при работе насоса на частотах вращения порядка 2000 мин⁻¹ неустойчиво, положение центра шипа произвольно может меняться на 100 мкм и более, что может приводить к ударной нагрузке вала о вкладыш подшипниковой опоры.

6. Устойчивость положения ротора определяется расходом питательной воды в линии рециркуляции. Потеря устойчивости происходит при расходах ниже 300 т/ч.

Литература

1. Васильев В.А., Чернявский А.О. Оценка влияния тепловых деформаций деталей питательного насоса на его работоспособность// Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып. 6. – № 1(41). – С. 73–77.

2. Завьялов Г.А., Васильев В.А. Турбулентные течения вязкой жидкости в уплотнениях насосов// Разработка и исследование вспомогательного оборудования турбинных установок ТЭС: Сб. науч. тр. ВТИ. – 1991. – С. 79–85.

3. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980.

4. Туркин А.Н. Гидромуфты питательных насосов электростанций. – М.: Энергия, 1974, 229 с.

5. Патанкар С., Сполдинг Д. Тепло- и массообмен в пограничных слоях. – М.: Энергия, 1971, 126 с.

6. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкостей. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 149 с.

7. Лаундер, Лешицер. Течение в упорных подшипниках конечной ширины с учетом влияния инерции. II Турбулентное течение// АСМЕ. – 1978. – № 3.

8. Васильев В.А. Разработка математической модели щелевого уплотнения с учетом неньютоновских свойств в тонком слое нестационарного потока// Повышение надежности и эффективности работы теплотехнического оборудования ТЭС: Сб. науч. тр. УралВТИ. – 1996. – С. 147–153.

КОНСТРУКЦИИ ЖИДКОСТНОГАЗОВЫХ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ. СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Е.К. Спиридонов

Анализом конструкции жидкостногазовых струйных насосов (эжекторов) различного назначения по материалам научно-технической и патентной литературы выявлены три поколения эжекторов этого типа. Сформулированы основные задачи дальнейшего совершенствования жидкостногазовых эжекторов и предложены способы их технического решения. Приводятся оригинальные конструкции регулируемых струйных насосов с побудителями распада активной струи и формирования зоны смешения.

Процесс смешивания и энергообмена сред в проточной части жидкостногазового струйного насоса (эжектора) включает распад высокоскоростных струй жидкости на капли и вовлечение газа в спутное движение, образование бурного газожидкостного потока со скольжением фаз, формирование прыжка перемешивания с интенсивным сжатием газа и сменой бурного течения на спокойное, образование за прыжком квазиоднородного двухфазного потока. Осуществление в полном объеме всех перечисленных стадий рабочего процесса естественным путем требует довольно большой длины проточной части аппарата. В противном случае сжатие газа в эжекторе сопровождается значительными потерями [1–3, 6].

1. Жидкостногазовые струйные насосы первого и второго поколений

Жидкостногазовые струйные насосы претерпели несколько стадий развития. На первой стадии их конструкция практически не отличалась от традиционной конструкции струйных насосов с однородными средами (рис. 1а) и включала одноструйное центральное сопло для формирования высокоскоростной струи, приемную камеру с патрубком подвода эжектируемого воздуха, цилиндрическую смесительную камеру с входным конфуззором, в которой происходит энергообмен между средами и повышение статического давления, и диффузор для преобразования части динамического давления жидкостногазовой смеси в статическое [4, 5]. При этом сопло и смесительная камера устанавливались соосно в приемную камеру, а длина смесительной камеры составляла 3...10 диаметров (рис. 1а).

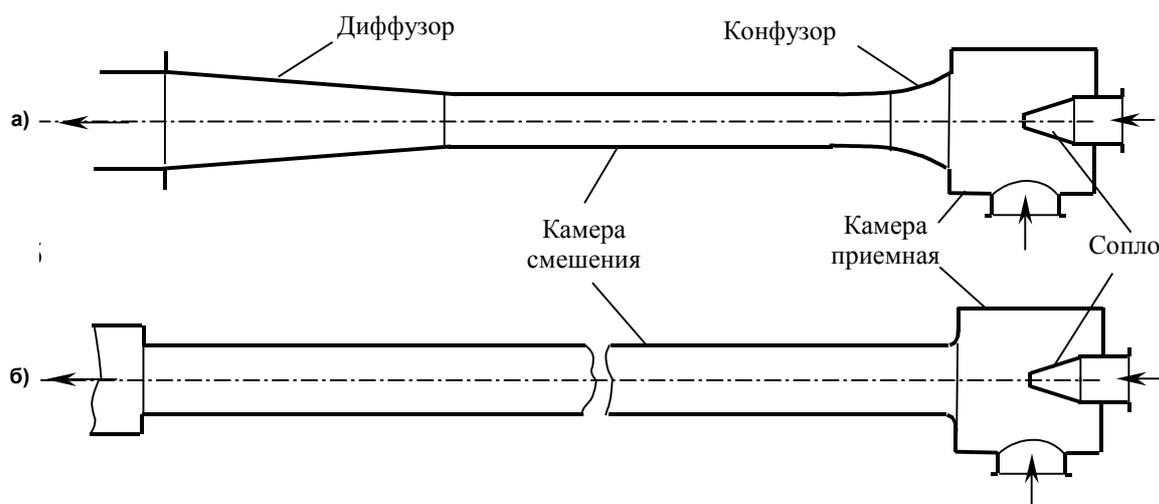


Рис. 1. Жидкостногазовые струйные насосы

Такие струйные насосы широко применяются во многих отраслях народного хозяйства в качестве вакуумных аппаратов, гидрокомпрессоров, смесителей жидкости и газов [4, 5]. Однако эффективность струйных насосов первого поколения сравнительно невелика, так как в осевых

габаритах, характерных для аппаратов с однофазными средами, реализовать в полном объеме рабочий процесс двухфазного струйного насоса не представляется возможным [4, 12].

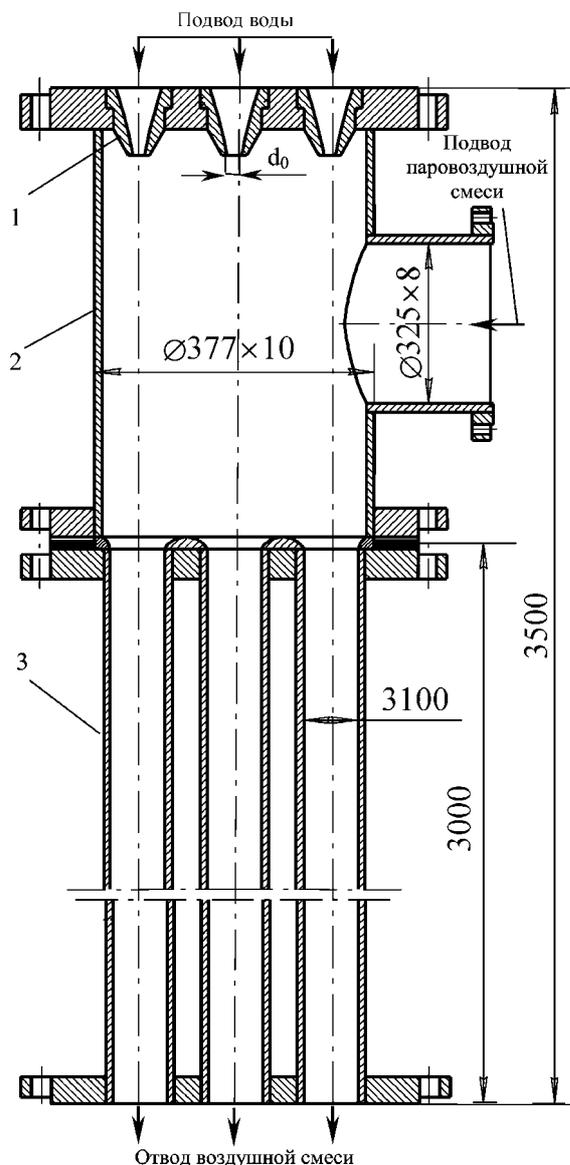


Рис. 2. Общий вид водовоздушного струйного насоса ЭВ-7-1000 ВТИ: 1 – сопло; 2 – камера приемная; 3 – камера смешения

$\Omega = 0,203...0,21$; а относительная длина камеры смешения $L/d_3 = 30$. Струйные насосы ЭВ-7-1000 применяются в качестве основных воздухоотсасывающих устройств конденсаторов мощных паровых турбин, однако в отличие от эжекторов первого поколения они потребляют воды на $(300...350) \text{ м}^3/\text{ч}$ меньше и меньше вибрируют [4, 11, 12].

В водоструйных насосах ВТИ ЭВ-7-1000 применена многоканальная конструкция. Однако, многоканальная конструкция, не изменяя относительной длины каждой проточной части, приводит к уменьшению ее диаметра и увеличению гидравлического сопротивления. В итоге потери механической энергии активного потока в струйном насосе возрастают и его эффективность снижается. Вместе с тем, многоканальная конструкция усложняет струйный насос и ухудшает показатели надежности.

Исследования [3, 6, 9, 13] показывают, что интенсифицировать процесс естественного распада струи и, тем самым, уменьшить потребную длину смесительной камеры двухфазного эжектора можно увеличением числа струй жидкости, формируемых сопловым устройством.

Последующий анализ рабочего процесса в жидкостногазовом струйном насосе обнаружил, что для минимизации потерь энергии в зоне смешивания сред необходимо перед ней обеспечить полное дробление струй жидкости на капли [2, 6–9]. В связи с этим, длина смесительной камеры должна быть значительно больше, чем у аппарата с однофазными средами, и составлять 20...40 калибров [3, 6–8].

Осуществление этого мероприятия привело к появлению струйного насоса с удлиненной камерой смешения. Причем исследованиями [8, 10] установлено, что для определенного сочетания режимных параметров можно упростить общепринятую конструкцию струйных аппаратов, состоящую из активного сопла, входного конфузора, камеры смешения и диффузора, оставив только соосно расположенные сопло и камеру смешения увеличенной длины (рис. 1б).

На основе проведенных исследований ВТИ были разработаны промышленные водовоздушные струйные насосы второго поколения ЭВ-7-1000, в которых для уменьшения общей длины аппарата применена многоканальная конструкция, состоящая из семи параллельно включенных бездиффузорных проточных частей (каналов) с общими приемной камерой 2, напорным и сливным трубопроводами (рис. 2). Каждый канал имеет следующие размеры: диаметр сопла 1 $d_0 = (45...46) \text{ мм}$; диаметр цилиндрической камеры 3 смешения $d_3 = 100 \text{ мм}$; ее длина $L = 3000 \text{ мм}$. Общая длина аппарата 3500 мм [4, 11, 12]. Основным геометрическим параметром Ω , равный отношению площадей проходных сечений сопла и смесительной камеры для эжектора ЭВ-7-1000 составляет

Расчет и конструирование

Конструкция жидкостногазовых эжекторов с многоструйным соплом, детально исследованных в работах [6, 13], принципиально не отличается от традиционной конструкции струйного насоса и включает последовательно установленные активное сопло, приемную и смесительную камеры, диффузор. Однако имеются предложения по конструкциям струйного аппарата, отличных от традиционной [14]. На рис. 3 приведена конструктивная схема жидкостногазового эжектора с многоструйным сопловым устройством 1 и кольцевой камерой смешения 2, снабженной на выходном участке с целью повышения надежности и уменьшения вибрации радиальными ребрами 3. Последние выполнены в виде продольных перегородок длиной 0,2–0,6 от длины камеры смешения, которая, в свою очередь, определяется из соотношения: $L = (1...2) \cdot d_3 \cdot \sqrt{A_3/A_0}$, где d_3 – внутренний диаметр наружного цилиндра камеры смешения; A_3 – площадь нормального сечения камеры смешения; A_0 – суммарная площадь выходных сечений сопловых отверстий (каналов).

Особенностью рассматриваемой конструкции является также исполнение приемной камеры из двух частей – внутренней цилиндрической, выполненной в виде цилиндрического тела 4 и расположенной по всей длине струйного насоса, и наружной кольцевой 5, расположенной на начальном участке камеры смешения. Такая составная приемная камера обеспечивает подвод эжектируемого газа как по наружному, так и по внутреннему периметру смесительной камеры.

Из формулы определения длины смесительной камеры следует, что применение многоструйного сопла в сочетании с кольцевой камерой смешения позволило заметно уменьшить ее длину. Однако кольцевая камера смешения при прочих равных условиях имеет по сравнению с обычной цилиндрической камерой большую площадь внутренней поверхности, что неизбежно приведет к увеличению потерь энергии активного потока на трение. Вместе с тем составная приемная камера существенно увеличивает металлоемкость эжектора и уменьшает его надежность, поскольку число элементов струйного насоса возрастает. Так, например, в случае разгерметизации внутренней стенки камеры смешения или диффузора неизбежно проникновение потока смеси во внутреннюю цилиндрическую часть 4 приемной камеры и далее в систему, что недопустимо.

Анализ существующих конструкций жидкостногазовых струйных насосов первого и второго поколений [4, 5, 8, 10–14] показал, что в большинстве струйных аппаратов основные узлы: сопло, приемная и смесительная камеры установлены последовательно. В струйных насосах такой конструкции добиться строгого соблюдения соосности соплового устройства и удлиненной камеры весьма затруднительно. Вместе с тем известно, что соосность сопла и камеры смешения оказывает значительное влияние на работу эжектора. Отклонение от соосности вызывает соударение высокоскоростных струй со стенками проточной части. Следствием этого является, с одной стороны, повышение уровня вибрации аппарата, а с другой – снижение его эффективности из-за потери струями части своей кинетической энергии. Так, например, установленный ВТИ на Костромской ГРЭС семиканальный эжектор ЭВ-7-1000 имеет объемный коэффициент эжекции на (35...40)% выше, чем аналогичный аппарат, установленный на Кармановской ГРЭС [10,11]. Ав-

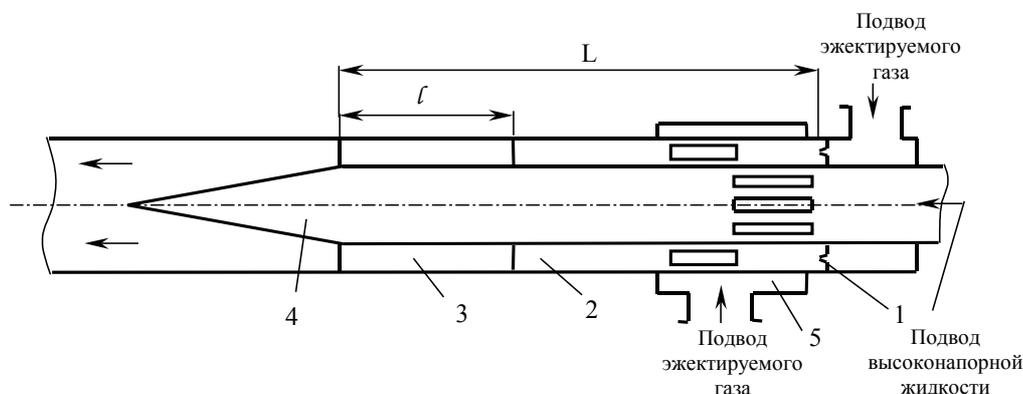


Рис. 3. Жидкостногазовый струйный аппарат: 1 – сопло; 2 – камера смешения; 3 – ребро; 4 – полое центральное тело; 5 – наружная кольцевая полость

торы объясняют это различие более высоким качеством изготовления струйных насосов на Костромской ГРЭС и, следовательно, более строгим соблюдением соосности сопел и камер смешения.

Для обеспечения соосности целесообразно число поверхностей, оказывающих влияние на соосность сопловых отверстий и камеры смешения, сократить до двух: наружной цилиндрической поверхности соплового блока и внутренней цилиндрической поверхности камеры смешения. В жидкостногазовом струйном насосе это условие может быть достигнуто следующим образом. Во-первых, сопловое устройство устанавливается непосредственно в камере смешения с центрированием его наружной цилиндрической поверхности по внутренней цилиндрической поверхности смесительной камеры. Во-вторых, приемная камера располагается вокруг камеры смешения на ее начальном участке в виде кольцеобразной полости. В-третьих, сообщение приемной и смесительной камер осуществляется посредством продольных прорезей или радиальных отверстий, расположенных равномерно по окружности на начальном участке камеры смешения.

Жидкостногазовый струйный насос такой конструкции был разработан на кафедре гидравлики и гидропневмосистем ЮУрГУ [15]. Его конструктивная схема показана на рис. 4. Струйный насос содержит сопловое устройство с одним или несколькими отверстиями 2, сопряженное с

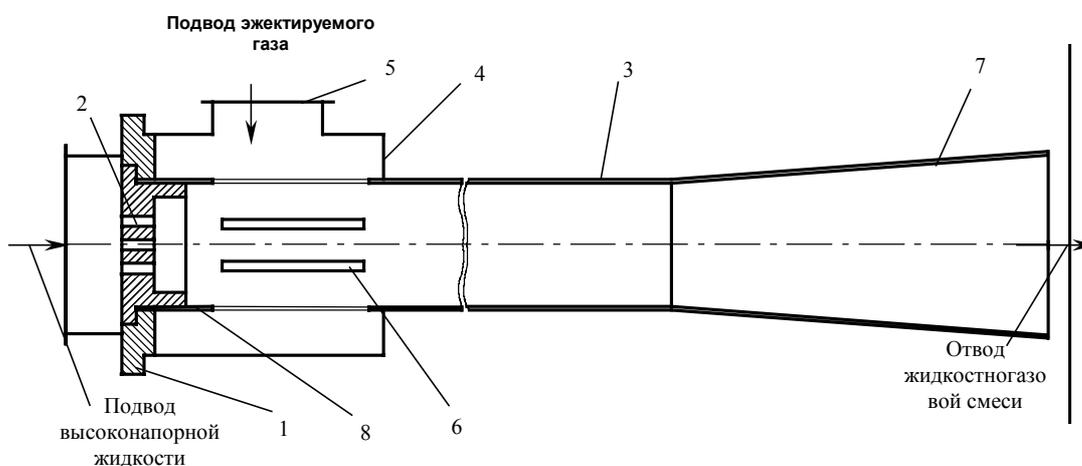


Рис. 4. Струйный насос конструкции ЮУрГУ: 1 – сопловое устройство; 2 – отверстие; 3 – камера смешения; 4 – камера приемная; 5 – патрубок подвода эжектируемой среды; 6 – радиальные прорези (отверстия); 7 – диффузор; 8 – центрирующая поверхность

цилиндрической камерой 3 смешения; приемную камеру 4 с патрубком 5 подвода пассивной среды, сообщенную с камерой 3 смешения с помощью отверстий 6 и расположенную коаксиально с камерой смешения на ее входном участке; диффузор 7.

Сопловое устройство 1 снабжено цилиндрической центрирующей поверхностью 8, с помощью которой сопло 1 сопряжено с камерой 3 смешения. Радиальные отверстия (прорези) 6, сообщающие полости приемной 4 и смесительной 3 камер, расположены равномерно по окружности камеры 3. Длина камеры смешения выбирается исходя из режима работы эжектора и числа сопловых отверстий с помощью рекомендаций, полученных опытно-расчетным путем и опубликованных в работах [3,9]. Благодаря этому все стадии процесса перемешивания и энергообмена сред завершаются к выходному сечению камеры смешения и, следовательно, сводятся к минимуму потери энергии в зоне смешения и на трение о стенку камеры.

Таким образом, обеспечение соосности активного сопла и камеры смешения, оптимизация ее длины, выполнение приемной камеры в виде кольцеобразной полости позволяют достигнуть некоторого сокращения габаритов аппарата, повысить его надежность и эффективность.

Жидкостногазовый струйный насос конструкции ЮУрГУ детально исследован в лабораторных и промышленных условиях [2, 9, 16]. В настоящее время струйные насосы ЮУрГУ успешно функционируют на нескольких ГРЭС в системе вакуумирования паровых турбин К-300-240 ЛМЗ.

2. Задачи создания новых образцов струйных насосов

В существующих жидкостногазовых струйных насосах первого и второго поколений, включая эжекторы с многоструйным соплом, рабочий процесс протекает естественным путем, никаких дополнительных средств, интенсифицирующих распад струй жидкости на капли и формиро-

Расчет и конструирование

вание зоны смешения, не предусмотрено. А это требует довольно большой длины камеры смешения. Большая длина, в свою очередь, приводит к росту потерь на трение в камере смешения и некоторому снижению КПД эжектора, увеличению его габаритов.

Известные конструкции струйных насосов не содержат также средств, инициирующих образование прыжка перемешивания и стабилизирующих его положение в камере смешения, что особенно важно при переменных режимах работы, когда положение прыжка (скачка) неустойчиво. При изменении противодавления (перепада давления на эжекторе) прыжок перемешивания может переместиться из смесительной камеры в диффузор или приемную камеру, причем с увеличением противодавления он перемещается в сторону приемной камеры, что приводит к ее затоплению и аварийной ситуации, а с уменьшением противодавления скачок перемешивания может оказаться в диффузоре, что также приводит к аварийной ситуации, так как в этих условиях характеристики эжектора непредсказуемы.

Жидкостногазовые струйные насосы первого и второго поколений являются, как правило, нерегулируемыми, поскольку их конструкция не позволяет управлять рабочим процессом и, следовательно, настраивать его на эффективные режимы при изменившихся условиях работы в гидросистеме.

Исходя из сказанного, можно сформулировать следующие технические задачи создания новых образцов жидкостногазового струйного насоса.

1. Интенсификация процесса дробления струй жидкости активного потока и, как следствие этого, получение квазиоднородного двухфазного потока на меньшей длине камеры смешения. Это позволит уменьшить габариты струйного насоса, снизить потери на трение в камере смешения, повысить эффективность аппарата.

2. Инициирование прыжка перемешивания сред и стабилизация его положения в камере смешения; в результате достигается устойчивость в работе, повышается надежность и КПД эжектора.

3. Управление процессами дробления струй активного потока, инициирование прыжка перемешивания и стабилизации его положения в камере смешения, что обеспечивает эффективные режимы при переменных условиях работы.

3. Жидкостногазовые струйные насосы нового поколения

К настоящему времени появилось немало интересных предложений по улучшению элементов струйных насосов. Причем многие авторы создание эффективного жидкостногазового струйного насоса видят, прежде всего, в совершенствовании соплового устройства аппарата. Например, с целью интенсификации процесса распада активных струй на капли, ряд авторов рекомендует закрутить поток жидкости в сопловых каналах, снабдив их винтовыми пластинами [12].

Однако размещение пластин на выходном участке соплового канала, где скорости потока достаточно велики, ухудшает показатели надежности сопла и всего эжектора, ибо, с одной стороны, возникает опасность кавитационного разрушения пластины, а с другой – возрастает вероятность засорения сопла.

Более приемлемым с точки зрения эксплуатационной надежности является решение, описанное в авторском свидетельстве СССР № 1041766 [17]. Авторы предлагают коническое сопло снабдить цилиндрическим участком 1, на внутренней поверхности которого выполнены винтовые канавки 2, расположенные под углом к оси струйного насоса (рис. 5). Причем угол наклона винтовых канавок равен $(12...27)^\circ$. Активная среда, истекая из такого сопла в виде двухфазного жидкостного потока с монолитной центральной частью и распыленным пограничным слоем, вследствие закрутки периферийной части потока винтовыми канавками более интенсивно увлекает пассивный газ в камеру смешения и распадается в ней на капли.

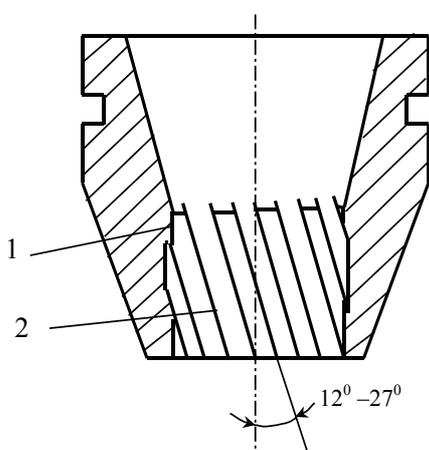


Рис. 5. Сопло с винтовыми канавками:
1 – цилиндрический участок;
2 – винтовые канавки

Недостатком последнего, как и предыдущего конструктивных мероприятий является повышенное гидравлическое сопротивление соплового канала. Лишенным этого недостатка является многоструйное сопловое устройство (рис. 6), в котором сопловые каналы (стволы) размещены парами, оси стволлов каждой пары наклонены одна к другой и расположены к оси эжектора под углом, равным $\alpha = (2 \dots 10)^\circ$ [18]. Благодаря этому обеспечивается попарное соударение струй жидкости. В результате соударения каждая пара струй, вытекающих из пары стволлов, преобразуется в неустойчивую плену в форме тонкой плоской ленты, легко дробящейся на капли. Таким образом, организация попарного соударения струй жидкости в значительной степени ускоряет процесс распада струй на капли, интенсифицирует процесс перемешивания жидкости с газом и увеличивает скорость газа в камере смешения до значений, близких к скорости жидкости. Тем

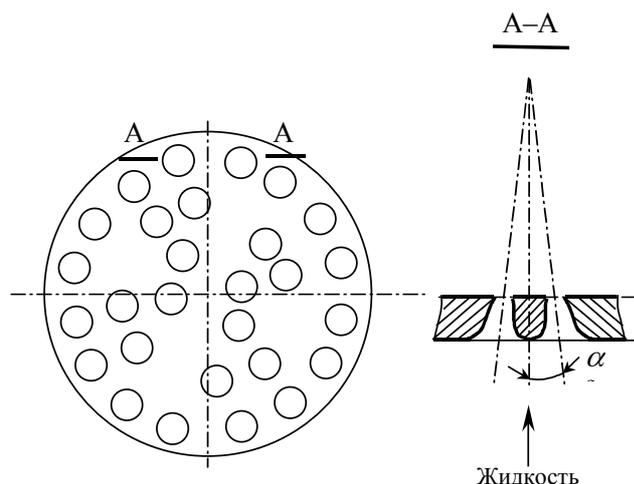


Рис. 6. Сопло с попарным соударением струй

самым достигается повышение КПД струйного насоса на расчетном режиме.

Авторы соплового устройства с попарным соударением струй предложили также несколько оригинальных конструктивных решений, основанных на использовании активного сопла со свободно вращающимся элементом, содержащим профилированные каналы [19, 20].

Выполнение струйного насоса для интенсификации рабочего процесса и повышения КПД с подвижными элементами нашло свое применение в авторских свидетельствах СССР № 1386752 и № 1418498 [21, 22], в которых авторы предлагают камеру 3 смешения установить с возможностью вращения и закрепить на ее внутренней поверхности направляющий аппарат 5

(рис. 7). Поступая во вращающуюся камеру 3, активная и пассивная среды более интенсивно смешиваются и приобретают в результате взаимодействия с аппаратом 5 дополнительную кинетическую энергию. Этим, по мнению авторов, и достигается повышение КПД.

Однако, применение свободно вращающихся элементов (соплового диска или камеры смешения) лишает струйный насос его главного достоинства – отсутствие подвижных механических частей в проточной части и, как следствие этого, высокой надежности. Этот существенный недостаток сужает область применения таких струйных насосов установками с чистой рабочей жидкостью и пониженными требованиями к показателям надежности.

Все рассмотренные выше конструктивные мероприятия по совершенствованию жидкостногазовых струйных насосов направлены исключительно на решение первой задачи создания струйного аппарата нового поколения, т.е. интенсификацию процесса дробления струй жидкости и получение однородной двухфазной смеси на меньшей длине камеры смешения. Каких-либо средств, инициирующих образование зоны смешения и стабилизирующих ее положение в камере смешения, а также управляющих рабочим процессом в рассмотренных конструкциях струйного насоса нет.

Одно из возможных комплексных технических решений для жидкостногазового эжектора с многоструйным соплом включает следующие конструкторские мероприятия.

1. В струйном насосе, содержащем соосное многоструйное сопло с центральным сопловым отверстием, приемную и смесительную камеры, диффузор, в камере смешения соосно центральному сопловому отверстию размещается центральное тело в виде стержня. Причем, один свободный конец стержня со стороны сопла выполняется с профилированной торцевой поверхностью, а другой конец устанавливается с помощью радиальных перегородок с острыми кромками, образующих в камере смешения на ее выходном участке каналы, параллельные оси камеры смешения.

2. В камере смешения на ее стенках между активным соплом и радиальными перегородками устанавливаются отклоняющие элементы в виде профилированных кольцевых втулок. Причем, один из отклоняющих элементов устанавливается между активным соплом и свободным концом центрального тела, а остальные на участке между свободным концом центрального тела и радиальными перегородками.

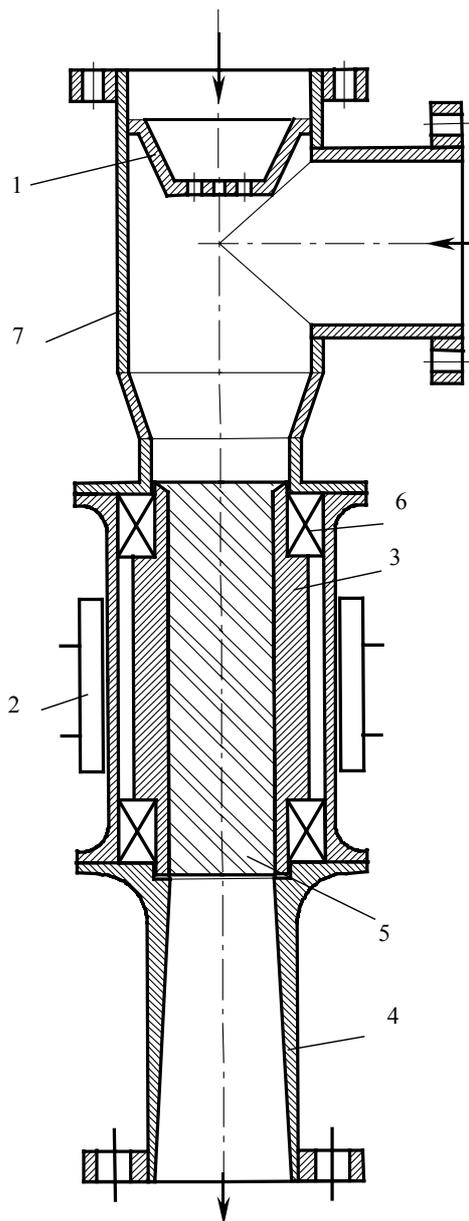


Рис. 7. Струйный насос с вращающейся камерой смешения: 1 – сопло; 2 – привод; 3 – камера смешения; 4 – диффузор; 5 – направляющий аппарат; 6 – подшипник; 7 – камера приемная

дает интенсификацию процесса распада периферийных струй, а все последующие отклоняющие элементы (втулка 13 и перегородки 10, 15) формируют зону смешения. При изменении давлений перед и за эжектором, вызывающим перемещение прыжка в камере 3, втулки 12, 13 и перегородки 10, 15, создавая сопротивление этому перемещению, препятствуют проникновению прыжка в приемную камеру 5 или диффузор 4. В результате повышается надежность и устойчивость в работе струйного насоса.

Выполнение центрального отверстия 2 соплового устройства 1 с наименьшей площадью проходного сечения позволяет затраты энергии активного потока на дробление струй свести к минимуму, а расположение периферийных сопловых отверстий 14 в зонах, ограниченных внутренними контурами поперечных сечений каналов 11 и 16, исключает потери кинетической энергии от столкновения струй со стенками 10 и 15 каналов.

Таким образом, обеспечивается более интенсивный распад струй на капли, формирование более однородного двухфазного потока и постепенное повышение давления. Все это приводит

Сущность описанного выше технического решения, поясняется рис. 8, где представлен жидкостногазовый струйный насос конструкции ЮУрГУ, дополненный необходимыми деталями [23].

Центральное тело 8 в виде стержня с профилированной площадкой 9, размещенное в камере 3 смешения по ходу центральной струи активного потока, отклоняет ее от прямолинейного движения и дробит на ряд струек. Последние, в свою очередь, соударяются с периферийными струями и инициируют их рассеивание. В результате процесс распада струй активного потока интенсифицируется.

Радиальные перегородки 10 вместе с цилиндрической стенкой 15, выполняя функцию опоры стержня 8, инициируют формирование скачков перемешивания и, кроме того, снижают амплитуды пульсации давления за счет уменьшенной площади проходного сечения каналов 11 и 16. Это способствует повышению надежности струйного насоса.

Профилированное кольцо 12, размещенное в камере смешения между активным соплом 1 и свободным концом центрального тела 8, отклоняет часть периферийных струй от осевого движения к центру. Это вызывает их более ранний распад и столкновение с другими струями активного потока. Таким образом, в центральной части камеры смешения процесс распада интенсифицируется телом 8, а в пристенной зоне – кольцевой втулкой 12. В итоге сокращается длина камеры смешения и снижаются потери на трение.

Другой отклоняющий элемент – кольцевая профилированная втулка 13 расположена на участке между площадкой 9 и перегородками 10 и 15, т.е. в зоне уже сформировавшегося газожидкостного потока со скольжением фаз. Втулка 13, несколько сужая поток, инициирует более раннее появление скачков перемешивания в камере 3 смешения. Вследствие этого зона смешения становится более протяженной, а повышение давления в ней постепенным, что, в свою очередь, приводит к снижению потерь энергии на перемешивание сред и повышению КПД аппарата.

На расчетном режиме работы струйного насоса первый отклоняющий элемент (втулка 12) обеспечи-

к уменьшению габаритов и повышению КПД. Кроме того, уменьшение площади поперечного сечения каналов в зоне смешения снижает амплитуду пульсаций, уровень вибрации, повышает надежность и устойчивость в работе струйного насоса. Однако, размещение центрального тела, перегородок и отклоняющих профилированных колец в проточной части смесительной камеры несколько увеличивает ее гидравлическое сопротивление, степень влияния которого на характеристики эжектора возрастает с уменьшением диаметра камеры смешения. В связи с этим, применение описанного технического решения целесообразно для крупногабаритных струйных насосов с большой потребной производительностью по эжектируемому газу.

Для малых струйных насосов интенсификация рабочего процесса и управление им могут быть достигнуты на основе эффекта соударения струй, но не активных струй друг с другом, как это предложено в [18], а струй потока управления с активными струями. Техническая реализация этого предложения на

базе струйного насоса конструкции ЮУрГУ показана на рис. 9 [24].

В жидкостногазовом струйном насосе полость патрубка 6 подвода активной среды сообщена с камерой 2 смешения на ее входном участке 7 посредством перепускных каналов 8 с соплами управления 9. Последние установлены в корпусе камеры смешения, либо в одном сечении, ортогональном оси камеры (см. рис. 9), либо в нескольких нормальных сечениях входного участка 7. Перепускные каналы 8 в предпочтительном варианте выполнения состоят из кольцевых камер 10, 11 и труб 12, снабженных регулирующими дросселями 13.

Перепускные каналы 8 дополнительно сообщены с камерой 2 смешения на ее выходном участке 14 посредством отводов 15, снабженных соплами управления 16, регулирующими дросселями 17. Отводы 15 в предпочтительном варианте выполнения состоят из труб 18 и кольцевой камеры 19, охватывающей сопла управления 16.

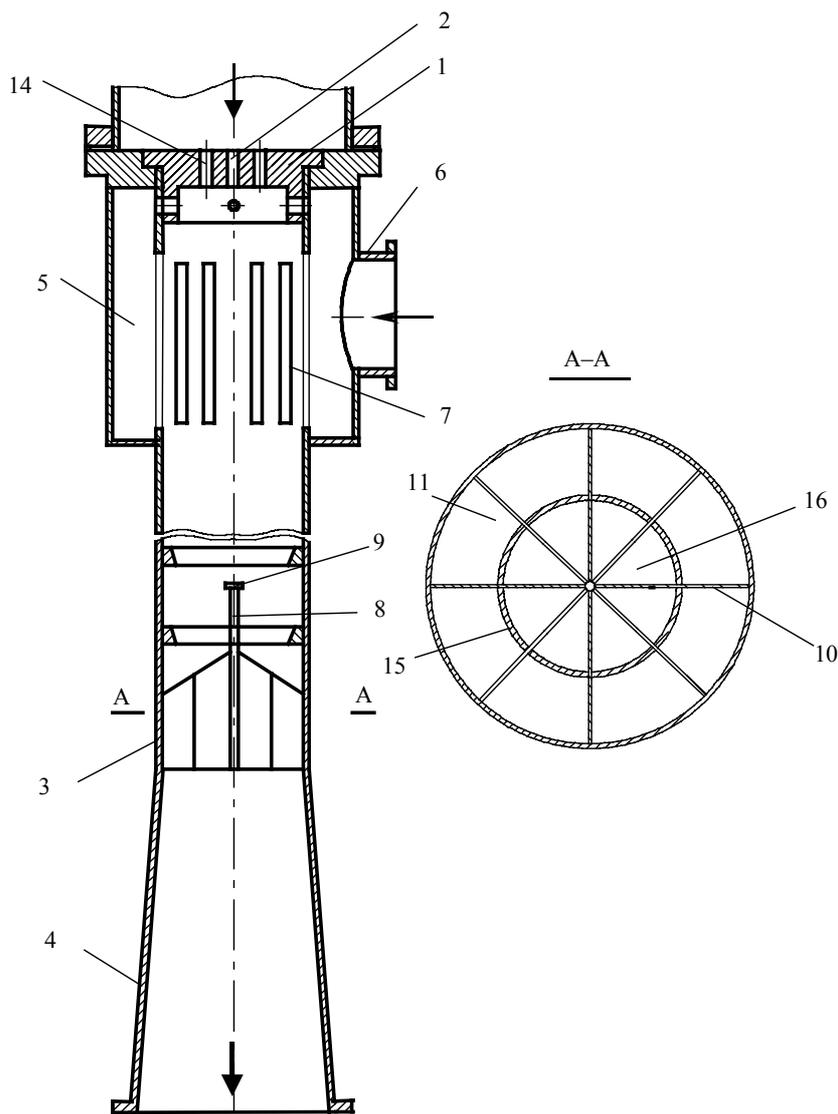


Рис. 8. Струйный насос с отклоняющими элементами в смесительной камере: 1 – сопловое устройство; 2 – центральное отверстие; 3 – камера смешения; 4 – диффузор; 5 – камера приемная; 6 – патрубок подвода эжектируемого газа; 7 – радиальные прорези; 8 – центральное тело; 9 – профилированная площадка; 10 – радиальные перегородки; 11 – канал; 12 и 13 – отклоняющие элементы; 14 – периферийные отверстия; 15 – цилиндрическая стенка; 16 – канал

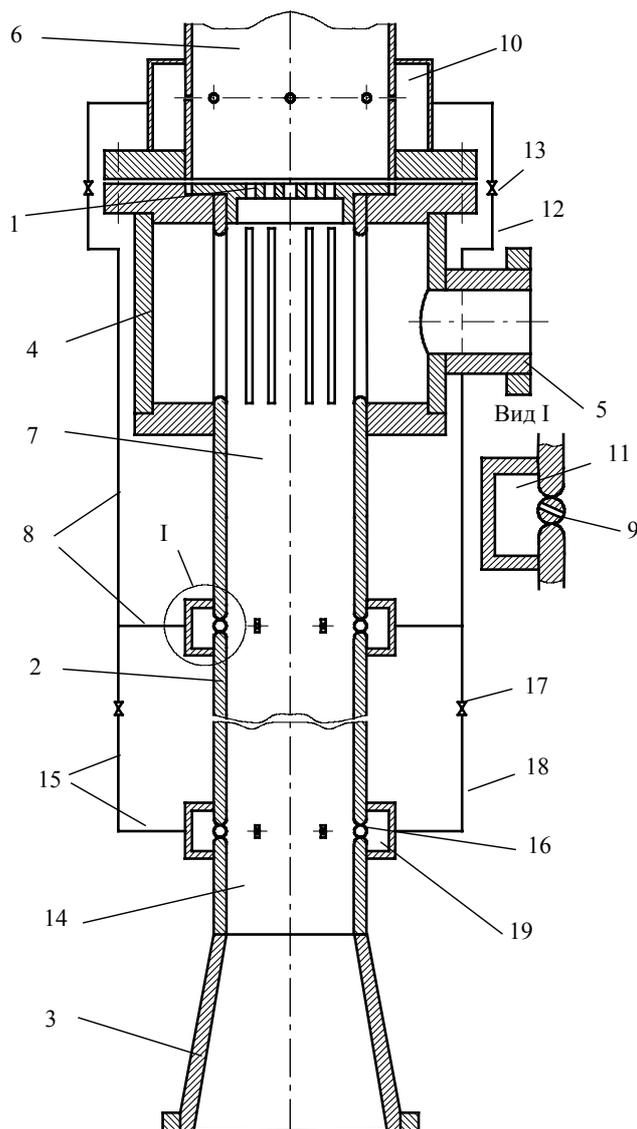


Рис. 9. Эжектор со струями управления в камере смешения: 1 – сопловое устройство; 2 – камера смешения; 3 – диффузор; 4 – камера приемная; 5 – патрубок подвода газа; 6 – патрубок подвода активной жидкости; 7 – входной участок камеры смешения; 8 – перепускной канал; 9 и 16 – сопла управления; 10, 11 и 19 – кольцевые камеры; 12 и 18 – трубы; 13 и 17 – регулируемые дроссели; 14 – выходной участок камеры смешения; 15 – отвод

При увеличении противодавления выше номинальной величины прыжок перемешивания перемещается вверх к приемной камере 4. Однако струи потока управления, создавая гидродинамическую завесу, препятствуют вытеснению прыжка из камеры смешения 2 в приемную камеру 4 и способствуют устранению аварийной ситуации.

Включением отводов 15 формируется дополнительный поток управления, протекающий из перепускных каналов 8 через трубы 18, кольцевую камеру 19, сопла управления 16 в камеру 2 смешения на ее входном участке 14. Струи дополнительного потока управления, направленные под углом к вектору скорости основного жидкостногазового потока, несколько сужают его и иницируют, тем самым, появление на выходном участке 14 перед сужением потока прыжка перемешивания. В последнем происходит изменение структуры газожидкостного потока и повышение статического давления. При снижении противодавления за эжектором прыжок перемещается вниз по потоку и оказывается под влиянием струй дополнительного потока управления, гидродинамическое воздействие которых на прыжок возрастает по мере его продвижения к диффу-

При работе эжектора жидкость, например, вода подается под большим напором через патрубок 6 к активному многоструйному соплу 1, на выходе которого она приобретает большую скорость. Истекающие из активного сопла 1 струи жидкости попадают в камеру 2 смешения, где разрушаясь на капли, перемешиваются с увлекаемой ими пассивной средой (низконапорным газом, например, паровоздушной смесью) и отдают ей часть своей кинетической энергии. Эжектируемый газ подводится в камеру 2 смешивания через приемную камеру 4 патрубком 5 подвода пассивной среды.

Одновременно в перепускном канале 8, сообщающем полость патрубка 6 подвода активной (высоконапорной) жидкости со входным участком 7 камеры смешения, формируется поток управления. Высоконапорная жидкость, отбираемая в небольшом количестве из патрубка 6 и протекающая через кольцевую камеру 10 и трубы 12, попадает в кольцевую камеру 11, из которой истекает в виде струек через сопла управления 9 в камеру смешения. В кольцевых камерах 10 и 11 осуществляется выравнивание давления. В камере 2 смешения струи потока управления, направленные под углом к ее оси, соударяются со струями активного потока и разбивают их на ряд отдельных струек и капель, за счет чего интенсифицируется процесс дробления активного потока. В итоге формирование равномерного жидкостногазового потока осуществляется на меньшей длине, что позволяет сократить длину камеры смешения и всего эжектора.

зору 3. Благодаря этому, прыжок удерживается в камере 2 смешения на ее выходном участке 14. В результате устраняется вторая аварийная ситуация, обусловленная непредсказуемостью характеристик эжектора при расположении зоны смешения в диффузоре 3.

Регулирующими дроселями 13 и 17 достигаются оптимальные режимы работы эжектора при минимальном расходе потока управления.

Процесс перемешивания и энергообмена активного и пассивного потоков завершается к входному сечению камеры 2 смешения, из которой поток смеси поступает в диффузор 3. В последнем происходит трансформация части кинетической энергии потока смеси в потенциальную.

При изменении массового расхода отсасываемого воздуха или давлений перед и за эжектором регулированием углов наклона сопел управления 9 и 16 к оси камеры смешения настраивают рабочий процесс в эжекторе для новых условий работы с целью достижения наибольшего КПД. Причем, поворотом сопел управления 9 на тот или иной угол управляют процессом дробления струй активной жидкости, а поворотом сопел управления 16 – управляют процессом формирования прыжка перемешивания и стабилизации его положения в выходном участке 14 камеры 2 смешения.

Таким образом, жидкостногазовый струйный насос со взаимодействием струй потока управления с активными струями обеспечивает снижение осевых габаритов, повышение надежности и эффективности аппарата.

4. Выводы

1. К настоящему времени можно выделить три поколения жидкостногазовых струйных насосов. Конструкция струйных насосов первого поколения практически не отличается от традиционной конструкции эжекторов с однородными средами и в большинстве случаев не обеспечивает эффективную работу аппарата.

Проточная часть жидкостногазовых струйных насосов второго поколения в той или степени отвечает потребности естественного протекания рабочего процесса и включает удлиненную камеру смешения и/или многоструйное активное сопло. Эффективность лучших образцов струйного насоса второго поколения приближается к предельно достижимой.

Отличительной чертой двухфазных струйных насосов третьего поколения является включение в их конструкцию элементов и устройств, интенсифицирующих рабочий процесс и позволяющих управлять им.

2. Дальнейшее совершенствование конструкции жидкостногазового струйного насоса связано с решением трех основных задач, в том числе интенсификация процесса дробления струй активной жидкости и, как следствие, получение квазиоднородного двухфазного потока при меньшей длине камеры смешения; инициирование прыжка перемешивания сред и стабилизация его положения в смесительной камере; управление рабочим процессом в проточной части эжектора.

3. Эффективным способом интенсификации процесса распада жидких струй, истекающих из многоствольного соплового устройства, является их попарное соударение. Для этого оси стволов каждой пары должны быть наклонены одна к другой на небольшой угол. Однако, наиболее интенсивный распад активных струй в камере смешения аппарата следует ожидать при прерывистом истечении насыщенной газом жидкости.

4. Комплексным решением проблемы совершенствования жидкостногазовых струйных насосов является организация потока управления, воздействующего на активные струи и жидкостногазовую смесь в камере смешения, и/или модернизация самой камеры смешения на основе деталей и устройств, отклоняющих струи жидкости от осевого движения и несколько сужающих проходные сечения каналов в области формирования прыжка перемешивания.

Литература

1. Спиридонов Е.К. Энергетический анализ жидкостногазовых течений// Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2003. – Вып. 3. – № 1(17). – С. 141–150.

2. Спиридонов Е.К. Теоретические положения оптимального синтеза жидкостногазовых струйных аппаратов и систем на их основе// Наука и технологии: Труды XXIII Российской школы. – М.: РАН, 2003. – С. 414–431.

Расчет и конструирование

3. Спиридонов Е.К. К определению длины смесительной камеры двухфазного струйного насоса// *Гидромеханика, гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: Сб. докл. Междунар. научно-техн. конф.* – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 1999. – С. 23–24.

4. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. *Струйные аппараты.* – 3-е изд. перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.

5. Лямаев Б.Ф. *Гидроструйные насосы и установки.* – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1988. – 256 с.

6. Witte J.H. *Mixing Shocks in Two – Phase Flow// The Journal of Fluid Mechanics. Vol. 36. – Part 4.* – 1969. – P. 639–655.

7. Каннингем, Допкин. *Длины участка разрушения струи и смешивающей горловины жидкоструйного насоса для перекачки газа// Теоретические основы инженерных расчетов.* – М.: Мир. – 1974. – № 3. – С. 128–141.

8. Ефимочкин Г.И., Коренков Б.Е. *Исследование и выбор водоструйных эжекторов с удлиненной камерой смешения // Электрические станции.* – 1976. – № 4. – С. 46–49.

9. Спиридонов Е.К. *О рациональной длине смесительной камеры вакуумного водовоздушного эжектора // Теплоэнергетика.* – 1982. – № 7. – С. 69–70.

10. Ефимочкин Г.И. *Конструкции и расчет водоструйных эжекторов с удлиненной камерой смешения // Теплоэнергетика.* – 1982. – № 12. – С. 48–51.

11. Ефимочкин Г.И., Коренков Б.Е., Кроль А.Я. *Реконструкция водоструйных эжекторов на турбинах К-300-240 ЛМЗ// Электрические станции.* – 1974. – № 2. – С. 43–49.

12. Ефимочкин Г.И., Коренков Б.Е. *Сравнительные испытания основных водоструйных эжекторов турбин К-300-240 ЛМЗ// Электрические станции.* – 1975. – № 2. – С. 21–23.

13. Васильев Ю.Н., Гладков Е.П. *Экспериментальное исследование вакуумного водовоздушного эжектора с многоствольным соплом// Лопаточные машины и струйные аппараты.* – М.: Машиностроение. – 1971. – Вып. 5. – С. 262–306.

14. А.с. 684162 СССР, МКИ F04F5/0. *Водоструйный эжектор / Г.И. Ефимочкин (СССР).* – №2597729/25–06; Заявлено 28.03.78; Оpubл. 05.09.79, Бюл. №33.

15. А.с.1483106 СССР, МКИ F04F5/02. *Эжектор / Е.К. Спиридонов, В.К. Темнов, А.П. Спиридонов, В.В. Шмаков, М.А. Чепкасов (СССР).* – №4170435/25–29; Заявлено 30.12.86; Оpubл. 30.05.89, Бюл. № 20.

16. Спиридонов Е.К. *Испытание водовоздушного струйного насоса ЮУрГУ в системах вакуумирования паровых турбин// Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение».* – 2005. – Вып. 6. – № 1(41). – С. 120–125.

17. А.с.1041766 СССР, МКИ F04F5/02. *Струйный аппарат / Я.С. Теплицкий П.Е. Коришонов, Г.М. Бахронова, Д.М. Горловский, О.С. Чехов (СССР).* – № 2883717/25-06; Заявлено 19.02.80; Оpubл. 15.09.83, Бюл. № 34.

18. А.с.985462 СССР, МКИ F04F5/04 *Жидкостногазовый эжектор/ Ю.Н. Васильев, Е.П. Гладков, Г.А. Горшкова (СССР).* – № 3324816/25-06; Заявлено 24.07.81; Оpubл. 30.12.82, Бюл. № 48.

19. А.с.681228 СССР, МКИ F04F5/04 *Жидкостногазовый эжектор/ Ю.Н. Васильев, Е.П. Гладков, Г.А. Горшкова (СССР).* – № 2394169/25-06; Заявлено 02.08.76; Оpubл. 25.08.79, Бюл. № 31.

20. А.с.1038618 СССР, МКИ F04F5/04 *Жидкостногазовый эжектор/ Ю.Н. Васильев, Е.П. Гладков, Г.А. Горшкова (СССР).* – № 3381175/25-06; Заявлено 08.01.82; Оpubл. 30.08.83, Бюл. № 32.

21. А.с.1386752 СССР, МКИ F04F5/04 *Эжектор/ И.И. Рошак, А.В. Городивский, П.В. Косяков, Л.В. Городивский (СССР).* – № 4133772/25-06; Заявлено 14.10.86; Оpubл. 07.04.88, Бюл. № 13.

22. А.с.1418498 СССР, МКИ F04F5/04 *Эжектор/ А.В. Городивский, А.В. Бакин, И.И. Рошак, П.В. Косяков, Л.В. Городивский (СССР).* – № 4154374/25-06; Заявлено 01.12.86; Оpubл. 23.08.88, Бюл. № 31.

23. Патент 2070670 РФ. МПК F04F5/02. *Жидкостногазовый эжектор/ Е.К. Спиридонов, А.В. Воронков (РФ).* – № 94026814/06. Заявлено 18.07.94. Оpubл. 20.12.96. Бюл. № 35.

24. Патент 2072454 РФ. МПК F04F/02. *Жидкостногазовый эжектор/ Е.К. Спиридонов, (РФ).* – № 94037902/06. Заявлено 22.09.94. Оpubл. 27.01.97. Бюл. № 13.

ТЕМПЕРАТУРНО-СИЛОВАЯ СОВМЕСТИМОСТЬ МАТЕРИАЛОВ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ ТИПА НШ

В.И. Барышев

Приведены результаты исследований критической температуры граничных слоев различных масел и влияние их на нагрузку заедания антифрикционных материалов подшипников скольжения насосов типа НШ. Подтверждена решающая роль универсального правила положительного градиента механических свойств, при выполнении которого реализуется внешнее трение. Установлено, что низкая несущая способность подшипников скольжения при низкой температуре обусловлена двугорбой эпюрой давления, существенно отличающейся от теоретической. Сделан акцент на возможность использования материалов исследований в конкретных конструкциях насосов и условиях их эксплуатации.

В обеспечении постоянно возрастающих требований потребителей к техническому уровню или качеству техники ее конструкция, материалы и технология практически равноценны и взаимозависимы. К общим тенденциям развития техники за счет повышения потребительских качеств относятся постоянное стремление увеличить производительность машин путем повышения их энергонасыщенности, что сопровождается, как правило, увеличением энергонапряженности узлов трения, и постоянное стремление повысить ресурс, т.е. износостойкость, этих же узлов.

Разрешение данного технического противоречия возможно, если найден определенный компромисс по условиям совместимости факторов, определяющих заданные показатели надежности узлов трения для установленных условий эксплуатации. Под совместимостью здесь следует понимать способность поверхностей трения и смазки приспособляться друг к другу в процессе трения движения, без повреждения поверхностей трения, приводящих к выходу из строя узла трения. К факторам, определяющим вид и характер трения и изнашивания, относятся физико-химические и геометрические характеристики поверхностей трения, смазывающая способность масел, контактные нагрузки, относительная скорость перемещения поверхностей трения, температуры, а также конструктивные особенности пар трения и системы смазки.

Поэтому проблема повышения надежности пар трения является многофункциональной. Относительно совместимости материалов она может решаться либо выбором или созданием более износостойких антифрикционных материалов для заданных конструкции узла, режимов нагружения и условий эксплуатации, либо выбором или созданием более эффективных по смазывающей способности масел для заданных конструкции, режимов и условий, либо путем оптимизации параметров трения и условий эксплуатации пар трения с последующей их регламентацией.

Дело в том, что общая закономерность трения и изнашивания в технике такова, что для всех материалов и смазок узлов трения существует диапазон нагрузок и скоростей, в котором трение и износ значительно ниже, чем вне его. Физическая основа этой закономерности – универсальное явление совместимости или структурной приспособляемости материалов узлов трения, сущность которых состоит в том, что при нормальном, а точнее оптимальном, механохимическом трении и изнашивании в зоне контакта материалов образуется диссипативная структура, обладающая свойствами минимального производства энтропии.

Этот диапазон может занимать различное место на шкалах нагрузок, скоростей или температур в зависимости от сочетаний материалов пар трения. Вне этого диапазона находятся, с одной стороны, область неустановившихся процессов трения, а с другой – область повреждаемости (адгезия → задир → схватывание → заедание или контактная усталость и др.).

Частным примером этой закономерности может служить кривая Герси–Штрибека. Основным активирующим фактором возникновения повреждения является упругопластическая деформация материалов пар трения, возникающая при трении. Пассивация трения и изнашивания определяется процессами адсорбции, диффузии и химических реакций на поверхностях и в деформируемых

Расчет и конструирование

объемах поверхностных слоев пар трения. Трение – процесс преобразования энергии, а закономерности этого преобразования определяются структурным состоянием материалов пары трения и его изменением [4]. В ходе этого изменения образуются новые вторичные структуры, представляющие новую фазу, спонтанно образующуюся при трении в результате взаимодействия материалов пар трения. Вторичные структуры обладают экстремальными фрикционными и прочностными свойствами, нормализующими трение и износ. Тонкие пленки вторичных структур по составу, строению и свойствам существенным образом отличаются от исходных материалов пар трения. Формирование вторичных структур, как и граничных слоев смазки, – термодинамический неизбежный процесс пассивации активированных трением поверхностных слоев пар трения. В определенных условиях возникающие вторичные структуры защищают, экранируют исходный материал от механической и физико-химической деструкции. Внешние механические и тепловые воздействия неизбежно приводят к разрушению экранирующих слоев, но эти же воздействия и сопровождающие процессы формирования обеспечивают и их регенерацию. В диапазоне нормального трения процессы образования и разрушения вторичных структур находятся в динамическом равновесии и автоматически регулируются. Вне диапазона нормального трения регенерация вторичных структур отстает от интенсивности их разрушения, в результате существенно возрастает работа сил трения и, как следствие, происходит нарушение температурного баланса зон трения, что и приводит к последующему повреждению поверхностей пар трения. В соответствии с первым законом термодинамики работа сил трения, являющаяся источником активации, в основном затрачивается на образование теплоты и частично запасается материалом пар трения. Основные составляющие пассивации: энергия, рассеиваемая парой трения, и энергия, поглощаемая при трении. Уровень эффективной активации определяется величиной энергии, поглощаемой парой трения. При пассивации решающей величиной, от которой зависит диапазон нагрузок при нормальном трении, является энергия, необходимая для образования вторичных структур на поверхностях трения. При этом существенное значение имеет способность пары трения рассеивать энергию в виде теплоты. В этой связи температура является основной мерой средней кинетической энергии материалов (тел) и, в частности, одним из параметров температурно-вязкостной характеристики смазок. Поэтому оптимизация температурного диапазона применения техники и температурно-вязкостного диапазона применения конкретных смазок в узлах трения этой техники, является необходимым условием надежной ее работы.

Так, к основным и наиболее общим проблемам надежности гидропривода мобильных машин относится оптимизация характеристик узлов трения и, в частности, подшипников скольжения насосов и масел.

Проблемы обусловлены особенностями эксплуатации данного вида техники, связанными с широким колебанием температуры окружающего воздуха, пусками гидропривода при низких температурах, резко переменной нагруженностью гидропривода, применением в качестве рабочей жидкости различных марок масел, представляющих сложившуюся в том или ином предприятии номенклатуру масел с учетом структуры парка машин, условий обеспечения, хранения и транспортировки.

В этих условиях для быстрого прогрева гидропривода при низких температурах обычно используют гидробаки малого объема. Так, отношение объема бака к подаче насоса обычно составляет от 0,3 до 1,5 в гидроприводах бульдозеров, скреперов, автокранов и части погрузчиков и от 0,5 до 2,5 – в гидроприводах экскаваторов. Естественно, что при летних температурах окружающего воздуха гидроприводы этих машин работают при высоких температурах рабочих жидкостей.

Вязкость масла продолжает оставаться показателем, характеризующим большинство его эксплуатационных свойств, определяющих утечки, трение и, в частности, несущую способность подшипников скольжения при гидродинамическом режиме смазки.

Требования и к вязкости и к смазывающей способности масел со стороны гидропривода, как правило, противоречивы. Поэтому одно из стандартных правил сводится к тому, что температурные пределы (диапазоны) применяемости конкретных марок рабочих жидкостей должен устанавливаться индивидуально для каждого гидропривода.

По этой причине обычно стандарт устанавливает лишь базовые, ориентировочные значения допустимых вязкостей и температур для типового гидропривода.

Так, в соответствии с ГОСТ 14892 «Машины, приборы и другие технологические изделия, предназначенные для эксплуатации в районах с холодным климатом» вязкость рабочей жидкости

при 50 °С должна быть не менее 10 мм²/с, а при минус 40 °С – не более 2300 мм²/с. Температура застывания не должна превышать минус 60 °С. Ориентировочные значения вязкости рабочей жидкости, определяющие нижний температурный предел ее применения и обеспечивающие минимально необходимую прокачиваемость насосов, не должны превышать 4500–5000 мм²/с; обеспечивающие устойчивую работу насосов при отрицательных температурах – 150–1400 мм²/с, а обеспечивающие гидродинамическую смазку пар трения и удовлетворительное значение коэффициента подачи (не менее 0,8) должны быть не ниже 16–18 мм²/с.

Действительные уровни минимально допустимой вязкости для насосов различных конструкций, рекомендуемые изготовителями, лежат в пределах от 10–12 до 16–20 мм²/с. Допускаемая для гидропривода максимальная вязкость обычно определяется всасывающей способностью или прокачиваемостью насосов.

В первом случае изготовители насосов обычно не рекомендуют применять жидкости с вязкостью больше 850–1000 мм²/с. Однако в реальной эксплуатации мобильных машин с гидроприводом при кратковременном пусковом режиме работы насоса и контроле давления эти границы иногда расширяют до 5000 мм²/с. Для минеральных масел вязкость 4000–5000 мм²/с обычно соответствует температурам, на 10–15° превышающим их температуру застывания.

Изготовителями, например, шестеренных насосов типа НШ минимальная вязкость рабочей жидкости рекомендуется равной 20 мм²/с, а максимально допустимая пусковая – 3000 мм²/с. Минимальная вязкость для насосов с металлофторопластовыми подшипниками – 10 мм²/с. При этом учитывается, что минимально допустимая вязкость может ограничиваться и предельно допустимой температурой конкретных марок рабочих жидкостей.

Так, при использовании в качестве рабочей жидкости моторных масел М10Г, минимальная вязкость ограничивается температурой 80 °С, а для масел МГ-30 и М-8Г – 50 °С. За оптимальную вязкость обычно принимается та, при которой достигается наилучший баланс между объемным и механическим КПД насоса при номинальной температуре рабочего режима. В большинстве случаев значения оптимальной вязкости близки к минимально допустимому ее значению и ориентировочно составляют, в зависимости от типа и режима работы насосов, от 20 до 60 мм²/с.

В зависимости от наличия смазки и характера ее участия в процессе работы подшипников скольжения различают несколько видов трения, общепринятой классификации которых, основанной на точных определениях и соответствующей современному состоянию науки о трении, не существует.

Так, классификацией Ахматова А.С. [1], основанной на молекулярной физике граничного трения, выделяются три вида трения: ювенильное, граничное и гидродинамическое, а также указывается на существование двух рубежных видов трения, соответствующих переходам от трения несмазанных поверхностей к граничному и от граничного трения к гидродинамическому.

В инженерной практике, например, широко используется следующая классификация видов трения: чистое, сухое, полусухое, граничное, полужидкостное, жидкостное.

Работа подшипников скольжения в гидродинамическом режиме трения не предъявляет особых требований к материалам подшипников, за исключением требований механической прочности, необходимой для восприятия нагрузок.

Однако наличие режима пуска и останова насосов, деформаций вала и втулки, отклонения при обработке и сборке, способствует возникновению режимов несовершенной смазки. Исходя из этого, к подшипникам скольжения обычно предъявляются и требования высокой антифрикционности, сопротивления изнашиванию, коррозии, стабильности свойств во времени и т.п., которые вместе с требованием прочности образуют комплекс служебных свойств материалов подшипников.

Сюда же следует отнести и такое свойство металла, как его поверхностная активность, зависящая от атомарного строения поверхности скольжения, ее ультра- и микроскопического строения. Значительная поверхностная активность, обусловленная силовым полем поверхности металла, способствует образованию на ней адсорбированного слоя полярно-активных соединений, содержащихся в смазке, способного значительно снижать коэффициент трения, предотвращать задиры и износ. Однако этот фактор и его влияние на процессы трения со смазкой требуют всегда дополнительного изучения.

В инженерной практике критериями работоспособности пар трения на режимах граничного или сухого трения, т.е. на режимах несовершенной смазки, являются предельные значения удель-

Расчет и конструирование

ной нагрузки $p_{пр}$, максимальной скорости скольжения V_{max} , максимальной температуры T_{max} или допустимые значения pV - или fpV -факторов. Основным физическим смыслом pV -фактора заключается в том, что он с учетом коэффициента трения f может соответствовать удельной мощности трения, определяющей тепловыделение и температуру в зоне трения, которая, как было уже отмечено, существенно влияет на фрикционные характеристики пары трения, потери на трение и интенсивность и характер изнашивания. Кроме того, предельные значения удельной нагрузки выбираются из соображений прочности и деформируемости материалов пары трения.

Различие конструкций и требований к узлам трения, методов исследований и экспериментального оборудования, субъективность в оценке полученных результатов, приводят к тому, что в справочной литературе для одного материала или материалов типовых пар трения приводятся различные значения (пределы) этих критериев. Отсюда следует, что если оценка работоспособности проектируемых узлов трения по справочным данным p, V и pV представляется весьма затруднительной, особенно в случае произвольно изменяющихся параметров режима работы оцениваемого узла трения, то pV или p вполне могут быть использованы в качестве сравнительной характеристики антифрикционных свойств и совместимости материалов при специализированном эксперименте. Такой эксперимент был проведен на подшипниках из бронзы Бр.ОЦС 5-5-5, алюминиевого сплава АМО-7-3 и наполненного фторопласта насосов НШ 1-2, 3 и 4 исполнения. Наряду с рядом серийных масел были испытаны и масла М-2ИХП и М-4ИХП, специально разработанные в свое время институтами НАТИ и ИХП (Азербайджан).

Масла М-2ИХП и М-4ИХП – рабочие жидкости вязкостью 25–30 мм²/с при 50 °С, с индексом вязкости ИВ – не менее 130 и пакетом присадок, обеспечивающих антиокислительные, антикоррозионные, противоизносные, противопенные и вязкостные свойства, оптимальные при их использовании в гидросистемах управления навесным оборудованием тяжелых промышленных тракторов Т-330 и т.п.

Испытания подшипников были проведены на установке типа «Альмен-Виланд».

В качестве испытываемого узла трения использовалась ведущая шестерня насоса НШ-32 и подготовленный к испытаниям подшипник того же насоса. Натурный подшипник разрезался на две половины, кроме того, уменьшалась длина несущей поверхности подшипника.

Уменьшение длины несущей поверхности подшипника было обусловлено конструктивными соображениями, поскольку поверхность подшипника была ограничена из-за дополнительной постановки на нее опорных радиальных подшипников, устанавливаемых в корпусе масляной ванны. Изменение длины подшипника естественно ведет к изменению несущей способности масляного слоя.

Существуют некоторые отличия и в работе подшипников полного и частичного охвата (в нашем случае угол охвата равен 180 °С), что связано с иным характером течения масла в зазоре и иной схемой питания последнего смазкой.

Однако граница применимости минерального масла определялась такой температурно-силовой нагруженностью подшипника, которая вызывает заедание, что происходит на режимах граничного или сухого трения, к которым гидродинамическая теория смазки не относится.

Использование подшипников половинного охвата позволяет значительно упростить узел нагружения подшипника, избежать нежелательного эффекта кромочных давлений, возникающих при испытаниях подшипника полного охвата, и снизить неизбежные погрешности при замере сил сопротивления.

Нагрузка на подшипник и момент трения контролировались с помощью тензометрии.

Замер температуры масла в зазоре осуществлялся шестью термопарами по три в каждом вкладыше и равномерно расположенными по окружности. Перемычка слоя металла между сплавом термопары и маслом составляла 0,5 мм.

Температура масла в ванне замерялась термопарой. Регистрация температур производилась потенциометрическим самописцем.

Определение предельно допустимых нагрузок на подшипник скольжения, вызывающих повреждение поверхностей трения (заедание) при использовании той или иной марки масла на заданных температурах, проводилось по методу ступенчатого нагружения в следующей последовательности.

В корпус масляной ванны устанавливался подшипник и в течение 15 мин производилась его обкатка без нагрузки при номинальной скорости вала. Затем к подшипнику скольжения с помощью узла нагружения прикладывалась ступенчато возрастающая радиальная нагрузка от 0 до нагрузки заедания. Разность между последовательными значениями (ступенями) средней удельной нагрузки на подшипник составляла 1 МПа. Продолжительность испытания на каждой ступени нагрузки определялась временем стабилизации температуры масляной пленки.

В процессе каждого опыта температура масла в ванне поддерживалась постоянной. Нагрузка заедания определялась по резкому возрастанию силы трения и температуры в зоне контакта.

Давление в гидроприводе, соответствующее удельным нагрузкам заедания p_3 , рассчитывалось по формуле, предложенной Т.М. Башта [3] для расчета величины равнодействующей радиальных сил, действующих на ведомую шестерню насоса, с учетом сил реакции от вращающего момента.

Гидродинамический расчет проводился с целью определения расчетной нагрузки, которая ведет к вступлению в контакт поверхностей скольжения при определенной температуре (вязкости) масла ($p_{кр}$).

Для схемы нагружения, используемой в экспериментальной установке, прогиб вала отсутствует.

Чистота обработки поверхностей скольжения для подшипников составляет 0,63, для вала – 0,16 R_A .

На рис. 1 представлены зависимости нагрузки заедания подшипников из бронзы Бр.ОЦС 5-5-5 с освинцованной и неосвинцованной поверхностью скольжения от температуры и марки масла, т.е. от вязкости и противозадирных или смазывающих свойств масел. Кривая 1 соответствует расчетным значениям $p_{кр}$. Согласно расчету зона, левее кривой 1, соответствует граничному, а зона правее – гидродинамическому режимам смазки подшипника.

Как следует из рисунка, широко используемый расчет параметров подшипника на основе гидродинамической теории смазки (по условию $h_{min} = h_{кр}$) может использоваться только в качестве приближенной оценки режима работы пары трения, так как позволяет определить лишь соотношение вязкости и нагрузок, соответствующее моменту начала контактирования поверхностей, а не моменту заедания, который в отличие от первого, зависит не только от вязкостно-температурной характеристик масла, но и от совокупности физико-химических свойств масел и материала подшипника.

К физико-химическим свойствам масел в первую очередь относится смазывающая способность, т.е. способность создавать на трущихся поверхностях тонкие адсорбированные слои смазки. Эффективность смазывающего действия масел против заедания или износа зависит не только от свойств легирующих его присадок, но и от физико-химических свойств трущихся поверхностей, определяющих совместно характер взаимодействия молекул смазки и трущихся поверхностей подшипника.

Тонкая поверхностная пленка масла ведет себя как многослойное кристаллическое образование высокой упругости, способное выдерживать без разрушения большие нормальные нагрузки. Модуль Юнга, например, для адсорбированных пленок обычно в 2 раза выше, чем для стали [1]. В тангенциальном направлении требуются весьма малые силы для разрушения адсорбированных

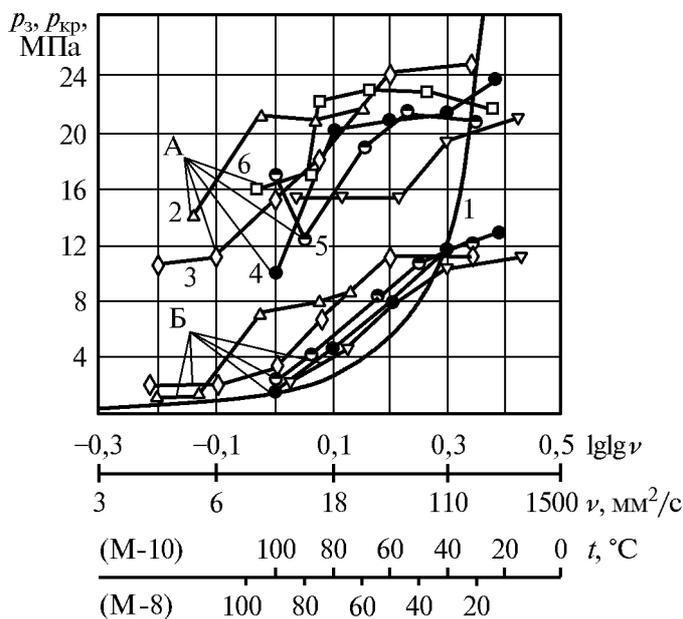


Рис. 1. Зависимость нагрузки заедания подшипника из бронзы Бр.ОЦС 5-5-5 от вязкости и марки масла. Поверхность трения: А – освинцованная, Б – неосвинцованная. Марки масла: 2 – М10Г₂; 3 – М8Г₂; 4 – М-8В₂; 5 – И-20А; 6 – И-12А

Расчет и конструирование

смазочных слоев. Эти свойства и обеспечивают эффективную смазку поверхностей при граничном трении.

Адсорбированный граничный слой на поверхностях трения разрушается при термических и механических воздействиях. При повышении температуры кинетическая энергия адсорбированных молекул возрастает и может превысить в отдельных зонах или на всей поверхности трения энергию их связи с поверхностью, в результате чего происходит десорбция молекул в жидкую фазу. Существует критическая температура, соответствующая температуре полной дезориентации граничного слоя масла, при которой смазка не способна защищать поверхности от непосредственного контакта. Так, например, если в диапазоне изменения температуры от 20° до 50° нагрузка заедания неосвинцованного подшипника из бронзы Бр.ОЦС 5-5-5 (втулка) и стали 18ХГТ (вал) снижается незначительно (до 10 %), то дальнейшее повышение температуры приводит практически к обратно пропорциональному снижению нагрузки заедания. Так, при повышении температуры с 50° до 80° нагрузка заедания снижается с 10–12 до 4–8 МПа, т.е. от 30 до 60 %. Критической температурой, в этом случае, выше которой дальнейшая дезориентация граничного слоя практически прекращается, является температура 100–110 °С.

Как показывают эксперименты, температурный фактор оказывает существенное влияние на изменение несущей способности подшипников скольжения. Применение масел с различной смазывающей способностью или степенью их легирования, позволяет изменить несущую способность указанных подшипников в пределах 30 %.

Существенным фактором повышения несущей способности подшипника скольжения является улучшение антифрикционных свойств материалов подшипника. Так, из результатов эксперимента следует, что использование освинцованных бронзовых втулок, например, позволяет не менее чем в 2 раза поднять нагрузку заедания при тех же температурах и маслах. При этом появляется возможность расширить и диапазон рабочих температур, повысив, в частности, для ряда масел его верхнюю границу с 50 до 80 °С.

Для освинцованного подшипника это связано с повышенной пластичностью поверхности скольжения по сравнению с неосвинцованным подшипником, а также с хорошей прирабатываемостью свинца.

В результате вступление в контакт поверхностей вала и втулки не приводит к резкому увеличению сил сопротивления и температуры масла, при которых начинается разложение граничной пленки.

Повышенные антифрикционные свойства освинцованной бронзы обусловлены и тем, что при контакте поверхностей втулки и вала подшипника, вызывающем резкое повышение температуры

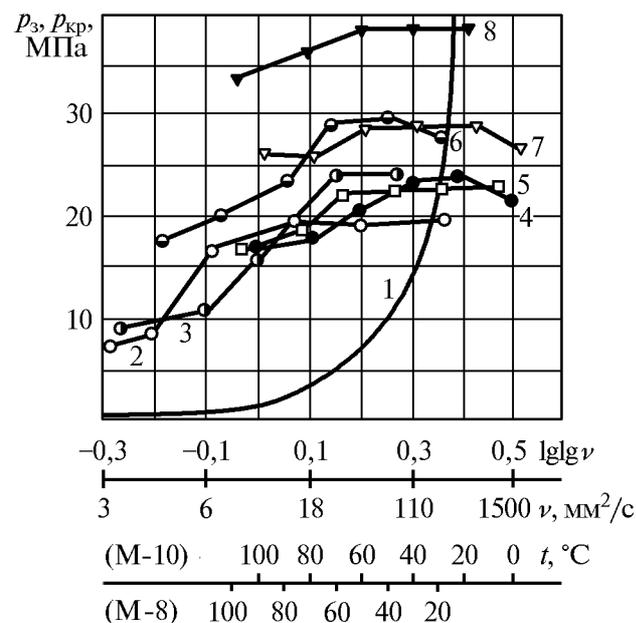


Рис. 2. Зависимость нагрузки заедания подшипника из сплава АМО-7-3 от вязкости и марки масла: 2 – И-12А; 3 – И-20А; 4 – М-8Г₂; 5 – М-10В₂; 6 – М-10Г₂; 7 – М-40ХП; 8 – М-2ИХП

в его зоне, происходит подплавление слоя свинца и его расплав становится смазкой, которая предупреждает сваривание поверхностей трения в зоне контакта. Данный принцип предупреждения сваривания поверхностей используется и при разработке подшипниковых сплавов на основе алюминия. Так, например, в сплаве АМО-7-3 используется олово, образующее слой на поверхности зерен основного металла, подплавление которого повышает нагрузки заедания подшипника.

Зависимости нагрузки заедания подшипников из сплава АМО-7-3 от температуры и марки масел представлены на рис. 2.

Применение данного сплава обеспечивает расширение с 60 до 80 °С температурного диапазона устойчивых значений нагрузки заедания подшипников при использовании большинства марок масла. Кроме того, сплав АМО-7-3 повышает и нагрузку заедания, при этом наиболее существенно на масле М-10Г₂.

Другим существенным фактором повышения несущей способности подшипников скольжения является создание для них специальных рабочих жидкостей с комплексом присадок, обладающих высокими противозадирными и противоизносными свойствами. Примером таких жидкостей является масло М-2ИХП.

Как следует из материалов испытаний, представленных на рис. 2, по своим противозадирным свойствам рабочая жидкость М-2ИХП превышает другие масла в 1,3–1,6 раза.

Исследованиями установлено, что имеется определенный уровень вязкости (около $200 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$), выше которого заедание вызывается нагрузками, при которых по расчету не должно происходить контакта трущихся поверхностей подшипника (точки, правее кривой 1). Это говорит, в частности, о том, что действующий метод расчета параметров подшипников скольжения на основе теории гидродинамической смазки имеет ограничения по его применению.

Одной из причин нарушения пропорциональности между несущей способностью и вязкостью может являться снижение расхода масла через зазор подшипника относительно расчетного значения (непрокачка масла) в результате возникновения пристенного скольжения, отсутствие которого принимается в качестве одного из допущений в уравнении Рейнольдса. В то же время для минеральных масел, способных образовывать на поверхностях трения граничный слой, наличие этого эффекта оказывается существенным и обусловлено более слабыми силами взаимодействия на границе раздела между граничным и гидродинамическими слоями. Поскольку снижение температуры и повышение вязкости минеральных масел, с одной стороны, стабилизирует граничный слой, а с другой, упорядочивает и гидродинамический слой, то можно считать, что и эффект пристенного скольжения будет значительнее при низких температурах.

Полученные при испытаниях значения удельных нагрузок, вызывающих заедание подшипника p_3 , в зависимости от вязкости масла на входе показаны на рис. 3.

На рис. 3. видно существенное снижение величины p_3 при температурах ниже минус 20°C , несмотря на увеличение вязкости смазки. Здесь же показана теоретические кривые 1 и 2 удельной нагрузки $p_{кр}$, вызывающей контакт микронеровностей вала и подшипника.

Расхождение фактических и расчетных результатов в несущей способности подшипников при низких температурах обусловлено уменьшением расхода масла через подшипник, т.е. его масляным голоданием за счет действия эффекта пристенного скольжения. Так, установлено, что при одной и той же нагрузке на подшипник и скорости вращения вала, по мере снижения температуры эпюра давления качественно меняется, превращаясь из традиционной для подшипников «одногогорбой» в «двугорбую» с резко выраженным провалом в зоне подшипника, несущей нагрузку (рис. 4). При удельной нагрузке на подшипник, близкой к p_3 , гидродинамическое давление в указанной зоне равно нулю, что свидетельствует о наличии в ней граничного трения. Причиной образования второго «горба» является, возможно, интенсивный разогрев масла в зоне граничного трения и «восстановление», начиная с этого участка, условия равенства скоростей жидкости и стенки на их границе.

Провал эпюры исчезает при повышении температуры и сохранении уровня нагрузки, поэтому учитывая относительно малые давления для металлических подшипников, считать в качестве при-

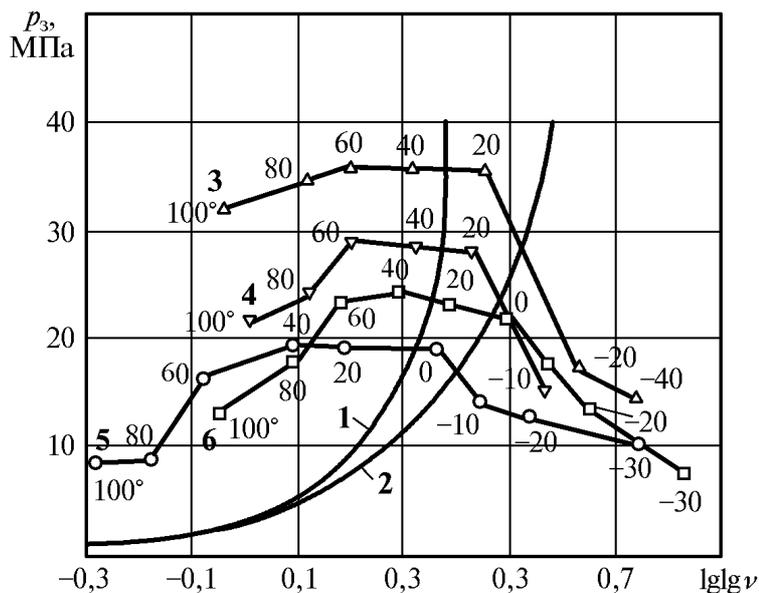


Рис. 3. Зависимость удельной нагрузки заедания и критической нагрузки подшипника от вязкости и марки масла: 1 – изотермическое и 2 – неизотермическое течение масла; 3 – М-2ИХП; 4 – М-4ИХП; 5 – М-8Г; 6 – И-12А

Расчет и конструирование

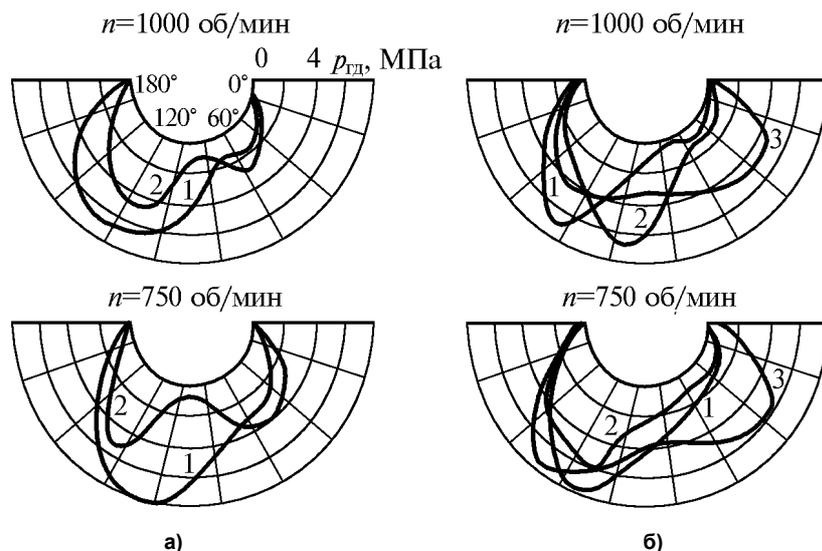


Рис. 4. Эпюры гидродинамического давления в статически нагруженном подшипнике при различной температуре масла на входе в подшипник: а – М-8Г2; б – М-2ИХП; 1 – $T = 0^\circ\text{C}$; 2 – $T = -20^\circ\text{C}$; 3 – $T = -40^\circ\text{C}$

вышения надежности подшипников насосов не всегда целесообразны.

В определенных условиях повышение надежности подшипников скольжения обеспечивается применением в них материалов нейтральных к смазывающим свойствам масел и, в частности, металлофторопластовых подшипников.

Исследование температурно-силового диапазона их применения были проведены на подшипниках половинчатого охвата из наполненного металлофторопласта марки ДИ фирмы «Глассер». Подшипники работали на цапфах шестерен насосов НШ-10 и НШ-32 на масле М-2ИХП.

Антифрикционные свойства подшипников оценивались по значениям коэффициента трения f .

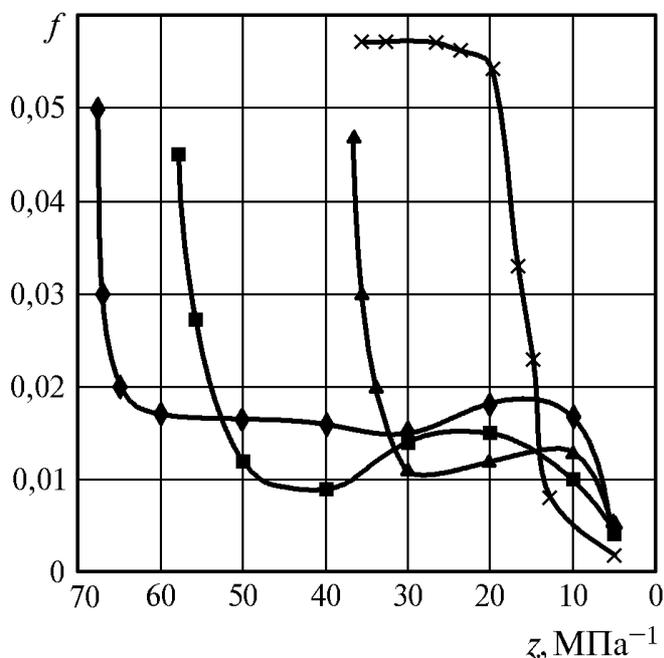


Рис. 5. Зависимость коэффициента трения подшипников от материала и нагрузки: 1, 2, 3 – металлофторопласт; 1 – $dn = 1,8 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$; 2 – $dn = 3,0 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$; 3 – $dn = 4,0 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$; 4 – сплав АМО-7-7, $dn = 3,0 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$

Дальнейший рост значения f левее зоны А связан с увеличением пропорционально нагрузке площади контакта трущихся поверхностей при полужидкостном режиме смазки. Последнее определяется в основном свойствами рабочей жидкости.

ны этого явления упругие контактные деформации поверхности подшипника, видимо, не приходится.

Следовательно, повышение надежности подшипников скольжения возможно путем экспериментального обоснования температурно-силовых диапазонов применимости в них различных марок масел или значительным сокращением номенклатуры допускаемых к использованию марок масел и, как предел, применением единого специального маловязкого и высоколегированного масла.

Однако практически и экономически такие пути по-

Исследованиями установлено, что характер изменения величины коэффициента трения f в зависимости от критерия режима нагружения $Z = \frac{\mu \cdot u}{p}$ соответствует

кривой Герси–Штрибека (рис. 5). Опыты проведены при постоянных значениях μ и u . Изменение коэффициента трения отражает переход одного вида трения в другой.

Так, в диапазоне нагрузок от 0 до 6 МПа при заданных условиях работы сохраняется гидродинамический режим трения (зона А).

Некоторое различие в величине минимального значения коэффициента трения ($f = 0,003-0,005$) и в характере его изменения при переходе с гидродинамического режима трения на полужидкостный обусловлено влиянием различных материалов трущихся поверхностей на образование слоя смазки, т.е. степенью их деформации и совместимости.

Для сплава АМО-7-3 зона граничного трения несколько шире и находится в пределах от 14 до 22 МПа, а переход от граничного к сухому трению резко обозначен некоторым снижением интенсивности роста f с увеличением нагрузки. Это объясняется тем, что при нагрузках около 20 МПа начинает оплавляться олово на границах алюминиевых зерен в сплаве, которое играет в этом случае роль смазки, что снижает силы трения и сдвигает в сторону более высоких нагрузок заедание подшипника ($p_3 = 28\text{--}25$ МПа). Для подшипников из металлофторопласта изменение коэффициента трения f при граничном и сухом трении характеризуется периодическим повышением и снижением его среднего значения, равного 0,015, более низкая величина которого, по сравнению с подшипниками из алюминиевого сплава, стабильность значения в широком диапазоне нагрузок и характер изменения вызваны рядом причин.

Так, более низкий модуль упругости данного пластимера по сравнению с металлами обуславливает увеличение площади фактического контакта и снижение контактных напряжений, а следовательно, и сил трения.

При дальнейшем нарушении тонкого слоя фторопласта в результате приработки или повышения нагрузки вал подшипника вступает в контакт со слоем пористой бронзы. Сила трения в этом случае возрастает, что приводит к повышению температуры в микрообъемах поверхностей трения. Ввиду более высокого, чем у металла, температурного коэффициента линейного расширения фторопласта, он увеличивает объем, выступает из пор, образованных частицами бронзы, оплавляется, течет и смазывает поверхность трения на этом участке. Происходит самовосстановление поверхностного слоя и сохранение высоких антифрикционных свойств.

При дальнейшем износе или пластической деформации подшипника, вызванных повышением нагрузки, продолжается вскрытие более плотных слоев пористой бронзы, наступает заедание, так как в этих слоях бронзы фторопласта уже недостаточно для смазки и надежного разделения трущихся поверхностей.

Исследования показывают, что с повышением скорости скольжения значения нагрузки заедания металлофторопластового подшипника пропорционально снижаются, так как в этом случае увеличивается работа трения и повышается температура, от которой в значительной степени зависят антифрикционные свойства полимеров.

Так, если при скоростном факторе $d \cdot n = 1,8 \cdot 10^4$ мм·мин⁻¹ нагрузка заедания соответствует 65 МПа, а при $d \cdot n = 3,0 \cdot 10^4$ мм·мин⁻¹ – 45 МПа, то при $d \cdot n = 4,0 \cdot 10^4$ мм·мин⁻¹ уже соответствует лишь 30 МПа.

Таким образом, проведенные исследования вновь подтверждают, что знание температурно-силовой совместимости материалов подшипников скольжения, представленной для практических целей в виде регламентированных температурно-силовых диапазонов применяемости различных марок масел в конкретных насосах позволит существенно повысить показатели их надежности.

Актуальность подобных исследований сегодня связана и с тем, что рынок насосов продолжает расширяться не только за счет наполнения ряда их рабочих объемов, но за счет миниатюрных насосов, высокая энергонасыщенность которых обеспечивается высокими показателями номинального давления и номинальной частоты вращения.

Литература

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963.
2. Матвеевский Р.М. Исследование температурной стойкости смазочных слоев при трении// Трение и износ. – 1980. – Т. I. – № 1.
3. Баишта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1971.
4. Костецкий Б.И. О роли вторичных структур в формировании механизмов трения, смазочного действия и изнашивания// Трение и износ. – 1980. – Т. I. – № 4.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АКСИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНЫХ ГИДРОМАШИН С НАКЛОННОЙ ШАЙБОЙ, ФОРСИРОВАННЫХ ПО ДАВЛЕНИЮ

Ю.М. Орлов

Рассмотрены некоторые особенности проектирования аксиально-плунжерных гидромашин с наклонной шайбой, самоустанавливающимся блоком цилиндров с опорой на валу, форсированных по давлению. Показано, что непременным условием обеспечения работоспособности таких гидромашин является оценка и уменьшение прогиба вала под действием статической составляющей поперечного усилия. Впервые рассмотрены условия вынужденного перемещения блоков цилиндров, работающих с плоским и со сферическим торцевыми распределительными золотниками. Рассмотрены особенности частотной отстройки ротора гидромашин от частоты возмущающей силы – динамической составляющей поперечного усилия.

Тенденция непрерывного увеличения рабочего давления объемных гидромашин, являющихся основными компонентами гидравлического привода, привела к появлению новых условий и новых требований, предъявляемых к их конструкции.

Рассмотрим эти особенности на примере аксиально-плунжерных гидромашин с наклонной шайбой с самоустанавливающимся блоком цилиндров с опорой на валу [1]. Рабочее давление таких гидромашин в настоящее время достигло значений $p_2 = 40 \div 45$ МПа. Увеличение рабочего давления на нагнетании объемных гидромашин вызывает значительное возрастание двух факторов:

- увеличивается суммарное усилие, действующее на плунжеры, находящиеся на стороне нагнетания, в том числе возрастает его статическая составляющая;
- значительно увеличивается динамическая составляющая указанного усилия за счет интенсификации динамических процессов на стороне нагнетания.

Указанные факторы приводят к увеличению тангенциальных составляющих

$$F_{Tk} = F_{pk} \operatorname{tg} \gamma_{ш} \quad (1)$$

и их равнодействующей, передающейся со стороны блока цилиндров на вал

$$F_{Tk\Sigma} = \sum_{k=1}^{z_2} F_{Tk}, \quad (2)$$

где $F_{pk} = p_2(t) \frac{\pi d_{п}^2}{4}$ – усилие, действующее на k -й плунжер;

$d_{п}$ – диаметр плунжера;

$p_2(t)$ – давление в полости цилиндра;

$\gamma_{ш}$ – угол наклона шайбы;

z_2 – число цилиндров, находящихся в зоне нагнетания.

Так как равнодействующая $F_{Tk\Sigma}$ содержит как статические, так и динамические составляющие усилий, действующих на плунжеры, то в общем случае она может быть представлена как сумма статических и динамических составляющих, т.е.

$$F_{Tk\Sigma} = F_{Tk\Sigma c} + F_{Tk\Sigma}(t), \quad (3)$$

где $F_{Tk\Sigma c}$ – статическая составляющая усилия;

$F_{Tk\Sigma}(t)$ – динамическая составляющая усилия.

Первая (статическая) составляющая вызывает нагружение вала гидромашин и его подшипников – опор, а вторая (динамическая) составляющая – вынужденные колебания вала и ротора гидромашин и дополнительные нагрузки на подшипники. Под действием статической состав-

ляющей поперечного усилия происходит прогиб вала, вызывающий перемещение передней части блока цилиндров, для которого вал является опорой. В результате перемещения блока цилиндров возможно раскрытие зазора между блоком и торцевым распределительным золотником и как следствие потеря работоспособности гидромашин. В таких условиях для оценки работоспособности гидромашин важнейшую роль приобретает определение деформации вала, а не напряжений, возникающих в его сечениях (как это принято в других отраслях машиностроения).

Вообще говоря, это положение справедливо для всех видов объемных гидромашин, имеющих кинематические пары аналогичного типа: пластинчатых, шестеренных и т.д.

Анализ конструкций аксиально-плунжерных гидромашин с наклонной шайбой отечественного и зарубежного производства позволяет выделить три схемы роторов, которые характеризуются применением различных типов подшипников. Наличие в качестве опор шариковых радиально-упорных подшипников, роликовых подшипников с короткими роликами (с учетом радиальных зазоров) и конических роликовых подшипников короткими роликами (с учетом радиальных зазоров), образующих кинематические пары 3 класса, (рис. 1а) дает возможность представить расчетную схему ротора в виде вращающейся балки на двух шарнирных опорах, показанных на рис. 1б. Обозначим эту схему цифрой I.

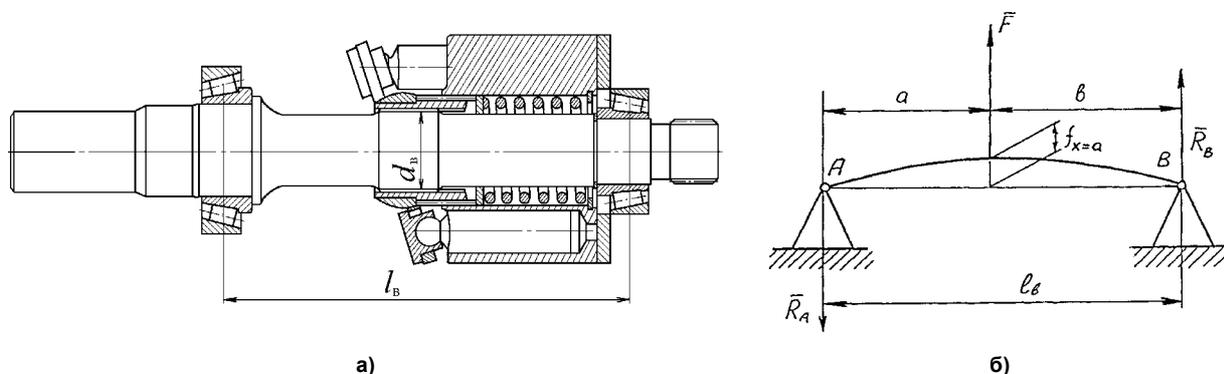


Рис. 1. Ротор аксиально-плунжерной гидромашин:
а – ротор аксиально-плунжерного насоса фирмы Sauer-Danfoss; б – расчетная схема I

Для второго основного вида роторов характерно применение в качестве опор роликовых подшипников с длинными роликами, игольчатых подшипников или удлиненных подшипников скольжения, образующих кинематические пары 4 класса (рис. 2а), что позволяет представить расчетную схему ротора в виде вращающейся балки на двух опорах в виде заделки, показанную на рис. 2б. Обозначим эту схему цифрой III.

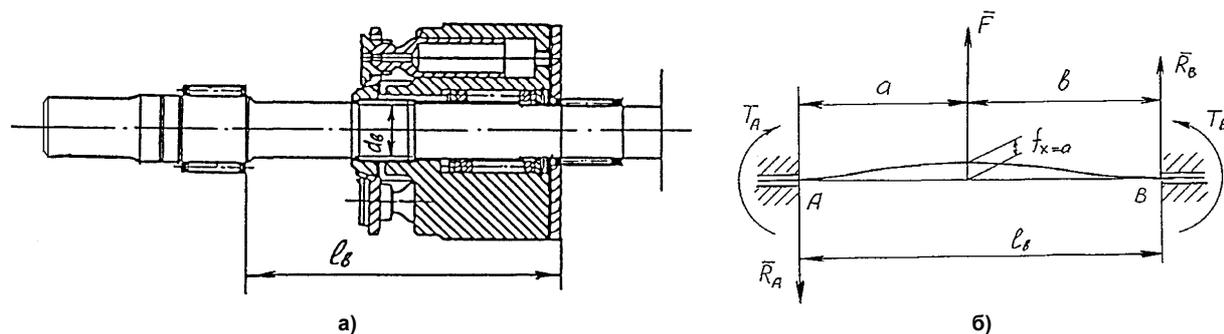


Рис. 2. Ротор аксиально-плунжерной гидромашин:
а – ротор аксиально-плунжерного насоса фирмы EATON; б – расчетная схема III

К промежуточным можно отнести вид роторов, в которых в качестве передней опоры применяется радиально-упорный шариковый подшипник или роликовый подшипник с короткими роликами, а в качестве задней опоры – роликовый подшипник с длинными роликами, игольчатый подшипник или удлиненный подшипник скольжения (рис. 3а). Расчетную схему можно представить в виде вращающейся балки на двух опорах: передняя является шарнирной, а задняя – заделкой (рис. 3б). Обозначим эту схему цифрой II.

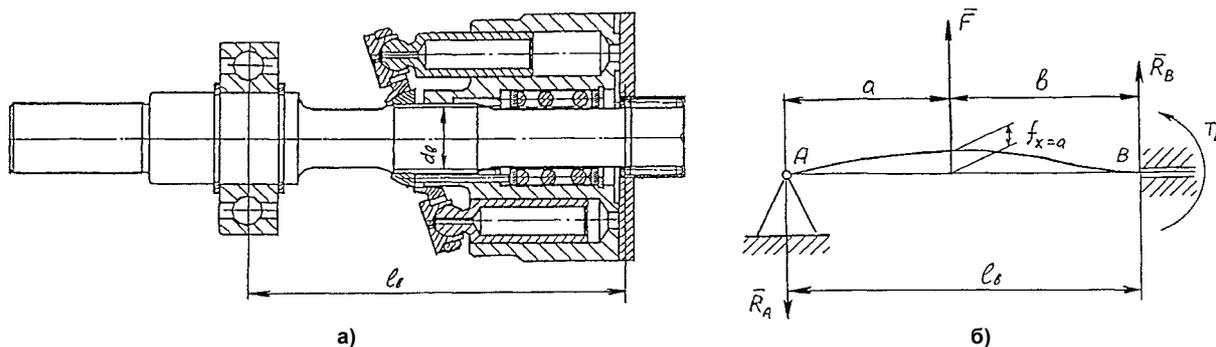


Рис. 3. Ротор аксиально-плунжерной гидромашин:
а – ротор аксиально-плунжерного насоса фирмы Bosch-Rexroth; б – расчетная схема II вала

Сравним расчетные значения прогиба вращающихся валов под действием поперечного усилия F , выполненных в соответствии с расчетными схемами I, II, III при условии равенства их геометрических размеров: $d_{\text{в}}$, $l_{\text{в}}$, a , b и при $a = b = \frac{l_{\text{в}}}{2}$.

Прогиб балки в сечении $x = a$ для всех трех схем определяется соотношением

$$f_{x=a} = \frac{F l_{\text{в}}^3}{JE} C_i, \text{ см}, \quad (4)$$

где F – поперечное усилие, кг;

$l_{\text{в}}$ – расчетная длина вала (расстояние между опорами), см;

E – модуль упругости материала, кг/см²;

$J = \frac{\pi}{64} d_{\text{в}}^4$ – момент инерции сечения вала, см⁴;

$d_{\text{в}}$ – диаметр вала, см;

C_i – расчетный коэффициент.

Значения расчетного коэффициента представлены в табл. 1.

Таблица 1

Схема вала	C_i	C_i/C_1
I	0,02	–
II	0,009	0,45
III	0,005	0,25

Из данных табл. 1 следует, что при равенстве геометрических размеров и одинаковых поперечных усилиях для роторов, выполненных по II схеме статический прогиб примерно в два раза меньше, чем для роторов, выполненных по I схеме, а для роторов, выполненных по III схеме – в четыре раза меньше.

Таким образом, применение в конструкции объемной роторной гидромашин конкретного вида ротора заранее определяет величину его статического прогиба под действием поперечного усилия F .

Из формулы (4) следует, что величина статического прогиба существенно зависит от двух конструктивных параметров: диаметра вала – $d_{\text{в}}$ и расстояния между опорами вала – $l_{\text{в}}$. По данным анализа конструкций современных аксиально-плунжерных гидромашин с наклонной шайбой с опорой блока цилиндров на валу относительные значения диаметра вала в районе шлицевого соединения составляет $d_{\text{в}}/d_{\text{п}} = 1,36 \div 1,9$, а расстояние между опорами $l_{\text{в}}/d_{\text{п}} = 7,47 \div 10,4$. Для всех рассмотренных гидромашин наблюдается увеличение диаметра вала и уменьшение расстояния между опорами при увеличении давления нагнетания p_2 .

Особенностью деформации вала – балки под действием поперечной силы для всех рассмотренных схем является равенство нулю угла наклона касательной к упругой линии балки в районе максимального прогиба, т.е. $\varphi_x = 0$ при $x = a$. Иначе говоря, участок балки в районе максимально-

го прогиба перемещается, сохраняя параллельность своей оси ее первоначальному (до деформации) положению.

Данное условие необходимо учитывать при обеспечении вынужденных перемещений блока цилиндров, для которого передней опорой является шлицевой участок вала, расположенный в зоне его максимального прогиба.

На вынужденные перемещения блока цилиндров существенное влияние оказывают одновременно передняя и задняя его опоры.

Задней опорой блока цилиндров является торцевой распределительный золотник, рабочая поверхность которого может быть плоской или сферической (рис. 4а, б). Пара блок цилиндров – поверхность распределительного золотника и в том и в другом случае принадлежит к 3-му классу, т.е. имеет три степени свободы и три связи – ограничения. Однако по виду степеней свободы и виду ограничений эти кинематические пары значительно отличаются друг от друга. Из шести степеней свободы: x, y, z – линейные перемещения вдоль соответствующих осей; $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ – угловые перемещения относительно осей. Плоская кинематическая пара (рис.4а) обладает свободными перемещениями: y, z , и φ_x , (на перемещения x, φ_y , и φ_z – наложены связи – ограничения), а сферическая пара (рис. 4б) – перемещениями $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ (на перемещения x, y и z – наложены связи – ограничения). Свободные перемещения торца блока цилиндров в районе распределительного золотника определяют перемещения блока в целом.

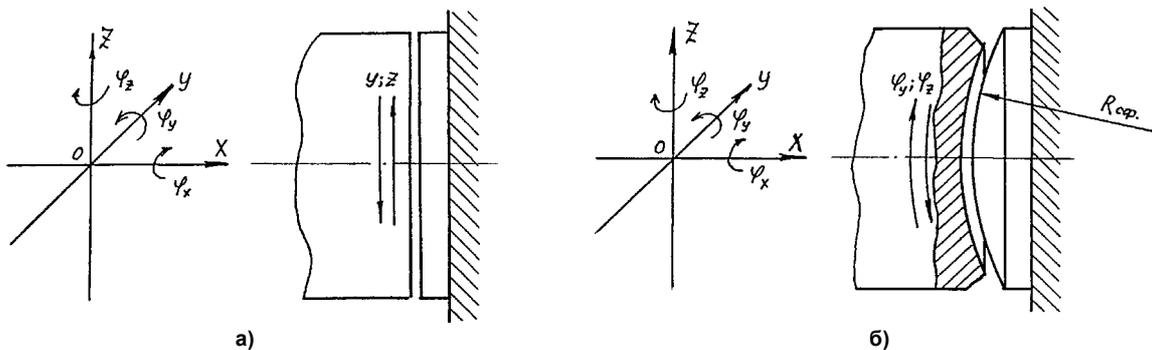


Рис. 4. Кинематическая пара «блок цилиндров – торцевой распределительный золотник»: а – плоская пара; б – сферическая пара

В первом случае, когда блок цилиндров опирается на плоский распределительный золотник, свободные перемещения блока в районах передней и задней опор совпадают. Поэтому отпадают какие-либо ограничения на вид центрирования шлицевого соединения «вал – блок цилиндров» – являющегося его передней опорой.

Во втором случае, когда блок цилиндров опирается на сферический распределительный золотник виды свободных перемещений блока в районах передней и задней опор получают различными.

Для исключения возможности заклинивания блока цилиндров появляется необходимость обеспечения его угловых перемещений в районе передней опоры. Последнее может быть выполнено за счет центрирования шлицевого соединения рассматриваемых элементов по внутреннему или по наружному диаметрам при уменьшении длины зубьев на одном из элементов. При этом, для облегчения угловых перемещений блока цилиндров возможно выполнение на валу шлиц бочкообразной формы.

Наличие динамической составляющей поперечного усилия $F_{Тк\Sigma}(t)$, ее зависимость от плунжерной частоты

$$f_{пл} = \frac{nz}{60}, \text{ Гц}, \tag{5}$$

где n – скорость вращения вала, об/мин;

z – число плунжеров и кратных этой частоте гармоник, выдвигает одно из важнейших требований к конструкции ротора гидромашин – обеспечение высокой частоты его собственных колебаний – для устранения вероятности резонансных и предрезонансных условий.

Расчет и конструирование

Частота собственных изгибных колебаний вала определяется соотношением [2]

$$f_{\text{соб}} = \frac{1}{2\pi} \frac{\lambda_k^2}{l_B^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho^*}}, \text{ Гц}, \quad (6)$$

где λ_k – коэффициент, зависящий от условий крепления балки-вала на опорах;

k – порядок колебаний;

ρ^* – масса единицы длины вала, кг·с²/см².

Преобразуем это соотношение, учитывая формулу для момента инерции сечения вала

$$J = \frac{\pi}{64} d_B^4, \text{ тогда}$$

$$f_{\text{соб}} = \frac{\lambda_k^2 d_B^2}{2\pi l_B^2} \sqrt{\frac{E\pi}{64\rho^*}}, \text{ Гц}, \quad (7)$$

или

$$f_{\text{соб}} = \frac{\lambda_k^2}{2\pi} \left(\frac{d_B}{l_B} \right)^2 \sqrt{\frac{E\pi}{64\rho^*}}, \text{ Гц}, \quad (8)$$

Из последней зависимости следует, что частота собственных колебаний вала существенно зависит от соотношения d_B/l_B и вида опор. По данным анализа конструкций современных аксиально-плунжерных гидромашин с наклонной шайбой с опорой блока цилиндров на валу соотношение d_B/l_B находится в пределах

$$d_B/l_B = 0,17 \div 0,2. \quad (9)$$

При увеличении давления нагнетания это соотношение увеличивается.

Наиболее сильное влияние на частоту собственных колебаний вала оказывает вид опор ротора, а точнее – вид подшипников.

Ниже в табл. 2 представлены значения коэффициента λ_k для трех рассмотренных выше расчетных схем валов (для трех гармоник $k=1; 2$ и 3).

Таблица 2

Вид опоры	Задний конец вала $x=l$	Шарнирная опора			Заделанная опора		
		1	2	3	1	2	3
Передний конец вала $x=0$	k	1	2	3	1	2	3
Шарнирная опора	λ_k	π	2π	3π	3,927	7,069	10,210
Заделанная опора	λ_k	–	–	–	4,730	7,853	10,996

Сравнение трех расчетных схем валов с учетом данных, представленных в таблице показывает, что при всех прочих равных условиях, в том числе при одном и том же значении d_B/l_B ; вторая схема (передняя шарнирная опора и задняя – заделанная) имеет частоту собственных колебаний по первой гармонике в полтора раза большую, чем первая, а третья схема (передняя и задняя заделанные опоры) – почти в три раза большую, чем первая. Необходимым условием нормальной конструкции ротора насоса является

$$f_{\text{соб1}} \gg f_{\text{вын1}}. \quad (10)$$

Если это условие не выполняется необходимо заменить общую конструктивную схему аксиально-плунжерной гидромашин на схему с самоустанавливающимся блоком цилиндров с опорой на корпусе.

Таким образом, при разработке и при проектировании аксиально-плунжерных гидромашин с наклонной шайбой с самоустанавливающимся блоком цилиндров с опорой на валу, форсированных по давлению, необходимо решение как минимум двух проблем:

– обеспечение работоспособности гидромашин за счет исключения раскрытия стыка между блоком цилиндров и торцевым распределительным золотником;

– частотная отстройка ротора гидромашин от частоты возмущающей силы (первая плунжерная гармоника).

Обе проблемы можно решить за счет:

- увеличения диаметра вала – d_b ;
- уменьшения расстояния между опорами – l_b ;
- выбора схемы ротора и вида опор, обеспечивающих минимальный статический прогиб и наивысшую частоту собственных колебаний.

Литература

1. Орлов Ю.М. *Авиационные объемные гидромашинны с золотниковым распределением.* – Пермь: Перм. гос. техн. ун-т., 1993. – 251 с.
2. *Справочник машиностроителя/ Под ред. С.В. Серенсена и Н.С. Ачеркана.* – М.: Машгиз, 1951. – Т. III. – 1098 с.

Контроль, испытания, эксплуатация

УДК 621.694; 621.527.4

ИСПЫТАНИЕ ВОДОВОЗДУШНОГО СТРУЙНОГО НАСОСА ЮУрГУ В СИСТЕМАХ ВАКУУМИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Е.К. Спиридонов

Приведены результаты испытания промышленного струйного насоса ЮУрГУ, которое включало исследование влияния конструкции соплового устройства на характеристики аппарата и сопоставление его эксплуатационных характеристик с таковыми заводских струйных аппаратов. Показано, что разработанные ЮУрГУ водоструйные насосы обладают производительностью по отсасываемому воздуху не ниже заводских струйных насосов и превосходят последние по таким важным показателям работы как расход воды и потребляемая мощность.

В настоящее время для отсоса воздуха из конденсаторов паровых турбин 300 и 800 МВт широко используют водовоздушные струйные насосы (эжекторы). Анализ их работы на основе экстремальных характеристик показал, что на многих тепловых электрических станциях (ТЭС) потенциальные возможности воздухоотсасывающих струйных насосов не исчерпаны. Изменением основных размеров и формы проточной части можно заметно повысить производительность аппаратов и уменьшить, тем самым, расходы воды и энергии на их работу [1]. В связи с этим кафедрой гидравлики и гидропневмосистем ЮУрГУ был выполнен цикл работ по созданию для существующих систем вакуумирования паротурбинных установок более совершенных струйных насосов. Наиболее обширные опытно-конструкторские работы проводились на Кармановской и Пермской ГРЭС.

Условия работы воздухоотсасывающих струйных насосов на разных ТЭС отличаются друг от друга. Это обусловлено различиями в составе насосного оборудования, особенностями в гидравлической и монтажной схемах систем вакуумирования. Поэтому исходные данные на разработку новых струйных насосов не являются одинаковыми для большинства ТЭС. На Кармановской ГРЭС струйные насосы разрабатывались при следующих исходных данных: давление питания $p_1 = 400$ кПа; массовый расход эжектируемого воздуха $m_2 = 25$ г/с = 90 кг/ч; давление всасывания p_2 при температуре воды $T_{жс} = 285$ К не должно превышать 3,5 кПа. На Пермской ГРЭС в качестве исходных данных были приняты следующие параметры: $p_1 = 440$ кПа; $m_2 = 30$ г/с = 108 кг/ч; при $T_{жс} = 285$ К давление $p_2 \leq 3,85$ кПа. Задача расчета и конструирования водовоздушных эжекторов состояла в выборе таких размеров и формы проточной части, при которых аппарат, удовлетворяя исходным данным, потребляет по сравнению со штатными эжекторами меньшие расходы воды и энергии.

Оптимальные размеры и форма проточной части определялись на основе теоретических положений оптимального синтеза жидкостногазовых струйных аппаратов, сформулированных в работах [1–3], а конструкция струйных насосов подробно описана в статье настоящего сборника [4] и защищена авторским свидетельством [5].

Конструктивная схема натуральных эжекторов представлена на рис.1, а их основные размеры в таблице 1, в которой основной геометрический параметр Ω равен отношению площадей живых сечений струй воды за сопловым устройством и смесительной камеры аппарата.

Таблица 1

Основные размеры струйных насосов конструкции ЮУрГУ

Наименование ТЭС	D , мм	L , мм	Ω
Кармановская ГРЭС	253	6500	0,178
Пермская ГРЭС	253	6200	0,201

Воздухоотсасывающие струйные насосы ЮУрГУ были изготовлены и испытаны на соответствующих ГРЭС. Испытания проводились при работе эжекторов на сухом воздухе в следующей последовательности. Закрывалась задвижка на трубопроводе отсоса паровоздушной смеси из конденсатора турбины и включался канал подвода сухого воздуха к эжектору из помещения турбинного цеха. Затем, с помощью задвижки в линии питания струйного насоса высоконапорной водой устанавливалось заданное давление p_1 перед ним. При постоянном давлении p_1 измерялись массовый расход воздуха m_2 , давление в приемной камере p_2 и за эжектором p_5 , температуры рабочей воды $T_{жс}$ и эжектируемого воздуха T_2 , барометрическое давление в помещении цеха p_B . Изменение расхода воздуха достигалось сменой расходомерных сопел, устанавливаемых в линии подвода воздуха и работающих с критическим перепадом давления. Причем каждое расходомерное сопло содержало одно плавнотсужающееся отверстие.

Величина массового расхода воздуха сквозь каждое расходомерное сопло рассчитывалось по формуле [6]

$$m_2 = \varphi \cdot \sqrt{k} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k+1)}} \cdot \frac{p_B}{\sqrt{R_2 \cdot T_2}} \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} = 0,301 \cdot \frac{p_B \cdot d_c^2}{\sqrt{T_2}}, \quad (1)$$

где φ – коэффициент скорости, для всех сопел $\varphi = 0,95$; d_c – диаметр выходного сечения расходомерного сопла; $k = 1,4$ и $R_2 = 287$ Дж/кг·К – показатель адиабаты и газовая постоянная воздуха.

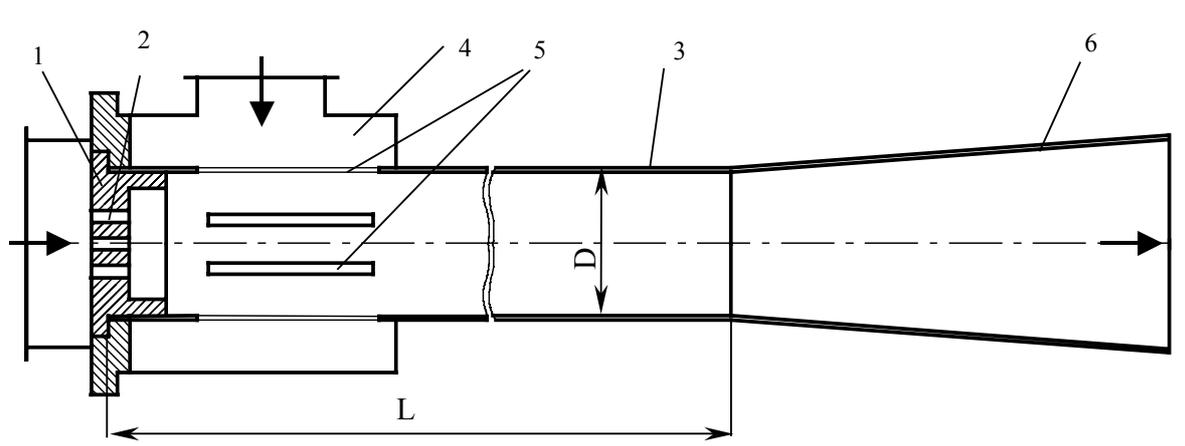


Рис. 1. Конструктивная схема струйного насоса: 1 – сопловое устройство; 2 – сопловой канал; 3 – камера смешения; 4 – камера приемная; 5 – радиальные прорезы (отверстия); 6 – диффузор

Массовый расход воды на струйный насос определялся по перепаду давления $(\bar{p}_1 - p_2)$ на сопловом устройстве. При известных размерах активных сопел расход воды

$$m_T = \varphi \cdot \rho_{жс} \cdot N \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\bar{p}_1 - p_2)}{\rho_{жс}}}. \quad (2)$$

Здесь $\rho_{жс} = 10^3$ кг/м³ – плотность воды; N – число струй формируемых сопловым устройством; d_0 – диаметр каждой струи воды; $\bar{p}_1 = p_1 + 0,5 \cdot \rho_{жс} \cdot v_1^2$ – полное давление потока воды перед сопловым устройством; v_1 – средняя скорость течения воды в подводящем трубопроводе.

При испытании натуральных эжекторов абсолютное давление в приемной камере p_2 измерялось на Кармановской ГРЭС ртутным баровакууметром, конструкции ВТИ, а на Пермской ГРЭС электронным цифровым прибором. Избыточное давление перед соплом и за эжектором замерялись образцовыми манометрами, абсолютное давление в помещении турбинного цеха p_B определялось с помощью барометра анероидного типа. Температуры воздуха в цехе T_2 и рабочей воды перед соплом аппарата $T_{жс}$ измерялись ртутными лабораторными термометрами с ценой де-

Контроль, испытания, эксплуатация

ления 0,1 °С. Перед испытаниями была произведена поверка всех приборов и устройств в цехах КИП и автоматики соответствующих ГРЭС.

В опытах исследовалось влияние числа сопловых отверстий и их расположения по плоскости соплового диска на характеристики струйного насоса ЮУрГУ. Испытания на Кармановской ГРЭС проводились с соплами, содержащими 17, 25, 31 и 37 отверстий, равномерно расположенных по концентрическим шестиугольникам. Дальнейшее увеличение числа струй ограничивалось минимально допустимым диаметром сопловых отверстий ($d_{оме} > 20$ мм). Характеристики эжектора ЮУрГУ при давлении питания $p_1 = (415...420)$ кПа и числе струй $N = 25, 31$ и 37, выражающие зависимость давления всасывания p_2 от массового расхода воздуха m_2 , приведены на рис. 2а. Видно, что с увеличением числа струй воды характеристика $p_2 = f(m_2)$ улучшается, т.е. при одном и том же давлении всасывания массовый расход эжектируемого воздуха возрастает. Наилучшие результаты в опытах на Кармановской ГРЭС были получены с соплом, содержащим 37 отверстий. На Пермской ГРЭС испытывались сопла с числом отверстий 37, 40, 41 и 45. Некоторые результаты испытаний представлены на рис. 2б, где показаны характеристики $p_2 = f(m_2)$ эжектора ЮУрГУ с тремя соплами, в каждом из которых отверстия располагались по концентрическим окружностям. Анализ кривых свидетельствует о том что и для условий работы на Пермской ГРЭС оптимальное количество отверстий в сопловом устройстве эжектора ЮУрГУ равно 37.

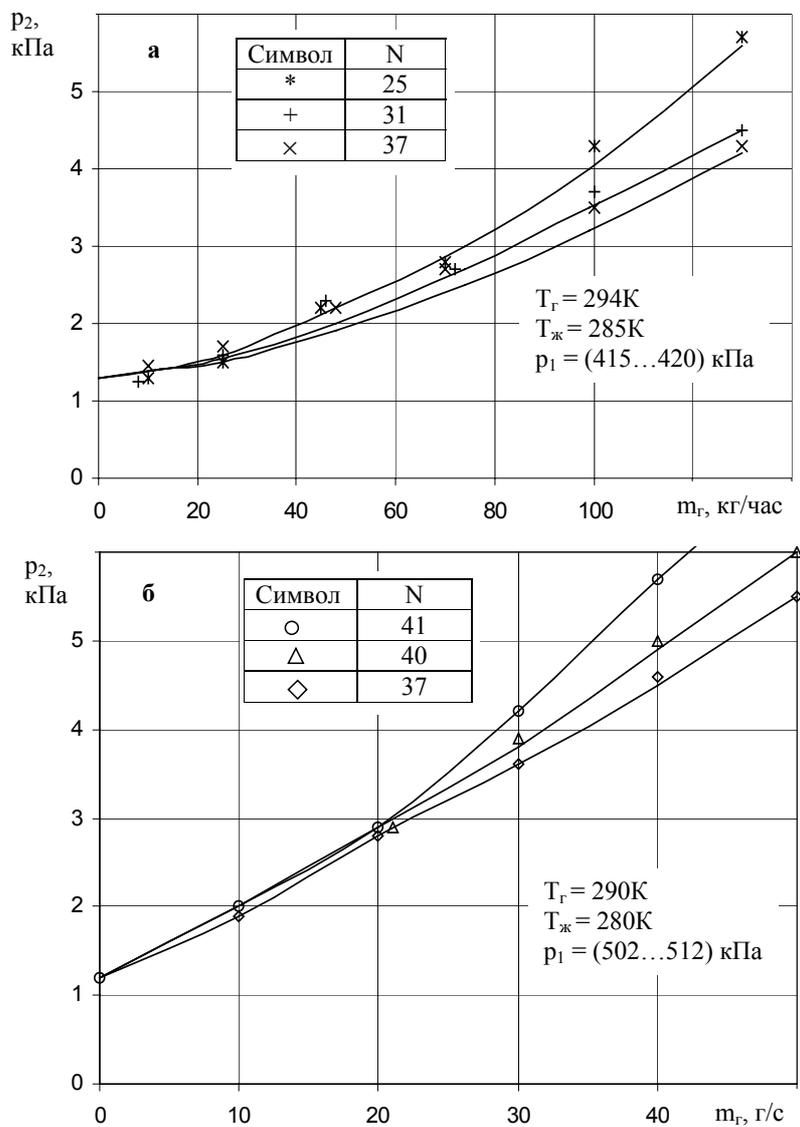


Рис. 2. К выбору оптимального соплового устройства для промышленного струйного насоса конструкции ЮУрГУ

Влияние расположения отверстий в сопловом диске на производительность (коэффициент эжекции) струйного насоса ЮУрГУ исследовалось в опытах на Пермской ГРЭС. Были испытаны сопла, в которых отверстия размещены по concentрическим квадратам, окружностям и шестиугольникам. Наиболее эффективным в рамках выполненных исследований оказалось сопло с равномерным расположением отверстий по concentрическим шестиугольникам. В опытах с таким расположением струй эжектор ЮУрГУ развивал при прочих равных условиях наибольшие коэффициенты эжекции и, следовательно, производительность.

Таким образом, натурными испытаниями установлено, что для условий Кармановской и Пермской ГРЭС оптимальным сопловым устройством эжектора ЮУрГУ является сопловый диск с равномерным расположением 36 отверстий по трем concentрическим шестиугольникам и одним отверстием в центре.

На рис. 3 показаны характеристики $p_2 = f(m_2)$ эжекторов ЮУрГУ с оптимальными соплами при нескольких абсолютных давлениях питания p_1 . Характеристики приведены к температуре рабочей воды $T_{ж} = 285$ К. Причем, на рис. 3а показаны характеристики струйного насоса, установленного на первом энергоблоке Кармановской ГРЭС, а на рис. 3б – струйного насоса, установленного на третьем энергоблоке Пермской ГРЭС. Там же воспроизведены аналогичные характеристики семиканальных эжекторов ЭВ-7-1000, которыми были укомплектованы паровые турбины мощностью 300 и 800 МВт [7,8].

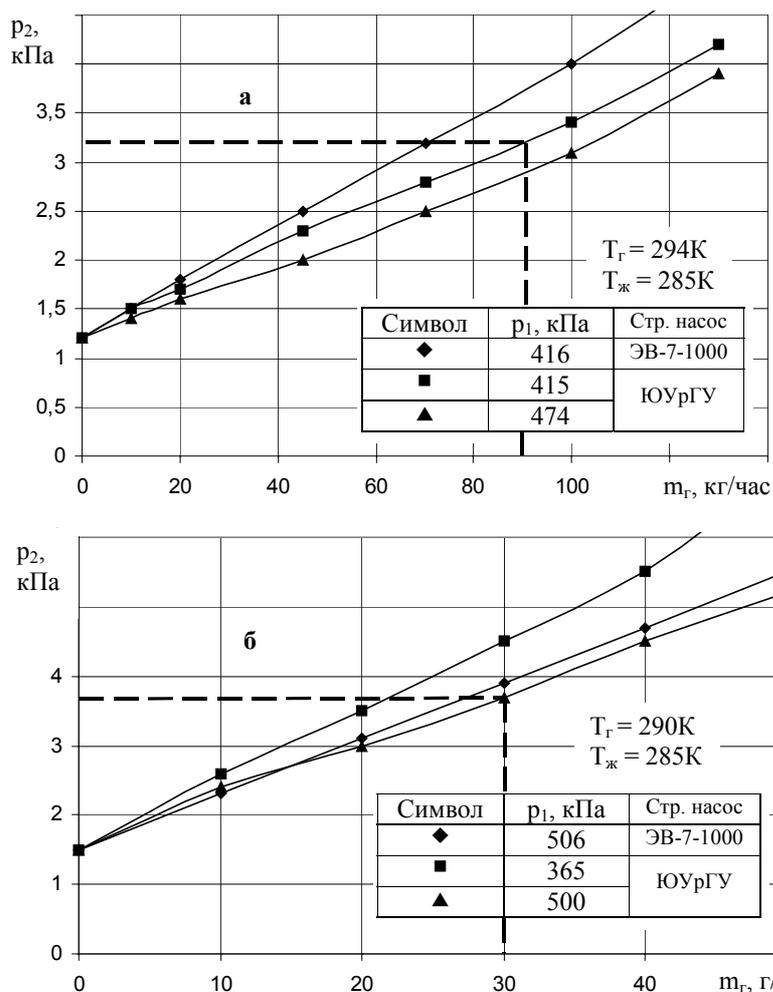


Рис. 3. Зависимость давления всасывания от массового расхода воздуха для струйных насосов ЮУрГУ и ЭВ-7-1000 по данным Кармановской (а) и Пермской (б) ГРЭС

Контроль, испытания, эксплуатация

Из графиков, представленных на рис. 3, видно, что общая тенденция возрастания давления всасывания p_2 с ростом присосов воздуха m_2 в вакуумную систему, характеризующая работу воздухоотсасывающих эжекторов, сохраняется и для струйного насоса ЮУрГУ. С увеличением давления питания p_1 характеристика $p_2 = f(m_2)$ становится более полой. Это свидетельствует об увеличении производительности аппарата по воздуху. Штриховыми линиями на рис. 3 отмечены режимы работы струйных насосов ЮУрГУ при расчетных расходах воздуха m_2 . Видно, что давления всасывания p_2 , создаваемые струйными насосами на этих режимах, не превышают величин 3,5 кПа и 3,85 кПа, указанных в техническом задании.

Сопоставление характеристик $p_2 = f(m_2)$ эжекторов ЭВ-7-1000 и эжекторов конструкции ЮУрГУ показывает, что последние при одинаковых давлениях питания $p_1 \geq 400$ кПа и массовых расходах воздуха m_2 обеспечивают более низкие давления всасывания p_2 ; и лишь на Пермской ГРЭС при абсолютном давлении рабочей воды $p_1 = 500$ кПа характеристики $p_2 = f(m_2)$ эжекторов ЮУрГУ и ЭВ-7-1000 практически совпадают. Такие результаты сравнительных испытаний свидетельствуют о том, что при $p_1 \geq 400$ кПа производительность по воздуху струйных насосов ЮУрГУ несколько выше, чем эжекторов ЭВ-7-1000, ибо при одних и тех же давлениях всасывания первые обеспечивают отсос большего количества воздуха, чем вторые.

На рис. 4 сравниваются потребляемые эжекторами расходы воды и энергии при различных абсолютных давлениях питания p_1 . Расходы воды определялись по формуле (2), а потребляемая мощность находилась из соотношения

$$N_{затр} = (p_1 - p_B) \cdot Q_{жс} / \eta_n,$$

в котором давление атмосферы p_B принималось равным 100 кПа, а условный КПД электронасосного агрегата $\eta_n = 0,8$. Сопоставляя кривые на рис. 4 видно, что эжекторы конструкции ЮУрГУ потребляют воды и энергии на (10...25)% меньше струйного аппарата ЭВ-7-1000.

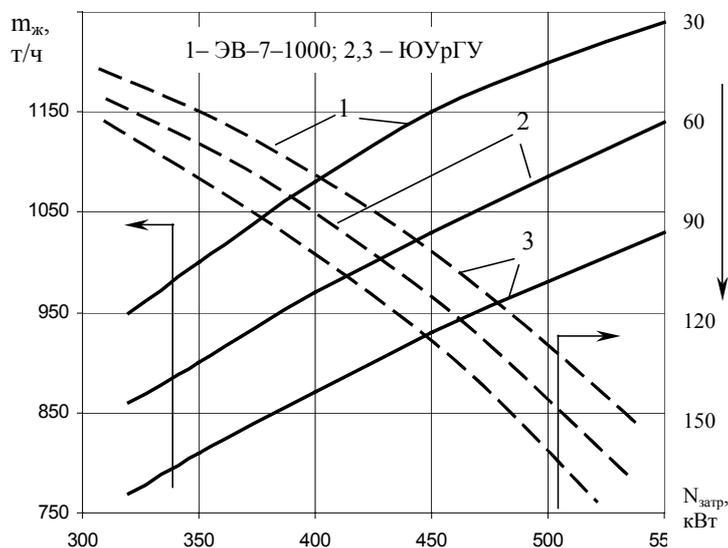


Рис. 4. Расходы воды и энергии на работу промышленных струйных насосов различной конструкции

На втором энергоблоке Кармановской ГРЭС были выполнены сравнительные испытания основных эжекторов различной конструкции по температуре выхлопа $t_{выхл}$ пара (конденсата). Для этого на действующем и нагруженном энергоблоке с двумя работающими основными эжекторами (2А и 2Б) последовательно отключали сначала эжектор ЮУрГУ (2Б), затем штатный (заводской) эжектор (2А) и следили за температурой конденсата. Сравнительная характеристика работы второго энергоблока с эжекторами различной конструкции приведена на рис. 5. Видно, что температура выхлопа при работе блока с заводским струйным насосом более чем на 3 °С выше,

чем при работе с аппаратом конструкции ЮУрГУ. Это свидетельствует о существенно большей производительности по воздуху струйного насоса ЮУрГУ по сравнению со штатным эжектором.

Таким образом, разработанные ЮУрГУ водовоздушные струйные насосы обладают производительностью по воздуху не ниже заводских струйных аппаратов и превосходят последние по таким важным показателям работы как расход воды, потребляемая мощность. В настоящее время все шесть энергоблоков Кармановской ГРЭС оснащены струйными насосами конструкции ЮУрГУ. Длительная эксплуатация эжекторов в промышленных условиях обнаружила их устойчивую работу и высокую надежность.

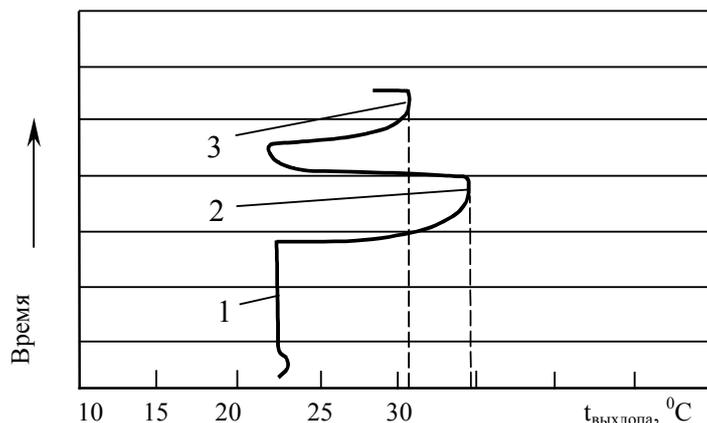


Рис. 5. Сравнительная характеристика работы энергоблока со струйными насосами различной конструкции: 1 – в работе струйные насосы штатный и ЮУрГУ; 2 – в работе штатный (заводской) струйный насос; 3 – в работе струйный насос ЮУрГУ

Литература

1. Спиридонов Е.К., Темнов В.К. Исследование экстремальных характеристик водовоздушного эжектора// Динамика пневмогидравлических систем: Тем. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧПИ, 1983. – С. 62–75.
2. Спиридонов Е.К. Теоретические положения оптимального синтеза жидкостногазовых струйных аппаратов и систем на их основе// Наука и технологии: Труды XXIII Российской школы. – М.: РАН, 2003. – С. 414–431.
3. Спиридонов Е.К. Энергетический анализ жидкостногазовых течений// Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – Выпуск 3. – №1(17). – С. 141–150.
4. Спиридонов Е.К. Конструкции жидкостногазовых струйных насосов. Состояние и перспективы// Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып.6. – № 1(41). – С. 94–104.
5. А.с. 1483106 СССР, МКИ F04F 5/02. Эжектор/ Е.К. Спиридонов, В.К. Темнов, А.П. Спиридонов, В.В. Шмаков, М.А. Чепкасов (СССР). – №4170435/25–29. Заявлено 30.12.86. Опубл. 30.05.89. Бюл. №20.
6. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика: Учебное пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.
7. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е изд. перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
8. Ефимочкин Г.И., Кореннов Б.Е. Сравнительные испытания основных водоструйных эжекторов турбин К–300–240 ЛМЗ// Электрические машины. – 1975. – №2. – С. 21–23.

АНАЛИЗ ИЗДЕРЖЕК ЗА ВРЕМЯ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА МОЩНОГО НАСОСА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ

Б. Брехт, У. Брунс, В. Кохановский, Ю. Шиль, П. Тиллак

Описываются составные части издержек в цикле жизни мощных питательных насосов электрических станций. Показано различие между единовременными и текущими издержками, причем последние занимают значительную часть в издержках полного жизненного цикла и доля этих издержек постоянно растет. На примере трех различных типов концевых уплотнений вала показано различие в стоимости жизненного цикла мощного центробежного насоса. Представлена таблица технических мероприятий, повышающих надежность насосного агрегата. Анализом составляющих стоимости жизненного цикла для двух насосов различной надежности (наработки до ремонта) показано, что закупочная цена насоса не может быть единственным критерием для его выбора.

Закон экономики гласит – неумно платить слишком много, но еще глупее платить слишком мало.

Когда вы платите много, вы теряете деньги, но не более.

Если же Вы, напротив, платите слишком мало, вы теряете все, так как купленный товар не может исполнять предназначенное ему задание.

Закон экономики запрещает покупать за малые деньги большую собственность. Если Вы все же приобретаете собственность по самой низкой цене, Вы должны рассчитать величину риска. И если Вы это делаете, Вы имеете достаточно средств, чтобы купить что-либо лучшее.

Джон Раскин, английский социал-реформатор, 1819–1900.

1. Введение

Мысль о том, что более дорогой продукт, но более высокого качества может быть при учете всех затрат за жизненный цикл продукта более дешев, как говорит цитата Джона Раскина, появилась два столетия назад. Уже тогда стало ясно, что издержки возникают не только при приобретении продукта, но и при использовании его за время жизненного цикла. В сообщениях VDI-Richtlinie 2235 от 1987 года также говорилось о полной стоимости продукта; это соответствует современным представлениям о понятии стоимости жизненного цикла.

К сожалению, до сих пор покупная цена часто является основным фактором, определяющим решение о приобретении того или иного изделия. Директива Союза немецких инженеров (VDI) уже много лет назад дала импульс для рассмотрения издержек цикла жизни. Однако этот аспект недостаточно учитывается при принятии решений, так как выпадающие доходы могут быть определены только при известном количестве и продолжительности аварийных простоев. Но как раз эта величина при рассмотрении цикла жизни по-прежнему остается неизвестной.

Конструкция устройства или механизма существенным образом влияет на стоимость или величину издержек жизненного цикла [1]. Ответственность изготовителя и его конструкторов не заканчивается поставкой оборудования, ответственность продолжает действовать все время, пока используется тот или иной продукт. Эта ответственность заставляет обращать внимание не только на совокупность затрат при изготовлении поставленного оборудования на предприятии-изготовителе, но и «прогнозировать» более поздние издержки, связанные с эксплуатацией оборудования. Тем не менее, это возможно только тогда, когда клиент оплачивает дополнительные издержки, необходимые для изменения конструкции.

2. Состав издержек жизненного цикла

Стоимость жизненного цикла складывается из различных составляющих, которые, кроме того, оказывают взаимное влияние друг на друга. В первом приближении все составляющие можно разделить на две части: первоначальные инвестиции и постоянные или текущие затраты (рис. 1).

Инвестиции можно представить как собственно стоимость насоса. Сюда же относится и периферия, то есть все необходимые агрегаты и трубопроводы. Издержки, связанные с дополнительными инвестициями в создание сооружений (речь идет о фундаментах или сложных сооружениях подвода и отвода жидкости), касаются в первую очередь насосов с вертикальной осью и/или насосов большой мощности. Всасывающая способность этих насосов определяет высоту установки и таким образом влияет на стоимость фундамента и, как следствие, всего сооружения.

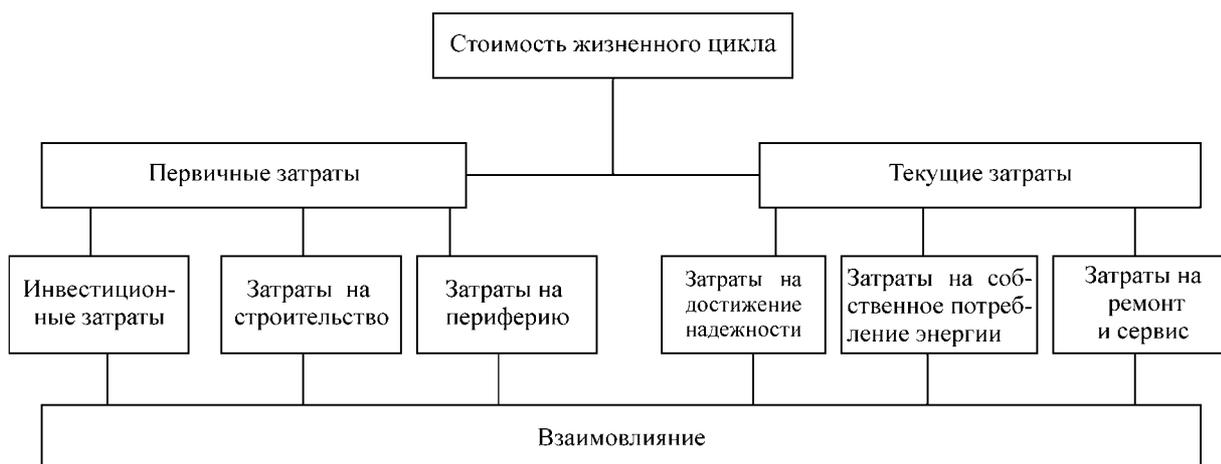


Рис. 1. Составляющие стоимости жизненного цикла [2]

Текущие издержки или издержки производства, содержат в первую очередь затраты на собственное электропотребление насоса и всех вспомогательных систем. Повышение уровня коэффициента полезного действия (КПД) дает прямую, непосредственную экономию. Второй важной составляющей текущих затрат являются затраты, связанные с недостаточной надежностью агрегата, которые выражаются в незапланированных, аварийных остановках и, как следствие, незапланированных затратах.

Понятно, что основные цели развития могут противоречить друг другу, так как решения определенной и конкретной задачи могут давать отрицательный эффект для другой задачи. Так, например, требования максимального КПД требует иного конструктивного решения, нежели требования максимальной надежности.

Во время либерализации энергетического рынка и цены на электрическую энергию предприятия изготовители устройств и предприятия эксплуатирующие эти устройства, а также предприятия поставщики систем и компонентов вынуждены обращать внимание на затраты и издержки производства. При этом изготовитель, прежде всего, заинтересован в снижении инвестиционных затрат. Предприятия, эксплуатирующие изделие, заинтересованы в первую очередь в снижении текущих издержек насколько это возможно. Для них особенно большое значение имеют затраты при аварийных остановках оборудования. Таким образом, запрограммированы конфликты интересов, которые могут быть оценены, в конечном счете, только при комплексном рассмотрении издержек.

Основным критерием при приобретении оборудования должны быть не только покупная цена, но и полные затраты при эксплуатации оборудования за время жизненного цикла. В следующих разделах будут рассмотрены основные составляющие стоимости жизненного цикла и их взаимодействие.

2.1. Коэффициент полезного действия

КПД влияет в основном на собственное потребление электрической энергии насосного агрегата и поэтому оказывает влияние в основном на текущие затраты. В следующем примере рассматривается только коэффициент полезного действия насоса, так как он имеет преобладающее

Контроль, испытания, эксплуатация

влияние на потребление электрической энергии. Различные потери определяют величину коэффициента полезного действия насоса (преимущественно гидравлические и механические потери). Для оценки потерь в щели между рабочим колесом и корпусом насоса (ступени) и соответственно рабочим колесом и направляющим аппаратом служит следующий пример: если в конструкции питательного насоса диаметральный зазор в щелевом уплотнении увеличен относительно штатного 0,5 мм до 0,7 мм, это означает что, коэффициент полезного действия снизился примерно на 1,35 %. При стоимости электроэнергии 1,5 цент/кВт·ч (только для собственных нужд) и при длительности работы 8000 часов в год на насосном агрегате мощностью 16 МВт потери составят 26 тысяч евро. Если рассматривать снижение коэффициента полезного действия не только как внутренние потери, но и пересчитать их с учетом недопоставленного количества электрической энергии, то предварительно указанная величина потерь возрастет еще больше.

2.2. Надежность

В соответствии со стандартом надежность A определяется в пределах заданного отрезка времени (например, 1 год) как достигнутый фактический интервал работы без дефектов по отношению к необходимой продолжительности работы в тот же период времени. При этом фактический срок службы сокращает требуемый срок работы агрегата на время простоя, вызванного выходом из строя. В соответствии с этой формулировкой имеем:

$$A = \frac{t_B}{t_{GA}}, \quad t_B = t_{GA} - t_U,$$

где t_B – фактическая длительность работы; t_{GA} – требуемая длительность работы; t_U – время простоя (выход из строя).

Для иллюстрации проведем сравнение двух энергоблоков с различными типами насосов. При этом будем использовать следующие параметры:

- требуемая продолжительность работы 8000 часов на агрегат;
- стоимость электрической энергии при продаже 5,6 цент/кВт·ч [3];
- мощность блока 800 МВт, схема питательной установки: $2 \times 50\%$, то есть при выходе из строя одного из насосов мощность энергоблока уменьшается на половину.

Таблица 1

Затраты потерь от простоя (округленно)

	Тип насосов 1	Тип насосов 2
Время аварийного простоя	20 часов (например, замена уплотнения)	120 часов (например, замена картриджа (проточной части))
Надежность одного насоса	99,8 %	98,5 %
Общие потери	896 тысяч евро	5380 тысяч евро

Это означает, что разница в 0,1 % параметра A (надежность – *Verfügbarkeit*) дает потери порядка 179 тысяч Евро на один агрегат, в тоже время различие в надежности в 1,3 % как показано в вышеприведенном примере дает потери в размере 4330 тысяч евро на один агрегат.

2.3. Строительно-монтажные издержки

Затраты на строительство и подготовку фундаментов не для всех типов насосов имеют определяющее значение. Так, практически для всех насосов с горизонтальной осью, существуют собственные фундаментные плиты, которые можно устанавливать на любой фундамент, если только этот фундамент сможет выдержать нагрузку.

Большее влияние на строительные издержки оказывают насосы с вертикальным расположением. Например, конденсатные насосы. Для них определяющим является всасывающая способность насоса, или величина (*NPSH*) *erf* – требуемая высота всасывания.

Безусловно, конструкцией входной камеры можно повлиять на входной поток и предотвратить в определенной степени образование нежелательной закрутки потока и вихря. В случае, если высота всасывания насоса может быть снижена благодаря изменению его конструкции, то это уже непосредственно влияет на стоимость готового сооружения, так как величина строительных затрат может быть существенно снижена. Однако эта зависимость здесь подробно рассматриваться не будет.

2.4. Инвестиционные затраты (включая периферию) на примере концевых уплотнений вала

В этом примере мы рассмотрим два различных типа концевых уплотнений и их влияние на инвестиции и затраты на дополнительное или вспомогательное оборудование. В нашем конкретном случае затраты непосредственно на уплотнения и вспомогательное оборудование находятся в тесной взаимосвязи и поэтому могут рассматриваться как стоимость на приобретение насосов.

Мы будем рассматривать только два типа уплотнений: торцовые уплотнения и уплотнения с плавающими кольцами. Оба эти типа уплотнений оптимальны не для всех случаев использования, но существует достаточное количество примеров, в которых оба типа уплотнений могут быть использованы. По крайней мере, до линейных окружных скоростей порядка 50 м/с могут использоваться торцовые уплотнения. Более высокие окружные скорости требуют использования только уплотнений с плавающими кольцами. Таким образом, до окружных скоростей порядка 50 м/с оба типа уплотнения могут использоваться и позволяют получить высокие уровни наработки на отказ.

Последующее рассмотрение предполагает, что речь идет о насосе, перекачивающем горячую среду. Исходя из этого, уплотнения могут иметь относительно высокую окружную скорость в уплотняемой зоне. Торцовые уплотнения требуют в качестве вспомогательного оборудования использование циркуляционной системы с холодильником и магнитным фильтром. В зависимости от способа водоподготовки питательной воды может требоваться дополнительно еще дозирующее устройство, которое обеспечивает оптимальные условия работы торцового уплотнения. Для уплотнений с плавающими кольцами требуется дозированная подача холодного конденсата для предотвращения парообразования в области дроссельных колец. Дополнительно требуется устройство, регулирующее впрыскивание необходимых объемов конденсата [5].

В качестве примера рассмотрим один из двух питательных насосов мощностью 16 МВт энергоблока мощностью 800 МВт. Сравнение расходов на приобретение уплотнений и вспомогательного оборудования приведено в табл. 2.

Таблица 2

Сумма инвестиций для трех различных конфигураций уплотнений (средние значения)

Тысяча DM\на насос	Торцовое уплотнение	Торцовое уплотнение с дозирующим устройством	Уплотнение с плавающими кольцами
Средние затраты на уплотнение (картридж)	10	10	10
Затраты на соответствующие дополнительные системы (холодильник, дозирующее устройство, устройство впрыска конденсата)	20	150	200
Сумма инвестиций	30	160	250

Система уплотнений с плавающими кольцами является самой дорогой по причине использования вместе с ними устройства впрыскивания конденсата и необходимой системы регулирования. Чистые затраты на инвестиции для торцовых уплотнений составляют лишь 12 % от соответствующей стоимости уплотнения с плавающими кольцами (с устройством дозирования – 64 %). Замечание: это представляет только часть от «инвестиций» в полном объеме стоимости жизненного цикла агрегата.

2.5. Затраты и взаимодействие составных частей

В качестве примера при рассмотрении затрат и их взаимовлияния за период жизни принята конструкция концевых уплотнений вала, рассмотренная выше. Этот пример не даст в конечном итоге всех взаимосвязей, описанных в параграфе, но позволит показать основные зависимости и влияние отдельных факторов. Вместе с тем, на этом примере можно наглядно показать влияние отдельных факторов и определенных мероприятий на издержки цикла жизни.

Использование торцовых уплотнений предъявляет определенные требования к качеству питательной воды. В работе [6] и других указывается связь между электропроводностью перекачиваемой среды и временем работы. Здесь указано, что для достижения высоких уровней наработки (до 40 000 часов) необходимо стремиться к максимально возможной электрической проводимо-

Контроль, испытания, эксплуатация

сти среды. Но, как известно, высокий уровень электропроводности означает высокий уровень pH-числа, который, в свою очередь, ограничен стойкостью трубопроводов парогенератора и конденсатора. Работа со значительно сниженным уровнем электропроводности приводит к раннему выходу из строя торцовых уплотнений, причем время наработки не превышает 7500 часов. С использованием дозирующих устройств можно ожидать увеличение времени наработки до 40 000 часов [6]. Для уплотнений с плавающими кольцами этой проблемы не существует. Отрицательными сторонами использования этих уплотнений является большие тепловые потери в результате протечек и достаточно высокие требования к впрыскиваемому конденсату.

Следующее рассмотрение относится к энергоблоку с двумя насосами 50 %-ной производительности. Мы исходили из того, что вероятность выхода насосов из строя одинакова.

Мощность энергоблока 800 МВт, конфигурация: 2 питательных насоса, каждый мощностью 16 МВт; рассматриваемый промежуток времени: 120 000 часов эксплуатации (это соответствует 15 годам при 8000 часов работы в год (требуемых)).

Выход из строя торцового уплотнения одного насоса:

– без дозирующего устройства – по истечении 7500 часов,

– с дозирующим устройством – по истечении 40 000 часов.

Время замены проточной части (время простоя насоса) – соответственно 20 часов.

Выход из строя уплотнений с плавающими кольцами равен нулю; тариф на электрическую энергию (продажу) 5,6 цент/кВт·ч [3].

Суммарные механические, электрические и тепловые потери [7]:

– торцовые уплотнения – 23 кВт на насос;

– уплотнения с плавающими кольцами – 205 кВт на насос;

– тариф на электроэнергию при внутренних потерях – 1,5 цент/кВт·ч.

Таблица 3

Сравнение стоимости жизненного цикла для трех конфигураций уплотнений (округленно)

Тысяч DM/2 насоса	Торцовые уплотнения	Торцовые уплотнения с дозирующим устройством	Уплотнения с плавающими кольцами
Энергетические потери	160	160	14800
Потери от снижения надежности	28500	5400	0
Первичные инвестиции, сравни с разделом 2.4	60	320	500
Замена уплотнений	300	80	0
Суммарные затраты за 15 лет	29020	5960	15300

При рассмотрении стоимости жизненного цикла с учетом названных условий простое торцовое уплотнение оказалось самым дорогим. Результат необходимо конечно же соотносить с затратами на инвестиции. В качестве решения проблемы предлагается оснащение уплотнений соответствующим дозирующим устройством. При этом, однако, необходимо иметь в виду, что устройство работает с малыми количествами дозируемой среды и поэтому чувствительно к различного рода дефектам. При этом дозируемая среда также чувствительна и не может храниться бесконечно долго [6]. Именно поэтому устройство дозирования не может быть рекомендовано для всех случаев эксплуатации уплотнений.

В качестве альтернативного варианта можно рассматривать использование уплотнений с плавающими кольцами. Общие затраты с учетом затрат жизненного цикла на уплотнения подобного типа не превышают половины от затрат на торцовое уплотнение без дозирующего устройства. Совершенно очевидно, что при рассмотрении всех составляющих затрат мы получим существенно другое решение, чем при чистом рассмотрении расходов на приобретение оборудования. Тем не менее, окончательное принятие решение должно быть индивидуальным, так как при этом должно быть учтено много параметров. Таким образом, в каждом отдельном случае принимается оптимальное решение.

3. Мероприятия, повышающие надежность

В разделе 2 показано, что доминирующим фактором, определяющим затраты, является надежность. Поэтому сейчас рассмотрим, какие возможности существуют для повышения надеж-

ности. Напомним: надежность это величина, определяющая длительность и число (частоту) незапланированных остановов, без учета времени плановых остановов, связанных, например, с ревизией оборудования.

В качестве отправного пункта для улучшения надежности можно рассматривать конструкцию концевых уплотнений вала. Исходя из этого, имеются причины, которые следуют из тепловой нагрузки насоса. При этом для начала условимся, что стационарная работа, как правило, никаких отрицательных воздействий на надежность насоса не оказывает.

Действующие на оборудование нагрузки определяют его состояние. Наиболее опасными являются переходные режимы, т.е. режимы изменения параметров работы, в том числе: нагружение или разгрузка, пуск или останов, вывод из эксплуатации, быстрое изменение нагрузки, температурный удар (например, холодный пуск), быстрое изменение градиента температуры. Нагрузки, которые испытывает при этом оборудование, бывают либо средние, либо пиковые и они особенно опасны [2].

Под влиянием этих условий эксплуатации насос подвергается особенно большим температурным напряжениям и температурным градиентам. Эти нагрузки приводят к задеваниям в уплотнениях, деформациям вала, деформациям корпуса, превышениям допустимого предела прочности [2].

Рассмотренные ниже примеры дают мероприятия для снижения числа выходов из строя или незапланированных остановов питательных насосов под влиянием описанных причин. Целью является снижение температурных градиентов или снижение их влияния. Понятно, что изготовитель насосов не в состоянии полностью отвечать за наличие или отсутствие отказов оборудования в работе. К примеру, изготовитель насоса не может нести ответственность, если требуемые параметры установки не могут быть получены из-за неудовлетворительной работы вспомогательного оборудования, например, дозирующих устройств или регуляторов. Увеличение надежности возможно только в случае выполнения всех необходимых мероприятий в комплексе и полном объеме. Это может происходить только в тесном сотрудничестве между изготовителем и эксплуатирующей организацией, а также с учетом всех специфических требований. Необходимой предпосылкой для успешной эксплуатации оборудования является комплекс мероприятий, определяемый ноу-хау изготовителя насосов [2].

3.1. Изменения конструкции насоса

3.1.1. Концевые уплотнения вала

На примере раздела 2.5 уже показано, каким образом концевые уплотнения совместно со средой или в зависимости от типа химической подготовки питательной воды оказывают влияние на надежность насоса. Также, как уже упоминалось, предпосылки могут отличаться от случая к случаю, поэтому решение может быть получено только при условии выполнения точных рамочных условий.

3.1.2. Уплотнительные кольца

Дефекты в уплотнениях проточной части в виде задиров, механического износа или задеваний (заклиниваний) могут быть получены при условии, что уплотнение выполнено с очень малым зазором или эксплуатируется в переходных или нестационарных режимах. Очевидное решение – увеличение зазоров уплотнения, не может быть принято, так как при этом возрастают объемные потери и ухудшается коэффициент полезного действия. В качестве возможного решения может быть предложено использование специального, оптимизированного для данного вида условий работы износостойкого материала. С использованием уплотнительных колец из этого материала можно реализовать очень малые рабочие зазоры уплотнений, так как материал особенно хорошо противостоит повреждениям при задеваниях.

Дополнительное профилирование уплотнительного кольца позволяет существенно снизить протечки через уплотнение при тех же зазорах. Получаемая прибавка или улучшение коэффициента полезного действия для различных материалов и профилей уплотнений приведена на рис. 2.

Как видно из рисунка использование износостойких материалов в любом случае дает ощутимый эффект особенно для колец с сотовым профилем. Исходя из этого, можно в настоящее время совместить требования высокого коэффициента полезного действия и надежной эксплуатации.

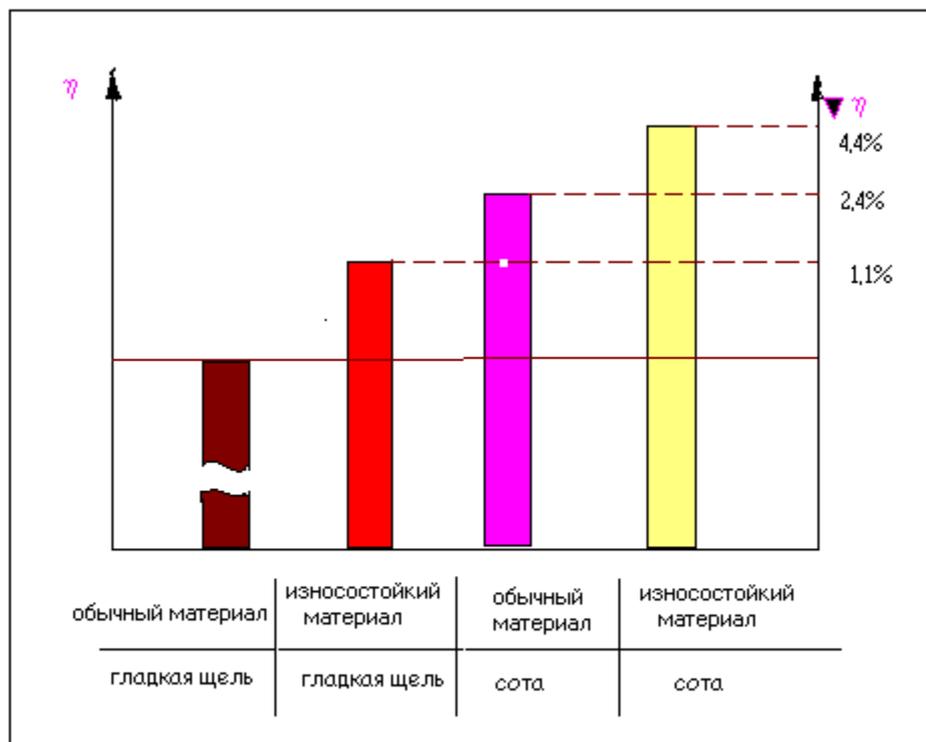


Рис. 2. Увеличение коэффициента полезного действия для различных типов уплотнительных колец

3.1.3. Изоляция

Для того, чтобы избежать деформации корпуса насоса в переходных режимах (см. параграф 3.2), может быть предложено очень простое решение. Полная или частичная изоляция корпуса насоса снижает температурное излучение и температурный перепад.

3.1.4. Анализ усталостной прочности (*Ermüdungsanalysen*)

Используя согласованные с потребителем циклы нагружения, а также расчеты пространственных моделей методом конечных элементов и результаты измерений работа, высоконагруженных элементов может быть существенно улучшена.

3.2. Мероприятия, которые можно реализовать во вспомогательном оборудовании насосов

3.2.1. Валоповорот

Деформация вала под действием температурного перепада есть эффект, который встречается при останове насоса. Влияние эффекта усиливается в том случае, если устройство охлаждения уплотнений остается не выключенным. Уже через 5–10 минут после остановки насоса разность температур становится максимальной. Вал может быть заклинен уже через одну минуту.

Такое состояние можно избежать в случае, когда валоповорот насоса вращается свободно без задержек, т.е. работает синхронно. Повышает надежность работы агрегата также высокооборотный валоповорот с частотой вращения более 160 об/мин. Получаемые при этом протечки горячего конденсата снижают разность температур, которая могла бы приводить к деформации вала, наружного корпуса или заклиниваниям насоса.

3.2.2. Трубопроводы

При условии высокой скорости снижения давления на входе в насос возможно образование паровых пузырей в потоке перекачиваемой жидкости, что может приводить к неравномерной ударной нагрузке на лопадки входной камеры. Посредством оптимизации расположения трубопроводов между деаэратором и входным патрубком насоса можно оказать влияние на всасывающую способность питательного насоса (рис. 3).

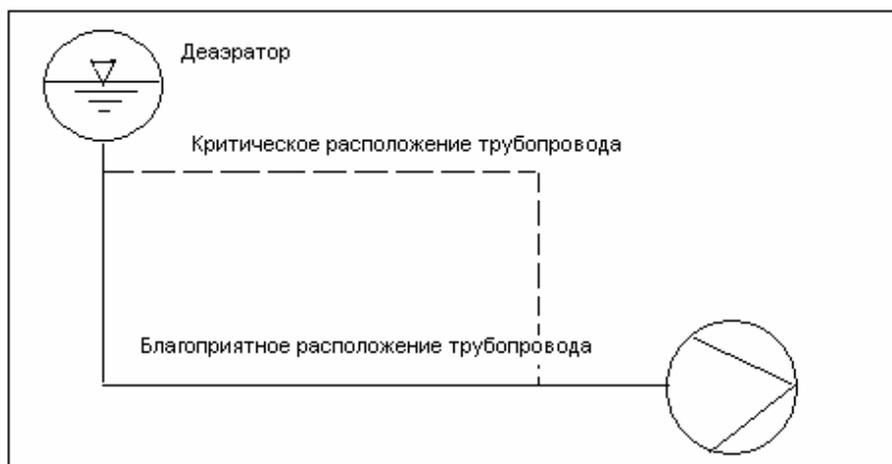


Рис. 3. Влияние трассировки входного трубопровода на парообразование

3.2.3. Прогрев

Если питательный насос поддерживается на уровне температуры питательной воды энергоблока, то говорят, что насос находится в горячем резерве и прогрет. При этом через проточную часть насоса пропускают горячую питательную воду, которая берется, например, из напорной линии, из деаэратора или специальной линии прогрева. Таким образом, можно добиться отсутствия перепада температур и, как следствие, отсутствия температурных напряжений.

3.3. Эксплуатационные мероприятия: обслуживание и диагностика

В работе [8] показано, что преимущественно переходные режимы приводят к дефектам и в конечном итоге к аварийным выходам из строя. Резервные и пусковые насосы, а также блочные насосы, не несущие базовой нагрузки, все они подвержены этим воздействиям. Как правило, они имеют относительно небольшое число часов работы, поэтому регулярной ревизии на этих насосах не проводят. Это может приводить к тому, что дефекты, которые при ранней диагностике могли бы быть замечены и устранены с малыми затратами, так и остаются не опознанными.

Из этого условия можно сформулировать требование о том, что насосы, которые находятся в работе лишь незначительное время, должны также обслуживаться регулярно [8]. Эти работы должны проводиться так же, как монтаж и пуск в эксплуатацию, специально обученным персоналом. Только таким образом можно гарантировать предусмотренную, оптимальную надежность оборудования.

4. Полное рассмотрение затрат жизненного цикла

В этом разделе будут рассмотрены различные факторы, составляющие затраты жизненного цикла, и проведено сравнение их величин. Здесь будет представлен сценарий влияния изменения составляющих затрат и их частей на общую стоимость жизненного цикла. Речь идет о двух типах насосов, один из которых более дорогой (продажная цена его выше) за счет инвестиций в исследования и конструкторские разработки, но имеющий более высокий КПД и большую надежность.

Стоимость жизненного цикла рассчитывается на период 15 лет (при годовой наработке 8000 часов), при этом рассматриваются все затраты, которые приводят к изменению начальных инвестиций. Рассмотрение затрат цикла жизни относится как и прежде к блоку 800 МВт, который имеет 2 питательных насоса мощностью 16 МВт. Дальнейшие предпосылки базируются на результатах долговременных испытаний и представлены в табл. 4 (для одного насоса). На рис. 4 представлены затраты цикла жизни для этого сценария.

Надежность 98,5 % означает незапланированные, аварийные простои не менее 120 часов (это примерно три с половиной недели) в год. Выход из строя насосов означает также, что не производится и электрическая энергия или для замещения выведенных мощностей должны работать два 40% резервных насосов.

Результаты рассмотрения стоимости жизненного цикла двух типов питательных насосов

Данные для одного насоса	Тип насоса 1 (Со специальными мероприятиями, повышающими надежность)	Тип насоса 2
Насос + периферия	1400 тысяч DM (20% дополнительные затраты на спецмероприятия)	1200 тысяч DM
Сервис, вкл. замену деталей	100 тысяч DM	
Дополнительные затраты на ремонт	–	50 тысяч DM
Повышенный КПД	+4,4% (см. пример в параграфе 3.1.2.)	–
Требуемая общая продолжительность работы	120 000 часов	
Надежность	99,8%	98,5%
Тариф электроэнергии на продажу	11,2 пф/кВт·ч [3]	
Тариф электроэнергии на собственные нужды	3 пф/кВт·ч	

Факторы – инвестиции, сервис и ремонт представлены увеличенными. Как видно из рисунка затраты в течение жизненного цикла преимущественно состоят из затрат на потребленную или невыработанную электрическую энергию и затрат или потерь, связанных с аварийным простоем.

Расходы на приобретение (стоимости капиталовложений), а также издержки на обслуживание и ремонт можно увидеть только в увеличенном виде. Затраты или потери, связанные с электрической энергией, определяются влиянием коэффициента полезного действия насоса. Вместе с тем, одним из основных факторов, определяющих затраты за период жизненного цикла, остается надежность насоса.

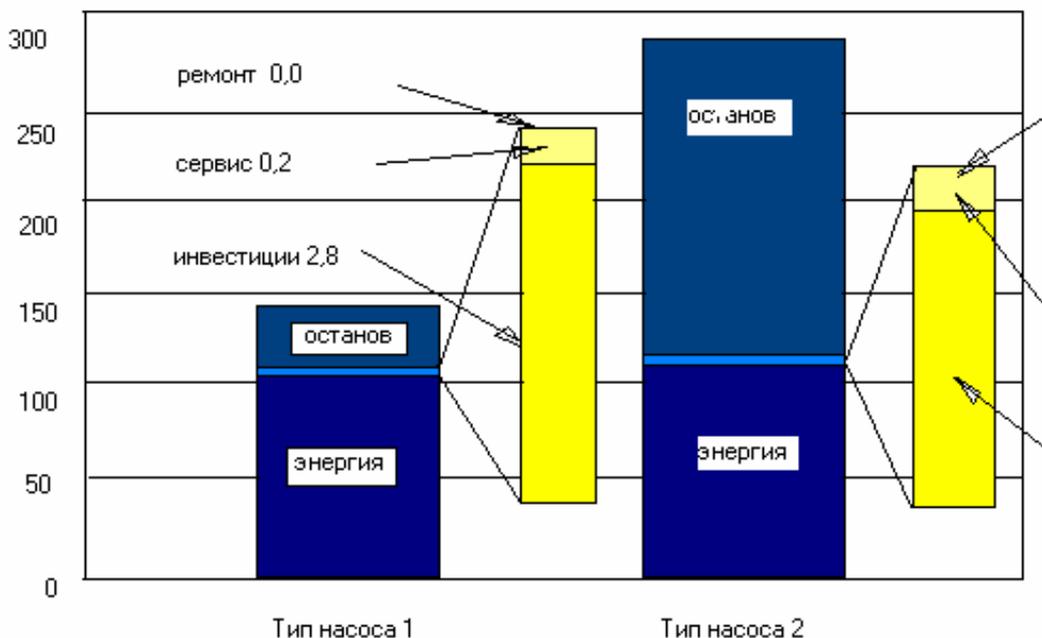


Рис. 4. Стоимость жизненного цикла, рассчитанная на 15 лет работы насосов из табл. 4

Заключительным выводом данного рассмотрения является вывод о том, что насосы должны быть выполнены надежными в эксплуатации. Любые инвестиции, вложенные в разработку насосов высокой надежности, оправдываются в эксплуатации (в нашем примере на электрической станции) за время работы многократно. Как показано выше более высокие расходы на приобретение насоса окупаются и дают большую экономию при эксплуатации. Надежность и высокий КПД положительно влияют на снижение затрат во время эксплуатации.

Однако, слишком сильное увеличение или оптимизация коэффициента полезного действия может легко стать непродуктивной, если это может привести к нарушению работоспособности насоса. Вместе с тем, высокий коэффициент полезного действия должен быть целью и по возможности необходимо стремиться к повышению КПД при одновременном достижении высокой надежности для снижения издержек, о которых говорилось выше. Как уже указывалось в части 3, на надежность можно влиять применением современных технологий, что, однако, отражается на стоимости капиталовложений.

5. Рассмотрение необходимых затрат

Рассмотрение всех издержек отчетливо указывает на то, что самым большим фактором, оказывающим влияние, являются издержки цикла жизни насоса. Это следует из того, что при выходе из строя питательного насоса простаивает весь энергоблок и те издержки, которые получает покупатель, многократно превосходят изначальные затраты.

В части 3 упоминались несколько мероприятий, которые определяют надежность эксплуатации и, вместе с тем, возможность работы насосов в переходных или нестационарных режимах эксплуатации и, кроме того, приводят к снижению затрат во время эксплуатации. При этом ясно, что эти мероприятия требуют начальных затрат не только для покупателя, но и производителя, который должен разработать необходимые конструктивные решения. Более высокие эксплуатационные качества требуют от изготовителя более сложных и, как следствие, более дорогих технологий, причем применение этих технологий равносильно более высоким инвестициям. В противоположность этому снижение цены приводит к снижению уровня качества и технологии, что автоматически ведет к увеличению инвестиций при эксплуатации насоса. В любом случае, мероприятия должны способствовать увеличению жизненного цикла и снижению его стоимости, а также должны дать возможность согласовать изготовителю и потребителю свои требования и оптимизировать их.

Кто извлекает пользу из низких издержек цикла жизни? Это, прежде всего, вкладчик капитала или тот, кто эксплуатирует приобретенную машину, в данном случае насос. Если покупатель принимает решение о том, что вложение инвестиций может окупиться за длительный период эксплуатации, то тогда можно предлагать соответствующие решения. Если клиент, напротив, настаивает на самом дешевом варианте, то он не может требовать одновременно незначительного уровня стоимости жизненного цикла.

Насосы, которые были предметом этих рассмотрений, являются как раз изделиями, рассчитанными на длительную эксплуатацию. Поэтому издержки эксплуатации в несколько раз превосходят стоимость насоса. Особенное значение в этом случае имеет процитированное в начале высказывание Джона Раскина: в короткий срок более высокая инвестиция выгодна, так как она экономит на долгий срок издержки для покупателя продукта!

Литература

1. *DI-Richtlinie 2235: Wirtschaftliche Entscheidungen beim Konstruieren*, VDI-Verlag, Düsseldorf.
2. *Brecht, B.: Betriebsverhalten von Kesselspeisepumpen großer Leistung unter transienten Betriebsbedingungen und deren Einfluss auf die Lebenszykluskosten, Vortrag Techn. Akademie Mannheim 1999.*
3. *Brennstoff Wärme Kraft, Ausgabe 03/2000.*
4. *DIN 40041, Dez. 1990.*
5. *Sturm, D.: Wellenabdichtungen an Kreiselpumpen, KSB-Seminar Pumpen und Armaturen in Kraftwerken.*
6. *Schill, J.: Wellenabdichtungen für Kesselspeisepumpen mit großen Antriebsleistungen, Vortrag Internationales Pumpenanwenderforum Karlsruhe 2000.*
7. *Dr. Ganter, M.: Vergleich des Leistungsbedarfs für eine Gleitringdichtung mit demjenigen für eine Schwimmringdichtung, KSB-Untersuchungsbericht 1999.*
8. *Weißer, H.: Erfahrungen mit Kesselspeisepumpen – Analyse von Schadensfällen, Sonderdruck aus «Der Maschinenschaden» 57 (1984), Heft 6, S. 217–223.*

О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СТУПЕНЕЙ НЕФТЯНЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСОВ

Н.В. Гусин, А.В. Трубин, Д.Ю. Мельников

Рассмотрены особые режимы работы центробежных ступеней нефтяных скважинных насосов, связанные со всплытием рабочего колеса и изменением напора, потребляемой мощности и КПД.

В нефтяных скважинных насосах широкое распространение получили ступени с так называемым осерадиальным лопаточным отводом и рабочим колесом (РК) центробежного или центробежно-вихревого типа (рис. 1). Поток из рабочего колеса 1, выходящий в зависимости от конструкции ступени в радиальном или близком к нему направлении, поворачивается в осевом направлении в узком кольцевом пространстве между РК и внутренней цилиндрической поверхностью направляющего аппарата 2 (НА) и далее поступает в радиальном направлении в НА, двигаясь от периферии к центру. Лопатки 3 НА подводят поток к РК следующей ступени в осевом направлении без закрутки, с положительной закруткой в сторону вращения РК, либо отрицательной против вращения РК. Последнее зависит от того, как развернуты выходные концы лопаток НА. Конструкция ступени позволяет выполнить РК с наибольшим наружным диаметром и обеспечить максимально возможный напор при ограниченных диаметральных габаритах с приемлемым уровнем К.П.Д. Большое количество ступеней в насосе, исчисляемое сотнями, практически исключает жесткое закрепление колес на валу в осевом направлении и они выполняются плавающими, с возможностью перемещения вдоль шпонки на величину технологического зазора δ , не превышающего обычно 1 мм. Осевые силы, действующие на РК, таким образом, не передаются на вал и воспринимаются в каждой ступени упором НА, по которому скользит упорная шайба 4 РК, выполненная, например, из текстолита или кевлара. Упор НА и шайба 4 одновременно являются контактным уплотнением для практически полного предотвращения перетечек жидкости с выхода РК на его вход. Ступени могут иметь дополнительную упорную шайбу 5, расположенную на втулке РК, либо в основном (верхнем) диске.

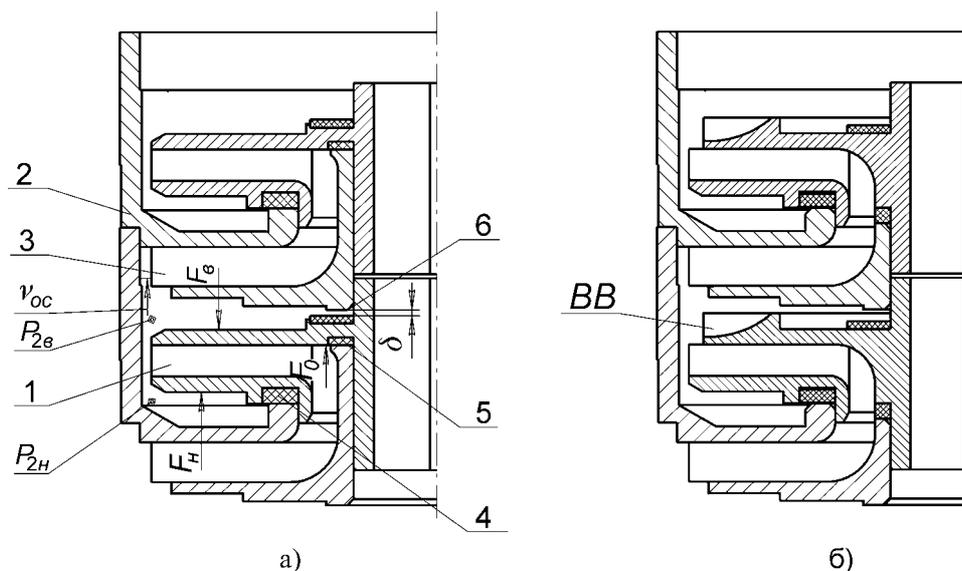


Рис. 1. Конструкции ступеней погружных нефтяных насосов с центробежными (а) и центробежно-вихревыми (б) рабочими колесами

В отличие от обычных центробежных ступеней, в рассматриваемых осевая сила, действующая на РК, может менять свой знак. По мере роста подачи РК всплывает, преодолевая собственный вес и силу трения по валу, вплоть до упора 6 на НА, т.е. перемещается вверх на величину

зазора δ . Как утверждается в [1], при всплытии скачкообразно снижается напор, К.П.Д. и резко повышается мощность. При уменьшении подачи от режима открытой задвижки РК может опуститься в нижнее положение и снова садиться на упор НА, но этот момент наступает уже при другой, меньшей подаче, чем подача, когда произошло всплытие. Однако, как показывают стендовые испытания насосов и экспериментальные исследования работы отдельных ступеней, описанный в [1] процесс всплытия не везде реализуется в таком виде.

На рис. 2 представлена рабочая характеристика центробежно-вихревого насоса, состоящего из 118 ступеней, полученная при испытаниях на горизонтальном стенде. На ней ясно виден разный ход напорной кривой, когда подача увеличивалась, т.е. от закрытой задвижки, и когда подача уменьшалась, от открытой задвижки. Максимальная разница в напорах в петле гистерезиса достигает 9,5%, соответственно понизился и К.П.Д. Однако скачкообразное снижение напора отсутствует, а резкого повышения потребляемой мощности нет вообще.

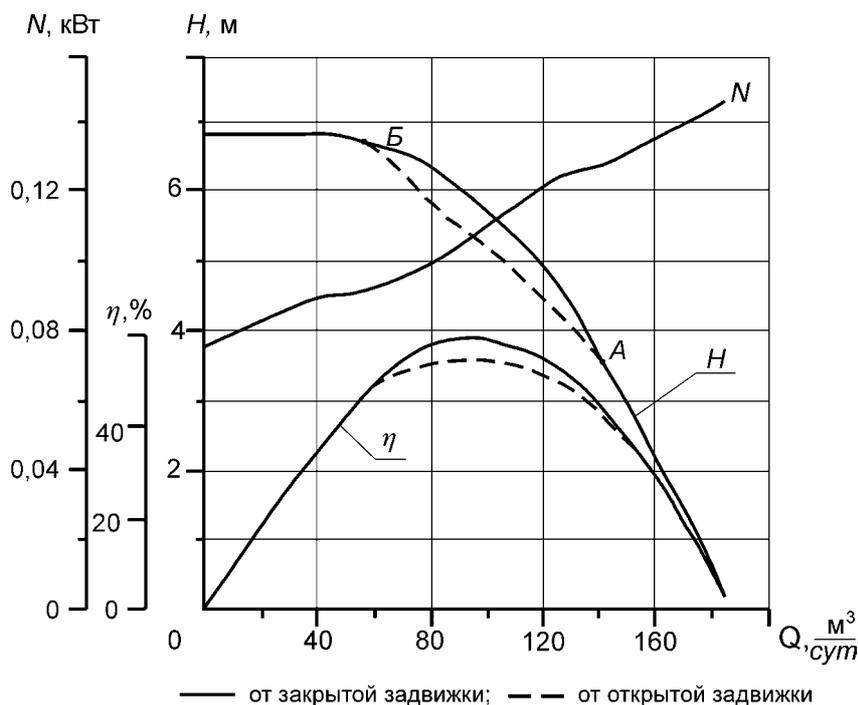


Рис. 2. Рабочая характеристика центробежно-вихревой ступени с гистерезисом по напору и КПД

На рис. 3 показана рабочая характеристика центробежно-вихревой ступени, снятая на одноступенчатом горизонтальном стенде. По напорной кривой можно видеть, что изменения напора в зависимости от того, увеличивалась подача или уменьшалась, нет. Соответственно нельзя говорить и о всплытии РК. Однако наблюдается гистерезис потребляемой мощности: при уменьшении подачи от открытой задвижки она заметно ниже. Снижение мощности наблюдалось и при других экспериментах, так же как и отсутствие изменений при ходе напорной кривой. По-иному, чем описано в [1], может происходить всплытие РК и в чисто центробежных ступенях.

Наблюдения, проведенные при работе ступеней с прозрачной цилиндрической вставкой на вертикальном стенде показали, что всплытие РК происходит при подаче, соответствующей точке A на рис. 2. Правее этой точки при увеличении подачи ступень работает со всплывшим РК, левее — находящимся на упоре. При снижении подачи от открытой задвижки напорная кривая левее точки A идет ниже. Возврат РК на упор совершается в точке B , при этом образуется петля из напорных кривых, напоминающая петлю гистерезиса при намагничивании и размагничивании магнитной стали. Причина образования такой петли в том, что всплывшее РК из-за наличия перетечек не может развить такой же напор, как при их отсутствии.

На основании результатов, приведенных на рис. 3, можно сделать заключение, что возможны устойчивые режимы работы без образования петли гистерезиса. Такие режимы, по-видимому, соответствуют минимальной осевой силе, которая обеспечивает минимальный контакт шайбы 4 с

Контроль, испытания, эксплуатация

упором НА и отсутствие перетечек даже при уменьшении подачи от режима открытой задвижки. При этом уменьшается трение шайбы 4 и снижается потребляемая мощность, образуя свою петлю гистерезиса.

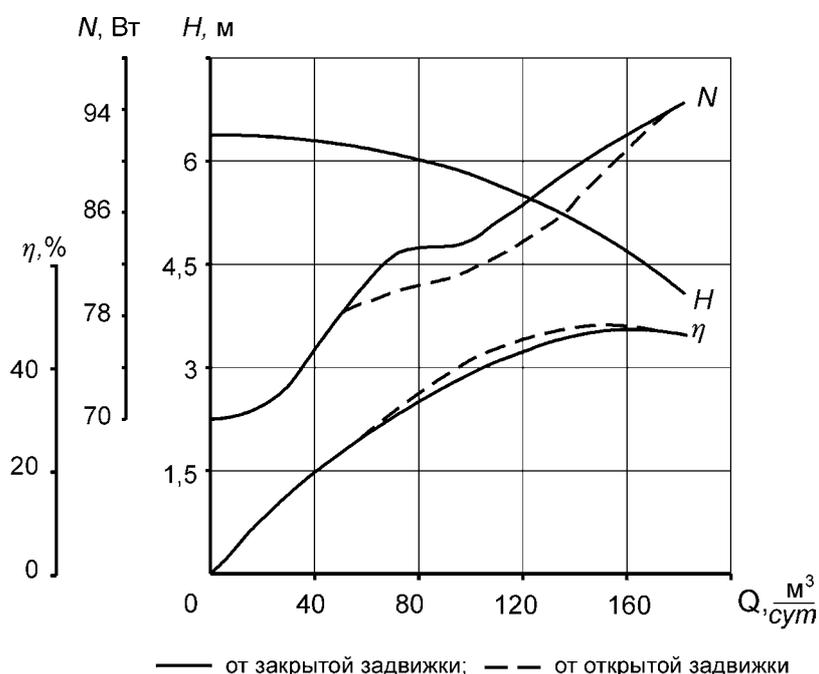


Рис. 3. Рабочая характеристика центробежно-вихревой ступени с гистерезисом по мощности и КПД

Рассмотрим причины, вследствие которых осевая сила меняет свой знак. На РК (см. рис. 1а) действуют следующие силы: сила F_n на нижний диск, сила F_e на верхний и сила F_0 ; кроме того, сила веса (на рис. 1а не показана). Сила F_n определяется давлением, действующим по площади нижнего диска от наружного радиуса РК до радиуса, на котором упорная шайба 4 контактирует с упором НА. При отсутствии перетечек жидкости через уплотнение РК или их малой величине в нижней пазухе между нижним диском РК и стенкой НА будет иметь место параболический закон распределения давления [2]. Площадь эпюры давления, а следовательно, и сама сила F_n , в основном определяются давлением $P_{2н}$ со стороны нижнего диска на выходе из РК. Чем больше подача, тем меньше $P_{2н}$ и тем меньше сила F_n . Силу F_e создает давление, действующее в верхней пазухе между верхним диском РК и крышкой следующего НА на площади от наружного радиуса РК до втулки. Закон распределения давления скорее всего будет другим, чем в нижней пазухе, поскольку на поведение жидкости в этой пазухе оказывает влияние осевой поток со скоростью u_{oc} при переходе жидкости из РК в НА (см. рис. 1). Тем не менее, очевидно, что с увеличением подачи падение давления в верхней пазухе происходит быстрее, чем в нижней. Давление $P_{2в}$ уменьшается с ростом подачи аналогично давлению $P_{2н}$. Дополнительным фактором, снижающим $P_{2в}$, является рост осевой скорости u_{oc} на периферийной границе верхней пазухи. Сила F_e уменьшается в большей степени, чем сила F_n , даже несмотря на то, что площадь, по которой действует давление на верхний диск РК, больше.

Сила F_0 возникает из-за воздействия на РК поступающего в него потока и зависит от скорости входа в горловину колеса и от подачи, иначе говоря, пропорциональна квадрату подачи. Абсолютная величина ее обычно невелика. Более существенное значение она имеет в высокорасходных ступенях. Складываясь с F_n , эта сила также способствует всплытию РК.

Баланс перечисленных выше сил, а также силы веса и силы трения при перемещении РК по валу, и определяют положение РК в пределах зазора δ . Вычисление силы F_0 не представляет труда. Для нахождения сил F_n и F_e , как это понятно из предыдущего, необходимо знать закон распределения давления в нижней и верхней пазухах. В нижней пазухе этот закон с определенной долей уверенности можно принять параболическим как для обычных центробежных ступеней.

Для верхней пазухи этого сделать нельзя из-за серьезного отличия гидродинамической схемы рассматриваемых ступеней от обычных.

В центробежно-вихревых ступенях фактором, усложняющим изучение поведения жидкости в верхней пазухе, является наличие вихревого венца ВВ (рис. 1б), дополнительно раскручивающего жидкость при выходе ее из центробежного РК. Значительные трудности возникают и при учете сил трения между втулкой РК и валом из-за возможных перекосов РК на валу, неравномерности зазоров, наличия или отсутствия смазки.

Особые режимы работы центробежных и центробежно-вихревых ступеней, связанные с явлением всплытия РК, при которых существенно меняются параметры и не всегда в желательную сторону, требует более подробного их изучения. Прежде всего, необходимо установить, как изменяется давление в верхней пазухе, а также уточнить, действительно ли давление в нижней пазухе при данной гидродинамической схеме распределяется по параболическому закону. Ответы на эти вопросы, как нам представляется, могут быть получены только экспериментальным путем. Знание законов распределения давления позволит рассчитать подачи, при которых происходит всплытие РК и его возврат на упор НА, и принять меры к уменьшению вредного воздействия этого явления на параметры насоса. Определение действующих на РК осевых сил необходимо и для прогнозирования скорости износа осевых опор.

Литература

1. Установки погружных центробежных насосов для добычи нефти. Международный транслятор. – Изд-во «Лукойл», 1999. – 611 с.
2. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.–Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.

ПРОМЫШЛЕННАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ ЭНЕРГБЛОКОВ 800 МВт СУРГУТСКОЙ ГРЭС-2

Н.Н. Воинов

Приведены результаты промышленной эксплуатации турбопитательных установок с насосами ПН 1500-350 и их последующими модификациями ПН 1500-350-3 и ПН 1500-350-4. Показано, что конструкция насоса с блок-секциями без горизонтального разъема и соотношением числа лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата 7/12 является удачной. Применение же пускового подшипника с водяной смазкой в существующем исполнении нецелесообразно. Для создания более совершенной конструкции подшипника необходимы специальные исследования.

Сургутская ГРЭС-2 является одной из наиболее крупных тепловых электрических станций Российской Федерации. Первый энергоблок мощностью 800 МВт введен в строй в 1985 году. Всего в настоящее время на Сургутской ГРЭС-2 установлено шесть энергоблоков мощностью по 800 МВт. Питательная установка каждого энергоблока изначально оснащалась двумя насосами СП иБ ПН 1500-350 Пролетарского завода с приводом турбин Калужского турбинного завода (КТЗ) ОК-18 ПУ (К-17).

Суточный график работы ТЭС характеризуется номинальной нагрузкой в дневное время и глубокой ночной разгрузкой в период с 0.30 до 7.30. Выработка электроэнергии в 2003 году составила 30,8 млрд. кВтч. Коэффициент использования установочной мощности равен 73,24 %. Продолжительность работы энергоблока в год капитального ремонта составляет 5000ч/год, остальных – от 7000 до 8000 ч/год. Таким образом, режим работы электростанции является весьма напряженным, отказ одного питательного насоса – это прямая потеря 400 МВт нагрузки с чрезвычайными неприятными последствиями.

Работа турбопитательных установок с насосами ПН1500-350 начальной модификации характеризовалась высокими значениями вибрации по 7 и 8 подшипникам. В период с 1986 по 2000 годы на 12 работающих насосов пришлось 61 замена проточной части. За год приходилось менять от 4 до 6 проточных частей и прямые затраты на ремонт ПН 1500-350 составляли до 7–8 % ремонтного фонда.

В 1999 году ОАО «Пролетарский завод» поставил на ГРЭС модернизированную проточную часть насоса ПН 1500-350-3, в которой основными техническими усовершенствованиями были следующие: применены 12-ти канальные направляющие аппараты, обеспечивающие соотношение числа лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата – 7/12; использованы блок-секции без горизонтального разъема, что существенно улучшает ремонтпригодность роторов в условиях электростанции.

В 2000 году новая проточная часть была установлена на энергоблоке №3 и испытана в условиях электростанции. Экспресс-испытания подтвердили ожидаемые характеристики, а именно: при номинальных параметрах КПД насоса был на уровне 84 %, а вибрационное состояние – в пределах 4,5 мм/с. По результатам испытаний было получено положительное заключение экспертных организаций РАО ЕС России, заключен договор на поставку модернизированных проточных частей с ресурсом между капитальными ремонтами 6 лет, но не менее 45000 часов.

За период с 2000 по 2003 годы ОАО «Пролетарский завод» поставил одиннадцать проточных частей, но не модификации ПН 1500-350-3, а более новой – ПН 1500-350-4, которая отличается от предыдущей укороченной длиной вала, наличием пускового подшипника, работающего на водяной смазке, и пускового устройства.

В декабре 2002 года были проведены межведомственные испытания проточной части ПН 1500-350-4 с пусковым подшипником. Они подтвердили более высокие гидродинамические характеристики насоса (в частности КПД – 84,5 %), но уже тогда по результатам испытаний было

рекомендовано совершенствование конструкции пускового подшипника. Наличие пускового подшипника со специальным антифрикционным напылением, определило ряд трудностей в период освоения. Во-первых, жесткие эксплуатационные требования – толчок и быстрый выход на обороты не менее 1200 об/мин и подача конденсата на пусковое устройство с давлением не менее 10 кгс/см^2 и температурой более $80 \text{ }^\circ\text{C}$ на весь период работы – сразу вступили в противоречие с режимом прогрева приводной турбины и сделали проблематичным включение валаповорота. Во-вторых, при пусковых операциях по выводу второго энергоблока в 2001 году из ремонта произошло отслоение поверхностного слоя пусковых подшипников питательных насосов А и Б уже после 21 часа и 47 часов работы соответственно. Проведение ремонтных работ было осложнено отсутствием четкой ремонтной документации.

В настоящее время эксплуатируется 11 проточных частей ПН 1500-350-4 с наработкой от 3000 до 20 000 часов (6Б). Все насосы снабжены пусковыми подшипниками с бронзовой втулкой и организацией подачи конденсата в зазор между подшипником и втулкой (по типу гидроподъема). Вибрационное состояние находится в пределах технических требований и норм, гидродинамические характеристики – удовлетворительные. На разборку пускового устройства с заменой при необходимости пускового подшипника уходит не более 12 часов.

За 4 года по насосам ПН 1500-350-4 зафиксировано: 2 задержки по выходу из ремонта по пусковым подшипникам; 5 ложных отключений по осевому сдвигу; 2 эксплуатационных отказа во время аварийных отключений блоков и 5 серьезных аварий питательных насосов: два случая разрушения вала по галтели за разгрузочным диском, 2 разрушения ротора в районе пускового подшипника, разрушение проточной части без поломки вала, но с разрушением втулки и вкладыша подшипника.

Отключение питательного турбонасоса А второго энергоблока (2ПТН-А) технической защитой по осевому сдвигу произошло в декабре 2003 года с повреждением вала насоса по галтели

под закладное кольцо крепления разгрузочного диска. Разрушение вала носило усталостный характер и было связано с действием умеренного уровня циклических напряжений и наличием конструктивного и технологического концентраторов напряжений.

При обрыве шпилек крепления направляющих аппаратов IV и V секций проточной части насоса 1ПТН-Б 20.11.03 полностью разрушен пусковой подшипник, втулка подшипника приварена к вкладышу (см. рис. 1).

У питательного насоса 1ПТН-А 25.04.04 был поврежден вал насоса в районе пускового подшипника (см. рис. 2 и 3). Разрушение вала, как и прежде, носило усталостный характер и связано с действием умеренного уровня напряжений при отсутствии конструктивного концентратора напряжений. Полностью разрушен пусковой подшипник.



Рис. 1. Внешний вид втулки и вкладыша пускового подшипника

Питательный насос 2ПТН-А 10.05.04 повторно был выведен из строя – поврежден вал насоса в районе пускового подшипника (рис. 4,5 и 6). Разрушение вала носило усталостный характер и было связано с действием умеренного уровня напряжений при отсутствии конструктивного концентратора напряжений. Бронзовая втулка была приварена к вкладышу пускового подшипника.

На питательном насосе 3ПТН-Б с проточной частью ПН 1500-350-3 за период с 2000 по 2004 годы серьезных поломок не было. Его наработка уже составила более 28 000 часов.



Рис. 2. Разрушенный вкладыш пускового подшипника



Рис. 3. Разрушенный участок вала



Рис. 4. Поверхность долома вала
питательного насоса



Рис. 6. Поверхность долома вала
питательного насоса



Рис. 5. Вал с приваренной втулкой
подшипника

Заключение

Опыт эксплуатации питательных насосов ОАО «Пролетарский завод» на Сургутской ГРЭС-2 свидетельствует о следующем.

1. Конструкцию насоса с блок-секциями без горизонтального разъема и соотношением числа лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата равным 7/12 следует признать удачной. Она обеспечивает сравнительно высокие эффективность и надежность гидромашины.

2. Применение пускового подшипника с водяной смазкой в существующем исполнении нецелесообразно. Для создания конструкции подшипника, отвечающей условиям эксплуатации питательного насоса на ТЭС, необходимы специальные научные исследования и опытно-конструкторские работы.

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ ЭНЕРГОБЛОКОВ МОЩНОСТЬЮ 800 МВт НИЖНЕВАРТОВСКОЙ ГРЭС

В.А. Васильев, А.Ю. Ницкий

Сообщается о мероприятиях, реализованных при реконструкции питательных насосов ПН 1500-350-3 и ПН 1500-350-4. Приводятся некоторые результаты промышленной эксплуатации модернизированных гидромашин. Подробно описано и проанализировано повреждение насоса ПН 1500-350-4, связанное с его заклиниванием при пуске, разрушением пускового подшипника и поломкой вала. Выявлены причины технического происшествия.

1. Введение

В настоящее время на паротурбинных блоках мощностью 800 МВт в качестве питательных насосов наряду с другими применяются насосы типа ПН 1500-350 и ПН 1500-350-1. Длительный опыт эксплуатации питательных насосов обнаружил у них ряд недостатков. Для их устранения заводом-изготовителем была осуществлена доработка и модернизация насосов. Эти насосы получили обозначения ПН 1500-350-3 и ПН 1500-350-4 (рис. 1 и 2).

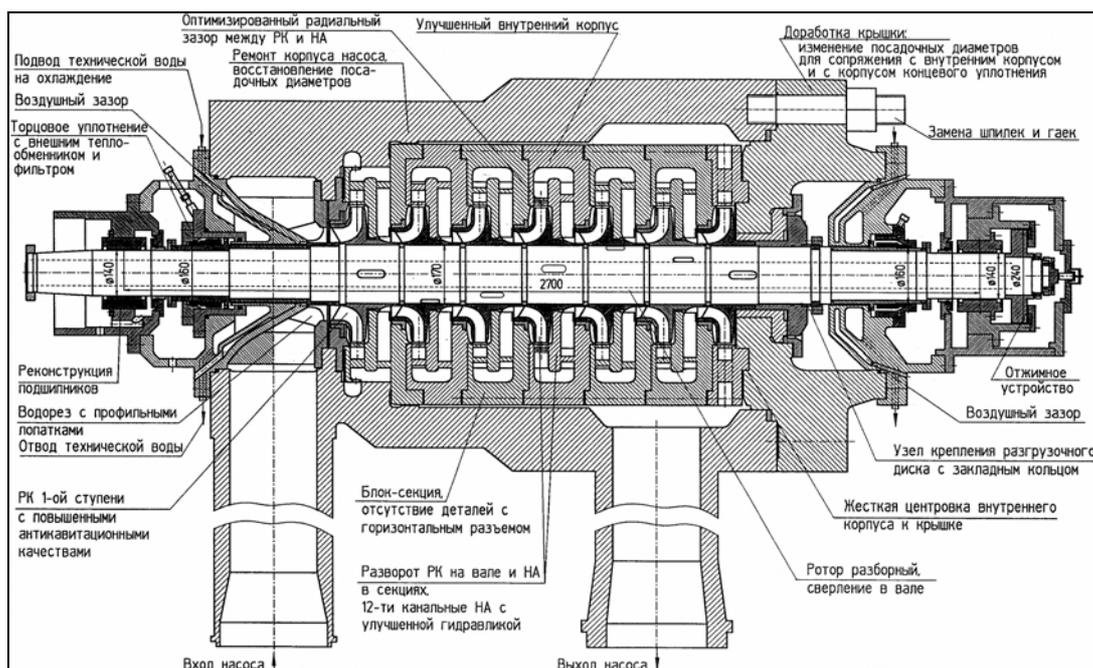


Рис. 1. Проект питательного насоса ПН 1500-350-3

Первоначально в конструкцию насосов предполагалось ввести следующие изменения:

- для снижения уровня вибрации и повышения надежности насосов, соотношение количества лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата принять равным 7/12, секции направляющего аппарата выполнить в виде неразборных блок-секций, а для осуществления сборки насоса ротор выполнить разборным, рабочие колеса посадить на вал по переходной посадке;
- концевые уплотнения выполнить торцовыми, используя уплотнения фирмы «Burgman»;
- корпуса подшипников жестко соединить с корпусами концевых уплотнений с целью исключения резонанса системы «ротор-опоры»;
- рабочее колесо первой ступени спрофилировать с расширенным входом для устранения кавитации.

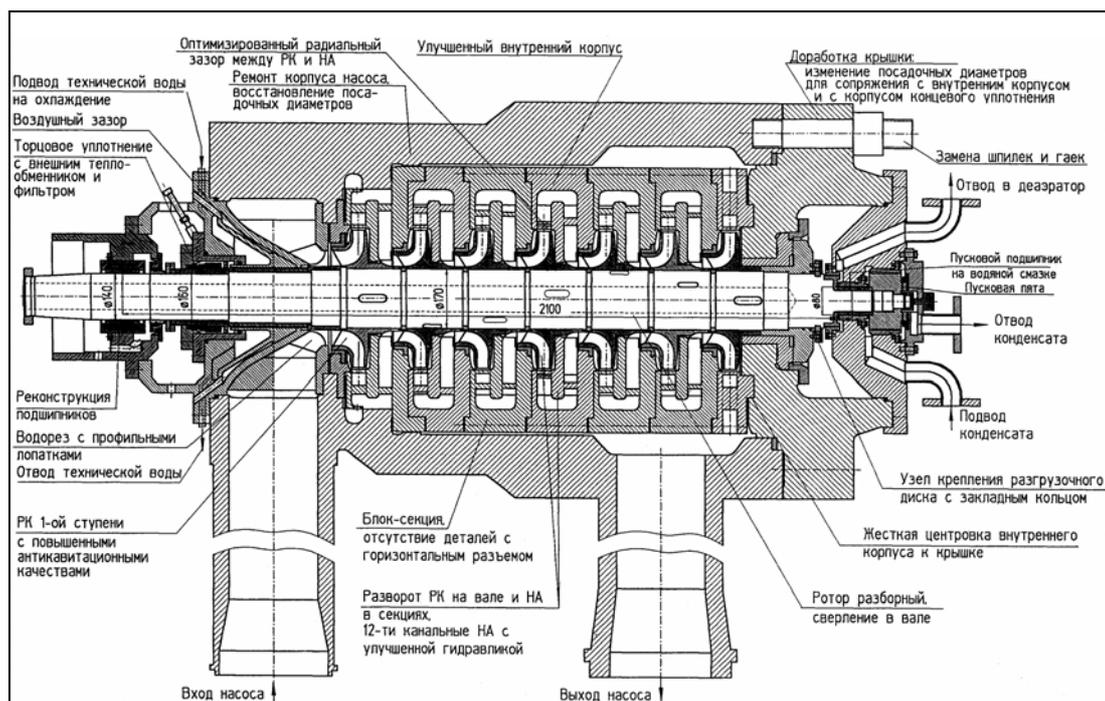


Рис. 2. Проект питательного насоса ПН 1500-350-4

Центробежный насос ПН 1500-350-4 в отличие от насоса ПН 1500-350-3 имеет масляный подшипник скольжения на входе и пусковой подшипник, работающий на подводимом конденсате, на выходе (см. рис. 1 и 2). В корпусе пускового подшипника установлено отжимное устройство, работающее на конденсате и предназначенное для гарантированного наличия зазора между разгрузочным диском и пятой во время пуска – останова и работы на валоповороте.

2. Реально выполненные мероприятия при реконструкции насосов

Насос ПН 1500-350-3 установлен на энергоблоке 800 МВт №3 Сургутской ГРЭС-2. В этом насосе остались без изменения узлы крепления подшипниковых опор, не внедрены торцовые уплотнения, сохранена гидропята. Изменено соотношение количества лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата – 7/12. Секции направляющего аппарата выполнены в виде неразборных блок-секций, ротор выполнен разборным, рабочие колеса посажены на вал по переходной посадке.

Насос ПН 1500-350-4 установлен на энергоблоках с 1 по 6 Сургутской ГРЭС-2 и на 1 и 2 энергоблоках Нижневартовской ГРЭС. В этом насосе внедрен пусковой подшипник, работающий на воде (конденсате), укорочен вал, снижен прогиб ротора, изменено соотношение количества лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата до величины 7/12. Секции направляющего аппарата выполнены в виде неразборных блок-секций, ротор выполнен разборным, рабочие колеса посажены на вал по переходной посадке. Не внедрены лишь торцовые уплотнения.

3. Результаты реконструкции

Вследствие изменения соотношения количества лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата – 7/12 на насосах ПН 1500-350-3 и ПН 1500-350-4 практически решена проблема лопастной вибрации, которая не превышает 2–3 мм/с. Общий уровень вибрации не превышает 3–4,5 мм/с в том случае, если отсутствует оборотная вибрация. Если же присутствует небаланс, уровень вибрации может достигать 10–15 мм/с, как это было на питательных насосах энергоблока №2 Нижневартовской ГРЭС при пуске блока. При нагрузке 808 МВт уровни вибрации для насосов 2 блока (станционный номер 2А и 2Б) представлены в табл. 1. Для ПН 2А частота вращения составляла 4218 мин⁻¹, давление на выходе – 301 атм, расход – 1170 т/ч; для ПН 2Б частота вращения составляла 4180 мин⁻¹, давление на выходе – 301 атм, расход – 1180 т/ч.

Таблица 1

Уровни вибрации питательных турбонасосов

Номер подшипника	Направления вибрации	Уровень (амплитуда) мм/с	
		ПН 2А	ПН 2Б
5 передний подшипник турбины	В	2,07	0,64
	П	0,41	2,45
7 передний подшипник насоса	В	5,04	4,46
	П	9,0	15,0
8 задний подшипник насоса	В	5,0	5,09
	П	1,8	1,12

Основной проблемой реконструированного насоса является невозможность работы насоса на валоповороте и заклинивание ротора при пусках и остановах. Пуск турбонасосного агрегата приходится проводить на частоте вращения выше 1000 мин^{-1} . При этом перегревается выхлоп приводной турбины, датчик осевого сдвига работает не более двух, трех недель, затем требует замены. С целью нормализации работы пускового подшипника, организован подвод конденсата в зону смазочного клина водяного подшипника. Подвод конденсата осуществляется через специально фрезерованные канавки и отверстия (рис. 3).

Примерно через пять–шесть тысяч часов работы пусковой подшипник приходится менять, так как поверхность подшипниковой опоры становится неработоспособной из-за задеваний при пусках и остановах. Подшипник представляет собой бронзовую втулку с лазерным упрочнением на валу и корпус подшипниковой опоры, выполненный из высоколегированной стали. На рис. 4 показаны детали подшипника после разборки.



Рис. 3. Фрезерованные пазы для гидростатического подвода конденсата

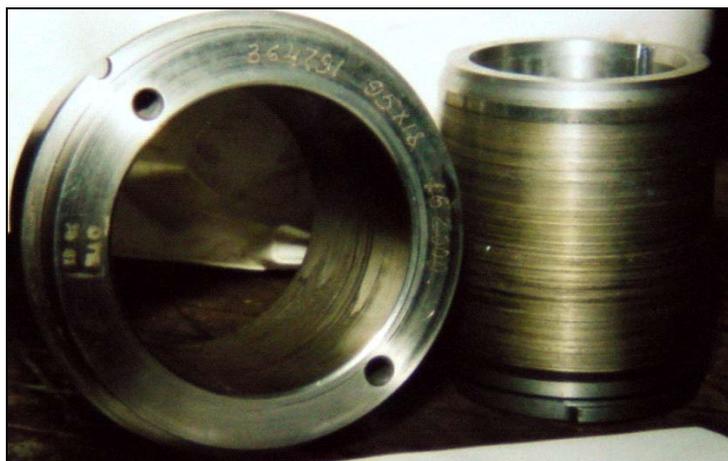


Рис. 4. Пусковой, водяной подшипник после 5000 часов работы

За время эксплуатации питательных турбонасосов ПН-1500-350-4 случилось несколько серьезных технических происшествий.

На Нижневартовской ГРЭС при пуске энергоблока №2 произошло заклиниванием насоса с полным разрушением пускового подшипника и поломкой вала. Последовательность событий и их причины были следующими. При проведении работ по расхолаживанию блока №2 питательный турбонасос (ПТН) ПН 1500-350-4 работал с частотой вращения 2000 мин^{-1} на линию рециркуляции с давлением на выходе 8,7 МПа и температурой воды 149 градусов.

Затем произошло внезапное ограничение подачи питательной воды на вход бустерного насоса ПТН. В результате этого произошел кавитационный срыв бустерного насоса. Давление на его выходе снизилось с 0,84 МПа до 0,28 МПа, что равно давлению на входе бустерного насоса.

Как следствие, произошел кавитационный срыв ПТН со снижением давления на выходе от 8,7 МПа до 0,8 МПа. Показание осевого сдвига изменилось с $-0,2$ до $-0,147$ мм. Уровень вибрации до ограничения подачи не превышал 2 мм/с. После кавитационного срыва насос уровень вибрации скачкообразно повысился с 2 до 5 мм/с. С указанным кавитационным срывом насос работал в течение 20 минут. При этом показания осевого сдвига плавно изменились от $-0,147$ до $-1,17$ мм.

Контроль, испытания, эксплуатация

Далее после закрытия задвижки на вход бустерного насоса подача была увеличена и ПТН вышел из кавитационного срыва. При этом уровень вибрации вернулся в исходное положение и составлял примерно 2 мм/с. Осевой сдвиг остался на уровне $-1,0333$, давление на выходе восстановилось до величины 0,73 МПа. После этого питательный насос был остановлен. После останова осевой разбег составил 0,65 мм. Во время останова разборка насоса не проводилась. Затем, в течение пяти дней было проведено 4 пуска и останова ПТН. При этом показания прибора осевого сдвига не соответствовало расчетным величинам. При последнем останове был вскрыт насос, обнаружены повреждения подшипникового узла.

Вероятной причиной повреждений явилась работа насоса в кавитационном режиме. На рис. с 5 по 15 приведены фотографии элементов подшипникового узла после разрушения. Из представленных рисунков видно, что разрушение корпуса подшипниковой опоры на Нижневартовской ГРЭС произошло по усталостной трещине, образованной благодаря концентратору напряжений в районе фрезерованного паза для гидростатической подачи конденсата в смазочный слой. Разрушение произошло с дополнительным разрушением мелких фрагментов корпуса подшипника (рис. 5–7). Бронзовая втулка с лазерным упрочнением разрушена и разделена на несколько фрагментов (рис. 8–10).



Рис. 5. Корпус пускового подшипника после разрушения. Вид 1



Рис. 6. Корпус пускового подшипника после разрушения. Вид 2



Рис. 7. Корпус пускового подшипника после разрушения. Вид 3



Рис. 8. Втулка пускового подшипника после разрушения. Вид 1

Разрушение пускового подшипника сопровождалось поломкой вала. На рис. 11–14 приведены фрагменты вала и показана поверхность усталостного излома вала. Разрушение подшипника и вала насоса сопровождалось также натираниями гиропяты и подпятника. На рис. 15 показаны натирания на поверхности горизонтальной кольцевой щели гидропята.

Разрушение вала произошло при незначительном уровне вибрации питательного насоса: от 2–3 мм/с до 4 мм/с. Так как уровень вибрации был достаточно низок, момент разрушения не был зафиксирован. Разрушение было выявлено только при останове насоса. По характеру задеваний



Рис. 9. Втулка пускового подшипника после разрушения. Вид 2



Рис. 10. Втулка пускового подшипника после разрушения. Вид 3



Рис. 11. Корпус уплотнения и вал с усталостной трещиной. Вид 1



Рис. 12. Корпус уплотнения и вал с усталостной трещиной. Вид 2



Рис. 13. Корпус уплотнения и вал с усталостной трещиной. Вид 2

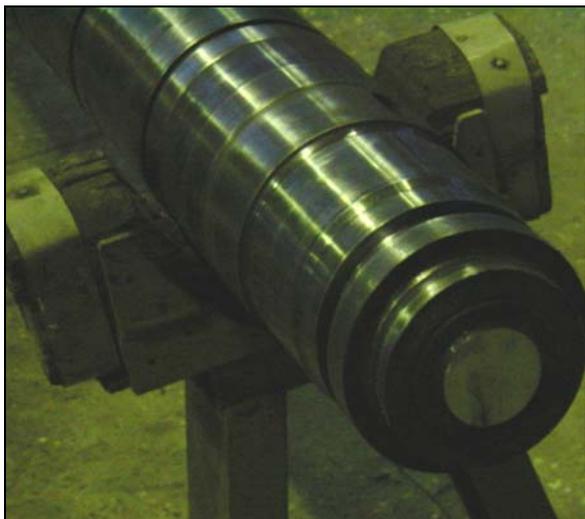


Рис. 14. Место излома вала

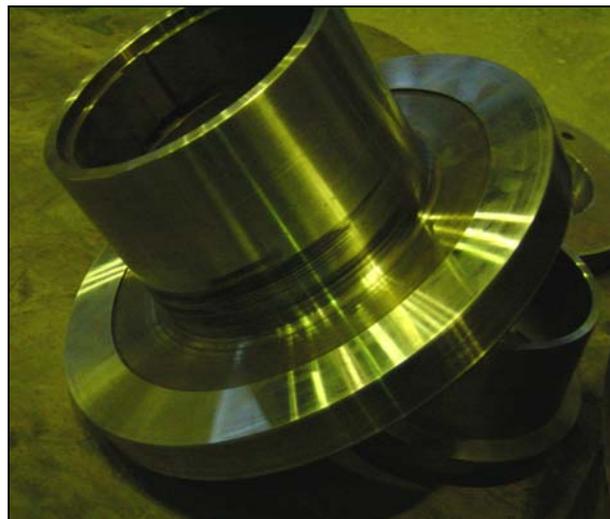


Рис. 15. Гидропятя и натирь по горизонтальной поверхности уплотнения

гидропятя (см. на рис. 15 некруговые натирьы кольцевой щели) можно предположить, что ротор совершал прецессионное движение с максимальной амплитудой в районе разгрузочного устройства и пускового подшипника.

4. Выводы

1. При реконструкции питательного насоса ПН 1500-350-4 внедрен пусковой подшипник, работающий на воде, укорочен вал, снижен прогиб ротора. Изменено соотношение количества лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата до соотношения 7/12. Секции направляющего аппарата выполнены в виде неразборных блок-секций, ротор выполнен разборным, рабочие колеса посажены на вал по переходной посадке.

2. Опыт эксплуатации показал что, пусковой подшипник не выполняет основную функцию. При пусках и остановках происходит заклинивание ротора на валоповороте. Пуск и прогрев агрегата вынуждены проводить на частоте вращения выше 1000 об/мин. При этом перегревается выхлоп приводной турбины.

3. Эксплуатация насосов привела к нескольким серьезным техническим происшествиям. На Сургутской ГРЭС-2 произошло разрушение проточной части с полным разрушением пускового подшипника. На Нижневартовской ГРЭС – полное разрушение пускового подшипника и поломка вала питательного насоса.

4. Причиной аварийных ситуаций явились конструктивные дефекты при реконструкции насоса, а именно:

- а) неверно подобрана пара трения пускового водяного подшипника;
- б) фрезерованный паз корпуса пускового подшипника выполнен с концентратором напряжения;
- в) концентратором напряжения является переход от диаметра вала 170 мм к диаметру посадочного места пускового подшипника.

5. Конструкция узла пускового подшипника требует доработки, в существующем виде есть опасность массового выхода из строя питательных насосов типа ПН 1500-350-4 блоков мощностью 800 МВт.

КЛАССИФИКАЦИЯ, КОНТРОЛЬ И НОРМИРОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННОЙ ЧИСТОТЫ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ И МАСЕЛ

В.И. Барышев

Обоснованы конкретные предложения по пересмотру ГОСТ 17216-2001 «Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей», введением контроля загрязнений по количеству и качеству, по их кодированию.

На результатах исследований насосов на абразивную износостойкость показана возможность прогноза их ресурса, что позволяет оптимизировать нормы и требования к промышленной чистоте конкретного гидропривода.

Загрязнение жидкостей, используемых при изготовлении, эксплуатации и ремонте машин, продолжает оставаться одной из основных причин отказов современной техники.

Так, считается общепризнанным, что сегодня от 60 до 90 % отказов в гидроприводе прямо или косвенно связано с загрязнением рабочих жидкостей механическими твердыми частицами.

Это связано, в частности, с тем, что загрязнения по природе, количеству, качеству и воздействию на агрегаты машин весьма разнообразны.

При современной общей тенденции повышения силовой и скоростной нагруженности агрегатов машин, при одновременном повышении требований к безотказности и ресурсу, их чувствительность к загрязнениям постоянно растет. При этом конструкция, производство и эксплуатация машин должны оставаться высоко технологичными, т.е. обеспечивать снижение всех видов затрат до оптимального уровня.

Так, для снижения материальных и трудовых затрат, в частности, за оптимальный уровень чистоты систем машин следует принимать максимально допустимый уровень загрязнения, при котором агрегаты машин еще работают без нарушения заданных функций и снижения показателей надежности ниже установленных пределов.

Очевидно, что оптимальное решение по чистоте возможно только при индивидуальном подходе к системам машин. Общие рекомендации здесь по контролю и обеспечению чистоты могут служить лишь отправным началом сложной и длительной работы. В этих условиях, чтобы поддерживать требуемую надежность различных систем машин, обслуживающий персонал должен быть хорошо подготовленным, постоянно повышать и подтверждать на практике надлежащую квалификацию в вопросах технической диагностики и, в частности, в вопросах промышленной чистоты, а это зачастую проблема проблем. Отсюда возможны и весьма затратные пути решения проблем промышленной чистоты на практике, как, например: все сделаем сами быстренько и на коленке и, в частности, установим в систему абсолютный или близкий к абсолютному фильтр, как можно больших размеров или их батарею. Считают, что в этом случае проблемы обеспечения чистоты масел и рабочих жидкостей при хранении, транспортировке и заправке и надлежащего технического обслуживания систем машин существенно упрощаются, если не сняты совсем. Такой путь весьма затратен и может приводить к деградации обслуживающего персонала, как современных механиков. Развитие техники естественно сопровождается дальнейшим совершенствованием методов и средств контроля, нормирования и обеспечения промышленной чистоты жидкостей и газов.

Особое место среди этих работ занимает совершенствование классификаций чистоты.

Дело в том, что загрязнения, как и любые другие объекты или явления, закономерно встречающиеся в инженерной практике, для того чтобы быть однозначно воспринятыми, прежде всего, должны быть систематизированы.

Целям систематизации или единообразному распределению объектов или явлений по определенным признакам схожести служат классификации, т.е. деление объектов или явлений на классы по ряду характерных признаков.

Контроль, испытания, эксплуатация

За характерные или классификационные признаки схожести необходимо принимать как количественные, так и качественные показатели, так как только их сочетание может дать наиболее полное и объективное представление об объекте или явлении.

Однако общая методология познания такова, что в первую очередь, как правило, устанавливают и используют количественные показатели и только потом качественные, как более сложные и разнообразные, требующие длительной проработки.

В настоящее время известен ряд классификаций промышленной чистоты технических жидкостей: ГОСТ 17216, NAS-1638, SAE, фирмы «Cincinnati» и др. Если ГОСТ 17216 (табл. 1) является межгосударственным (страны СНГ), то NAS-1638 (табл. 2) является национальным аэрокосмическим стандартом Америки и имеет сегодня практически статус международного, так как наиболее широко используется в мировой практике.

Таблица 1

Классификация промышленной чистоты жидкостей (ГОСТ 17216)

Класс чистоты жидкостей	Число частиц загрязнителя в $100 \pm 0,5 \text{ см}^3$ жидкости при размере частиц, мкм, не более									Масса загрязнителя, %, не более	
	От 0,5 до 1	Св.1 до 2	Св.2 до 5	Св. 5 до 10	Св. 10 до 25	Св. 25 до 50	Св. 50 до 100	Св. 100 до 200	Волокна		
00	800	400	32	8	4	1	Отсутствует	АО	АО	Не нормируется	
0	1600	800	63	16	8	2					
1		1600	125	32	16	3					
2			250	63	32	4	1	Отсутствует	Отсутствует		
3				125	63	8	2				
4				250	125	12	3				
5				500	250	25	4	1			
6				1000	500	50	6	2	1		0,000032
7				2000	1000	100	12	4	2		0,000064
8			Не нормируется	4000	2000	200	25	6	3		0,000125
9				8000	4000	400	50	12	4		0,00025
10				16000	8000	800	100	25	5		0,0005
11				31500	16000	1600	200	50	10		0,001
12				63000	31500	3150	400	100	20		0,002
13					63000	6300	800	200	40		0,004
14					125000	12500	1600	400	80		0,008
15						25000	3150	800	160		0,016
16						50000	6300	1600	315	0,032	
17							12500	3150	630	0,064	

Примечание:

1. «Отсутствие означает, что при взятии одной пробы жидкости частицы заданного размера не обнаружены или при взятии нескольких проб общее число обнаруженных частиц меньше числа взятых проб.

2. «АО» – абсолютное отсутствие частиц загрязнителя.

3. Зависимость класса чистоты жидкостей от массы содержащегося в ней загрязнителя с учетом числа частиц загрязнителя в жидкости является справочной. Массы приведены для частиц загрязнителя со средней плотностью $4 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$ и плотностью жидкости $1 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$.

Так как предметом классификации являются дисперсные системы (суспензия, аэрозоль) или их дисперсные фазы (отложение, осадок, центрифугат, пыль, микропорошок и т.п.), то естественно, что в качестве основного классификационного признака в данных классификациях принят дисперсный состав загрязнений, представляющий классы чистоты количеством частиц загрязнений в принятых размерных группах или фракциях в единице объема контролируемой жидкости.

Общим принципом построения этих классификаций является принцип возрастающей величины, когда последовательность классов осуществляется в возрастающем порядке измерения, в котором та или иная характеристика делится классами.

В этой связи действующие сегодня классификации загрязнений представляют собой последовательные ряды дисперсий, построенные на основе геометрической прогрессии с модулем 2.

На этом же принципе строятся шкалы размера частиц загрязнений или их фракций. Целесообразность использования явления универсальности рядов или каскадов удвоения для построения

Таблица 2

Классификация промышленной чистоты жидкостей (NAS-1638)

Класс чистоты	Число частиц загрязнений в 100 мл жидкости при размере частиц в мкм, не более				
	5–15	15–25	25–50	50–100	>100
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16000	2850	506	90	16
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	64
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	45600	8100	1440	256
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

классификационных шкал обусловлена тем, что последовательность значений параметра, соответствующих последовательным удвоениям, асимптотически ведет себя как геометрическая прогрессия, модуль которой является универсальной постоянной, не зависящей от конкретной системы. Такие же каскады удвоения или градации предельных значений наблюдаются и в типичных эволюционных системах, описываемых зависящими от параметра дифференциальными уравнениями. Кроме того, числа геометрической прогрессии с модулем 2 соответствуют числам предпочтительного ряда R10, принятого в машиностроении за основной. Так, практически все номинальные значения основных параметров гидроприводов: рабочий объем, частота вращения, давление, расход, удельный проход и пр. соответствуют числам ряда R10. В этом случае выдерживается принцип упорядочения выбора числовых значений и их градаций параметров всех видов продукции, позволяющего наилучшим образом согласовать и увязать между собой материалы, изделия, технологическое, контрольно-измерительное оборудование.

Если количество предопределяет однородность загрязнений, то качество отражает их неоднородность, т.е. структуру, существенно влияющую на процессы абразивного износа машин, загрязнения и очистки технических жидкостей.

Однако сложность и разнообразие качественных показателей загрязнений объясняют наличие сегодня нескольких классификаций загрязнений технических жидкостей, классы загрязнений в каждой из которых приняты, как правило, едиными по гранулометрическому составу, т.е. по качеству и различаются лишь по дисперсному составу, т.е. количественно. Другими словами, известные классификации различаются тем, что отражают корреляционные связи между размерными группами частиц загрязнений (шкала крупности, фракций) и их количеством (шкала уровней чистоты, классов), присущие различным условиям, стадиям или этапам применения рабочих жидкостей, масел и пр.

В этой связи, например, ГОСТ 17216 «Промышленная чистота. Классы чистоты жидкостей», классифицируют загрязнения только по их количеству, т.е. по дисперсному составу, при показателе качества, т.е. гранулометрическом составе, едином для всех классов и весьма грубом, в сравнении с гранулометрическими характеристиками загрязнений, принятыми в других известных классификациях.

Принятие в стандарте низкой, т.е. грубой качественной характеристики загрязнений, было продиктовано в то время и необходимостью предупредить несоответствие части производств народного хозяйства и его изделий требованиям нового стандарта. Поэтому гранулометрическая характеристика загрязнений в стандарте практически соответствовала характерному случаю загрязнения ГСМ почвенной пылью в обычных для того времени условиях хранения, транспортировки и их заправки без предварительной очистки или с очисткой грубыми фильтрами.

Разработка в то время ГОСТ 17216-71 с непосредственным участием гидравликов авиационной, станкостроительной, тракторной и автомобильной промышленности позволила достаточно

Контроль, испытания, эксплуатация

широко внедрить в инженерную практику мировой более прогрессивный метод контроля чистоты технических жидкостей по дисперсному составу загрязнений, чем контроль по их массе, используемых у нас ранее и в ряде случаев до сих пор.

Действительное различие действующих классификаций загрязнений по качественным показателям внутри каждой классификации показано в табл. 3.

Табл. 3 свидетельствует о существенном различии в оценке и требованиях к допустимым качественным показателям загрязнений со стороны разработчиков представленных классификаций, которые должны были учитывать физические свойства, условия образования и динамику изменения загрязнений, присущие конкретным видам техники.

Таблица 3

Классификация	Гранулометрическая характеристика (% содержания) классов загрязнений при размерных группах частиц, мкм						Коэффициент измельчения	Примечание	
	5–10	10–25	25–50	50–100	100–200				
ГОСТ 17216	64,2	32,1	3,2	0,4	0,1		2	Для всех 19 классов	
«Cincinnati»	72,7	23,7	3,2	0,34	0,03		3	Для всех 12 классов	
SAE, ACTM, AJA	72–78	23,7–24	2,7–3,7	0,45–0,55	0,03–0,05		3–4	Для всех 7 классов	
NAS-1638	5–15	15–25	25–50	50–100	100–200		5,7	Для всех 14 классов	
	82,3	14,5	2,63	0,49	0,08				
Termal Control	5–10	10–25	15–25	25–50	50–100	100–200			
	59	26	10,6	3,7	0,5	0,2	1,6	1-й класс	
	90,5	7,4	1,6	0,4	0,06	0,04	10	2-й класс	
	92,0	6,8	0,9	0,2	0,03	0,01	12	3–4 классы	
	93,7	5,6	0,6	0,16	0,01	0,005	15	5–9 классы	
ISO-4406	5–15	Свыше 15						8	Для всех классов
	87,0	13 (11)*							
	93,6	6,4 (5,8)							
	96,8	3,2 (3,0)							
	98,4	1,6 (1,5)							

Примечание:

1. В скобках указано расчетное количество частиц размером 15–25.
2. ISO-4406 «Гидропривод объемный. Рабочие жидкости. Метод кодирования уровня загрязненности твердыми частицами» принят за классификацию условно.

Как видно, для более полной оценки загрязнений их можно и необходимо классифицировать и по гранулометрическому составу, который характеризует степень дисперсности или измельчения частиц загрязнений.

Из приведенных в табл. 3 гранулометрических характеристик также следует, что содержание в загрязнениях частиц размером более 25 мкм не превышает, как правило, 4 %. Поэтому содержание частиц в размерных группах 5–10 и 10–15 мкм, или 5–15 и 15–25 мкм является достаточно представительным для качественной оценки загрязнения. Необходимо отметить, что частицы размером до 10–25 мкм рассматриваются сегодня как наиболее опасные для большинства современной техники.

В этой связи для удобства на практике гранулометрическую характеристику загрязнений целесообразно представлять коэффициентом измельчения K_i , равным отношению количества частиц первой размерной группы (5–10 или 5–15 мкм) к количеству частиц второй размерной группы (10–25 или 15–25 мкм), т.е. $K_i = n_{5-10}/n_{10-25}$.

Возможная в этом случае классификация загрязнений по качеству с использованием коэффициента измельчения K_i показана в табл. 3.

Чем выше значение коэффициента измельчения, тем более однородным, высокодисперсным, «тонким» является загрязнение и наоборот.

Применение, например, в классификации по ГОСТ 17216 дисперсий с наиболее низким зна-

чением коэффициента измельчения ($K_n = 2$) и единым для всех классов делает эту классификацию настолько «грубой», что позволяет использовать для всех стадий эволюции загрязнений различного вида техники. Но именно по этой причине оценка загрязнений по данной классификации для большинства случаев является весьма затруднительной, если вообще возможной.

В основе разнообразия гранулометрических составов загрязнений лежит нестационарность системы загрязнений, зависящей, с одной стороны, от природы начального загрязнения, а с другой – от совокупности воздействия таких факторов, как последующее механическое измельчение, насыщение их продуктами износа, сепарация или фильтрация жидкости и т.п.

Поэтому в классификациях, учитывающих различные стадии эволюции загрязнений, используется несколько классификационных уровней качества загрязнений (Termal Control, ISO–4406).

Проведенные исследования показывают, что из всего многообразия гранулометрических составов загрязнений можно выделить четыре граничных уровня, характерных для следующих условий применения жидкостей.

1-й граничный уровень ($K_n = 2$) обусловлен гранулометрическим составом почвенной пыли, являющейся первоначальным и постоянным источником загрязнения жидкостей. Он характерен для жидкостей на стадии их хранения, транспортировки и заправки без предварительной очистки, а также при эксплуатации в отдельных системах питания, смазки или управления, оборудованных только грубыми заправочными фильтрами, в которых имеет место низкая интенсивность диспергирования частиц пыли (редукторы, системы управления с большими объемами и т.п.).

Это объясняет, в частности, использование фирмой Termal Control «грубого» гранулометрического состава загрязнений ($K_n = 1,6$), но только при малом их количестве в свежей жидкости (1-й класс чистоты). Отсюда и известное правило: рассматривать свежие рабочие жидкости как грязные, а заправлять их в гидропривод только через фильтры или силовые очистители.

2-й граничный уровень ($K_n = 4$) может быть обусловлен определенной постоянной избирательной способностью к частицам различных размеров и плотности силовых очистителей (сепараторы, циклоны и т.п.), обеспечивающих высокое постоянство гранулометрического состава загрязнений независимо от его дисперсного состава. Данный уровень характерен для жидкостей при их заправке и эксплуатации в системах, заправка, технологическая и последующая очистка которых осуществляется с помощью силовых очистителей. Для этих условий, видимо, и разработаны классификации «Cincinnati», SAE и NAS, когда контроль чистоты производится в основном только при заправке пистолетом.

3-й граничный уровень ($K_n = 8$) может быть обусловлен высокой интенсивностью диспергирования частиц пыли и характерен для жидкостей при их эксплуатации в системах без фильтров или оборудованных грубыми фильтрами, когда имеет место высокая интенсивность диспергирования частиц пыли (редукторы, системы управления с малыми объемами жидкости и т.п.).

Для обоснования 3-го граничного уровня загрязнения по качеству была использована следующая физическая модель измельчения загрязнения. Принимается, что в системе без сепаратора или фильтра имеет место идеальное прогрессирующее диспергирование, т.е. механическое дробление всех частиц загрязнения во всех размерных группах без осколков. Вероятность разрушения каждой частицы на любой стадии измельчения постоянна, независимо от размера частицы и присутствия других частиц. Воздействие других факторов на присутствие частиц исключается. Ряд размерных групп или классов крупности частиц в большинстве классификаций строится на основе геометрической прогрессии с модулем 2. При контроле частицы относятся к той или иной размерной группе по наибольшему своему размеру. Любая частица является трехмерным телом. Тогда в процессе механического измельчения частица может перейти в следующую, ниже стоящую размерную группу, только при условии, если будет раздроблена на 8 мелких частиц (2^3). В этом случае дисперсный состав и гранулометрическая характеристика загрязнения будут представлять собой прогрессии с модулем 8.

4-граничный уровень ($K_n = 16$) обусловлен изменяющейся со временем избирательной способностью фильтров при их эксплуатации в системах, заправка, технологическая и последующая очистка которых осуществляется с помощью тонких фильтров (25 мкм и менее).

Очевидно, что целесообразны классификации загрязнений по дисперсному составу (количеству) для каждого граничного уровня коэффициента измельчения (K_n), соответствующего характерным условиям применения жидкости.

Контроль, испытания, эксплуатация

Условиям применения жидкостей, соответствующим 1-му граничному уровню гранулометрического состава загрязнений, отвечает классификация по ГОСТ 17216, а другим граничным гранулометрическим характеристикам, указанным в табл. 4, классификации по ГОСТ 28028.

Таблица 4

Условия применения жидкости (граничный уровень)	Гранулометрический состав загрязнения, %					Коэффициент измельчения, $K_{и}$
	Размерная группа частиц загрязнения, мкм					
	5–10	10–25	25–50	50–100	100–200	
	Не менее	Не более				
1	64,2	32,1	3,2	0,4	0,10	2
2	78,1	19,5	2,15	0,25	0,05	4
3	87,5	10,93	1,37	0,17	0,02	8
4	93,3	5,85	0,75	0,11	0,01	16

Необходимо иметь ввиду, что единые гранулометрические характеристики в классификациях чистоты устанавливаются не по должному распределению частиц по размерным группам (фракциям) в естественном загрязнении, а их граничное, предельно допустимое распределение, хуже которого уже нельзя, а лучше – можно и должно, что естественно и соответствует практике (табл. 5).

В табл. 5 в качестве примеров приведены возможные диапазоны коэффициента измельчения загрязнений масел в определенных условиях и гидроприводах. Дисперсный состав этих загрязнений определялся на приборах ПКЖ-902 и ПКЖ-904. Класс чистоты определялся по указанной выше методике (ГОСТ 20028), т.е. по количеству частиц механических примесей размерной группы 10–25 мкм.

Таблица 5

Условия хранения и применения масел	Количество проб масел	Показатели количества и качества загрязнений масел (диапазоны)	
		Класс чистоты	Коэффициент измельчения
1. Масла при хранении и заправке в гидропривод тракторов на линии сборки	174	4–11	0,8–22
2. Гидропривод рабочего оборудования зерноуборочного комбайна на этапе обкатки	62	8–12	3–18
3. Гидростатическая трансмиссия зерноуборочного комбайна на этапе обкатки	62	6–9	2–8
4. Гидропривод станочного оборудования агрегатного, литейного и кузнечно-прессового производства автозавода при очистке:	427	– фильтром	9–16
– центрифугой		6–16	8–398
5. Гидропривод обрабатывающих центров машиностроительного предприятия	84	5–11	2,8–27

Анализ гранулометрического состава механических примесей приведенных в табл. 5 проб масел показывает, что предложенные граничные уровни коэффициента измельчения загрязнений в основном применимы на практике. Кроме того, динамика изменения коэффициента измельчения наряду с изменением класса чистоты, более объективно и полно показывает развитие процессов загрязнения и очистки гидроприводов. Это значительно упрощает и повышает эффективность контроля промышленной чистоты масел и рабочих жидкостей. Параллельно с контролем чистоты масел по дисперсному составу загрязнений (пункт 4, табл. 5) проведен был их контроль и по индексу загрязненности (РГМ2-Н90-2-76) и по массе загрязнений (ГОСТ 6370-71), которые включены в качестве допускаемых в ГОСТ 17216-2001. Было установлено, что принятые в ГОСТ 17216 соотношения между классами чистоты по дисперсному составу, индексу загрязненности и массе загрязнений в наших случаях не подтверждаются.

Так, например, каждому классу чистоты по индексу загрязненности (от 10 до 15) соответствуют до 4 классов чистоты по классу размерной группы частиц 10–25 мкм, в зависимости от коэффициента измельчения. Каждому классу чистоты по массе загрязнений (от 14 до 16) соответствуют до 7 классов (от 7 до 13) чистоты по классу размерной группы частиц 10–25 мкм.

Следовательно, полученные в нашем случае результаты сравнительных анализов проб масел лишней раз подтверждают, что контроль загрязнений по их массе и индексу загрязненности мало пригоден для практического использования.

Если эти методы контроля чистоты жидкостей кому-то еще нужны, то использовать их нужно вне ГОСТ 17216 и уж конечно без всякого соотношения с его классами чистоты по дисперсному составу. Естественной причиной несоответствия классов чистоты жидкостей, определяемой различными методами, является различие их в учете и отражении степени дисперсности или гранулометрического состава загрязнений. По этой же причине нельзя сопоставлять между собой и классы чистоты различных классификаций. Учитывая широкое применение в мировой практике классификации чистоты по NAS-1638, имеются у нас «привязки» к его классам классов чистоты ГОСТ 17216. Так, например, класс 11 по ГОСТ 17216 считают соответствующим 7 классу по NAS-1638 [4]. Однако, если граничные числа частиц размерных групп 5–10 и 5–15 этих классов близки между собой, то в размерных группах 10–25 и 25–50 мкм класс 11 допускает, соответственно, в 3 и 1,5 раза больше частиц, чем класс 7.

Очевидно, что по воздействию этих частиц на технику приведенные классы чистоты масел сопоставимы быть не могут. Нет смысла и в используемых, в этих случаях, характеристиках соотношений классов классификаций, как «примерных» или «ориентировочных». Дело в том, что данные характеристики не имеют количественной и качественной меры, а поэтому могут быть причиной дезинформации. Так преднамеренно или ошибочно более высокий уровень загрязнения масла по качеству ($K_{и} = 2$) и количеству, можно представить менее высоким, особенно по качеству ($K_{и} = 5,7$), стоит только указать вместо 11 класса по ГОСТ 17216 7 класс чистоты по NAS-1638, тем более что последний имеет широкое применение в мировой практике. Таким образом, контроль и классификация загрязнений по качеству не менее важны, чем контроль и классификация по количеству. Необходимость контроля и классификации качества загрязнений, наряду с количеством, косвенно предусмотрена и методами кодирования загрязнений рабочих жидкостей ISO 4406-87 и ISO 4406-99.

Если при классификации загрязнений только по количественному показателю, при постоянном качественном показателе, кодирование уровней загрязнения возможно одним классификационным числом (номером класса), то при классификации по показателям количества и качества загрязнений кодирование уровней загрязнений производится не менее чем двумя классификационными числами.

Так, например, согласно ISO 4406 каждому определенному диапазону количества частиц присвоен свой кодовый номер (табл. 6).

Таблица 6

Число частиц в 1 см ³		Классификационное число	Число частиц в 1 см ³		Классификационное число
от	до (включительно)		от	до (включительно)	
2 500 000		Св. 28	80	160	14
1 300 000	260 0000	28	40	80	13
640 000	130 0000	27	20	40	12
320 000	640 000	26	10	20	11
160 000	320 000	25	5	10	10
80 000	160 000	24	2,5	5	9
40 000	80 000	23	1,3	2,5	8
20 000	40 000	22	0,64	1,3	7
10 000	20 000	21	0,32	0,64	6
5000	10 000	20	0,16	0,32	5
2500	5000	19	0,08	0,16	4
1300	2500	18	0,04	0,08	3
640	1300	17	0,02	0,04	2
320	640	16	0,01	0,02	1
160	320	15	0,00	0,01	До 1

Контроль, испытания, эксплуатация

Код конкретного загрязнения, в частности, определяется подбором первого классификационного числа по общему количеству частиц в загрязнителе размером более 5 мкм; затем подбором второго классификационного числа по количеству частиц в загрязнителе размером более 15 мкм; затем эти два числа записываются одно после другого и разделяются наклонной чертой в строчку, например 18/13.

В частности классификационное число 18/13 означает, что в 1 мл жидкости содержится от 1300 до 2500 частиц размером более 5 мкм и от 40 до 80 частиц размером более 15 мкм. Данная форма кодирования является недостаточно информативной для определения и оценки качества загрязнения. Так, если в действующих классификациях в достаточно конкретной форме представлены количественные характеристики загрязнений в виде их дисперсных составов, при этом общепринято, что в пределах одного класса (кодового числа) количество загрязнений в жидкости не отличается более чем в 2 раза, то качественные характеристики представлены весьма слабо, хотя могут различаться в десятки раз даже в пределах одного класса.

В этом случае, например, качество загрязнений, соответствующее классификационному числу 18/13 по ISO-4406, может быть представлено следующими значениями коэффициента измельчения:

граничное нижнее $K_n = 1300/80 \approx 16$;

граничное верхнее $K_n = 2500/40 \approx 62,5$.

Код загрязнений с использованием коэффициента измельчения может быть записан в следующей более информативной форме.

Например: 12–5,2.

Здесь 12 – кодовое число класса чистоты по количеству частиц размерной группы 10–25 мкм по ГОСТ 17216 (в данном случае от 16 до 31,5 тыс.); 5,2 – кодовое число гранулометрического состава фактического загрязнения, соответствующее значению коэффициента измельчения K_n .

К середине 90-х годов прошлого столетия практика убедительно показала, что грубая и единая качественная граничная характеристика загрязнений по ГОСТ 17216-71 существенно снижает эффективность его применения, что стандарт уже не отвечает возросшим требованиям техники к контролю, нормированию и обеспечению промышленной чистоты гидроприводов. В новых условиях более эффективными могли быть более частные или отраслевые классификации чистоты, учитывающие количественные и качественные характеристики загрязнений. Поэтому Государственным комитетом СССР по стандартам и Министерством тракторного и сельскохозяйственного машиностроения был разработан на основе ОСТ 23.1.157-86 и введен ГОСТ 28028-89 «Промышленная чистота. Гидропривод. Общие требования и нормы». Стандарт включает четыре классификации чистоты рабочих жидкостей гидропривода, в том числе и по ГОСТ 17216, с типовыми предельно допустимыми качественными характеристиками загрязнений. Стандарт зарекомендовал себя положительно. В этой связи программой комплексной стандартизации «Повышение надежности и экономичности техники на основе чистых технологий производства и эксплуатации (промышленной чистоты)» был запланирован пересмотр ГОСТ 17216-71 с целью усовершенствования классификации и кодирования загрязнений с учетом ГОСТ 28028-89 и ISO-4406-87. Первая редакция пересмотренного стандарта была подготовлена Техническим комитетом по стандартизации ТК-184 «Обеспечение промышленной чистоты» совместно с Нижегородским филиалом ВНИИСОТ и Челябинским филиалом НАТИ в 1991 г. [1].

Однако после перестройки разработанный ТК-184 и введенный с 2003 г. ГОСТ 17216-2001 в основной своей части идентичен ГОСТ 17216-71, т.е. последний не пересмотрен, как собственно планировалось ранее комплексной программой государственной стандартизации. Следовательно, пересмотр ГОСТ 17216-2001 необходим. Кроме совершенствования классификаций промышленной чистоты, не меньшее значение в технике имеет разработка и совершенствование норм промышленной чистоты, гидропривода в частности. Нормы – это исходные, плановые, технико-экономические показатели, представляющие оптимальные удельные величины наличия, расхода, потребления и т.п. чего-либо, это установленные количественные и качественные меры, предельно допустимые величины чего-либо, принятые в установленном порядке. Нормы, как экономическая категория, не только отражает уровень развития техники, но и активно влияют на нее, так как являются оптимальными мерами только на определенный период и подлежат периодическому пересмотру с целью, как правило, их ужесточения, для повышения качества техники.

Наряду с нормами на промышленную чистоту в нормативно-технической документации на технику действуют и требования к промышленной чистоте. Часто понятие «нормы промышленной чистоты» и «требования к промышленной чистоте» употребляются как синонимы. Однако, если нормы промышленной чистоты являются нормативными, базовыми, предельными и укрупненными показателями, устанавливаемыми на относительно длительный период на различные изделия, то требования к промышленной чистоте это, как правило, более частные допустимые уровни загрязнения на определенных стадиях производства или этапах жизненного цикла деталей, узлов, агрегатов, систем, рабочей жидкости или гидропривода в целом. По технико-экономическим соображениям требования к чистоте составляющих элементов изделия могут отличаться от установленной нормы промышленной чистоты на изделие, но изделие в целом по промышленной чистоте должно соответствовать установленной норме. Это достигается выполнением определенных мер на различных этапах жизненного цикла техники. Требования к промышленной чистоте являются более динамичными, чем нормы.

В настоящее время имеется ряд рекомендаций по нормам промышленной чистоты рабочих жидкостей гидропривода. Так, фирма Pall рекомендует никогда не эксплуатировать гидравлические системы с уровнем загрязнения масла хуже, чем 16/13 по ISO-4406 [3].

Одни из рекомендаций фирмы HYDAC, например, по выбору фильтров гидросистем общепромышленного назначения и мобильной техники приведены в табл. 7.

Таблица 7

Гидравлические агрегаты	Класс чистоты		Рекомендуемый уровень абсолютной фильтрации, мкм
	NAS-1638	ISO4406	
Шестеренные насосы Цилиндры Распределители Предохранительные клапаны Дроссели	10	19/16	20
Поршневые насосы Пластинчатые насосы Напорные клапаны	9	18/15	10
Сервоклапаны	7	16/13	3

Общим для этих рекомендаций является, в частности, единая качественная характеристика допускаемых уровней загрязнения (коэффициент измельчения $K_n = 5,7$ по NAS-1638 и $K_n = 8$ по ISO-4406).

По данным рекомендациям может сложиться мнение, что уж если не один, то три класса, три фильтра могут снять все проблемы, связанные с промышленной чистотой определенной части гидроприводов. С технической точки зрения возможно и могут, так как очевидно представляют тот абсолютный уровень чистоты или тот минимальный уровень загрязнения, ниже которого загрязнения уже не оказывают практического влияния на надежность агрегатов большой обобщенной группы гидроприводов, независимо от их назначения, конкретной конструкции, условий и режимов работы.

Так, по данным [3], например, при поддержании чистоты на уровне классов 11–12 по ГОСТ 17216-71, что обеспечивается фильтрами с номинальной тонкостью фильтрации 10 мкм, станочное гидрооборудование может работать без заметного снижения своих параметров. Так же известно [2], что повышение номинальной тонкости фильтрации с 25 до 5 мкм в 7–8 раз снижает интенсивность падения КПД авиационных насосов и гидромоторов и, соответственно, увеличивает их ресурс. В то же время не во всех случаях нужны вечные машины. Все это свидетельствует о том, что в конкретном гидроприводе должен поддерживаться его оптимальный уровень чистоты, обусловленный экономической целесообразностью. Абстрактному тезису: чем выше степень очистки, тем выше надежность агрегатов гидропривода, должно противостоять практическое правило: класс чистоты и фильтр настолько хороши, насколько необходимы. Разработанный Британской ассоциацией гидравлической мощности (BFPA) метод оптимального выбора фильтрующих средств учитывает семь технико-экономических параметров, определяющих в баллах значения так называемого «весового фактора» [2,4], в том числе: предполагаемый срок службы, режим работы и чувствительность гидрооборудования к загрязнению.

Контроль, испытания, эксплуатация

В настоящее время накопленный опыт эксплуатации гидрооборудования и материалы исследований позволяют более конкретно учитывать ряд факторов при оптимизации норм и требований к промышленной чистоте рабочих жидкостей и масел. В первую очередь, это относится к ресурсу насосов. Так как оптимизация чистоты является не самоцелью, а служит повышению, например, ресурса насосов до требуемого уровня, то для этого необходим прогноз потенциального ресурса насоса в конкретном случае. Такой прогноз возможен на основе следующих положений.

Общим законом считается: износ пар трения прямо пропорционален выполненной работе. Это положение является основой для прогнозирования ресурса многих машин. В полной мере это относится к агрегатам станочного гидропривода и гидропривода тракторов, сельскохозяйственных и дорожно-строительных машин. Дело в том, что агрегаты гидроприводов этих машин являются серийной или массовой продукцией, а следовательно, отвечают высшим требованиям типизации, унификации и стандартизации деталей и узлов. Так, типы объемных гидромашин представляют совокупность конструктивно и технологически подобных физических моделей (типоразмеров). Главные параметры (рабочий объем) базовых гидромашин в типоразмерном ряду представляет, как правило, геометрическую прогрессию с модулем 2. Все машины типоразмерного ряда унифицированы по давлению, частоте вращения, рабочей температуре, марке масла, промышленной чистоте и тонкости фильтрации масла и т.п.

Так как гидромашин являются трибосистемами, то при указанных условиях такие группы их параметров, как свойства взаимодействующих элементов, многие рабочие параметры и механизм изнашивания пар трения практически идентичны. Отличаются эти трибосистемы в основном лишь относительной скоростью движения (трения), пропорциональной рабочим объемам машин. Поэтому в основу прогноза ресурса гидромашин одного типоразмерного ряда может быть положено их подобие по рабочему объему (характерному размеру $D = \sqrt[3]{q}$), коэффициенту скорости $C_n = n \cdot D$, коэффициенту мощности $C_N = C_n \cdot \Delta p$ или коэффициенту работоспособности $C_T = T \cdot C_N$, в зависимости от того, какой параметр в типоразмерном ряду принят постоянным (T – ресурс машины).

В станочном гидроприводе широко используются, например, пластинчатые насосы Г12-2М, Г12-3М. Исходные данные по этим насосам, необходимые для прогноза ресурса производных моделей насосов, достаточно полно представлены в справочниках В.К. Свешникова «Станочные гидроприводы». Порядок расчета (прогноз) ресурса насосов, на примере насосов Г12-2М, Г12-3М, приведен в табл. 8.

Таблица 8

Параметры	Габаритно-весовая группа											
	1						2			3		
	Типоразмер (модель) насоса											
	Г12-3						Г12-2					
	1АМ	1М	2АМ	2М	3АМ	3М	4АМ	4М	5АМ	5М	6АМ	
m , кг	8,2						20			30		
q , см ³	8	12,5	16	25	32	40	63	80	125	160	224	
$D = \sqrt[3]{q}$	2	2,3	2,5	2,9	3,2	3,4	4,0	4,3	5,0	5,4	6,0	
$n_{ном}$, мин ⁻¹	960											
$T_{ном}$, час, не менее фильтр 40 мкм	7000						3000			2000		
$C_n = n \cdot D$	$C_n \approx D \cdot 10^3$											
$C_T = T_{ном} \cdot C_n$	23,8·10 ⁶						15·10 ⁶			12·10 ⁶		
$T_{пр} = C_T / C_{ni} (\times 10^3)$	12	10	9,5	8,3	7,5	7	3,8	3,5	3	2,2	2	
$T_{ном}$, час, не менее фильтр 25 мкм	10 000						4000			2500		
$C_T = T_{ном} \cdot C_N$	34·10 ⁶						20·10 ⁶			15·10 ⁶		
$T_{пр} = C_T / C_{ni} (\times 10^3)$	17	15	13,8	12	10,5	10	5,0	4,7	4,0	2,8	2,5	

Расчет показывает, что каждый насос типоразмерного ряда имеет свой ресурс, при прочих равных условиях. Например, производный насос Г12-31АМ I габаритно-весовой группы имеет ресурс 17000 час, против ресурса 10 000 час базового насоса Г13-33М этой группы, принятого как нормативный (номинальная тонкость фильтрации 25 мкм). Поэтому требование к чистоте рабочей жидкости первого насоса могут быть значительно ниже, чем последнего, тем более, что ресурс насосов должен быть сопоставим с ресурсом станка или машин.

Прогнозирование ресурса гидромашин одного типоразмера в различных условиях эксплуатации (давление и частота вращения переменные) проводится аналогично по зависимости $T_1 \cdot k_1 = \dots = T_i \cdot k_i = \text{const}$, где k – коэффициент загрузки гидромашин, представляющий отношение фактической работы, выполненной машиной за технический цикл, к потенциальной работе, которую бы выполнила машина за то же время технологического цикла при номинальных значениях давления и частоты вращения.

Справочный материал позволяет сделать и прогноз влияния на ресурс этих насосов номинальной тонкости фильтрации рабочей жидкости. Графическая интерпретация этого материала, в удобной для практического использования форме, представлена на рис. 1.

Из графика следует, например, что при замене фильтра номинальной тонкости фильтрации 25 мкм на фильтр тонкостью 10 мкм, ресурс насоса Г12-33М может увеличиться с 10 000 до 20 000 час, при прочих равных условиях. Графический материал позволяет более объективно подойти к назначению норм или требований к уровню чистоты рабочей жидкости для конкретных режимов нагружения насосов.

Отсюда вывод: оптимальные уровни чистоты в виде норм или требований, установленные разработчиками или эксплуатационниками гидроприводов, могут существенно отличаться от рекомендуемых разработчиками и поставщиками фильтров или отдельных гидроагрегатов. Другим фактором, который следует учитывать при оптимизации норм и требований к промышленной чистоте гидропривода, является объем рабочей жидкости.

Количество загрязнителя в рабочей жидкости, относительно его влияния на абразивный износ насосов, может проявляться двояко. Снижение или рост содержания загрязнителя в постоянном объеме рабочей жидкости гидропривода вызывает изменение его концентрации. При этом изменяется не только общее количество загрязнителя, участвующего в изнашивании насоса, но и количество той его части, которая поступает в зону контакта поверхностей пары трения в каждый момент времени. В другом случае, изменение объема рабочей жидкости в гидроприводе с постоянной концентрацией в ней загрязнителя, ведет лишь к изменению общего количества загрязнителя, участвующего в изнашивании насосов: количество загрязнителя, поступающего в зону контакта поверхностей пары трения в любой момент времени, остается постоянным.

Примеры влияния количества загрязнений и объема рабочей жидкости с постоянным уровнем загрязнения на снижение относительного объемного КПД шестеренных насосов показаны на рис. 2а, б. Данные зависимости были получены при стендовых ускоренных испытаниях насосов НШ-46У на абразивную износостойкость. В качестве искусственного загрязнителя использовались кварцевые микропорошки М10, М20 и М28 (кривые, соответственно 1, 2 и 3 на рис. 2а). Рабочая жидкость – масло М10Г. Цикл нагружения – 6 с. Коэффициент загрузки $k_3 = 0,75$.

Очевидно, что повышение концентрации загрязнителя в рабочей жидкости, при постоянстве внешней нагрузки, приводит к снижению уровня контактных напряжений, создаваемых абразивными частицами в поверхностных слоях деталей, образующих пары трения, что и определяет параболический характер этой зависимости.

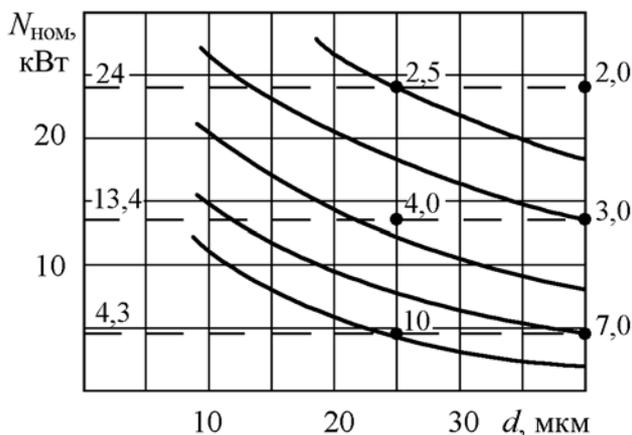


Рис. 1. Влияние номинальной тонкости фильтрации рабочей жидкости на ресурс насосов Г12 в зависимости от их номинальной мощности. Кривые равного значения ресурса ($\times 10^3$ час)

Контроль, испытания, эксплуатация

Установлено, что с повышением количества загрязнителя, участвующего в изнашивании насосов, но при условии постоянства его концентрации в рабочей жидкости, износ торцевых уплотнений идет интенсивней, чем при изменении его концентрации (см. рис. 2б, загрязнитель М20, концентрация 0,08% по массе).

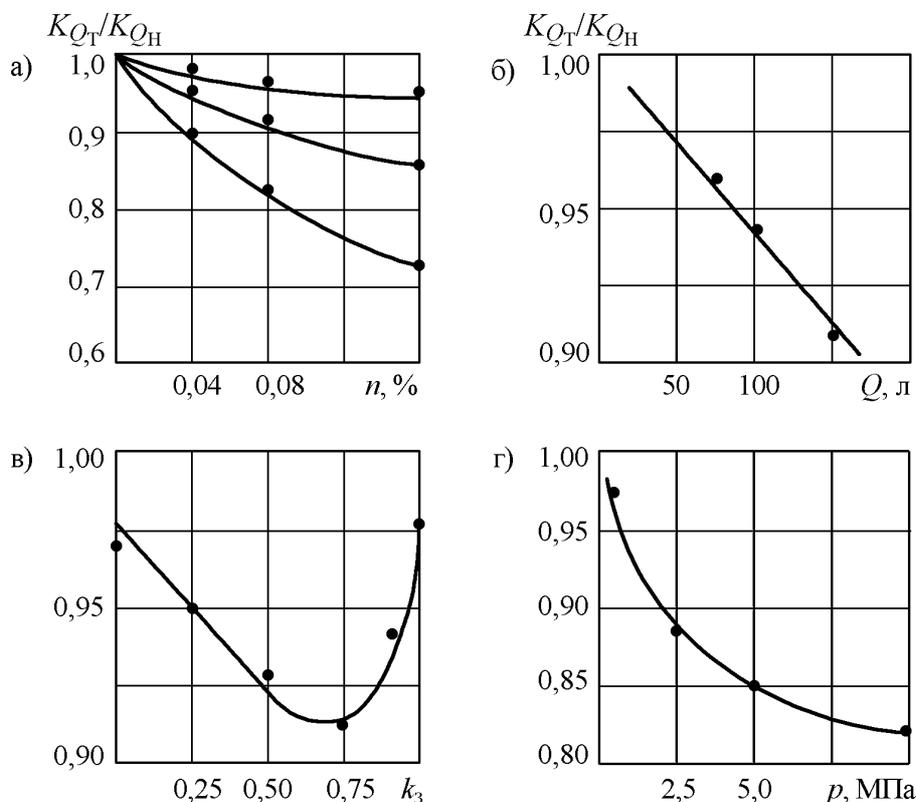


Рис. 2. Влияние параметров загрязнения и режима нагружения на износ насосов НШ

Характер зависимости изменения коэффициента подачи насосов от режима их нагружения показан на примере насосов НШ-46У на рис. 2в. Насосы были испытаны при номинальном давлении 10 МПа на рабочей жидкости, содержащей 0,08 % загрязнителя М20. Установлено, что зависимость изменения коэффициента подачи от коэффициента загрузки носит сложный экспоненциальный характер, с экстремальной точкой для рассматриваемого случая в зоне $k_3 = 0,75$.

Режим нагружения насосов номинальным давлением был циклическим, с продолжительностью цикла 6 с. В этом случае экстремальной точкой изменения коэффициента подачи соответствует время работы насосов под давлением разгрузки, равное 1,5 с. Дальнейшее сокращение этого времени в цикле нагружения приводит к тому, что в парах трения и, в частности, в торцевых щелевых уплотнениях насосов, очевидно, не происходит обновление загрязнения, в связи с чем интенсивность их износа снижается. Так, при работе насосов без периодической их разгрузки, абразивный износ минимален и не превышает износ при работе насосов под давлением разгрузки, т.е. на холостом ходу.

Абразивная способность кварцевых частиц загрязнителя определяется уровнем контактных напряжений, которые могут быть созданы частицами в поверхностном слое деталей насосов.

Увеличение рабочего давления, т.е. нагрузки на детали насосов, приводит к пропорциональному увеличению износа; однако с превышением некоторой критической ее величины интенсивность износа насосов замедляется (рис. 2г).

В нашем случае для указанных насосов, вида искусственного загрязнителя и его содержания в рабочей жидкости, критическая величина рабочего давления, выше которого происходит интенсивное разрушение абразивных кварцевых частиц, составляет около 3 МПа.

Представленные результаты исследований лишней раз подтверждают, что рекомендации по использованию абсолютных фильтров и обеспечению абсолютной чистоты гидроприводов тех-

нически интересны, но экономически зачастую спорны. Целесообразность их применения, как какого-либо усовершенствования, определяется ценой, которую готов платить потребитель за достигнутый в этом случае эффект. А это требует, в свою очередь, проведения квалифицированных испытаний и подконтрольной эксплуатации техники.

Литература

1. Барышев В.И., Мосин А.И., Арташин А.С. Классификация и кодирование промышленной чистоты// Стандарты и качество. – 1989. – № 5. – С. 17–19.
2. Шабанов В.К. Васильченко В.А. Оптимальная фильтрация рабочих жидкостей и выбор фильтрующих устройств для гидросистем// Приводная техника. – 1989. – № 3–4. – С. 55–58.
3. Полянская Г.С., Гольдшмидт А.И. Чистота рабочих жидкостей гидроприводов, обеспечивающих надежную работу металлообрабатывающего оборудования// Приводная техника. – 1999. – № 1–2. – С. 45–49.
4. Свешиников В.К. Фильтрация рабочих жидкостей в современных гидроприводах// Гидравлика и пневматика. – 2004. – № 11–12. – С. 15–17.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ТУРБОПИТАТЕЛЬНОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

В.А. Васильев

Приводятся результаты промышленных испытаний питательных насосов с целью определения КПД проточной части. Проведен подробный сравнительный анализ эффективности использования питательных насосов с различными КПД проточной части. Определены полные затраты на турбопитательную установку за время работы до списания и условия выбора насосов при реконструкции.

С целью проведения сравнительного анализа качества новых модернизированных насосов, внедряемых на электростанциях России, проведены промышленные испытания турбопитательной насосной установки энергоблоков мощностью 800 МВт Пермской ГРЭС, Сургутской ГРЭС-2 и Нижневартовской ГРЭС. Во время испытаний определялись, как напорная характеристика насосов, так и коэффициент полезного действия (КПД) в условиях электрической станции.

КПД определяет эффективность работы турбопитательной установки и представляет собой произведение гидравлического, объемного и механического КПД.

Механический КПД определяется механическими потерями на трение в подшипниках, в уплотнениях вала и на трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость (дисковое трение). Мощность, остающаяся за вычетом механических потерь, передается рабочими колесами жидкости. Объемный КПД отражает потери, связанные с утечками через уплотнения вала и гидропята. Таким образом, объемный КПД определяется суммарными утечками в рабочих колесах или ступенях проточной части, концевых уплотнениях и разгрузочном устройстве. Гидравлический КПД характеризует потери на преодоление гидравлического сопротивления проточной части насоса.

В промышленных условиях точное определение механических и объемных потерь затруднено в связи с достаточно малым уровнем этих потерь. Поэтому, как правило, при проведении промышленных испытаний проводится лишь оценка их уровня.

Определение КПД насоса с конденсационным турбоприводом и предвключенным насосом на одном валу с турбиной (через редуктор) требует непосредственного измерения мощности приводной конденсационной турбины по измерениям расходов и давлений пара, а также КПД предвключенного насоса, что достаточно сложно.

Менее громоздким методом, которым и проводились измерения внутреннего КПД, является термодинамический метод (Т-метод) в соответствии с формулой [1,2]:

$$\eta = \frac{v_1(p_2 - p_1)}{h_2 - h_1}, \quad (1)$$

где h_2, h_1 – удельные энтальпии воды на выходе и входе насоса, Дж/кг; P_2 и P_1 – давление на выходе и входе насоса; V_1 – удельный объем жидкости на входе насоса.

Преимущества Т-метода в сравнении с методом определения КПД по гидравлической мощности потока в гидромашине и механической мощности на валу – снижение количества точек измерений, времени проведения и подготовки испытаний, а также простой и оперативный анализ результатов

В настоящее время этот метод является основным при определении КПД мощных питательных насосов, как в отечественной, так и зарубежной практике промышленных испытаний. При сравнении эффективности различных конструкций питательных насосов часто используют внутренний КПД, не учитывающий механические потери в подшипниковых узлах и протечки в концевых уплотнениях.

Определение КПД в промышленных условиях проведено на следующих питательных насосах: головном образце насоса ПН 1500–350–4А, установленного на энергоблоке 800 МВт Нижневартовской ГРЭС, питательном насосе ПН 1500–350–3 на энергоблоке 800 МВт Сургутской

ГРЭС-2; на насосе типа ПН 1500-350-1М, реконструированного Калужским турбинным заводом, и насосе фирмы KSB типа СНТД-8/7 энергоблоков 800 МВт Пермской ГРЭС.

При испытаниях запись необходимых режимных параметров осуществлялась с использованием АСУ энергоблока ГРЭС за исключением измерения температуры воды на входе и выходе насоса. Здесь было использовано нестандартное измерительное устройство (многоканальный прецизионный измеритель-регулятор температуры МИТ 8.03), обеспечивающее измерение температур с предельной погрешностью $0,03^\circ\text{C}$, укомплектованное платиновыми термометрами сопротивления типа ПТСВ-4 (класс 2). На рис. 1 приводится систематическая погрешность по каналу измерения (термосопротивления и вторичный прибор МИТ) при измерении разности температуры в диапазоне температуры $180\text{--}240^\circ\text{C}$.

Исходная информация автоматически собиралась на первичном интервале $30\text{--}40$ мин с периодом дискретизации (опроса датчиков) 10 сек. Таким образом, результат усреднялся на основе 6 измерений в минуту. Общее количество измерений на одной ступени нагрузки составляло от 180 до 240.

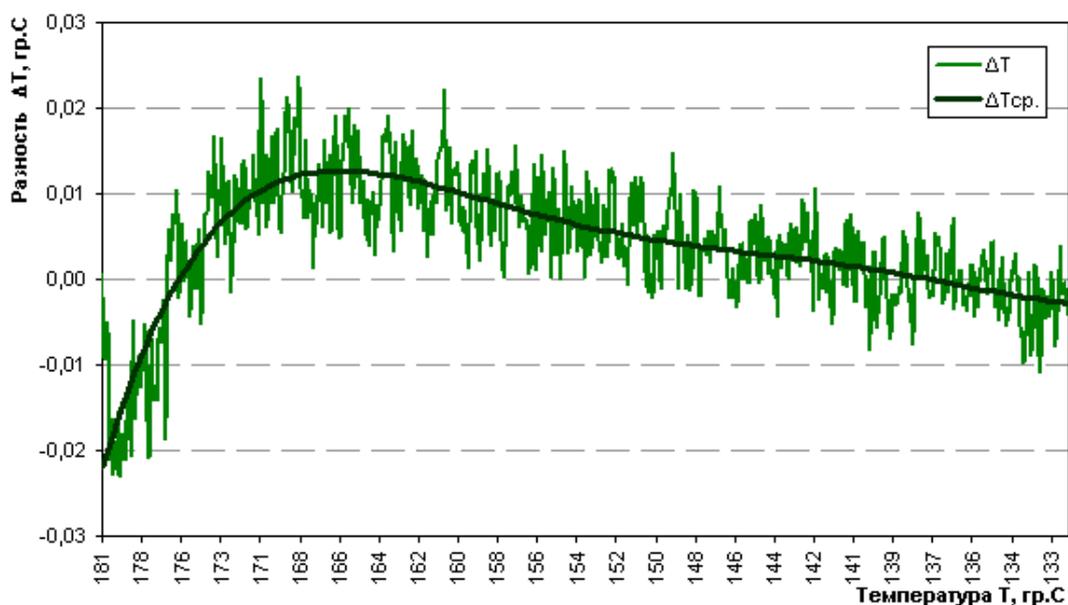


Рис. 1. Погрешность измерения разности температур в диапазоне от 130 до 180°C

Использование указанного прибора дает возможность измерять малые разности температур с точностью $0,02\text{--}0,03^\circ\text{C}$ (нагрев воды в насосе), и как следствие, разность энтальпий с точностью, необходимой для определения КПД.

Предельные погрешности экспериментального определения внутреннего КПД питательного насоса с учетом погрешности измерения разности температур не превышают $0,6\%$, что удовлетворяет требованиям ГОСТ 6134-87 ($\pm 3\%$).

Предварительная обработка информации включала в себя определение абсолютных давлений среды, термодинамических функций воды и расходов с поправкой на изменение удельного объема. Удельный объем и энтальпия воды определялись по уравнениям термодинамического состояния воды, принятым в «Типовом алгоритме расчета технико-экономических показателей конденсационных энергоблоков мощностью $300, 500, 800$ и 1200 МВт» – М. СПО Союзтехэнерго, 1978.

Суммарные механические потери в этих узлах определялись расчетным путем. Было установлено, что величина этих потерь примерно равна $50\text{--}100$ кВт, что составляет $\sim 0,3\text{--}0,5\%$ мощности насоса и для сравнительного анализа они могут не рассматриваться.

Результаты измерения КПД и частоты вращения насоса ПН 1500-350-4 Нижневартонской ГРЭС приведены на рис. 2 в зависимости от расхода питательной воды. Зависимость КПД от расхода, пересчитанная для частоты вращения 4665 мин^{-1} приведена на рис.3. Как видно из рис. 3, насос имеет максимальный КПД в районе $1600\text{--}1700\text{ м}^3/\text{ч}$. При этом величина КПД не превышает 79% . При работе энергоблока с мощностью в пределах от 600 до 800 МВт расход питательных насосов, работающих в параллель, не превышает $1000\text{--}1300\text{ м}^3/\text{ч}$. Частота вращения изменяется

Контроль, испытания, эксплуатация

в пределах от 3800 до 4200 мин⁻¹. Уровень КПД находится в пределах 77–79 %, без учета потерь в разгрузочном устройстве, механических потерь в подшипниках и проточной части и объемных потерь в концевых уплотнениях (рис. 2).

Аналогичные исследования с целью определения внутреннего КПД питательных насосов различной конструкции были осуществлены на Сургутской ГРЭС-2 и Пермской ГРЭС. Некоторые результаты исследований приведены на рис. 3. Видно, что уровень КПД насосов ПН 1500-350-4А, ПН 1500-350-3 и ПН 1500-350-1М (последний реконструирован Калужским турбинным заводом) не превышает 81 % в оптимальной точке. КПД насосов фирмы KSB можно рассматривать как практически достижимый уровень для насосов рассматриваемого класса. Отсюда следует, что энергоблок мощностью 800 МВт, оснащенный насосами типа ПН 1500-350, имеет запас примерно (4–6) % по КПД турбопитательной установки.

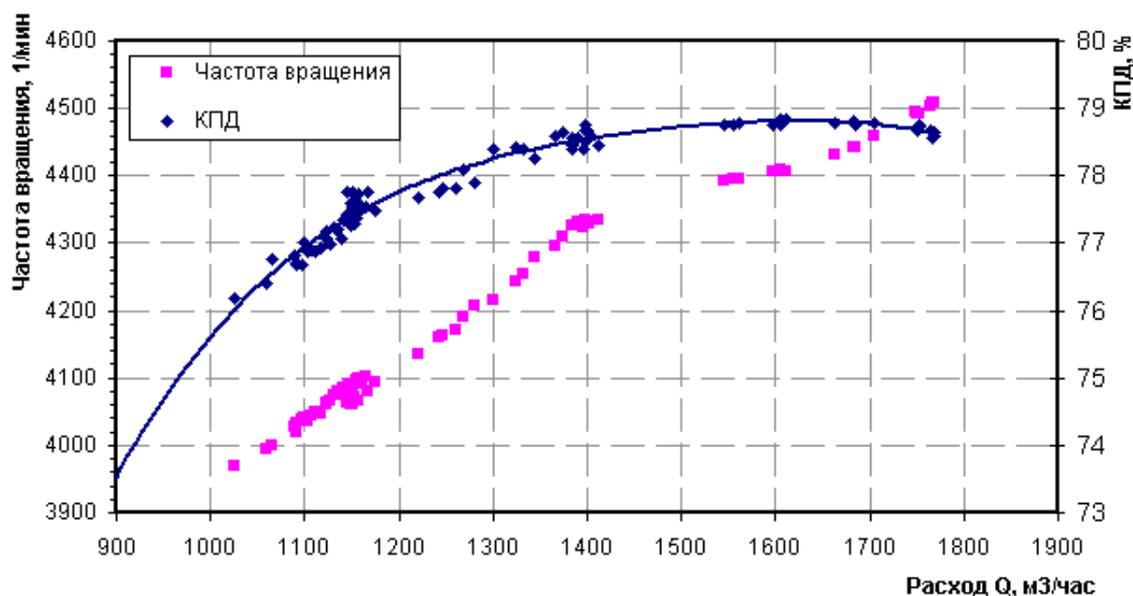


Рис. 2. Внутренний КПД и частота вращения ротора питательного насоса в зависимости от расхода

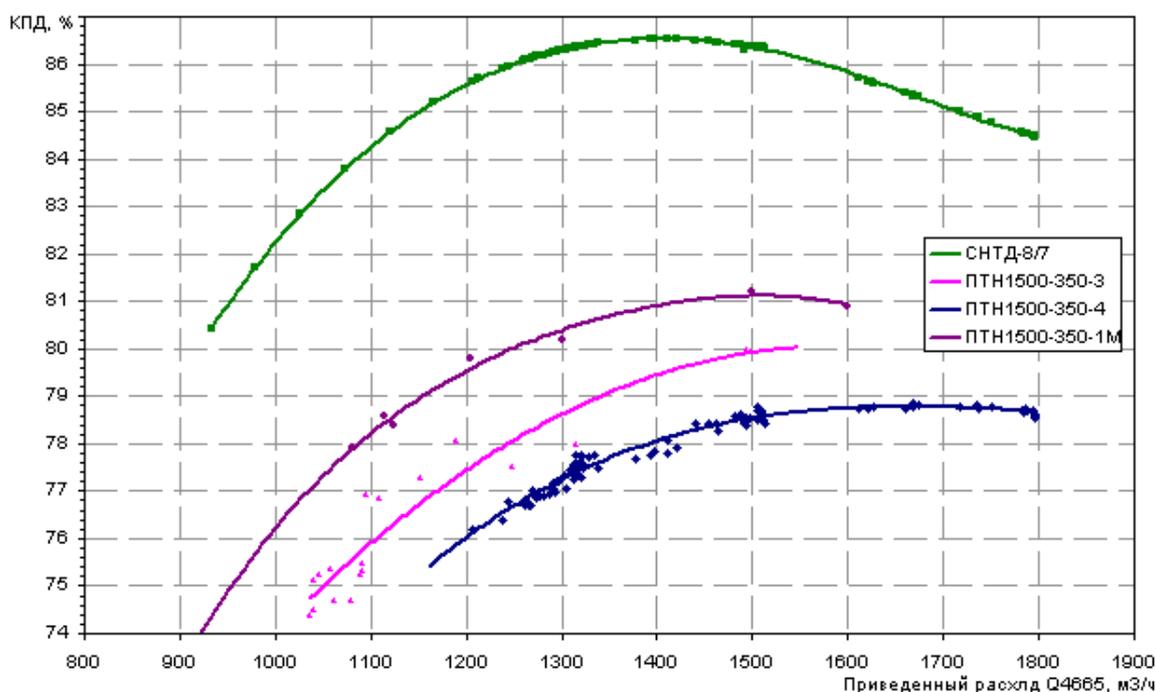


Рис. 3. КПД насосов фирмы KSB, Пролетарского завода ПН 1500-350-3, ПН 1500-350-4 и Калужского турбинного завода ПН 1500-350-1М

Для насосов, предназначенных на длительную непрерывную работу в условиях электрической станции стоимость затрат на электрическую энергию оказывается значительной. Для установок же большой мощности, каким является турбопитательный насос, проблема экономии электрической энергии становится приоритетной.

Уравнение затрат, связанных с работой насосов от приобретения до утилизации, (Стоимость Жизненного Цикла – LCC) выглядит следующим образом [3]:

$$LCC = C_{\text{ц}} + C_{\text{м}} + C_{\text{э}} + C_{\text{о}} + C_{\text{р}} + C_{\text{н}} + C_{\text{д}} + C_{\text{экол}}$$

или (разделим на $C_{\text{ц}}$)

$$LCC = C_{\text{ц}} \left(1 + \frac{C_{\text{м}} + C_{\text{э}} + C_{\text{о}} + C_{\text{р}} + C_{\text{н}} + C_{\text{д}} + C_{\text{экол}}}{C_{\text{ц}}} \right), \quad (2)$$

где $C_{\text{ц}}$ – затраты на приобретение насосов (инвестиции), $C_{\text{м}}$ – затраты на монтаж, $C_{\text{э}}$ – затраты на электрическую энергию, $C_{\text{о}}$ – затраты на обслуживание, $C_{\text{р}}$ – затраты на ремонт, $C_{\text{н}}$ – потери от простоев, $C_{\text{д}}$ – затраты на демонтаж, $C_{\text{экол}}$ – затраты на экологические платежи.

Принято рассматривать издержки электрической энергии значимыми в том случае, когда они достигают размера инвестиции, то есть:

$$\frac{C_{\text{э}}}{C_{\text{ц}}} \geq 1. \quad (3)$$

Зависимость величины энергетических затрат от основных параметров, влияющих на величину затрат в течение жизненного цикла применительно к турбопитательной установке мощного энергоблока, можно представить в виде [3]:

$$C_{\text{э}} = \sum_{j=1}^z \left\{ n \cdot \frac{E_{\text{о}}}{\left[1 + \frac{i-P}{100} \right]^n} \cdot \rho \cdot g \cdot \int \frac{Q_{\text{H}}(t) \cdot H_{\text{H}}(t)}{\eta_{\text{H}} \cdot \eta_{\text{T}}} dt \right\}_j \quad (4)$$

где n – жизненный цикл в годах, z – число насосов, $E_{\text{о}}$ – тариф электрической энергии, $i-P$ – дисконтирующий фактор, ρ – плотность перекачиваемой среды, g – ускорение земного тяготения, $t_{\text{о}}; t_{\text{к}}$ – начало и конец цикла эксплуатации насосного агрегата, $Q_{\text{H}}(t)$ – мгновенный расход отдельного насоса, $H_{\text{H}}(t)$ – мгновенный напор отдельного насоса, η_{H} – КПД насоса, η_{T} – КПД приводной турбины.

Последние два параметра являются функцией подачи и частоты вращения ротора насоса.

КПД приводной турбины существенным образом влияет на КПД установки в целом. На рис. 4 приведена зависимость КПД турбины ОК 18 ПУ Калужского турбинного завода для блока 800 МВт от расхода пара через стопорный клапан. Максимальный КПД порядка 83% соответствует расходу пара 80 т/ч. При работе блока с максимальной нагрузкой 800 МВт расход пара через стопорный клапан приводной турбины не превышает 60 т/ч. В этом случае КПД турбины находится на уровне 77%, что на 5% ниже максимального. Таким образом, как и питательный насос, приводная турбина при максимальных нагрузках блока 800 МВт имеет резерв по КПД до 5%.

Выполним сравнительный анализ экономической эффективности использования насосов различного типа, основываясь на уравнении (2). При этом в качестве первого приближения учтем затраты на приобретение гидромашин и расходы на электроэнергию, связанные с их различием в КПД.

Для оценки затрат на приобретение предположим, что стоимость отечественного, питательного насоса примерно в два раза меньше стоимости импортного. Примем стоимость насосов KSB равной 500 тысяч долларов США, а насосов отечественного производства 250 тысяч долларов. Это соотношение близко к реальному.

Затраты, связанные с потерями от простоев, можно оценить на примере аварийных выходов из строя насосов ОАО «Тюменьэнерго». В течение двух лет имели место шесть аварийных остановов с заменой проточной части или ремонтом ротора насоса. Учитывая, что в ОАО «Тюмень-

Контроль, испытания, эксплуатация

энерго» установлено 16 питательных насосов. Примем, что на каждый питательный насос приходится 1/5 останова в год. При аварийном останове время простоя, связанное с заменой проточной части, принимаем равным 24 часам, ограничение по мощности энергоблока равным – 400 МВт. Объем электрической энергии невыработанной и не отпущенной в сеть будет равен 2 000000 кВтч на один насос.

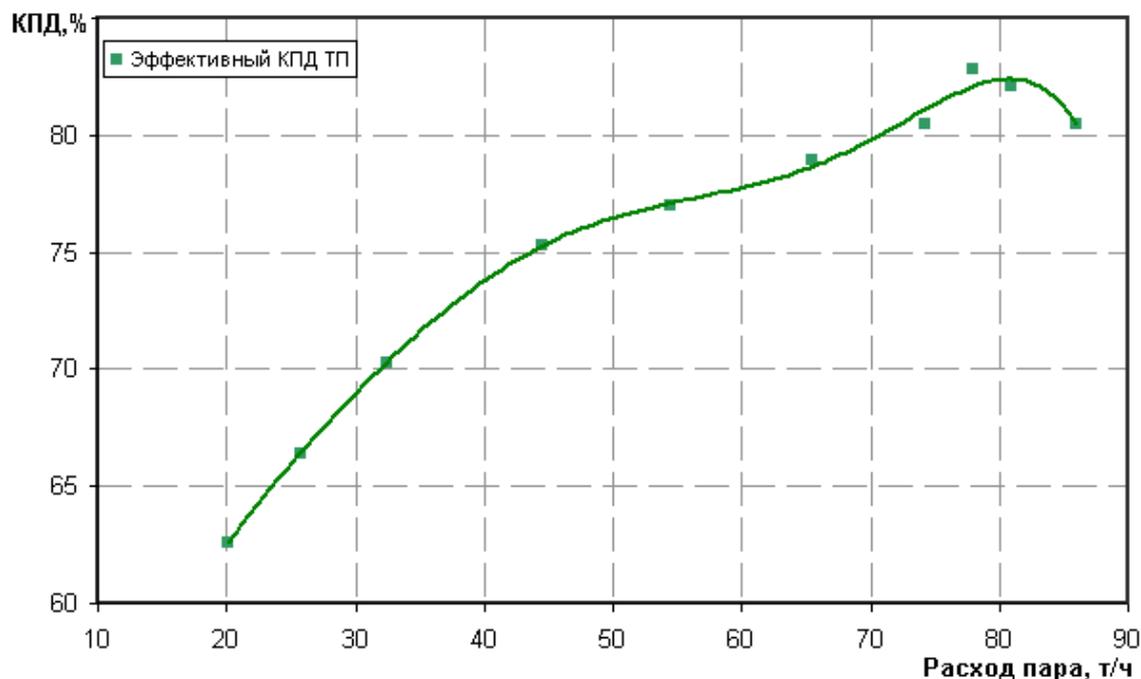


Рис. 4. КПД приводной турбины ОК 18-ПУ

Потери энергоблоков от использования насосов, связанные с низким КПД определим на основании результатов промышленных исследований, приведенных на рисунке 3. За базу примем величины КПД при расходах питательной воды 1500 м³/ч. Отсюда резерв по КПД : для насосов СНТД 8/7 KSB составляет – 0%, для ПН 1500-350-3 – 6%, для ПН 1500-350-4 – 7,5%, для ПН 1500-350-1М – 5%.

Примем ежегодную наработку равной 7500 часов, а стоимость 1 кВтч – 60 коп (2 цента США).

Мощность турбопитательной насосной установки блока равна 17 МВт. Следовательно, в течение года будет невыработано:

- для насосов ПН 1500-350-1М
17000 кВт x 0,05 x 7500 часов = 6 375 000 кВтч;
- для насосов ПН 1500-350-3
17000 кВт x 0,06 x 7500 часов = 7 650 000 кВтч;
- для насосов ПН 1500-350-4
17000 кВт x 0,075 x 7500 часов = 9 562 500 кВтч.

Стоимость невыработанной за 10 лет электрической энергии и не поступившей на федеральный оптовый рынок, с учетом цены на рынке, примерно равна:

- ПН 1500-350-1М = 1275000 долларов США.
- ПН 1500-350-3 = 1530000 долларов США.
- ПН 1500-350-4 = 1912500 долларов США.

Прогноз соотношения затрат при использовании различных типов насосов на десять лет исходя из цен 2005 года приведен на рис. 5.

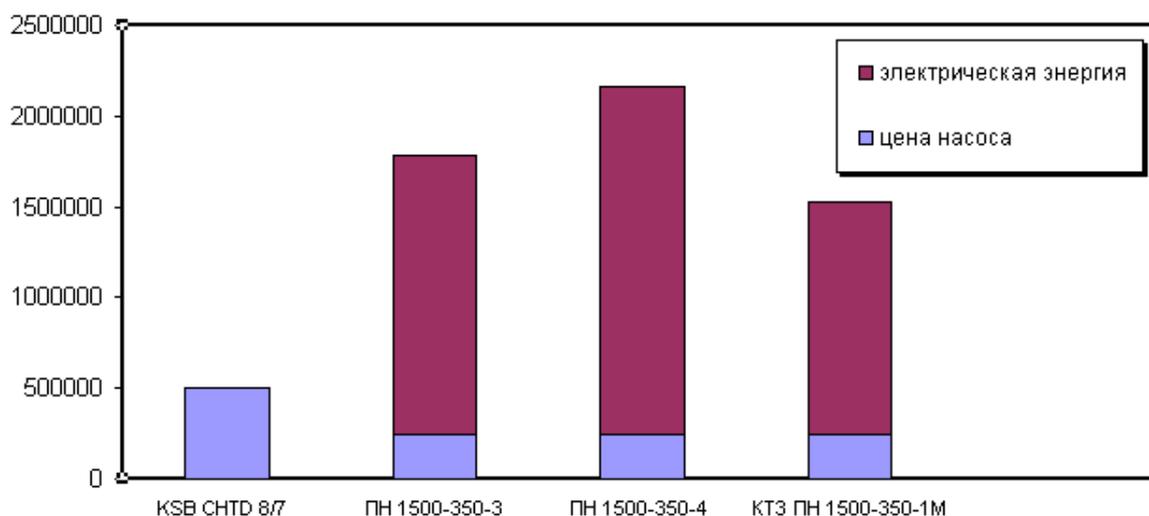


Рис. 5. Соотношение затрат на эксплуатацию насосных агрегатов

Цифры, приведенные здесь, очень приближенные. Однако можно сделать вывод, что критерий при выборе того или иного насоса должен быть комплексным. Ни в коем случае нельзя пренебрегать эффективностью насоса. Так как потери связанные с низким КПД в течение жизненного цикла могут существенно превысить затраты на приобретение агрегатов.

Литература

1. Thom A.S. *Thermodynamic testing of turbines and pumps.* – *J. Mech. Engng. Sci.* – 1965.– V. 7.– № 3.
2. Brand F.L. *Das Thermodynamische Verfahren zur Messung des Wirkungsgrades von Wasserturminen und Humpen.* – *VDI-Berichte.*– 1964.– № 75.
3. Wurzbacher P. *Energie – Ein Basiselement in der Lebenszykluskosten betrachtung.* – *VDI – Pump Users international Forum, Karlsruhe, 2000.*

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ СО ЗВЕНЬЯМИ-ЭКСЦЕНТРИСИТЕТАМИ

М.М. Тверской

Предлагается методика вероятностного расчета технологических и сборочных размерных цепей, содержащих звенья-эксцентриситеты, в качестве математических моделей которых приняты случайные векторы, имеющие круговое или сферическое нормальное распределение. Векторная размерная цепь приводится к линейной размерной цепи, в которую в качестве составляющего звена входит модуль вектора результирующего эксцентриситета. Приведены алгоритмы вычисления математического ожидания и дисперсии этого звена для различных условий обработки и сборки.

В состав многих конструкторских и технологических размерных цепей входят звенья, с помощью которых моделируются параметры, характеризующие погрешности взаимного положения поверхностей, имеющих центр или ось симметрии, например, отклонение от концентричности наружной и внутренней сфер, отклонение от соосности осесимметричных поверхностей, отклонение центра сферы от оси кругового конуса и т.п. В дальнейшем эти звенья будем называть звеньями-эксцентриситетами.

Эксцентриситет характеризуется величиной и направлением, т.е. является вектором (трех- или двухмерным), что должно учитываться при разработке инженерных методик расчета размерных цепей, содержащих звенья-эксцентриситеты.

Математическое описание эксцентриситета

В качестве простейшего примера формирования эксцентриситета рассмотрим растачивание цилиндрического отверстия на координатно-расточном станке (рис. 1). Заготовка в виде прямоугольной плиты базируется по нижней и двум боковым сторонам, от которых должны быть выдержаны размеры $A \pm a$, $B \pm b$ до оси обрабатываемого отверстия.

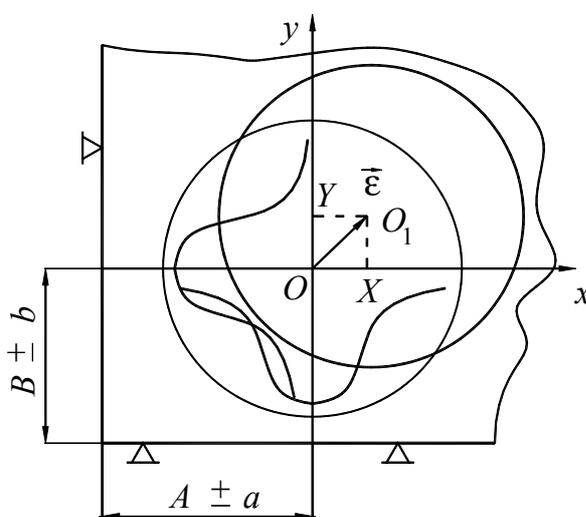


Рис. 1. Образование эксцентриситета при растачивании отверстия

Введем прямоугольную систему координат Oxy , начало которой поместим в точку O , соответствующую номинальному положению оси обрабатываемого отверстия. На осях Ox и Oy будем откладывать появляющиеся отклонения действительных координат центра отверстия от их номинальных значений. Эти отклонения будем считать независимыми случайными величинами (X, Y) , имеющими нормальные центрированные распределения:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2\sigma_x^2}}; \quad f(y) = \frac{1}{\sigma_y \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{y^2}{2\sigma_y^2}}. \quad (1)$$

Совокупность отклонений X и Y при каждой реализации процесса обработки определяет случайную точку O_1 – точку пересечения оси отверстия с координатной плоскостью Oxy . Вектор $\vec{\epsilon}$, проведенный в эту точку из начала координат,

является двумерным случайным вектором, проекции (X, Y) которого на оси координат имеют плотности распределения, описываемые зависимостями (1).

Средние квадратичные отклонения (СКО) σ_x и σ_y характеризуют точность выдерживания координат при обработке данной заготовки на данном станке.

Если $\sigma_x = \sigma_y = \sigma$, то зависимости (1) принимают вид:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}; \quad f(y) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{y^2}{2\sigma^2}}. \quad (2)$$

В этом случае положение случайной точки O_1 описывается круговым нормальным распределением

$$f(x, y) = \frac{1}{2\pi\sigma^2} e^{-\frac{1}{2\sigma^2}(x^2+y^2)}, \quad (3)$$

а величину σ называют радиальным СКО.

Рассмотрим одномерную случайную величину

$$\varepsilon = +\sqrt{X^2 + Y^2}, \quad (4)$$

определяющую расстояние от начала координат до случайной точки O_1 . Величина ε есть модуль случайного вектора: $\varepsilon = |\vec{\varepsilon}|$. Если вектор $\vec{\varepsilon}$ имеет круговое нормальное распределение (3), то распределение его модуля ε подчиняется закону Рэлея (рис. 2):

$$f(\varepsilon) = \begin{cases} \frac{\varepsilon}{\sigma^2} e^{-\frac{\varepsilon^2}{2\sigma^2}} & \text{при } \varepsilon \geq 0; \\ 0 & \text{при } \varepsilon < 0. \end{cases} \quad (5)$$

Следует отметить, что средние значения (математические ожидания МО) координат случайной точки O_1 равны нулю ($\hat{x} = \hat{y} = 0$), а МО ее удаленности от начала координат не равно нулю и определяется соотношением

$$\hat{\varepsilon} = \sigma\sqrt{\frac{\pi}{2}} \approx 1,253\sigma. \quad (6)$$

Значение СКО одномерной случайной величины ε

$$\sigma_\varepsilon = \sigma\sqrt{2 - \frac{\pi}{2}} \approx 0,6551\sigma. \quad (7)$$

Из (7) следует, что $\sigma_\varepsilon < \sigma$. Это свидетельствует о более тесном группировании случайной величины ε вокруг своего среднего значения по сравнению с группированием случайных величин X и Y . Максимум функции $f(\varepsilon)$ имеет место при $\varepsilon = \sigma$, что не совпадает с МО. Поле рассеивания случайной величины ε , имеющей распределение (5), в инженерных расчетах обычно принимается равным $2\sigma_\varepsilon\sqrt{7}$:

$$\omega_\varepsilon = 2\sigma_\varepsilon\sqrt{7} \approx 5,2915\sigma_\varepsilon; \quad \omega_\varepsilon = 2\sigma\sqrt{7\left(2 - \frac{\pi}{2}\right)} \approx 3,4667\sigma. \quad (8a, б)$$

Вероятность попадания случайной величины ε на отрезок от нуля до $3,47\sigma$ равна 99,76% [1].

Соотношения (8) позволяют вычислять $\sigma_\varepsilon, \sigma$ и $\hat{\varepsilon}$ по величине ε_{\max} , регламентируемой в конструкторских и технологических документах. Согласно (4), (5) и рис. 2 $\varepsilon_{\min} = 0$. Поэтому $\omega_\varepsilon = \varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min} = \varepsilon_{\max}$.

Из (8a) следует, что

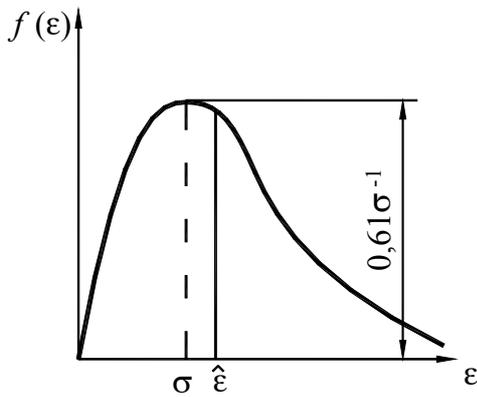


Рис. 2. Распределение Рэлея

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_{\max}}{2\sqrt{7}} \approx 0,189 \varepsilon_{\max} . \quad (9)$$

Из (8а) и (7) находим

$$\sigma = \frac{\sigma_{\varepsilon}}{\sqrt{2 - \frac{\pi}{2}}} = \frac{\varepsilon_{\max}}{2\sqrt{7\left(2 - \frac{\pi}{2}\right)}} = 0,288 \varepsilon_{\max} . \quad (10)$$

Из (10) и (6) находим

$$\hat{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_{\max}}{2\sqrt{7\left(\frac{4}{\pi} - 1\right)}} \approx 0,362 \varepsilon_{\max} . \quad (11)$$

Изложенные условия формирования эксцентриситета справедливы для большинства других случаев обработки деталей. Поэтому при расчете плоских векторных размерных цепей в качестве математической модели эксцентриситета в данной работе принят случайный вектор $\vec{\varepsilon}$, имеющий круговое нормальное распределение (3). В алгебраических уравнениях линейных размерных цепей, к которым будут приводиться векторные цепи, используется математическая модель эксцентриситета в виде одномерной случайной величины ε , описываемой соотношениями (4)–(11). Эти соотношения характеризуют только расстояние от принятого начала координат до случайной точки, расположенной на конце случайного вектора $\vec{\varepsilon}$.

При расчете пространственных векторных размерных цепей математической моделью эксцентриситета является трехмерный вектор $\vec{\rho}$ со сферическим нормальным распределением

$$f(x, y, z) = \frac{1}{(2\pi)^{3/2} \sigma^3} e^{-\frac{1}{2\sigma^2}(x^2+y^2+z^2)} . \quad (12)$$

Расстояние от начала координат до случайной точки (модуль вектора $\vec{\rho}$) определяется равенством

$$\rho = +\sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2} . \quad (13)$$

Плотность распределения одномерной случайной величины ρ подчиняется закону Максвелла [1]:

$$f(\rho) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{\rho^2}{\sigma^3} e^{-\frac{\rho^2}{2\sigma^2}} & \text{при } \rho \geq 0; \\ 0 & \text{при } \rho < 0. \end{cases} \quad (14)$$

МО и СКО случайной величины ρ :

$$\hat{\rho} = 2\sigma \sqrt{\frac{2}{\pi}} \approx 1,596\sigma; \quad (15)$$

$$\sigma_{\rho} = \sigma \sqrt{3 - \frac{8}{\pi}} \approx 0,6734\sigma . \quad (16)$$

Величина поля рассеивания ρ с вероятностью 99,68 % может быть принята равной

$$\omega_{\rho} = 3,7\sigma . \quad (17)$$

В зависимости от вида уравнений размерных цепей в них может осуществляться как векторное суммирование звеньев-эксцентриситетов, так и алгебраическое суммирование их модулей.

При векторном суммировании эксцентриситетов используются правила суммирования случайных векторов [2]. Для простоты проиллюстрируем их на примере суммирования двух независимых случайных двумерных векторов $\vec{\varepsilon}_1$ и $\vec{\varepsilon}_2$, имеющих круговые нормальные распределения (3) с радиальными СКО σ_1 и σ_2 . В этом случае вектор $\vec{\varepsilon} = \vec{\varepsilon}_1 + \vec{\varepsilon}_2$ будет иметь также круговое нормальное распределение с радиальным СКО $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$.

Величины σ_1 и σ_2 определяются соотношением (10). Распределение одномерной случайной величины $\varepsilon = |\bar{\varepsilon}|$ будет подчиняться закону Рэлея (5), а ее МО и СКО определяются соотношениями (6) и (7):

$$\hat{\varepsilon} = 1,253\sigma = 1,253\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}; \quad \sigma_{\varepsilon} = 0,6551\sigma = 0,6551\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}. \quad (18a, б)$$

Векторную разность $\bar{\varepsilon}_{2-1} = \bar{\varepsilon}_2 - \bar{\varepsilon}_1$ можно представить суммой векторов $\bar{\varepsilon}_{2-1} = \bar{\varepsilon}_2 + (-\bar{\varepsilon}_1)$. Вектор $(-\bar{\varepsilon}_1)$ имеет также круговое нормальное распределение с радиальным СКО σ_1 . Поэтому числовые характеристики распределения случайной величины $\varepsilon_{2-1} = |\bar{\varepsilon}_{2-1}|$ будут также определяться соотношениями (18).

При суммировании модулей векторов $\bar{\varepsilon}_1$ и $\bar{\varepsilon}_2$ следует использовать правила суммирования одномерных случайных величин. Поскольку принято, что модули ε_1 и ε_2 имеют распределение Рэлея с параметрами σ_1 и σ_2 , то

$$\hat{\varepsilon}_i = 1,253\sigma_i; \quad \sigma_{\varepsilon_i} = 0,6551\sigma_i; \quad i = 1; 2. \quad (19a, б)$$

Тогда случайная величина $\varepsilon' = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$ имеет следующие числовые характеристики распределения

$$\hat{\varepsilon}' = \hat{\varepsilon}_1 + \hat{\varepsilon}_2 = 1,253(\sigma_1 + \sigma_2); \quad \sigma_{\varepsilon'} = 0,6551\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}. \quad (20a, б)$$

Случайная величина $\varepsilon'' = \varepsilon_2 - \varepsilon_1$ (разность модулей) имеет характеристики распределения

$$\hat{\varepsilon}'' = \hat{\varepsilon}_2 - \hat{\varepsilon}_1 = 1,253(\sigma_2 - \sigma_1); \quad \sigma_{\varepsilon''} = 0,6551\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}. \quad (21a, б)$$

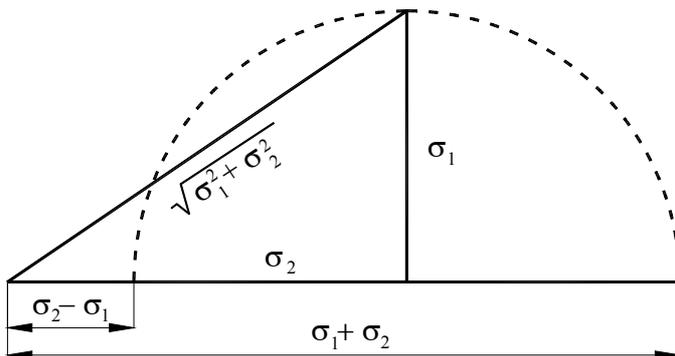


Рис. 3. Сопоставление МО модуля векторной суммы с МО суммы и разности модулей двух случайных векторов

Из сопоставления (18), (20), (21) следует, что СКО модуля векторной суммы (разности), суммы и разности модулей векторов $\bar{\varepsilon}_1$ и $\bar{\varepsilon}_2$ равны между собой ($\sigma_{\varepsilon} = \sigma_{\varepsilon'} = \sigma_{\varepsilon''}$), однако МО указанных случайных величин различны. Для наглядного их сопоставления построим прямоугольный треугольник с катетами σ_1 и σ_2 (рис. 3). Тогда МО модуля векторной суммы (разности) будет пропорционально гипотенузе этого треугольника, МО суммы модулей пропорционально сумме катетов

($\sigma_1 + \sigma_2$), а МО разности модулей – разности катетов. Последняя может быть равна нулю, в то время как МО модуля векторной разности двух независимых ненулевых случайных векторов всегда отлично от нуля.

Технологические размерные цепи со звеньями-эксцентриситетами

Рассмотрим обработку на токарном станке (рис. 4). Заготовка цилиндрической формы с номинальным радиусом R базируется в трехкулачковом самоцентрирующем патроне. В результате обработки образуется новая цилиндрическая поверхность с номинальным радиусом r . В дальнейшем для краткости цилиндрические поверхности в тексте будем называть теми же буквами, что и их радиусы.

В результате действия нескольких случайных факторов между осями цилиндрических поверхностей R и r появляется эксцентриситет величиной ε .

Выберем на обработанной поверхности r произвольную точку A . Удаляемый в этой точке припуск, измеряемый по нормали к обработанной поверхности, обозначим \bar{Z} . Уравнение векторной размерной цепи для припуска имеет вид

$$\bar{Z} = \bar{R} - \bar{\varepsilon} - \bar{r}. \quad (22)$$

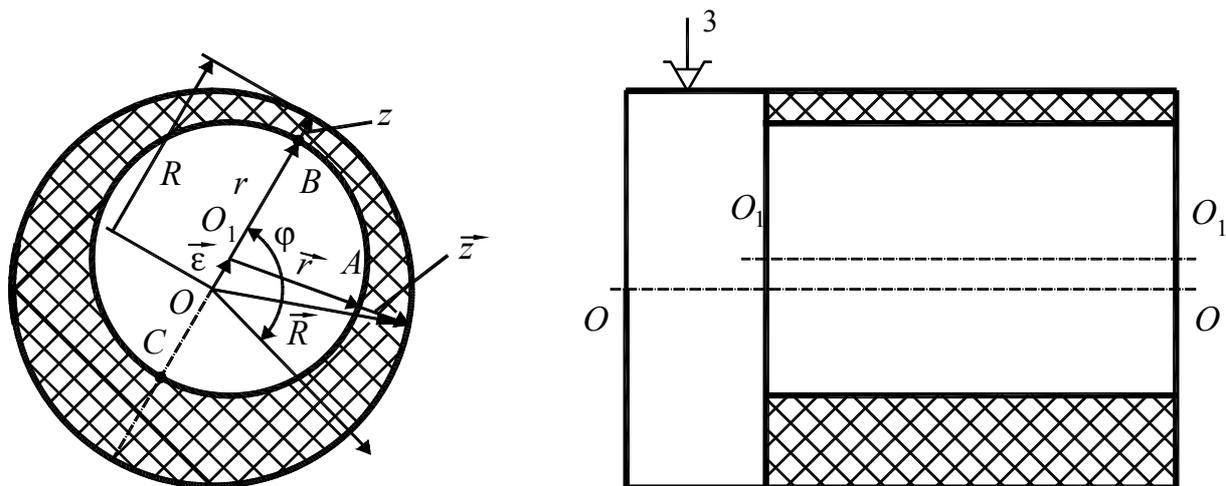


Рис. 4. Удаляемый припуск при наличии эксцентриситета

Из этого уравнения необходимо определить радиус заготовки R при известных значениях r , ϵ , Z_{\min} . Величина Z_{\min} должна обеспечивать удаление следов предшествующей обработки и дефектного поверхностного слоя (при его наличии) и предварительно определяется расчетным путем [3]. При растачивании отверстия с радиусом R определяемой величиной в цепи (22) является r – радиус поверхности, полученной на предшествующей операции.

В соответствии с принятой математической моделью считаем, что случайный вектор $\vec{\epsilon}$ имеет круговое нормальное распределение (3). Угол φ (см. рис. 4), определяющий направление этого вектора в полярной системе координат, связанной с заготовкой, имеет распределение по закону равной вероятности в пределах от 0 до 2π [4].

Если пренебречь погрешностями формы цилиндрических поверхностей R и r , то при каждой реализации процесса фактическое направление вектора $\vec{\epsilon}$ однозначно определяет направление, в котором удаляемый припуск имеет наименьшее значение. Именно для этого направления и должна рассчитываться размерная цепь (22). Если погрешностями формы пренебрегать нецелесообразно, то их величину следует включить в расчетное значение Z_{\min} в качестве дополнительного слагаемого.

Для указанного направления векторное уравнение (22) вырождается в алгебраическое

$$Z = R - \epsilon - r, \quad (23)$$

поскольку все векторы, входящие в уравнение (22), становятся коллинеарными.

При расчете линейной размерной цепи (23) методом «max–min» [3] имеем

$$Z_{\min} = R_{\min} - \epsilon_{\max} - r_{\max}. \quad (24)$$

Из уравнения (24) находим R_{\min} . Максимальное значение операционного размера $D_{\max} = 2R_{\max}$ находим, прибавляя к $2R_{\min}$ экономически обоснованный допуск T_D :

$$D_{\max} = 2R_{\max} = 2R_{\min} + T_D. \quad (25)$$

Таким образом, получаем предельно допустимые значения операционного размера $D_{\min} = 2R_{\min}$ и $D_{\max} = 2R_{\max}$ для предшествующей операции.

При расчете линейной размерной цепи (23) вероятностным методом слагаемые в правой части (23) рассматриваем как одномерные случайные величины. Исходным значением Z для определения R по-прежнему принимаем величину Z_{\min} . Вначале запишем выражение для МО (среднего значения) Z :

$$\hat{Z} = \hat{R} - \hat{\epsilon} - r. \quad (26)$$

Величину $\hat{\epsilon}$ находим из соотношения (11). Среднее значение припуска как замыкающего звена размерной цепи (23) определяем по формуле

$$\hat{Z} = Z_{\min} + 3\sigma_z, \quad (27)$$

считая, что замыкающее звено имеет нормальное распределение, несмотря на то, что, по крайней мере, одно составляющее звено (ϵ) имеет распределение, отличное от нормального. Обоснование этого можно найти в работе [2].

Величину σ_z , входящую в выражение (27), находим как СКО суммы случайных величин:

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_\epsilon^2 + \sigma_r^2} . \tag{28}$$

Значение σ_ϵ находим из выражения (9), а величины σ_R и σ_r – как одну шестую часть допусков на соответствующие радиусы:

$$\sigma_R = \frac{T_R}{6} = \frac{T_D}{12} ; \quad \sigma_r = \frac{T_r}{6} = \frac{T_d}{12} . \tag{29}$$

Найдя величину \hat{Z} из выражений (27)–(29), (9), (11), подставим это значение в уравнение (26) и найдем значение \hat{R} . Предельные значения операционного размера $D = 2R$ находим из соотношений

$$D_{\max,\min} = 2R_{\max,\min} = 2(\hat{R} \pm \frac{1}{2}T_R) = 2\hat{R} \pm T_R = 2\hat{R} \pm \frac{1}{2}T_D . \tag{30}$$

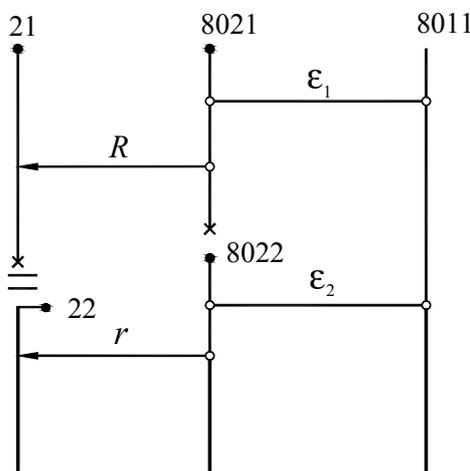


Рис. 5. Фрагмент размерной схемы технологического процесса

В более общем случае эксцентриситет между обработанной и обрабатываемой поверхностями, определяющий неравномерность удаляемого припуска, есть векторная разность эксцентриситетов, определяющих положение осей указанных поверхностей. Допустим, что некоторая цилиндрическая поверхность вала обрабатывалась вначале на токарном станке, а затем на круглошлифовальном. Базирование вала на этих операциях осуществлялась по центровым отверстиям. Фрагмент размерной схемы технологического процесса [3], соответствующий указанным операциям, приведен на рис. 5. Точка 8011 соответствует общей оси центровых отверстий, точка 8021 соответствует оси поверхности 21, полученной на токарной операции, а точка 8022 – оси поверхности 22, полученной шлифованием.

Векторная размерная цепь, показанная на рис. 6, имеет уравнение

$$\vec{Z} = \vec{R} + \vec{\epsilon}_1 - \vec{\epsilon}_2 - \vec{r} , \tag{31}$$

где \vec{Z} – замыкающее звено-припуск; $\vec{\epsilon}_1, \vec{\epsilon}_2$ – векторы эксцентриситетов поверхностей 21 и 22 относительно общей оси центровых отверстий.

При расчете цепи (31) методом «max–min» принимаем, что направление вектора $\vec{\epsilon}_1$, противоположно направлению вектора $\vec{\epsilon}_2$ (рис. 7). В этом случае векторное уравнение (31) вырождается в алгебраическое

$$Z = R - \epsilon_1 - \epsilon_2 - r . \tag{32}$$

Самое неблагоприятное сочетание значений звеньев цепи (32) дает

$$Z_{\min} = R_{\min} - \epsilon_{1\max} - \epsilon_{2\max} - r_{\max} \tag{33}$$

При известных значениях $Z_{\min}, \epsilon_{1\max}, \epsilon_{2\max}, r_{\max}$ из уравнения (33) можно найти R_{\min} , а из уравнения (25) – R_{\max} .

Однако сочетание направлений и модулей случайных векторов, соответствующих рис. 7 и соотношению (33), весьма маловероятно, поэтому основным методом расчета многозвенных размерных цепей вида (31) должен быть вероятностный метод. Введем обозначение

$$\vec{\epsilon}_\Sigma = \vec{\epsilon}_2 - \vec{\epsilon}_1 . \tag{34}$$

Вектор $\vec{\varepsilon}_\Sigma$ есть вектор эксцентриситета поверхности r относительно оси поверхности R . Подставим (34) в (31):

$$\vec{Z} = \vec{R} - \vec{\varepsilon}_\Sigma - \vec{r}. \quad (35)$$

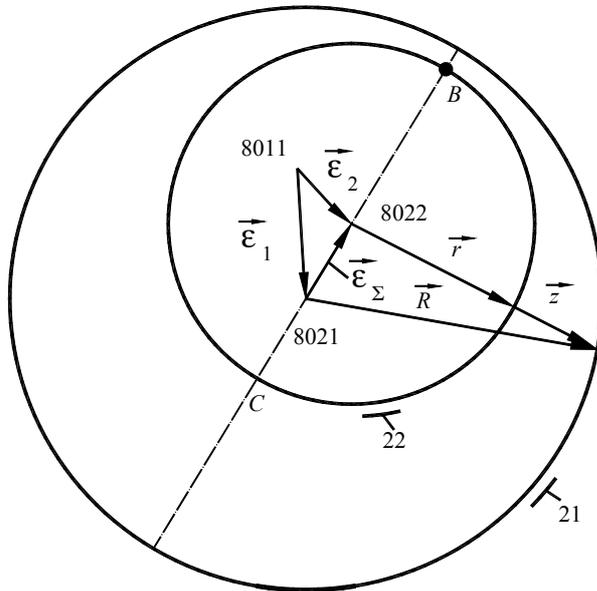


Рис. 6. Векторная размерная цепь для припуска

Для того чтобы замена двух звеньев $\vec{\varepsilon}_1$ и $\vec{\varepsilon}_2$ в цепи (31) одним звеном $\vec{\varepsilon}_\Sigma$ была корректной, вероятностные характеристики звена $\vec{\varepsilon}_\Sigma$ должны быть такими же, как и у векторной разности исходных звеньев. Поэтому числовые характеристики вектора $\vec{\varepsilon}_\Sigma$ находим как характеристики распределения суммы случайных векторов $\vec{\varepsilon}_2$ и $(-\vec{\varepsilon}_1)$, имеющих круговые нормальные распределения с радиальными СКО σ_1 и σ_2 .

В этом случае вектор $\vec{\varepsilon}_\Sigma$ будет иметь также круговое нормальное распределение с радиальным СКО

$$\sigma = \sqrt{\sum_{j=1}^n \sigma_j^2}. \quad (36)$$

В рассматриваемом случае $n = 2$. Величины σ_j определяются на основе регламентированных в технологической документации значений $\varepsilon_{j\max}$ в соответствии с соотношением (10):

$$\sigma_j \approx 0,288 \varepsilon_{j\max}. \quad (37)$$

Модуль вектора $\vec{\varepsilon}_\Sigma$ (как одномерная случайная величина) имеет распределение Рэля (5) с МО и СКО, определяемыми соотношениями (6) и (7):

$$\hat{\varepsilon}_\Sigma \approx 1,253\sigma, \quad (38)$$

$$\sigma_{\varepsilon_\Sigma} \approx 0,6551\sigma. \quad (39)$$

Направление случайного вектора $\vec{\varepsilon}_\Sigma$ при каждой реализации процесса определяет наиболее «опасную» точку B (см. рис. 6), в которой величина удаляемого припуска наименьшая. Векторная размерная цепь (35) для указанной точки вырождается в линейную

$$Z = R - \varepsilon_\Sigma - r. \quad (40)$$

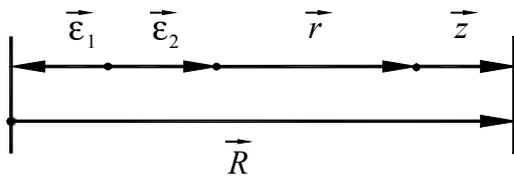


Рис. 7. Линейная размерная цепь для припуска при расчете методом «max-min»

Расчет линейной цепи (40) вероятностным методом производится по алгоритму, описанному для цепи (23). Отличие состоит лишь в вычислении МО и СКО звеньев ε и ε_Σ . Для звена ε , входящего в цепь (23), эти значения определяются непосредственно из соотношений (11) и (9), а для звена ε_Σ , входящего в цепь (40), – по формулам (36)–(39) через регламентируемые значения $\varepsilon_{j\max}$.

В предыдущем примере (см. рис. 6) поверхности R и r обрабатывались от единой технологической базы. В более общем случае они могут быть обработаны от разных баз. На рис. 8 показано, что ось поверхности R (точка O_R) связана эксцентриситетом $\vec{\varepsilon}_3$ с базовой осью, соответствующей точке O_1 , а ось поверхности r (точка O_r) связана эксцентриситетом $\vec{\varepsilon}_4$ с базовой осью O_2 . Оси O_1 и O_2 , в свою очередь, связаны эксцентриситетами $\vec{\varepsilon}_1$ и $\vec{\varepsilon}_2$ с общей базовой осью, соответствующей точке O . После выявления замкнутого контура $OO_1O_R A'AO_r O_2$ можно составить векторное уравнение размерной цепи для замыкающего звена – припуска \vec{Z} :

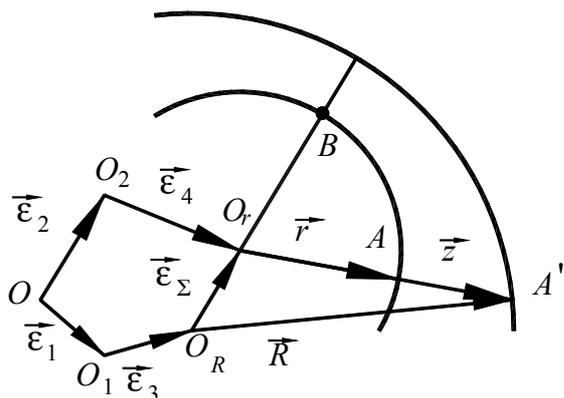


Рис. 8. Формирование многозвенной векторной размерной цепи для припуска при смене технологических баз

$$\vec{Z} = \vec{\epsilon}_1 + \vec{\epsilon}_3 + \vec{R} - \vec{\epsilon}_2 - \vec{\epsilon}_4 - \vec{r}. \quad (41)$$

Как и в предыдущем случае замкнем контур эксцентриситетов звеном $\vec{\epsilon}_\Sigma$:

$$\vec{\epsilon}_\Sigma = \vec{\epsilon}_2 + \vec{\epsilon}_4 - \vec{\epsilon}_1 - \vec{\epsilon}_3. \quad (42)$$

Подставляя (42) в (41), приходим к уравнению (35), соответствующему на рис. 8 замкнутому контуру $O_R A' A O_r$, и, в конечном итоге, к уравнению (40) линейной цепи. Отличие от предыдущего примера состоит лишь в том, что вектор результирующего эксцентриситета $\vec{\epsilon}_\Sigma$ содержит большее число слагаемых. Поэтому при вычислении радиального СКО вектора $\vec{\epsilon}_\Sigma$ по формуле (36) нужно принять $n = 4$.

Сборочные размерные цепи со звеньями-эксцентриситетами

Рассмотрим сопряжение крышки 1 с корпусом 2 (рис. 9). Крышка может устанавливаться только в одном угловом положении, определяемом штифтом 3, входящим в отверстие крышки. Одним из условий собираемости узла является наличие радиального зазора $\Delta = R_2 - r_2$ между нецентрирующими цилиндрическими поверхностями корпуса и крышки.

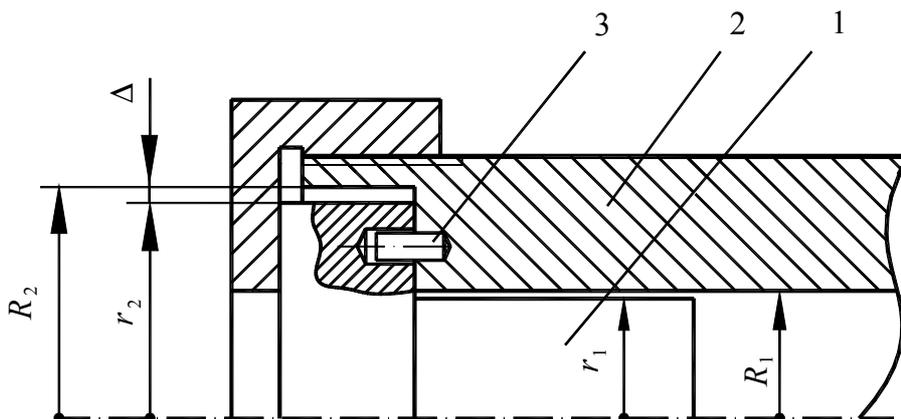


Рис. 9. Сборка при фиксированном угловом положении соединяемых деталей

Вначале рассмотрим такое взаимное положение крышки и корпуса, при котором их центрирующие цилиндрические поверхности r_1 и R_1 строго соосны. Положение их общей оси на рис. 10 соответствует точке О. Векторная размерная цепь, определяющая величину зазора Δ при соосном положении центрирующих поверхностей, имеет вид

$$\vec{\Delta} = \vec{R}_2 + \vec{E} - \vec{e} - \vec{r}_2, \quad (43)$$

где \vec{E} – эксцентриситет поверхностей R_2 и R_1 корпуса; \vec{e} – эксцентриситет поверхностей r_2 и r_1 крышки.

Вектор результирующего эксцентриситета

$$\vec{e}_\Sigma = \vec{e} - \vec{E}, \quad (44)$$

определяет направление векторов \vec{R}_2 и \vec{r}_2 , в котором радиальный зазор Δ имеет наименьшее значение при данной реализации процесса. Как и в случае наименьшего припуска составим для этого направления линейную размерную цепь

$$\Delta = R_2 - \epsilon_\Sigma - r_2. \quad (45)$$

За счет радиального смещения крышки на величину $(R_1 - r_1)$ зазор Δ может быть увеличен. Поэтому уравнение (45) принимает следующий вид

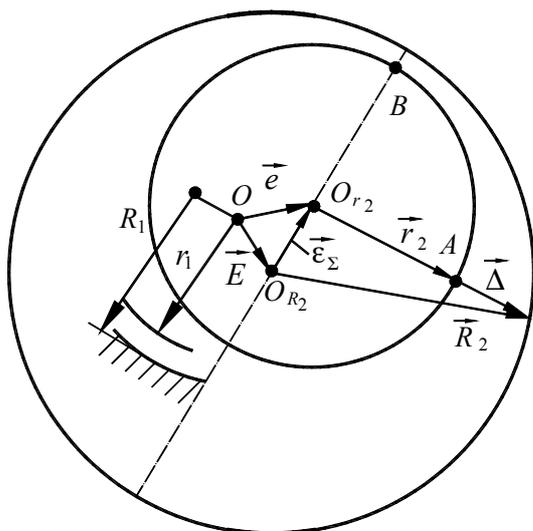


Рис. 10. Векторная размерная цепь для расчета зазора

находится МО замыкающего звена ($\hat{\Delta}$). После этого по формуле, аналогичной (26), находится МО искомого звена, например \hat{r}_2 , и по формуле (30) – его допустимые предельные значения.

Если в узле, показанном на рис. 9, убрать штифт 3 и допустить возможность подбора углового положения крышки относительно корпуса, то эксцентриситеты крышки e и корпуса E могут быть частично взаимно скомпенсированы. Рассмотрим сечение узла той радиальной плоскостью, в которой расположен вектор эксцентриситета корпуса \vec{E} (рис. 11). Вначале, как и ранее, принимаем, что центрирующие поверхности R_1 и r_1 расположены строго соосно. В зависимости от соотношения эксцентриситетов E и e возможны два случая.

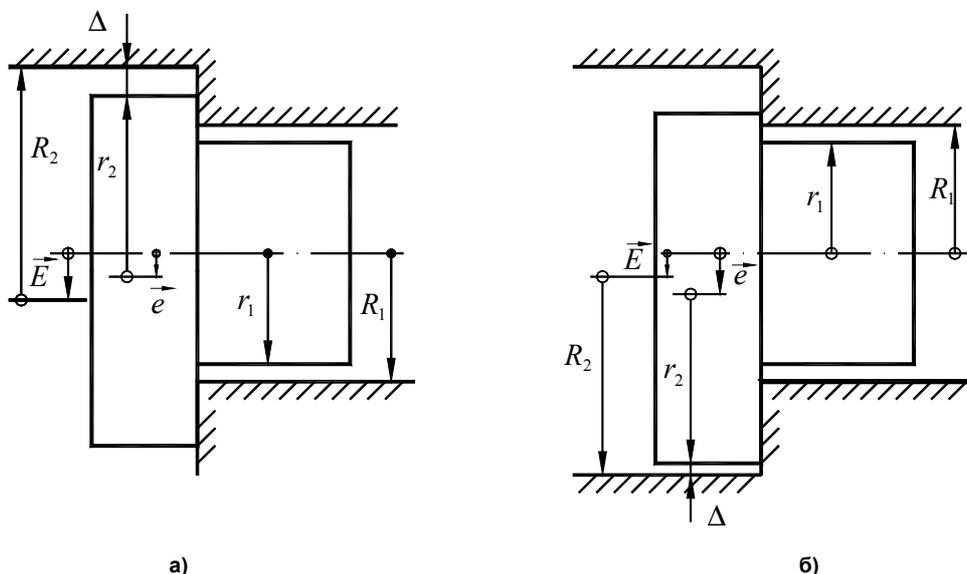


Рис. 11. Расчетная схема сопряжения при подборе углового положения соединяемых деталей

Если $E > e$, то наименьший зазор будет в направлении, противоположном направлению вектора \vec{E} (рис. 11а). Этот зазор можно увеличить разворотом крышки в такое угловое положение, при котором направление вектора ее эксцентриситета \vec{e} будет совпадать с направлением вектора \vec{E} . Тогда уравнение для наименьшего зазора принимает вид

$$\Delta = (R_2 - r_2) - (E - e). \quad (47)$$

Если $E < e$, то наименьший зазор будет в направлении, совпадающем с направлением векто-

$$\Delta = (R_1 - r_1) + (R_2 - r_2) - \epsilon_{\Sigma}. \quad (46)$$

Уравнение (46) отличается от уравнения (40) технологической размерной цепи наличием не одной, а двух разностей радиусов. Однако это отличие не является принципиальным, поэтому алгоритмы расчета цепей (40) и (46) совпадают. Вначале по формулам (36)–(39) на основе регламентированных значений $\epsilon_{1\max} = E_{\max}$ и $\epsilon_{2\max} = e_{\max}$ находим МО $\hat{\epsilon}_{\Sigma}$ и СКО $\sigma_{\epsilon_{\Sigma}}$ составляющего звена ϵ_{Σ} . Далее находится дисперсия σ_{Δ}^2 замыкающего звена суммированием дисперсий составляющих звеньев цепи (46), а затем СКО σ_{Δ} . Расчет ведется по формулам, аналогичным (28), (29). Затем по формуле, аналогичной (27),

ра \vec{e} . Его можно также увеличить за счет одинакового направления векторов \vec{E} и \vec{e} (рис. 11б). Уравнение для наименьшего зазора имеет вид

$$\Delta = (R_2 - r_2) - (e - E). \quad (48)$$

Уравнения (47) и (48) можно объединить:

$$\Delta = (R_2 - r_2) - |E - e|. \quad (49)$$

Зазор Δ можно дополнительно увеличить за счет радиального смещения крышки на величину $(R_1 - r_1)$. Окончательно получим

$$\Delta = (R_2 - r_2) + (R_1 - r_1) - |E - e|. \quad (50)$$

При расчете размерной цепи (50) методом «max–min» необходимо найти неизвестный размер, например r_2 , обеспечивающий величину зазора Δ не менее заданной величины Δ_{\min} при самых неблагоприятных сочетаниях размеров соединения и абсолютной максимальной величине результирующего эксцентриситета $|E - e| = \varepsilon$. Величина ε принимает максимальное значение, если один из эксцентриситетов принимает максимальное значение, а второй – минимальное, т.е. равен нулю. С учетом того, что в общем случае $E_{\max} \neq e_{\max}$, запишем

$$|E - e|_{\max} = \varepsilon_{\max} = \max\{E_{\max}, e_{\max}\}. \quad (51)$$

При заданном значении Δ_{\min} величину $r_{2\max}$ находим из уравнения

$$\Delta_{\min} = R_{2\min} - r_{2\max} + R_{1\min} - r_{1\max} - \varepsilon_{\max}. \quad (52)$$

Величину $r_{2\min}$ находим, вычитая из найденного $r_{2\max}$ допуск на этот размер.

При проверочном расчете размерной цепи (50) вероятностным методом вначале находим среднее значение (МО) зазора:

$$\hat{\Delta} = \hat{R}_2 - \hat{r}_2 + \hat{R}_1 - \hat{r}_1 - |\hat{E} - \hat{e}|. \quad (53)$$

При расчете СКО σ_{Δ} используем правило суммирования дисперсий:

$$\sigma_{\Delta} = \sqrt{\sigma_{R_2}^2 + \sigma_{r_2}^2 + \sigma_{R_1}^2 + \sigma_{r_1}^2 + \sigma_E^2 + \sigma_e^2}. \quad (54)$$

Величины \hat{E} , \hat{e} , σ_E , σ_e , входящие в уравнения (53), (54), находятся по формулам (11) и (9).

Предельные значения зазора Δ

$$\Delta_{\max, \min} = \hat{\Delta} \pm 3\sigma_{\Delta}. \quad (55)$$

При проектном расчете цепи (50) с целью нахождения неизвестного размера, например r_2 , задается минимально допустимое значение радиального зазора Δ_{\min} . В этом случае рассчитанное по формуле (54) значение σ_{Δ} используется для определения МО $\hat{\Delta}$:

$$\hat{\Delta} = \Delta_{\min} + 3\sigma_{\Delta}. \quad (56)$$

Это значение подставляется в уравнение (53), из которого находится \hat{r}_2 . Предельные значения этого размера

$$r_{2\max, \min} = \hat{r}_2 \pm \frac{1}{2}T_{r_2} = \hat{r}_2 \pm \frac{1}{4}T_{d_2}, \quad (57)$$

где T_{d_2} – заданный допуск на диаметр $d_2 = 2r_2$.

Рассмотрим узел с резьбовым креплением крышки 1 в корпусе 2, показанный на рис. 12. Центрирование крышки относительно корпуса осуществляется с помощью гладкого цилиндрического сопряжения $\varnothing 60 \frac{H7}{g7}$. Крепление – с помощью резьбы $M64 \times 2 - \frac{5H}{5g}$.

Условием собираемости является наличие гарантированного радиального зазора, например $\Delta_{\min} \geq 40$ мкм, между резьбовыми поверхностями корпуса и крышки при наличии эксцентриситетов этих поверхностей относительно гладких цилиндрических как у корпуса (E), так и у крышки

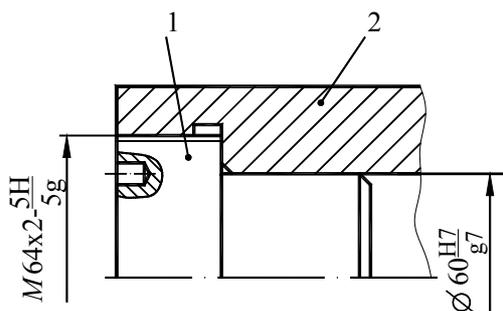


Рис. 12. Сопряжение по гладкой и резьбовой поверхностям

цилиндрическим поверхностям с диаметрами, равными средним диаметрам резьбы у корпуса (D_2) и крышки (d_2).

Уравнение размерной цепи

$$\Delta = (R_1 - r_1) + (R_2 - r_2) - (E + e). \quad (58)$$

Если бы условие собираемости выражалось неравенством $\Delta \geq 0$, то из (58) следовало бы, что

$$(R_1 - r_1) + (R_2 - r_2) \geq (E + e), \quad (59)$$

т.е. сумма радиальных зазоров (без учета эксцентриситетов) должна быть больше суммы эксцентриситетов у сопрягаемых деталей (или равна ей) при любой реализации процесса.

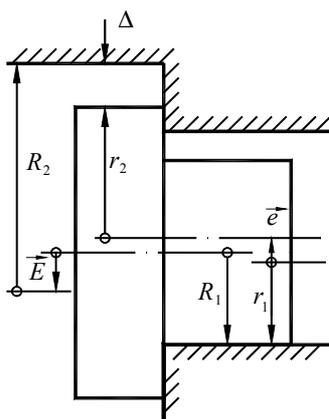


Рис. 13. Расчетная схема сопряжения по гладкой и резьбовой поверхностям

При расчете размерной цепи (58), например, с целью выбора резьбовой посадки (размера r_2) или проверки условия собираемости, числовые характеристики одномерных случайных величин E и e следует рассчитывать по формулам (9) и (11). Проверим выполнение условия собираемости при конкретных размерах сопрягаемых поверхностей, указанных на рис. 12. Поля допусков средних диаметров резьб, а также диаметров цилиндрических центрирующих поверхностей показаны на рис. 14. Вначале проведем расчет методом «max-min». Из уравнения (58) следует

$$\Delta_{\min} = (R_1 - r_1)_{\min} + (R_2 - r_2)_{\min} - (E + e)_{\max}. \quad (60)$$

Назначим допуски соосности резьбовых поверхностей относительно гладких центрирующих у корпуса и крышки равными 25 мкм (в радиусном выражении), тогда $(E + e)_{\max} = 50$ мкм, $\Delta_{\min} = 5 + 19 - 50 = -26$ мкм. Условие собираемости не выполнено.

При расчете вероятностным методом:

$$\hat{\Delta} = \frac{1}{2} [(15 + 25) + (95 + 108) - 0,362 \cdot 50] = 112,45 \text{ мкм};$$

$$3\sigma_{\Delta} = 3 \sqrt{\left(\frac{30}{12}\right)^2 + \left(\frac{30}{12}\right)^2 + \left(\frac{190}{12}\right)^2 + \left(\frac{140}{12}\right)^2 + (0,189 \cdot 25)^2 + (0,189 \cdot 25)^2} = 63,21 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{\min} = \hat{\Delta} - 3\sigma_{\Delta} = 112,45 - 63,21 = 49,24 \text{ мкм}.$$

Условие собираемости выполняется ($\Delta_{\min} > 40$ мкм).

Из приведенных примеров следует, что алгоритм расчета результирующего эксцентриситета, включаемого в линейные сборочные размерные цепи, определяются способом сборки.

Если при сборке отсутствует возможность взаимного поворота соединяемых деталей вокруг осей их центрирующих поверхностей (см. рис. 9), то взаимное угловое положение эксцентриситетов сопрягаемых поверхностей случайно, и при вероятностном расчете вначале находится векторная разность указанных случайных векторов-эксцентриситетов (см. рис. 10 и (44)), а в вырожденную линейную размерную цепь в качестве уменьшающего звена (по отношению к минимальному зазору) включается модуль этой векторной разности (см. (46)).

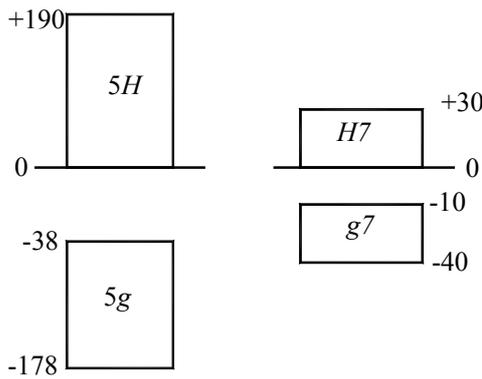


Рис. 14. Схема расположения полей допусков гладких и резьбовых поверхностей

смотрим узел, изображенный на рис. 15. При запрессовке втулки 4 в крышку 2 взаимное направление их эксцентриситетов $\vec{e}_{вт}$ и $\vec{e}_{кр}$ случайно, поэтому они суммируются векторно (рис. 16). Обозначим $\vec{e}_{кр} + \vec{e}_{вт} = \vec{e}_{\Sigma}$. Вектор \vec{e}_{Σ} определяет эксцентриситет поверхности R_1 относительно оси поверхности r_3 .

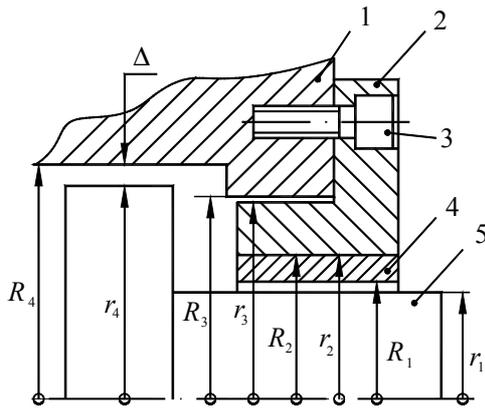


Рис. 15. Эскиз узла

При установке крышки 2 в корпус 1 она может быть повернута на угол, кратный $360^\circ/n$, где n – число крепежных винтов 3. При $n \geq 8$ дискретностью угла поворота пренебрегаем и считаем, что условия сборки соответствуют рис. 11, т.е. векторы эксцентриситетов $\vec{E}_к$ и \vec{e}_{Σ} сонаправлены (см. рис. 16). Вектор $\vec{E}_к$ определяет эксцентриситет поверхности корпуса R_4 относительно оси его поверхности R_3 . И наконец, при установке вала 5, вращающегося при эксплуатации, считаем, что вектор его эксцентриситета $\vec{e}_в$ (отклонение от соосности поверхности r_4 относительно оси поверхности r_1) направлен противоположно по отношению к вектору нескомпенсированного эксцентриситета $\vec{E}_к - \vec{e}_{\Sigma}$. Если $E_к > \epsilon_{\Sigma}$ (рис. 16а), то вектор $\vec{e}_в$ направлен противоположно вектору $\vec{E}_к$, если $E_к < \epsilon_{\Sigma}$ (рис. 16б), то вектор $\vec{e}_в$ сонаправлен с вектором $\vec{E}_к$. В том и другом случаях вектор $\vec{e}_в$ удаляет точку O_{r_4} , расположенную на его конце, от точки O_{R_4} , расположенной на конце вектора $\vec{E}_к$. Точки O_i ($i = 1, 2, 3$) соответствуют концентричному положению осей поверхностей R_i, r_i . Точки O_{R_4} и O_{r_4} соответствуют положению осей поверхностей R_4 и r_4 . Вектор $\overline{O_{R_4}O_{r_4}} = \vec{e}_p$ определяет результирующий эксцентриситет поверхности r_4 относительно поверхности R_4 . С учетом принятого направления векторов модуль вектора результирующего эксцентриситета

$$\epsilon_p = |E_к - \epsilon_{\Sigma}| + e_в. \quad (61)$$

Вектор \vec{e}_p определяет направление, в котором зазор Δ принимает наименьшее значение при каждой реализации процесса сборки. Уравнение линейной размерной цепи для этого направления имеет вид (см. рис. 16)

$$\Delta = R_4 - r_4 - \epsilon_p = R_4 - r_4 - |E_к - \epsilon_{\Sigma}| - e_в. \quad (62)$$

С учетом наличия зазоров в сопряжениях

$$\Delta = (R_1 - r_1) + (R_3 - r_3) + (R_4 - r_4) - |E_к - \epsilon_{\Sigma}| - e_в. \quad (63)$$

При сборке с возможностью взаимного поворота соединяемых деталей размерная цепь сразу записывается в линейном виде. В качестве уменьшающего звена в нее входит абсолютное значение разности модулей эксцентриситетов (см. (50)).

Если при сборке или при эксплуатации необходим взаимный поворот соединяемых деталей на угол $\phi \geq 360^\circ$ (см. рис. 12), то в линейную размерную цепь в качестве уменьшающего звена включается сумма модулей эксцентриситетов сопрягаемых поверхностей у соединяемых деталей (см. (58)).

В более сложных случаях результирующий эксцентриситет может определяться с использованием всех перечисленных выше правил. Рас-

При установке крышки 2 в корпус 1 она может быть повернута на угол, кратный $360^\circ/n$, где n – число крепежных винтов 3. При $n \geq 8$ дискретностью угла поворота пренебрегаем и считаем, что условия сборки соответствуют рис. 11, т.е. векторы эксцентриситетов $\vec{E}_к$ и \vec{e}_{Σ} сонаправлены (см. рис. 16). Вектор $\vec{E}_к$ определяет эксцентриситет поверхности корпуса R_4 относительно оси его поверхности R_3 .

И наконец, при установке вала 5, вращающегося при эксплуатации, считаем, что вектор его эксцентриситета $\vec{e}_в$ (отклонение от соосности поверхности r_4 относительно оси поверхности r_1) направлен

противоположно по отношению к вектору нескомпенсированного эксцентриситета $\vec{E}_к - \vec{e}_{\Sigma}$. Если $E_к > \epsilon_{\Sigma}$ (рис. 16а), то вектор $\vec{e}_в$ направлен

противоположно вектору $\vec{E}_к$, если $E_к < \epsilon_{\Sigma}$ (рис. 16б), то вектор $\vec{e}_в$ сонаправлен с вектором $\vec{E}_к$. В том и другом случаях вектор $\vec{e}_в$ удаляет точку O_{r_4} , расположенную на его конце, от точки O_{R_4} , расположенной на конце вектора $\vec{E}_к$. Точки O_i ($i = 1, 2, 3$) соответствуют концентричному положению осей поверхностей R_i, r_i . Точки O_{R_4} и O_{r_4} соответствуют положению осей поверхностей R_4 и r_4 . Вектор $\overline{O_{R_4}O_{r_4}} = \vec{e}_p$ определяет результирующий эксцентриситет поверхности r_4 относительно поверхности R_4 . С учетом принятого направления векторов модуль вектора результирующего эксцентриситета

$$\epsilon_p = |E_к - \epsilon_{\Sigma}| + e_в. \quad (61)$$

Вектор \vec{e}_p определяет направление, в котором зазор Δ принимает наименьшее значение при каждой реализации процесса сборки. Уравнение линейной размерной цепи для этого направления имеет вид (см. рис. 16)

$$\Delta = R_4 - r_4 - \epsilon_p = R_4 - r_4 - |E_к - \epsilon_{\Sigma}| - e_в. \quad (62)$$

С учетом наличия зазоров в сопряжениях

$$\Delta = (R_1 - r_1) + (R_3 - r_3) + (R_4 - r_4) - |E_к - \epsilon_{\Sigma}| - e_в. \quad (63)$$

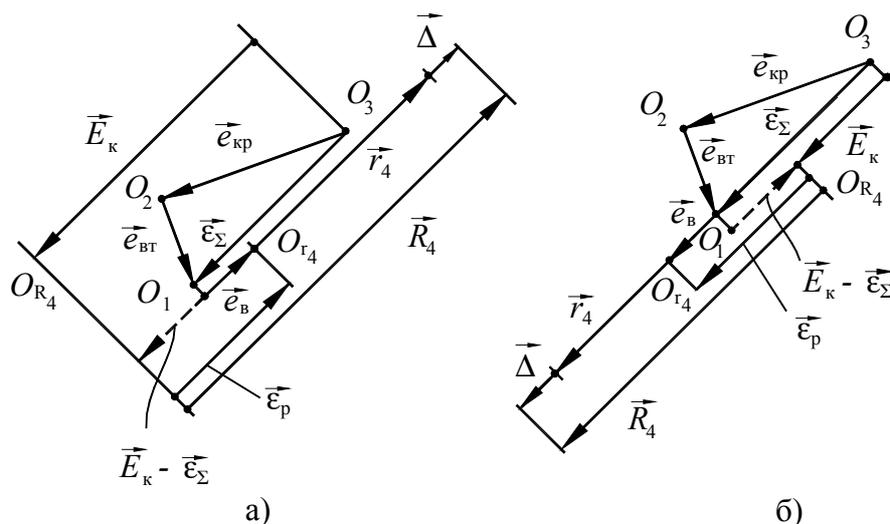


Рис. 16. Сборочные размерные цепи для узла, изображенного на рис. 15

При применении посадки с гарантированным натягом «зазор» $(R_2 - r_2) < 0$, поэтому принимается равным нулю.

Числовые характеристики случайной величины $\epsilon_\Sigma = |\vec{e}_{кр} + \vec{e}_{вт}|$ вычисляются по формулам (36)–(39). Характеристики случайных величин E_k и e_b вычисляются по формулам (9) и (11).

В остальном алгоритм расчета размерной цепи (63) не отличается от алгоритма расчета цепи (50).

Заключение

Предложена методика двухэтапного расчета векторных размерных цепей, определяющих значение припуска (Z) или зазора (Δ). На первом этапе производится векторное суммирование эксцентриситетов, входящих в цепь, и определяются вероятностные характеристики модуля вектора результирующего эксцентриситета (ϵ_p) меньшей поверхности (r) относительно большей (R).

Технологическая векторная многозвенная размерная цепь приводится к четырехзвенной линейной размерной цепи вида

$$Z = R - r - \epsilon_p.$$

На втором этапе производится расчет этой размерной цепи традиционными методами. Сборочные векторные размерные цепи приводятся к линейным цепям вида

$$\Delta = \sum_{i=1}^n (R - r)_i - \epsilon_p.$$

При определении вероятностных характеристик звена ϵ_p не все эксцентриситеты, входящие в исходную сборочную цепь суммируются векторно. Приведены правила суммирования эксцентриситетов в зависимости от способа сборки или условий функционирования сборочной единицы.

Литература

1. Справочник по вероятностным расчетам. – М.: Воениздат, 1970. – 536 с.
2. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
3. Тверской М.М. Технология и автоматизация механосборочного производства. Ч. 1. Основы технологии механосборочного производства: Конспект лекций. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1999. – 132 с.
4. Точность производства в машиностроении и приборостроении/ Под ред. А.Н. Гаврилова. – М.: Машиностроение, 1973. – 567 с.

НОВЫЙ СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ УГЛА ВЫСТОЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ РЕГУЛИРУЕМЫХ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ПОВОРОТА

В.И. Пожбелко, А.И. Шагиахметов, Н.И. Ахметшин

Предложены новый способ регулирования продолжительности остановок в приводах периодического поворота машин-автоматов и его конструктивная реализация в виде зубчато-рычажного механизма на основе некруглых зубчатых колес. Выделены дополнительные проектные параметры, позволяющие настроить зубчато-рычажный механизм на различные углы выстоя ведомого вала без изменения длин звеньев базового рычажного механизма. Предложена классификация возможных вариантов структуры регулируемых зубчато-рычажных механизмов, содержащих некруглые зубчатые колеса.

В машиностроении существует широкий класс роторных технологических машин, в которых рабочий орган должен совершать периодический поворот с заданными остановками, продолжительность которых определяется выполняемой технологической операцией и должна быть различной. Примерами таких машин являются многошпиндельные станки-автоматы и револьверные питатели для автоматизации периодической подачи заготовок в зону обработки [1–3].

Основными недостатками применяемых для решения указанной задачи механизмов периодического движения в виде мальтийских, храповых и получервячных механизмов является разрыв кинематической цепи привода с ударами при ее замыкании, а также нерегулируемость продолжительности остановок рабочего органа [1].

Другое конструктивное решение данной задачи представляет зубчато-рычажные механизмы на основе шарнирных рычагов и круглых зубчатых колес, работающие без разрыва кинематической цепи, но также являющиеся нерегулируемыми при неизменной длине звеньев базового рычажного механизма [1, 2].

Известные способы регулирования угла выстоя в зубчато-рычажных механизмах с круглыми зубчатыми колесами за счет изменения длин звеньев рычажного механизма [1, 2] имеют ограниченные кинематические возможности, так как диапазоны изменения длины кривошипа и длины стойки ограничены условиями кинематической работоспособности (неполный поворот кривошипа) и силовой работоспособности (превышение допустимых углов давления).

Сущность предлагаемого способа регулирования угла выстоя зубчато-рычажного механизма заключается в том, что в процессе поворота ведущего звена механизма вращение на ведомый вал передается через некруглые зубчатые колеса, вследствие чего изменяются сопряженные радиусы начальных окружностей входящих в зацепление пар зубчатых колес.

Регулирование угла выстоя также можно осуществить путем изменения угла установки некруглых зубчатых колес относительно звеньев рычажного механизма до начала технологического процесса.

На рис. 1 представлен вариант выполнения регулируемого зубчато-рычажного механизма, реализующего данный способ.

Разработанное механическое устройство представляет собой совокупность рычажного кривошипно-коромыслового механизма, ведущее (кривошип 1) и ведомое (коромысло 3) звенья которого шарнирно соединены с шатуном 2 и основанием 4, и передаточного зубчатого механизма для передачи вращения от кривошипа 1 на ведомый вал (на рис. 1 не показан), расположенный соосно с шарниром O_2 , соединяющим коромысло 3 с основанием 4. Передаточный зубчатый механизм выполнен в виде зацепляющихся между собой некруглых зубчатых колес 5, 6, 7 и 8, смонтированных на звеньях рычажного механизма. Колесо 5 и кривошип 1 жестко закреплены между собой таким образом, что колесо 5 вращается относительно центра O_1 вместе с кривоши-

пом. Колеса 5 и 7 имеют возможность поворота и установки под углами Θ_1 и Θ_2 (регулируемое угловое смещение большой полуоси некруглых колес относительно шатуна и коромысла рычажного механизма при расположении на одной прямой кривошипа и шатуна в крайнем правом положении рычажного механизма).

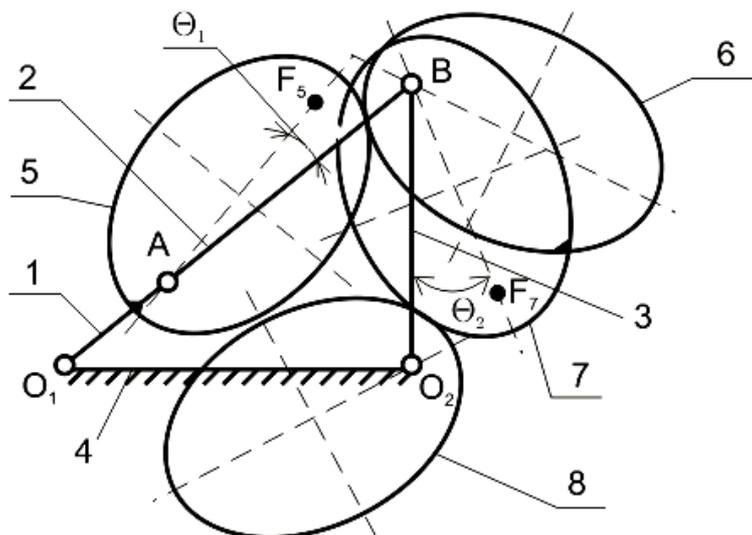


Рис. 1. Схема регулируемого зубчато-рычажного механизма с эллиптическими зубчатыми колесами

На рис. 2 показаны рассчитанные на ЭВМ зависимости между углами поворота ведущего кривошипа ϕ_1 и углом поворота ϕ_3 закрепленного на ведомом валу колеса 8 в зубчато-рычажных механизмах (ЗРМ). На кривой 1 показан угол выстоя $\phi_B = 30^\circ$, полученный в ЗРМ с круглыми колесами. На кривой 2 показан угол выстоя $\phi_B = 120^\circ$, полученный в ЗРМ с эллиптическими колесами при различных эксцентриситетах эллипса $e_1 \neq e_2$, равных, как известно, отношению фокусного расстояния AF_5 или BF_7 к длине большей оси соответствующего эллипса. На кривой 3 показан угол выстоя $\phi_B = 16^\circ$, полученный в том же ЗРМ с одинаковыми ($e_1 = e_2$) эллиптическими колесами.

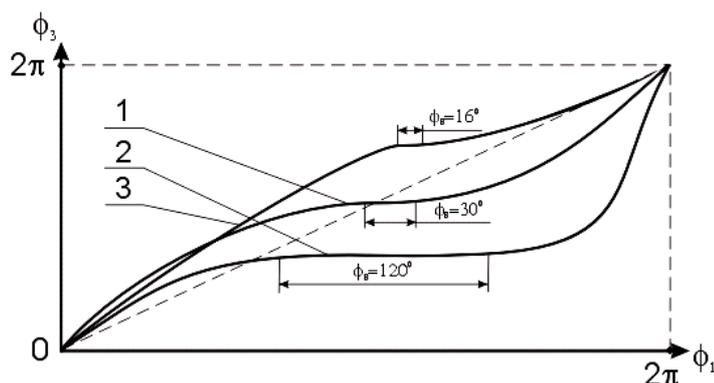


Рис. 2. Графики вращения ведомого вала с остановками в зубчато-рычажных механизмах: 1 – с круглыми колесами; 2 – с эллиптическими колесами с эксцентриситетом $e_1 \neq e_2$; 3 – с эллиптическими колесами с эксцентриситетом $e_1 = e_2$

На рис. 3 и 4 показаны рассчитанные на ЭВМ зависимости между углами поворота ϕ_1 и ϕ_3 в ЗРМ с эллиптическими колесами и углы выстоя ϕ_B при различных монтажных углах установки Θ_1 и Θ_2 некруглых зубчатых колес относительно звеньев рычажного механизма.

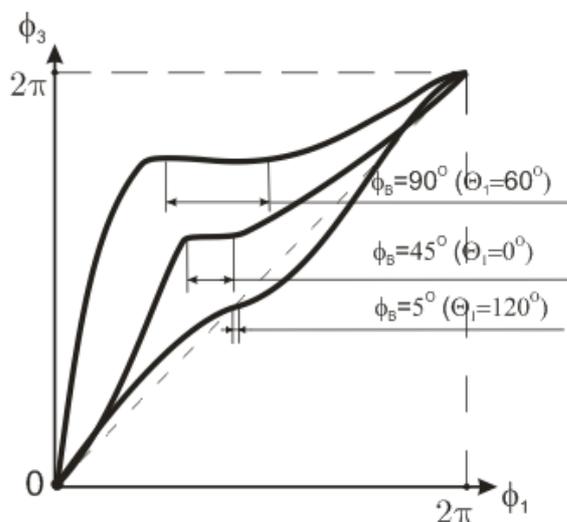


Рис. 3. Графики регулирования угла выстоя за счет углового смещения Γ_1

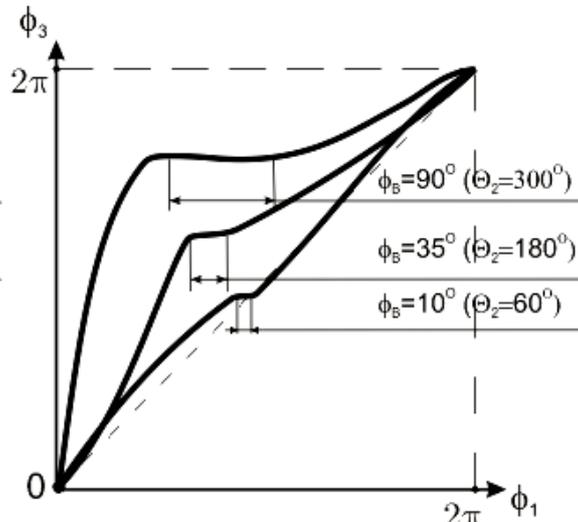


Рис. 4. Графики регулирования угла выстоя за счет углового смещения Γ_2

Из графиков на рис. 2, 3 и 4 следует, что предлагаемое устройство позволяет регулировать угол выстоя в ЗРМ вследствие дополнительно выявленных параметров, позволяющих настроить на различные углы выстоя ведомого вала зубчато-рычажный механизм без изменения длин звеньев базового четырехзвенника 1–2–3–4 (рис. 1). Таким параметром является собственно некруглость (радиусы-векторы сопряженных центроид r_1 и r_2 – величины переменные) входящих в зацепление зубчатых колес, которая обеспечивает переменность передаточного числа всего ЗРМ вследствие изменчивости сопряженных радиусов зацепляющихся колес в процессе их поворота. Выбор необходимых углов установки Θ_1 и Θ_2 некруглых зубчатых колес относительно звеньев рычажного механизма также существенно расширяет возможности регулирования и увеличения угла выстоя ЗРМ (см. рис. 2, 3 и 4).

С учетом различных конструктивных вариантов выполнения зубчатых пар и различных возможных наборов пар сопряженных зубчатых колес разработана следующая классификация возможных вариантов структуры зубчато-рычажных механизмов периодического поворота на основе некруглых зубчатых колес (рис. 5). Согласно данной классификации на рис. 1 представлен механизм с однотипным набором эллиптических колес, образующих однородные зубчатые пары.

Заключение

Достижимый в предлагаемом способе и осуществляющем его механизме положительный эффект заключается в следующем:

1. Расширяются кинематические возможности способа и регулируемого зубчато-рычажного механизма за счет дополнительного изменения и увеличения продолжительности угла выстоя вследствие использования дополнительных регулирующих параметров в виде переменных при повороте ведущего кривошипа радиусов начальных окружностей пар зубчатых колес, изменяемых углов установки некруглых зубчатых колес относительно звеньев рычажного механизма и выбора необходимых эксцентриситетов эллиптических колес. Отметим, что отсутствие указанных регулирующих параметров (r_1 , r_2 , Θ_1 , Θ_2 , e_1 , e_2) в известных зубчато-рычажных механизмах и обуславливает недостатки их регулирования.

2. Регулирование угла выстоя за счет указанных регулирующих параметров:

а) не приводит к изменению частоты остановок ведомого вала и потому сохраняется заданный технологический цикл работы зубчато-рычажного механизма;

б) упрощает конструкцию ЗРМ за счет выполнения цельными всех звеньев рычажного механизма (кривошип, шатун, коромысло, стойка);

в) обеспечивает динамическую уравновешенность рычажного механизма (в отличие от способа регулирования длины кривошипа) в процессе регулирования за счет изменения углов установки Θ_1 и Θ_2 ;

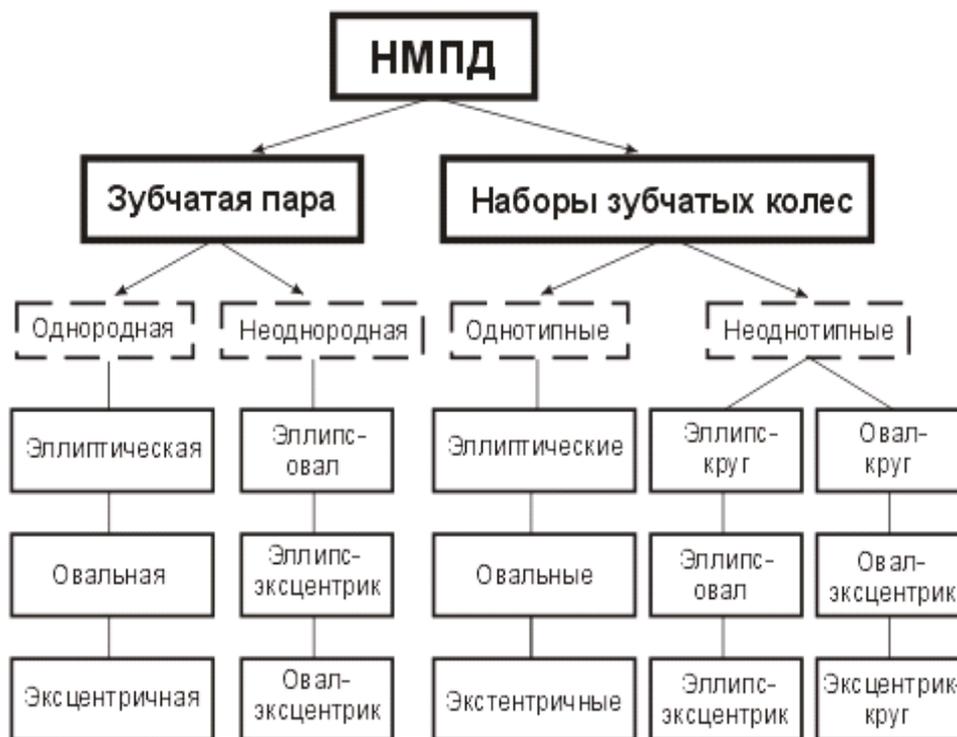


Рис. 5. Структурная классификация зубчато-рычажных МПД на основе некруглых зубчатых колес (НМПД)

г) позволяет (при неизменных длинах звеньев рычажного механизма) сохранить в процессе регулирования угла выстоя как кинематическую, так и оптимальную силовую работоспособность и передавать мощность на ведомый вал при минимальных углах давления без опасности заклинивания рычажного механизма.

Литература

1. Кожевников С.Н. Механизмы (справочник). – М.: Машиностроение, 1965. – 460 с.
2. Катков Н.П., Васильев М.С. Зубчато-рычажный механизм питателя пресса-автомата/ Сб. науч. трудов «Машины и технология обработки давлением порошковых материалов». – Челябинск: ЧГТУ, 1997. – С. 40–45.
3. Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.

ИЗМЕРИТЕЛЬ УСИЛИЯ ПРЕССА

В.И. Трусковский

Приводятся описание, принцип действия и методика расчета размерных параметров новой конструкции чувствительного элемента электронно-измерительного комплекса для определения действительных усилий, развиваемых механическими и гидравлическими прессами.

Необходимость измерения действительного усилия, развиваемого прессом в процессе его эксплуатации, уже давно не требует доказательств. Знание действительного технологического усилия позволяет правильно выбрать пресс и наиболее полно использовать его установочную мощность, предотвратить перегрузки и связанные с этим поломки узлов и деталей, правильно разработать технологию и определить конструкцию технологической оснастки, а также обеспечить целый ряд других положительных факторов, хорошо известных специалистам.

Принцип действия применяемых измерителей усилия пресса основан на измерении напряжений в материале его базовой детали (как правило, станины) посредством установленного на ней чувствительного элемента с наклеенными на него тензодатчиками, который усиливает, измеряемые напряжения и соответственно сигнал, получаемый с тензодатчиков. Применение чувствительного элемента необходимо для повышения точности измерений. Затем с помощью тарировки полученные значения напряжений преобразуют в усилие, прикладываемое к ползуну.

Однако, несовершенство конструкций чувствительных элементов, используемых в измерительных устройствах (отсутствие необходимой точности и надежности в работе, высокая трудоемкость в изготовлении, монтаже и эксплуатации), до сих пор не позволяет использовать их на постоянной основе. По результатам анализа известных технических решений была разработана** новая конструкция чувствительного элемента [1], выполненного в виде пластины с отверстием, на поверхности которого расположены тензодатчики (рис. 1).

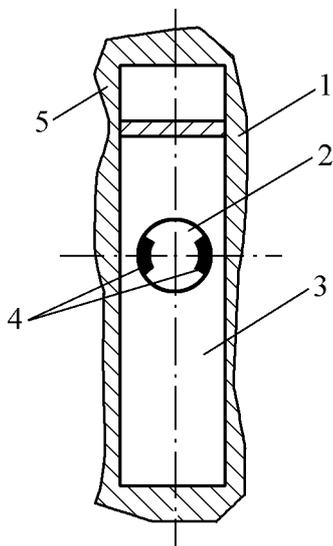


Рис. 1. Измеритель усилия:
1 – базовая деталь пресса; 2 – отверстие;
3 – пластина; 4 – тензодатчики; 5 – сварочный шов

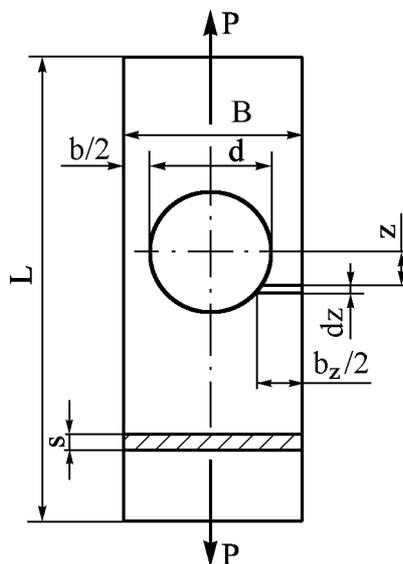


Рис. 2. Расчетная схема

Пластина приваривается непосредственно к станине пресса, в ее наиболее нагруженной части (или как можно ближе к таковой) для повышения чувствительности. При работе пресса стани-

* В работе принимали участие Иванов С.К., Черников А.Д.

на деформируется вместе с чувствительным элементом, и сигнал с датчиков поступает на электронный контрольно-измерительный прибор.

Такое конструктивное исполнение чувствительного элемента обеспечивает плотное его прилегание к станине пресса без необходимости использования дополнительных соединительных деталей и создания предварительного натяга устройства. Таким образом, устраняются основные причины, приводящие к его низкой надежности и нестабильности результатов измерений. Сама пластина, как видно из рис. 1, проста в изготовлении и монтаже. При расчете размеров чувствительного элемента (рис. 2) определяется действительный (необходимый) коэффициент усиления k_p на основе закона Гука.

$$\sigma_{ст}L/E_{ст} = P(L-d)/EBS + (2P/E) \int_0^{d/2} dz/F_z, \quad (1)$$

где $\sigma_{ст}$ – напряжение в станине; $E_{ст}$, E – модули упругости материалов станины и чувствительного элемента; P – усилие, возникающее на концах пластины в результате удлинения станины; $F_z = b_z s$ – текущее значение площади поперечного сечения чувствительного элемента на участке с отверстием; dz – переменная интегрирования на том же участке.

В результате решения уравнения (1), в процессе которого дополнительно вводятся коэффициенты k_p и k_t , после соответствующих преобразований получим

$$k_p = \frac{k_t \beta}{1 + b/L \{ \beta [(2\beta \sqrt{2\beta - 1}) \arctg \sqrt{2\beta - 1} - 1 - \pi/2] + 1 \}}, \quad (2)$$

где k_t – теоретический коэффициент концентрации напряжений; $\beta = V/b$.

Для определения значения k_p необходимо конструктивно задаться размерами V и L , отношением β и выбрать значение k_t , в зависимости от отношения d/V по известным графическим зависимостям. При отношении $d/V = 0,75 \dots 0,95$ значение k_t равно 2.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что в реальных условиях значения напряжений в концентраторе чувствительного элемента меньше расчетного. Это объясняется тем, что датчики, наклеенные на поверхность отверстия в пластине, не являются точечными элементами, а имеют определенную базу и в действительности коэффициент усиления k_p будет несколько меньше теоретического k_t , что можно учесть, умножив полученное значение k_p на поправочный коэффициент. Так, экспериментально установлено, что при толщине пластины s , равной 8 мм, и ее длине L , равной 230 мм, в диаметре отверстия d , равном 25 мм, на поверхности которого были наклеены датчики с базой 5 мм, величина упомянутого поправочного коэффициента будет равняться 0,72. Без введения поправочного коэффициента значения измеренных усилий будут несколько завышены.

Разработанный измеритель усилия был использован на сортовых кривошипных ножницах усилием от 10 до 40 МН, установленных на ОАО «Уральская кузница». Для изготовления чувствительного элемента была использована сталь 18ХГТ с последующей закалкой. Размеры пластины с отверстием были определены при использовании приведенных зависимостей. Для ножниц усилием 16 МН чувствительный элемент имел длину 230 мм, ширину 40 мм, толщину 8 мм, толщину перемычки между отверстием и боковой поверхностью пластины 3 мм. Соединенные в мостовую схему датчики, размещенные на пластине, были подключены к измерительному электронному устройству с выходом на контрольно-самопишущий прибор. Введение измерительного устройства в систему управления кривошипными ножницами позволило предотвратить их перегрузки. Полученные значения действительных технологических усилий отрезки позволили рационально перераспределить разрезаемый прокат по сечению между ножницами соответствующих усилий, а часть проката перевести на резку в холодном состоянии.

Литература

1. Патент РФ № 2219505. Измеритель усилия пресса. Оpubл. БИ № 35, 20.12.2003.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Спиридонов Евгений Константинович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты, лопастные насосы и напорные гидросистемы.

Evgeny K. Spiridonov. The doctor of engineering science, professor, the head of «Hydraulics and hydro-pnevmosystems» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – applied hydromechanics and hydraulics, stream devices, lobe pumps and pressure head hydraulic-circuit systems.

Елюхина Инна Владимировна. Кандидат физико-математических наук, докторант, кафедра общей и теоретической физики, Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – гидродинамика, реология, параметрическая идентификация.

Yelyukhina Inna Vladimirovna. Candidate of physical and mathematical science, person working for doctor's degree, department of general and theoretical physics, Southern Ural State University (SUSU). The area of scientific interests – hydrodynamics, rheology, parametric identification.

Вяткин Герман Платонович. Доктор химических наук, член-корреспондент РАН, ректор, Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – металлургия, физическая химия, гидродинамика, вискозиметрия.

Vyatkin German Platonovich. Doctor of chemical science, corresponding member of RAS, rector of SUSU. The area of scientific interests – metallurgy, physical chemistry, hydrodynamics, viscometry.

Прокопьев Валерий Никифорович. Доктор технических наук, профессор, академик Российской академии транспорта, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов: динамика опор скольжения, трение, износ и смазка машин.

Valeriy N. Prokopjev. Doctor of engineering science, professor, the academician of the Russian academy of transport, the head «Motor transport» chair of the South Urals State University. The area of scientific interests: sliding supports dynamics, friction, wear, lubrication of machines.

Бояршинова Алла Константиновна. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов: гидродинамическая теория смазки, нелинейная динамика роторов.

Alla K. Boyarshinova. Candidate of engineering science, senior lecturer of «Motor transport» chair of the South Urals State University. The area of scientific interests: hydrodynamic lubrication theory, rotors nonlinear dynamics.

Задорожная Елена Анатольевна. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов: динамика роторов на опорах скольжения с плавающими втулками, гидродинамическая теория смазки.

Elena A. Zadorozhnaya. Candidate of engineering science, senior lecturer of «Motor transport» department of the South Urals State University. The area of scientific interests: dynamics of rotors on floating bushed journal bearings, hydrodynamic lubrication theory.

Гаврилов Константин Владимирович. Инженер кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов: гидродинамическая теория смазки, динамика опор скольжения.

Konstantin V. Gavrilov. Engineer of «Motor transport» chair of the South Urals State University. The area of scientific interests: hydrodynamic lubrication theory, sliding supports dynamics.

Андрющенко Ирина Владимировна. Инженер кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов: динамика роторов на опорах скольжения с плавающими втулками.

Сведения об авторах

Irina V. Andrushenko. Engineer of «Motor transport» chair of the South Urals State University. The area of scientific interests: dynamics of rotors on floating bushed journal bearings.

Дитрих Хельман. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой гидравлики технического университета в г. Кайзерслаутерн, Германия. Область научных интересов – численные и экспериментальные методы определения характеристик потоков в проточной части гидромашин, системы технической диагностики.

Ditrich-H. Hellmann. The doctor of engineering science, professor, the head of Hydraulics department of technical university of Kaiserslautern, Deutschland. The area of scientific interests – numeric and experimental methods of determination flow operating characteristic in hydromachines, technical diagnostic systems.

Шиль Юрген. Руководитель конструкторского отдела энергетических насосов высокого давления концерна КСБ, г. Франкенталь, Германия. Область научных интересов – расчет и проектирование мощных центробежных насосов высокого давления.

Jürgen Schill. Chief Engineer, Manager Pump Development and new Design Engineered Pumps Division KSB, Frankenthal, Deutschland The area of scientific interests –development and design high-powered high-pressure centrifugal pumps.

Демьянов Владимир Александрович. Главный конструктор гидротурбин – Начальник СКБ «Гидротурбомаш». Филиал ОАО «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт» «Ленинградский Металлический завод» в Санкт-Петербурге. Область научных интересов – гидромашиностроение.

Vladimir A. Demianov. Chief Designer and Head of Hydraulic Machine Division, Branch «Leningradsky Metallichesky Zavod» of the Open Joint Company «Power Machines – ZTL, LMZ, Elektrosila, Energomachexport» in St.Petersburg. The area of scientific interests is hydro power machine industry.

Пылев Игорь Михайлович. Кандидат технических наук. Заместитель Главного конструктора по расчетно-экспериментальным работам СКБ «Гидротурбомаш». Филиал ОАО «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт» «Ленинградский Металлический завод» в Санкт-Петербурге. Область научных интересов – гидромашиностроение.

Igor M. Pylev. PhD. Deputy. Chief of Hydraulic Machine Division (Hydraulic Researches). Branch «Leningradsky Metallichesky Zavod» of the Open Joint Company «Power Machines – ZTL, LMZ, Elektrosila, Energomachexport» in St.Petersburg. The area of scientific interests is hydro power machine industry.

Ильин Сергей Яковлевич. Начальник сектора гидромеханических испытаний. Филиал ОАО «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт» «Ленинградский Металлический завод» в Санкт-Петербурге. Область научных интересов – гидромашиностроение.

Serguey Y. Ilyin. Head of Section of Hydromechanical Tests. Branch «Leningradsky Metallichesky Zavod» of the Open Joint Company «Power Machines – ZTL, LMZ, Elektrosila, Energomachexport» in St.Petersburg. The area of scientific interests is hydro power machine industry.

Александров Вадим Анатольевич. Начальник сектора проектирования питательных насосов. Филиал ОАО «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт» «Ленинградский Металлический завод» в Санкт-Петербурге. Область научных интересов – гидромашиностроение.

Vadim A. Alexandrov. Head of Section of Feed Boiler Pump Design. Branch «Leningradsky Metallichesky Zavod» of the Open Joint Company «Power Machines – ZTL, LMZ, Elektrosila, Energomachexport» in St.Petersburg. The area of scientific interests is hydro power machine industry.

Циммерман Сергей Дмитриевич. Кандидат технических наук, главный инженер ОАО «КТЗ» (Калужский турбинный завод). Область научных интересов – разработка блочных турбонасосных агрегатов для энергетики, насосных установок для сбора нефти, специальных установок с предельными техническими параметрами.

Cimmerman Sergey Dmitrievich. Candidate of engineering science, the chief engineer of Open Society «КТФ» (the Kaluga turbine factory). The area of scientific interests – development block turbopumps units for power, pump installations for gathering the oil, special installations with limiting technical parameters.

Анкудинов Анатолий Александрович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромашины и гидропневмоавтоматика» Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана, ведущий инженер-разработчик научно-исследовательского и экспериментально-конструкторского центра ОАО «КТЗ» (Калужский турбинный завод). Область научных интересов – исследование кавитационных и энергетических характеристик осевых и центробежных насосов.

Ankudinov Anatoly Aleksandrovich. Candidate of engineering science, senior lecturer of «Hydro-machines and hydropneumoaوماتics» department of the Kaluga branch of MGTU n.a. N.E. Bauman, the leading engineer-developer of the research and experimentally-design center of Open Society «КТФ» (the Kaluga turbine factory). The area of scientific interests – axial and centrifugal pumps kавitation and power characteristics research.

Васин Владимир Анатольевич. Начальник бюро насосов ОКБ ОАО «КТЗ» (Калужский турбинный завод), заместитель главного конструктора. Область научных интересов – исследование технических характеристик и создание энергетических насосов нового поколения.

Vasin Vladimir Anatolevich. The chief of the pumps bureau of EDB of Open Society «КТФ» (the Kaluga turbine factory), the assistant to the main designer. The area of scientific interests – characteristics research and new generations power pumps creation.

Бушзипер Петер. Глобальный менеджер отделения насосов фирмы «SULZER», г. Брухзаль, Германия. Область научных интересов – системы диагностики и конструирование гидромашин.

Peter Buschsieper. Dipl.-ing. Global Manager Retrofit. Sulzer Pumps. The area of scientific interests-technical diagnostic systems and hydromachines design.

Васильев Виталий Альбертович. Кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник, кафедры Гидравлика и гидропневмосистемы Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – численные методы расчета гидродинамики в тонких неравновесных турбулентных потоках, техническая диагностика сложных систем машин.

Vitaliy A. Vasilyev. The doctor of engineering science, leading research assistant of Hydraulics and hydrapneumasystems department of the South Urals State University. The area of scientific interests – numeric methods hydrodynamic calculation of turbulent flow in thin layers, technical diagnostic of complicated machine systems.

Чернявский Александр Олегович. Доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – механика твердого деформируемого тела: математические модели неупругого поведения малопластичных материалов и конструкций из них, трещины в термонагружаемых структурах, системы (сетки) взаимодействующих трещин в конструкциях.

Alexander O. Cherniavsky. The doctor of engineering science, professor of «Applied Mechanics, Machines Dynamics and Strength» department of the South Urals State University. The area of scientific interests –mechanics of solids: mathematical modeling of stress-strain behavior and fracture of lowplastic materials, fracture mechanics, cracks in heat-stressed structures, crack systems (surface crack meshes).

Ницкий Антон Юрьевич. Научный сотрудник кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы». Область научных интересов – численные методы расчета гидродинамики в тонких неравновесных турбулентных потоках, техническая диагностика сложных систем машин.

Anton U. Nitskiy. The research assistant of Hydraulics and hydrapneumasystems department of the South Urals State University. The area of scientific interests – numeric methods hydrodynamic calculation of turbulent flow in thin layers, technical diagnostic of complicated machine systems.

Сведения об авторах

Барышев Валерий Иванович. Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – экспериментальное исследование надежности гидроагрегатов и гидросистем, в том числе методология и методическое обеспечение промышленной чистоты рабочих жидкостей и масел.

Baryshev Valery Ivanovich. The doctor of engineering science, professor, professor of «Hydraulics and hydropneumatic systems» department of the South-Ural state university. The area of scientific interests – an experimental research of reliability of hydrounits and hydrosystems, including methodology and methodical maintenance of industrial cleanliness of working liquids and oils.

Орлов Юрий Михайлович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники Российской Федерации, действительный член Академии Инженерных наук Российской Федерации, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидравлические машины» Пермского государственного технического университета. Область научных интересов – объемные гидравлические машины, объемные гидроприводы, динамические процессы в гидромашинах, расчет, проектирование, особенности эксплуатации.

Yury M. Orlov. Doctor of Technical Science, Professor, Honoured Science Worker of Russian Federation, Full-Member of Engineering Science Academy of Russian Federation, Head of the Chair «Hydraulics and Hydraulic Machines» of the Perm State Technical University, Sphere of scientific interests – hydrostatic machines, hydrostatic drives, dynamic processes in hydraulic machines, calculations designing and maintenance.

Брешт Бернхард. Руководитель конструкторского отдела энергетических насосов для атомной энергетики концерна КСБ, г. Франкенталь, Германия. Область научных интересов – расчет и проектирование мощных центробежных насосов высокого давления для АЭС.

Bernhard Brecht. Chef Engineer, Manager Pump Development and new Design Engineered Pumps Division KSB, Frankenthal, Deutschland The area of scientific interests – development and design high-powered high-pressure centrifugal pumps of atomic power-plants.

Брунс Уве. Научный сотрудник конструкторского отдела энергетических насосов для атомной энергетики концерна КСБ, г. Франкенталь, Германия. Область научных интересов – расчет и проектирование мощных центробежных насосов для АЭС.

Uwe Bruns, Pump Development KSB, Frankenthal, Deutschland. The area of scientific interests – development and design high-powered high-pressure centrifugal pumps of atomic power-plants.

Кохановский Вольфганг. Главный конструктор насосов для атомной энергетики концерна КСБ, г. Франкенталь, Германия. Область научных интересов – проектирование и исследование гидромашин для АЭС.

Wolfgang Kochanowski, Chef Development Pumps Division KSB, Frankenthal, Deutschland. The area of scientific interests- development and analysis hydromachines of atomic power-plants.

Тиллак Петер. Менеджер концерна КСБ, г. Франкенталь, Германия. Область научных интересов – разработка стратегических направлений развития мощных центробежных насосов.

Peter Tillack. Manager Division KSB, Frankenthal, Deutschland. The area of scientific interests – analysis and main strategy definition in evolution of high-powered centrifugal pumps.

Гусин Николай Васильевич. Кандидат технических наук, профессор кафедры «Гидравлика и гидравлические машины» Пермского государственного технического университета. Область научных интересов – исследование, расчет, проектирование и эксплуатация лопастных гидравлических машин.

Nicolai V. Gusin. The candidate of engineering science, professor. Hydraulics and hydraulic machines department, Perm State Technical University. The area of scientific interests – research, calculation, design and exploitation of the vane hydraulic machines.

Трубин Александр Викторович. Аспирант кафедры «Гидравлика и гидравлические машины» Пермского государственного технического университета. Область научных интересов – лопастные гидравлические машины.

Alexander V. Trubin, the postgraduate. Hydraulics and hydraulic machines department, Perm State Technical University. The area of scientific interests – the vane hydraulic machines.

Мельников Денис Юрьевич. Инженер отдела гидрогазодинамических испытаний насосов ЗАО «Новомет-Пермь».

Denis Y. Melnikov, an engineer. Department of pumps hydrogasdynamic testing, «Novomet-Perm» Company.

Воинов Николай Николаевич. Заместитель главного инженера Сургутской ГРЭС-2 по ремонту энергетического оборудования. Область научных интересов – техническая диагностика сложных систем машин.

Voinov N. Nikolaevich. Deputy chief engineer of Surgut hydroelectric power station on renewal energy equipment. The area of scientific interests – technical diagnostic of complicated machine systems.

Тверской Михаил Михайлович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники Российской Федерации, заведующий кафедрой «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – автоматизация машиностроения, расчет и контроль массо-геометрических характеристик изделий.

Mikhail M. Tverskoi. The doctor of engineering science, professor, the Honoured Scientist and Engineer of Russian Federation the head of «Mechano-Assembly Production Automation» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – automation of a machine industry, account and monitoring of massgeometrical characteristics of workpieces.

Пожбелко Владимир Иванович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория механизмов и машин, вибротехника, динамическое моделирование в трибологии и биомеханике.

Vladimir I. Pozhbelko. The doctor of engineering science, professor, the head of «Basic of Machine Design» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – theory of machines and mechanisms, vibrotechnics, tribology and biomechanics dynamic modeling.

Шагиахметов Алексей Ильясович. Ассистент кафедры «Основы проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория механизмов и машин.

Aleksey I. Shagiahmetov. The assistant of «Basic of machine Design» department of the South Urals State University. The area of scientific interests-theory of machines and mechanisms.

Ахметшин Нашат Исламович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория механизмов и машин.

Nashat I. Ahmetshin. The candidat of engineering science, senior lecturer of «Basic of machine Design» department of the South Urals State University. The area of scientific interests-theory of machines and mechanisms.

Трусковский Виктор Иванович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Машины и технология обработки материалов давлением» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – кузнечно-прессовое оборудование и обработка давлением сплошных и композиционных материалов.

Victor I. Truskovsky. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Machines and Technologies Handling Materials by Pressure» departament of the South Urals State University. The area of scientific interests – forging and pressing equipment and handling pressure of solid and composite materials.

**ВЕСТНИК
ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА**

№ 1 (41) 2005

**Серия
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Выпуск 6**

Техн. редактор А.В. Миних

Издательство Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 18.04.2005. Формат 60×84 1/8. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 22,32. Уч.-изд. л. 23,63. Тираж 290 экз. Заказ 116/27.

Группа МЭНП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.