

УДК 621.6

В. Г. МИХАЙЛОВ, П. В. ПЕТРОВ

## РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ДИАГНОСТИКИ ДЕГРАДАЦИИ НЕКОТОРЫХ УЗЛОВ ПОГРУЖНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

В представленной статье предлагается расчетно-экспериментальный метод диагностики деградации (износа) некоторых подвижных деталей погружных центробежных насосов. Особую актуальность предложенный метод имеет при работе ЭЦНУ в тяжелых условиях, при перекачивании жидкости с механическими примесями. Анализ рассмотренных в статье примеров диагностики деградации щелевых уплотнений, сальника и поверхности лопаток ЭЦНУ показывает, что для каждого рассмотренного случая мониторинговые и расчетные расходно-перепадные и расходно-токовые характеристики имеют свою характерную форму. Сравнивая внешний вид расчетных и мониторинговых характеристик можно сделать заключение о наличии или отсутствии износа основных узлов ЭЦНУ, а также определить, какой узел подвергается интенсивному износу, и какова степень его деградации. *Расчетно-экспериментальный метод; центробежный насос; методы диагностики; электродвигатель; расходно-перепадные характеристики; ЭЦНУ*

### ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в нефтедобывающей промышленности все большее распространение получает организация эксплуатации и ремонта погружного оборудования по его фактическому состоянию, и такая система нуждается в надежных методах контроля и диагностики. Для диагностики в оперативном режиме погружных центробежных насосных установок (ЭЦНУ) с асинхронными электродвигателями в настоящее время используются следующие методы:

1. Метод виброакустической диагностики. Суть метода заключается в следующем. Проводится глубокое предварительное изучение диагностируемого оборудования. Выявляются основные узлы наиболее чувствительные к зарождению дефектов и для них на основе теоретического расчета составляются спектральные «портреты», рассматриваемые в дальнейшем в качестве априорного базиса. Заключение о наличии или отсутствии соответствующих дефектов основных узлов оборудования, а также месте расположения повреждений по структуре изделия и уровне их развития производится путем периодического сопоставления апостериорной виброакустической информации с априорной информацией.

Данный метод является достаточно дорогим и трудоемким, требующим применения специальной измерительной техники и программного обеспечения. Кроме того, должен

быть обеспечен доступ к обследуемому объекту, что в условиях эксплуатации погружных ЭЦНУ сопряжено с определенными организационными и техническими трудностями;

2. Метод спектрального анализа потребляемого электродвигателем тока. Суть данного метода заключается в том, что любые возмущения в работе электрической или механической части электродвигателя и связанного с ним ЭЦНУ приводят к изменениям магнитного потока в зазоре электрической машины и, следовательно, к слабой модуляции потребляемого электродвигателем тока.

Таким образом, наличие в спектре тока двигателя характерных (и не совпадающих) частот определенной величины свидетельствует о наличии конкретных видов повреждений электрической или механической части электродвигателя и связанного с ним ЭЦНУ.

Достоинством этого метода по сравнению с предыдущим является возможность контроля состояния как механических, так и электрических частей ЭЦНУ по электрическому параметру, а в частности – по модуляции сигнала потребляемого тока, что значительно упрощает установку схемы для диагностики и избавляет от необходимости введения специальных датчиков. Проведение мониторинга тока асинхронного электродвигателя может быть выполнено в электрощите питания (управления). То есть диагностика возможна без остановки привода.

Среди недостатков данного метода можно отметить, что он достаточно хорошо развит для

диагностирования неисправностей асинхронных электродвигателей и практически не используется для диагностирования неисправностей ЭЦНУ. Это объясняется тем, что в добывающей отрасли используется большое количество ЭЦНУ различных производителей. В конструкции насосов заложены индивидуальные конструктивные особенности, поэтому при неисправности узлов, выполняющих одинаковую функциональную задачу, разные производственные марки насосов будут иметь различные спектральные картины потребляемого тока.

В настоящей работе предлагается расчетно-экспериментальный метод диагностики деградации (износа) некоторых подвижных деталей погружных центробежных насосов. Особую актуальность предложенный метод имеет при работе ЭЦНУ в тяжелых условиях, при перекачивании жидкости с механическими примесями.

Суть предложенного метода в следующем. Упрощенно центробежный насос можно рассматривать как систему подвижных и неподвижных проточных каналов, по которым движется перекачиваемая жидкость. В ряде случаев жидкость содержит механические частицы, которые ускоряют износ стенок проточных каналов. Изменение геометрии проточных каналов в результате износа приводит к изменению величины гидродинамических потерь в насосе, а следовательно, и величины потребляемой от электродвигателя мощности. Асинхронный электродвигатель при этом рассматривается не только как источник механической энергии, но и как устройство, позволяющее по электрическому параметру (по величине потребляемого тока) осуществлять количественное измерение величины потребляемой насосом мощности.

В предлагаемом методе диагностики можно выделить следующие основные этапы:

1. Изучение конструкции диагностируемого ЭЦНУ и замеры размеров наиболее склонных к износу проточных каналов.

2. С учетом конструктивных особенностей данного насоса разработка математической модели системы «насос-электродвигатель», позволяющей в зависимости от геометрии проточных каналов насоса рассчитывать расходно-перепадную характеристику (зависимость напора насоса от его подачи) и расходно-токовую характеристику (зависимость величины потребляемого электродвигателем тока от подачи насоса).

3. Проведение экспериментальных замеров диагностируемых параметров (тока обмотки статора электродвигателя, напора и подачи на-

соса) на различных режимах работы насоса. Построение экспериментальных расходно-перепадных и расходно-токовых характеристик, соответствующих начальной стадии эксплуатации насоса.

4. Проведение тарировки математической модели системы «насос-электродвигатель» по полученным экспериментальным характеристикам.

5. Введение в математическую модель «насос-электродвигатель» геометрии проточных каналов, соответствующей допустимой и аварийной степени деградации узлов насоса и построение расчетных карт режимов работы насоса (зависимости напора от подачи и величины потребляемого тока от подачи), имеющих области отклонения параметров, соответствующие допустимой и аварийной степени деградации узлов ЭЦНУ.

6. Периодическое проведение мониторинга диагностируемых параметров. Снятие диагностируемых параметров осуществляется путем изменения степени открытия задвижки на выходе из скважины, в диапазоне от нулевой до максимальной подачи насоса и замера в поверхностных условиях величин подачи, напора и потребляемого тока. По полученным экспериментальным данным построение расходно-перепадной и расходно-токовой характеристик, соответствующих техническому состоянию оборудования на данный момент времени.

7. Наложение характеристик полученных экспериментальным путем на расчетные карты режимов работы насоса.

Если полученные в результате мониторинга параметры попадают на расчетной карте в область аварийного износа оборудования, то работу ЭЦНУ необходимо остановить и оборудование поднять на поверхность для замены изношенных деталей.

Математическая модель системы «насос – электродвигатель» включает в себя следующие расчетные блоки:

- математическую модель асинхронного электродвигателя;
- гидродинамическую модель течения жидкости в межлопаточных каналах импеллера и диффузора ЭЦН;
- математическую модель расчета потерь мощности в отдельных узлах ЭЦН.

## 1. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Математическая модель асинхронного электродвигателя построена на основе электрической схемы замещения предложенной в рабо-

те [5] и предназначена для построения механических и электромеханических характеристик. Уравнение моментов на валу электродвигателя запишем с использованием упрощенного уравнения механической характеристики (уравнение Клосса) и с учетом сопротивлений схемы замещения

$$M = \frac{3(U_n \sqrt{f^*})^2 R_2' \frac{\omega_0 f^*}{\omega_0 f^* - \omega}}{\omega_0 f^* \left[ \left( R_1 + R_2' \frac{\omega_0 f^*}{\omega_0 f^* - \omega} \right)^2 + (x_{kr} f^*)^2 \right]}, \quad (1.1)$$

где

$$x_{kr} = \sqrt{\frac{R_2'^2}{S_{kr}^2} - R_1^2} - \text{индуктивное фазное сопротивление короткого замыкания;}$$

$S_{kr} = S_n (\mu_{\max} + \sqrt{\mu_{\max}^2 - 1})$  – критическое скольжение;

$\mu_{\max} = \frac{M_{\max}}{M_n}$  – относительный максимальный (критический момент).

Расчетная формула определения тока в обмотке статора имеет вид

$$I_1 = \sqrt{\left( I_\mu + I_2' \frac{x_{kr}}{U_n} \right)^2 + \left( I_{hha} + I_2' \frac{R_1 + R_2' \frac{\omega_0 f^*}{\omega_0 f^* - \omega}}{U_n} \right)^2}, \quad (1.2)$$

где

$$I_2' = \frac{U_n}{\sqrt{\left( R_1 + R_2' \frac{\omega_0 f^*}{\omega_0 f^* - \omega} \right)^2 + (x_{kr} f^*)^2}} - \text{приведенный ток в обмотке статора.}$$

КПД двигателя рассчитывается как

$$\eta = \frac{M \omega}{M \omega + P_{mech} + P_{1m} + P_{var}}, \quad (1.3)$$

где потери мощности в АД состоят из постоянных и переменных потерь.

Постоянные потери включают в себя:  
– механические потери

$$P_{mech} = K_{mech} P_n 10^3 \frac{1 - (\omega_0 f^* - \omega_n) / (\omega_0 f^*)}{1 - S_n},$$

где  $K_{mech} = 0,015$ ;

– потери в меди статора  $P_m = 3I_\mu^2 R_1$ .

Переменные потери определяются из выражения

$$P_{var} = M_n \omega_0 \frac{\omega_0 f^* - \omega}{\omega_0 f^*} \left( 1 + \frac{R_1}{R_2} \right) + 3I_1^2 R_1.$$

Коэффициент мощности  $\cos \varphi$  рассчитывается по формуле

$$\cos \varphi = \frac{M \omega / \eta}{\sqrt{3} U_n I_1 f^*}. \quad (1.4)$$

Для проверки достоверности предложенной модели были проведены расчеты и построены относительные рабочие характеристики для погружного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором, представленным в каталоге продукции НОВОМЕТ как электродвигатель с условным габаритом 103, работающем при частоте питающей сети 50 Гц. На рис. 1.1, а показаны расчетные рабочие характеристики электродвигателя, а на рис. 1.1, б приведены паспортные рабочие характеристики электродвигателя, взятые из каталога.

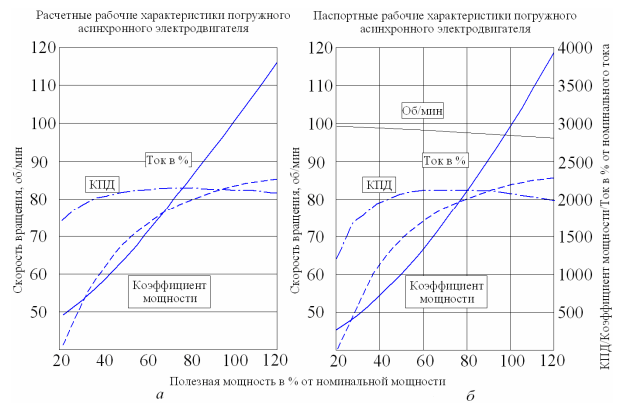


Рис. 1.1. Относительные расчетные и паспортные рабочие характеристики асинхронного электродвигателя

Сравнение расчетных и паспортных характеристик по току, КПД и коэффициенту мощности показывает достаточно хорошее качественное и количественное совпадение.

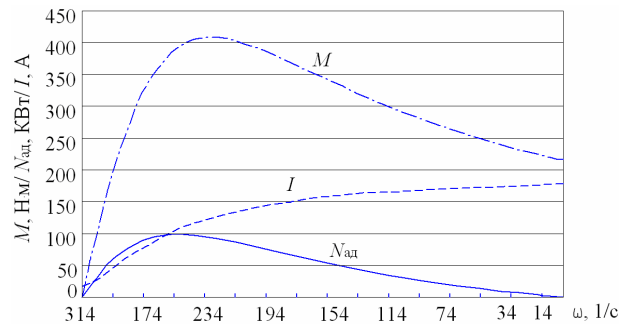


Рис. 1.2. Расчетные, механические и электромеханические характеристики асинхронного электродвигателя

На рис. 1.2 показаны расчетные характеристики момента на валу электродвигателя  $M$  (механическая характеристика электродвигателя), полезной мощности  $N_{ад}$  и тока на обмотке статора  $I$  (электромеханическая характеристика электродвигателя) от угловой скорости вращения вала. Данные характеристики позволяют согласовать механические свойства асинхронного электродвигателя и ЭЦН.

## 2. ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Гидродинамическая модель разработана для расчета расходно-перепадной характеристики насоса. Прототипом предлагаемой модели является модель ЭЦН Сана [1], разработанная в рамках проекта TUALP в университете г. Тулса (США, штат Оклахома). Модель состоит из уравнений неразрывности и сохранения количества движения в частных производных, записанных для линии тока и дополнительных полуэмпирических уравнений. Для решения дифференциальных уравнений применяется конечно-разностный метод решения.

Допущения:

1. Рабочее колесо вращается с постоянной угловой скоростью;
2. Течение жидкости считается установившемся;
3. Жидкая фаза несжимаема;
4. Теплопередача со стенками канала отсутствует.

Уравнение неразрывности

$$\frac{d(\rho \cdot W \cdot 2\pi r b' \sin\beta)}{dr} = 0. \quad (2.1)$$

Уравнение количества движения

$$\rho W \frac{dW}{dr} = -\frac{dP}{dr} + \rho \omega^2 r - \left(\frac{dP}{ds}\right)_f \frac{dS}{dr}. \quad (2.2)$$

Градиент давления от трения жидкости о стенки канала

$$\left(\frac{dp}{ds}\right)_f = -f \frac{\rho W^2}{2d_H}, \quad (2.3)$$

где

$$d_H = \frac{8\pi r b' \sin\beta / z}{2(2\pi r \sin\beta / z + b')} - \text{гидравлический диаметр.}$$

Коэффициент гидравлического трения  $f$  рассчитывается по методике [3] с учетом влияния на его величину кривизны стенок канала, вращения и соотношения сторон прямоугольного поперечного сечения

$$f = F_{\text{rectangular}} F_{\text{curved}} F_{\text{rotation}} f_{\text{circular, straight, stationary}}, \quad (2.4)$$

где  $F_{\text{rectangular}} F_{\text{curved}} F_{\text{rotation}}$  – расчетные поправочные коэффициенты, учитывающие влияние соотношения сторон канала, кривизны его стенок и вращение;  $f_{\text{circular, straight, stationary}}$  – коэффициент гидравлического трения в цилиндрической, прямолинейной, неподвижной трубе.

Уравнения (2.1) и (2.2) описывают потери давления в межлопаточных каналах от действия трения.

На потери давления в каналах импеллера оказывает влияние явление «недокрутки» потока из-за конечного числа лопаток. Данное явление имеет место из-за того, что частицы жидкости инерционны и поэтому траектория относительного движения будет отличаться от формы лопаток. Действительный расчетный угол наклона линии тока на выходе из импеллера можно определить с помощью уравнения

$$\beta_2' = \arctg\left(\frac{W_2 \sin(\beta_2)}{W_2 \cos(\beta_2) + k_2 U_2}\right), \quad (2.5)$$

где

$$k_2 = 1 - \sigma_2.$$

Инерционный фактор  $\sigma_2$  на выходе из рабочего колеса зависит от угла  $\beta_2$  и количества лопаток  $z$ . Инерционный фактор может быть посчитан с помощью аппроксимации Виеснера (1967), состоящей из эмпирических формул.

Если

$$\frac{r_1}{r_2} \leq e^{\left(\frac{-8.16 \sin(\beta_2)}{z}\right)},$$

тогда

$$\sigma_2 = 1 - \frac{\sqrt{\sin(\beta_2)}}{z^{0.7}}.$$

Если

$$\frac{r_1}{r_2} > e^{\left(\frac{-8.16 \sin(\beta_2)}{z}\right)},$$

тогда

$$\sigma_2 = \left(1 - \frac{\sqrt{\sin(\beta_2)}}{z^{0.7}}\right) \left[1 - \frac{\left(\frac{r_1}{r_2} - e^{\left(\frac{-8.16 \sin(\beta_2)}{z}\right)}\right)^3}{1 - e^{\left(\frac{-8.16 \sin(\beta_2)}{z}\right)}}\right].$$

С целью повышения точности расчета гидродинамических параметров математическая модель Сана была модифицирована путем введения математического описания следующих факторов, влияющих на потери давления в импеллере:

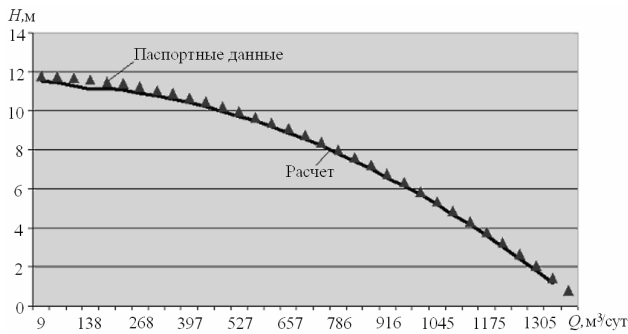
1. Учета величины «ударных» потерь на входе в межлопаточный канал импеллера [2];

2. Учета влияния на абсолютную скорость течения перед входом в импеллер предварительной закрутки потока [3];

3. Учета влияния на потери давления в каналах импеллера утечек через щелевые уплотнения [3];

4. Учета влияние на изменение давления в межлопаточных каналах стеснения потока за счет толщины лопаток [3].

Для проверки достоверности модифицированной гидродинамической модели были проведены расчеты изменения напора от подачи в проточных каналах насоса марки Cliff GC6100 и на рис. 2.1 предложено сравнение расчетной и паспортной расходно-перепадных характеристик насоса. Совпадение расчетной и паспортной характеристик достаточно хорошее.



**Рис. 2.1.** Расчетная и паспортная расходно-перепадная характеристика ступени погружного ЭЦНУ

### 3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В УЗЛАХ ЭЦНУ

Математическая модель разработана для расчета потребляемой насосом мощности в зависимости от подачи. Потребляемая насосом мощность складывается из следующих видов потерь и рассчитывается по формуле

$$N_{\text{потр}} = N_c + N_p + N_o + N_g + N_m, \quad (3.1)$$

где  $N_c$  – мощность циркуляции;  $N_p$  – полезная мощность насоса;  $N_o$  – мощность, затраченная на объемные потери (на утечки);  $N_g$  – мощность, затраченная на гидравлические потери в лопаточных каналах рабочего колеса и диффузора и на ударные потери;  $N_m$  – мощность, затраченная на трение жидкости о внешний корпус рабочего колеса, на потери на трение в подшипниках и сальниках ЭЦНУ.

#### 3.1. Расчет потерь мощности на утечки

Внутри насоса по зазорам между ротором и статором возникают утечки, которые уменьшают полезную подачу насоса и в некоторых случаях создают дополнительные гидравличе-

ские потери. Наиболее характерными, являются утечки в переднем уплотнении колеса  $Q_{s1}$  и в уплотнении ступицы колеса  $Q_{s2}$ . Простейшая система уплотнения имеет форму кольцевой щели. Рассматривая утечку как истечение через кольцевое отверстие, имеем выражение расхода через переднее щелевое уплотнение

$$Q_{s1} = \mu \pi D_i b \sqrt{2gH_{pi}}. \quad (3.2)$$

В работе [3] предлагается следующее уравнение для определения потерь напора в уплотнении

$$H_{pi} = H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_2} \right)^2 \right], \quad (3.3)$$

где  $H_p = \left( 1 - \frac{gH_m}{2u_2^2} \right) H_m$  – потенциальный напор рабочего колеса;  $H_m$  – теоретический напор насоса.

Коэффициент расхода через щелевое уплотнение рассчитывается по формуле

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{2b} + 1.5}}, \quad (3.4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления для щелевых каналов рассчитывается по методике, предложенной в работе [3].

В многоступенчатых насосах утечки возникают также по зазорам между втулкой колеса и диафрагмой. Напор, теряемый в уплотнении втулки колеса, определяется как

$$H_{p-vt} = \frac{gH_m}{2u_2^2} + \frac{u_2^2}{8g} \left[ 1 - \left( \frac{r_{vt}}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (3.5)$$

Определив напор  $H_{p-vt}$ , можно вычислить расход

$$Q_{s2} = 2\mu \pi r_{vt} b \sqrt{2gH_{p-vt}}. \quad (3.6)$$

Мощность, затрачиваемая на объемные потери, рассчитывается по формуле

$$N_o = (Q_{s1} + Q_{s2}) \rho g H. \quad (3.7)$$

#### 3.2. Расчет механических потерь

Мощность, получаемая насосом от электродвигателя, больше мощности, передаваемой лопастными колесами потоку жидкости, на величину потерь на трение. Различают три основные категории механических потерь в насосе:

$N_{r1}$  – трение наружной поверхности колес о жидкость – дисковое трение;

$N_{r2}$  – трение в сальниках;

$N_{r3}$  – трение в подшипниках.

По результатам экспериментальных исследований была получена формула для расчета момента трения одной стороны диска о жидкость в закрытом кожухе

$$M = C_f \rho r_2^5 \omega^2, \quad (3.8)$$

где  $C_f$  – коэффициент трения жидкости о стенки диска рассчитывается по методике, предложенной в работе [3].

Мощность дискового трения на обеих сторонах определяется как

$$N_{r1} = 2M\omega \times 10^{-3}. \quad (3.9)$$

Мощность трения в сальниках

$$N_{r2} = \omega \pi r_v^2 S_s \frac{\mu'}{\mu''} p_s e^{2\mu'' z_s} (1 - e^{-2\mu'' z_s}) \times 10^{-3}, \quad (3.10)$$

где  $\mu' = 0,02-0,1$  – коэффициент трения движения;  $\mu'' = 0,05$  – коэффициент трения покоя.

Мощность трения в подшипнике скольжения

$$N_{r3} = \phi \frac{(\omega r_v)^2}{\delta} 2\pi r_v l_p \times 10^{-3}. \quad (3.11)$$

Мощность, затрачиваемая на механические потери, рассчитывается как

$$N_m = N_{r1} + N_{r2} + N_{r3}. \quad (3.12)$$

### 3.3. Расчет гидравлических потерь и потерь на циркуляцию

Гидравлические потери включают в себя потери мощности:

- на гидравлическое трение жидкости в межлопаточных каналах рабочего колеса и диффузора насоса;

- на ударные потери при входе жидкости в межлопаточные каналы рабочего колеса ЭЦН.

Расчет потерь напора на трение жидкости о стенки лопаток и ударные потери осуществляется с помощью описанной выше гидродинамической модели.

Мощность, затрачиваемая на гидравлические потери, рассчитывается как

$$N_g = (Q + Q_{s1} + Q_{s2}) \rho g (H_m - H). \quad (3.13)$$

Потери мощности на циркуляцию потока имеют место при перемешивании высокоскоростных частиц жидкости на выходе и импеллера с низкоскоростным потоком перед диффузором. Математическая модель данного физического явления на сегодняшний день не разработана. Поэтому в настоящей работе для описания потерь мощности на циркуляцию используется эмпирическая зависимость.

Для проверки достоверности предложенной модели были проведены расчеты полного КПД по формуле

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{N_{\text{потр}}} \quad (3.14)$$

и сравнены (рис. 3.1) с паспортной характеристикой КПД насоса марки Cliff GC6100. Совпадение расчетной и паспортной характеристик достаточно хорошее. На рис. 3.1 показана также расчетная зависимость потребляемой насосом мощности  $N_{\text{потр}}$  от величины подачи.

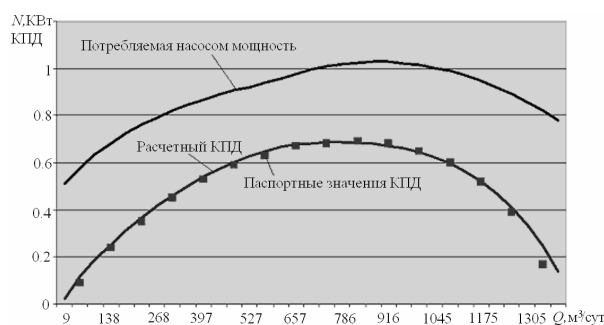
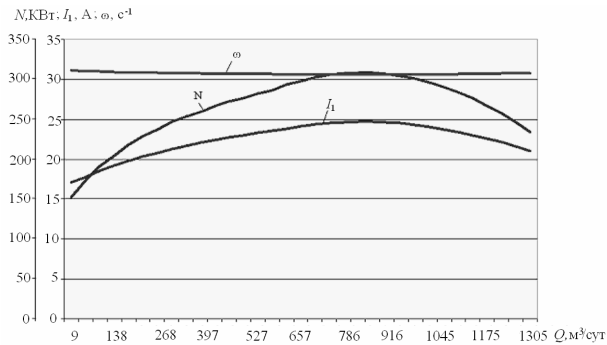


Рис. 3.1. Расчетные значения КПД и потребляемой насосом мощности

## 4. АНАЛИЗ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И ЭЦН

Проводился анализ совместной работы тридцатиступенчатого ЭЦН марки Cliff GC6100 и асинхронного электродвигателя с условным габаритом 103 по каталогу продукции НОВОМЕТ, имеющего номинальную мощность 45 кВт и работающего при частоте питающей сети 50 Гц. На рис. 3.1 показана расчетная кривая потребляемой насосом мощности. С увеличением подачи величина потребляемой мощности возрастает, а затем убывает. На рис. 1.2 показана зависимость полезной мощности электродвигателя от угловой скорости вращения вала. Приняв условие равенства потребляемой насосом мощности и полезной мощности электродвигателя, были получены зависимости изменения угловой скорости вращения вала электродвигателя  $\omega$ , полезной мощности  $N$  и тока обмотки статора  $I_1$  от подачи насоса (рис. 4.1). Из рис. 4.1 видно, что с ростом подачи насоса угловая скорость вращения вала электродвигателя сначала уменьшается, а затем возрастает. Используя зависимость изменения угловой скорости вращения вала электродвигателя от подачи насоса, была получена фактическая расходно-перепадная характеристика ЭЦН имеющая место при совместной работе насоса с асинхронным электродвигателем (при условии,

что обороты вращения вала насоса при разных подачах – величина не постоянная  $n = \text{var}$ ) (рис. 4.2).



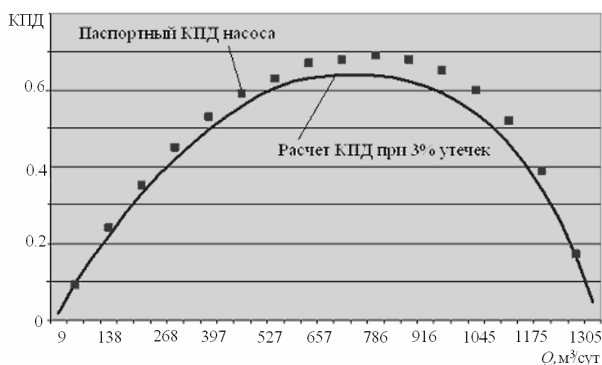
**Рис. 4.1.** Расчетные зависимости угловой скорости вращения  $\omega$ , полезной мощности  $N$  и тока статора электродвигателя  $I_1$  от подачи насоса



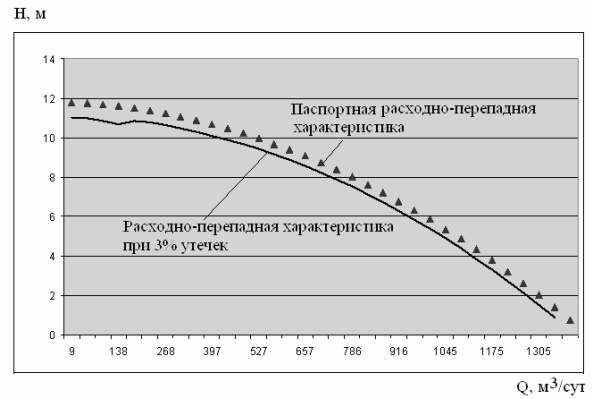
**Рис. 4.2.** Паспортная и расчетная расходно-перепадные характеристики

## 5. ДИАГНОСТИКА ДЕГРАДАЦИИ ПЕРЕДНЕГО КОЛЬЦЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ

Максимально допустимый зазор при износе кольцевого уплотнения определяется снижением КПД насоса более чем на 3%. При большем износе необходимо сменить уплотнительные кольца [4]. На рис. 5.1 показана зависимость КПД насоса при максимально допустимых утечках через кольцевые уплотнения.

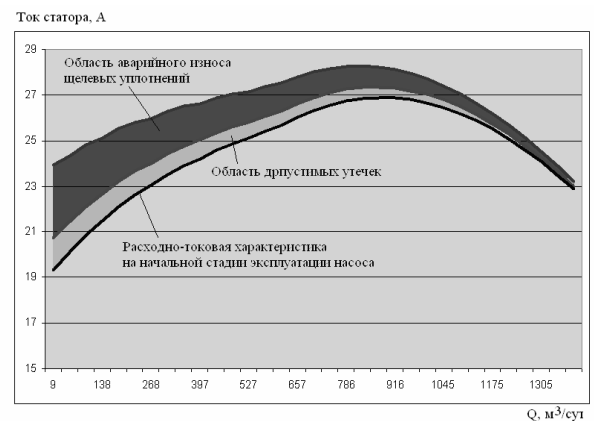


**Рис. 5.1.** Расчетная кривая КПД при максимально допустимых утечках



**Рис. 5.2.** Расходно-перепадная характеристика ступени ЭЦН при максимально допустимых утечках

Увеличение утечек в центробежном насосе сопровождается падением расходно-перепадной характеристики. На рис. 5.2 показано изменение расходно-перепадной характеристики при увеличении утечек через кольцевое уплотнение до 3%.



**Рис. 5.3.** Расходно-токовые характеристики ЭЦН при изменении величины утечек

Увеличение утечек в насосе приводит к увеличению скорости жидкости в межлопаточных каналах и увеличению потерь давления на гидравлическое трение. В результате этого давление на выходе из насоса снижается, а потери гидравлической мощности возрастают. Увеличение потерь гидравлической мощности приводит к увеличению суммарной потребляемой мощности насоса. В результате возрастает величина нагрузки на валу электродвигателя, а следовательно, увеличивается величина тока на обмотке статора асинхронного электродвигателя. Используя такую цепочку рассуждений, можно по величине тока на обмотке статора электродвигателя оценивать величину утечек. Были проведены расчеты изменения величины тока статора электродвигателя от подачи насоса при зазоре кольцевого уплотнения соответ-

вующем допустимым утечкам (при падении КПД насоса на 3%) и зазорам уплотнения, соответствующим аварийному износу уплотнительных колец (при падении КПД насоса на 10%). На рис. 5.3 показаны области расходно-токовых характеристик, соответствующих допустимому и аварийному износу кольцевых уплотнений.

Характерные признаки деградации переднего щелевого уплотнения:

1. Падение расходно-перепадной характеристики на всем диапазоне подач насоса;
2. Возрастание расходно-токовой характеристики на малых и средних подачах.

## 6. ДИАГНОСТИКА ДЕГРАДАЦИИ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

В насосах сальниковое уплотнение предназначено для предотвращения утечки масла из подшипника и недопущения попадания перекачиваемой жидкости в электродвигатель. Действие сальникового уплотнения заключается в том, что набивка, сжимаемая перепадом давления на сальнике, раздается в стороны и прижимается к вращающейся поверхности вала. В результате механических повреждений колец сальника перепад давления на его торцевые поверхности может снизиться, что повлечет снижение герметичности подшипникового узла и электродвигателя. Деградация сальниковых уплотнений сопровождается уменьшением трения о вал, что приводит к возрастанию механического КПД насоса. При этом расходно-перепадная характеристика насоса не изменяется. На рис. 6.1 показаны паспортные значения КПД и расчетные значения КПД при нарушении герметичности сальникового уплотнения, полученные в результате математического моделирования.

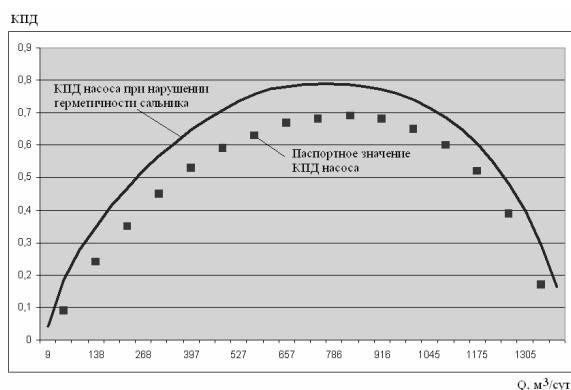


Рис. 6.1. Расчетный КПД насоса при нарушении герметичности сальника

Увеличение КПД насоса, вызванное деградацией сальникового уплотнения, приводит к снижению нагрузки на валу электродвигателя и, следовательно, изменению расходно-токовых характеристик ЭЦНУ. В результате расчетов получены области токовых характеристик (рис. 6.2), соответствующих частичному и аварийному нарушению герметичности сальника.

Характерные признаки деградации сальникового уплотнения:

1. Расходно-перепадная характеристика не изменяется на всем диапазоне подач насоса;
2. Падение расходно-токовой характеристики на всем диапазоне подач насоса.

Ток статора, А

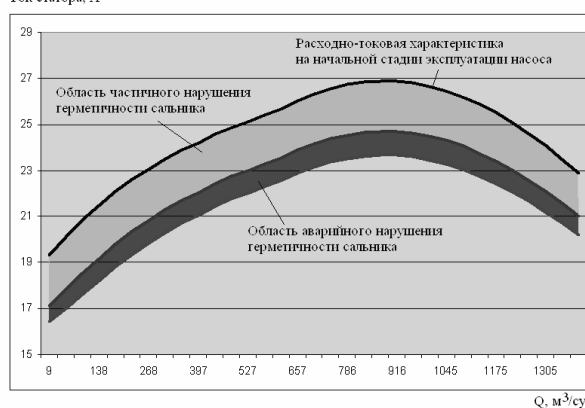


Рис. 6.2. Расходно-токовые характеристики ЭЦН при различной степени нарушения герметичности сальника

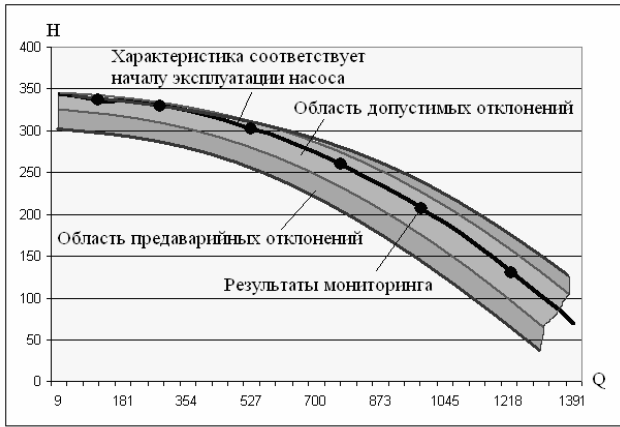
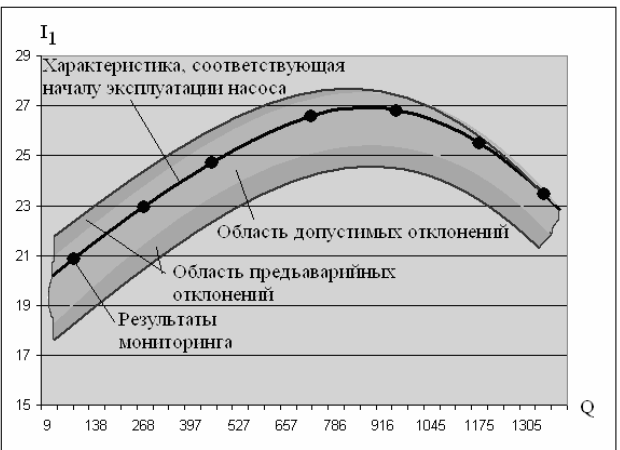
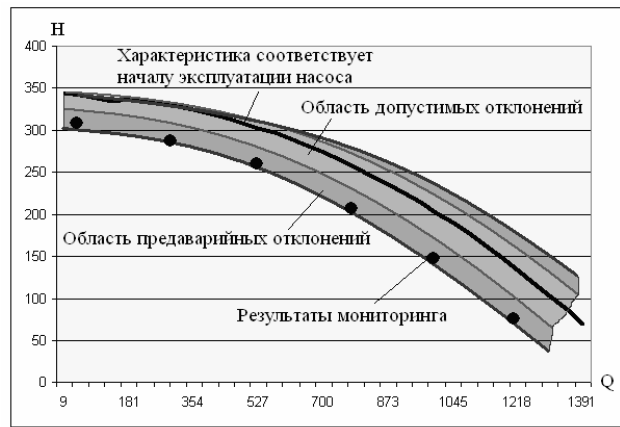
## 7. ДИАГНОСТИКА ДЕГРАДАЦИИ ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАТОК

Как показывают статистические исследования работы ЭЦНУ при перекачке жидкостей с механическими примесями, большое количество отказов имеет место из-за интенсивного износа и последующего разрушения поверхности лопаток импеллера и диффузора. Было проведено математическое моделирование ситуаций, когда толщина лопаток импеллера и диффузора становится меньше. Результаты расчета показали, что при этом на средних и больших подачах насоса уменьшаются гидравлические потери давления в межлопаточных каналах и расходно-перепадная характеристика на средних и больших подачах насоса становится более полой (рис. 7.2).

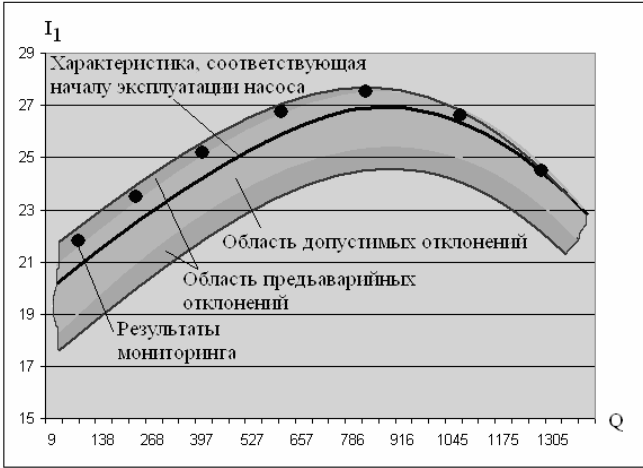
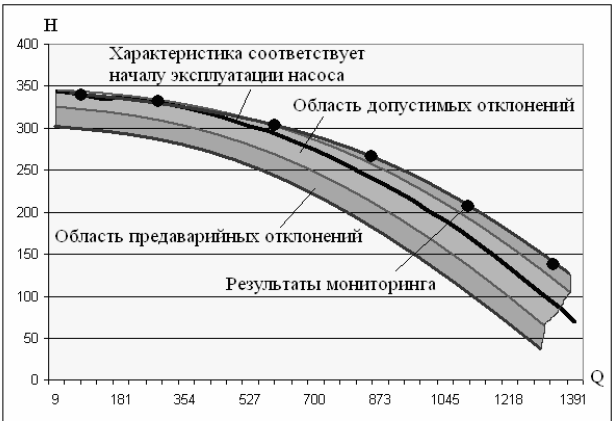
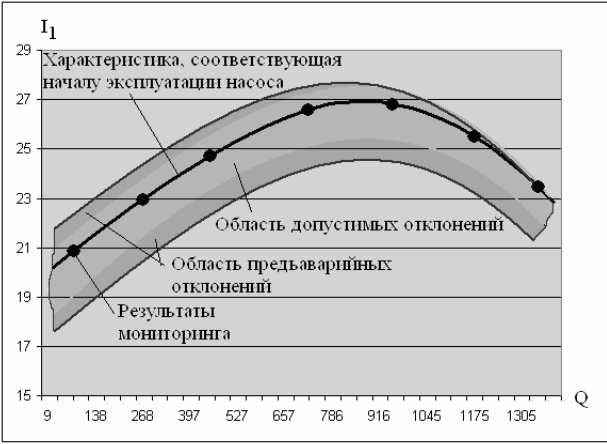
Снижение величины гидравлических потерь на средних и больших подачах способствует повышению КПД насоса (рис. 7.1). Следует отметить, что при этом потребляемая насосом мощность электродвигателя не изменится и расходно-токовая характеристика насоса останется без изменения.



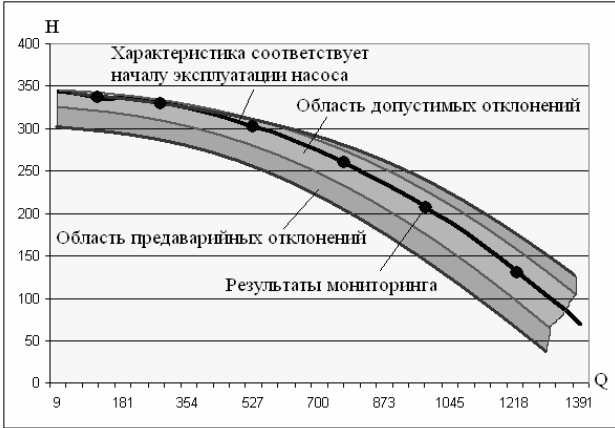
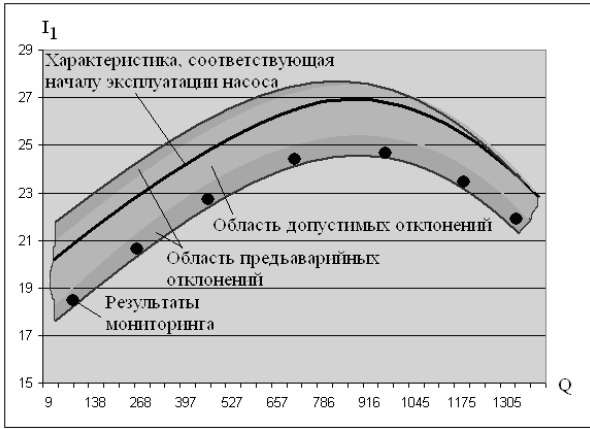
Таблица

Сравнение расчетных характеристик с мониторингом диагностируемых параметров	Диагноз	Требуемые мероприятия
<p style="text-align: center;"><b>Расходно-перепадная характеристика</b></p>  <p style="text-align: center;"><b>Расходно-токовая характеристика</b></p> 	<p>Деградация узлов отсутствует</p>	<p>Нет</p>
<p style="text-align: center;"><b>Расходно-перепадная характеристика</b></p> 	<p>Аварийный износ уплотнительного кольца щелевого уплотнения. Дальнейшая эксплуатация насоса приведет к аварийному падению напора</p>	<p>Ревизия щелевых уплотнений насоса. Замена уплотнительных колец</p>

Продолжение табл.

Сравнение расчетных характеристик с мониторингом диагностируемых параметров	Диагноз	Требуемые мероприятия
<p style="text-align: center;">Расходно-токовая характеристика</p> 		
<p style="text-align: center;">Расходно-перепадная характеристика</p> 	<p>Аварийный износ поверхности лопаток. Дальнейшая эксплуатация насоса приведет к аварийному падению напора</p>	<p>Ревизия поверхности лопаток насоса. Замена рабочих колес и диффузоров</p>
<p style="text-align: center;">Расходно-токовая характеристика</p> 		

Окончание табл.

Сравнение расчетных характеристик с мониторингом диагностируемых параметров	Диагноз
<p style="text-align: center;">Расходно-перепадная характеристика</p>  <p style="text-align: center;">Расходно-токовая характеристика</p> 	<p>Аварийный износ сальника. Дальнейшая эксплуатация приведет к заклиниванию подшипникового узла и выходу из строя электродвигателя</p>

Характерные признаки износа поверхности лопаток импеллера и диффузора:

1. Расходно-перепадная характеристика возрастает в диапазоне средних и больших подач;

2. Расходно-токовая характеристика не изменяется на всем диапазоне подач насоса.

В данном случае мы наблюдаем временное улучшение характеристик насоса за счет уменьшения толщины лопаток. С другой стороны, уменьшение толщины лопаток меньше расчетного значения, заложенного конструктором насоса, ведет к снижению прочностных свойств. Начало разрушения лопаток из-за снижения прочностных свойств конструкции приведет к значительному росту гидравлических потерь и аварийному падению напора насоса.

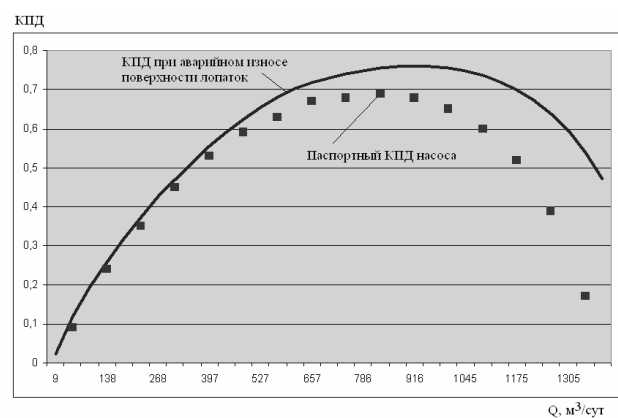
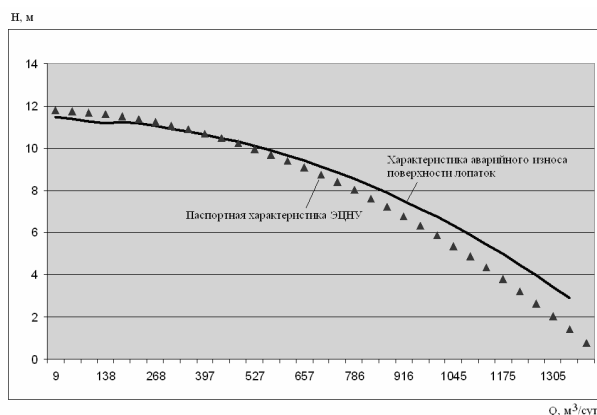


Рис. 7.1. Расчетный КПД насоса при аварийном износе поверхности лопаток



**Рис. 7.2.** Паспортная и расчетная расходно-перепадная характеристика при аварийном износе поверхности лопаток

### ВЫВОДЫ

Анализ рассмотренных выше примеров диагностики деградации щелевых уплотнений, сальника и поверхности лопаток ЭЦНУ показывает, что для каждого рассмотренного случая мониторинговые и расчетные расходно-перепадные и расходно-токовые характеристики имеют свою характерную форму. Сравнивая внешний вид расчетных и мониторинговых характеристик можно сделать заключение о наличии или отсутствии износа основных узлов ЭЦНУ, а также определить, какой узел подвергается интенсивному износу, и какова степень его деградации. В таблице показана последовательность проведения диагностики деградации некоторых узлов ЭЦНУ.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Sun D. Modeling Gas-Liquid Head Performance of Electrical Submersible Pumps: Ph. D. Dissertation. The University of Tulsa, Oklahoma, 2003.
2. Поляков В. В., Скворцов Л. С. Насосы и вентиляторы: Учеб. для вузов. М.: Стройиздат, 1990. 336 с.
3. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. М.: Машиностроение, 1966. 364 с.
4. Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Лопастные насосы. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.
5. Алиев И. И. Асинхронные двигатели. М.: РадиоСофт, 2004. 125 с.

### ОБ АВТОРАХ



**Михайлов Валерий Германович**, проф. каф. основ констр. механизмов и машин. Дипл. инж.-мех по гидравлич. машинам (УАИ, 1985). Д-р техн. наук по тепл. двигателям (УГАТУ, 1999). Иссл. в обл. газовой динамики двигателей.



**Петров Павел Валерьевич**, асс. каф. прикл. гидромех. Дипл. маг. техн. и технол. по вак. и гидр. компрес. техн. (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук по гидравлическ. машинам и гидропневмоагрегатам (УГАТУ, 2008). Иссл. в обл. гидрофицированных механотронных систем.