

В. Ф. Хворост, заведующий научно-исследовательским отделом прочности, А. С. Гриценко, инженер научно-исследовательского отдела прочности (ПАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина), С. В. Сизоненко, ведущий инженер-конструктор расчетно-экспериментального бюро (АО «Сумский завод «Насосэнергомаш» г. Сумы, Украина)

## Оценка влияния нагрузок, действующих на патрубки, на эксплуатационные показатели магистральных нефтяных насосов

Объектом исследований является центробежный магистральный нефтяной насос. Приведены результаты исследований по оценке влияния нагрузок, действующих на патрубки, а также предложены критерии для назначения и согласования нагрузок с проектантом трубопроводной системы. Работоспособность и эксплуатационные показатели насосов предложено оценивать по трем группам критериев: критерий прочности корпуса и крепежных деталей насоса; критерий герметичности главного разъема в зонах между проточной частью и внешней средой, а также между камерами высокого и низкого давления; деформационные критерии, связанные с оценкой эксплуатационных показателей отдельных узлов насоса.

**Ключевые слова:** торцовое уплотнение, кольцо, износ, поверхностный слой, система направленного выбора, математическая модель, критерии выбора.

Об'єктом досліджень є відцентровий нафтовий магістральний насос. Наведено результати досліджень за оцінку впливу навантажень, що діють на патрубки, а також запропоновані критерії для призначення і узгодження навантажень з проектантом трубопроводної системи. Працездатність і експлуатаційні показники насосів запропоновано оцінювати по трьох групах критеріїв: критерій міцності корпусу насоса і кріплення; критерій герметичності головного роз'єму в зонах між проточною частиною і зовнішнім середовищем та між камерами високого та низького тиску; деформаційні критерії – пов'язані з оцінкою експлуатаційних показників окремих вузлів насоса.

**Ключові слова:** магістральні нафтові насоси, навантаження на патрубки, критерії працездатності, експлуатаційні показники.

The present investigation is concerned with a centrifugal crude-oil pipeline pump. The paper presents research findings concerning evaluation of nozzle load effects and also offers criteria that allow loadings to be specified and agreed upon by the pipeline system planner. The pump operability and performance is suggested to be assessed against three groups of criteria: strength criterion for the pump casing and the fasteners; leak-tightness criterion for the main joint in the area between the pump hydraulics and external environment, and between high and low pressure chambers; and deformation criteria that relate to performance evaluation of individual components of the pump.

**Key words:** crude-oil pipeline pumps, nozzle loads, operability criteria, performance

### Введение

Для эксплуатации на нефтеперекачивающих станциях трубопроводной магистрали в ПАО «ВНИИАЭН», совместно со специалистами АО «Сумский завод «Насос-энергомаш» в рамках долгосрочного сотрудничества, направленного на создание современного насосного оборудования, были разработаны новые магистральные центробежные нефтяные насосы.

При проектировании магистральных насосов возникла необходимость решения задачи, связанной с оценкой влияния нагрузок, действующих на патрубки со стороны присоединенных трубопроводов, на эксплуатационные показатели насосов.

В данной статье приведены результаты исследований по оценке влияния нагрузок, действующих на патрубки, проведенные на трехмерной модели насоса, а также предложены критерии оценки для назначения и согласования нагрузок с проектантом трубопроводной системы.

### Постановка проблемы в общем виде

Особенность задачи назначения нагрузок на патрубки насосов со стороны присоединенных трубопроводов заключается в том, что оценка по критериям прочности и герметичности корпуса не всегда является достаточной при анализе эксплуатационных показателей насоса, так как трехмерная модель корпуса, используемая в расчетах на прочность и герметичность, не учитывает влияния роторной системы. Необходимым условием, обеспечивающим эксплуатационные показатели насоса, является конструктивная жесткость сопрягаемых деталей и узлов.

В связи с этим возникает необходимость в оценке деформаций основных элементов конструкции насоса, влияющих, как на жесткость корпуса, так и на расцентровку валов, величину щелевых уплотнений колеса, зазоры в подшипниковых узлах, снижающих эксплуатационные показатели насоса, если они принимают значения меньше конструктивно допустимых.

Дополнительно решается задача согласования нагрузок на патрубки с проектантом трубопроводной системы. Она заключается в том, что при проектировании и расчетах трубопроводных систем существует тенденция увеличения расчетных нагрузок на патрубки насосов, в связи с тем, что трубопроводная магистраль строится в климатических районах с резкими перепадами температур и повышенной сейсмической активностью, вследствие чего нагрузки со стороны трубопроводов существенно увеличиваются.

### Формулирование целей статьи (постановка задачи)

Задача исследований заключалась в оценке влияния нагрузок на патрубки насоса, значения которых существенно выше расчетных, назначенных при проектировании, на эксплуатационные показатели и работоспособность насоса.

### Изложение основного материала исследования

Процедура согласования нагрузок предоставляемых проектантом трубопроводной системы может быть выполнена по критериям, предложенным ниже.

Для оценки работоспособности насоса приняты следующие критерии:

- критерий прочности, для проверки которого выполняется расчет статической прочности корпуса в соответствии с требованиями «Норм расчета на прочность оборудования и трубопроводов АЭУ», ПНАЭ Г-7-002-86 [1];
- критерий герметичности, для проверки которого проводится оценка герметичности главного разъема между проточной частью и внешней средой, а также зонами высокого и низкого давления, определяются удельное давление на прокладке и относительное перемещение  $\Delta U_y$  поверхностей разъема крышки и корпуса;
- критерий прочности крепежных деталей, для проверки которого выполняется расчет группового разъемного соединения с различными вариантами нагрузок, действующих на патрубки.

Для оценки эксплуатационных показателей насоса рассмотрены следующие критерии:

- критерий допустимых зазоров: радиального – в опорных подшипниках и щелевых уплотнениях рабочего колеса, осевого – в упорном подшипнике, а также значений осевого биения в месте установки торцовых уплотнений;
- критерий расцентровки валов насоса и двигателя.

По результатам расчетов определяются критерии, наиболее чувствительные к нагрузкам на патрубки. По результатам вариантных расчетов определяются наиболее опасные направления нагрузок действующих на патрубки.

#### Объект исследования

Объектом исследований является центробежный нефтяной магистральный насос – одноступенчатый, спирального типа с горизонтальным разъемом, торцовыми уплотнениями с двойным запирающим, опорными подшипниками скольжения и упорным подшипником Митчелла.

Насос предназначен для перекачивания нефти, изменение подачи и напора насоса достигается применением сменных роторов. Для возможности работы насосов с промежуточными значениями подачи и напора, а также осуществления плавного пуска двигателя в агрегате применяется гидромурфта.

#### Геометрическая и конечно-элементная модели насоса в сборе. Граничные условия

Для проведения исследований по оценке влияния нагрузок, действующих на патрубки со стороны присоединенных трубопроводов на эксплуатационные показатели и работоспособность, построена трехмерная геометрическая модель насоса в сборе.

Геометрическая модель конструкции насоса построена с помощью программного комплекса SolidWorks по чертежам деталей с сохранением всех геометрических размеров.

В модель включены основные корпусные детали насоса: корпус, крышка, уплотнительные кольца, опорный и опорно-упорный подшипники, элементы торцовых уплотнений, шпильки, прокладка на главном разъеме, пилоны опорной конструкции, а также основные элементы роторной системы – вал, колесо двухстороннего входа, полумуфта.

Конечно-элементная модель насоса показана на рисунке 1.

Конструктивные зазоры между уплотнительным кольцом и колесом, а также зазоры в опор-

ном и упорном подшипниках показаны на рисунке 2.

Геометрическая модель ротора насоса с рабочим колесом и узлами подшипников приведена на рисунке 3.

При создании конечно-элементной модели насоса использовался твердотельный четырехгранный десятиузловой элемент SOLID 187 и генератор сеток про-

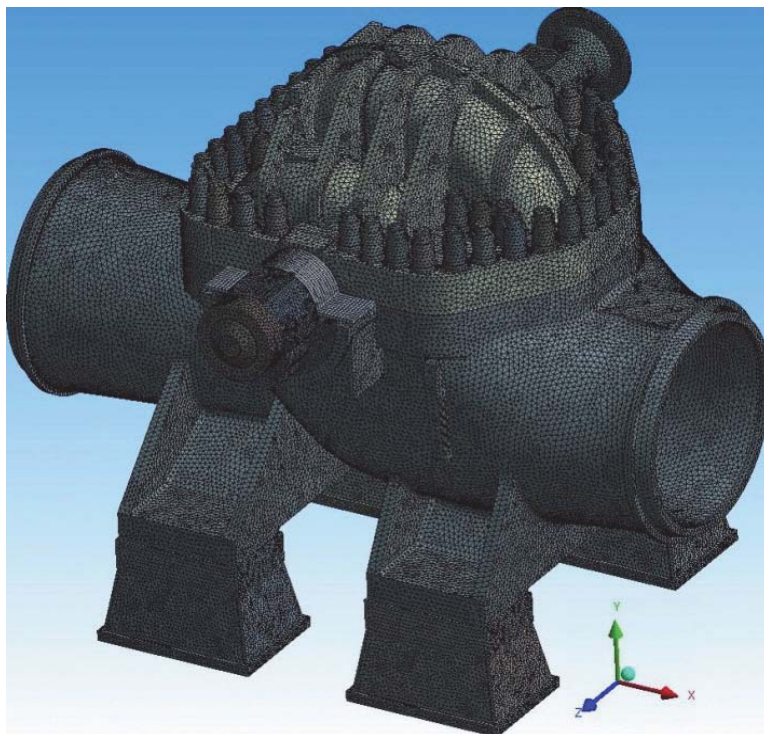


Рис. 1. Конечно-элементная модель насоса

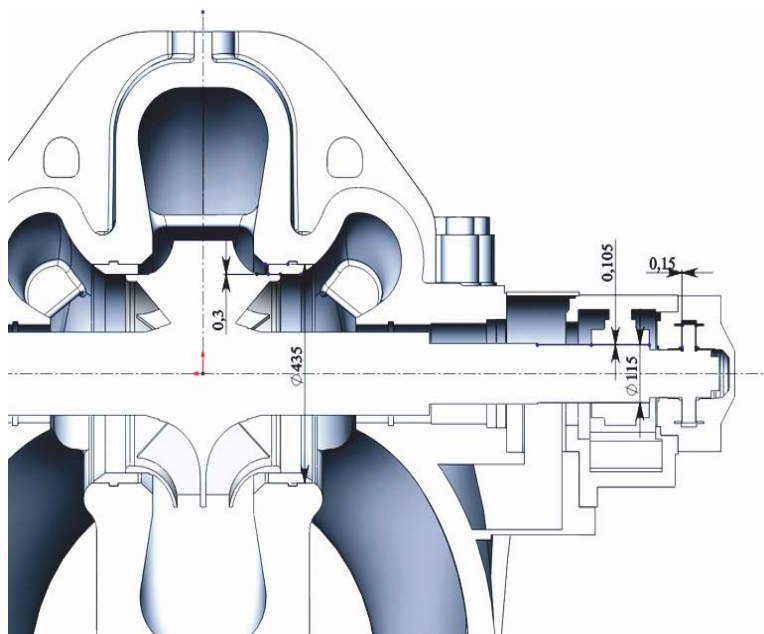


Рис. 2. Конструктивные зазоры в вертикальном сечении

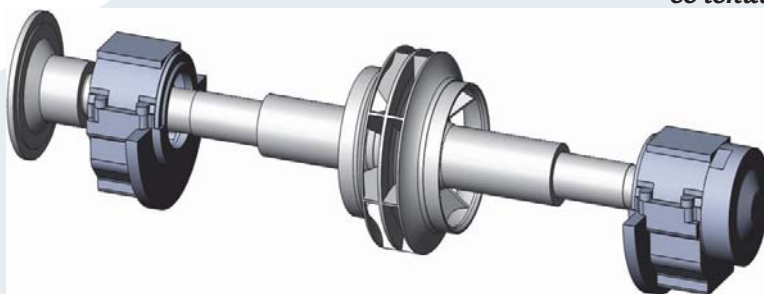


Рис. 3. Геометрическая модель ротора насоса с колесом и узлами подшипников

граммы ANSYS [2]. Общее количество конечных элементов составляет 2196262. Общее количество узлов – 3447909. Взаимосвязь крышки, корпуса и прокладки моделировалась упругим контактным взаимодействием при помощи элементов CONTA 174 и TARGE 170. При задании жесткости щелевых уплотнений колеса, опорного и упорного подшипников использовался элемент COMBIN 14. Контактная задача для оценки герметичности главного разбема решалась с учетом эфффектов, связанных с трением.

В качестве внешней нагрузки, действующей на конечно-элементную модель, принимаются усилия на патрубки со стороны присоединенных трубопроводов, входное и напорное давление, радиальная и неуравновешенная осевая силы на колесе, гидростатическое усилие на патрубках.

Граничные условия, накладывающие ограничения на модель насоса, в виде нулевых компонент перемещений заданы в месте крепления лап насоса к пилонам опорной конструкции.

### Расчет напряженно-деформированного состояния корпуса насоса для различных вариантов нагружения

Алгоритм решения задач статической прочности реализован в программном комплексе ANSYS [2]. Результатом решения являются поля напряжений и перемещений в узлах конечно-элементной модели насоса, полученные при различных вариантах нагружения модели.

На конечно-элементной модели, показанной на рисунке 1, проведены многовариантные расчеты напря-

женно-деформированного состояния конструкции с целью оценки влияния нагрузок на патрубки на эксплуатационные показатели и работоспособность насоса.

В условиях нормальной эксплуатации модель насоса нагружена входным и напорным давлением, радиальной и неуравновешенной осевой силой на колесе и гидростатическими усилиями на патрубках.

Рассматривались следующие варианты нагрузок, действующих на патрубки насоса:

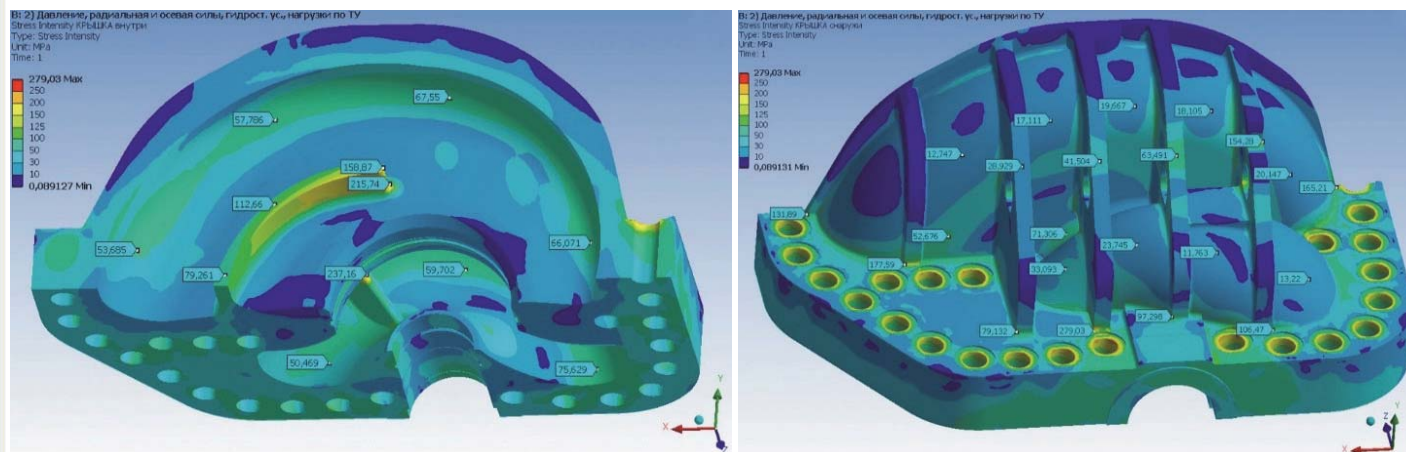
- нагрузки со стороны трубопроводов отсутствуют;
- нагрузки приняты согласно техническим условиям, их значения определены по результатам расчетов, выполненных для различных режимов эксплуатации трубопроводной системы;
- нагрузки приняты согласно рекомендации международного стандарта API 610 [3].

Дополнительно, для определения наиболее опасных нагрузок, были рассмотрены другие варианты, учитывающие направление действия.

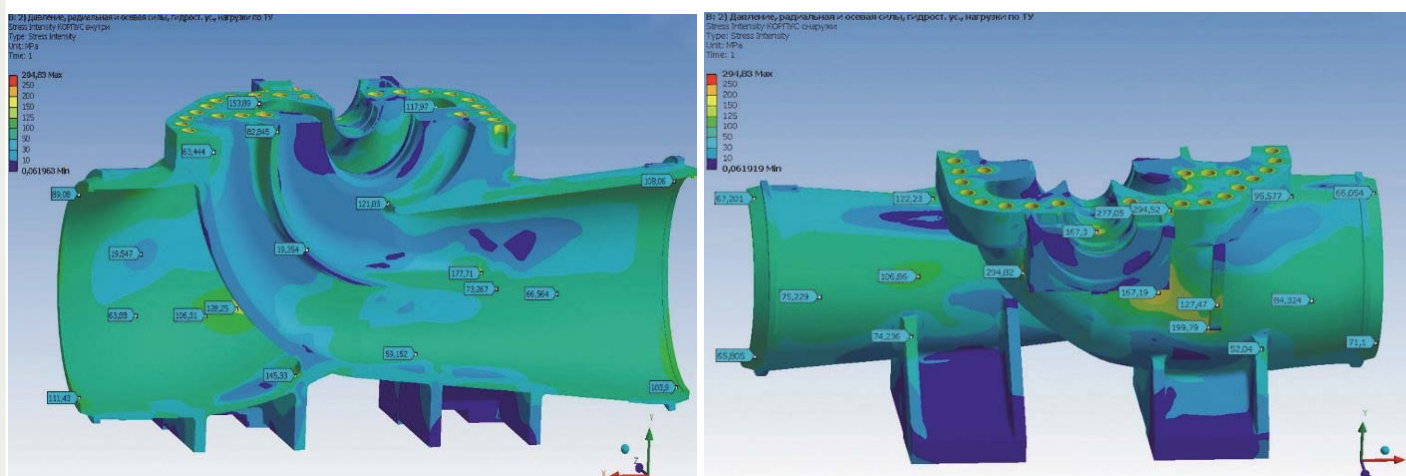
В качестве примера на **рисунках 4 и 5** представлено распределение приведенных напряжений на внутренней и наружной поверхности крышки и корпуса, полученное в результате расчета при нормальной эксплуатации, с учетом нагрузок на патрубки согласно техническим условиям (ТУ) (вариант 2).

Максимальные приведенные напряжения возникают:

- в крышке, в зоне соединения языка с крышкой –  $(\sigma)_2 = (\sigma_1 - \sigma_3) = 215,7$  МПа,
- в корпусе, в зоне соединения языка с корпусом –  $(\sigma)_2 = (\sigma_1 - \sigma_3) = 177,7$  МПа.



**Рис. 4.** Распределение приведенных напряжений на внутренней и наружной поверхностях крышки, полученных в результате расчета при нормальной эксплуатации с учетом нагрузок на патрубки согласно ТУ



**Рис. 5.** Распределение приведенных напряжений на внутренней и наружной поверхностях корпуса, полученных в результате расчета при нормальной эксплуатации с учетом нагрузок на патрубки

Анализ напряженного состояния расчетной модели насоса, проведенный для основных вариантов нагружения, показал, что максимальные приведенные напряжения в корпусе на входном и напорном патрубках для варианта нагружения при нормальной эксплуатации с учетом нагрузок на патрубки, согласно ТУ, на 10% больше максимальных приведенных напряжений для варианта нагружения при нормальной эксплуатации без учета нагрузок на патрубки.

Из анализа напряженного состояния следует, что нагрузки на патрубки более существенно влияют на напряженное состояние корпуса в зоне входного и напорного патрубков. Влияние нагрузок на напряженное состояние крышки менее существенно и составляет до 3%.

Таким образом, нагрузки на патрубки, принятые в ТУ, существенно не влияют на напряженное состояние насосов, что связано с достаточной конструктивной жесткостью корпуса насоса.

### Решение контактной задачи.

#### Оценка влияния расчетного давления и нагрузок на патрубки на герметичность главного разьема корпуса насоса

Герметичность главного разьема между проточной частью и внешней средой, а также зонами высокого и низкого давления оценивалась по величине удельного давления на прокладке и относительным перемещениям  $\Delta U_y$  поверхностей разьема крышки и корпуса, полученным в результате решения контактной задачи.

В качестве примера на **рисунках 6 и 7** для варианта нагружения при нормальной эксплуатации с нагрузками на патрубки, приведенными в ТУ, представлено распределение удельного давления на прокладке из материала AFM 34-DIN 28091-2, уплотняющей главный разъем, и относительные перемещения поверхностей разьема для определения зон контакта и возможного раскрытия разьема.

Из результатов расчетов для вариантов без нагрузок на патрубки и с нагрузками согласно ТУ следует, что на главном разьеме, в зоне отверстий под шпильки, удельное давление превышает значение, необходимое для герметизации разьема прокладкой AFM 34-DIN 28091-2 –  $q \geq 20$  МПа.

Герметичность разьема обеспечивается, так как относительные перемещения поверхностей разьема между прокладкой и крышкой,  $\Delta U_y = 0$ .

#### Оценка влияния нагрузок на патрубки на изменение зазоров в подшипниках насоса

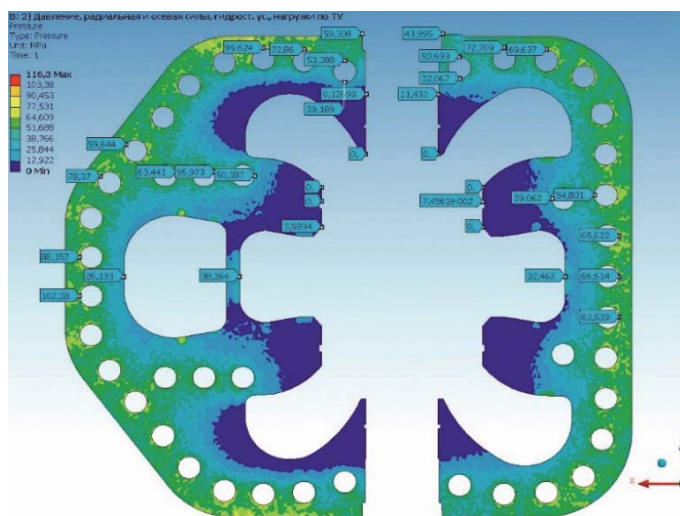
Для оценки влияния нагрузок на величину зазоров – радиального в опорном и осевого в упорном подшипниках – использовалась полная геометрическая модель. Влияние нагрузок оценивалось по величине радиального зазора вдоль линии вала и вкладыша – для опорного подшипника и осевого зазора между диском и подушками упорного подшипника. При выполнении расчетов учитывался статический прогиб ротора от радиальной силы на колесе.

В качестве примера на **рисунке 8** для варианта нагружения при нормальной эксплуатации с нагрузками на патрубки, принятыми согласно ТУ, показаны перемещения  $U_y$  в вертикальной плоскости по линии вала и вкладыша опорного подшипника (со стороны муфты).

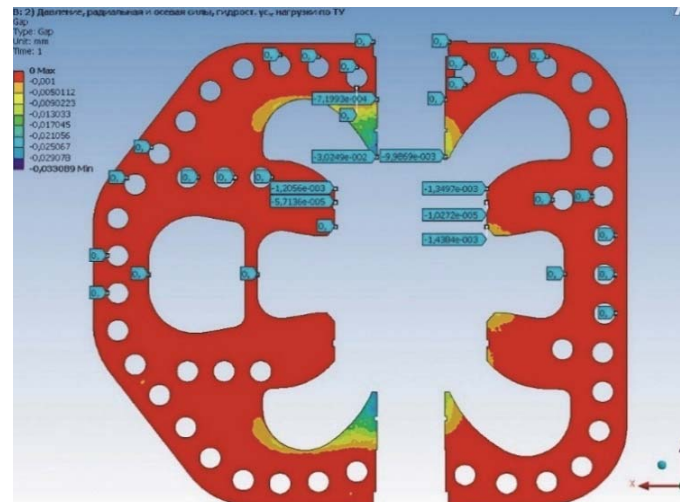
На **рисунке 9** для варианта нагружения при нормальной эксплуатации с нагрузками на патрубки, принятыми согласно ТУ, показаны осевые перемещения  $U_z$  в вертикальной плоскости для диска и подушек упорного подшипника.

При нагрузках, принятых согласно ТУ, минимальные зазоры составляют:

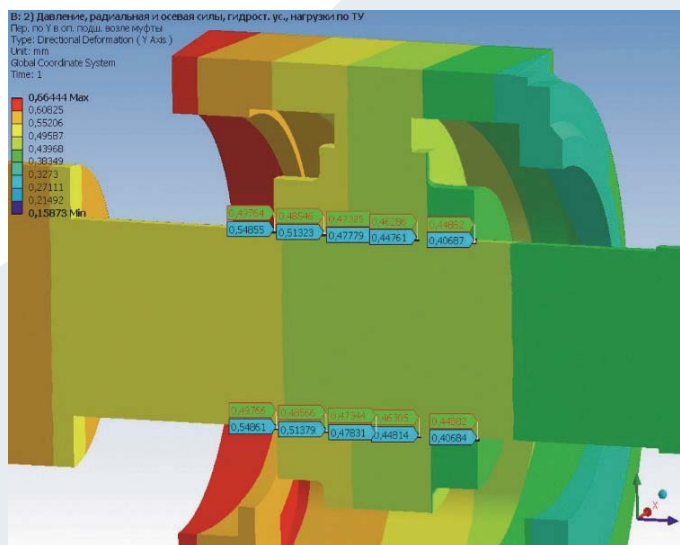
- радиальный – между валом и вкладышем опорного подшипника: со стороны муфты – 0,054 мм, со стороны упорного подшипника – 0,062 мм;
- осевой – между диском упорного подшипника и подушками – 0,144 мм.



**Рис. 6. Распределение удельного давления на прокладке при нормальной эксплуатации с учетом нагрузок на патрубки согласно ТУ, МПа**



**Рис. 7. Зоны контакта и возможного раскрытия горизонтального разьема при нормальной эксплуатации с учетом нагрузок на патрубки согласно ТУ, мм**



**Рис. 8. Перемещения  $U_y$  по линии вала и вкладыша опорного подшипника, мм**

В соответствии с конструкторской документацией значения величины зазоров должны находиться в следующих пределах:

- радиальный – между валом и вкладышем опорного подшипника –  $0,02 \text{ мм} < \Delta < 0,21 \text{ мм}$ ,
- осевой – между диском и подушками упорного подшипника –  $0,02 \text{ мм} < \Delta < 0,3 \text{ мм}$ .

График изменения верхнего и нижнего радиального зазора  $\Delta U$  между валом и вкладышем опорного подшипника (со стороны муфты) в вертикальной плоскости для варианта нагружения при нормальной эксплуатации с нагрузками на патрубки, принятыми согласно ТУ, показан на **рисунке 10**.

График изменения левого и правого осевого зазора  $\Delta U$  между диском и подушками упорного подшипника в вертикальной плоскости для варианта нагружения при нормальной эксплуатации с нагрузками на патрубки, принятыми согласно ТУ, показан на **рисунке 11**.

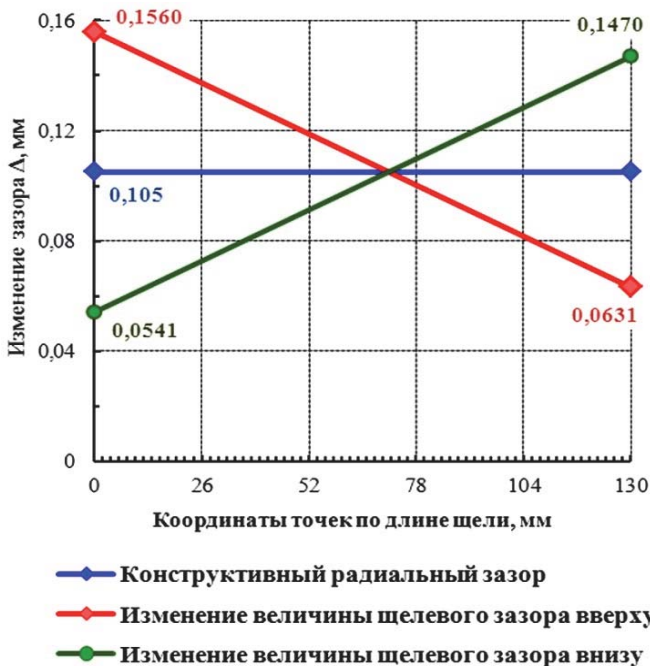
### Оценка влияния нагрузок на патрубки на изменение щелевых зазоров рабочего колеса

При определении зазоров в щелевых уплотнениях рабочего колеса, дополнительно к нагрузкам при нормальной эксплуатации и нагрузкам на патрубки, учитывался статический прогиб ротора от радиальной силы на колесе. Влияние нагрузок оценивалось по изменению радиального зазора в вертикальной плоскости.

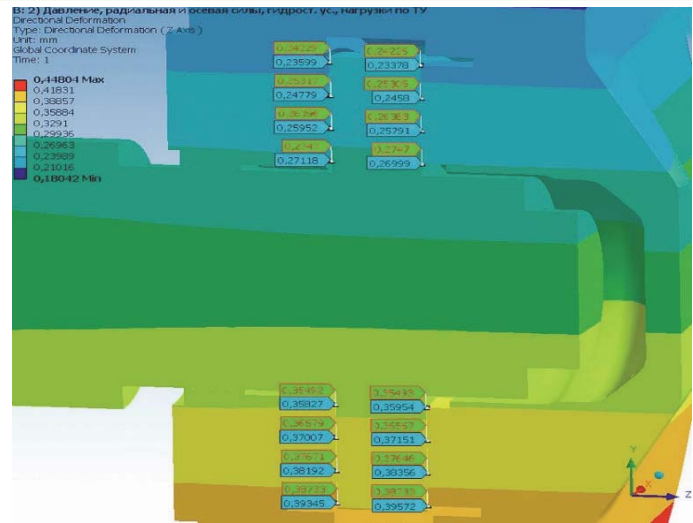
В качестве примера на **рисунке 12** для варианта нагружения при нормальной эксплуатации с нагрузками на патрубки насоса, принятыми согласно ТУ, показаны перемещения  $U_y$  в вертикальной плоскости по линии втулки рабочего колеса и уплотнительного кольца.

Минимальный радиальный зазор в щелевом уплотнении рабочего колеса в вертикальной плоскости при нагрузках, принятых согласно ТУ, составляет  $0,11 \text{ мм}$ . Значение радиального зазора в соответствии с конструкторской документацией должно быть в пределах  $0,02 \text{ мм} < \Delta < 0,3 \text{ мм}$ .

Графики изменения верхнего и нижнего щелевого зазора  $\Delta U$  между втулкой рабочего колеса и уплотнительным кольцом в вертикальной плоскости для варианта нагружения при нормальной эксплуатации с



**Рис. 10.** Радиальный зазор  $\Delta U$  между валом и вкладышем опорного подшипника (со стороны муфты) в вертикальной плоскости, мм



**Рис. 9.** Перемещения  $U_z$  в диске и подушках упорного подшипника, мм

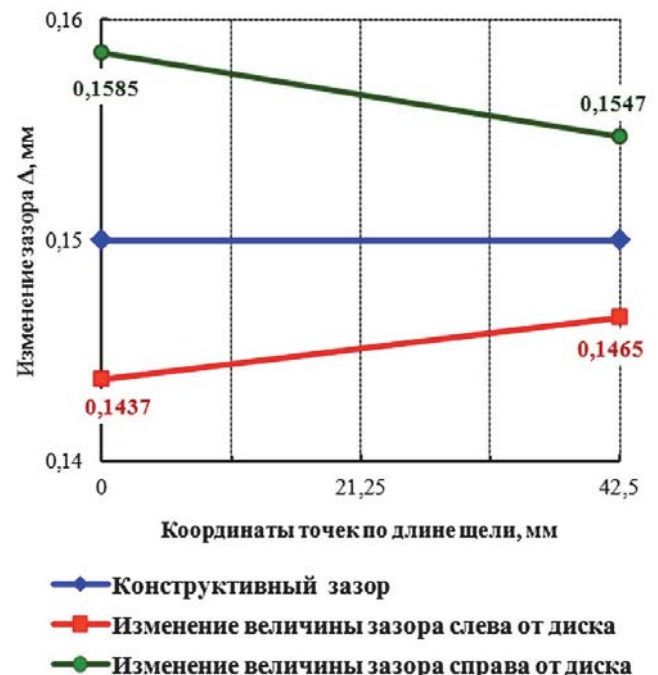
нагрузками на патрубки, принятыми согласно ТУ, показаны на **рисунке 13**.

### Оценка влияния нагрузок на патрубки на герметичность торцовых уплотнений

Влияние нагрузок на герметичность торцовых уплотнений оценивалось по значениям осевых перемещений торца корпуса в месте установки уплотнения. Осевые перемещения торца корпуса в соответствии с конструкторской документацией не должны превышать величины  $\Delta U_x \leq 0,03 \text{ мм}$ .

Осевые перемещения  $U_z$  торца корпуса (со стороны муфты) при нормальной эксплуатации с учетом нагрузок на патрубки, принятых согласно ТУ, показаны на **рисунке 14**.

Осевые биения на торце крышки равны  $0,06 \text{ мм}$ , на торце корпуса –  $0,19 \text{ мм}$ . Максимальная разность осевых перемещений торца корпуса и крышки в месте установки торцового уплотнения на линии разреза равна  $0,21 \text{ мм}$ , а на вертикальной к ней линии –  $0,32 \text{ мм}$ . Очевидно, что это связано с различной жесткостью крышки и корпуса.



**Рис. 11.** Осевой зазор  $\Delta U$  между диском и подушками упорного подшипника в вертикальной плоскости, мм

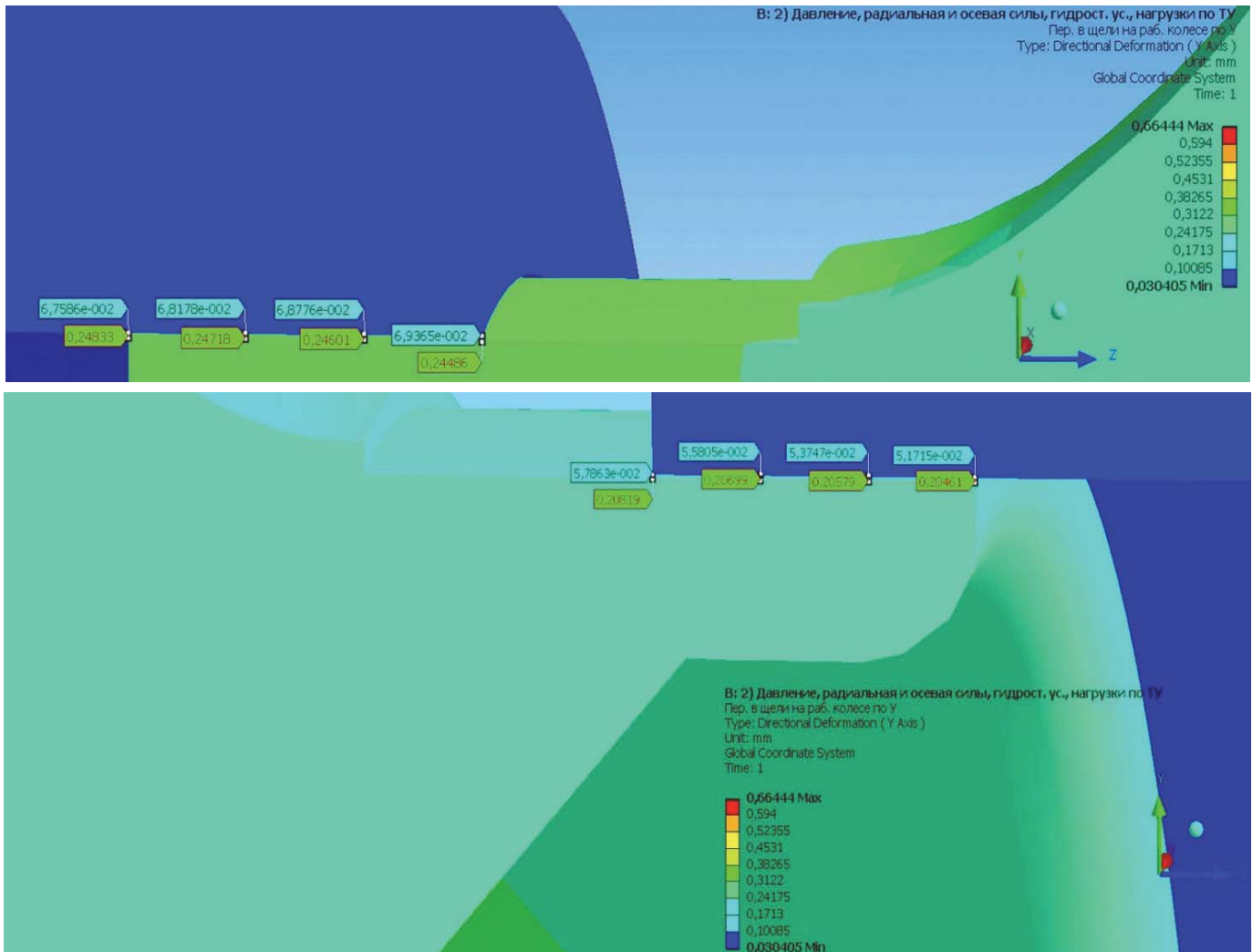


Рис. 12. Перемещения  $U_y$  во втулке рабочего колеса и уплотнительном кольце, мм

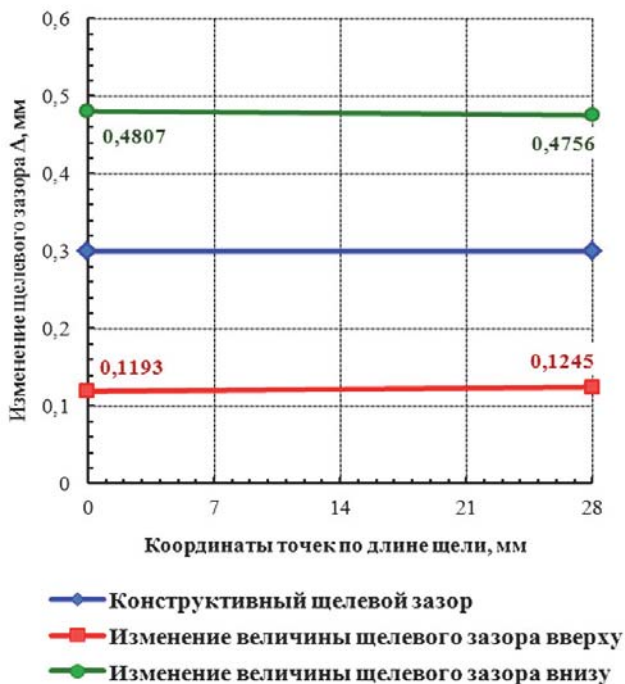


Рис. 13. Щелевой зазор  $\Delta U$  между втулкой рабочего колеса и уплотнительным кольцом в вертикальной плоскости, мм

#### Оценка влияния нагрузок на патрубки на расцентровку валов

Влияние нагрузок на расцентровку валов насоса и электродвигателя оценивается по значениям радиаль-

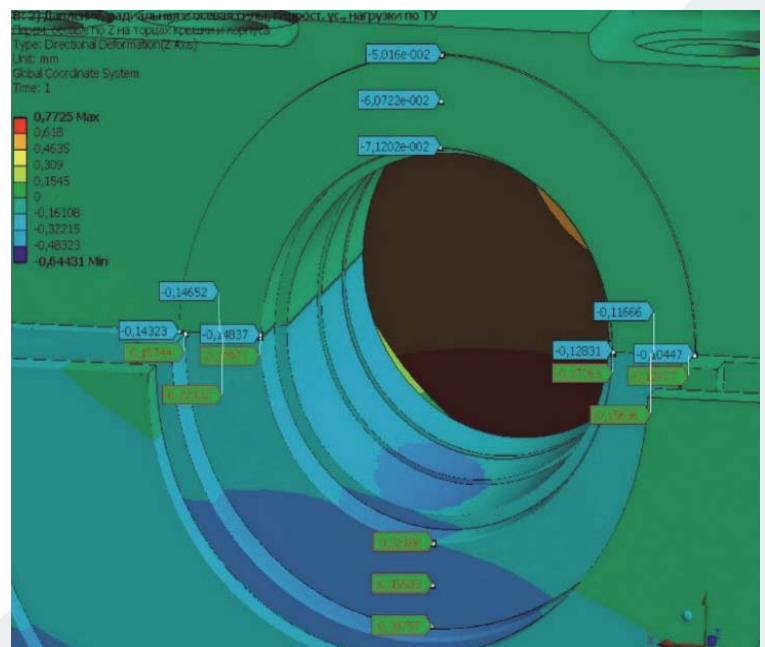


Рис. 14. Осевые перемещения  $U_z$  торца корпуса (со стороны муфты) при нормальной эксплуатации с учетом нагрузок на патрубки согласно ТУ, мм

ных и осевых перемещений, а также по величине угла поворота конца вала насоса.

Перемещение торца вала в вертикальном направлении по оси  $Y$  при нормальной эксплуатации с учетом нагрузок на патрубки, принятыми согласно ТУ, пока-

зано на **рисунке 15**.

Перемещение торца вала в осевом направлении по оси Z при нормальной эксплуатации с учетом нагрузок на патрубки, принятыми согласно ТУ, показано на **рисунке 16**.

Значение расцентровки валов при нагрузках, принятых согласно ТУ, – 0,63 мм. Это значение превышает максимально допустимую расцентровку – 0,25 мм при нагрузках, принятых в соответствии с API 610, и значение 0,38 мм – для удвоенных нагрузок по API 610 (Приложение F).

Осевое перемещение торца вала при нагрузках, принятых согласно ТУ, – 0,33 мм.

Необходимо отметить, что расцентровка валов при рассмотренных нагрузках на патрубки не превышает компенсирующих свойств упруго-пластинчатой муфты, для которой допускается радиальная расцентровка  $\Delta r = 0,8$  мм, а осевое перемещение ротора  $\Delta L = 2,5$  мм.

### Оценка влияния направлений действия нагрузок на патрубки на величину усилий в шпильках крепления насоса

Для определения наиболее опасных направлений вектора результирующей силы и результирующего момента, значения которых соответствуют нагрузкам, принятым в ТУ, выполнены многовариантные расчеты. Расчеты выполнены для направлений вектора результирующей силы (результирующего момента) вдоль одной из координатных осей принятой локальной системы координат: X – горизонтальная ось, параллельная оси вала; Y – горизонтальная ось вдоль оси патрубка, перпендикулярная оси вала; Z – вертикальная ось.

В результате проведенных расчетов были определены наиболее опасные направления вектора силы (момента), действующих на входной и напорный патрубки. Наиболее опасным направлением для сил является вариант, когда силы, действующие на патрубки, направлены вдоль оси X в противоположные стороны, а для моментов – вариант, когда векторы результирующих моментов, действующие на патрубки, направлены вдоль оси Z. В обоих случаях это соответствует повороту, вокруг вертикальной оси, влияющему на расцентровку насоса и двигателя.

Для вариантов расчета, когда на патрубки одновременно действуют силы и моменты, наиболее опасным является вариант, когда результирующие силы направлены вдоль оси X в противоположные стороны, а вектор результирующего момента – вдоль оси Z.

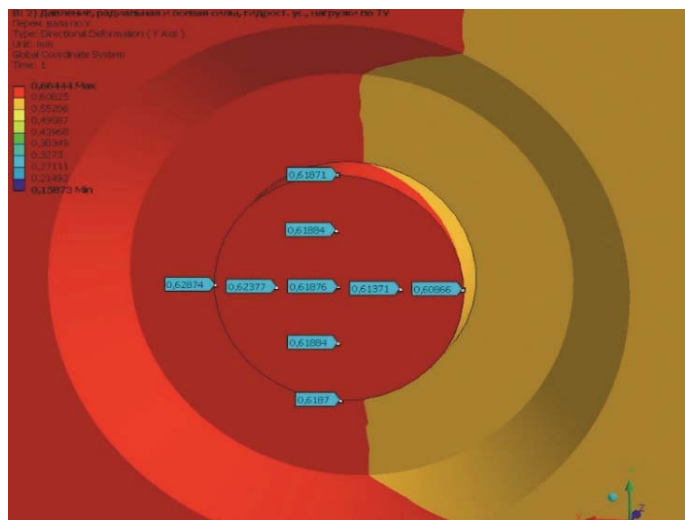
Для вариантов расчета, соответствующих значениям нагрузок по API 610 и ТУ, установлено, что необходимое расчетное усилие затяжки шпилек крепления насоса при нагрузках, соответствующих API 610, значительно меньше, чем для нагрузок, принятых согласно ТУ.

### Выводы

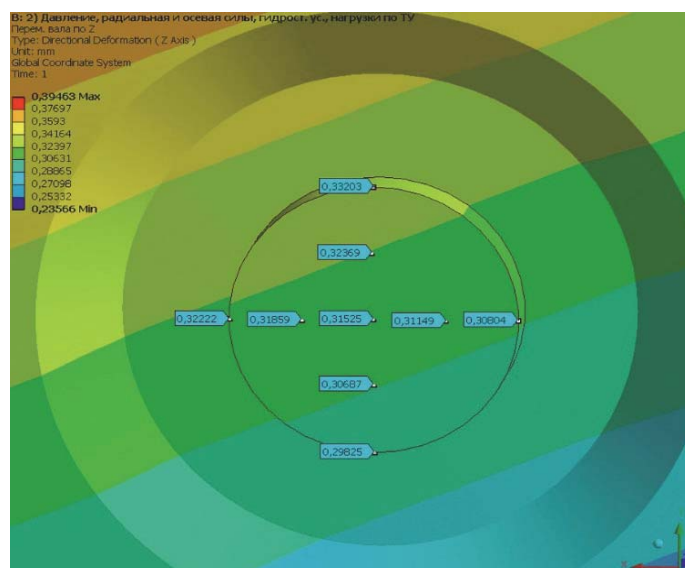
Приведены результаты исследований по оценке влияния нагрузок, действующих на патрубки, на работоспособность и эксплуатационные показатели магистральных насосов. Исследования выполнены на 3D-модели насоса, построенной с учетом влияния роторной системы. В данной статье предложены критерии оценки и общие подходы к согласованию нагрузок с проектантом трубопроводных систем.

Оценку работоспособности насосов предложено выполнять по трем группам критериев:

- оценка прочности корпуса и крепежных деталей насоса;
- оценка герметичности главного разъема;



**Рис. 15. Перемещения  $U_y$  торца вала (по оси Y) при нормальной эксплуатации с нагрузками согласно ТУ, мм**



**Рис. 16. Перемещения  $U_z$  торца вала (по оси Z) при нормальной эксплуатации с нагрузками согласно ТУ, мм**

– деформационные критерии, связанные с оценкой эксплуатационных показателей отдельных узлов насоса.

По результатам расчетов определены критерии, наиболее чувствительные к нагрузкам на патрубки со стороны трубопроводов, и наиболее опасные направления нагрузок, действующих на патрубки насоса.

Из результатов исследований следует, что необходимо ограничивать предельные нагрузки на патрубки насоса со стороны трубопровода значениями, приведенными в технических условиях и согласованными с заказчиком.

### Список литературы

1. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. Госатомэнергонадзор СССР. -М.: Энергоатомиздат, 1989. –525 с.
2. Программный комплекс ANSYS 14.5, лицензионное соглашение 673888.
3. ANSI/API 610. ISO 13709:2009 (идентичное). Центробежные насосы для нефтяной, нефтехимической и газовой промышленности. 11-е изд., 09.2010 г



## АО "НІРАО ВНІІМкомпресормаш"

головной институт по компрессоростроению в Украине  
УКРАИНА, 40020, г. Сумы, пр. Курский, 6  
тел.: .....+38 /0542/ 674-156  
факс: .....+38 /0542/ 674-179  
e-mail: .....info@nicmas.com  
http: ..... www.nicmas.com

ЭФФЕКТИВНАЯ КОМПРЕССОРНАЯ  
ТЕХНИКА ДЛЯ ВСЕХ ОТРАСЛЕЙ  
НАРОДНОГО ХОЗЯЙСТВА.

ТЕПЛООБМЕННАЯ АППАРАТУРА.

ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА  
ДЛЯ ТРУБОПРОВОДОВ.

РЕМОНТ РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ  
УСТАНОВОК.

## СЕКРЕТ НАШЕГО УСПЕХА - в прогрессивных наукоёмких технологиях

проектирование, производство, монтаж,  
гарантийное и сервисное обслуживание



ISO 9001  
ISO 14001

