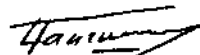


УДК 621.651/.694

На правах рукописи



**Хангильдин Тагир Вадимович**

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ  
НАСОСНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ НА ОСНОВЕ  
РАЗРАБОТКИ СИЛЬФОННЫХ КОМПЕНСАТОРОВ**

**Специальность 25.00.19 - Строительство и эксплуатация  
нефтегазопроводов, баз и хранилищ**

**АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук**

Уфа 2004

Работа выполнена в Государственном унитарном предприятии «Институт проблем транспорта энергоресурсов» (ГУП «ИПТЭР»), г. Уфа

Научный руководитель -доктор технических наук, профессор  
Гумеров Асгат Галимьянович

Официальные оппоненты -доктор технических наук, профессор  
Азметов Хасан Ахметзиевич;

-кандидат технических наук, доцент  
Коновалов Николай Иванович


Ведущая организация -Открытое акционерное общество  
«Нефтегазпроект», г. Тюмень

Защита диссертации состоится «14» мая 2004 г. в 9<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета Д 222.002.01 при Государственном унитарном предприятии «Институт проблем транспорта энергоресурсов» (ГУП «ИПТЭР») по адресу: 450055, г. Уфа, пр. Октября, 144/3.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Государственного унитарного предприятия «Институт проблем транспорта энергоресурсов» (ГУП «ИПТЭР»).

Автореферат разослан «13» апреля 2004 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
доктор технических наук



Р. Х. Идрисов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

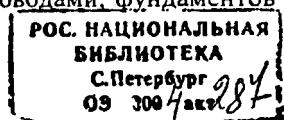
### Актуальность темы

Топливо-энергетический комплекс - основа развития всех отраслей экономики России. Одним из важнейших его элементов является система магистральных трубопроводов для транспорта нефти, газа и продуктов их переработки.

В нефтедобывающем, нефтехимическом комплексе, на магистральном транспорте нефти и газа и энергосистемах России и СНГ эксплуатируется около десяти тысяч крупных насосных агрегатов и компрессоров (мощностью от 0,5 до 10 МВт). Большинство из них дорабатывают установленный ресурс, имеют пониженную надежность, высокие уровни вибрации и шума, подвержены частым отказам. Аварийные выходы из строя насосов или компрессоров на объектах топливно-энергетического комплекса могут привести к серьёзным авариям с экологическими последствиями и материальным ущербом. Это приводит к необходимости содержания на предприятиях многочисленного штата ремонтных служб, увеличивает потребность предприятий в резервном оборудовании, агрегатах и запчастях.

Исследованиями установлено, что основными причинами преждевременного выхода из строя агрегатов являются повышенные внутренние динамические (вибрационные) перегрузки, воздействующие на роторную систему, и внешние статические перенапряжения, передающиеся на агрегаты через фундамент, трубопроводы и коммуникации, неизбежно возникающие вследствие ряда эксплуатационных факторов.

Результаты анализа проведенных исследований и опыт эксплуатации показали, что напряжения, возникающие в трубной обвязке насосных агрегатов, могут значительно превышать допустимые значения по причине просадки опор под технологическими трубопроводами, фундаментов под



насосными агрегатами, действия внутреннего давления продукта, изгибающих моментов, перемещений трубопроводов.

Это является причиной повышенной вибрации агрегатов, преждевременного выхода из строя подшипниковых узлов, элементов торцевых уплотнений валов и входных уплотнений рабочих колес.

Одним из способов снижения напряжений является применение специальных упругих виброизолирующих и гибких компенсирующих элементов с заданными параметрами, устанавливаемых в соединениях насоса с трубопроводной обвязкой, что позволяет увеличить межремонтный период и повысить надежность работы насосных агрегатов.

Работы в этом направлении проводились институтами ОАО «Гипротрубопровод», ГУЛ «ИПТЭР», ГУП «ПО «Севмаш», ФГУП «НПП «Компенсатор», НПО «Энергомаш», а в разработку отдельных вопросов внесли большой вклад такие видные ученые, как Гумеров А.Г., Гумеров Р.С., Бажайкин С.Г., Быков Л.И., Будилов И.Н., Шестов В.Н., Лепорк К.К., Исхаков Р.Г., инженеры Хангильдин В.Г., Некрасов В.А. и др.

Несмотря на достигнутые успехи в области снижения влияния напряжений на насосные агрегаты (уменьшение просадки фундаментов, установка насоса и двигателя на единую раму, монтаж упругих пластинчатых муфт), некоторые вопросы остаются открытыми. Среди них можно выделить следующие: отсутствие общепринятой методики оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) в трубопроводной обвязке магистральных насосных агрегатов, методик и рекомендаций по проектированию компенсирующих элементов, а также методики конструирования самих компенсирующих элементов.

Цель работы - разработать уточненную методику расчета НДС для трубной обвязки магистральных насосных агрегатов и научно обосновать

конструкцию сильфонного поворотного-сдвигового компенсирующего устройства, обеспечивающего эксплуатационную надежность нефтеперекачивающих агрегатов.

**Основные задачи исследований:**

1. Проанализировать причины отказов и провести оценку влияния НДС приемовыкидных трубопроводов на работу нефтеперекачивающих агрегатов.
2. Разработать методику расчета НДС приемовыкидных трубопроводов нефтеперекачивающих агрегатов с применением метода конечных элементов.
3. Осуществить программную реализацию для решения задачи определения НДС в трубной обвязке насосных агрегатов.
4. Разработать и обосновать конструкцию сдвигово-поворотного сильфонного компенсатора, исключая влияние технологических трубопроводов на работу агрегата.
5. Провести промышленно-экспериментальную апробацию полученных решений и методики на действующих нефтеперекачивающих станциях (НПС).

**Научная новизна работы заключается в следующем:**

1. Анализ причин отказов насосных агрегатов показал наличие значительных напряжений, присутствующих в трубной обвязке насосных агрегатов, которые превышают допустимые значения в несколько раз.
2. Разработана уточненная методика расчета НДС приемовыкидных трубопроводов магистральных насосных агрегатов на основе применения метода конечных элементов с учетом особенностей трубной обвязки.
3. Осуществлена программная реализация методики расчета НДС в виде построения объемной трехмерной модели трубной обвязки,

определяющей и демонстрирующей распределение напряжений, деформаций и перемещений, возникающих в каждом ее элементе, установлена количественная оценка этих параметров и степень их влияния на работу агрегата.

4. Разработана научно обоснованная конструкция нового сильфонного компенсатора для установки в трубной обвязке магистральных насосных агрегатов.

**Практическая ценность** выполненных исследований заключается в оценке уровня напряженно-деформированного состояния трубопроводной обвязки, превышающего допустимые значения в несколько раз, и разработке конструкции сильфонного компенсатора на приемовыкидных трубопроводах для нефтеперекачивающих агрегатов с заданными техническими требованиями, позволяющего существенно снизить (до 2,5...3 раз) вибрационные нагрузки на подшипниковые узлы, возникающие в момент пуска и работы агрегатов, и скомпенсировать перемещения трубопроводов от внутренних и внешних факторов.

**На защиту выносятся уточненная методика расчета НДС в трубной обвязке насосных агрегатов, конструкция сдвигово-поворотного сильфонного компенсатора, обеспечивающего снижение напряжений от технологических трубопроводов и повышающего эффективность работы магистральных насосных агрегатов.**

#### **Апробация работы:**

Основные результаты работы были доложены на:

- Конференции «Перспективы развития трубопроводного транспорта России» в рамках Десятой международной специализированной выставки «Газ.Нефть-2002» (22 мая 2002г., г.Уфа);
- III конгрессе нефтегазопромышленников России «Проблемы и перспективы развития транспорта углеводородного сырья и продуктов его переработки» рья», (22-25 мая 2001г., г.Уфа);

- IV конгрессе нефтегазопромышленников России «Проблемы и методы обеспечения надежности и безопасности объектов трубопроводного транспорта углеводородного сырья», (20-23 мая 2003 г., г.Уфа);
- Научно-техническом совете ОАО «Гипротрубопровод», Москва, 2004.

Публикации.

По теме диссертации опубликовано 7 печатных работ.

Структура и объем работы

Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, библиографического списка использованной литературы, включающего 123 наименования и приложений, содержит 142 страницы машинописного текста, 35 иллюстраций.

Основное содержание работы

*Во введении* обоснована актуальность темы диссертации, поставлены цель исследования и основные задачи, сформулирована научная новизна, изложены сведения по апробации и практической ценности работы.

*В первой главе* выполнен анализ причин отказов нефтеперекачивающих агрегатов.

Показано, что повышение надежности и эффективности эксплуатации основных насосных агрегатов магистральных нефтепроводов остается актуальной задачей.

Насосный агрегат как динамическая система характеризуется наличием связей между насосом и электродвигателем: пассивной - через фундамент и активной - через валопровод, что объединяет их в один объект, которому присущи определенные закономерности в генерации передачи и восприятии динамических нагрузок. Агрегат подвержен воздействию внешних возмущающих сил через технологические трубопроводы и фундамент и внутренних сил электромагнитного и гидродинамического происхождений. Из - за пространственного

воздействия этих сил и неравножесткости конструкций насосных агрегатов (НА) узлы и детали агрегата в различной степени подвержены динамическим нагрузкам.

Показано, что отказы основных насосных агрегатов (насоса и электродвигателя) по причине выхода их строя подшипников составляют значительную долю (34 %) от общего количества.

Проведенными исследованиями напряженно - деформированного состояния трубопроводной обвязки НПС установлено, что напряжения могут значительно превышать допустимые значения. Особенно большие напряжения возникают в момент включения и отключения насосов, переходных режимах и режимах недозагрузки агрегатов. Эти напряжения вызывают деформацию корпуса насоса и анкерных болтов, приводят к расцентровке агрегатов и повышению уровня вибрации.

Проведенный анализ эксплуатируемых насосно- энергетических агрегатов обуславливает необходимость проведения исследований по созданию новых высокоэффективных методов для повышения надежности как находящегося в эксплуатации, так и вновь проектируемого насосного оборудования.

Внедрение научно обоснованных методов повышения надежности насосно-энергетических агрегатов в области добычи и магистрального транспорта нефти на основе применения виброизолирующих компенсирующих элементов позволит значительно повысить надежность агрегатов. Этот способ находит широкое распространение в различных отраслях промышленности: машиностроении, станкостроении и на транспорте, т. е. в тех случаях, когда требуется снизить уровень вибрации, передающийся сооружениям от двигателей и агрегатов (активная виброизоляция), и обеспечить защиту оборудования от воздействия внешних сил и деформаций (пассивная амортизация).

Основным критерием, определяющим работоспособность



компенсирующих элементов, является прочность при статических и динамических нагрузениях в условиях заданных осевых и угловых перемещений. Поэтому проектирование таких элементов должно осуществляться на базе расчетов на прочность и устойчивость. Задача заключается в подборе геометрии и оптимальных отношений размеров, обеспечивающих заданное гидравлическое сопротивление потоку и удовлетворяющих требованиям жесткости и демпфирования колебаний.

Вопрос применения компенсирующих устройств, служащих для защиты нефтеперекачивающих агрегатов от влияния трубопроводной обвязки, осложняется отсутствием каких-либо общепринятых методик и рекомендаций по их проектированию и отсутствием соответствующих компенсаторов с требуемыми техническими параметрами.

*Вторая глава* посвящена изучению напряженно-деформированного состояния системы нефтеперекачивающих агрегатов и разработке уточненной методики оценки НДС.

Определено, что в трубной обвязке НПС появляются дополнительные напряжения от резких перепадов давления, просадки фундамента под насосным агрегатом и коллектором, переменного воздействия температуры воздуха в помещении насосной, от изменений режимов перекачки, поперечной нагрузки от собственного веса трубы и динамических воздействий насосного агрегата. Это способствует появлению в трубе остаточных деформаций и напряжений, превышающих предел текучести, что в конечном итоге приводит к аварии.

Расчет НДС системы должен производиться для наиболее характерных, желательно экстремальных режимов эксплуатации объекта. При этом следует выделить узлы и элементы системы, в которых действуют максимальные усилия и возникают наибольшие линейные и угловые перемещения.

Для оценки состояния трубопроводной системы насосных агрегатов наиболее часто используются численные методы, в первую очередь, метод конечных элементов. Основным преимуществом этого метода является высокая степень компьютеризации расчетов, что позволяет в широких пределах варьировать значениями и оценивать степень влияния на НДС отдельных расчетных параметров.

Разработанная методика определения НДС строится на основных уравнениях метода конечных элементов.

В отличие от обобщенной методики расчета НДС трубопроводов в ней учитывается максимальное количество параметров и граничных условий, возникающих в трубной обвязке магистральных агрегатов, таких как:

- диаметр трубы, марка стали;
- геометрические размеры системы;
- вязкостные свойства продукта;
- температура транспортируемого продукта;
- давление продукта на входе системы;
- изменение давления продукта после каждого агрегата;
- температура окружающей среды;
- температура грунта;
- реакция грунта.

В результате расчетов могут быть получены продольные и поперечные силы; изгибающие и крутящие моменты; линейные и угловые перемещения в любом узле и элементе системы, что позволит определить наиболее опасные участки, области распределения и концентрации напряжений и деформаций на любом участке системы.

Для обеспечения конструктивной надежности трубопровода бывает необходимым оценить все силовые и деформационные факторы, воздействующие на трубопровод, анализируя различные случаи

нагрузки, такие как резкие перепады температуры, скачки внутреннего давления, возникающие при пуске и остановке агрегатов, работа агрегатов при различных режимах, просадка опор под трубопроводами и фундаментом под агрегатами, монтажные кратковременные нагрузки.

Разработанная математическая трехмерная модель и программный комплекс позволяют определить наиболее напряженные участки трубной обвязки, рассчитать рабочие параметры компенсирующих элементов и, в конечном счете, решить задачу оптимизации систем по критерию минимума напряжений.

Выполнение расчета НДС было реализовано на базе лицензионного программного комплекса ANSYS 6.1, адаптированного для конкретного решения заданной задачи методом конечных элементов.

Расчетная модель трубной обвязки НПС составлена из четырех узловых элементов, характеризующихся 6-ю степенями свободы в каждом узле. Конечно-элементная модель содержит 225 узлов, 159 элементов.

На рисунке 1 показан общий вид конечно-элементной модели технологической обвязки НПС.

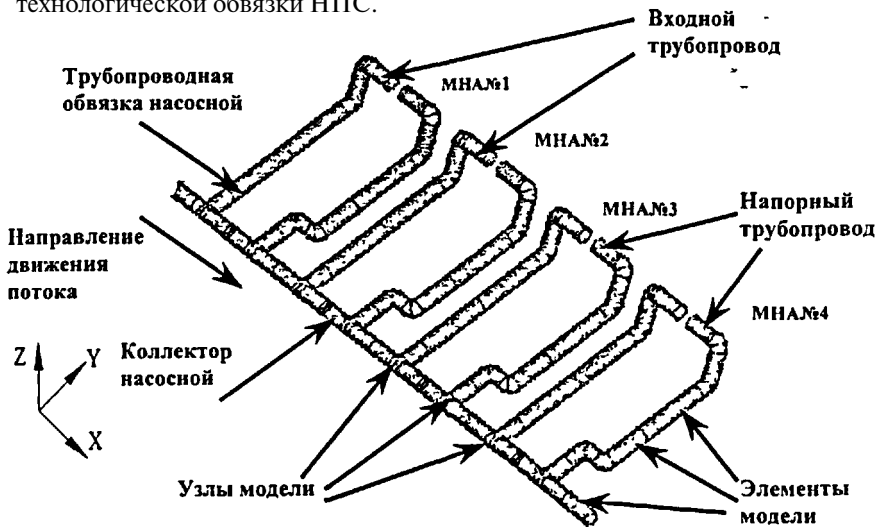


Рисунок 1 - Общий вид конечно-элементной модели технологической обвязки НПС

На основе использования энергетической теории прочности по Мезису результаты расчета показали, что максимальные эквивалентные напряжения в трубопроводе составляют:

при работе одного агрегата - 88,572 МПа;

при совместной работе двух агрегатов - 155,45 МПа;

при совместной работе трех агрегатов - 223,72 МПа.

Установлено, что при совместной работе трех агрегатов линейные перемещения узлов трубопроводов на патрубках насосов смещаются на величины, указанные в таблице 1.

Таблица 1 - Линейные перемещения узлов на патрубках насосов

№ агрегата		Линейные перемещения узлов на патрубках насосов по осям, мм		
		x	y	z
1	входной патрубок	-9,703	6,351	-10,286
	напорный патрубок	-14,005	-2,723	-16,692
2	входной патрубок	-12,147	8,390	-12,988
	напорный патрубок	-17,721	-5,515	-17,065
3	входной патрубок	-15,699	10,456	-15,342
	напорный патрубок	-17,736	-7,215	-18,829
4	входной патрубок	-15,838	11,029	-16,047
	напорный патрубок	-17,983	-8,628	-19,142

Результаты расчетов, приведенные в таблице 2 показывают, что усилия, возникающие на патрубках насосных агрегатов, превышают допустимые в три и более раз.

Таблица 2 - Расчетные значения сил и моментов, возникающих на патрубках насосных агрегатов при совместной работе трех агрегатов

Насос	Название патрубка	Силы, кН			Моменты, кН·м		
		$R_x$	$R_y$	$R_z$	$M_x$	$M_y$	$M_z$
Допускаемые нагрузки		10,00	15,00	10,00	8,00	6,00	3,00
1	входной	-7,38	-5,62	-0,01	3,46	2,71	-2,45
	напорный	-18,86	-14,79	-10,33	-2,38	-1,56	-2,37
2	входной	20,58	-21,43	-21,90	28,56	17,994	-7,649
	напорный	22,62	-20,95	25,20	-18,29	-16,665	-7,775
3	входной	25,35	-27,57	-27,83	34,83	21,381	-9,671
	напорный	28,26	-29,68	28,11	-22,57	-19,392	-9,238
4	входной	30,30	-33,31	-33,42	40,93	24,584	-16,502
	напорный	31,59	-39,04	35,51	-28,34	-22,389	-15,857

Выполненные расчеты напряженно-деформированного состояния трубной обвязки НПС показали, что эксплуатационные нагрузки, приходящиеся на патрубки насосов, изменяются по ходу движения перекачиваемого продукта и достигают максимальных напряжений на последних по потоку насосах. При изменении начальных условий могут быть получены значения напряжений, перемещений и деформаций для различных условий работы насосных агрегатов, что может принести практическую пользу при планировании режимов перекачки и эксплуатации трубопроводов.

Для решения задачи снижения напряжений, действующих в узлах соединения трубопроводной обвязки с насосными агрегатами, необходимо разработать конструкцию компенсирующего устройства, обеспечивающего компенсацию статических и динамических воздействий трубопроводов на патрубки насосных агрегатов.

В третьей главе на основе результатов исследований НДС трубной обвязки насосных агрегатов, анализа и расчетов, полученных в первой и второй главах, обоснованы технические требования к разрабатываемому

компенсирующему устройству, проведен расчет прочности разрабатываемой конструкции сильфонного компенсатора (СК) и приведены результаты испытаний.

Обосновываются целесообразность применения сильфонного компенсатора в трубной обвязке насосных агрегатов, его преимущества перед другими конструкциями компенсирующих устройств.

В отечественной нефтяной промышленности отсутствует серийно выпускаемая конструкция сильфонного компенсатора, обеспечивающего приемлемую работу в трубной обвязке насосных агрегатов, особенно для трубопроводов больших диаметров.

Показана необходимость разработки конструкции сильфонного компенсатора для различных диаметров трубопроводов и перекачиваемых сред, обеспечивающего возможность компенсации статических угловых перемещений трубопровода с осью поворота, перпендикулярной плоскости сдвига, динамических и циклических деформаций, возникающих во время работы агрегатов, линейных перемещений, возникающих на участках трубопроводной обвязки.

Отличительными требованиями, предъявляемыми к разрабатываемой конструкции, являются ее прочность, герметичность, долговечность, надежность, несгораемость.

Функциональным назначением являются компенсация механических и температурных перемещений трубопроводов, снижение напряжений, передающихся на патрубки насосных агрегатов.

Компенсатор должен быть рассчитан на монтаж в трубопроводной обвязке с условным проходом Ду: 300-1000 мм и рабочим давлением до 7,5 МПа.

Одним из основных требований, предъявляемых к конструктивному исполнению СК, является минимально достижимая жесткость при конструктивно минимальных массогабаритных размерах.

При расчете сильфона была проведена проверка прочности

сильфона при действии пробного давления, проверка устойчивости компенсатора и проверка компенсатора на соответствие требованиям к назначенной наработке. Одновременно с этим при расчете сильфона определялись жесткость при повороте, перестановочное усилие. Прочность деталей ограничительной арматуры характеризуется способностью ее узлов и деталей сопротивляться без разрушений действию нагрузок на компенсатор при испытаниях и в условиях эксплуатации. Результаты расчета показали, что компенсатор соответствует требованиям по показателям назначения:

допустимые статические перемещения сдвига	$\pm 28$ мм
допустимое угловое статическое перемещение:	$(+) 0,5, (-) 3^{\circ}$
жесткость при сдвиге:	0,86 кН/мм
жесткость при повороте:	3,16 кН·м/град
перестановочное усилие:	122,0 кН
перестановочный момент:	42,0 кН·м
допускаемая скорость перекачиваемого продукта:	0,5÷5,0 м/с;

Опытный образец сдвигово-поворотного сильфонного компенсатора представлен на рисунке 2.

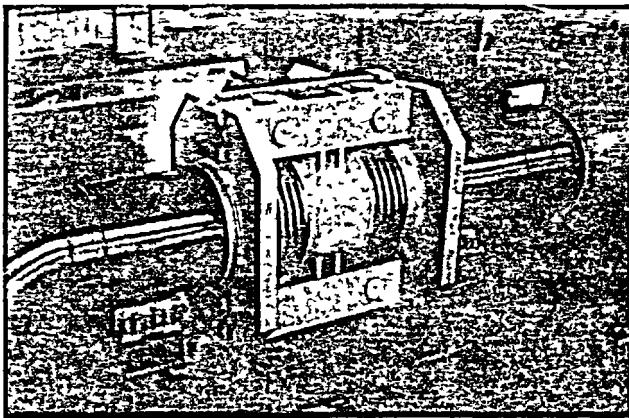


Рисунок 2 - Сильфонный сдвигово-поворотный компенсатор  
Ду 500 мм, Ру 7,5 МПа

Испытания компенсатора проводились в следующем объеме и последовательности:

- проверка максимального сдвига;
- проверка максимального угла поворота;
- определение жесткости при сдвиге;
- определение жесткости при повороте;
- определение перестановочного усилия;
- определение перестановочного момента;
- проверка вибропрочности.

Результаты испытаний были оформлены протоколами.

Компенсаторы выдержали испытания на расчетные параметры согласно программе и методике испытаний.

Результаты сравнения усилий, проходящихся на патрубки насосных агрегатов в трубной обвязке без использования и с использованием сиффонных компенсаторов, представлены в таблице 3.

Таблица 3 - Сравнение расчетных значений усилий, возникающих на патрубках насосных агрегатов в трубной обвязке без применения и с применением сиффонных компенсаторов

Насос	Название патрубка	Силы, кН					
		$R_x$		$R_y$		$R_z$	
Допускаемые нагрузки		10,00		15,00		10,00	
		без СК	СК	без СК	СК	без СК	СК
1	входной	-7,38	4,15	-5,62	-1,14	-0,01	3,36
	напорный	-18,86	4,85	-14,79	4,81	-10,33	5,01
2	входной	20,58	5,01	-21,43	7,73	-21,90	5,82
	напорный	22,62	6,58	-20,95	9,82	25,20	6,53
3	входной	25,35	6,91	-27,57	10,37	-27,83	7,72
	напорный	28,26	7,53	-29,68	11,84	28,11	7,96
4	входной	30,30	8,03	-33,31	13,92	-33,42	8,63
	напорный	31,59	8,35	-39,04	14,83	35,51	9,75



Из таблицы 3 видно, что установка сильфонных компенсаторов позволяет снизить нагрузки на патрубки насосных агрегатов в три и более раза до допустимых значений.

В четвертой главе рассматриваются результаты применения разработанного сильфонного компенсатора на действующей НПС в период подконтрольной эксплуатации.

В ноябре и декабре 2002 г. на НПС «Кириши» произведены работы с целью дооснащения агрегатов сдвигово-поворотными сильфонными компенсаторами Ду 500мм; Ру7,5 МПа, изготовленными по проекту ИПТЭР.

Результаты проведенных работ на примере МНА №1 НПС «Кириши» ООО «Балтнефтепровод» после дооснащения его элементами ВКС приведены на рисунке 3 и в таблице 4.

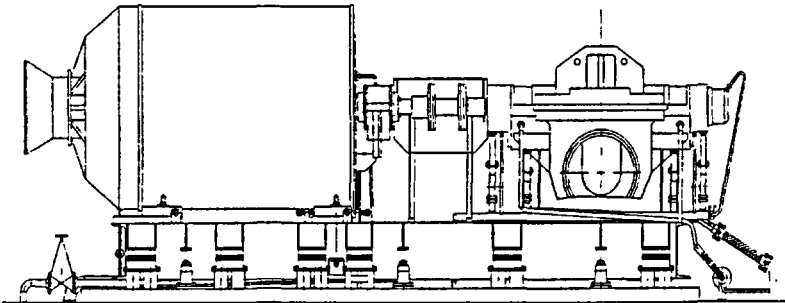
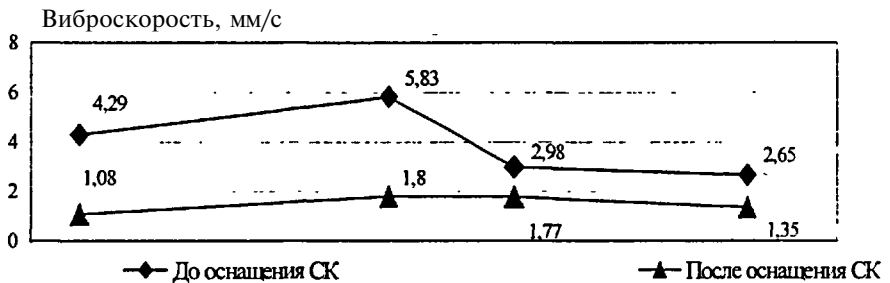


Рисунок 3 - Диаграмма изменений СКЗ виброскорости в вертикальном направлении подшипниковых узлов МНА №1 НПС «Кириши» при работе под нагрузкой до и после оснащения сильфонными компенсаторами

Таблица 4 - СКЗ виброскорости подшипниковых узлов МНА №1 НПС «Кириши» при работе под нагрузкой до и после оснащения сильфонными компенсаторами

Подшипниковый узел	Направление	Виброскорость, мм/с		Снижение виброскорости, %
		до оснащения сильфонными компенсаторами	после оснащения сильфонными компенсаторами	
Полевой подшипник насоса	вертикальное	2,65	1,35	196
	поперечное	2,57	1,32	194
	осевое	2,19	0,80	274
Подшипник насоса со стороны муфты	вертикальное	2,98	1,77	168
	поперечное	1,82	1,18	154
	осевое	1,89	0,78	242
Полевой подшипник электродвигателя	вертикальное	5,83	1,80	324
	поперечное	1,83	1,38	133
	осевое	1,51	1,44	105
Подшипник электродвигателя со стороны муфты	вертикальное	4,29	1,08	397
	поперечное	3,61	1,09	331
	осевое	1,03	0,86	120

Максимальное среднеквадратичное значение (СКЗ) виброскорости подшипниковых узлов МНА №1 уменьшилось с 5,83 до 1,80 мм/с, уменьшились и СКЗ виброскорости всех его подшипниковых узлов, что свидетельствует о значительном снижении виброактивности этого агрегата после дооснащения сильфонными компенсаторами.

В соответствии с РД №153-39ТН-008-96 вибрационное состояние МНА №1 может быть оценено как «отличное», допускающее длительную эксплуатацию.

Анализ диаграмм изменений со временем СКЗ виброскорости подшипниковых узлов электродвигателя МНА №1 в горизонтально-поперечном направлении, измеренных при его разгоне, позволяет сделать

вывод о том, что максимальное СКЗ виброскорости снизилось с 28 до 11 мм/с (рисунок 4).

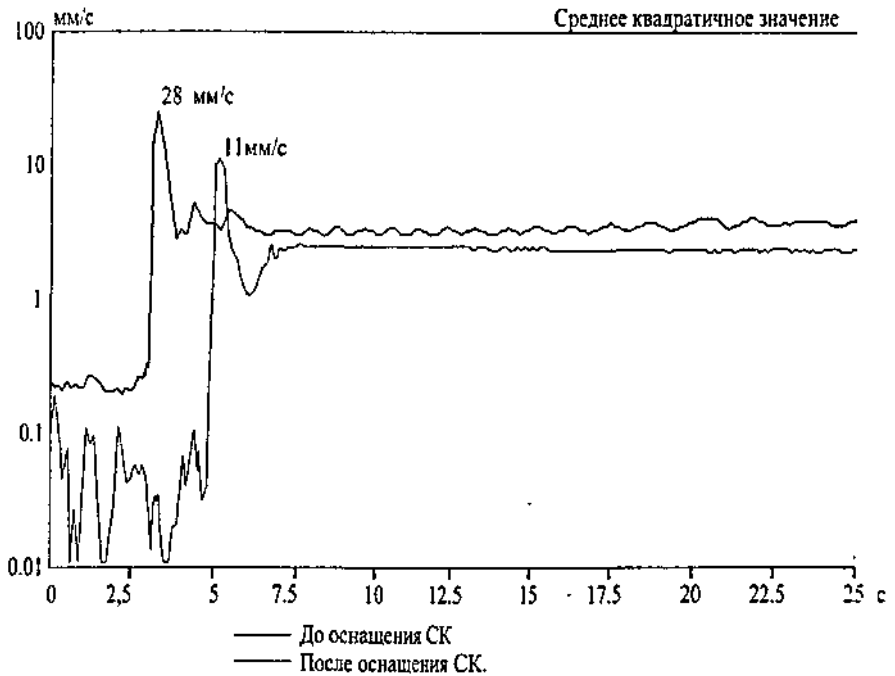


Рисунок 4 - Диаграмма разгонной характеристики изменений среднеквадратичных значений виброскорости подшипника со стороны муфты МНА №1 НПС «Кириши»

Таким образом, оснащение агрегатов сильфонными компенсаторами позволяет значительно (в данном случае на 60 %) снизить вибрационные нагрузки на его подшипниковые узлы, возникающие в момент пуска агрегата.

## Основные выводы

1. Анализ причин отказов магистральных насосных агрегатов показал наличие значительных напряжений, возникающих в трубопроводной обвязке, превышающих допустимые в 3 и более раза, и привел к необходимости расчетного определения этих напряжений и поиска путей для их снижения.
2. Разработана уточненная методика, обеспечивающая расчет напряженно-деформированного состояния трубной обвязки приема - выкидных трубопроводов нефтеперекачивающих агрегатов с применением метода конечных элементов, учитывающая ряд новых параметров, присутствующих в трубной обвязке.
3. Решение задачи определения напряженно-деформированного состояния в трубной обвязке путем построения ее трехмерной модели, определяющей и демонстрирующей распределение напряжений, деформаций и перемещений, возникающих в каждом ее элементе, явилось основным условием для формирования требований к новой конструкции компенсирующего устройства.
4. Разработана новая конструкция сильфонного сдвигово- поворотного компенсатора, позволяющего скомпенсировать величину перемещений технологических трубопроводов на  $\pm 28$  мм и уменьшить усилия, возникающие на патрубках насосов, в 2,5-3,7 раза до нормативных значений.
5. Результаты применения конструкции сдвигово- поворотного сильфонного компенсатора в трубной обвязке НПС «Кириши» ООО «Балтнефтепровод» позволили уменьшить СКЗ виброскорости всех подшипниковых узлов насосных агрегатов, возникающих во время пуска и работы, в среднем в 2,2 раза, и снизить эксплуатационные затраты на техническое обслуживание и ремонт.

Основные положения диссертационной работы опубликованы в следующих работах:

1. Хангильдин В. Г., Хангильдин Т. В., Жанадилов Б. И. Подконтрольная эксплуатация магистрального насосного агрегата НМ 10000-210 с виброизолирующей компенсационной системой на головной насосной станции (ГОС) «Кигач» // Тез. докл. конф. «Перспективы развития трубопроводного транспорта России». - Уфа: ТРАНСТЭК, 2002.- С.72-73.
2. Гумеров Р. С, Артамошкин С. В., Хангильдин Т. В. Повышение надежности работы насосного оборудования // Тез. докл. «Проблемы и методы обеспечения надежности и безопасности объектов трубопроводного транспорта углеводородного сырья». - Уфа: ТРАНСТЭК, 2003.-С. 136-138.
3. Гумеров А. Г., Белов А. И., Исаков Р.Г., Хангильдин Т.В. Насосно-энергетические агрегаты повышенной надежности на базе виброизолирующих компенсирующих систем // Тез. докл. «Проблемы и методы обеспечения надежности и безопасности объектов трубопроводного транспорта углеводородного сырья». - Уфа: ТРАНСТЭК, 2003. - С. 142 - 143.
4. Воронов А.Г., Исаков Р.Г., Хангильдин Т.В. О некоторых результатах внедрения комплекса виброизолирующей компенсационной системы (ВКС) на НПС Балтийской трубопроводной системы // Тез. докл. «Проблемы и методы обеспечения надежности и безопасности объектов трубопроводного транспорта углеводородного сырья». - Уфа: ТРАНСТЭК, 2003. - С. 145 - 147.
5. Хангильдин В. Г., Хангильдин Т. В., Исаков Р. Г. Метод повышения эффективности функционирования резервуаров большой емкости

// Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. Сб. научн. тр. - Уфа: ТРАНСТЭК, 2003. - С. 179 - 184.

6. Белов А. И., Исаков Р. Г., Хангильдин Т. В., Будилов И. Н. Расчет напряженно-деформированного состояния трубной обвязки магистральных насосных агрегатов// Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. Сб. научн. тр. - Уфа: ТРАНСТЭК, 2004.-С. 177-182.
7. Демиденко А. А., Хангильдин Т. В. О внедрении виброизолирующей компенсационной системы // Трубопроводный транспорт нефти. - М., 2004. - № 3. - С. 12-14.

Автор приносит искреннюю признательность сотрудникам отдела №2 ГУП «ИПТЭР» за оказанную помощь при проведении исследований.

Фонд содействия развитию научных исследований

Подписано к печати 12.04.2004 г. Бумага писчая.

Заказ № 431. Тираж 100 экз.

Ротапринт ИПТЭР. 450055, г. Уфа, проспект Октября, 144/3.

**RP-7168**