

# ТЕХНОЛОГИИ ДОБЫЧИ И ПЕРЕРАБОТКИ НЕФТИ И ГАЗА

УДК 614.872.5:539.4

## РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ОБВЯЗКИ МАГИСТРАЛЬНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИИ

© 2011 А.В. Агафонов, В.А. Ворков, М.А. Федотенко

ОАО «Гипрвостокнефть», г. Самара

Поступила в редакцию 23.11.2011

Учет воздействия вибраций от агрегатов является необходимым фактором при расчете на прочность трубопроводов насосных станций. В статье приведены результаты исследования существующей обвязки магистрального насоса, определены собственные частоты и реакция системы на динамическое воздействие. Предложены варианты изменения конфигурации трубопроводной обвязки для уменьшения вибраций.

Ключевые слова: *вибрация, модальный анализ, динамический анализ, прочность, конечно-элементный анализ, насосный агрегат*

Технический прогресс в развитии трубопроводных систем предъявляет высокие требования к безопасности и надежности работы, насосных и компрессорных станций, а также линейной части трубопроводов. Практика эксплуатации трубопроводных систем показала, что пульсации давления и расхода, имеющие место на входе и выходе нагнетательных установок и затем передающиеся в линию, а также возмущения ударного характера, возникающие при включении и выключении нагнетательных установок, срабатывании запорных элементов, являются причиной воздействия на трубопровод динамических нагрузок, которые могут приводить к авариям и катастрофам с тяжелыми последствиями. По оценкам экспертов причинами разрыва трубопроводов являются следующие случаи: 60% – гидроудары, перепады давления и вибрации; 25% – коррозионные процессы; 15% – природные явления и форс-мажорные обстоятельства [1]. В современной промышленности существует множество различных технических объектов, работающих в условиях интенсивных динамических воздействий, которые негативно

отражаются на их эксплуатационных характеристиках и техническом состоянии. На химических, нефтеперерабатывающих и других подобных производствах хорошо известны проблемы, связанные с высоким уровнем вибрации элементов насосно-компрессорного оборудования, в частности трубопроводных систем, технологических аппаратов. Особенно это явление характерно для технологических установок, оснащенных поршневыми невыми компрессорными машинами, в нагнетающих и всасывающих трубопроводах которых имеет место пульсация давления большой амплитуды. Длительное действие повышенной вибрации на оборудование в сочетании с другими факторами может стать причиной усталостного разрушения отдельных его элементов и, как следствие, привести к выходу из строя самих компрессорных машин, трубопроводов, технологических аппаратов, электрооборудования и т.д. [2].

Системы, рассчитанные лишь на статический вариант нагружения, не являются достаточно надежными в работе при наличии периодически действующих сил. Вибрационные воздействия в трубопроводах выдвигают ряд специфических требований к их проектированию. Для анализа систем, испытывающих вибрационное воздействие, следует применять следующие виды расчетов:

- Статический анализ для определения уровня действующих напряжений и нагрузок на элементы трубопровода и строительные конструкции опор;

*Агафонов Андрей Валерьевич, главный специалист отдела металлоконструкций и прочностных расчетов. E-mail: andrey.agafonov@giprovostokneft.ru*

*Ворков Виталий Александрович, инженер отдела металлоконструкций и прочностных расчетов. E-mail: vvorkov@yandex.ru.*

*Федотенко Максим Андреевич, техник отдела металлоконструкций и прочностных расчетов. E-mail: maksim-fedotenko@yandex.ru*

- Модальный анализ для определения собственных механических частот участков трубопровода и отстройки от механического резонанса;
- Динамический анализ для определения динамических воздействий от пульсации потока, оценки работоспособности применяемых опор, а также оценки уровня амплитуд виброперемещений участков трубопровода.

**Цель работы:** определение наилучшей схемы обвязки насосного агрегата на нефтеперекачивающих станциях системы Каспийского трубопроводного консорциума (КТК). Дополнительным ограничением при проектировании, кроме приемлемого уровня вибрации, являлись нагрузки на патрубки насосных агрегатов от действия прилегающих участков трубопровода. В рассмотрении брались три схемы обвязки насосных агрегатов:

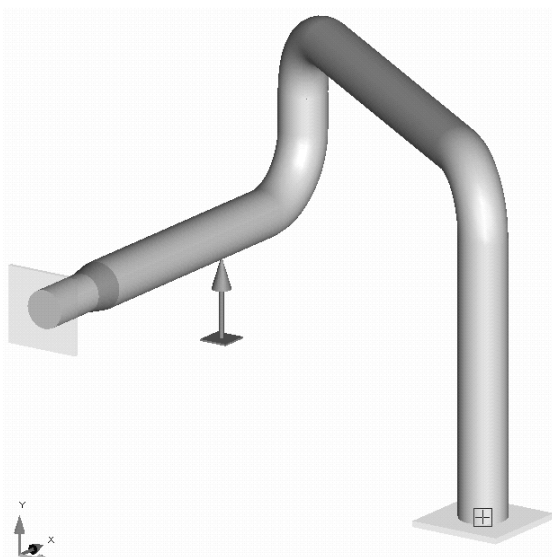


Рис. 1. Существующая схема обвязки

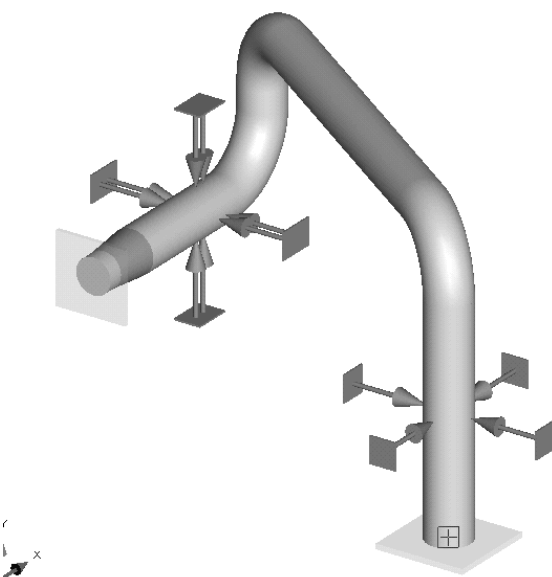


Рис. 2. Промежуточная схема обвязки

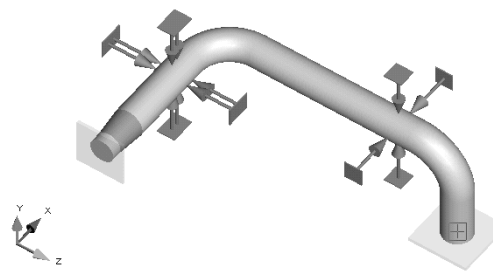


Рис. 3. Новая схема обвязки

- существующая схема обвязки, представлена на рис. 1;
- промежуточная схема обвязки (доработка существующих и установка новых опор, для безостановочной эксплуатации насосного агрегата), представлена на рис. 2;
- новая схема обвязки для вновь проектируемых насосных агрегатов, представлена на рис. 3.

На рисунках 1-3 представлены участки линии нагнетания. В данной работе все данные и расчеты приведены для линии нагнетания. Все результаты, приведенные в статье, распространяются и на линию всасывания. В ходе эксплуатации существующей схемы обвязки насосного агрегата из-за вибрационного воздействия были повреждены фундаменты, на которых расположены опоры трубопроводов, в связи с чем необходимо было разработать мероприятия по усовершенствованию существующей схемы.

В качестве исходных расчетных данных были взяты данные, приведенные в таблицах 1 и 2. Материал трубопроводов – сталь марки 12ГС класса прочности К52.

Таблица 1. Конструктивное исполнение трубопровода

Условный диаметр трубопровода	Наружный диаметр трубы D, мм	Толщина стенки трубы t, мм	Толщина изоляции δ, мм
Ду400	426	12	-
Ду500	530	12	80

Для решения поставленной задачи были выбраны следующие программные комплексы:

- AutoPIPE – программа, предназначенная для расчета методом конечных элементов перемещений и напряжений в надземных и подземных трубопроводах, а также для расчета связанных с ними (трубопроводами) различных конструктивных элементов (таких как трубопроводная арматура, опоры и т.д.) при статических и динамических нагрузках;

- Ansys – многофункциональный программный комплекс конечно-элементных расчетов. Многоцелевая направленность программы позволяет использовать одну и ту же модель для решения множества связанных задач.

Таблица 2. Исходные данные для расчета обвязки

Параметр	Трубопровод линии нагнетания	Трубопровод линии всасывания
температура замыкания $T_{зам}, C^{\circ}$	10	10
температура продукта $T_{прод}, C^{\circ}$	42	42
рабочее давление, МПа	5,602	1,620

Для решения задачи в Ansys выбраны следующие конечные элементы: трехмерный двухузловой элемент трубы PIPE288; трехмерный трехузловой элемент отвода ELBOW290. В программе AutoPIPE схема моделировалась с помощью прямолинейных элементов, конических элементов-переходов и элементов-отводов. Использовались балочные конечные элементы с шестью степенями свободы, разработанные создателями программы.

Исследование динамического поведения обвязки насосного агрегата нефтеперекачивающей станции проводилось следующим путем. По результатам статического расчета существующей обвязки вычислялись действующие нагрузки на патрубки насосных агрегатов. Если действующие нагрузки удовлетворяют допуском, проводится модальный анализ. Далее проводился динамический (гармонический) анализ и определялись величины виброперемещений. После проведения модального анализа для уменьшения отклика системы на вибровоздействия от насосного агрегата были рекомендованы тугоподвижные опоры. Места расположения дополнительных опор определялись исходя из максимальных относительных перемещений при модальном анализе.

Для дальнейшей эксплуатации была предложена схема, представленная на рис. 3. Эта схема позволяет уменьшить вибрационное воздействие на строительные конструкции, также она удовлетворяет допуском нагрузкам на патрубки насосного агрегата. Значения собственных частот полученных в программах Ansys и AutoPIPE для каждой схемы представлены в таблицах 3-5. Оба программных комплекса дают соразмерные значения собственных частот. Разница в результатах обуславливается разными алгоритмами расчета и различными конечными элементами, применяемыми в программах.

Анализируя полученные значения собственных частот можно заключить, что промежуточный вариант имеет собственные частоты от 1,3 до 2 раз выше чем у начальной конфигурации. Применение же новой обвязки приводит к увеличению собственных частот от 4,7

до 7,6 раз. Отношения собственных частот существующей обвязки к новой и временной представлены в таблице 6.

Таблица 3. Значения собственных частот трубопровода линии нагнетания существующей схемы

Номер собственной формы	Собственная частота (Ansys), Гц	Собственная частота (AutoPIPE), Гц
1	7,93	9,31
2	14,07	11,78
3	18,13	16,86
4	29,09	25,71
5	35,37	34,14

Таблица 4. Значения собственных частот трубопровода линии нагнетания промежуточной схемы

Номер собственной формы	Собственная частота (Ansys), Гц	Собственная частота (Auto-PIPE), Гц
1	14,03	13,68
2	23,23	23,22
3	31,78	28,61
4	38,85	39,42
5	62,67	69,31

Таблица 5. Значения собственных частот трубопровода линии нагнетания новой схемы

Номер собственной формы	Собственная частота (Ansys), Гц	Собственная частота (Auto-PIPE), Гц
1	60,21	57,85
2	68,30	63,83
3	100,62	130,08
4	142,73	179,74
5	166,16	251,28

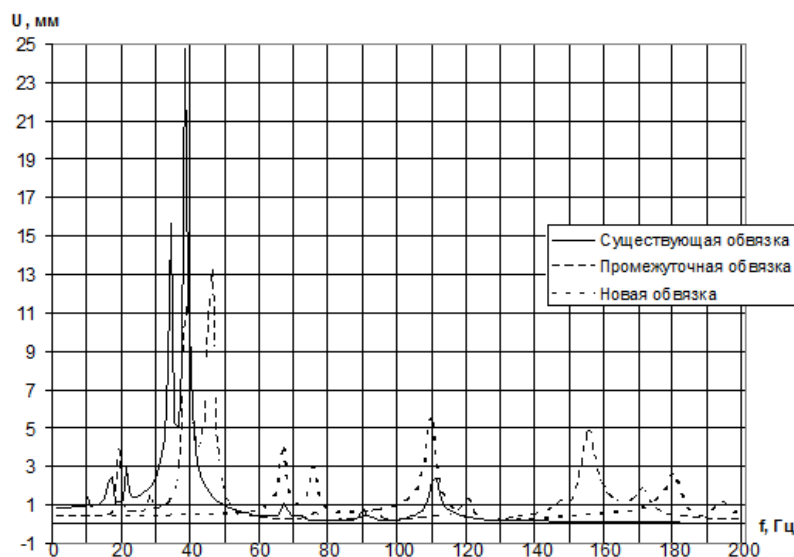
Чтобы оценить изменение виброперемещений в зависимости от варианта обвязки был проведен динамический расчет в программном комплексе Ansys. По результатам динамического (гармонического) анализа были получены графики зависимости перемещений в точках от частоты, которые представлены на рис. 4. При проведении гармонического анализа для получения отклика системы на действие пульсаций

давления нагрузка представлялась в виде суммы двух частей – постоянного номинального давления прикладываемого при проведении статического анализа и переменной пульсации давления изменяющейся по гармоническому закону. Величина пульсации давления соответствует зависимости  $\Delta p = 0,1p \sin(zf)$ , где  $p$  – номинальное давление в рассчитываемом трубопроводе;  $z = 7$  – число лопаток ротора насоса;  $f$  – частота вращения ротора насоса.

**Таблица 6.** Отношения частот собственных колебаний трубопровода линии нагнетания

Номер формы собственных колебаний	Временная / Существующая		Новая / Существующая	
	Ansys	AutoPIPE	Ansys	AutoPIPE
1	1,843	1,604	7,590	6,213
2	1,719	2,088	4,855	5,416
3	1,836	1,762	5,549	7,713
4	1,388	1,787	4,905	5,264
5	1,910	2,220	4,698	7,359

Чтобы оценить изменение виброперемещений в зависимости от варианта обвязки был проведен динамический расчет в программном комплексе Ansys. По результатам динамического (гармонического) анализа были получены графики зависимости перемещений в точках от частоты, которые представлены на рис. 4. При проведении гармонического анализа для получения отклика системы на действие пульсаций давления нагрузка представлялась в виде суммы двух частей – постоянного номинального давления прикладываемого при проведении статического анализа и переменной пульсации давления изменяющейся по гармоническому закону. Величина пульсации давления соответствует зависимости  $\Delta p = 0,1p \sin(zf)$ , где  $p$  – номинальное давление в рассчитываемом трубопроводе;  $z = 7$  – число лопаток ротора насоса;  $f$  – частота вращения ротора насоса.



**Рис. 4.** Зависимость амплитуд виброперемещений в точке с максимальными перемещениями от частоты

Видно, что изменение обвязки и установка дополнительных тугоподвижных опор приводит к уменьшению виброперемещений. Из полученных результатов следует, что установка тугоподвижных опор и изменение схемы обвязки насосного агрегата: ведет к снижению амплитуд виброперемещений; ведет к увеличению собственных частот и выводу их из зоны возможного резонанса.

**Выводы:** для улучшения вибросостояния системы рекомендуется применить обвязку подводящих трубопроводов магистрального

насосного агрегата с тугоподвижными опорами. Для вновь проектируемых насосов рекомендуется применять новый измененный вариант обвязки, обладающий более низкой виброактивностью по сравнению с существующими.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:**

1. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
2. Пригоровский, Н.И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений. – М.: Машиностроение, 1982. 248 с.

## DEVELOPMENT AND RESEARCH THE PIPING OF MAIN PUMP STATION IN THE CONDITIONS OF RAISED VIBRATION

© 2011 A.V. Agafonov, V.A. Vorkov, M.A. Fedotenko

JSC “Giprovostokneft”, Samara

The account of vibrations influence from units is the necessary factor at calculation the durability of pipelines at pump stations. In article results of research the existing piping of the main pump are shown, own frequencies and reaction of system to dynamic influence are defined. Variants of change the configuration of piping arrangement for reduction of vibrations are offered.

Key words: vibration, modal analysis, dynamic analysis, durability, final-element analysis, pump station

---

*Andrey Agafonov, Main Specialist at the Department of Metal Constructions and Strength Calculations. E-mail: andrey.agafonov@giprovostokneft.ru*  
*Alexander Vorkov, Engineer at the Department of Metal Constructions and Strength Calculations. E-mail: vvorkov@yandex.ru.*  
*Maxim Fedotenko, Technician at the Department of Metal Constructions and Strength Calculations. E-mail: maksim-fedotenko@yandex.ru*