

 УДК 621.643

Исследование вибраций трубопроводов при проведении испытаний магистральных насосов большой мощности

И. В. Бухаров^а, В. В. Бодров^а^а ООО «Уральский инжиниринговый центр», ул. Рождественского, 6, 454007, Челябинск, Россия

Аннотация

Описывается устройство стенда для испытаний центробежных насосов и рассматривается проблема возникновения вибраций трубопровода DN1000 в ходе испытаний магистральных насосов HM10000-210. Выполнен анализ возможных причин повышенных вибраций, в том числе вследствие образования кавитации при дросселировании потока большой мощности. Установлены задачи и определены цели экспериментальных исследований. Описаны условия и методика проведения исследований по установлению причин повышенных вибраций. В ходе второго этапа исследований предложены и экспериментально подтверждены пути решения обозначенной проблемы. В качестве критериев оценки исследований представлены результаты измерения величины и спектра распределения виброскорости на различных участках трубопровода при различных режимах испытаний. Выполнен анализ влияния установки дополнительной опоры на величину вибраций трубопровода в различных режимах испытаний. Сформулированы рекомендации по совершенствованию испытательного стенда, его дооснащению, модернизации АСУТП, а также продолжению исследовательской работы в ходе дальнейшей эксплуатации испытательного центра.

Ключевые слова: вибрация трубопроводов, испытания насосов, дросселирование потока, кавитация

Для цитирования:

Бухаров И. В., Бодров В. В. Исследование вибраций трубопроводов при проведении испытаний магистральных насосов большой мощности // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. 2017. Т. 7. № 4. С. 84–93.

Investigation of pipelines vibration at testing of high-capacity major pumps

Ivan V. Bukharov ^а, Valery V. Bodrov ^а^а Ural Engineering Center, LLC, 6, Rozhdestvenskogo Str., Chelyabinsk 454007, Russian Federation

Abstract

The work describes the arrangement of stand for circumferential pump testing and considers the problem of the origin of vibration of the pipeline DN1000 in the process of HM10000-210 major pumps testing. The probable reasons for excess vibrations origin are analyzed, including cavitation at the throttling of high power flow. The tasks are set and targets are defined for researches. Conditions and methodology are described for investigations of excessive vibrations reasons. In the course of the second stage of investigations the problem solving methods are proposed and experimentally confirmed. The results of the measurement of the value and range of vibration velocity distribution at various pipeline sections in various testing modes are presented as the criteria of investigation estimation. The impact of additional support mounting on the value of the pipeline vibrations in various testing modes is analyzed. The recommendations are defined on testing stand improvement, its re-equipment, modernization of Automatic Process Control System and continuation of research works in the process of further operation of testing center.

Keywords: pipeline vibration, pumps testing, flow throttling, cavitation

References for citing

Bukharov I. V., Bodrov V. V. Investigation of pipeline vibrations at testing of high-capacity major pumps. *Naukatekhnol. truboprov. transp. neftiinefteprod.* = Science & Technologies: Oil and Oil Products Pipeline Transportation. 2017;7(4):84–93

Введение

Высокие требования, предъявляемые к насосу оборудованию в системе магистральных нефтепроводов, определяют необходимость проведения испытаний полноразмерных насосов на номинальной частоте вращения. Это, в свою очередь, предполагает реализацию большой мощности на выходе насоса с последующим дросселированием потока и утилизацией энергии. Например, испытываемые магистральные насосы типа НМ10000-380 вместе с подпорными насосами, обеспечивающими необходимый кавитационный запас, выдают до 13 МВт гидравлической мощности, которая так или иначе должна преобразовываться средствами испытательного стенда.

В настоящей статье представлены результаты исследования вибрационных процессов, возникающих при дросселировании потоков большой мощности в ходе проведения приемосдаточных испытаний магистральных насосов типа НМ10000-210 в испытательном стенде с открытой схемой без рекуперации энергии. Исследовательские работы включали как определение природы возникновения вибраций, так и экспериментальное опробование технических решений, основанных на расчетах по результатам выполненных измерений.

Испытательный стенд

Испытательный стенд предназначен для проведения испытаний динамических насосов с определением следующих показателей и характеристик¹:

- *напорной характеристики* – зависимости напора H от подачи Q , приведенных к фиксированной (номинальной) частоте вращения n : [$H = f(Q)$ при $n = \text{const}$];
- *энергетической характеристики* – зависимостей потребляемой мощности P и КПД η от подачи Q , приведенных к фиксированной (номинальной) частоте вращения: [$N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ при $n = \text{const}$];
- *кавитационной характеристики* – зависимости допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{доп}}$ от подачи Q , приведенной к фиксированной (номинальной) частоте вращения: [$\Delta h_{\text{доп}} = f(Q)$ при $n = \text{const}$];
- *вибрационной*;
- *шумовой*.

Стенд для испытания магистральных насосов состоит из следующих основных единиц:

- открытый железобетонный резервуар объемом 2600 м³;
- два вертикальных полупогружных подпорных насоса мощностью 4 МВт каждый, установленные в открытом резервуаре;

- испытательные места для установки горизонтальных насосных агрегатов с соответствующей технологической оснасткой;
- система трубопроводов с запорно-регулирующей арматурой;
- система электроснабжения;
- система автоматизированного управления (АСУТП) с комплектом контрольно-измерительной аппаратуры (КИП).

Схема стенда представлена на рис. 1.

Работа стенда осуществляется следующим образом. Вода из открытого резервуара посредством полупогружных стендовых подпорных насосов подается на вход испытываемого магистрального насоса НМ10000-210, который нагнетает ее к напорной задвижке К1.3 (DN800/PN80) и далее – к одному из тройников DN1000 коллекторной части трубопровода 1020×16. По трубопроводу с одним поворотом на 90° через расходомер BF2 и подпорную задвижку ВН6 (DN1800/PN16) вода сливается в открытый резервуар. Давление жидкости определяется посредством контрольно-измерительных приборов и на схеме обозначается P_1 , P_2 и P_3 (P_1 – на входе в испытываемый насос, P_2 – на выходе из насоса, P_3 – перед подпорной задвижкой ВН6).

Исследуемый трубопровод состоит из двух параллельных участков труб (1020×16 и 425×12), расположенных в сухих прямках ниже нулевой отметки. Трубопровод DN400 в ходе испытаний перекрывался подпорной задвижкой ВН10 и таким образом был исключен из работы. Исследование вибраций осуществлялось на участке трубопровода DN1000 от напорной задвижки К1.3 до слива в открытый бассейн. Исследуемый трубопровод с обозначением мест измерения вибрации показан красным цветом на рис. 2.

Постановка задачи

В ходе реализации проекта строительства завода по производству насосного оборудования, в рамках которого был создан испытательный центр, при первых испытаниях насосов большой мощности ($Q = 10\,000$ м³/ч, $H = 210$ м, $N = 8$ МВт) выявлены повышенные вибрации по всей длине технологического трубопровода после дросселирующей задвижки К1.3 на выходе из испытываемого насоса. Зафиксированные величины вибраций в некоторых режимах испытаний превышали допустимые значения в 5–10 раз, что не позволяло проводить полноценные испытания, в частности, больших насосов типа НМ10000-210.

Для устранения данной проблемы необходимо было, в первую очередь, определить причины возникновения повышенных вибраций, а затем разработать технические решения по их снижению. При этом требовалось обеспечить про-

¹ ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906:2007). Насосы динамические. Методы испытаний / GOST 6134-2007 (ISO 9906:2007). Dynamic pumps. Testing methods.

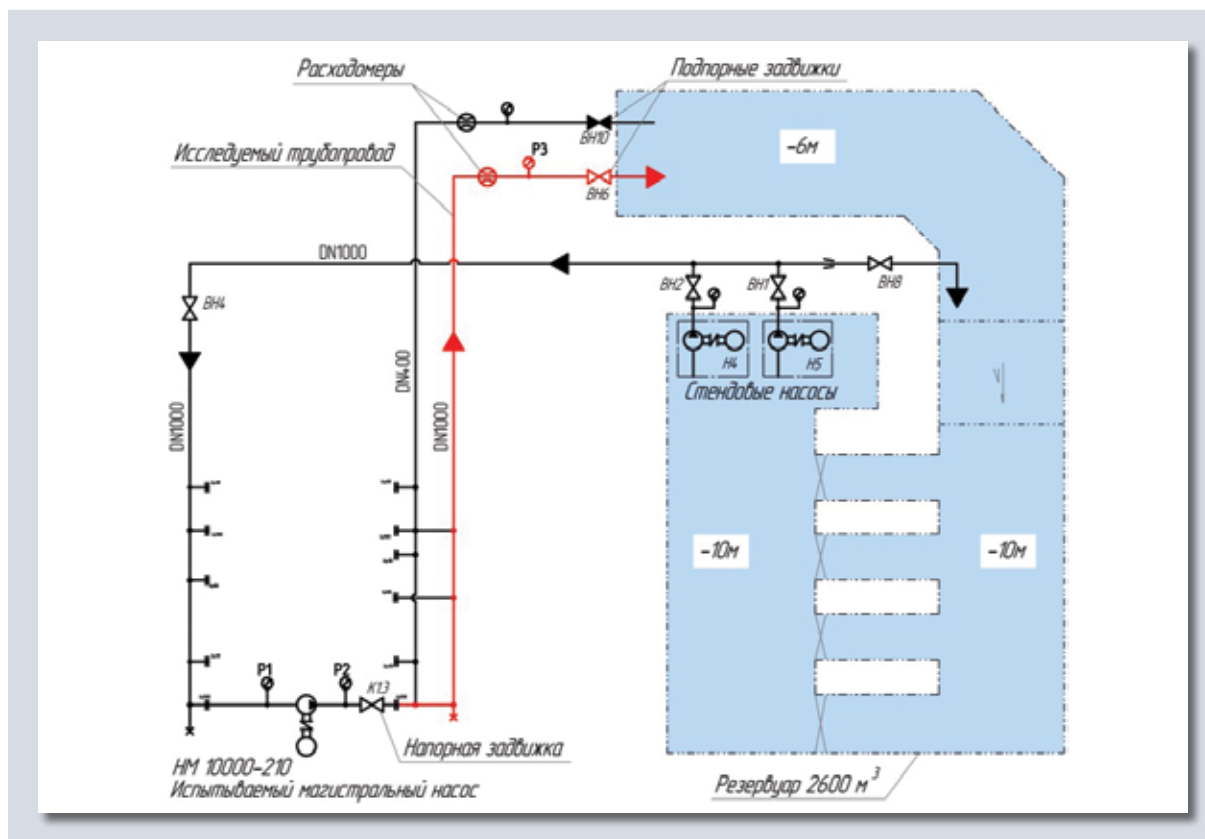


Рис. 1. Схема испытания магистрального насоса НМ10000-210

Fig. 1. Diagram of major pump НМ10000-210 testing

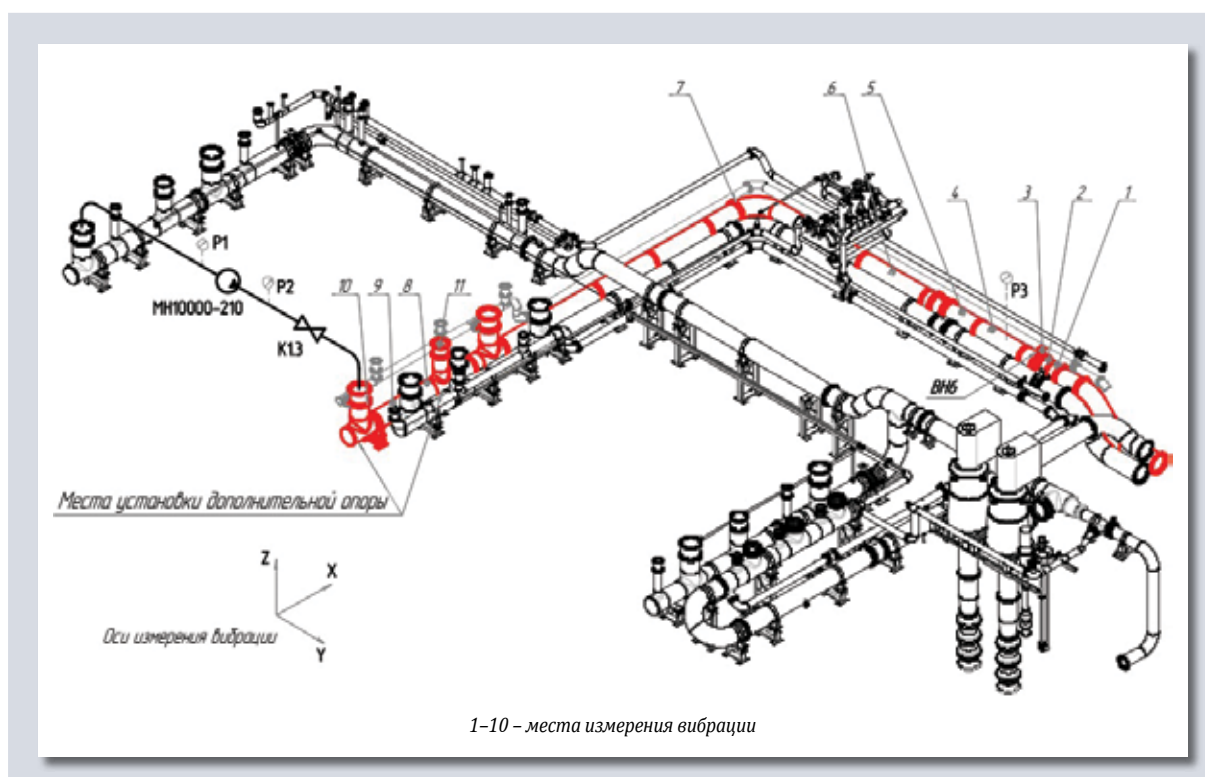


Рис. 2. Трубопроводная система с нумерацией мест измерения вибрации

Fig. 2. Pipeline system with enumeration of vibration measurement points



Рис. 3. Магистральный насос HM10000-210 и напорная задвижка K1.3

Fig. 3. Major pump HM10000-210 and discharge gate valve K1.3

ведение испытаний во всех диапазонах работы заданного типоразмерного ряда испытываемых насосов с сохранением методики испытаний и принципиальной схемы испытательного стенда.

При предварительном изучении и анализе проблемы [1] были определены следующие возможные причины возникновения повышенных вибраций:

- работа насоса HM10000-210 (повышенные пульсации давления и подачи вследствие конструктивного несовершенства насоса);
- неисправность напорной задвижки K1.3;
- кавитационные процессы при дросселировании потока в напорной задвижке K1.3;
- неисправность подпорной задвижки ВН6;
- кавитационные процессы при дросселировании потока в подпорной задвижке ВН6;
- неправильная конструкция трубопровода, в частности его недостаточно жесткое крепление посредством существующих опор.

Для проверки указанных причин были выполнены работы по исследованию вибрационных характеристик трубопровода при различных технологических режимах работы испытательного стенда.

Цели проведения исследований

Исследовательские работы проводились в два этапа. На первом этапе основной задачей было установление причин возникновения повышенных вибраций и разработка возможных решений по их снижению. На втором этапе исследований осуществлялась проверка эффективности принятых решений.

На первом этапе целями проведения исследований являлись:

- определение величины вибраций и характера их распределения по всей длине трубопровода;

- выявление качественных зависимостей величин вибрации трубопровода от режимов испытания;
- выявление причин появления вибраций на испытываемом участке трубопровода при проведении параметрических испытаний насоса типа HM10000-210.

На втором этапе целями проведения исследований являлись:

- подтверждение эффективности технических решений по снижению вибраций, принятых по результатам первого этапа работ;
- определение величины и спектра распределения вибраций на различных участках трубопровода при различных технологических режимах работы гидросистемы после установки дросселя-диафрагмы;
- определение влияния установки дополнительных опор трубопровода на величину имеющихся вибраций.

Первый этап исследований

Условия проведения испытаний

На первом этапе были выполнены две серии испытаний: с магистральным насосом и без него. Целью являлось исключение одной из возможных причин повышенных вибраций – конструктивного несовершенства испытываемого насоса.

В первой серии испытаний были задействованы: магистральный насосный агрегат (МНА) типа HM10000-210 и один из стендовых подпорных насосных агрегатов (СПНА) Н4. В качестве напорной задвижки K1.3 использовался регулирующий шаровый кран DN800/PN80 (рис. 3). Следует отметить, что из-за высоких значений вибрации трубопровода испытания проводились при пониженной частоте вращения насоса. Тем не менее, удалось выполнить качественную сравнительную оценку возникающих вибрационных процессов.

Во второй серии испытаний также был задействован стендовый подпорный насос Н4, однако вместо испытываемого магистрального насоса устанавливалась катушка в виде участка трубопровода DN1000.

Основные параметры первого этапа испытаний представлены в табл. 1.

В ходе испытаний осуществлялась следующая последовательность действий:

1) пуск подпорного и магистрального (при наличии) насосов и их вывод на номинальный режим при данной частоте вращения посредством соответствующей величины открытия задвижек;

2) изменение величин открытия напорной K1.3 и подпорной ВН6 задвижек с обеспечением постоянного (номинального) расхода и, следовательно, постоянного значения потребляемой мощности при данной частоте вращения с целью определения режимов работы указанных

Табл. 1. Основные параметры первого этапа испытаний
Table 1. Main parameters of the first stage of testing

Оборудование	Параметры испытаний						
	Частота вращения МНА n , об./мин	Напор МНА H , м	Подача Q , м ³ /ч	Электрическая мощность МНА N , кВт	Давление на входе в МНА P_1 , МПа	Давление на выходе из МНА P_2 , МПа	Давление подпора P_3 , МПа
С насосом	2500	140	8300	4650	0,8	2,2	0,23÷0,62
С катушкой	-	-	7180÷8570	-	0,55÷0,99	0,55÷0,99	0,12÷0,55

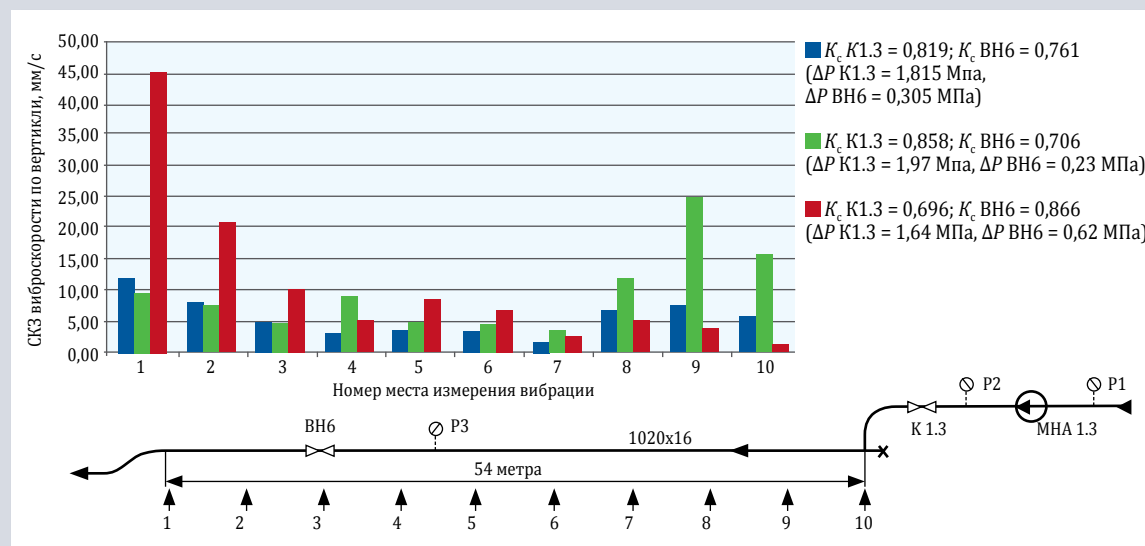


Рис. 4. Диаграмма распределения вибраций по длине трубопровода – испытания с насосом:

$K_c K1.3$ и $K_c BH6$ – коэффициенты кавитации для соответствующих задвижек;
 $\Delta P K1.3$ и $\Delta P BH6$ – перепад давления на соответствующей задвижке

Fig. 4. Diagram of vibrations distribution along the pipeline length - testing with the pump:

$K_c K1.3$ and $K_c BH6$ – cavitation factors for corresponding gate valves;
 $\Delta P K1.3$ and $\Delta P BH6$ – pressure drop at corresponding gate valve

задвижек при различных величинах перепада давления;

3) измерение средне-квадратичного значения (СКЗ) виброскорости на различных участках трубопровода от напорной задвижки до слива в бассейн при различных соотношениях величин открытий $K1.3$ и $BH6$;

4) определение (по характерному шуму) наличия кавитационных процессов с локализацией мест возникновения кавитации.

Результаты первого этапа исследований

Основным критерием объективной оценки условий работы трубопровода была принята величина СКЗ виброскорости, измеренная по вертикальной оси Z на верхней стенке трубы.

В ходе исследования оценивались вибрации не только трубопровода, но и элементов опорных конструкций. При этом значения вибраций на опорах были на порядок ниже, чем на трубе: максимально до 4 мм/с при снижении до 1–2 мм/с в

непосредственной близости к местам закрепления опор на фундаменте. Следует отметить, что измерение вибрации на стенке трубы осуществлялось как в местах расположения опор (то есть в непосредственной близости от хомута), так и в середине между опорами (опоры на трубе DN1000 установлены на расстоянии 3–5 м друг от друга), при этом какого-либо снижения величины вибрации вблизи опор не наблюдалось. Дополнительно выполнялись работы по проверке и подтяжке крепежных резьбовых соединений опорных конструкций, что, однако, никак не отражалось на величине вибраций трубопровода.

Фиксирование режимов испытаний осуществлялось посредством АСУТП испытательного центра, а результатов измерений СКЗ виброскорости – с помощью переносного прибора с занесением данных в таблицы протоколов испытаний.

Основным критерием оценки режима работы задвижек был принят получивший широкое распространение при практических расчетах без-

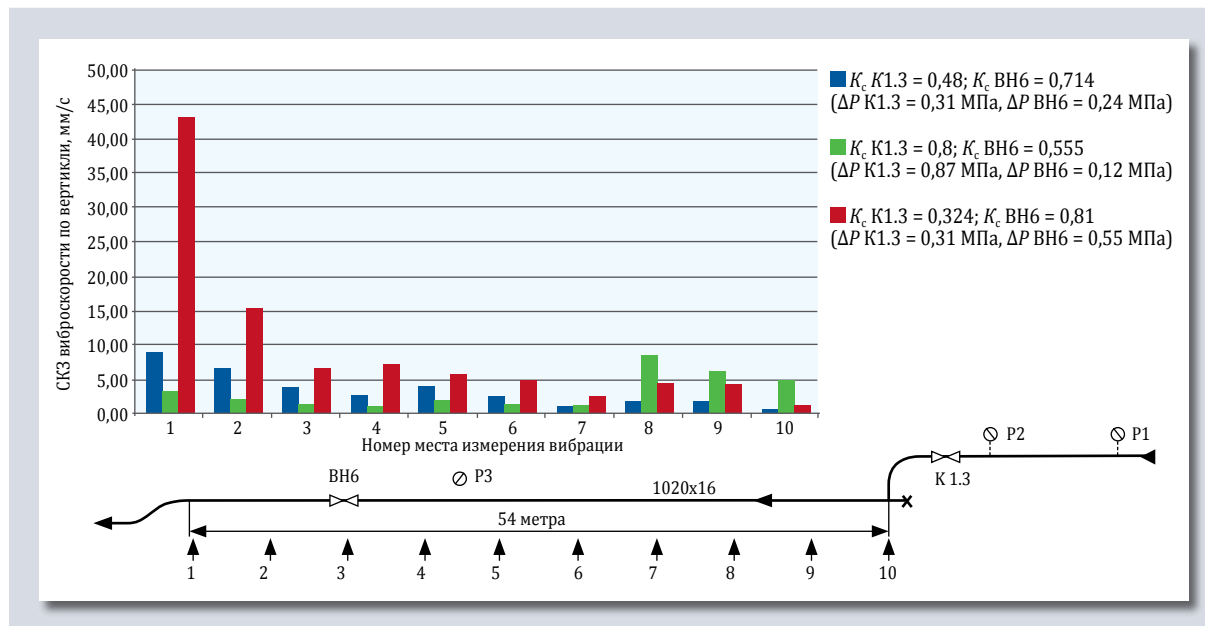


Рис. 5. Диаграмма распределения вибраций по длине трубопровода – испытания с катушкой;
 $K_c K1.3$ и $K_c BH6$ – коэффициенты кавитации для соответствующих задвижек;
 $\Delta P K1.3$ и $\Delta P BH6$ – перепад давления на соответствующей задвижке
Fig. 5. Diagram of vibrations distribution along the pipeline length: testing with the spool
 $K_c K1.3$ and $K_c BH6$ – cavitation factors for corresponding gate valves;
 $\Delta P K1.3$ and $\Delta P BH6$ – pressure drop at corresponding gate valve

размерный коэффициент кавитации K_c [2], определяемый также ГОСТ Р 55508-2013², который при одинаковом расходе воды через задвижку может служить в качестве сравнительного критерия режима работы задвижки. При фактической величине K_c больше критического значения задвижка работает в режиме кавитации:

$$K_c = \frac{P_{вх} - P_{вых}}{P_{вх} - P_{н.п.}}$$

где $P_{вх} - P_{вых}$ – перепад давления на задвижке, а $P_{н.п.}$ – давление насыщенных паров.

В соответствии с данными производителя регулирующего шарового крана, используемого в качестве напорной задвижки K1.3, кавитационная характеристика крана при различных параметрах регулируемой среды и величины открытия регулирующего органа, приведенная к принятому коэффициенту кавитации [3], определяется значениями K_c от 0,68 до 0,74. Данные по коэффициенту кавитации для дискового затвора BH6 производитель не приводит, однако экспериментально было получено значение $K_c = 0,555$. Эта величина определялась по резкому росту СКЗ виброскорости при увеличении перепада давления на задвижке. При меньших перепадах давления СКЗ виброскорости снижалось до 1,5...3 мм/с, какие-либо проявления кавитации не наблюдались.

Результаты измерений СКЗ виброскорости в различных точках трубопровода представлены в виде диаграмм на рис. 4 и 5.

Анализ диаграмм распределения вибрации по длине трубопровода показывает наличие ярко выраженных мест с повышенными значениями СКЗ виброскорости, а именно:

- участок трубопровода после подпорной задвижки BH6 (места 1, 2, 3);
- участок трубопровода после напорной задвижки K1.3 (места 8, 9, 10).

Причем очевидна явная корреляция между режимом испытаний, коэффициентом кавитации соответствующей задвижки и величиной вибрации на участке, расположенном после задвижки. При этом значения вибрации по длине трубопровода уменьшаются при увеличении расстояния от задвижки. Таким образом можно определить процесс дросселирования потока как один из основных факторов проявления повышенных вибраций и шума [4, 5].

Выводы по результатам первого этапа исследований

Полученные результаты позволяют исключить из причин возникновения повышенных вибраций трубопровода следующие: неисправность (несовершенство конструкции) испытываемого насоса, неисправность напорной задвижки, не-

² ГОСТ Р 55508-2013. Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик / GOST P 55508-2013. Pipeline fittings. Methods of experimental definition of hydraulic and cavitation characteristics.

Табл. 2. Основные параметры второго этапа испытаний
Table 2. Main parameters of the second stage of testing

Технологические режимы работы гидросистемы	Параметры испытаний						
	Частота вращения МНА n , об./мин	Напор МНА H , м	Подача Q , м ³ /ч	Электрическая мощность МНА N , кВт	Давление на входе в МНА P_1 , МПа	Давление на выходе из МНА P_2 , МПа	Давление подпора P_3 , МПа
Опыт № 1	2992	234	9960	8400	0,81	3,08	0,70
Опыт № 2	2912	191	11480	8000	0,93	2,80	0,93
Опыт № 3	2912	250	7470	7000	0,97	3,40	0,85

исправность подпорной задвижки, нежесткое крепление опор трубопровода.

Значительное усиление вибраций проявляется на участке трубопровода после соответствующей задвижки при превышении для нее критического коэффициента кавитации. В то же время увеличение перепада давления на одной задвижке приводит к уменьшению перепада давления на другой (так как задвижки установлены последовательно) и, как следствие, – к уменьшению вибрации трубопровода на участке после задвижки с уменьшенным перепадом.

Таким образом, основываясь на результатах анализа СКЗ виброскорости при различных значениях коэффициента кавитации для напорной и подпорной задвижек, можно утверждать, что причинами образования повышенных вибраций могут быть только кавитационные процессы, возникающие при дросселировании потока большой мощности.

Второй этап исследований

Условия проведения испытаний

На втором этапе исследований для уменьшения фактических значений коэффициентов кавитации напорной и подпорной задвижек на конце трубопровода (внутри резервуара) был установлен дроссель в виде диафрагмы диаметром 400 мм. Расчет пропускной способности дросселя выполнялся исходя из требуемых режимов испытания насоса НМ10000-210 в диапазоне подач от 8000 м³/ч до 12 000 м³/ч и ограничения давления в сливном трубопроводе в 1 МПа.

В результате установки дросселя вибрации трубопровода значительно снизились, что позволило начать проводить испытания насоса на номинальной частоте вращения.

Также были выполнены исследования влияния дополнительной опоры (то есть изменения жесткости отдельных участков трубопровода) на величину и спектр вибраций.

На втором этапе исследований были задействованы:

- МНА типа НМ10000-210;
- два СПНА Н4, Н5.

Основные параметры второго этапа испытаний представлены в табл. 2.

Для инициирования различных режимов работы трубопровода были реализованы три основных технологических режима испытаний.

Режим номинальной работы насоса (опыт № 1)

Величина подачи насоса устанавливалась близкой к номинальной (10 000 м³/ч) за счет степени открытия напорной задвижки К1.3 = 72 %, а положение подпорного затвора ВН6 определялось максимально открытым и равным 70 %, так как дальнейшее увеличение открытия ВН6 не приводило к каким-либо изменениям в работе гидравлического контура из-за наличия последовательно установленного дросселя.

Режим увеличенной подачи (опыт №2)

Работа насоса осуществлялась в режиме увеличенной подачи, при этом частота вращения вала магистрального насоса была снижена до 2912 об./мин (на 2,6 %) по причине ограничения приводной мощности электродвигателя (8 МВт). Незначительное снижение частоты вращения насоса при прочих равных условиях не может сколько-нибудь значительно влиять на амплитуду виброскорости удаленных участков трубопровода, при этом возможно влияние на частотное распределение вибраций (спектр).

Увеличение подачи насоса устанавливалось за счет большего открытия напорной задвижки К1.3 = 82 %, при этом положение подпорного затвора ВН6 оставалось равным 70 %.

Режим минимальной подачи при максимальном перепаде давления на задвижке К1.3 (опыт № 3)

Работа насоса осуществлялась в режиме увеличенного значения напора, то есть при уменьшенной подаче: $n = 2912$ об./мин, $Q = 7470$ м³/ч, $H = 250$ м. Частота вращения вала соответствовала опыту № 2.

Увеличение напора насоса осуществлялось посредством прикрытия напорной задвижки (К1.3 = 65 %). Следует отметить, что данный режим воспроизводился с целью искусственно введения затвора ВН6 в кавитационный режим работы, в результате чего удалось добиться внешних проявлений кавитационных явлений (характерного шума и вибраций) на участке трубопровода после затвора ВН6. При этом положение подпорного затвора ВН6 устанавливалось

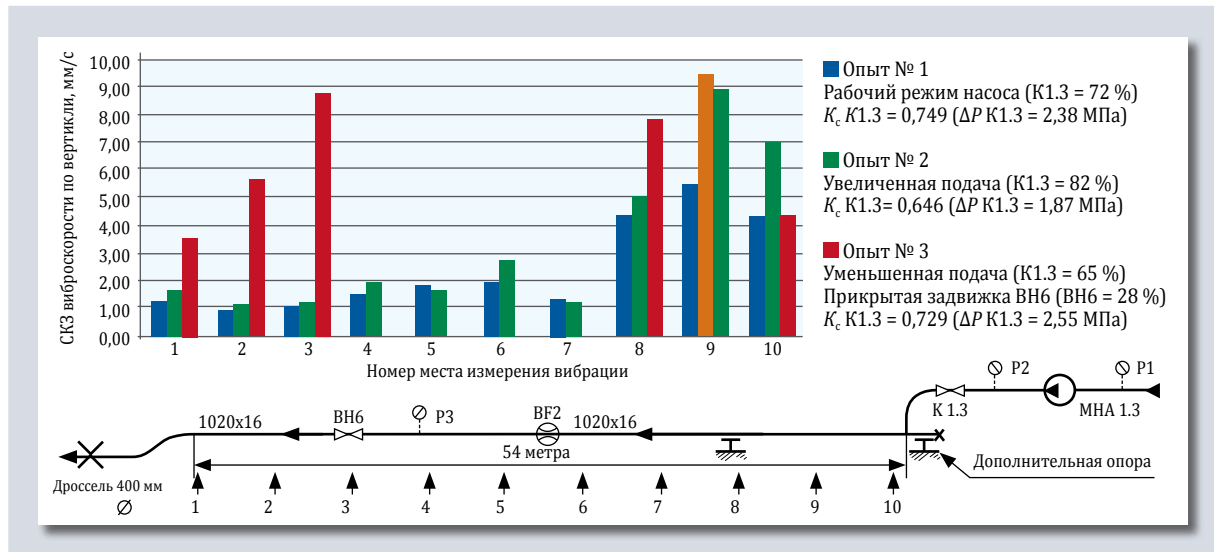


Рис. 6. Диаграмма распределения вибраций по длине трубопровода на втором этапе исследования
Fig. 6. Diagram of vibrations distribution along the pipeline length at the second stage of testing

равным 28 %, а расчетный перепад давления на нем при подаче $7470 \text{ м}^3/\text{ч}$ и расчетном давлении на выходе 0,35 МПа составлял 0,5 МПа. Соответственно, коэффициент кавитации $K_c = 0,53$.

Результаты второго этапа исследований

Анализ влияния дросселя

Анализ СКЗ виброскорости, выполненный в сравнении с результатами, полученными на первом этапе исследований, показывает:

- снижение замеренных максимальных значений СКЗ виброскорости в 12,8 и 2,6 раза для мест измерений 1 и 9 соответственно;
- снижение замеренных минимальных значений СКЗ виброскорости в 7,3 раза для места измерения 1;
- увеличение замеренных минимальных значений СКЗ виброскорости в 1,6 раза для места измерения 9;
- сохранение мест локализации максимальных вибраций по длине трубопровода, а именно в районе тройника DN1000 после K1.3 в местах измерения 8–10, а также после ВН6 в местах измерения 1–3 (только в случае намеренного введения ВН6 в кавитационный режим, опыт № 3).

Результаты измерений СКЗ виброскорости после установки дросселя представлены на рис. 6.

Минимальные и максимальные значения СКЗ виброскорости выбирались из полученных результатов при реализации трех указанных выше технологических режимов: опыты № 1, № 2 и № 3.

Следует отметить, что прямое сравнение результатов было бы более корректно производить при одинаковых технологических режимах работы одного и того же насоса. А в данном случае второй этап исследований проводился на другом насосе иного производителя с выходом

на большую частоту вращения, а, следовательно, и большую мощность. Однако данное сравнение применимо в силу того, что при двукратном увеличении реализуемой мощности насоса на втором этапе тем не менее произошло значительное уменьшение максимальных значений вибраций.

Спектральный анализ виброскорости в местах с максимальными замеренными СКЗ (места 1–3 после ВН6 и места 8–10 после K1.3) показывает отсутствие в спектре значительно преобладающих гармоник. Спектры характеризуются общим повышением амплитуды виброскорости в широком диапазоне частот от 30 до 300 Гц, что свидетельствует о кавитационной природе возникновения вибраций [6]. При этом для мест измерения вблизи испытываемого насоса можно выделить пики кратные частоте вращения: 49,8 Гц в опыте № 1 и 48,5 Гц в опытах № 2 и № 3 (рис. 7).

Анализ влияния дополнительной опоры

Места установки дополнительной опоры указаны на рис. 2.

Сравнительные измерения выполнялись в месте максимальной вибрации трубопровода (место 9).

Сравнительный анализ СКЗ виброскорости при установке дополнительной опоры выполнен в табл. 3.

Очевидно, что влияние опоры незначительно. При этом в случае ее установки на консольный участок трубопровода происходит снижение СКЗ виброскорости на 15 %, а при установке дополнительной опоры между двумя существующими стационарными опорами зафиксировано увеличение вибраций на 10 %.

Выводы по результатам второго этапа исследований

На втором этапе исследования сохранилась очевидная связь между режимами работы подпор-

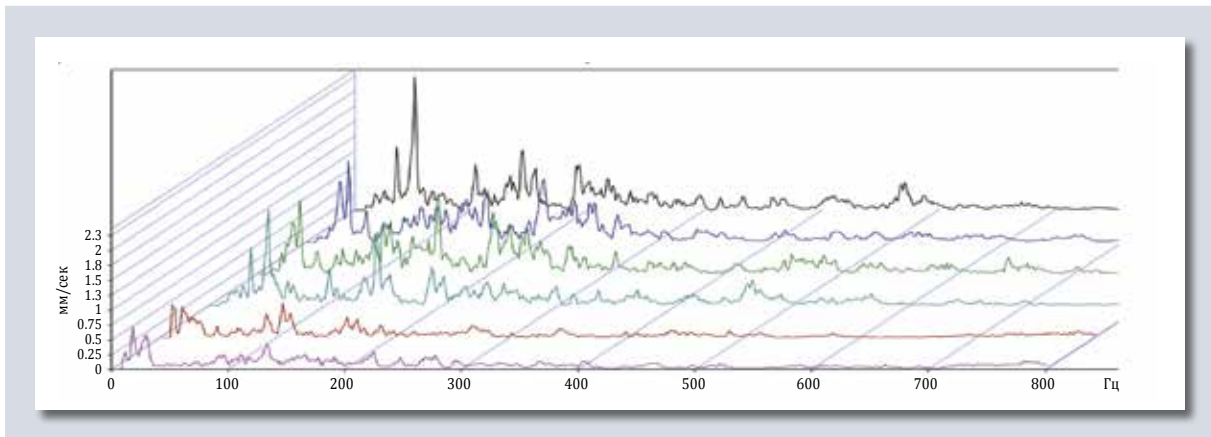


Рис. 7. Сравнительные спектры амплитуды виброскорости в различных местах трубопровода (опыт № 3)
Fig. 7. Relative spectrum of vibration velocity amplitude at different points of the pipeline (experiment No. 3)

Место установки дополнительной опоры	Режим испытаний	Обороты насоса, об./мин	СКЗ виброскорости, место 9, мм/с
Без опоры	Номинальный	2992	5,5
Опора под тройником DN1000 (консоль трубопровода)			4,7
Без опоры	Режим минимальной подачи	2912	5,1
Опора под тройником DN800 (между существующими опорами)			5,6

Табл. 3. Значения СКЗ виброскорости с дополнительной опорой и без опоры
Table 3. Root mean square values of vibration velocity with additional support and without the support

ной задвижки ВН6 (значением коэффициента кавитации) и величиной вибрации на участке, расположенном после задвижки. При этом для напорной задвижки К1.3 такой корреляции не выявлено, что объясняется отсутствием внешних проявлений кавитации во всех режимах испытаний по причине постоянно высокого давления в трубопроводе после задвижки ($P_3 = 0,7 \div 0,93$ МПа в сравнении с $P_3 = 0,23 \div 0,62$ МПа на первом этапе) и, как следствие, более низкими значениями коэффициента кавитации ($K_c = 0,646 \div 0,749$ в сравнении с $K_c = 0,696 \div 0,858$).

Наличие широкополосного спектра амплитуды виброскорости без явно преобладающих гармоник также подтверждает кавитационную природу возникновения вибраций.

Таким образом, причиной возникновения повышенных вибраций трубопровода является возникновение кавитации в регулирующих задвижках при дросселировании потока большой мощности.

Установка на конце трубопровода дросселя-диафрагмы диаметром 400 мм позволила более чем в 10 раз снизить максимальные СКЗ виброскорости, в результате чего уровень вибраций не превышает допустимых.

Источником повышенных вибраций на начальном участке сливного трубопровода (СКЗ виброскорости – 9,5 мм/с, место измерения – 9)

при отсутствии кавитации в напорной задвижке является испытываемый насос, что определяется по спектрам с преобладающими пиками на частоте вращения насоса и кратных частотах.

Предположения о возникновении вибраций, по причинам, связанным с недостаточной жесткостью и/или иными конструктивными недостатками трубопроводной системы, не подтвердились. Явно выраженной резонансной (собственной) частоты вибрации трубопровода не выявлено.

Выводы

- Для снижения предпосылок появления кавитации при дросселировании потока посредством существующих регулирующих задвижек необходимо установить дополнительную регулирующую задвижку на конце трубопроводов DN1000 внутри бассейна. Данная задвижка позволит устанавливать оптимальные значения коэффициентов кавитации напорной и подпорной регулирующих задвижек в широком диапазоне подач и напоров испытываемых насосов.
- Для испытаний насосов высокого давления (свыше 4 МПа) с обеспечением бескавитационного режима дросселирования в напорной линии следует применять регулирующие устрой-

ства с многоступенчатой конструкцией дросселирующего органа [7] с высокими значениями коэффициента начала кавитации.

3. С целью предотвращения аварийных режимов эксплуатации трубопроводной системы при возникновении сверхнормативных вибраций рекомендуется установить стационарную систему измерения уровня вибраций на контрольных участках в местах 1–3 и 8–10 с реализацией алгоритма аварийных защит в соответствии с установленными нормами вибрации³ посредством существующей АСУТП испытательного стенда.

4. Проведенные исследования вибрационных процессов касались больших магистральных насосов с размером присоединяемого трубопровода DN1000, вибрация которого из-за его значительного размера и существенной величины транспортируемой энергии имеет наиболее негативные последствия. При этом в гидросистеме стенда предусмотрены трубопроводы DN400, DN300 и меньше, использующиеся при испытании меньших типоразмеров насосов. При значительно меньшей энергетике происходящие в них гидравлические процессы подобны описанному. Шум и вибрации в этом случае значительно ниже, чем на большом трубопроводе, тем не менее, негативные последствия кавитации сокращают срок службы элементов гидросистемы. Для определения режимов начала кавитации следует выполнить комплекс исследований по измерению шумовых и вибрационных характеристик всех трубопроводов с соответствующими дросселирующими устройствами. Это позволит создать кавитационную карту испытательного стенда, определяющую границы бескавитационной работы гидросистемы и позволяющую корректировать алгоритм управления испытательным стендом.

Список литературы

1. Самарин А. А. Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. М.: «Энергия», 1979. 288 с.
2. Арзуманов Э. С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. М.: «Энергия», 1978. 304 с.
3. Handbook for control valve sizing // Parcol. Bulletin 1–1. 2012. Vol. 19.
4. Пирсол И. Кавитация; [пер. с англ. Ю. Ф. Журавлева]; ред., предисл. и дополн. Л. А. Эпштейна. М.: Мир, 1975. 95 с.
5. Hubballi V., Sondur V. B., A Review on the Prediction of Cavitation Erosion Inception in Hydraulic Control Valves // International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. Vol. 3. Issue 1. January, 2013. P. 110–119.
6. Миллер, Г. Л. Усами С. Измерение вибрации регулирующих клапанов; [пер. с англ. Т. С. Складова] // Арматуростроение. 2016. № 2(101).
7. William J. Rahmeyer, Herbert L. Miller, Sanjay V. Sherikar. Cavitation Testing Results for a Tortuous Path Control Valve, ASME, Cavitation and Multiphase Flow // Book № G00960. 1995. Vol. 212.

References

- [1] Samarina A. A. Vibrations of the power facility pipelines and methods of their elimination. Moscow (M): Energy; 1979.
- [2] Arzumano E. S. Cavitation in local hydraulic resistances. Moscow (M): Energy; 1978.
- [3] Handbook for control valve sizing. Parcol. Bulletin 1–1 2012;19.
- [4] Pirsol I. Cavitation. Transl. from Engl. Zhuravlev Y. F., translator; Epstein L. A., editor, foreword and addendum. Moscow (M): Mir; 1975.
- [5] Hubballi V., Sondur V. B., A Review on the Prediction of Cavitation Erosion Inception in Hydraulic Control Valves. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. 2013;3(1):110–119.
- [6] Miller G. L., Usami S. Measurement of the control valves vibration. Transl. from Engl. Sklyarov T. S., translator. Valve Industry. 2016;(2).
- [7] William J. Rahmeyer, Herbert L. Miller, Sanjay V. Sherikar. Cavitation Testing Results for a Tortuous Path Control Valve, ASME, Cavitation and Multiphase Flow. Book № G00960. 1995;212.

Статья получена редакцией 17.03.2017,
принята к опубликованию 26.07.2017
Received March 17, 2017; in final form, July 26, 2017

Сведения об авторах | Author credentials



И. В. Бухаров, главный инженер проектов ООО «Уральский инжиниринговый центр», Челябинск, Россия
I. V. Buharov, Chief Project Engineer of Ural Engineering Center, Chelyabinsk, Russian Federation
Bukharov@mail.ru



В. В. Бодров, к. т. н., член-корреспондент Российской академии естественных наук (РАЕН), президент холдинга Cheltec (ООО «Уральский инжиниринговый центр»), Челябинск, Россия
V. V. Bodrov, Cand. Sci. (Eng.), Corresponding Member of the Russian Academy of Natural Sciences (RANS), President of Cheltec Holding, Chelyabinsk, Russian Federation
VBodrov@cheltec.ru

Благодарность редакции

Редакция выражает благодарность за помощь в подготовке статьи к публикации специалистам центра механо-энергетического оборудования и энергоэффективных технологий ООО «НИИ Транснефть»: заместителю директора центра М. Н. Казанцеву, начальнику отдела нефте- нефтепродуктопроводов и механо-технологического оборудования А. Е. Голубеву; заведующему сектором насосного оборудования Д. А. Рослякову.

³ РД-23.080.00-КТН-107-13. Магистральный трубопроводный транспорт нефти и нефтепродуктов. Магистральные насосы для перекачки нефти и нефтепродуктов. Нормы вибрации / RD-23.080.00-КТН-107-13. Trunk pipeline transportation of oil and oil products. Trunk pumps for oil and oil products transfer. Vibration standards.