

УДК 622.692.4.052-752

DOI: 10.18799/24131830/2024/10/4729

Шифр специальности ВАК: 01.02.06

Негативное воздействие вибрации на технологические трубопроводы компрессорной станции с электроприводными газоперекачивающими агрегатами

А.С. Шредер, О.А. Курасов✉, П.В. Бурков, А.Н. Гаврилин, Д.В. Ермаков

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

✉Kurasov@tpu.ru

Аннотация. Актуальность. В газовой отрасли с каждым годом увеличивается количество оборудования, изживающего назначенный срок службы. В соответствии с законом «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» компрессорные станции, надежная работа которых во многом определяет состояние магистральных газопроводов, являются опасными объектами. Технологические трубопроводы компрессорной станции являются важными объектами данной системы. К ним предъявляются жесткие требования в связи с действием на них статических и динамических нагрузок. Надежность компрессорных станций опирается на результаты исследования состояния объекта и изучения основных факторов, влияющих на повышенный износ оборудования. Решением проблемы износа технологического оборудования является своевременный контроль оборудования, в частности измерение уровня и определение причин вибраций трубопроводной обвязки с помощью методов вибродиагностики, частотного и модального анализа. **Цель.** Изучение причин возникновения повышенных динамических нагрузок на технологическую обвязку, возникающих в процессе эксплуатации электро-газоперекачивающих агрегатов на компрессорной станции с помощью методов вибромониторинга. **Методы.** Методы вибромониторинга для анализа причин повышенных значений вибрации технологической обвязки компрессорной станции с электрогазоперекачивающим агрегатом. **Результаты и выводы.** Было произведено измерение вибрации в широкой полосе частот и дана оценка технологическому состоянию основного оборудования компрессорной станции с ЭГПА-6,3/8200-56/1,44-Р на основании нормативной документации СТО Газпром 2-2.3-324-2009. Были выделены основные частоты среднеквадратичного значения виброскорости, на которых наблюдались наибольшие значения вибрации, произведен модальный анализ с помощью программного обеспечения ANSYS. По результатам натуральных исследований и модального анализа сделан вывод о возникновении резонансных высокочастотных колебаний, кратных частоте вращения ротора.

Ключевые слова: технологический трубопровод, среднеквадратичные значения виброскорости, частотный спектр, газоперекачивающий агрегат, магнитный подшипник, лопаточные колебания, вибромониторинг, программное обеспечение

Для цитирования: Негативное воздействие вибрации на технологические трубопроводы компрессорной станции с электроприводными газоперекачивающими агрегатами / А.С. Шредер, О.А. Курасов, П.В. Бурков, А.Н. Гаврилин, Д.В. Ермаков // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2024. – Т. 335. – № 10. – С. 167–177. DOI: 10.18799/24131830/2024/10/4729

UDC 622.691.4.052

DOI: 10.18799/24131830/2024/10/4729

Negative impact of vibration on process pipelines of a compressor station with electrically driven gas pumping units

A.S. Schreder, O.A. Kurasov✉, P.V. Burkov, A.N. Gavrilin, D.V. Ermakov

National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russian Federation

✉kurasov@tpu.ru

Abstract. Relevance. In gas industry, the amount of equipment that has outlived its intended service life is increasing every year. In accordance with the law “On Industrial Safety of Hazardous Production Facilities,” compressor stations are dangerous objects, the reliable operation of which largely determines the condition of main gas pipelines. Technological pipelines of a compressor station are important objects of this system. They are subject to strict requirements due to the action of static and dynamic loads on them. Reliability of compressor stations is based on the results of a study of the condition of the object and the main factors affecting increased wear of equipment. The solution to wear problem is timely monitoring of equipment, in particular level measurement and determining the causes of pipeline vibrations using vibration diagnostics methods, and frequency and modal analysis methods. **Aim.** To study the causes of increased dynamic loads on the technological piping that arise during the operation of electric and gas pumping units at a compressor station using vibration monitoring methods. **Methods.** Vibration monitoring methods to analyze the causes of increased vibration values in the process piping of a compressor station with an electric gas pumping unit. **Results and conclusions.** The authors have measured vibration in a wide frequency band and assessed the technological condition of the main equipment of the compressor station with EGPA-6.3/8200-56/1.44-R based on the regulatory documentation STO Gazprom 2-2.3-324-2009. The main frequencies of the root-mean-square value of the vibration velocity, at which the highest vibration values were observed, were identified, and a modal analysis was performed using ANSYS software. Based on the results of natural studies and modal analysis, it was concluded about the occurrence of resonant high-frequency oscillations, multiple of the rotor rotation frequency.

Keywords: process pipeline, rms vibration velocity values, frequency spectrum, gas pumping unit, magnetic bearing, blade vibrations, vibration monitoring, software

For citation: Schreder A.S., Kurasov O.A., Burkov P.V., Gavrilin A.N., Ermakov D.V. Negative impact of vibration on process pipelines of a compressor station with electrically driven gas pumping units. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2024, vol. 335, no. 10, pp. 167–177. DOI: 10.18799/24131830/2024/10/4729

Введение

В условиях транспортировки газа на дальние расстояния одним из необходимых элементов является компрессорная станция (КС). На территории КС расположено технологически сложное и опасное оборудование, из-за чего возникает задача в обеспечении безопасной и надежной эксплуатации газотранспортной системы. Одним из важнейших элементов в системе КС являются технологические трубопроводы, к которым предъявляются особые требования по экологическому, технологическому и атомному надзору.

В настоящее время технологическое оборудование газотранспортной системы имеет ограниченный ресурс эксплуатации, и, хотя на смену устаревшим газоперекачивающим агрегатам (ГПА) и технологическим трубопроводам приходят новые, существуют проблемы с темпами технического «переворужения», которые в ближайшее время будут недостаточными. Проблема обеспечения надежности оборудования с околоресурсным и сверхресурсным сроком эксплуатации является актуальной. Во время реконструкции КС зачастую необходимо «переворужение» газоперекачивающего оборудования, а не трубопроводной обвязки (ТПО) [1]. В связи с этим стоит острая задача в необходимости поддержания эффективного и надежного состояния КС. Это достигается с помощью мониторинга и диагностики параметров ТПО, так как оценка надежности опирается на результаты наблюдений и фактических эксплуатационных показателей [2].

В процессе эксплуатации КС технологические трубопроводы подвергаются статическим и динамическим воздействиям, что может привести к отказу

оборудования по причине возникновения вибраций [3, 4]. Несовершенство методики определения эталонных уровней вибраций, дающих объективную информацию о напряжено-деформированном состоянии оборудования, не позволяет выявить точные причины и количественно оценить влияние динамических нагрузок, в отличие от статических. Использование большинства норм применимо только в первом приближении. Некоторые трубопроводы работают надежно при эффективных значениях виброскорости 45 мм/с и выше, в зависимости от конструкции трубопровода, местоположения сварочных соединений, арматуры и фасонных элементов, а в некоторых случаях при уровне виброскорости 12 мм/с установлены трещины трубопроводов, просадка опор или сварные соединения [5, 6].

Как показывает огромный опыт эксплуатации ТПО, КС как объект диагностирования является системой, на которую воздействуют переменные и постоянные нагрузки с распределенными параметрами, поэтому диагностическое обследование неспособно в полной мере определить причины изменения состояния только экспериментальными средствами, позволяющими получать диагностическую информацию в дискретных точках. Поэтому необходимым условием диагностирования таких систем является создание математических моделей и возмущений, позволяющих проводить унификацию технической диагностики по результатам измерений, для разработки рекомендаций или принятия мер по увеличению надежности эксплуатации [7]. Диагностика параметров ТПО и компьютерное моделирование позволяют добиться высокой точ-

ности в оценке технико-экономических показателей как на стадии строительства, так и на стадии эксплуатации технологического оборудования, когда необходимо понимание, какое явление вносит преобладающий эффект в возбуждение вибрации [8–10]. Так, основными источниками вибрации технологических трубопроводов в ходе эксплуатации принято считать:

- 1) турбулентность транспортируемого потока, сила которого зависит от режима течения и определяется числом Рейнольдса, и обычно большая часть энергии возбуждения сосредоточена на низких частотах (обычно ниже 100 Гц) [11];
- 2) механическое возбуждение от работающего оборудования или его опорной конструкции, передаваемое трубопроводу. Как правило, высокий уровень вибрации и сбои возникают только в том случае, если система трубопроводов имеет собственную частоту, кратную рабочей скорости машины. Поскольку этот тип оборудования имеет много гармоник скорости вращения с заметными энергетическими уровнями, которые могут возбуждать систему, проблема может возникнуть на многих порядках скорости движения. Чтобы гарантировать отсутствие связи, частота (частоты) возбуждения (включая гармоники) не должна находиться в пределах $\pm 20\%$ от собственных частот конструкции. В частности, опыт проведения работ по выяснению причин повышенной вибрации при эксплуатации ГПА показывает, что основными факторами, влияющими на вибрационное состояние, являются: выбор методов и последовательности балансировки роторов электродвигателей; соответствие профиля зубчатых втулок техническим условиям; диаметральные зазоры в зубчатых муфтах; правильность настройки положения ротора относительно статора в осевом направлении; жёсткость опорных конструкций [11–14];
- 3) пульсация потока, точно так же, как и пульсация конструкции, проявляет собственные частоты; жидкость в трубопроводных системах проявляет собственные акустические частоты. Это частоты, на которых устанавливаются паттерны стоячих волн в жидкости или газе. Собственные акустические частоты могут усиливать низкие уровни пульсаций давления в системе, вызывая их большие амплитуды, что может привести к чрезмерным силам тряски. В низкочастотном диапазоне (обычно менее 100 Гц) собственные акустические частоты зависят от длины трубы между акустическими окончаниями и параметров процесса (например, молекулярной массы, плотности и температуры). Примеры таких явлений и способы их оценки для разработки рекомендаций описаны в работах [15, 16];

- 4) высокочастотные акустические возбуждения в газовой системе, источниками которых могут являться устройства по снижению давления, такие как предохранительный клапан, регулирующий клапан или диафрагма. Устройство ограничения давления, часто с критическим падением давления, вызывает турбулентное перемешивание и ударные волны непосредственно после устройства, а также турбулентное перемешивание и ударные волны непосредственно после устройства, которые имеют тенденцию генерировать высокочастотную (500–2000 Гц) акустическую энергию, которая распространяется вниз по трубе в виде акустической волны с модами более высокого порядка. Это создает круговую вибрацию в стенке трубы без видимого движения трубы, что может привести к усталостным разрушениям при несимметричных несплошностях трубопроводов (соединения ответвлений, сварные опоры труб и т. д.), которые действуют как точки концентрации или интенсификации напряжений [12]. Примеры усталостных разрушений в промышленности приведены в [17–19];
- 5) высокочастотные пульсации давления, создаваемые при взаимодействии между лопастями рабочего колеса и неподвижными частями, такими как, например, направляющие лопатки диффузора. Частоты этих пульсаций зависят от скорости вращения и количества лопастей рабочего колеса и обычно превышают значения в 1 кГц [20, 21]. Моделирование газодинамики приведено в [22, 23];
- 6) возбуждение низкочастотных колебаний газа вблизи тупиковых ответвлений. Частым примером такого проявления являются места отключения коллекторов на КС. Резонанс наблюдается при совпадении собственной акустической частоты газа в тупике с частотой, генерируемой в тройнике тупика расходного трубопровода коллектора. Для их возникновения необходимо сочетание нескольких условий одновременно по геометрии трубопроводной обвязки и по скорости движения [24–27].

Постановка задачи, методы исследования

Постоянные изменения геодезического положения технологической обвязки КС связаны с ее расположением в болотистой местности, что приводит к повышенным вибрациям и образованию концентраторов напряжения, которые под действием циклических нагрузок могут вызывать усталостное разрушение. Поэтому важной задачей является проведение вибромониторинга для предупреждения потенциальных аварий. На исследуемой станции эксплуатируются электро-газоперекачивающие агрегаты ЭГПА-6,3/8200-56/1,44-Р.

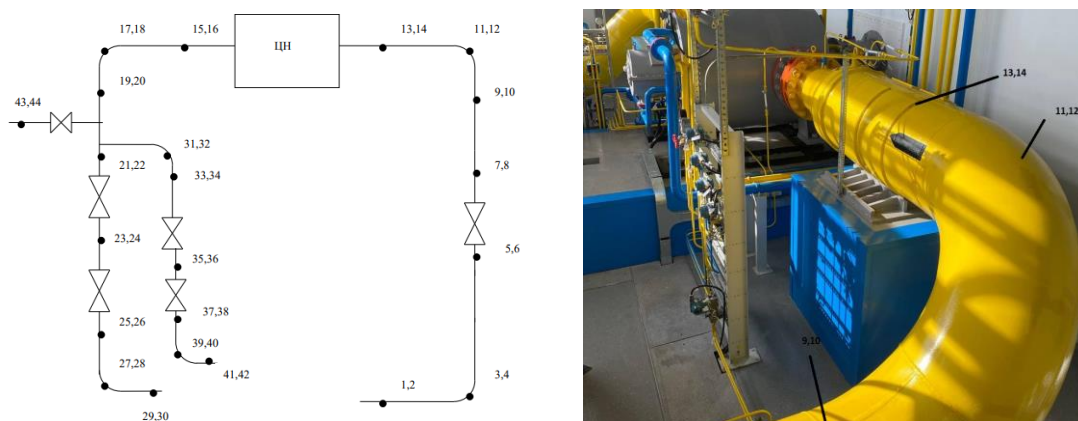


Рис. 1. Схема расположения точек измерения вибрации технологической обвязки
Fig. 1. Layout of process piping vibration measurement points

При проведении анализа причин высокой вибрации дополнительно были исследованы вибрации ТПО. Согласно [28], значения частот колебаний, при которых анализируется вибрация трубопроводов, разделены на низкочастотное (НЧ) и высоко-

частотное (ВЧ). Были проведены замеры средне-квадратичных значений (СКЗ) виброскорости в характерных точках ТПО (рис. 1) четырех агрегатов, в НЧ (рис. 2) и ВЧ (рис. 3) диапазонах.

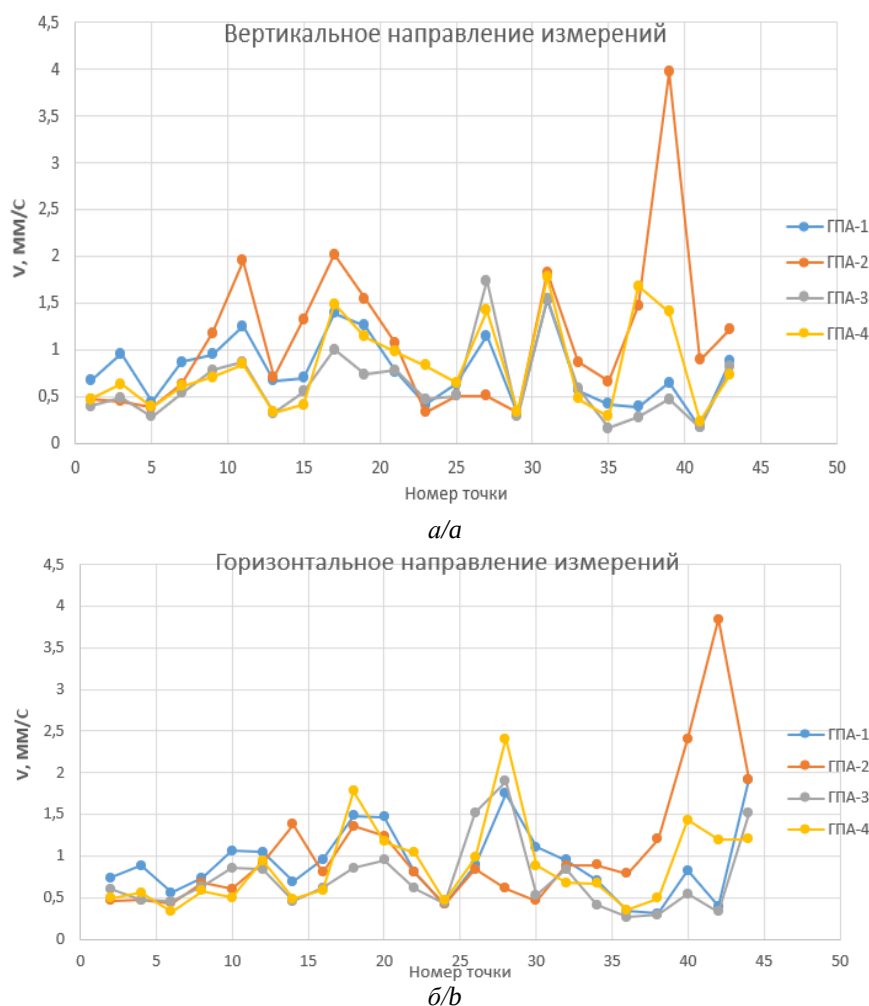


Рис. 2. Направление измерений в низкочастотном диапазоне: а) вертикальное; б) горизонтальное
Fig. 2. Direction of measurements in the low-frequency range: а) vertical; б) horizontal

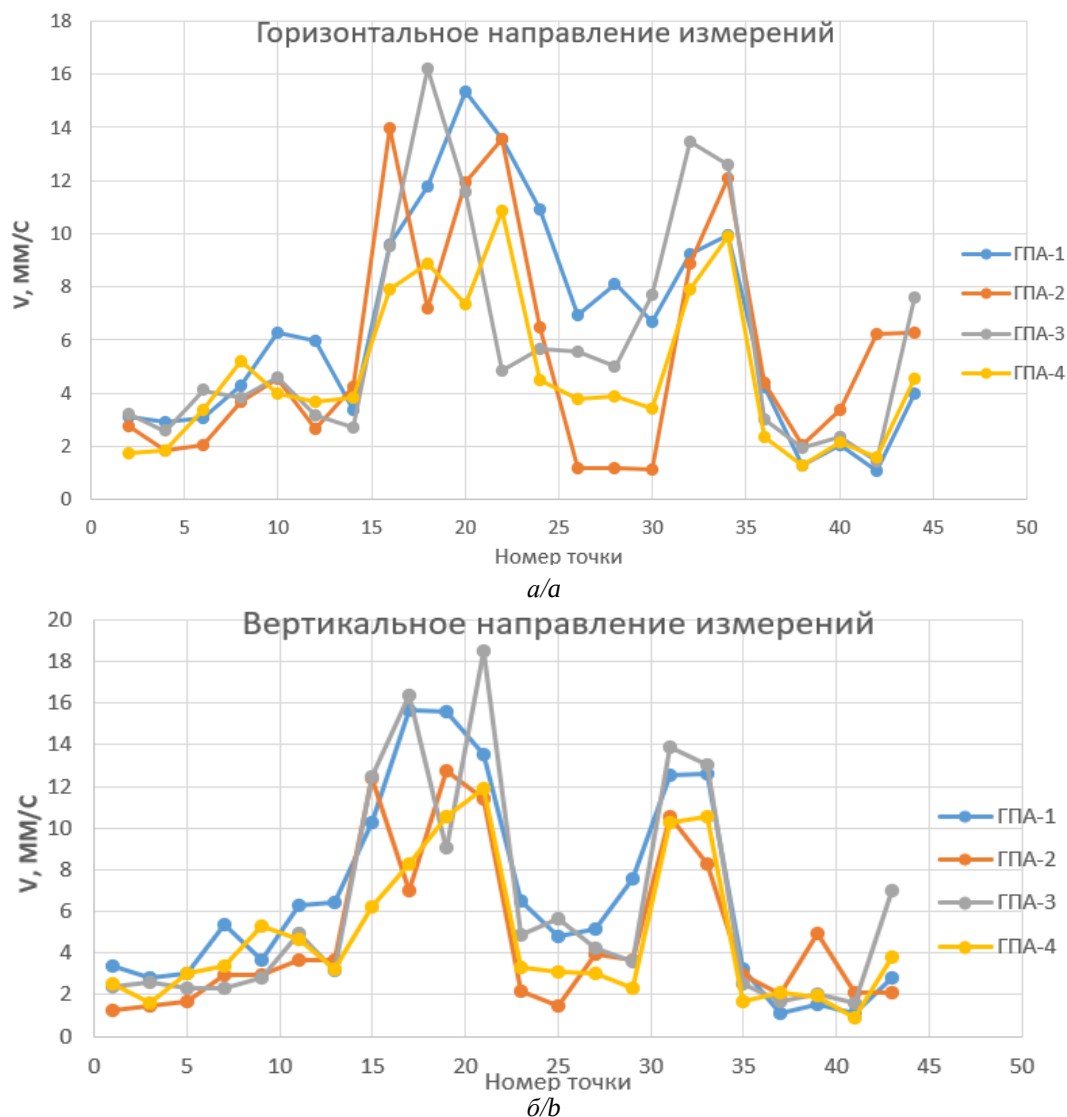


Рис. 3. Направление измерений в высокочастотном диапазоне: а) вертикальное; б) горизонтальное
Fig. 3. Direction of measurements in the high-frequency range: a) vertical; b) horizontal

Измерения были выполнены в двух взаимно перпендикулярных направлениях: горизонтальном (нечетные номера) и вертикальном (четные номера), при использовании виброметра SKF Microlog CMXA 70, датчик типа CMSS2200. В цеху расположены 4 ЭГПА. Во время проведения исследования два ЭГПА были в эксплуатации (1, 3), а второй и четвертый агрегат были запущены позже. Эксплуатационные режимы во время проведения замеров представлены в табл. 1.

На основании нормативной документации [25], используемой при эксплуатации ТПО профильными подразделениями, СКЗ виброскорости в НЧ- и ВЧ-диапазонах соответствуют допустимым значениям. Однако они являются относительно высокими и в силу изменения высотных отметок могут быть недостаточными для создания условий усталостных разрушений.

Таблица 1. Режимы эксплуатации

Table 1. Operating modes

Замеряемые характеристики Measured characteristics	ГПА-1 GPA-1	ГПА-2 GPA-2	ГПА-3 GPA-3	ГПА-4 GPA-4
Скорость вращения вала центробежного нагнетателя, об/мин Centrifugal blower shaft rotation speed, rpm	7835	5971	7840	5997
Давление газа на входе нагнетателя, МПа Gas pressure at the supercharger inlet, MPa	3,64	4,03	3,64	3,65
Давление газа на выходе нагнетателя, МПа Gas pressure at the supercharger outlet, MPa	4,7	4,59	4,69	4,97

Полученные результаты в НЧ-диапазоне (рис. 2) находятся в рамках допустимых значений. На линии рециркуляции ЭГПА 2 имеется небольшое

преувеличение СКЗ виброскорости по сравнению с другими линиями, но все они находятся также в допустимых пределах [28].

В ВЧ-диапазоне прослеживается закономерная зависимость СКЗ вибрации от режимов эксплуатации и расположения реперных точек. С увеличением частоты вращения нагнетателя и эксплуатационных параметров происходит увеличение СКЗ вибрации, а также резкое увеличение СКЗ виброскорости на линии нагнетания и линии рециркуляции.

Таблица 2. Спектральные составляющие среднеквадратичных значений виброскорости

Table 2. Spectral components of root-mean-square vibration velocity values

№ точки Point no.	Направление измерений Measurement direction	Спектральные составляющие (частота, Гц; среднеквадратичное значение виброскорости на частоте, мм/с) Spectral components (frequency, Hz; RMS vibration velocity at frequency, mm/s)			
		F1	V1	F2	V2
ГПА-1/GPA-1					
17	вертикальное vertical	609	1,82	1831	13,3
19		609	1,23	1831	13,7
31		56	0,99	1844	4,85
33		662	1,60	1844	3,38
ГПА-2/GPA-2					
15	вертикальное vertical	1397	8,98	–	–
16	горизонтальное horizontal	1397	10,32	–	–
19	вертикальное vertical	1400	8,01	–	–
20	горизонтальное horizontal	1397	5,79	–	–
21	вертикальное vertical	1397	6,07	–	–
22	горизонтальное horizontal	1397	6,75	–	–
34	горизонтальное horizontal	1397	7,79	–	–
ГПА-3/GPA-3					
17	вертикальное vertical	659	4,14	1866	7,33
18	горизонтальное horizontal	659	1,12	1866	6,74
20	горизонтальное horizontal	659	1,72	1866	2,88
21	вертикальное vertical	659	0,31	1866	9,02
22	горизонтальное horizontal	659	0,69	1866	5,88
31	вертикальное vertical	662	1,23	1866	6,15
32	горизонтальное horizontal	662	0,62	1866	4,26
33	вертикальное vertical	662	1,02	1866	7,25
34	горизонтальное horizontal	662	0,39	1866	6,66
ГПА-4/GPA-4					
21	вертикальное vertical	687	1,29	1397	7,02
22	горизонтальное horizontal	687	0,99	1397	4,58
33	вертикальное vertical	687	4,64	1397	2,85

Был проведен спектральный анализ вибрации и выделены спектральные составляющие максимальных значений вибрации в характерных точках для четырех агрегатов. В ходе диагностики были выставлены следующие параметры: диапазон 200–2500 Гц, число линий в спектре 800, разрешение по частоте 1,75 Гц, усреднений 10 (табл. 2).

При анализе полученных данных выявлено, что большинство характерных значений спектральных составляющих лежат на частотах, кратных числу лопаток (общее количество лопаток на роторе 14). Максимальные значения СКЗ виброскорости выделены в наивысших частотах, кратных четырнадцатой лопатке, за исключением нагнетателя ГПА-3 (окололопаточная частота)

$$F=n \cdot L \cdot F_n,$$

где $n=0,5; 1; 1,5; \dots$; L – число лопаток рабочего колеса центробежного нагнетателя; F_n – частота вращения вала.

Для определения собственной частоты колебаний системы хорошо подходит модальный анализ, который используется для расчета параметров вибрации конечно-элементной модели трубопроводной обвязки при воздействии внутренних и внешних нагрузок. ТПО четырех агрегатов были смоделированы в программном обеспечении ANSYS для определения собственных частот конструкции (рис. 4).

Модальный анализ показал, что частоты, полученные в ходе вибродиагностики, совпадают с собственной частотой ТПО. Такой процесс индирования вибрационных явлений в трубопроводе характерен для высокоскоростного потока с динамическим давлением газа в трубопроводе. Возмущаемые широкополосные пульсации давления потока обычно достигают 5000 Гц, вследствие этого возбуждаются резонансные колебания трубы с оболочечными формами колебаний и в результате этого могут возникать повреждения от высокочастотной усталости. Проблемой является то, что ТПО имеет большие геометрические размеры и большое количество собственных частот, совпадающих или кратных частоте вращения нагнетателя.

В ходе исследования наблюдалась важная особенность, связанная с проведением спектрального анализа вибрации на корпусах магнитных подшипников (МП) и магнитно-упорных подшипников (УМП). Были выявлены преобладающие пики вибрации на четырнадцатой лопаточной частоте на всех ЭГПА. Поэтому можно сделать вывод, что основной возмущающей силой является газодинамический поток. Это может быть связано с особенностью проточной части нагнетателя. Можно сделать вывод, что наибольшее «вредоносное» влияние эксплуатационным характеристикам несет высокочастотная пульсация, как в работе [20].

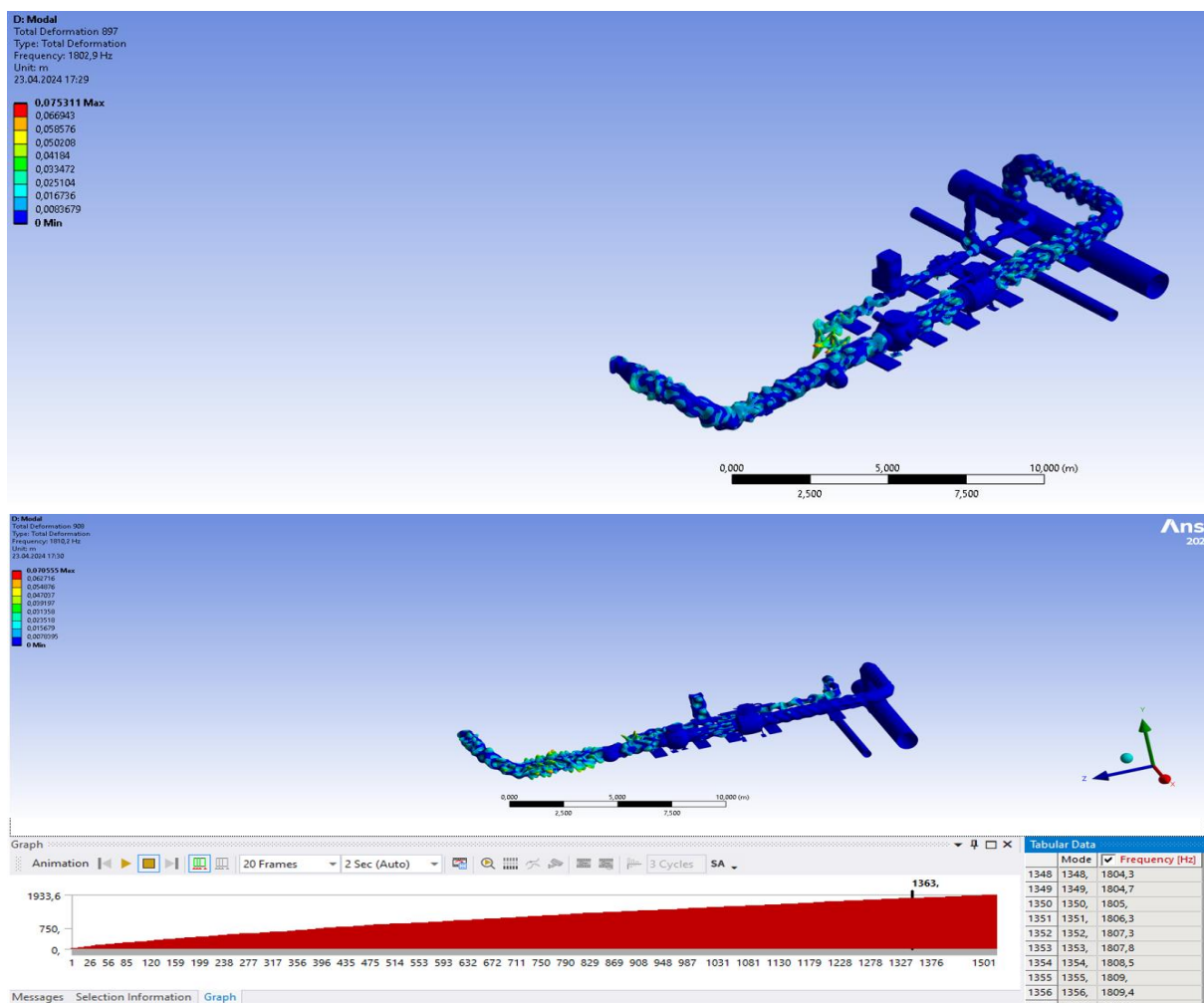


Рис. 4. Модальный анализ технологической обвязки
 Fig. 4. Modal analysis of process piping

На рис. 5 приведен один из замеров: корпус УМП ЭГПА-1 и спектры вибрации корпуса УМП и МП.

По приведенным данным можно отметить, что основной причиной вибрации является пульсация потока. Необходимо проводить дополнительные исследования для разработки технических решений, направленных на борьбу с высокочастотной пульсацией. Это позволит в дальнейшем снизить амплитуду возмущающих колебаний на трубопроводную обвязку и корпуса МП, увеличивая ресурс технологического оборудования [28–31].

Заключение

В результате проведенного исследования трубопроводной обвязки при помощи вибромониторинга были получены результаты среднеквадратичной виброскорости в низкочастотном (от 4 до 200 Гц) и высокочастотном диапазонах (от 200 до 2500 Гц). Наибольшие значения среднеквадратичной виброскорости приходятся на высокочастотный диапазон,

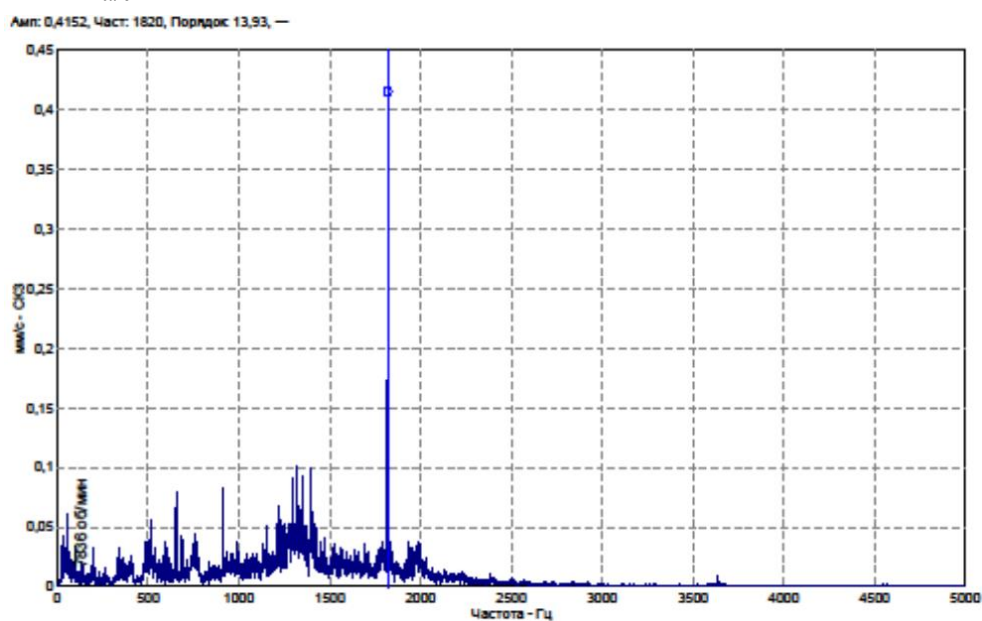
хотя результаты удовлетворительные. Согласно рабочей документации СТО Газпром 2-2.3-324-2009 гармонический анализ выявил образования высокочастотных колебаний, вызванные пульсацией давления. Газодинамические силы зависят от скорости вращения и количества лопастей. В большинстве полученных спектральных составляющих прослеживается частота, кратная общему количеству лопаток на роторе равному 14. Как показал модальный анализ, проведенный в программном обеспечении, данные частоты являются резонансными для трубопроводной обвязки. Спектры вибрации корпусов магнитного подшипника и упорного магнитного подшипника выявили максимальные значения среднеквадратичной виброскорости на тех же частотах, что и на трубопроводной обвязке, поэтому, вероятно, максимальный вклад в ухудшение эксплуатационных характеристик вносят газодинамические силы.



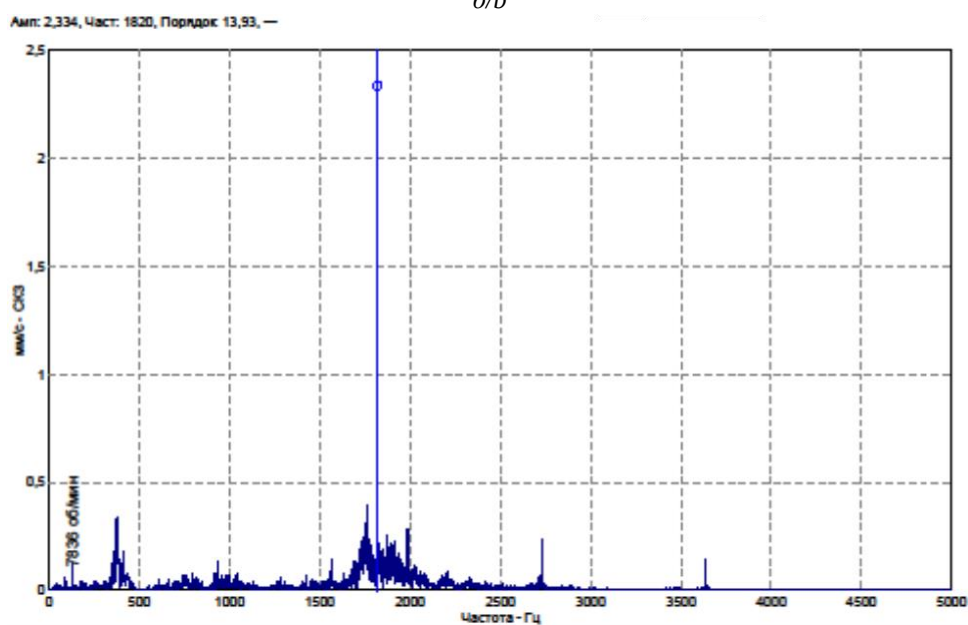
a/a

Рис. 5. а) корпус магнитно-упорного подшипника; б) спектр вибрации корпуса магнитного подшипника; в) спектр вибрации корпуса магнитно-упорного подшипника

Fig. 5. a) magnetic contact bearing housing; b) vibration spectrum of the magnetic bearing housing; c) vibration spectrum of the magnetic thrust bearing housing



б/б



в/в

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Саубанов О.М. Совершенствование удаленной диагностики газоперекачивающих агрегатов на базе штатного оборудования: дис. ... канд. наук. – Уфа, 2022. – 187 с.
2. Джваршеишвили А.Г. Надежность эксплуатации трубопроводов горных предприятий. – М.: Недра, 1983. – 192 с.
3. Фик А.С., Кунина П.С., Буякин А.В. Анализ повреждений технологических трубопроводов компрессорных станций // Современные проблемы науки и образования. – 2007. – № 4. – С. 23.
4. Improving the surface of titanium alloys with wave cutters / G. Korovin, A. Gavrilin, S. Petrushin, G. Odnokopylov, D. Ermakov // Recent Developments in the Field of Non-Destructive Testing, Safety and Materials Science ICMTNT 2021. Studies in Systems, Decision and Control // Eds. E. Lysenko, A. Rogachev, O. Starý. – 2023. – Vol. 433. DOI: 10.1007/978-3-030-99060-2_7.
5. Рамазанов Р.М. Диагностирование состояния трубопроводных обвязок компрессорных станций // Достижения науки и образования. – 2020. – № 2 (56). – С. 5–10.
6. Гридасова Е.А., Середа М.А., Шохрух Ш.З.У. Исследование влияния высокочастотного циклического нагружения на структуру и свойства сварных соединений технологических трубопроводов // Вестник МГСУ. – 2021. – Т. 16. – № 1. – С. 75–90.
7. Якубович В.А. Вибрационная диагностика трубопроводов компрессорных станций. – М.: Недра-Бизнесцентр, 2004. – 334 с.
8. Рудаченко А.В., Поварнищев С.В. Методика проведения конечно-элементного анализа строительства подземных сооружений // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2012. – № 3. – С. 398–402.
9. Идентификация параметров механической системы на примере вибрационного электромеханического преобразователя энергии / А.С. Глазырин, В.В. Тимошкин, С.В. Цурпал, Т.А. Глазырина // Известия Томского политехнического университета. – 2010. – Т. 316. – № 4. – С. 174–177.
10. Оптимизация порядка редуцированной динамической модели ненагруженного нефтепогружного кабеля на основе аппроксимации амплитудно-частотной характеристики / А.С. Глазырин, Ю.Н. Исаев, С.Н. Кладиев, А.П. Леонов, И.В. Раков, С.В. Колесников, С.В. Ланграф, А.А. Филипас, В.А. Копырин, Р.Н. Хамитов, В.З. Ковалев // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2021. – Т. 332. – № 9 – С. 154–167. DOI: 10.18799/24131830/2021/9/3365.
11. Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework. 2nd ed. – London: Energy Institute, 2008. – 226 p.
12. Ковалёв В.К. Причины вибрации газоперекачивающих агрегатов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. – 2014. – № 2. – С. 23–27.
13. Снижение виброактивности вентилятора системы жизнеобеспечения нефтегазовых станций / А.Н. Гаврилин, В.С. Дмитриев, Д.В. Ермаков, Д.А. Дерусова // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2023. – Т. 334. – № 11. – С. 128–137. DOI: 10.18799/24131830/2023/11/4293.
14. Минимизация виброактивности малошумных вентиляторов / В.С. Дмитриев, Л.Я. Миньков, Т.Г. Костюченко, В.В. Дердященко, Д.С. Панфилов, Д.В. Ермаков // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2022. – № 76. – С. 101–117. DOI: 10.17223/19988621/76/8.
15. Shuangshuang Li, Zhang L., Kong C. Vibration failure analysis and countermeasures of the inlet pipelines at a gas Compressor Station // Shock and Vibration. – 2019. – Vol. 2019. – P. 6032962.
16. Vibration characteristics of pressure pipelines at pumping stations and optimized design for vibration attenuation / Y. Xu, Z. Liu, D. Zhou, J. Tian, X. Zhu // Water Supply. – 2022. – Vol. 22. – № 1. – P. 990–1003.
17. Cowling J. Acoustic and turbulence flow induced vibration in piping systems: a real problem for LNG facilities. – Houston, TX, USA: Perth Convention and Exhibition Centre, 2016. – 112 p.
18. Coulon A., Salanon R., Ancian L. Innovative numerical fatigue methodology for piping systems: qualifying Acoustic Induced Vibration in the Oil&Gas industry // Procedia engineering. – 2018. – Vol. 213. – P. 762–775.
19. Harper C.B. AIV and FIV in pipelines, plants, and facilities // International Pipeline Conference. – USA: American Society of Mechanical Engineers, 2016. – Vol. 50251. – P. V001T03A092.
20. High frequency acoustic excitation in centrifugal compressor and adjacent piping vibration / D. Hirata, Y. Nekomoto, F. Ibrahim, A. Nakaniwa, P. van Beek, L. Frediani // Proceedings of the 50th Turbomachinery Symposium. – Texas: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2021. – P. 12–23.
21. Бутусов Д.С. Исследование пульсации потока в технологических трубопроводах компрессорных станций магистральных газопроводов: дис. ... канд. техн. наук. – М., 2000. – 202 с.
22. Kalyulin S.L., Modorskii V.Y., Shmakov A.F. Numerical coupled 2FSI analysis of gas-dynamic and deformation processes in the discharger of the model compressor of a gas transmittal unit // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing, 2018. – Vol. 2027. – № 1. – P. 1–6.
23. Galerkin Y., Reksin A., Soldatova K. Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages // WASET Inter. J. of Mech., Aerospace, Industrial, Mech. and Manuf. Eng. – 2015. – Vol. 9. – № 1. – P. 123–127.
24. Устюжанин А.В., Свердлик Ю.М., Репин Д.Г. Применение акустического анализа для исследования возбудимости тупиковых ответвлений в обвязках компрессорных станций // Газовая промышленность. – 2018. – № 11 (777). – С. 42–49.
25. Khayrullina R., Valeev A. Assessment of the negative impact of low-frequency vibrations on technological pipelines of compressor stations // Liquid and Gaseous Energy Resources. – 2021. – Vol. 1. – № 1. – P. 21–29.
26. Бураншин А.Р., Годовский Д.А., Токарев А.П. Устранение тупиковой вибрации трубопроводной обвязки компрессорного цеха в условиях эксплуатации // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 9. – С. 164–171.

27. Пономаренко Ю.Б. О возбуждении низкочастотных колебаний газа в акустической системе «Коллектор–три тупика» // Вести газовой науки. – 2012. – № 2 (10). – С. 122–126.
28. СТО Газпром 2-2.3-324-2009 Диагностическое виброобследование технологических трубопроводов компрессорных цехов с центробежными нагнетателями. Нормы оценки и методы проведения работ. – М.: Газпром экспо, 2009. – 65 с.
29. Соколинский Л.И., Лопатин А.С., Пайдак В.Б. Обеспечение динамической устойчивости технологических трубопроводов дожимных компрессорных станций на основе результатов расширенных виброобследований и расчетов акустических колебаний // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2020. – № 2. – С. 104–109.
30. Изучение напряженно-деформированного состояния трубопровода сложной формы под действием комплексной нагрузки методом конечных элементов с использованием программного обеспечения AUTODESK INVENTOR / П.В. Бурков, В.П. Бурков, П.О. Дедеев, В.Ю. Тимофеев // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2018. – № 4 (128). – С. 84–93.
31. Ermakov D., Dmitriev V. Solid state damper based on foam aluminum to reduce vibration activity of electromechanical devices // Recent Developments in the Field of Non-Destructive Testing, Safety and Materials Science. ICMTNT 2021. Studies in Systems, Decision and Control / Eds. E. Lysenko, A. Rogachev, O. Starý. – 2023. – Vol. 433. DOI: 10.1007/978-3-030-99060-2_8.

Сведения об авторах

Александр Сергеевич Шредер, аспирант отделения машиностроения Инженерной школы новых производственных технологий, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30; ass106@tpu.ru

Олег Александрович Курасов, аспирант отделения нефтегазового дела Инженерной школы природных ресурсов, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30; kurasov@tpu.ru

Петр Владимирович Бурков, доктор технических наук, профессор отделения нефтегазового дела Инженерной школы природных ресурсов, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30; burkovpv@tpu.ru

Алексей Николаевич Гаврилин, доктор технических наук, профессор отделения машиностроения Инженерной школы новых производственных технологий, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30; gawral@tpu.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9205-2283>

Дмитрий Владимирович Ермаков, кандидат технических наук, ассистент отделения машиностроения Инженерной школы новых производственных технологий, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30; dvermakov@tpu.ru

Поступила в редакцию: 07.06.2024

Поступила после рецензирования: 21.06.2024

Принята к публикации: 10.09.2024

REFERENCES

1. Saubanov O.M. *Improving remote diagnostics of gas pumping units based on standard equipment*. Cand. Diss. Moscow, 2022. 187 p. (In Russ.)
2. Dzhvarsheishvili A.G. *Reliability of operation of pipelines of mining enterprises*. Moscow, Nedra Publ., 1983. 192 p. (In Russ.)
3. Fik A.S., Kunina P.S., Bunyakina A.V. Analysis of damage to technological pipelines of compressor stations. *Modern problems of science and education*, 2007, no. 4, pp. 23. (In Russ.)
4. Korovin G., Gavrilin A., Petrushin S., Odnokopylov G., Ermakov D. Improving the surface of titanium alloys with wave cutters. *Recent Developments in the Field of Non-Destructive Testing, Safety and Materials Science. ICMTNT 2021. Studies in Systems, Decision and Control*. Eds. E. Lysenko, A. Rogachev, O. Starý. Cham, Springer, 2023. Vol. 433. DOI: 10.1007/978-3-030-99060-2_7.
5. Ramazanov R.M., Ramazanov M.I., Gubaidullin K.Z. Diagnosis of the condition of pipelines of compressor stations. *Achievements of science and education*, 2020, no. 2 (56), pp. 5–10. (In Russ.)
6. Gridasova E.A., Sereda M.A., Shokhrukh Sh.Z.U. Study of the influence of high-frequency cyclic loading on the structure and properties of welded joints of technological pipelines. *Bulletin of MGSU*, 2021, vol. 16, no. 1, pp. 75–90 (In Russ.)
7. Yakubovich V.A. *Vibration diagnostics of pipelines of compressor stations*. Moscow, Nedra-Business Center Publ., 2004. 334 p. (In Russ.)
8. Rudachenko A.V., Povarnitsyn S.V. Methodology for conducting finite element analysis of the construction of underground structures. *Mining Information and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)*, 2012, no. 3, pp. 398–402. (In Russ.)
9. Glazyrin A.S., Timoshkin V.V., Tsurpal S.V., Glazyrina T.A. Identification of parameters of a mechanical system by the example of a vibrating electromechanical energy converter. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2010, vol. 316, no. 4, pp. 174–177. (In Russ.)
10. Glazyrin A.S., Isaev Yu.N., Kladiev S.N., Leonov A.P., Rakov I.V., Kolesnikov S.V., Langraf S.V., Filipas A.A., Kopyrin V.A., Khamitov R.N., Kovalev V.Z. Optimization of the order of a reduced dynamic model of an unloaded oil-submersible cable based on the approximation of the amplitude-frequency response. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2021, vol. 332, no. 9, pp. 154–167. (In Russ.) DOI: 10.18799/24131830/2021/9/3365.
11. *Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework*. 2nd ed. London, Energy Institute, 2008. 226 p.

12. Kovalev V.K. Causes of vibration of gas pumping units. *Transport and storage of petroleum products and hydrocarbon raw materials*, 2014, no. 2, pp. 23–27. (In Russ.)
13. Gavrilin A.N., Dmitriev V.S., Ermakov D.V., Derusova D.A. Reduction of a fan vibration activity in a life support system of oil and gas stations. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2023, vol. 334, no. 11, pp. 128–137. (In Russ.) DOI: 10.18799/24131830/2023/11/4293.
14. Dmitriev V.S., Minkov L.Ya., Kostyuchenko T.G., Derdiyashchenko V.V., Panfilov D.S., Ermakov D.V. Minimization of vibration activity of low-noise fans. *Bulletin of Tomsk State University. Mathematics and mechanics*, 2022, no. 76, pp. 101–117. (In Russ.) DOI: 10.17223/19988621/76/8.
15. Shuangshuang Li, Zhang L., Kong C. Vibration failure analysis and countermeasures of the inlet pipelines at a gas Compressor Station. *Shock and Vibration*, 2019, vol. 2019, pp. 6032962.
16. Xu Y., Liu Z., Zhou D., Tian J., Zhu X. Vibration characteristics of pressure pipelines at pumping stations and optimized design for vibration attenuation. *Water Supply*, 2022, vol. 22, no. 1, pp. 990–1003.
17. Cowling J. *Acoustic and turbulence flow induced vibration in piping systems: a real problem for LNG facilities*. Houston, TX, USA, Perth Convention and Exhibition Centre, 2016. 112 p.
18. Coulon A., Salanon R., Ancian L. Innovative numerical fatigue methodology for piping systems: qualifying Acoustic Induced Vibration in the Oil&Gas industry. *Procedia engineering*, 2018, vol. 213, pp. 762–775.
19. Harper C.B. AIV and FIV in pipelines, plants, and facilities. *International Pipeline Conference*. USA, American Society of Mechanical Engineers, 2016. Vol. 50251, pp. V001T03A092.
20. Hirata D., Nekomoto Y., Ibrahim F., Nakaniwa A., Van Beek P., Frediani L. High frequency acoustic excitation in centrifugal compressor and adjacent piping vibration. *Proceedings of the 50th Turbomachinery Symposium*. Texas, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2021. pp. 12–23.
21. Butusov D.S. *Study of flow pulsation in technological pipelines of compressor stations of main gas pipelines*. Cand. Sc. Moscow, 2000. 202 p. (In Russ.)
22. Kalyulin S.L., Modorskii V.Y., Shmakov A.F. Numerical coupled 2FSI analysis of gas-dynamic and deformation processes in the discharger of the model compressor of a gas transmittal unit. *AIP Conference Proceedings*. AIP Publishing, 2018. Vol. 2027, no. 1, pp. 1–6.
23. Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K. Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages. *WASET Inter. J. of Mech., Aerospace, Industrial, Mech. and Manuf. Eng.*, 2015, vol. 9, no. 1, pp. 123–127.
24. Ustyuzhanin A.V., Sverdlik Yu.M., Repin D.G. Application of acoustic analysis to study the excitability of dead-end branches in the piping of compressor stations. *Gas Industry*, 2018, no. 11 (777), pp. 42–49. (In Russ.)
25. Khayrullina R., Valeev A. Assessment of the negative impact of low-frequency vibrations on technological pipelines of compressor stations. *Liquid and Gaseous Energy Resources*, 2021, vol. 1, no. 1, pp. 21–29.
26. Buranshin A.R., Godovsky D.A., Tokarev A.P. Elimination of dead-end vibration of the compressor shop piping under operating conditions. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assetss Engineering*, 2019, vol. 330, no. 9, pp. 164–171. (In Russ.)
27. Ponomarenko Yu.B. On the excitation of low-frequency gas oscillations in the acoustic system “Collector–three dead ends”. *Vesti gazovoy nauki*, 2012, no. 2 (10), pp. 122–126. (In Russ.)
28. *STO Gazprom 2-2.3-324-2009 Diagnostic vibration inspection of process pipelines of compressor shops with centrifugal blowers. Assessment standards and work methods*. Moscow, Gazprom Expo Publ., 2009. 65 p. (In Russ.)
29. Sokolinsky L.I., Lopatin A.S., Paidak V.B. Ensuring the dynamic stability of process pipelines of booster compressor stations based on the results of extended vibration surveys and calculations of acoustic vibrations. *Equipment and technologies for the oil and gas complex*, 2020, no. 2, pp. 104–109. (In Russ.)
30. Burkov P.V., Burkov V.P., Dedeev P.O., Timofeev V.Yu. Study of the stress-strain state of a pipeline of complex shape under the influence of a complex load using the finite element method using AUTODESK INVENTOR software. *Vestnik Kuzbass State Technical University*, 2018, no. 4 (128), pp. 84–93. (In Russ.)
31. Ermakov D., Dmitriev V. Solid state damper based on foam aluminum to reduce vibration activity of electromechanical devices. *Recent Developments in the Field of Non-Destructive Testing, Safety and Materials Science. ICMTNT 2021. Studies in Systems, Decision and Control*. Eds. E. Lysenko, A. Rogachev, O. Starý. 2023, vol. 433. DOI: 10.1007/978-3-030-99060-2_8.

Information about the authors

Alexander S. Schreder, Postgraduate Student, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation; ass106@tpu.ru

Oleg A. Kurasov, Postgraduate Student, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation; kurasov@tpu.ru

Petr V. Burkov, Dr. Sc., Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation; burkovpv@tpu.ru

Alexey N. Gavrilin, Dr. Sc., Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation; gawral@tpu.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9205-2283>

Dmitry V. Ermakov, Cand. Sc., Assistant, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation; dvermakov@tpu.ru

Received: 07.06.2024

Revised: 21.06.2024

Accepted: 10.09.2024