

ВИБРОДИАГНОСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ И ПРИСОЕДИНЕННЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ПРИ ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИИ НА ЧАСТОТЕ, НЕКРАТНО ПРЕВЫШАЮЩЕЙ ЧАСТОТУ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА

УДК 622.691

Е.А. Смирнов, ООО «Газпром трансгаз Москва» (Москва, РФ)

Ю.Ю. Толстихин, ООО «Газпром трансгаз Москва»

Л.И. Соколинский, «Оргтехдиагностика» (ОАО «Оргэнергогаз») (Москва, РФ)

С.А. Танаков, ГКС Моршанского ЛПУМГ (филиал ООО «Газпром трансгаз Москва») (Моршанск, РФ)

Д.В. Зорин, «Инженерно-технический центр» (филиал ООО «Газпром трансгаз Москва») (Москва, РФ)

В статье рассматриваются условия возникновения повышенной вибрации центробежного нагнетателя (ЦБН) и присоединенных технологических трубопроводов на частоте, некратно превышающей частоту вращения ротора. По результатам анализа натуральных исследований и численно-аналитических расчетов предложена гипотеза возникновения этой вибрации. Анализируется предположение, что такая вибрация явилась следствием возникновения автоколебаний ротора на частоте одной из форм изгибных колебаний, возбуждаемых в неоднородности проточной части нагнетателя. Приводятся результаты измерений, расчетов и ревизии проточной части нагнетателя, подтверждающие принятую гипотезу.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ВИБРАЦИЯ, ПУЛЬСАЦИЯ ГАЗА, РЕЗОНАНС, АВТОКОЛЕБАНИЯ, ТРУБОПРОВОД, НАГНЕТАТЕЛЬ, РОТОР, УПЛОТНЕНИЕ, ФОРМА КОЛЕБАНИЙ, АКУСТИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ, НЕОДНОРОДНОСТЬ, КРИТИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ.

В статье рассматривается достаточно уникальный случай вибрации нагнетателя и присоединенной трубопроводной обвязки (ТПО) с частотой, некратно превышающей частоту вращения ротора ЦБН. Обследования выполнялись на КС «Алгасово» филиала ООО «Газпром трансгаз Москва» Моршанское ЛПУМГ с тремя агрегатами типа ГТК-10-4 с нагнетателями типа 520-12-1. Нагнетатель одноступенчатый с ротором консольного типа, номинальной скоростью вращения ротора $N_{\text{от}} = 4600 \text{ мин}^{-1}$ и номинальной степенью сжатия 1,27. Первая критическая скорость вращения ротора, по данным завода-изготовителя, – 6480 мин^{-1} (108 Гц); вторая критическая скорость заводом не рассчитывалась, поскольку диапазон рабочих скоростей ЦБН ниже первой критической.

При виброобследованиях измерялись вибрация входных и выходных трубопроводов и корпусов ЦБН, пульсация давления газа во входных линиях, регистрировались контролируемые параметры по штатной САУ ГПА.

По результатам виброобследований зафиксированы повышенные уровни вибрации входного и выходного трубопроводов ГПА № 1 с доминирующей составляющей на частоте около 300 Гц (в пульсации давления газа и вибрации корпуса ЦБН ГПА № 1). В измерениях на остальных ГПА КС аналогичной вибрации не было обнаружено.

Такой характер вибрации ТПО цеха мог быть связан с тем, что в неоднородностях коллекторов или ТПО ГПА № 1 возбуждаются резонансные акустические колебания газа, являющиеся источником ви-

брации. Для устранения подобных колебаний обычно применяется метод изменения конфигурации ТПО: изменение диаметров и длин участков трубопроводов, перемещение кранов и тройников, врезка коллекторных байпасов. Однако результаты аналитических расчетов с учетом ранее выполненных исследований [1, 2] позволили исключить эту гипотезу из рассмотрения, так как для ее реализации скорость газа в отдельных участках трубопроводов должна была превышать 240 м/с.

Уровни вибрации собственно труб и корпуса ЦБН ГПА № 1 на обследованных режимах были велики, но не превышали предельно допустимых значений. Максимальные уровни вибрации были зафиксированы на лобовых опорах (ЛО) (рис. 1). Результаты измерений на ЛО линии всасы-

Smirnov E.A., Gazprom transgas Moskva LLC (Moscow, RF)

Tolstikhin Yu.Yu., Gazprom transgas Moskva LLC

Sokolinsky L.I., Orgtekhdiagnostika (Orgenergogas OJCS) (Moscow, RF)

Tanakov S.A., Gas Compressor Station of Morshansk Gas Pipeline Management Directorate (Branch of Gazprom transgas Moskva LLC) (Morshansk, RF)

Zorin D.V., Engineering and Technical Center (Branch of Gazprom transgas Moskva LLC) (Moscow, RF)

Vibrodiagnostics of the centrifugal air blower and connected pipelines at a heightened vibration at a frequency exceeding the rotor frequency in an aliquant way

The article reviews the conditions for the occurrence of a heightened vibration of the centrifugal air blower (CAB) and connected process pipelines at a frequency exceeding the rotor frequency in an aliquant way. Following the results of the analysis of field observations and numerical and analytical calculations, a theory of the origin of this vibration is proposed. The theory is that such a vibration is caused by rotor's self-induced vibrations at a frequency of one of bending modes induced in the inhomogeneity of the air blower's flow part. The results of measurements, calculations and revisions of the air blower's flow part, which sustain the above-mentioned theory, are presented.

KEY WORDS: VIBRATION, GAS PULSATION, RESONANCE, SELF-INDUCED VIBRATIONS, PIPELINE, AIR BLOWER, ROTOR, SEAL, VIBRATION MODE, ACOUSTIC VIBRATIONS, INHOMOGENEITY, CRITICAL SPEED.

вания приведены в табл. 1, где V_e (4–1500 Гц) – среднеквадратическое значение (СКЗ) виброскорости в частотном диапазоне 4–1500 Гц; V_{ei} , F_i – СКЗ виброскорости и частота i -й спектральной составляющей. Аналогичные результаты были получены для ЛО линии нагнетания.

Характерной особенностью результатов измерений, приведенных в табл. 1, является то, что вибрация на неподвижной части ЛО, установленной на фундаменте, значительно больше, чем на подвижной, приваренной к отводу трубопровода (значения V_{ei} однонаправленных измерений в табл. 1 в точках 1, 3 и 2, 4, соответственно). Такое соотношение значений вибрации указывает на резонансный характер колебаний неподвижной части опоры на собственной частоте около 300 Гц, возбуждаемой вибрацией трубопровода на этой частоте. Это было подтверждено результатами экспериментального определения собственных частот ЛО.

При дальнейшем анализе результатов обследований были рассмотрены каскады спектров вибрации входного трубопровода и пульсации давления газа во входной линии ЦБН при различных режимах работы ГПА.

Анализ каскадов спектров показал, что:

Таблица 1. Результаты измерений вибрации ЛО линии всасывания

№ точки	V_e (4–1500 Гц), мм/с	V_{ei} , мм/с	F_i , Гц
1	1,22	0,79	297,5
2	4,75	4,06	297,5
3	16,88	15,86	297,5
4	18,62	17,67	297,5

- пульсация давления газа с частотой приблизительно 300 Гц в точке измерений на обследованных установившихся режимах (при ее существовании) более чем в 1,5 раза превышала предельно допустимое значение [3]. Следовательно, она могла быть наиболее вероятной причиной повышенной вибрации трубопроводов;

- вибрация трубопроводов всасывания (и нагнетания) на частоте около 300 Гц хорошо коррелирует с одновременно зарегистрированной пульсацией давления газа на этой частоте. Эта составляющая при ее наличии доминирует в спектрах вибрации во всех точках измерений;
- на некоторых режимах амплитуды составляющих с частотой

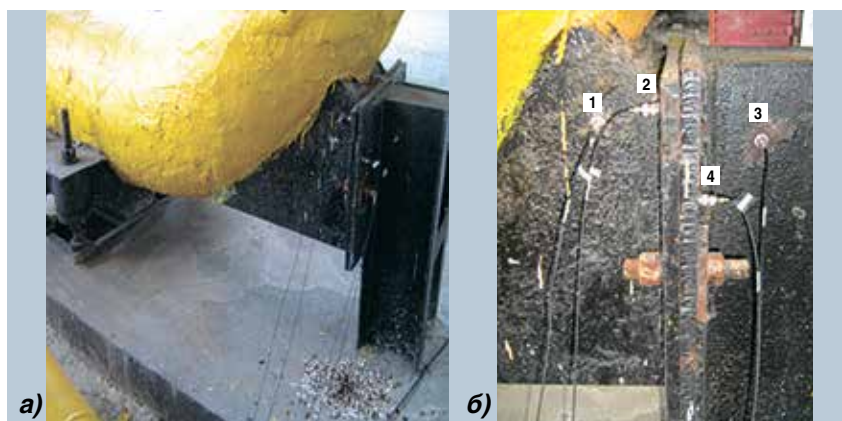


Рис. 1. Лобовая (направляющая) опора: а) вид лобовой опоры; б) точки измерения вибрации

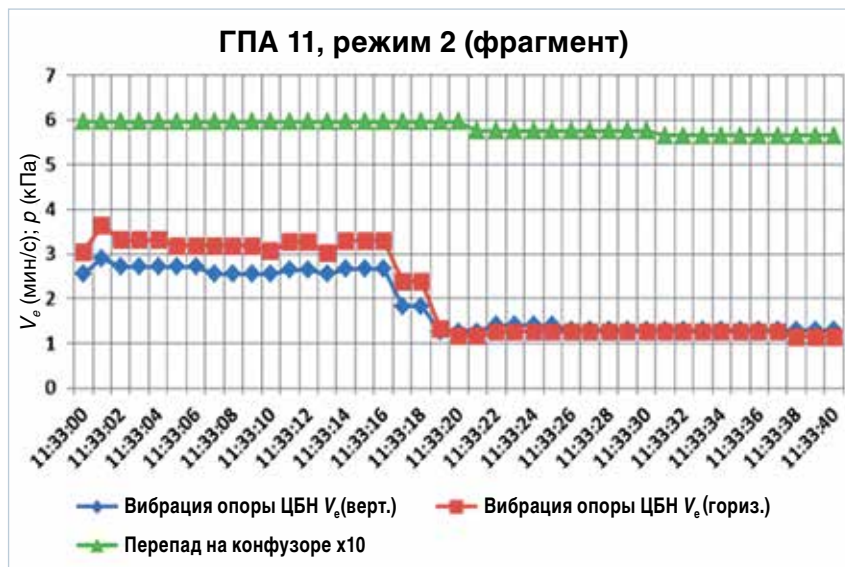


Рис. 2. Тренды V_0 (верт.), V_0 (гориз.), Δp_x

300 Гц в спектрах пульсации давления и вибрации скачкообразно возникали и исчезали при практически неизменных параметрах работы ГПА. Длительность этого снижения/возрастания не превышала 2 с.

Для более полной оценки взаимовлияния параметров работы ГПА и механических и газовых колебаний в системе «ТПО – ЦБН» были рассмотрены тренды всех зарегистрированных в САУ ГПА параметров и управляющие команды в моменты возникновения/исчезновения составляющих спектров колебаний с частотой 300 Гц. Было установлено, что в моменты резких изменений амплитуд вибрации и пульсации управляющих команд не было.

Тренды параметров для одного из режимов испытаний представлены на рис. 2, где V_0 (верт.) и V_0 (гориз.) – значения СКЗ виброскорости корпуса ЦБН в вертикальном и горизонтальном направлениях, соответственно; Δp_x – перепад давления газа на входном конфузоре.

Сопоставление трендов параметров с каскадами спектров пульсации давления газа и вибрации позволило сделать следующие выводы.

1. Возникновение/исчезновение составляющей пульсации

давления газа с частотой 300 Гц по времени совпадает со скачкообразным возрастанием/снижением трендов вибрации ЦБН (с допустимой погрешностью по времени регистрации колебаний внешним регистратором и регистрации параметров в САУ ГПА). На этом основании сделано предположение, что скачкообразное изменение уровней в трендах вибрации ЦБН связано с возникновением/исчезновением составляющей с частотой 300 Гц.

2. Вибрация корпуса ЦБН с частотой 300 Гц вызвана вибрацией ротора нагнетателя с этой частотой, а не вибрацией присоединенных трубопроводов.

3. Наличие или отсутствие составляющей 300 Гц в вибрации и пульсации газа не определяется непосредственно величиной перепада давления на конфузоре. При близких значениях перепада давления вибрация с частотой 300 Гц может присутствовать или отсутствовать.

4. Скачок вибрации корпуса ЦБН за счет возникновения/исчезновения составляющей 300 Гц опережает на 2–3 с изменение Δp_x . Следовательно, данные изменения вибрации ротора нагнетателя не являются следствием изменения перепада давления

на конфузоре. Эта зависимость обратная – перепад давления на конфузоре частично зависит от наличия/отсутствия процессов, вызывающих вибрацию ротора на частоте 300 Гц. Наличие скачков пульсации давления газа указывает на то, что обследованные режимы работы ГПА определяют некую пороговую область возбуждения автоколебаний.

5. На временных интервалах существования колебаний с частотой 300 Гц характер изменения вибрации ТПО и ЦБН, пульсации давления газа и перепада давления на конфузоре практически одинаков: возрастание или снижение уровней или приблизительно стабильное значение.

Анализ полученных результатов позволил принять гипотезу возникновения повышенной вибрации ТПО и ЦБН на частоте 300 Гц, согласно которой в одной из неоднородностей проточной части нагнетателя возникают гидродинамические пульсации газа. Такой неоднородностью может быть дефектное лабиринтное уплотнение покрывного диска рабочего колеса [4], рассекающий, установленный во всасывающей трубке [5], или другой элемент проточной части. Предположительно, при обтекании потоком газа неоднородности на ней возникают крупномасштабные гидродинамические структуры с периодичностью, близкой к периодичности одной из форм колебаний ротора нагнетателя. Колебания ротора, в свою очередь, детерминируют эти структуры по частоте срыва, возникают автоколебания в системе «ротор – газовый поток», раскачивающие ротор на частоте автоколебаний. Колебания ротора – точнее, рабочего колеса – вызывают пульсации газа во входной и выходной полостях нагнетателя, генерирующие акустические колебания с этой частотой (приблизительно 300 Гц) в присоединенные трубопроводы. Эти акустические колебания приводят к вибрации вход-

ного и выходного трубопроводов ЦБН. Вибрация ротора через подшипники передается на корпус нагнетателя. Вибрация входного и выходного трубопроводов на частоте 300 Гц вызывает резонансную вибрацию неподвижной части ЛО с большими амплитудами.

Повышенная вибрация ЛО явилась основным индикатором дефекта в системе «трубопровод – ЦБН», на который было первоначально обращено внимание. Можно предположить, что рассмотренные процессы не столь уникальны, но они остаются незамеченными в других случаях из-за отсутствия такого индикатора (т. е. отсутствия условий механического резонанса в присоединенной трубопроводной системе).

Для подтверждения предположения о резонансных колебаниях ротора на частоте 300 Гц были выполнены расчеты частот форм колебаний ротора по упрощенной расчетной схеме, которая корректировалась по соответствию расчетного и паспортного значений частоты 1-й формы колебаний (1-й критической скорости) с допустимой погрешностью 20 %. На рис. 3 представлены результаты расчета 2-й формы изгибных колебаний ротора.

Полученное расчетное значение частоты 2-й формы колебаний ротора $F_{p2} = 308$ Гц (при частоте 1-й формы колебаний 94 Гц) достаточно хорошо совпадает с частотой рассматриваемых колебаний (300 Гц), что подтверждает правильность принятой гипотезы в части резонансного характера вибрации ротора. Из рис. 3 видно, что максимум прогиба ротора по 2-й форме близок к положению рабочего колеса на валу. Это подтверждает возможность генерирования колесом акустических колебаний газа в присоединенные трубопроводы с частотой этой формы.

Для выявления возможной первопричины дефектного состояния, а именно участка возбуждения гидродинамических

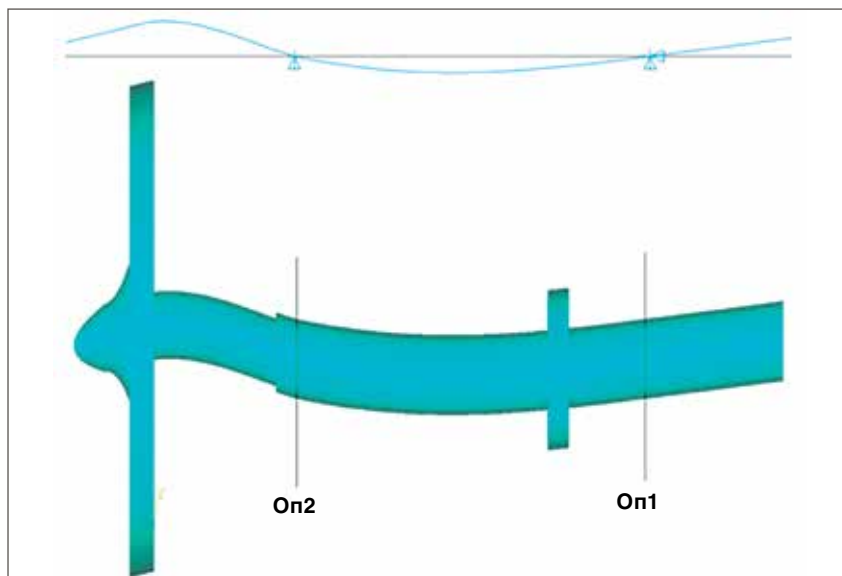


Рис. 3. Вторая форма колебаний ротора с частотой 308 Гц

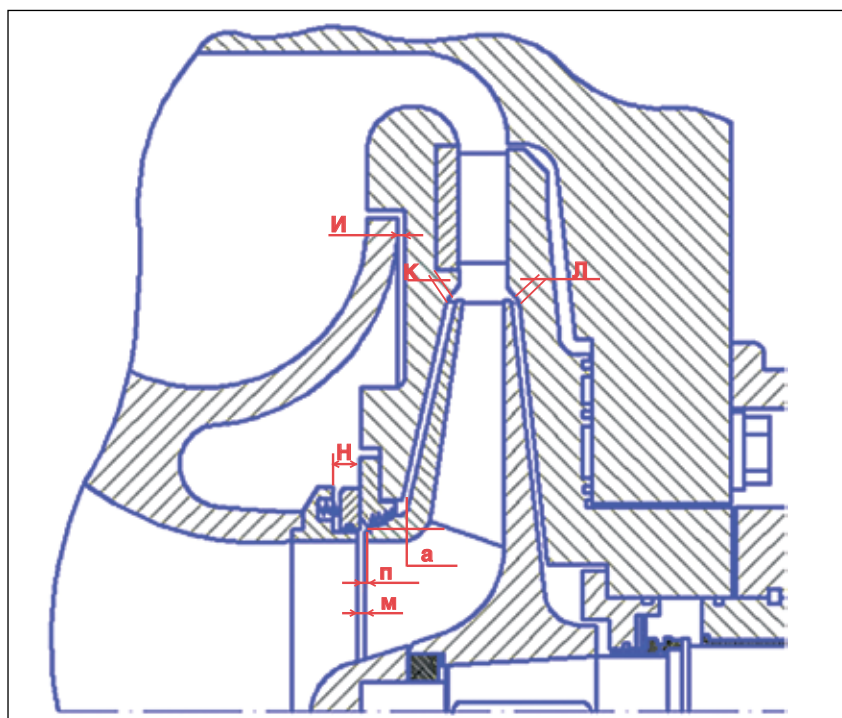


Рис. 4. Схема замеров зазоров ЦБН

колебаний, была проведена ревизия проточной части нагнетателя ГПА № 1 и сопоставление ее с проточными частями нагнетателей других ГПА. Схема замеров зазоров показана на рис. 4, результаты измерений зазоров – в табл. 2.

Результаты, приведенные в табл. 2, показали, что зазоры «и» и «н» ЦБН № 1 существенно отли-

чаются от аналогичных зазоров ЦБН № 2, 3.

Произведенные замеры расположения раскателя во всасывающих патрубках ЦБН и расстояния до входной кромки направляющего аппарата всасывающей камеры также имеют расхождения (рис. 5).

Были измерены геометрические размеры раскателей во

Таблица 2. Результаты замеров по проточным частям ЦБН ст. № 1, 2, 3

Контролируемый размер	ЦБН ст. № 1	ЦБН ст. № 2	ЦБН ст. № 3	ЦБН ст. № 1 с крышкой от ЦБН ст. № 2	ЦБН ст. № 2 с крышкой от ЦБН ст. № 1
Осевой разбег (по чертежу 0,4±0,6 мм)	0,43	0,4	0,42	–	–
Зазор «и» (по чертежу 5 мм)	9,0	4,5	6,3	8,5	5,0
Зазор «к» (по чертежу 12 ± 1 мм)	15,5	14,5	13,2	–	–
Зазор «л» (по чертежу 12 ± 1 мм)	11	11	11,7	–	–
Зазор «н» (по чертежу 26 ± 2 мм на ЦБН ст. № 1 и 48 ± 2 мм на ЦБН ст. № 2, 3)	27,2	47,5	50,2	49,7	25,5
Зазор «м» (по чертежу 7 мм)	10	11,2	9,3	14,5	9,5
Перемещение подпружиненного кольца	6,5	12	11,5	–	–
Натяг на подпружиненном кольце	2,1	5,6	2,8	3,6	4,5
Зазор «а» (по чертежу 0,4±0,72 мм)	0,4	0,4±0,68,0	0,5±0,7	0,52±0,7	0,4±0,42
Зазор «п» (по чертежу 3,5 ± 0,3 мм)	3,5	3,0	3,6	3,0	3,4

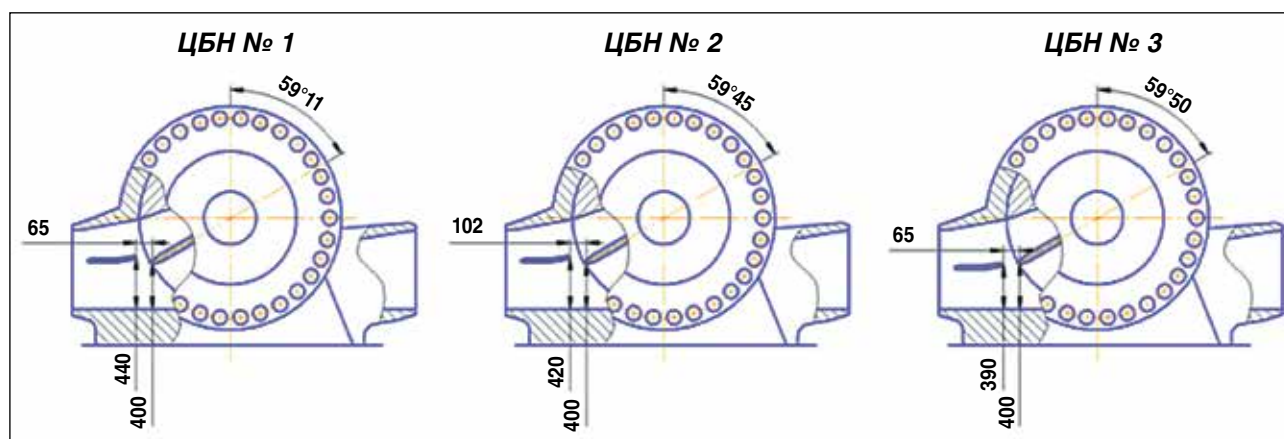


Рис. 5. Расположение рассекателя во всасывающей патрубке ЦБН и расстояния до входной кромки направляющего аппарата всасывающей камеры

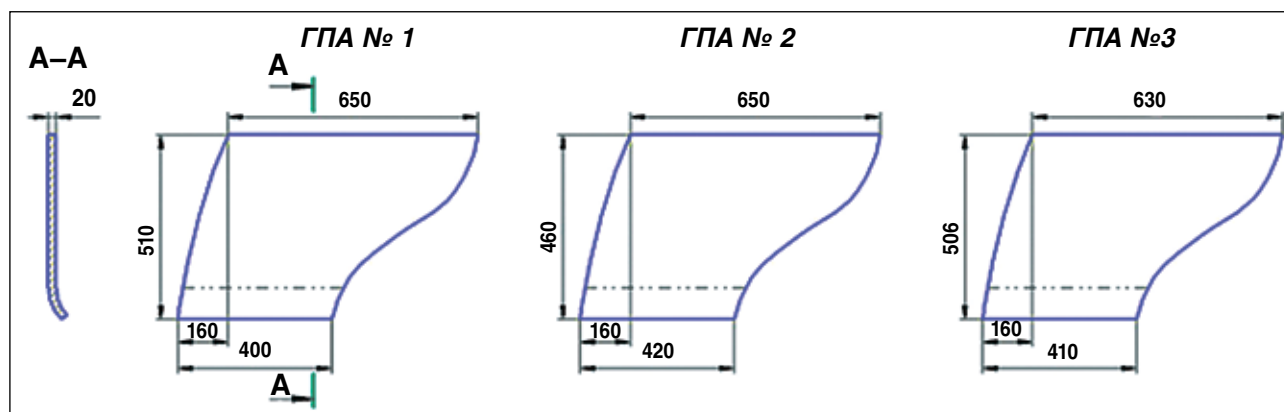


Рис. 6. Геометрические размеры рассекателей во всасывающих патрубках

всасывающих патрубках на ГПА № 1–3, где также наблюдаются расхождения (рис. 6).

Конструкция крышки со смонтированными на ней всасывающей и сборной кольцевой каме-

рами ГПА ст. № 1 отличается от ГПА ст. № 2, 3 геометрическими размерами места установки подпружиненного кольца (рис. 7).

В результате осмотра и сравнения проточных частей выявлены

различия в конструкциях крышек ЦБН со смонтированными всасывающей и сборно-кольцевой камерами:

- расстояние между уплотнением рабочего колеса нагнетателя

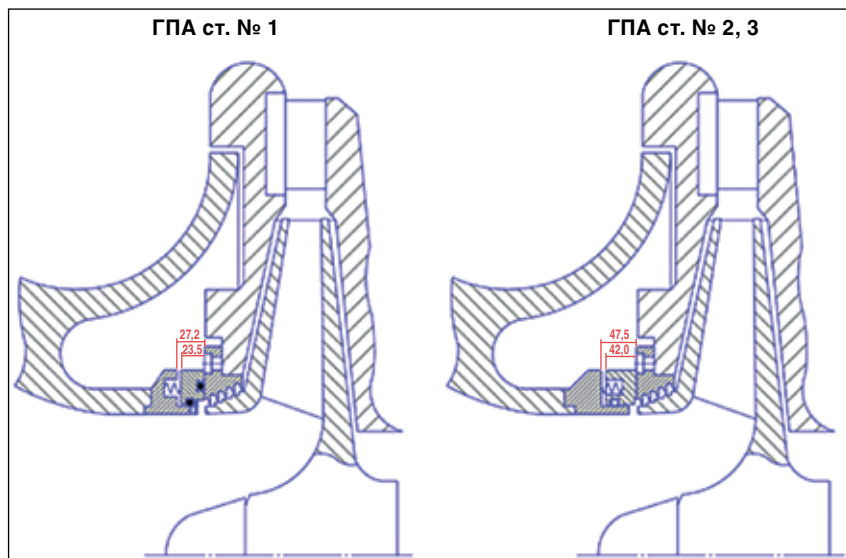


Рис. 7. Установка подпружиненного кольца

и сборной кольцевой камерой на ГПА № 1 меньше на 20 мм по сравнению с ГПА № 2, 3;

- толщина кольца на ГПА № 1 меньше на 20 мм по сравнению с ГПА № 2, 3.

При проведении ревизии обнаружены повреждения участков гребней протяженностью 10–200 мм. Техническое состояние лабиринтного уплотнения было признано неудовлетворительным. Восстановление лабиринтного уплотнения привело к уменьшению вибрации на частоте 300 Гц, однако не исключило ее появления.

Для подтверждения гипотезы проведены работы по переустановке торцевых крышек со всасывающими и кольцевыми камерами с ЦБН ГПА № 1 на № 2. После переустановки крышек на ЦБН ГПА № 1 и 2 вибрация ТПО ГПА № 1 на частоте 300 Гц практически исчезла, но возникла на обвязке ГПА № 2, что однозначно указало на наличие возбудителя рассматриваемых колебаний в проточной части собственно ЦБН ГПА № 1.

Результаты анализа натуральных измерений, расчета форм колебаний ротора и ревизии проточ-

ной части нагнетателя подтвердили правомерность принятой гипотезы возникновения колебаний с частотой 300 Гц обследованного ЦБН и присоединенных трубопроводов. Возникновение рассмотренных колебаний связано с конструктивными особенностями проточной части нагнетателя (всасывающей камеры ЦБН). Подтверждена нецелесообразность изменения конфигурации ТПО ГПА.

Полученные данные расширяют возможности вибродиагностических обследований ТПО ЦБН в части оценки влияния вибрации нагнетателя на трубопроводы ЦБН, связанной с пульсацией газа во входной и выходной полостях нагнетателя, генерирующей акустические колебания с частотой примерно 300 Гц в присоединенных трубопроводах. Возникающий механический резонанс в присоединенной трубопроводной системе может являться основным индикатором дефекта в системе «трубопровод – ЦБН». Для более детального определения причин возникновения колебаний с частотой 300 Гц в проточной части рассмотренного нагнетателя требуется проведение дополнительных расчетно-экспериментальных исследований. ■

ЛИТЕРАТУРА

1. Вишняков В.А., Засецкий В.Г., Каровосов Р.К. и др. Возникновение узкополосных пульсаций давления и их предотвращение в трубе с тупиковой полостью // Труды ЦАГИ. 2001. Вып. 2643. С. 92–101.
2. Вишняков В.А., Засецкий В.Г., Каровосов Р.К. и др. Генерирование и демпфирование колебаний потока в области сопряжения трубопровода со слепым отроском // Инженерно-физический журнал. 1998. Т. 71. № 6. С. 1099–1106.
3. СТО Газпром 2-2.3-324–2009. Диагностическое виброобследование технологических трубопроводов компрессорных цехов с центробежными нагнетателями. Нормы оценки и методы проведения работ. СПб.: Газпром экспо, 2009. 22 с.
4. Брыкин Б.В., Леонтьев М.К. Определение аэродинамических рециркуляционных сил в воздушных лабиринтных уплотнениях // Труды МАИ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=24721> (дата обращения: 05.09.2016). (In Russian)
5. Ланда П.С. Срывной флаттер и эффект затягивания // Вестник научно-технического развития. 2009. № 6 (22). С. 10–19.

REFERENCES

1. Vishnyakov V.A., Zaseckiy V.G., Karovosov R.K., et al. Narrowband pressure pulsation occurrence and prevention in dead-end cavity pipe. TSAGI proceedings, Rel. 2643, 2001, P. 92–101. (In Russian)
2. Vishnyakov V.A., Zaseckiy V.G., Karovosov R.K., et al. Flow fluctuations generation and damping in pipeline to blind sprout connection area. HFIS, 1998, Vol. 71, No. 6, P. 1099–1106. (In Russian)
3. STO Gazprom 2-2.3-324-2009 Compressor shop with centrifugal supercharger technological pipelines vibration diagnostics. Standards grades and work methods. Saint-Petersburg. Gazprom Expo LLC, 2009, 22 p. (In Russian)
4. Brykin B.V., Leontiev M.K. Aero dynamical recirculation forces detection in air labyrinth sealing. MAI proceedings. Access mode: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=24721> (Access date: 05.09.2016.) (In Russian)
5. Landa P.S. Stall flutter and the tightening effect. Herald of science-technical development, 2009, No. 6(22), P. 10–19. (In Russian)