

УДК 621.515:621.438

В.П. ГЕРАСИМЕНКО, д-р техн. наук; проф. НАКУ «ХАИ», Харьков;
Р.А. ДОВЛЕТОВ, магистр НАКУ «ХАИ», Харьков;
А.С. ТКАЧУК, магистр НАКУ «ХАИ», Харьков

ДИАГНОСТИКА СРЫВНЫХ РЕЖИМОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Методом спектрального анализа рассмотрены основные причины вибрации пятиступенчатого центробежного компрессора. Выяснено влияние срывных процессов на эти вибрации.

Ключевые слова: центробежный компрессор, срывные режимы, вибрационный диагностические признаки, спектральный анализ.

Нарушение газодинамической устойчивости центробежных компрессоров (ЦБК) – достаточно частое явление в газотранспортной отрасли, химической промышленности [1, 2] и турбонаддувочных агрегатах дизелей. Помпаж и вращающийся срыв – основные формы этой неустойчивости вызывают значительную вибрацию, способную привести к разрушению ЦБК. Поэтому они являются серьезным ограничением режимов работы. Несмотря на наличие многих публикаций [3–11] по данным явлениям, сложилась кажущаяся путаница в представлениях о механизме и причинах образования зон срыва в турбомашинах. Особенности развития срыва в ЦБК [7, 8] подтверждают это.

Целью данного исследования является анализ срывных процессов в ЦБК для выяснения указанной путаницы. Обратимся к случаю обнаружения значительных вибраций (рис. 1) пятиступенчатого ЦБК газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-6,3А/30-2,2 [8] при эксплуатации в опытной точке Э на далеко нерасчетном режиме эталонной характеристики (рис. 2) с параметрами: частота вращения $n = 7200$ об/мин; производительность $Q = 5,25$ млн. м³/сут; степень повышения давления $\pi = 1,65$; КПД $\eta_{пол} = 0,57$; давление и температура на входе $P_1 = 1,825$ МПа и $T_1 = 306$ К.

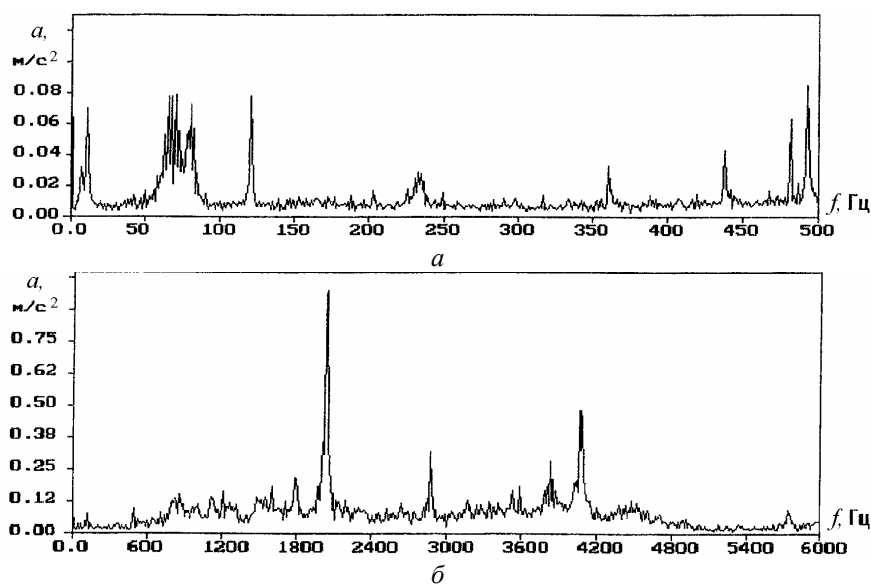


Рис. 1 – Спектрограммы виброускорений ЦБК ГПА-Ц-6,3А/30-2,2
 а – низкочастотная область; б – высокочастотная область

© В.П. Герасименко, Р.А. Довлетов, А.С. Ткачук, 2013

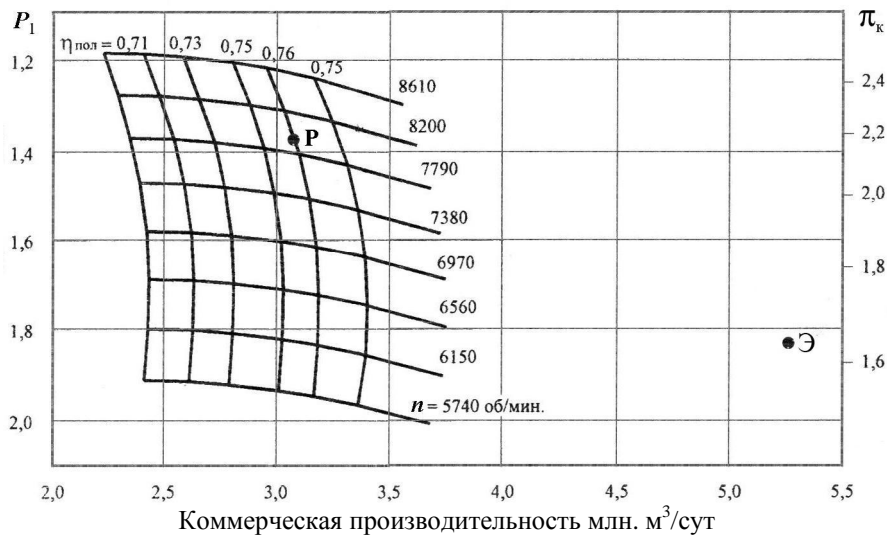


Рис. 2 – Эталонная характеристика ЦБК Ц-6,3А/30-2,2

Точка Р на характеристике соответствует расчетным параметрам: $Q_p = 3,05$ млн. м³/сут; $\pi_k = 2,2$; $\eta_{пол} = 0,76$; $P_1 = 1,35$ МПа; $T_1 = 328$ К; $R_{\Gamma} = 488,21$ Дж/(кг·К) при частоте вращения $n = 7950$ об/мин, несколько ниже номинальной. Параметры номинального режима ГПА составляли: $Ne = 6,3$ МВт; $\eta_e = 0,31$; $n_n = 8200$ об/мин; $Q_n = 3,35$ млн. м³/сут; $\pi_n = 2,2$; $\eta_n = 0,75$. Опытный ЦБК относится к ГПА нового поколения мощностью 6,3 МВт [12]. Некоторые геометрические параметры его рабочих колес (РК) представлены в таблице 1. Отсутствие этих данных в работе [8] не позволило выполнить поступенчатый анализ развития срывных процессов в ЦБК.

Таблица 1

Геометрические параметры рабочих колес ЦБК Ц-6,3А/30-2,2

Параметры	Ступени				
	1	2	3	4	5
$\beta_{1л}$, град	31,5	31,5	36,7	36,7	36,9
$\beta_{2л}$, град	43,8	43,8	48,3	48,3	46,0
$z_{рк}$, шт.	17	17	17	17	15

Эксплуатационный режим работы в точке Э на эталонной характеристике ЦБК (рис. 2) значительно смещен вправо от точки Р по относительной приведенной производительности $\tilde{Q} = (Q/n)_{\text{э}} / (Q/n)_{\text{р}} = 1,9$. При этом угол атаки на загнутых назад лопатках РК первой ступени с $\beta_{1л} = 31,5^\circ$, рассчитанный по формуле

$$i = \arctg \frac{(\tilde{Q} - 1) \operatorname{tg} \beta_{1л}}{1 + \tilde{Q} \operatorname{tg}^2 \beta_{1л}} \quad (1)$$

в предположении отсутствия предварительной закрутки потока на входе с нулевым углом атаки на расчетном режиме, составил $i = -18^\circ$, что превышает критическую величину по отрыву для крыловых профилей. На лопатках РК последующих ступеней углы атаки имеют еще большие значения, ввиду более существенного смещения по относительной производительности в сторону турбинных режимов их работы из-за рассогласования ступеней [11]. Экспериментальные исследования двухступенчатого

ЦБК подобных ГПА [12] подтверждают более интенсивное возрастание углов атаки на лопатки РК2 в сравнении с РК1 из-за их рассогласования при повышении производительности. При большем числе ступеней нарастание углов атаки на лопатках рабочих колес последующих ступеней следует ожидать более значительным [11]. Такое обтекание загнутых назад лопаток в круговой решетке ЦБК соответствует отрывному режиму течения на выпуклой их стороне при обычных положительных углах атаки на крыловых профилях, при которых в осевых компрессорах обычно происходит возникновение вращающегося срыва. Хотя в системе ЦБК эти углы атаки отрицательные, а выпуклая сторона рабочих лопаток является стороной давления, отрыву потока от которой дополнительно способствует осевой вихрь. Случай образования вращающегося срыва при подобном обтекании профилей в круговой решетке одноступенчатого центробежного вентилятора с реактивным колесом исследован в работе [7], что подтверждает вероятность его возникновения в подобной ситуации в ЦБК.

Вибрационные исследования ЦБК [8] на эксплуатационном режиме Э (рис. 2) позволили выявить широкий спектр колебаний различной природы (рис. 1). В частности, сигнал оборотной частоты ротора $n = 7200$ об/мин соответствует пику амплитуды $f = 120$ Гц. Сигналы с частотами $f = 240$ Гц, $f = 360$ Гц и $f = 480$ Гц соответствуют второй, третьей и четвертой оборотным гармоникам. Амплитуды виброускорений в полосе частот $f = 60\text{--}80$ Гц, что составляют $0,5\text{--}0,67$ от оборотной частоты, находятся в диапазонах, характерных для вращающегося срыва. Отсутствие четкой дискретности в спектре указанных колебаний подтверждает гидродинамическую их природу, когда зоны срыва в каждом радиальном колесе пятиступенчатого компрессора могли вращаться с незначительно отличающимися частотами. Сравнительно малые амплитуды этих виброускорений объясняются небольшими аэродинамическими нагрузками рабочих колес. Амплитуды виброускорений с частотой $f \approx 10$ Гц соответствуют слабому помпажу.

В области высокочастотных колебаний (рис. 1б) наблюдается максимальный пик виброускорения при частоте $f = 2040$ Гц, соответствующий лопаточной частоте при числе лопаток $z_{л} = 17$ шт. в первых четырех колесах ($f = z_{л} \cdot f_{об} = 17 \cdot 120 = 2040$ Гц) и получаемый в результате суммирования звуковых возбуждений на каждом колесе при отрывном обтекании лопаток, достигая максимального значения. При частоте $f = 4080$ Гц пик виброускорения соответствует второй лопаточной гармонике. Амплитуда ускорений, вызванная последним пятым колесом с числом лопаток $z_{л} = 15$ при частоте $f = 15 \cdot 120 = 1800$ Гц – существенно меньшая. Таким образом, виброакустические методы исследований [2, 8] позволяют анализировать гидродинамические колебания в проточной части турбомашин. С другой стороны эти гидродинамические явления в проточной части турбомшины можно спрогнозировать расчетной оценкой срывного обтекания рабочих колес по смещению режима работы относительно оптимальной точки на характеристиках ступеней в виду их рассогласования в системе ЦБК.

Известно, что коэффициент теоретического напора \bar{H}_T рабочего колеса ЦБК линейно зависит от коэффициента расхода \bar{Q} , и при осевом входе потока в РК ($\alpha_1 = 90^\circ$) определяется выражением [13]

$$\bar{H}_T = \mu(1 - \bar{Q} \operatorname{ctg} \beta_{1n}). \quad (2)$$

Линейный характер этой зависимости определяет форму напорных характеристик ступеней ЦБК, которая явилась основой статистического обобщения данных более ста компрессоров [14] в виде

$$\bar{H}_T = 0,95(1 - \tilde{Q}) + \bar{H}_{TO} \tilde{Q}, \quad (3)$$

где $\tilde{Q} = \bar{Q}/\bar{Q}_O$ – относительный приведенный расход; \bar{Q}_O и \bar{H}_{TO} – параметры оптимального (расчетного) режима, соответствующие максимальному КПД при разных частотах вращения ротора компрессора, значения которых практически не зависят от частоты при $Mu_2 \leq 0,6$. Согласно этим же обобщениям [14] действительная напорная характеристика имеет вид параболы

$$\bar{H} = -0,3\tilde{Q}^2 + (\bar{H}_O - 0,15)\tilde{Q} + 0,45, \quad (4)$$

где $\bar{H}_O = \bar{H}_{TO} \eta_{max}$ – действительный коэффициент напора оптимального режима. При этом обобщенная характеристика КПД описывается зависимостью [13]

$$\eta = \frac{-0,3\tilde{Q}^2 + (\bar{H}_{TO} \eta_{max} - 0,15)\tilde{Q} + 0,45}{0,95 - (0,95 - \bar{H}_{TO})\tilde{Q}}. \quad (5)$$

Следует отметить, что зависимости (3)–(5), представляя собой обобщенные характеристики ЦБК как изменения коэффициентов действительного и теоретического напоров относительно оптимального режима работы, не включают в себя в явном виде какие-либо геометрические и кинематические параметры ступеней, а также теплофизические свойства рабочего тела, и поэтому могут быть применены для анализа работы ЦБК как на природном газе, так и на воздухе. Испытания ЦБК [12], аналогичных Ц-6,3А/30-2,2, на воздухе и на природном газе подтверждают тождественность характеристик, что послужило основанием упрощения последующих расчетных исследований срывных процессов на воздухе вместо природного газа, на котором проводили испытания ЦБК в работе [8]. Первый этап расчетов заключался в «балансировке» параметров ступеней путем поступенчатого расчета на расчетном режиме работы ЦБК в точке Р характеристики (таблица 2).

Таблица 2

Основные параметры ЦБК и его ступеней на расчетном режиме

Параметры ЦБК	Ступени				
	1	2	3	4	5
$L_k = 109713$ Дж/кг	19948,67	20698,4	22287,8	22984,85	23793,0
$\pi_k = 2,2$	1,175	1,171	1,174	1,169	1,165
$T_1 = 328$ К	328,0	347,85	368,45	390,6	413,5
$\eta_k = 0,76$	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78

По полученным параметрам ступеней на расчетном режиме прогнозировались их параметры в опытной точке Э на характеристике ЦБК (рис. 2) по обобщенным характеристикам (3)–(5) с последующей балансировкой их значений. Угол натекания на лопатки пятого РК в точке Э характеристики ЦБК, рассчитанный по формуле (1), составляет $i_5 \approx -22^\circ$. При этом относительная приведенная производительность пятой ступени $\tilde{Q}_5 = 2,22$ связана с относительной приведенной производительностью первой

ступени согласно их рассогласованию [4, 11] формулой $\tilde{Q}_5 = \tilde{Q}_1 \cdot \frac{\sqrt[m]{\pi_{(1-4)P}}}{\sqrt[m]{\pi_{(1-4)Э}}}$, где m –

показатели политроп сжатия в предшествующих четырех ступенях определились по КПД.

Таким образом, спектральный анализ вибраций ЦБК в сочетании с анализом газодинамических процессов обтекания лопаточных венцов повышает достоверность диагностирования срывных режимов их работы.

Список литературы: 1. *Таргонський, В.О.* Явище помпажу та засоби його визначення і запобігання на нагнітачах ГПА [Текст] / В.О. Таргонський, В.В. Ніщета, О.І. Мамонов // Інформаційний огляд ДК «Укртрнсгаз». – 2005. – № 5(35) – С. 6-8. 2. *Beently, D.E.* Vibration diagnostics of the rotating stall gas flow in centrifugal compressors [Text] / D.E. Beently, P. Goldman // Bently Nevada: “Orbit”. – 2000. – V. 21, № 1. – P. 1-10. 3. *Грейцер.* Явление срыва потока в осевых компрессорах. (Обзор) [Текст] / Грейцер // Тр. амер. общ. инж.-мех. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1980. – Т. 102, № 2. – С. 72-97. 4. *Ершов, В.Н.* Неустойчивые режимы турбомашин. Вращающийся срыв [Текст] / В.Н. Ершов. – М.: Машиностроение. – 1966. – 180 с. 5. *Фринге.* Типы вращающихся срывов в рабочем колесе и в диффузоре компрессора с безлопаточным диффузором [Текст] / Фринге, Ван-ден-Брамбюссхе // Тр. амер. общ. инж.-мех. Серия: Энергетические машины и установки. – 1984. – Т. 106, № 2. – С. 93-100. 6. Исследования нестационарных процессов течения в турбинных ступенях с малым втулочным отношением [Текст] / Я.И. Шнеэ, В.И. Пономарев, М.В. Зайцев, Л.В. Поволоцкий, О.Н. Слабченко, А.Д. Немцов // Теплоэнергетика. – 1971. – № 10. – С. 33-38. 7. *Мадхаван.* Вращающийся срыв в центробежном вентиляторе, вызванный отрывом потока со стороны давления лопастей [Текст] / Мадхаван, Райт // Тр. амер. общ. инж.-мех. Серия: Энергетические машины и установки. – 1985. – Т. 107, №3. – С. 145-153. 8. Вращающийся срыв в турбинном режиме работы компрессора [Текст] / В.П. Герасименко, М.В. Бойко, А.А. Гарагуль, Н.Б. Налесный // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – 2005. – № 6. – С. 65-71. 9. *Fabri, J.* Rotating stall in axial flow compressors [Text] / J. Fabri // Internal Aerodynamics, Institution of Mechanical Engineers. (Conference Cambridge. Session 5: Unsteady flow effects, Paper 9) July 1967. – P. 96-110. 10. *Князев, В.С.* Вращающийся срыв в осевых компрессорных решетках и ступенях [Текст] / В.С. Князев // Сб.: Переменные режимы турбин и современные методы их расчета. № 150. – Л.: Судостроение. 1970. – С. 5-15. 11. *Герасименко, В.П.* Анализ процессов и разработка методов повышения эффективности компрессоров на нерасчетных режимах работы [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.12: защищена 13.01.94 / Владимир Петрович Герасименко. – Х., 1993. – 352 с. 12. Створення проточних частин відцентрових компресорів для газоперекачувальних агрегатів нового покоління потужністю 6,3 МВт [Текст] / В.П. Парафійник, В.М. Довженко, С.І. Наконечний, Є.Л. Фурса, О.П. Усатенко // Нафт. і газова пром-сть. – 1999. – № 5. – С. 41-47; (№ 6. – С. 40-44). 13. *Герасименко, В.П.* Определение характеристик центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата в эксплуатационных условиях [Текст] / В.П. Герасименко // Питання розвитку газової промисловості України. – 2009. – Вип. XXXVII. – С. 293-299. 14. *Герасименко, В.П.* Аппроксимация характеристик центробежных компрессоров [Текст] / В.П. Герасименко, Ю.А. Анимов, Т.М. Нурмухаметов // Авиаци.-косм. техника і технологія. – 2003. – № 37/2. – С. 65-69.

Поступила в редакцію 15.02.13

УДК 621.515:621.438

Диагностика срывных режимов центробежного компрессора [Текст] / **В.П. Герасименко, Р.А. Довлетов, А.С. Ткачук** // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2013. – № 12(986). – С. 50-54. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Методом спектрального аналізу розглянуті основні причини вібрації п'ятиступінчастого відцентрового компресора. З'ясований вплив зривних процесів на ці вібрації.

Ключові слова: відцентровий компресор, зривні режими, вібраційна діагностична ознака, спектральний аналіз

Principal causes of vibration five-stage centrifugal compressor by spectral treatment method have been considered. Influence blade stall process on this vibration is find out.

Keywords: centrifugal compressor, blade stall regimes, vibration diagnostic sing, spectrum analysis.