

DOI: 10.18721/JEST.230203

УДК 621.165.001.5

Е.Ю. Семакина, В.А.Черников, А.И. Суханов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация

ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ В ПОТОКЕ И ВИБРАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ ВЫХОДНЫХ ТРАКТОВ ГТУ

Представлены результаты акустических и вибрационных исследований модели выходного тракта газотурбинной установки двухвального типа. Испытание модели выходного тракта проводилось в блоке с моделью последней ступени, обеспечивающей реальные граничные условия на входе в тракт. По результатам испытаний определены интенсивности пульсаций давления вблизи стенок выходного тракта для двух режимов работы газотурбинной установки. Измерены вибрации поверхностей выходного тракта. Методом вариантных расчетов определена амплитуда пульсаций давления в проточной части патрубка, соответствующая экспериментально определенной амплитуде вибраций его боковой стенки. Измеренные интенсивности пульсаций давления сопоставлены с результатами измерений пульсаций в потоке диффузорных участков сопел. Установлена зависимость между уровнем пульсаций в потоке и режимом работы газотурбинной установки.

ТУРБИНАЯ СТУПЕНЬ; ВЫХОДНОЙ ТРАКТ; ТУРБИННЫЙ ДИФфуЗОР; СИЛОВЫЕ СТОЙКИ; АКУСТИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ; ПУЛЬСАЦИИ ПОТОКА; ВИБРАЦИЯ ВЫХОДНОГО ТРАКТА.

Ссылка при цитировании:

Е.Ю. Семакина, В.А.Черников, А.И. Суханов. Пульсации давления потока и вибрация деталей выходных трактов ГТУ // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23. № 2. С. 28–40. DOI: 10.18721/JEST.230203

E.U. Semakina, V.A. Chernikov, A.I. Sukhanov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, Saint-Peterburg, Russian Federation

PRESSURE RIPPLE IN FLOW AND VIBRATION OF EXHAUST DUCT DETAILS OF GTU

The paper presents the results of acoustic and vibration studies of a model of a two-shaft GTU exhaust duct. The testing was carried out together with the model of the last stage providing real boundary conditions at the duct inlet. The intensity of the pressure ripple near the walls of the exhaust duct for two turbine modes was determined as a result of the tests. Vibrations of the exhaust duct walls were measured. The amplitude of the pressure ripple in the flow of collector box corresponding to the experimentally determined amplitude of the vibrations of its side wall was determined by alternative calculations. The measured intensity of the pressure ripple was compared with the results of measurements of pulsations in the flow of diffuse areas of nozzles. The impact of the GTU mode on the level of the pressure ripple in flow was found.

TURBINE STAGE; EXHAUST DUCT; TURBINE DIFFUSER; STRUTS; PRESSURE RIPPLE IN FLOW; VIBRATION OF THE EXHAUST DUCT.

Citation:

E. U. Semakina, V.A. Chernikov, A.I. Sukhanov, Pressure ripple in flow and vibration of the exhaust duct details of GTU, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology, 23 (02) (2017) 28–40, DOI: 10.18721/JEST.230203

Введение

Практика показывает, что в диффузорных каналах зачастую имеют место отрывы потока, сопровождающиеся пульсациями давления. Аналогичные аэродинамические явления, связанные с пульсациями наблюдаются также и на диффузорных участках сопел [1–3]. Указанные возмущения давления могут вызывать вибрацию деталей выходного тракта газотурбинных установок (ГТУ), а также опоры ее заднего подшипника. С другой стороны, наличие повышенных пульсаций и повышенной вибрации деталей диффузора могут свидетельствовать об аэродинамическом несовершенстве выходного тракта ГТУ [4]. Поэтому задача установления связи вибрации и аэродинамических качеств потока в выходном тракте на различных режимах работы ГТУ весьма актуальна и имеет большое практическое значение.

Рассматриваемые вопросы особенно важны для ГТУ двухвального типа, у которых в состав выходных трактов входит осерадиальный диффузор с последующим патрубком. Конструкции таких ГТУ часто характеризуются облегченностью корпусных деталей (вследствие стремления к унификации с соответствующими авиационными аналогами) и механической связью корпуса с опорой заднего подшипника. Примерами подобных установок могут служить ГТУ фирм General Electric, Rolls-Roice и Solar [4].

Картина течения в подобных трактах, полученная по материалам экспериментальных исследований [8], а также с помощью CFD моделирования [9, 10], позволяет выделить ряд характерных особенностей:

на выходе из диагонального диффузора наблюдаются локальные (по окружности) области отрыва потока, размер и положения которых определяются режимом работы ГТУ;

в выходном патрубке течение носит струйный характер с развитыми вихревыми течениями в центре или у передней стенки патрубка и достаточно большими расходными составляющими скоростей вблизи задней стенки патрубка;

обтекание силовых стоек (опоры заднего подшипника) с большими углами атаки порождает мощные отрывные течения и образование вихревых зон за диагональным диффузором и в патрубке.

Следовательно, в проточной части выходного устройства существуют несколько областей течения, каждая из которых может генерировать возмущения потока и, соответственно, пульсации давления [3, 10]. Кроме того, в проточной части существует дополнительный мощный источник возмущений давления — турбинное рабочее колесо; однако частота этого источника существенно превышает исследуемый диапазон частот. Схема течения в выходном тракте представлена на рис. 1.

Цели и задачи исследования

Цель настоящей работы — совершенствование показателей экономичности и надежности мощных газовых турбин, используемых сегодня как в стационарной энергетике России, так и в качестве силовых установок на транспорте.

Методика эксперимента

Объект исследования. Экспериментальные исследования акустических колебаний в потоке выходного тракта ГТУ двухвального типа выполнялись на модели блока «последняя ступень турбины — диагональный диффузор — выходной патрубок». Исследования проводились в лаборатории кафедры ТГиАД СПбПУ на стенде ЭТ4 [6], продольный разрез которого показан на рис. 2.

Измерительная система. Пульсации давления вблизи стенок выходного патрубка, а также вибрации элементов его конструкции регистрировались параллельно с измерениями структуры 3D-потока в выходном тракте. Траверсирование трехмерного потока выполнялось с помощью миниатюрных пятиканальных пневмозондов по радиусу и по шагу направляющего аппарата в контрольных сечениях 2–2, 5–5 и 10–10 (см. рис. 2) с последующим осреднением [7]. Выбор мест установки датчиков вибрации и пульсаций давления был сделан в соответствии со схемой течения в выходном тракте (см. рис. 1), полученной на основе анализа результатов экспериментальных и численных исследований подобных выходных трактов. Схема расположения микрофонов и датчиков вибрации представлена на рис. 3.

Система измерения пульсаций давления включала в себя пять измерительных микрофонов 4942 В&К. Микрофоны M_1 , M_2 , M_3 были

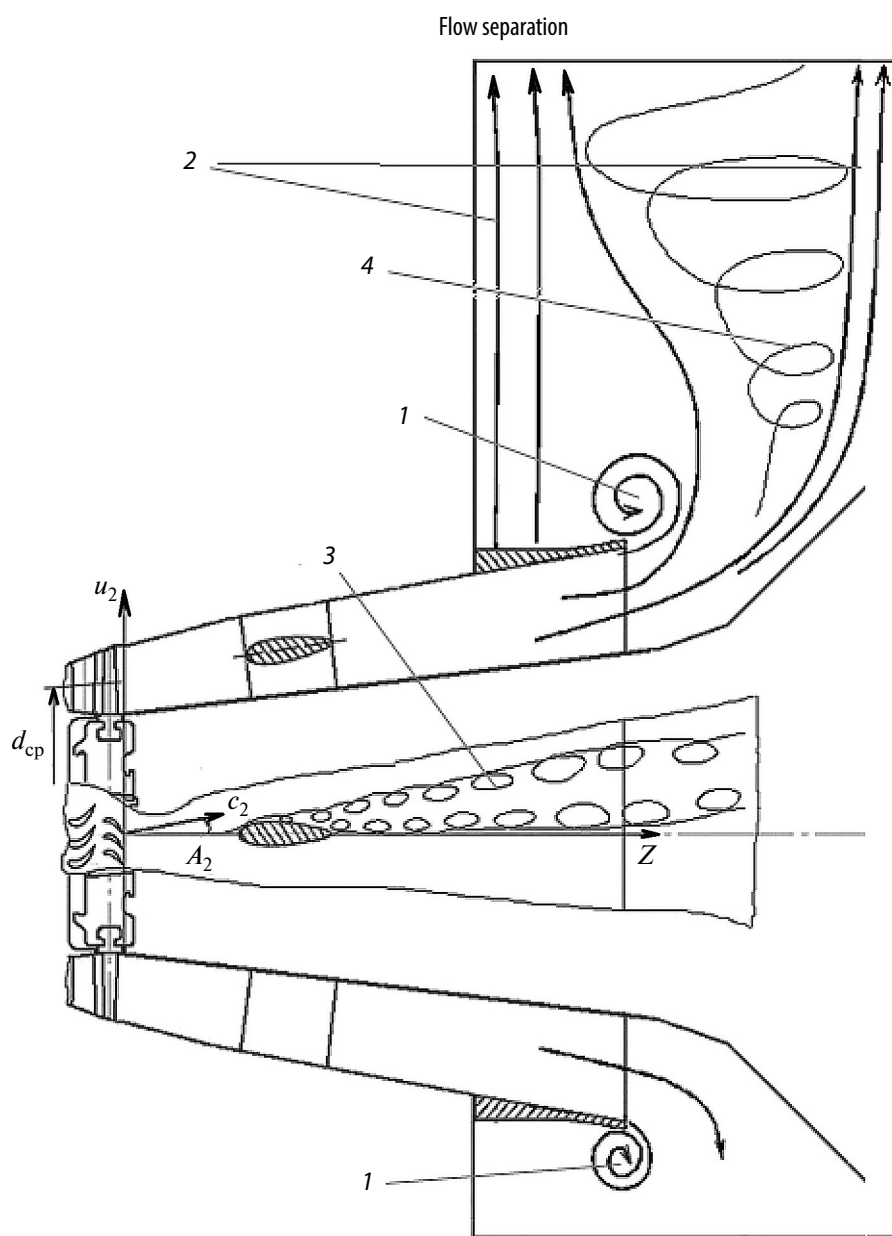


Рис. 1. Схема течения в выходном тракте «диффузор — патрубок»: 1 — область локальных отрывных течений; 2 — области струйного течения; 3 — область отрывного течения за силовыми стойками; 4 — область развитого вихревого течения

Fig.1. Flow scheme in the exhaust unit «Diffuser — Collector Box»: 1 — local flow separation zone; 2 — jet field; 3 — flow separation zone after struts; 4 — developed vortex flow

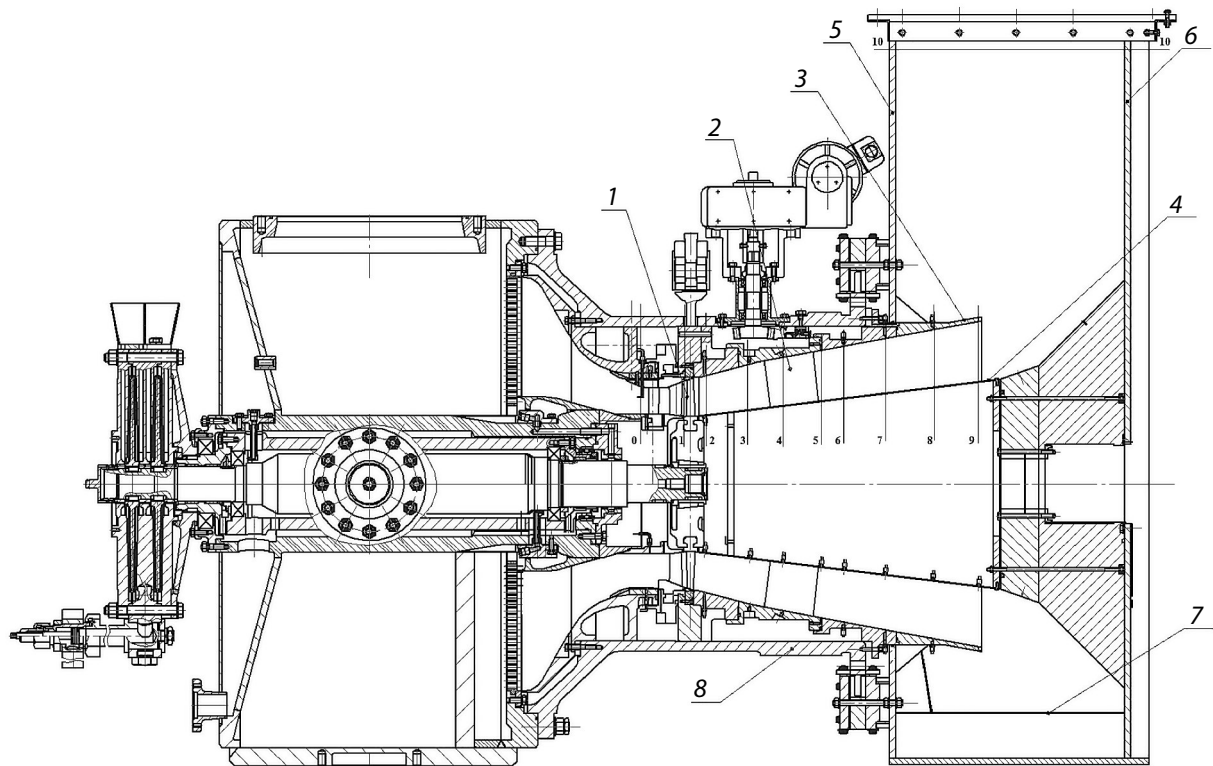
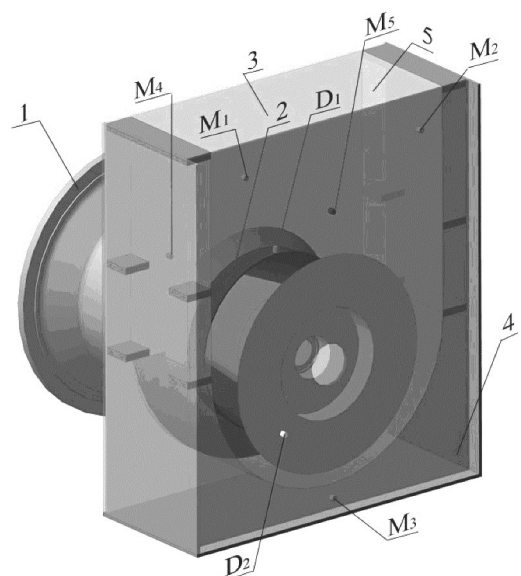


Рис. 2. Продольный разрез универсального стенда ЭТ4 с моделью выходного тракта «ступень — диффузор — патрубок»: 1 — модельная ступень (78 направляющих и 79 рабочих лопаток); 2 — силовые стойки опоры подшипника (7 шт.); 3 — периферийный обвод диагонального диффузора; 4 — корневой обвод диагонального диффузора; 5 — передняя стенка патрубка; 6 — задняя стенка патрубка; 7 — боковая стенка патрубка; 8 — корпус стенда

Fig. 2. Longitudinal section of the universal Test Bench with exhaust unit model «Turbine Step — Diffuser — Collector Box»: 1 — model Turbine Step (78 Stator blades and 79 Rotor blades); 2 — Struts (7 pieces); 3 — Diffuser's shroud; 4 — Diffuser's hub; 5 — Front wall of the Collector Box; 6 — Back wall of the Collector Box; 7 — Sidewall of the Collector Box; 8 — Test Bench Housing



►Рис. 3. Основные элементы конструкции экспериментального стенда и расположение датчиков для регистрации пульсаций давления потока и вибрации стенок: 1 — корпус; 2 — периферийный обвод диагонального диффузора; 3 — передняя стенка патрубка; 4 — задняя стенка патрубка; 5 — боковая стенка патрубка

Fig. 3. Main elements of the Test Bench and positions of the pressure pulsation sensors and wall vibration sensors: 1 — Housing; 2 — Diffuser's shroud; 3 — Front wall of the Collector Box; 4 — Back wall of the Collector Box; 5 — Sidewall of the Collector Box

установлены на задней стенке выходного патрубка сверху и снизу в областях струйных течений; микрофоны M_4 и M_5 — в верхней части передней стенки патрубка в областях развитых вихревых течений.

Использовались два акселерометра типа AP2037, которые регистрировали вибрацию основных элементов модели. Для регистрации вибрации периферийного обвода осевого диффузора использовался датчик D_1 , для регистрации вибрации задней стенки патрубка — датчик D_2 . Вибрации измерялись путем регистрации виброускорений в характерных точках деталей выходного устройства — в точке D_1 на выходной конусной части диагонального диффузора и в точке D_2 (см. рис. 3) на задней стенке радиального отвода (задняя стенка патрубка b на рис. 2).

Расчетные модели. Пульсации давления в потоке находили с помощью численного моделирования. Расчет опирался на экспериментально определенную амплитуду вибраций боковой стенки патрубка, представляющую собой гнутый стальной лист толщиной 1 мм, прикрепленный к наружному силовому корпусу с помощью четырех пар шпилек (рис. 4, *a*). Радиус цилиндрического участка боковой стенки составлял 500 мм, осевая протяженность — 434 мм, максимальный габаритный размер — 1200 мм. Ближний торец тонкостенной детали сопряжен в установке с жестким корпусом патрубка. Расчетная схема закрепления боковой стенки патрубка приведена на рис. 4, *б*.

Дополнительные условия:

расчет выполнялся в частотном диапазоне 1–200 Гц, включающем несколько собственных частот тонкостенной детали;

в расчете было принято условие синхронности и постоянства величины пульсаций давления вдоль всей рабочей поверхности;

величина коэффициента трения (демпфирования) в расчете была задана равной 0,06 (соответствует коэффициенту динамичности, равному 17);

Для повышения информативности спектрального анализа вибрации, измеренной в точках D_1 и D_2 (см. рис. 3), были вычислены формы и собственные частоты соответствующих деталей выходного устройства стенда: периферийного обвода диагонального диффузора (выходной конусной части) (3 на рис. 2), а также корпуса патрубка радиального отвода (бокса), состоящего из передней, задней и боковой стенок (5, 6, 7 на рис. 2). Расчетные схемы закрепления деталей приведены на рис. 5.

Закрепление выходной конусной части в расчетной схеме осуществлялось по шести контактным поверхностям болтов A (см. рис. 5, *a*), присоединяющих деталь к жесткому корпусу стенда (8 на рис. 2). Дополнительно конусная часть была закреплена по задней торцевой поверхности B и C (рис. 5, *a*).

Закрепление корпуса патрубка (короба) осуществлялось по четырем опорным узлам, представленным в расчете в виде четырех шаровых

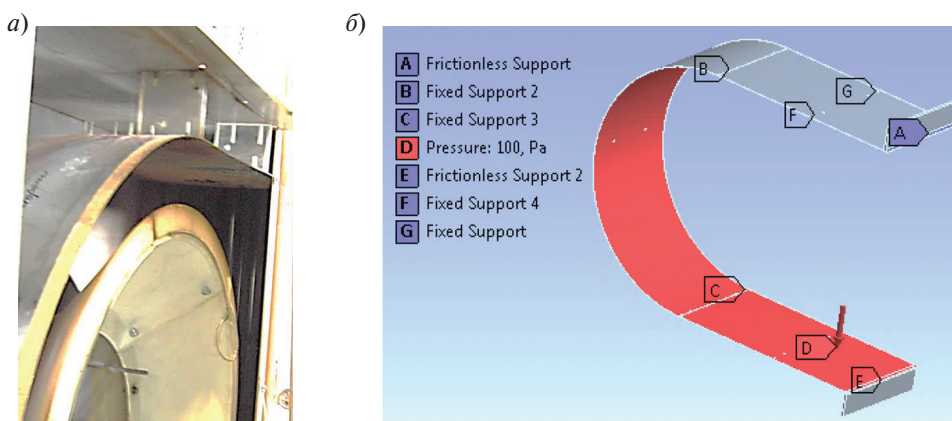


Рис. 4. Общий вид (*a*) и расчетная схема закрепления (*б*) тонкостенной детали, образующей боковую поверхность патрубка

Fig. 4. Common view (*a*) and calculation scheme (*b*) of fixing of the thin-walled part forming the Collector Boxes sidewall

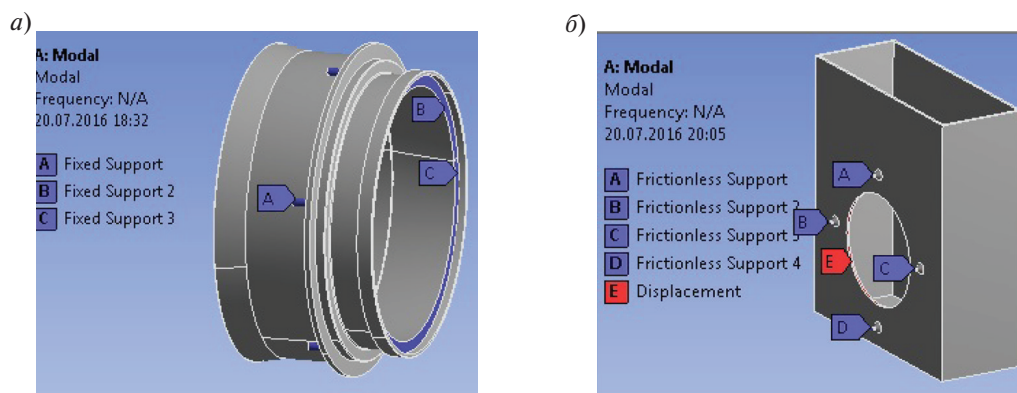


Рис. 5. Расчетные схемы закрепления выходной конусной части (а) и корпуса патрубка (б)
 Fig. 5. Calculation scheme of fixing of the outlet conical part (a) and Collector Box housing (б)

тел A, B, C, D (рис. 5, б), закрепленных на передней стенке патрубка (5 на рис. 2). Дополнительно было выставлено условие, разрешающее точкам кольцевой поверхности E (рис. 5, б) осевые перемещения.

Результаты исследования

Пульсации давления. В эксперименте моделировались натурные условия работы ступени: числа Маха потока на выходе из диффузора на оптимальном режиме работы ступени составляли величину $M_{c9} = 0,15$; угол выхода потока из турбинной ступени α_2 изменялся на разных режимах в диапазоне от 50 до 140° ; характеристическое число u/C_0 изменялось в пределах от $0,566$ до $0,816$, что соответствовало диапазону частоты n вращения ротора модели от 5000 до 12000 об/мин. Расход воздуха в установке под-

держивался постоянным на всех режимах, что обеспечивало практически точное динамическое моделирование натурного потока.

На рис. 6 представлен характерный спектр пульсаций давления в модели выходного тракта ГТУ.

Спектр имеет три характерных интервала: 1 — область низких частот (от 1 до 1000 Гц); 2 — область средних частот (3000 – 4000 Гц); 3 — область высоких частот (от 7000 до 11000 Гц). Области 2 и 3, связанные с высокочастотными пульсациями давления, в том числе с лопаточной частотой $n_{c,p}$, в настоящем исследовании не рассматривались и не анализировались. Все дальнейшее изложение будет посвящено области низких частот, как наиболее актуальной. На рис. 7 приведен типичный спектр возмущения давления в модели выходного тракта, полученный в точках M_1 – M_5 (см. рис. 3).

Пульсации давления, дБ
 Pressure pulsations, dB

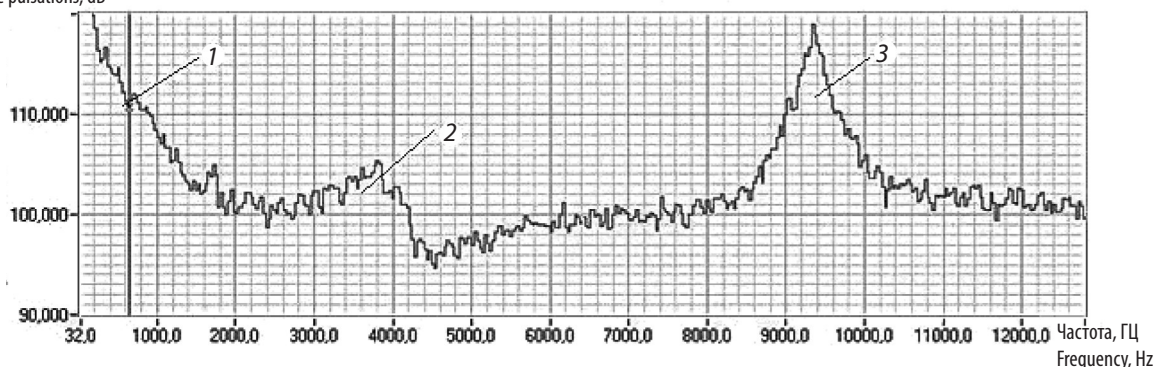


Рис. 6. Характерный спектр возмущения давления в модели выходного тракта ГТУ в точке M_5
 Fig. 6. Typical spectrum of the pressure disturbance in the exhaust model of GTU at the point M_5

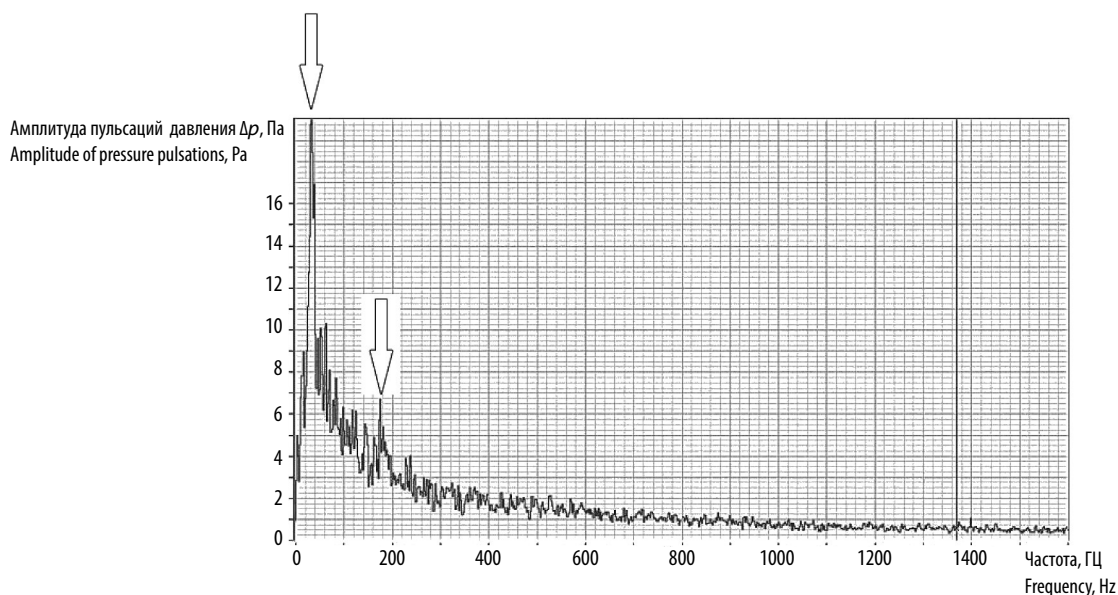


Рис. 7. Характерный спектр пульсаций давления в модели выходного тракта в точке M_5 в низкочастотном диапазоне (область 1 на рис. 6)

Fig. 7. Typical spectrum of the pressure pulsations in the exhaust model at the point M_5 in low-frequency diapason (zone 1, Fig. 6)

Методом вариантных расчетов была определена амплитуда пульсаций давления в проточной части патрубка, соответствующая экспериментально определенной амплитуде его боковой стенки $A_{б.с} = 2$ мм, расчетная схема которой представлена на рис. 4, б. Расчеты выполнялись в опции «Harmonic Response» программы ANSYS. Результат расчета приведен на рис. 8.

Таким образом, расчет показал, что амплитуде вибрации боковой стенки, определенной в эксперименте и равной 2 мм, соответствует величина амплитуды пульсаций давления $\Delta p = 100$ Па.

Вибрации. Для дополнительного обоснования предположения о взаимосвязи аэродинамических потерь и величин пульсаций давления

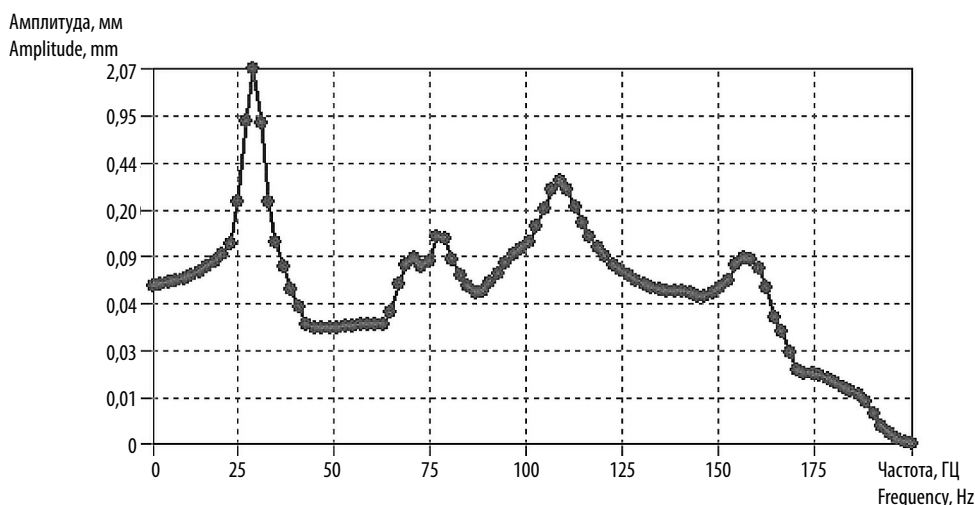


Рис. 8. Амплитудно-частотная характеристика боковой стенки патрубка (см. рис. 4) при амплитуде пульсации давления $\Delta p = 100$ Па

Fig. 8. Amplitude-frequency characteristic of the sidewall of the Collector Box (Fig. 4) at the amplitude of pressure pulsation $\Delta p = 100$ Па

были измерены вибрации поверхностей выходного тракта, интегрально воспринимающих воздействие нестационарного потока.

Из полученных спектров методом спектрального анализа были исключены неинформативные составляющие механического происхождения — сигналы оборотных кратностей, связанные с вращением ротора установки, и выделены полезные сигналы, соответствующие низшим собственным формам колебаний диффузора и патрубка.

Для диагонального диффузора была выбрана низшая собственная форма колебаний его выходной конусной части с частотой 770 Гц (рис. 9), для выходного патрубка — форма колебаний корпуса патрубка (короба), соответствующая частоте 105 Гц (рис. 10).

Спектры виброускорений, полученные в точке D_1 для двух режимов работы турбинной ступени, приведены на рис. 11. Спектральное разрешение — 2 Гц; число усреднений — 8 (32). Для облегчения анализа на спектры дополнительно нанесены вертикальные отметки указанных оборотных кратностей. Вертикальными стрелками отмечены резонансные области, соответствующие низшей форме колебаний конусной части осевого диффузора, представленной на рис. 9.

Обсуждение результатов исследования

Информация об амплитудных значениях пульсаций давления в выходном тракте была

получена по спектрограммам, подобным представленной на рис. 7, на двух различных режимах работы ступени. Из рис. 7 видно, что в спектре есть две характерные частотные области повышенных амплитуд: низкочастотная (20–35 Гц) и высокочастотная (170–200 Гц). Для возмущений на задней стенке более характерна высокочастотная область, для возмущений на передней стенке — низкочастотная. Полученный результат может быть объяснен различным характером течения в указанных областях: у задней стенки характер течения преимущественно струйный (турбулентный), у передней стенки — преимущественно отрывной, состоящий из крупномасштабных вихрей.

Характеристики исследуемых режимов работы ступени и результаты измерений в точках M_4 и M_5 на передней стенке приведены в табл. 1.

Сходные результаты, полученные при изучении течений на диффузорных участках сопел, приведены в [2, 3 и 9]. Низкочастотный максимум в спектре пульсаций давления, характерный для зон развитых вихревых течений и отрыва потока, принадлежит области $\bar{f} = 0,01–0,03$; высокочастотный максимум, характерный для зон турбулентных струй, принадлежит области $\bar{f} = 0,4–1,0$. Здесь $\bar{f} = fD/c$ — безразмерная частота; D — ширина струйного течения, м; c — максимальная скорость в ядре струйного течения, м/с; f — частота, Гц, соответствующая областям повышенных амплитуд пульсаций давления в спектре.

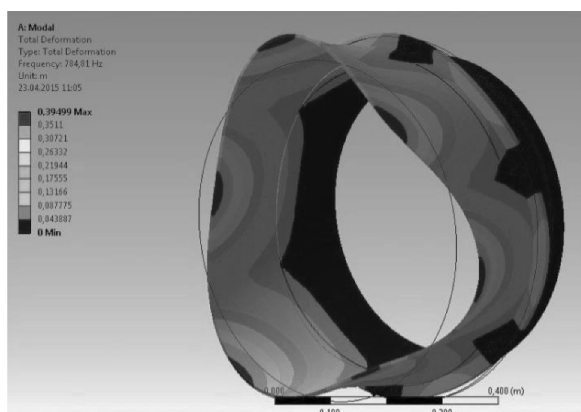


Рис. 9. Низшая форма колебаний конусной части осевого диффузора (770 Гц)

Fig. 9. Lowest oscillation form of the cone part of the axial diffuser (770 Hz)

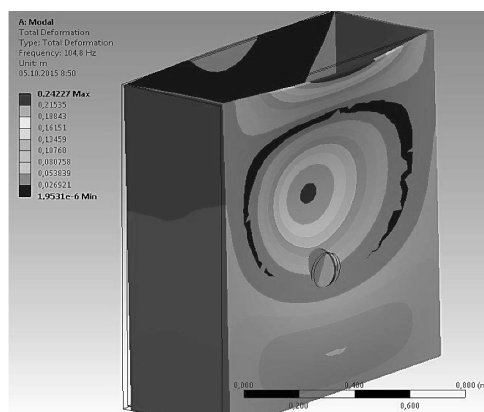


Рис. 10. Форма колебаний корпуса патрубка (короба), соответствующего частоте 105 Гц

Fig. 10. Oscillation form of the Collector Box housing corresponding 105 Hz frequency

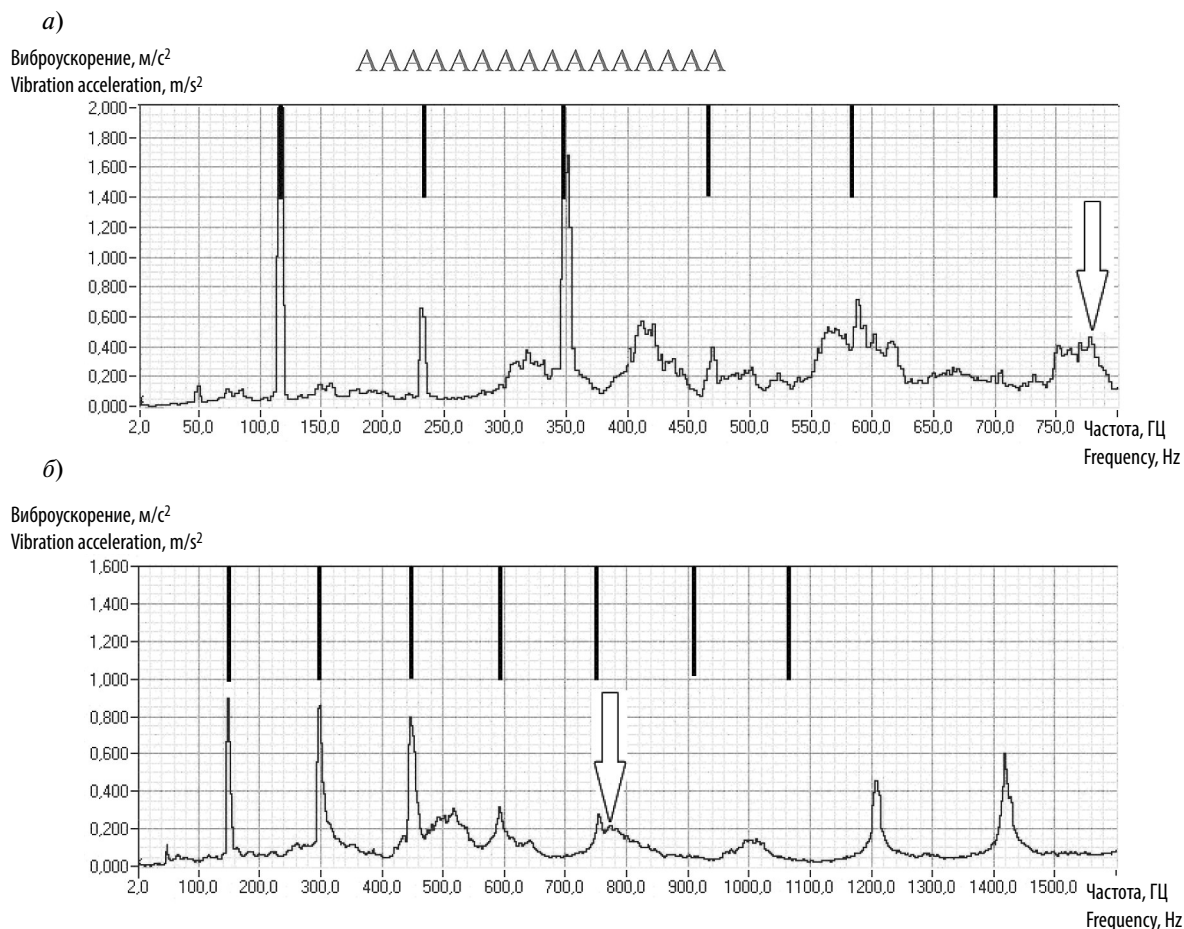


Рис. 11. Спектры виброускорения в точке D_1 периферийного обвода диагонального диффузора: а) режим 1 — $n = 7000$ об/мин; б) режим 2 — $n = 9000$ об/мин

Fig. 11. Vibration acceleration spectrum at point D_1 of the diagonal diffuser shroud: mode 1 — $n = 7000$ rpm; mode 2 — $n = 9000$ rpm

Таблица 1

Пульсации давления в точках передней стенки патрубка

Table 1

Pressure pulsations at the points of Collector Box front wall

№ режима	Скорость вращения ротора n , об/мин	Угол выхода потока за РК $A_{2\text{ср}}$, град	Скорость потока в сечении 9 c_9 , м/с	Максимальная амплитуда в спектре пульсации давления Δp_i , Па	
				точка M_4	точка M_5
1	7000	120	57	20	28
2	9000	95	50	9	8

Приняв в нашем случае $c_0 = 50$ м/с, $D = 0,08$ м, $f_{\min} = 20$ Гц и $f_{\max} = 200$ Гц (см. рис. 2), получим соответствующие величины безразмерной частоты $\bar{f} = 0,031$ и $0,32$, что примерно соответствует указанным выше характерным частотным диапазонам в спектре пульсаций давления [2, 3, 10].

Для оценки достоверности приведенных в табл.1 результатов сравним их с величинами пульсаций давления, полученными в диффузорных каналах различной конфигурации [2, 3] и сведенными в табл. 2. Здесь амплитуды пульсаций давления приведены к скоростному напору $\rho c^2/2$.

Из табл. 2 видно, что величины относительных амплитуд пульсации давления в точках M_4 и M_5 (области крупномасштабной завихренности и застойных зон) лежат в том же диапазоне, что и величины пульсаций давления, полученные по данным экспериментов [2, 3] в областях отрыва потока в диффузорных каналах. Относительные амплитуды пульсаций давления на задней стенке патрубка (точки M_1 , M_2 и M_3) несколько меньше пульсаций давления, характерных для струйных участков сопел [2, 3]. Это объясняется отдаленностью точек M_1 , M_2 и M_3 от областей струйного течения в данной модели выходного тракта.

Расчетная оценка величины пульсаций давления в потоке ($\Delta p = 100$ Па) по экспериментально измеренной амплитуде вибраций боковой стенки патрубка позволяет утверждать, что пульсации давления могут достигать 10 % от величины скоростного напора во входном сечении тракта. Это превышает пульсации давления вблизи передней и задней стенки патрубка, измеренные

на стенках микрофонами M_1-M_5 (см. табл. 1). Таким образом, пульсации давления во внутренних областях (на некотором расстоянии от стенок) попадают в диапазон пульсаций давлений в струйных областях сопел, приведенный в работах [2, 3], или даже превышают этот диапазон.

По данным эксперимента уровень пульсаций давления, измеренный в отдельных точках на стенках, зависит от режима работы турбинной ступени.

На рис. 11 видно, что в спектрах виброускорения имеются несколько разновидностей дискретных составляющих: пики оборотных кратностей, порожденные остаточным небалансом ротора, и пики, соответствующие собственным формам конусной части с частотой 770 Гц и 1010 Гц, которые возбуждаются нестационарным потоком. Частоты пиков первого типа зависят от оборотов ротора. Положение пиков второго типа неизменно, поскольку собственные частоты конусной части диффузора не зависят от скорости вращения ротора.

На рис. 12 — результаты изменения относительной величины пульсаций давления и вибрации в характерных точках выходного тракта в зависимости от режима работы турбинной ступени. Видно, что на нерасчетном режиме турбинной ступени с существенно неосевым выходом потока из РК при частоте вращения ротора $n = 7000$ об/мин имеет место повышение уровня пульсации давления в точках M_4 и M_5 по сравнению с расчетным режимом при $n = 9000$ об/мин. Это связано с отрывным характером обтекания силовых стоек опоры подшипника и с распространением вихревых зон течения закрученного потока в патрубке, что приводит

Таблица 2

Сопоставление амплитуд пульсаций давления в выходном тракте (эксперимент) и в диффузорных каналах [2, 3]

Table 2

Compearation of the pressure pulsations amplitudes in the Collector Box and in the diffuser channels

Область течения	Максимальные амплитуды спектра пульсаций давления		
	По данным [3]	По данным [2]	Результаты, представленные в статье
Струйное течение	0,11	0,09	0,08 (режим 2)
Застойная зона	0,02–0,05	0,01–0,04	0,012–0,017 (режим 1) 0,007–0,006 (режим 2)

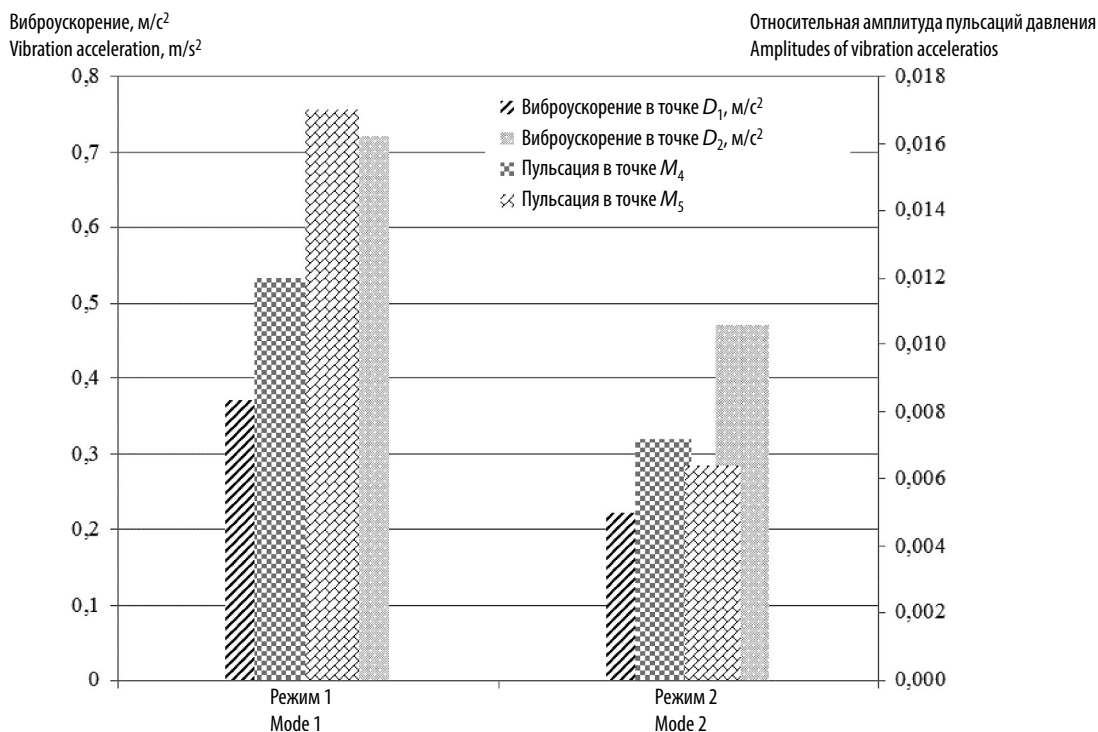


Рис. 12. Пульсации давления в характерных точках выходного тракта и амплитуды виброускорений его элементов на различных режимах работы турбинной ступени: режим 1 — $n = 7000$ об/мин; режим 2 — $n = 9000$ об/мин

Fig. 12. Pressure pulsations at the typical points of the exhaust unit and amplitudes of vibration accelerations of its elements at the different modes of turbine step: mode 1 — $n = 7000$ rpm; mode 2 — $n = 9000$ rpm

к повышенным аэродинамическим потерям в тракте выходного устройства.

Поскольку величина указанной дискретной составляющей вибрации периферийного обвода диффузора (датчик D_1) определяется интенсивностью пульсаций давления в выходном устройстве, данные диаграммы на рис. 12 в известной мере подтверждают зависимость амплитуд пульсаций давления от режима работы турбинной ступени и от уровня потерь в выходном устройстве.

Из диаграммы на рис. 12 видно также, что вибрация задней стенки патрубка (датчик D_2), соответствующая низкочастотной области спектра пульсаций давления (область 1 на рис. 6), уменьшается при переходе от режима 1 к режиму 2. Полученный результат дополнительно свидетельствует о возможной зависимости амплитуд пульсаций давления в выходном устройстве от режима работы ступени, определяющего уровень аэродинамических потерь в выходном устройстве.

Обобщая полученные экспериментальные результаты по измерениям пульсаций давления, а также результаты измерений вибрации элементов конструкции выходного устройства, можно утверждать, что первому режиму испытаний, характеризующему повышенным уровнем аэродинамических потерь, соответствует повышенный уровень пульсаций давления в потоке, а также повышенный уровень вибрации элементов конструкции патрубка. Поэтому справедливо предположить, что отмеченная вибрация может характеризовать уровень аэродинамического совершенства ближайших областей течения в выходном устройстве ГТУ.

Выводы

В выходных трактах традиционных конструкций ГТУ двухвального типа имеют место значительные пульсации давления в потоке, уровень которых зависит от режима работы ГТУ.



Для приближенной оценки амплитуды и частоты пульсации давления в выходных трактах ГТУ можно использовать известные соотношения для струйных течений в соплах [9]

Дополнительное повышение пульсаций давления в выходном тракте особенно в патрубке при нерасчетных режимах турбинной ступени, характеризуемых существенным отклонением потока от осевого направления при выходе из РК, связано как с увеличением кинетической энергии потока на выходе из последней ступени, так и с возрастанием аэродинамических потерь в выходном тракте.

Повышенные пульсации давления в потоке при нерасчетных режимах приводят к усилению вибрации элементов конструкции выходного тракта. Поэтому уровень их вибраций, а также уровень пульсаций давления в потоке может при известных условиях служить индикатором уровня аэродинамических потерь или характеристикой качества течения в выходном тракте ГТУ.

Учет неблагоприятных аэродинамических особенностей выходных трактов рассмотренных ГТУ позволит уменьшить вибрацию опоры заднего подшипника и повысить надежность роторов этих газотурбинных установок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Чжен П.** Управление отрывом потока. М.: Мир, 1979.
2. **Носков В.В.** Экспериментальное исследование режимов течения на вибродинамическое состояние диффузорных элементов проточных частей турбомашин. Автореферат диссер. ... канд. технич. наук. М.: МЭПИ, 2011.
3. **Пшеничный В.Д., Юрченко В.П., Яблоник Л.Р.** Исследование источников шума и вибрации клапанов // Известия высших учебных заведений. Энергетика. 1979. № 2. С. 62–67.
4. **Зарянкин А.Е., Грибин В.Г., Парамонов А.Н.** Использование нетрадиционных решений для повышения экономичности и надежности паровых турбин // Теплоэнергетика. 2005. № 4. С. 8.–15.
5. **Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л.** Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. М.: Машиностроение, 2008.
6. **Черников В.А., Семакина Е.Ю.** Универсальный стенд для экспериментальных исследований аэродинамики выходных и переходных трактов стационарных турбин в блоке с турбинными ступенями: методика и результаты экспериментов // Газотурбинные технологии. 2015. № 7. С. 32–37.
7. **Черников В.А., Семакина Е.Ю., Баранова Т.Ф.** Информационно-измерительная система аэродинамического стенда для исследований потока в проточной части отсека «ступень-диффузор» и некоторые результаты испытаний на модели мощной газовой турбины // Энергетические машины и установки. 2009. № 1. С. 24–32.
8. **Лисянский А.С. Рассохин В.А. Семакина Е.Ю. Черников В.А.** Оптимизация выходного патрубка ЦНД мощной паровой турбины на базе экспериментальных исследований // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2012. № 2 (147). Т. 1. С. 48–56.
9. **Рис В.В.** Результаты сотрудничества межкафедральной группы «Компьютерное моделирование в гидрогазодинамике» с инженеринговым центром «Теплоэнергосервис-СП» в 2004–2007 гг. // Тезисы доклада на всероссийской конференции по паровым и газовым турбинам. г. Екатеринбург. 2007 г. С. 31–32.
10. **Голдстейн М.Е.** Аэроакустика. М.: Машиностроение, 1981.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

СЕМАКИНА Елена Юрьевна — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: g.semakinalena@gmail.com

ЧЕРНИКОВ Виктор Александрович — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: chern@pef.spbstu.ru

СУХАНОВ Александр Игоревич — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: alesuhanov@gmail.com

REFERENCES

1. **Chzhen P.** Upravleniye otryvom potoka [Control flow separation]. M.: Mir, 1979. 552 p. (rus.)
2. **Noskov V.V.** Eksperimentalnoye issledovaniye rezhimov techeniya na vibrodinamicheskoye sostoyaniye diffuzornykh elementov protochnykh chastey turbomashin. avtoref. diss. ... kand. tekhn. nauk [Experimental study of flow regimes on the state vibrodynamic diffuser elements of flow parts of turbomachines]. Moscow: MEPI, 2011. (rus.)
3. **Pshenichnyy V.D., Yurchenko V.P., Yablonik L.R.** Issledovaniye istochnikov shuma i vibratsii klapanov. [Study valve noise and vibration sources]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Energetika.* 1979. № 2. S. 62–67. (rus.)
4. **Zaryankin A.Ye., Gribin V.G., Paramonov A.N.** Ispolzovaniye netraditsionnykh resheniy dlya povysheniya ekonomichnosti i nadezhnosti parovykh turbin. [Using of innovative solutions to improve the efficiency and reliability of steam turbines]. *Teploenergetika.* 2005. № 4. S. 8–15. (rus.)
5. **Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskiy V.L.** Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. [Basics of designing aircraft engines and power plants]. M.: Mashinostroyeniye, 2008. 199 p. (rus.)
6. **Chernikov V.A., Semakina E.U.** Universalnyy stend dlya eksperimentalnykh issledovaniy aerodinamiki vykhodnykh i perekhodnykh traktov statsionarnykh turbin v bloke s turbinnymi stupenyami: metodika i rezultaty eksperimentov. [Universal test bench for experimental studies of the aerodynamics of the exhaust and transition ducts of stationary turbines in block with turbine stages: methodology and results of experiments]. *Gazoturbinnyye tekhnologii.* 2015. № 7. S. 32–37. (rus.)
7. **Chernikov V.A., Semakina E.U., Baranova T.F.** Informatsionno-izmeritelnaya sistema aerodinamicheskogo stenda dlya issledovaniy potoka v protochnoy chasti otseka «stupen-diffuzor» i nekotoryye rezultaty ispytaniy na modeli moshchnoy gazovoy turbiny. [Information-measuring system of aerodynamic test bench for flow studies of compartment «turbine stage-diffuser» in turbine trakt, and some of the results of tests on a model of a powerful gas turbine]. *Energeticheskoye mashiny i ustanovki.* 2009. № 1. S. 24–32. (rus.)
8. **Lisyanskiy A.S., Rassokhin V.A., Semakina E.U., Chernikov V.A.** Optimizatsiya vykhodnogo patrubka TsND moshchnoy parovoy turbiny na baze eksperimentalnykh issledovaniy. [Optimization outlet LPC powerful steam turbine on the basis of experimental studies]. *Nauchno-tekhnicheskoye vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovaniye.* 2012. № 2 (147). T. 1. S. 48–56. (rus.)
9. **Ris V.V.** Rezultaty sotrudnichestva mezhkafedralnoy gruppy «Kompyuternoye modelirovaniye v gidrogazodinamike» s inzhiniringovym tsentrom «Teploenergoservis-SP» v 2004–2007 g. [Results interdepartmental cooperation group «Computer modeling in fluid dynamics» to the engineering center «Teploenergoservis-SP» in 2004–2007]. *Tezisy doklada na vserossiyskoy konferentsii po parovym i gazovym turbinam. g. Yekaterinburg, 2007.* S. 31–32.
10. **Goldsteyn M.Ye.** Aeroakutika. [Aeroacoustics]. M.: Mashinostroyeniye, 1981. 294 p. (rus.)

AUTHORS

SEMAKINA Elena U. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.* Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: g.semakinalena@gmail.com

CHERNIKOV Viktor A. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.* 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: chern@pef.spbstu.ru 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: chern@pef.spbstu.ru

SUKHANOV Aleksandr I. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.* 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: alesuhanov@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 15.06.2016.