

УДК 621.165

О возможных путях повышения мощности, надежности и экономичности газотурбинных установок

А.Е. Зарянкин¹, Е.Ю. Григорьев², Д.Е. Бузулуцкий³, П.С. Хазов²

¹ФГБОУВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»», г. Москва, Российская Федерация,

²ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
г. Иваново, Российская Федерация

³Филиал ОАО «Интер РАО» «Ивановские ПГУ», г. Комсомольск, Российская Федерация
E-mail: rvs@tren.ispu.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса: На протяжении последних двух десятилетий все турбостроительные фирмы мира при создании газотурбинных установок стремятся поднять показатели экономичности их работы за счет повышения начальной температуры перед газовой турбиной. В настоящее время данный путь имеет ограничение, так как для дальнейшего повышения температуры (более 1600°C) требуется использование новых дорогостоящих материалов и новых технологий охлаждения проточной части (например, паровое охлаждение). Другим способом повышения мощности и экономичности работы ГТУ является использование более совершенных диффузоров в системах выхлопных патрубков для снижения давления за последней ступенью турбомшины. В связи с этим в настоящее время актуальны работы, связанные с уменьшением потерь энергии на выходе из турбины за счет использования диффузорных систем.

Материалы и методы: Исследование течений в диффузорных каналах осуществлено экспериментальным путем на физических моделях с применением современных средств измерений.

Результаты: Описаны традиционные способы повышения мощности и экономичности газовых турбин, указаны их недостатки. Предложены инновационные пути повышения технико-экономических параметров за счет использования более совершенных диффузоров. Дан анализ проблемных вопросов использования диффузоров в выхлопных патрубках газовых турбин.

Выводы: Представленные результаты показывают, что наиболее естественным способом повышения экономичности и мощности ГТУ, как новых, так и существующих, является использование широкоугольных диффузоров с большими степенями расширения в системах выхлопных патрубков, что позволит решить сложную задачу по уменьшению вибрации стенок диффузоров, вызванной недопустимым уровнем пульсаций давления рабочих сред при течении их в каналах.

Ключевые слова: газотурбинная установка, турбомшина, аэродинамика, выхлопной патрубок, диффузор, пульсации давления, вибронадежность.

Possible ways of improving capacity, reliability and economic efficiency of gas turbines

A.E. Zaryankin¹, E.Yu. Grigoryev², D.E. Buzulutskii³, P.S. Hazov²

¹National research university «MPEI», Moscow, Russian Federation

²Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation

³The branch of «Inter RAO» «Ivanovo CCGT», Komsomolsk, Russian Federation

E-mail: rvs@tren.ispu.ru

Abstract

Background: Over the past two decades, all turbine construction companies of the world have been trying to improve the efficiency of gas turbine units (GTU) by increasing the initial temperature before the gas turbine. Currently, this method has certain limitations as further increase in the temperature (more than 1600°C) requires the use of new expensive materials and new technologies of steam pass cooling (e.g. steam cooling). Another way to increase the capacity and efficiency of gas turbines is the use of more sophisticated diffusers in exhaust pipe systems to reduce the pressure at the exit of the last stage of a turbomachine. Therefore, it is now urgent to study the ways to reduce energy losses at turbine exit by using diffuser systems.

Materials and methods: The study of diffuser flows was conducted experimentally on physical models with the use of modern measurement tools.

Results: The paper describes conventional ways of increasing capacity and efficiency of gas turbines and their defects. The authors suggest innovative methods of increasing the described technical and economic parameters by applying superior diffusers. The paper represents analysis of problem areas of using diffusers in gas turbine exhaust pipes.

Conclusions: These results demonstrate that the most natural way to improve the efficiency of gas turbines and capacity of both new and existing steam-gas units is the use of wide-angle large expansion diffusers in the exhaust pipe systems. It implies that wide-angle diffusers installed in gas turbine exhaust pipes can help reduce the vibration of diffuser walls caused by unacceptable levels of pressure fluctuations in the flow of the working media in diffuser channels.

Key words: gas turbine, turbomachine, aerodynamics, exhaust pipe, diffuser, pressure pulsations, vibration reliability.

Традиционные пути увеличения мощности, экономичности ГТУ. Рассматривая проблему повышения экономичности газотурбинных установок открытого типа, следует отметить, что эта проблема может быть решена как за счет повышения аэродинамического совершенствования основного оборудования указанных установок (компрессор, камера сгорания, газовая турбина), так и за счет совершенствования их тепловых схем (многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением, многоступенчатое расширение рабочего тела в газовой турбине и регенерация теплоты уходящих газов и пр.), а также изменением параметров цикла (наибольшее влияние оказывает температура перед газовой турбиной T_3) [1].

Однако при всей актуальности обозначенной проблемы ее даже частичное решение в части дальнейшего повышения экономичности газовых турбин представляет исключительно сложную задачу.

Например, традиционные пути повышения экономичности и надежности проточных частей мощных энергетических газовых турбин практически себя исчерпали. КПД их проточных частей достигает 91–92 %, что вплотную приблизило указанные значения к теоретически возможным величинам [2].

Регенерация теплоты традиционно используется в стационарных газотурбинных установках малой мощности в первую очередь на газоперекачивающих станциях [3].

На тепловых электрических станциях вместо охлаждения и подогрева воздуха в регенераторе было реализовано использование теплоты выходных газов ГТУ для генерации пара в котлах-утилизаторах в целях дальнейшего использования электрической энергии в паротурбинном цикле [1]. Однако и в этом случае остаются скрытые резервы для использования регенерации теплоты уходящих газов в цикл ГТУ перед сбросом в котел-утилизатор (подобная схема обоснована в [4]).

К сожалению, не нашли широкого применения в практике строительства мощных газотурбинных установок и схемы с многоступенчатым сжатием и расширением рабочего тела, в первую очередь, из-за резкого усложнения схемы установки и, как следствие, ее удорожания, хотя такие установки имели место быть в Советском Союзе (например, на Ивановской ГРЭС достаточно долго успешно велось эксплуатирование ГТУ-100-750-2 ЛМЗ мощностью 100 МВт). Однако, в первую очередь, из-за низких значений температур рабочей среды перед газовой турбиной ($t_3 = 750^\circ$) КПД этой установки, в сравнении с современными высокотемпературными газовыми турбинами, был довольно невысоким – на уровне 28 %.

Стремление повысить начальную температуру связано, в первую очередь, с выигрышем в экономичности, который это повышение дает.

Подобная тенденция наблюдается на всех создаваемых ГТУ (рис. 1), и, в общем-то, температура 1350–1400 °С считается уже «стандартной». В настоящее время уже есть промышленные образцы с начальной температурой 1600 °С (и даже 1700 °С), например ГТУ фирмы Mitsubishi M701J мощностью 470 МВт.

Однако использование таких температур привело к необходимости использования дорогостоящих композитных жаропрочных материалов и разработки сложных систем охлаждения проточной части газовых турбин.

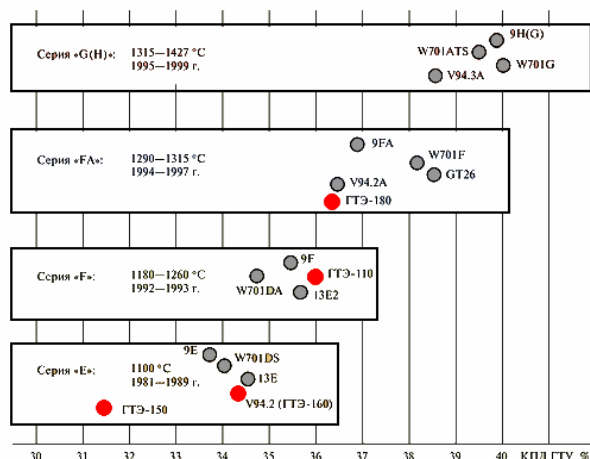


Рис. 1. Повышение КПД ГТУ в связи с ростом температуры перед газовой турбиной (обобщение ЛМЗ)

Дальнейшее повышение мощности и экономичности газотурбинных установок за счет роста начальной температуры в настоящее время довольно сильно сдерживается, в первую очередь, отсутствием новых жаропрочных материалов и их высокой стоимостью.

В этой связи наиболее перспективными с точки зрения повышения внутреннего относительного КПД газовой турбины и ее мощности являются разработки, связанные со снижением безвозвратных потерь кинетической энергии потока рабочих тел, покидающих последние ступени этих турбин (рис. 2) [5].

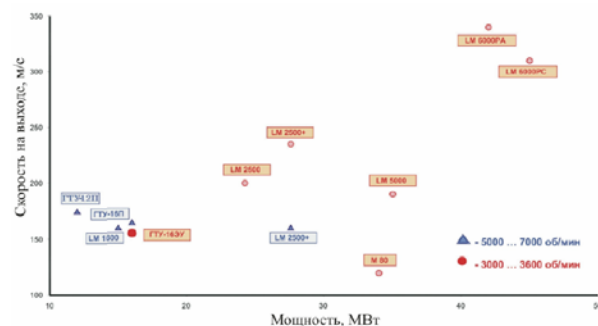


Рис. 2. Абсолютные скорости газов на выходе из последней ступени некоторых газовых турбин средней и малой мощности

Диффузоры в системе отвода рабочих сред из газовых турбин как естественный способ увеличения их экономичности и мощности. В газовых турбинах величина потерь ки-

нетической энергии за последней ступенью достигает 7–8 % от полезной мощности газотурбинной установки. Так, например, в ГТУ Siemens SGT5-4000F при расходе газа через последнюю ступень, равном $G = 656 \text{ кг/с}$, и осевой скорости за последней ступенью $C_{2z} = 250 \text{ м/с}$ ($M_z = 0,3$) эквивалентная мощность уходящего потока достигает 18 МВт (9 % от полезной мощности ГТУ).

Все турбостроительные фирмы мира проблеме снижения указанных потерь энергии уделяют особое внимание, пытаясь использовать кинетическую энергию уходящего потока на создание за последней ступенью высокого диффузорного эффекта (рис. 3, $p_1 < p_2$).

В результате использования кольцевых диффузоров (рис. 4, поз. 3) в выхлопных патрубках газовых турбин удалось преобразовать в потенциальную энергию до 50 % кинетической энергии потока, покидающего последние ступени этих турбин.

Оценить прирост мощности в турбине при использовании такого кольцевого диффузора можно по известному соотношению:

$$\Delta N_{0i} = G \frac{C_z^2}{2} (\zeta_n - \zeta_n^A) \eta_{0i}, \quad (1)$$

где G – расход рабочего тела за последней ступенью ГТУ; C_z^2 – скорость выхода рабочего тела из последней ступени в абсолютном движении; ζ_n – коэффициент полных потерь бездиффузорного патрубка; ζ_n^A – коэффициент полных потерь патрубка с диффузором; η_{0i} – внутренний относительный КПД проточной части.

Несложный расчет показывает, что для ГТУ Siemens SGT5-4000F прирост мощности составляет около 9 МВт (4,5% от полезной мощности ГТУ).

Отметим, что такие успехи были получены при использовании кольцевых диффузоров с умеренными углами раскрытия (в первую очередь α_1) и степенями расширения ($n = F_2/F_1$) (рис. 3,а). В настоящее время кольцевые диффузоры являются неотъемлемой частью системы выхлопа газотурбинной установки. Основные геометрические размеры используемых диффузоров в газотурбинных установках представлены в таблице [6].

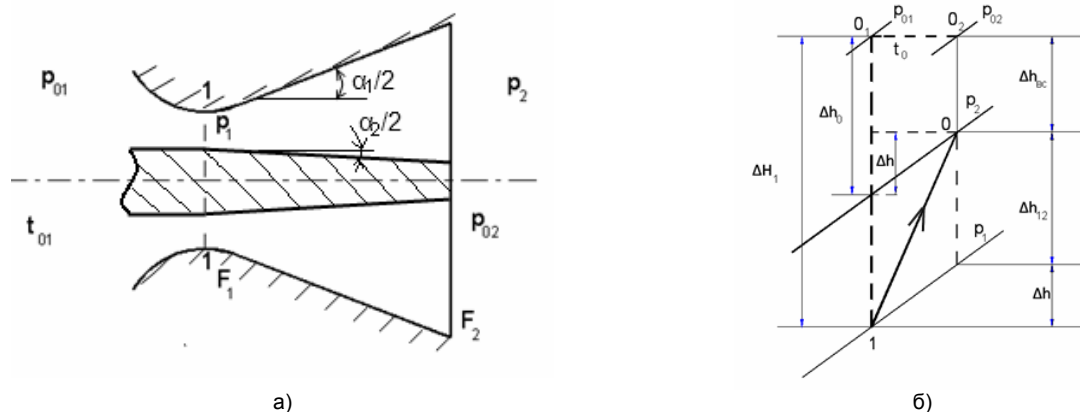


Рис. 3. Процесс преобразования энергии в кольцевом диффузоре (а) в h - s -диаграмме (б): F_1, F_2 – площади входного и выходного сечений; α_1, α_2 – углы раскрытия внешней и внутренней образующих; p_{01}, t_{01} – давления и температура полного торможения рабочей среды перед входным сечением в диффузор (сечение 1–1); p_1 – статическое давление во входном сечении диффузора; p_2 – статическое давление за диффузором; ΔH_1 – перепад энтальпий, эквивалентный кинетической энергии потока во входном сечении диффузора; Δh_0 – располагаемый перепад энтальпий на диффузор относительно давления в его выходном сечении; Δh – внутренние потери в диффузоре; Δh_{12} – кинетическая энергия потока, полезно преобразованная в потенциальную энергию; Δh_{bc} – потеря энергии с выходной скоростью из диффузора

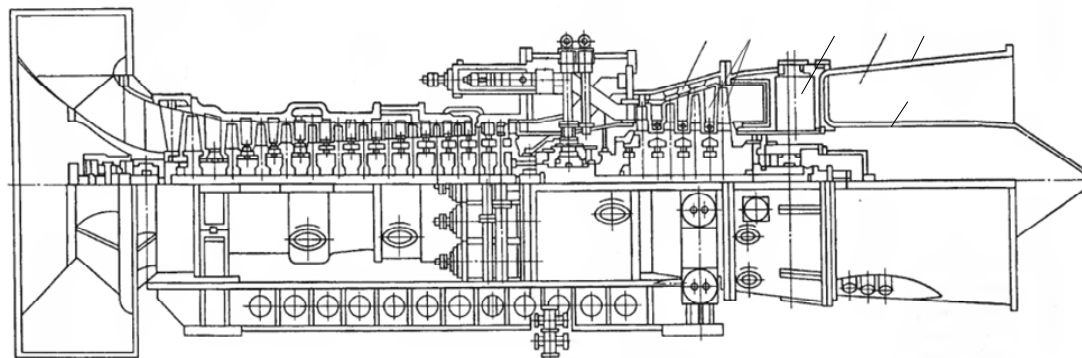


Рис. 4. Газотурбинная установка ГТЭ-150 ЛМЗ [2]: 1 – последняя ступень; 2 – газовая турбина; 3 – кольцевой осесимметричный диффузор; 4 – внутренний обвод диффузора 3; 5 – внешний обвод диффузора 3; 6 – профильная стойка

Геометрические размеры кольцевых диффузоров системы выхлопа газотурбинных установок

Фирма, газовая турбина	Число ступеней	Угол раскрытия внешней образующей диффузора, α_1	Угол раскрытия внут- ренней образующей, α_2	Степень рас- ширения, n
ABB GT8	3	-	-	2,06
ABB GT13E	5	-	-	2,68
GE LM 2500	6	6,5	0	1,71
GE MS6001B	3	8	0	1,88
GE MS 9001E	3	8	0	2
MAN-GHH FTS	4	6	0	1,97
FIAT TG3000		10	0	2,34
Ford 704		6	0	2,2
Alstom GT24	4	6	0	
Siemens SGT5-2000E	4	7	0	1,9
Siemens SGT5-3000E	4	7	0	1,81
Siemens SGT5-4000F	4	7	0	1,9
Westinghouse 701F	4	10,7	2,8	2,28
ЛМЗ ГТЭ-65	4	10	0	1,9
Mitsubishi M701F4	4	10	0	2

Как уже отмечено выше, в подобных диффузорах, с углом раскрытия внешней образующей $\alpha_1 = 7^\circ$ и степенью расширения, близкой к $n = 2$, возможно преобразовать до 50 % кинетической энергии потока, покидающего последние ступени газовых турбин. Еще больше снизить эти потери, как свидетельствуют экспериментальные данные (рис. 5) [7], возможно при увеличении степени расширения до $n = 3-4$, потери снижаются еще на 20–25 %. Однако при этом осевая длина такого диффузора увеличивается в 1,5–2 раза, а если учесть, что длина диффузора соразмерна с длиной самого газотурбинного агрегата (5–7 м), то ни о какой компактности ГТУ говорить не приходится. В общем-то, становится понятно, почему диффузоры с умеренными углами раскрытия (до 10°) и большими степенями расширения не нашли практического применения в турбостроении.

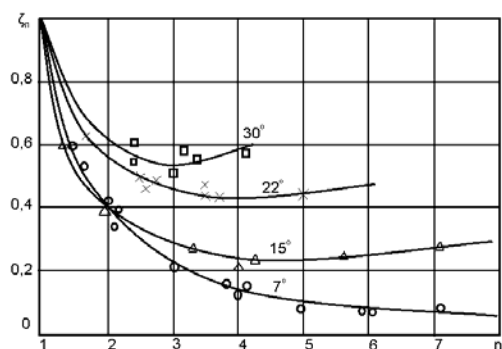


Рис. 5. Зависимость коэффициента полных потерь ζ_n в диффузоре от степени расширения n и угла раскрытия внешней образующей α

Однако резерв по снижению потерь в диффузорах газовых турбин все же есть (рис. 5). При переходе от использования диффузора с углом $\alpha_1 = 7^\circ$ и степенью расширения $n = 2$ к широкоугольному диффузору с углом $\alpha_1 = 15^\circ$ и степенью расширения $n = 4$ возможно получить выигрыш по снижению потерь почти на те же 20%, что и в случае с диффузором с углом $\alpha_1 = 7^\circ$ и $n = 4$. Использование такого диффузора в системе выхлопа ГТУ позволило бы

получить еще 2–2,5 % прироста мощности. Заметим, что переход к широкоугольному диффузору не ведет к увеличению осевой длины системы выхлопа и всей ГТУ в целом.

Не менее интересна и возможность использования широкоугольного диффузора с углом раскрытия $\alpha_1 = 15^\circ$ и степенью расширения $n = 2$. Здесь (рис. 5) значение коэффициента полных потерь энергии практически такое же, как и для базового диффузора с углом $\alpha_1 = 7^\circ$ и $n = 2$, т. е. экономичность работы такого отсека не изменится, однако удастся получить существенный выигрыш в уменьшении осевой длины ПТУ.

Попробуем далее разобраться с вопросом сознательного ограничения турбостроительными заводами углов раскрытия диффузоров, используемых в выхлопных патрубках ГТУ.

Влияние угла раскрытия и степени расширения диффузоров с прямолинейными стенками на уровень динамических нагрузок на эти стенки. Модель для физических исследований представлена на рис. 6 (более подробно см. [8]).

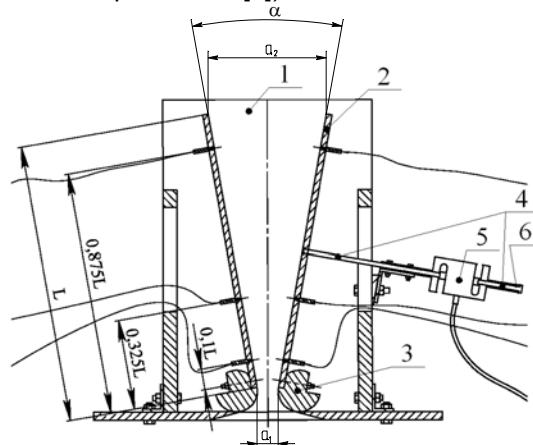


Рис. 6. Схема рабочей части установки для исследования плоских диффузоров

На стенке 2 плоского диффузора были установлены датчики давления фирмы KULITE SEMICONDUCTOR США таким образом, чтобы

вдоль диффузора можно было измерить мгновенные значения давлений, величину пульсаций давлений и частотный спектр.

Проведенные измерения показали, что основная область генерации пульсаций давления в диффузоре располагается непосредственно в его входном сечении, где амплитуда пульсаций в этой области при всех углах раскрытия имеет максимальную величину.

Осциллограммы пульсаций давлений и соответствующие им спектрограммы, полученные в различных сечениях диффузоров с углом раскрытия $\alpha = 7^\circ$ и $\alpha = 15^\circ$ (рис. 7, 8), наглядно подтверждают сказанное.

Проведенные измерения динамических нагрузок на стенки диффузора показали, что, по сравнению с безградиентными каналами, эти нагрузки при угле $\alpha = 7^\circ$ увеличились в 12 раз, а при $\alpha = 15^\circ$ они выросли в 34 раза.

Представленные результаты показывают, что для обеспечения вибрационной надежности газотурбинных диффузоров необходимо в первую очередь добиваться снижения величины пульсаций давлений в их проточных частях.

Проведенные исследования наглядно показывают, почему турбостроительные фирмы ограничивают значения углов раскрытия используемых кольцевых диффузоров. Однако работа и используемых диффузоров оставляет желать лучшего [9].

На практике традиционно принято бороться с вибрацией диффузоров выхлопных патрубков ГТУ путем повышения массы системы за счет установки дополнительных опор и увеличения толщины стенки диффузора. При этом борьба идет с самой вибрацией, а не причинами, ее вызывающими (высоким уровнем пульсаций давления в проточной части диффузора).

Необходимо понимать, что пульсации давления потока рабочей среды, вызванные особенностями течения в диффузорных каналах, при, как правило, дозвуковых скоростях потока в проточных частях турбомашин неизбежно передаются «вверх» по проточной части самой газовой турбины, что ведет к резкому ухудшению условий работы турбинных ступеней по условиям вибрационной надежности.

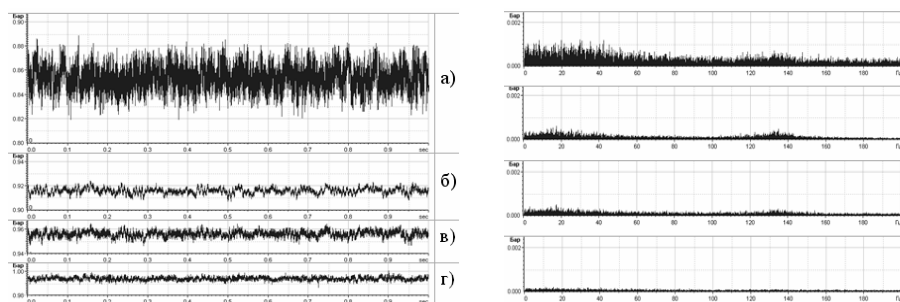


Рис. 7. Осциллограммы (слева) и спектрограммы (справа) пульсаций давления на стенке плоского 7° диффузора: а – на входе; б – $0,1L$; в – $0,325L$; г – $0,875L$

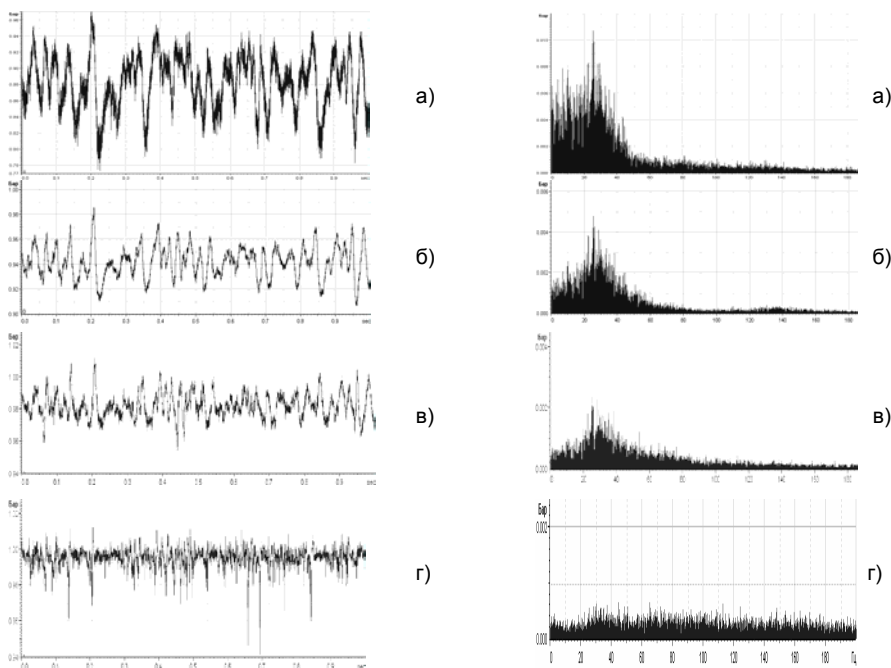


Рис. 8. Осциллограммы (слева) и спектрограммы (справа) пульсаций давления на стенке плоского 15° диффузора: а – на входе; б – $0,1L$; в – $0,325L$; г – $0,875L$

В [10] было убедительно показано, что пульсации давления потока, возникающие в патрубке турбомшины, отчетливо прослеживаются в проточной части самой турбомшины вплоть до 5-й ступени. Если учесть, что в газовых турбинах, как правило, 4 ступени (см. таблицу), то неизбежно пульсации давления, возникающие в выхлопных патрубках ГТУ, должны передаваться в камеру сгорания, способствуя возникновению такого явления, как пульсационное горение. К сожалению, это заключение является лишь предположением и убедительных доказательств на сегодняшний день не существует, исследования в этой области никем не проводились.

Заключение

Решение задачи по снижению величины пульсаций давления рабочих сред в кольцевых диффузорах ГТУ является крайне актуальным как для используемых в настоящее время диффузоров, хотя бы с точки зрения повышения показателей надежности, так и для широкоугольных диффузоров, которые открывают большие возможности по повышению показателей экономичности работы ГТУ.

Решить задачу снижения величины пульсации давления в диффузорах можно либо путем прямого воздействия на характер течения рабочей среды, либо снижением влияния пульсаций давления за счет установки вблизи внутренней поверхности внешнего обвода кольцевого диффузора специальных аэродинамических демпферов, обеспечивающих гашение пульсаций давления в пристеночной области течения.

Список литературы

1. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб. пособие для вузов / под ред. С.В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2006. – 584 с.
2. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Паровые и газовые турбины для электростанций: учеб. для вузов. – М.: Изд-во МЭИ, 2008. – 560 с.
3. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В. Энергосберегающие технологии утилизации тепла уходящих газов приводных ГТУ. – М.: Машиностроение, 2011. – 214 с.
4. Хлебников Д.А. Разработка и исследование ПГУ с регенеративным подогревом воздуха: дис. ... магистр техн. наук. – М., 2012. – 127 с.
5. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2008.
6. Черников В.А., Семакина Е.Ю. Аэродинамические характеристики выходного диффузора стационарной газовой турбины при различных режимах ее работы // Энергетические машины и установки. – 2009. – № 2. – С. 42–48.

Зарянкин Аркадий Ефимович,
ФГБОУВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: zariankinay@mpei.ru

7. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.
8. Новые методы стабилизации течения в плоских, конических, кольцевых диффузорных каналах турбомашин / А.Е. Зарянкин, Е.Ю. Григорьев, В.В. Носков и др. // Вестник ИГЭУ. – 2012. – Вып. 5. – С. 5–10.
9. Алексеев М.А., Ермолаев В.В., Будаков И.В. Первые результаты эксплуатации двигателя ГТД-110 НПО «Сатурн» в составе ПГУ-325 // Тез. докл. LVI науч.-техн. конф. «Применение газотурбинных технологий в энергетике и промышленности». – Пермь, 2009. – С. 131–135.
10. Яблоков Л.Д. Измерение и исследование периодически пульсирующих потоков турбомашин: дис. ... канд. техн. наук. – М., 1970. – 194 с.

References

1. Tsanev, S.V., Burov, V.D., Remezov, A.N. *Gazoturbinnye i parogazovye ustanovki teplovykh elektrostantsiy* [Gas turbine and combined-cycle power units of thermal power plants: university study guide]. Moscow, Izdatel'stvo MEI, 2006. 584 p.
2. Trukhniy, A.D., Lomakin, B.V. *Parovye i gazovye turbiny dlya elektrostantsiy* [Steam and gas turbines for power plants: university textbook]. Moscow, Izdatel'stvo MEI, 2008. 560 p.
3. Piraliashvili, Sh.A., Veretennikov, S.V. *Energoberegayushchie tekhnologii utilizatsii tepla ukhodyashchikh gazov privodnykh GTU* [Energy-saving technologies of heat recovery of exhaust gases of drive gas turbine units]. Moscow, Mashinostroyeniye, 2011. 214 p.
4. Khlebnikov, D.A., *Razrabotka i issledovanie PGU s regenerativnym podogrevom vozdukhа*. Diss. magistra tekhn. nauk [Development and research of combined cycle power plants with regenerative air preheating: a master's thesis]. Moscow, 2012. 127 p.
5. Inozemtsev, A.A., Nikhamkin, M.A. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok* [Basics of aircraft engines and power plant design]. Moscow, Mashinostroyeniye, 2008.
6. Chernikov, V.A., Semakina, E.Yu. Aerodinamicheskie kharakteristiki vykhodnogo diffuzora statsionarnoy gazovoy turbiny pri razlichnykh rezhimakh ee raboty [Aerodynamic characteristics of exhaust diffusers of a stationary gas turbine in different modes of operation]. *Energeticheskie mashiny i ustanovki*, 2009, no.2, pp. 42–48.
7. Deych, M.E., Zaryankin, A.E. *Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnykh patrubkov turbomashin* [Gas dynamics of diffusers and turbine exhaust duct]. Moscow, Energiya, 1970. 384 p.
8. Zaryankin, A.E., Grigor'ev, E.Yu., Noskov, V.V. *Novye metody stabilizatsii techeniya v ploskikh, konicheskikh, kol'tsevykh diffuzornykh kanalakakh turbomashin* [New methods of flow stabilization in flat, conic and annular diffuser ducts of turbines]. *Vestnik IGEU*, 2012, no. 5, pp. 5–10.
9. Alekseev, M.A., Ermolaev, V.V., Budakov, I.V. *Per-vye rezul'taty ekspluatatsii dvigatelya GTD-110 NPO «Saturn» v sostave PGU-325* [First exploitation results of motor GTD-110 by Scientific Development and Production Association «Saturn» as part of combined cycle power units-325]. *Tezisy dokladov LVI nauchno tekhnicheskoy konferentsii «Primenenie gazoturbinnnykh tekhnologiy v energetike i promyshlennosti»* [Abstracts of the LVIth science and technology conference «Applying combined cycle power unit technologies in power engineering and manufacturing»]. Perm', 2009, pp. 131–135.
10. Yablokov, L.D. *Izmerenie i issledovanie periodicheskoi pul'siruyushchikh potokov turbomashin*. Diss. kand. tekhn. nauk [Determining and studying of periodical pulsed floatation in turbines. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 1970. 194 p.

Григорьев Евгений Юрьевич,
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
старший преподаватель кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

Бузулуцкий Дмитрий Евгеньевич
Филиал ОАО «Интер РАО» «Ивановские ПГУ»,
заместитель начальника КТЦ,
e-mail: Buzuluckiy-DE@ivpgu.ru

Хазов Павел Сергеевич,
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
студент,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru