

---

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТРАКТОВ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ НА ВСАСЫВАНИИ И ВЫХЛОПЕ В ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**Е.Н. Власов, В.К. Мамаев, Э.А.М. Мендес**

Кафедра теплотехники и тепловых двигателей

Инженерный факультет

Российский университет дружбы народов

*ул. Орджоникидзе, 3, Москва, Россия, 115419*

Рассматриваются основные направления совершенствования всасывающих и выхлопных трактов газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях. Анализируются результаты экспериментальных исследований, даны выводы и рекомендации.

**Ключевые слова:** газовая турбина, аэродинамический шум, всасывающий тракт, выхлопной тракт, уровень звуковой мощности.

Снижение шума газотурбинных газоперекачивающих агрегатов (ГПА) является одной из наиболее остро стоящих задач в области охраны труда на компрессорных станциях (КС). В рамках решения данной задачи создание эффективных систем шумоглушения аэродинамического шума на всасывании и выхлопе газотурбинных ГПА приобретает особое значение в силу следующих обстоятельств:

— шум всасывания и выхлопа газовой турбины повышает общий уровень шума на рабочих местах, превышение которого по маршруту обслуживания газотурбинных ГПА составляет 10—18 дБ [1];

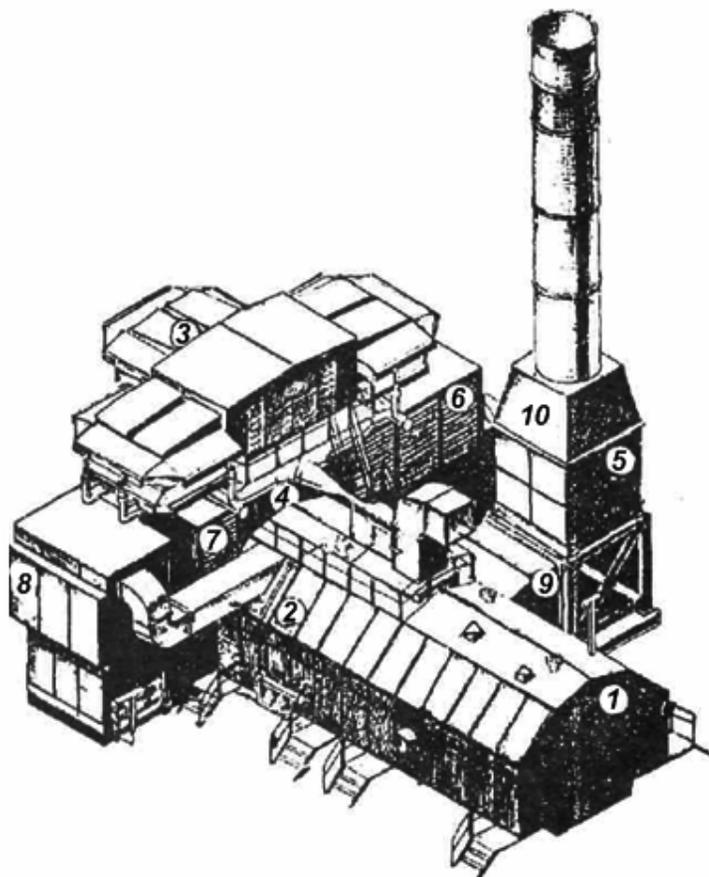
— шум всасывания и выхлопа газотурбинной установки (ГТУ) является доминирующим на расстояниях 500—1000 м от компрессорных станций, оснащенных агрегатами с газотурбинным приводом, т.е. в районах возможного расположения жилых застроек, и при наличии штатных средств шумоглушения превышает допустимые по санитарным нормам значения на 5—10 дБ [1].

Одним из основных физических источников звуковых колебаний, распространяющихся по трактам всасывания и выхлопа, являются переменные аэродинамические силы, возникающие в результате взаимодействия нестационарного потока рабочей среды с лопаточными аппаратами. Нестационарность потока в относительном движении порождается неравномерностью течения рабочей среды в турбомашинах.

В результате разработки новых газоперекачивающих агрегатов предприятиями военно-промышленного комплекса появилась возможность внедрять эффективные системы шумоглушения на стадии проектирования и изготовления опытных образцов ГПА. Это значительно облегчает задачу создания малозумных агрегатов, поскольку позволяет осуществлять оптимальный выбор и располагать средства шумоглушения в соответствии с его акустическими и конструктивными особенностями, в отличие от случая внедрения дополнительных мероприятий по снижению шума на уже действующих газоперекачивающих агрегатах, оснащенных малоэффективными средствами шумоглушения.

Созданные НПО «Искра» (Пермь) агрегаты ГПА-12 «Урал» могут служить своего рода примером внедрения эффективных систем шумоглушения на стадии изготовления опытных образцов.

На рисунке 1 показан общий вид ГПА-12 «Урал».



**Рис. 1.** Общий вид ГПА-12 «Урал»:

- 1 — кожух нагнетателя; 2 — кожух турбоагрегата; 3 — воздухоочистительное устройство;
- 4 — шумоглушитель всасывания; 5 — шумоглушитель выхлопа; 6 — маслоохладитель нагнетателя; 7 — маслоохладитель двигателя; 8 — блок вентиляторов;
- 9 — утилизационный теплообменник; 10 — диффузор выхлопа

Рассмотрим шумовые характеристики газоперекачивающих агрегатов, например, широко применяющийся в газовой промышленности ГПА-У-16 «Урал». Шумовая характеристика ГПА в сборе (общая) является энергетической суммой шумовых характеристик внешних источников шума ГПА и используется в качестве исходного показателя для расчета распространения шума от КС на местности.

Шумовые характеристики процессов всасывания и выхлопа ГПА-У-16 «Урал», созданного на базе авиационного двигателя ПС-90, приведены в табл. 1 [2]. Шумовые характеристики процесса всасывания используются для акустических расчетов распространения шума на территории КС, выхлопа — в основном для экологических расчетов на расстоянии свыше 1000 м.

Таблица 1

Шумовая характеристика ГПА-У-16	Уровень звуковой мощности (дБ) в октавных полосах частот, Гц									Уровень звуковой мощности по шкале А, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Общая	126	125	125	120	116	115	116	115	111	123
На всасывании	104	102	103	97	97	94	95	98	94	109
На выхлопе	119	117	121	116	114	110	115	111	104	118
Технологическая обвязка нагнетателя	123	122	121	118	115	120	118	113	107	125
Нагнетатель	105	103	98	97	107	104	106	102	94	111

Как видно из табл. 1, уровень звуковой мощности ГПА значительно превышает санитарные нормы и на всасывании, и на выхлопе.

Тракт всасывания (рис. 2) и выхлопа газотурбинной установки является одним из основных элементов конструкции газоперекачивающего агрегата и включает в себя участки различной конструкции:

— всасывающий тракт: воздухоочистительное устройство, шумоглушитель всасывания, воздухозаборная камера, входной конфузор;

— выхлопной тракт: участки трубопроводов различной длины и диаметров, поворотов потока, участки расширения и сужения тракта, шумоглушитель выхлопа, утилизационный теплообменник и т.д.

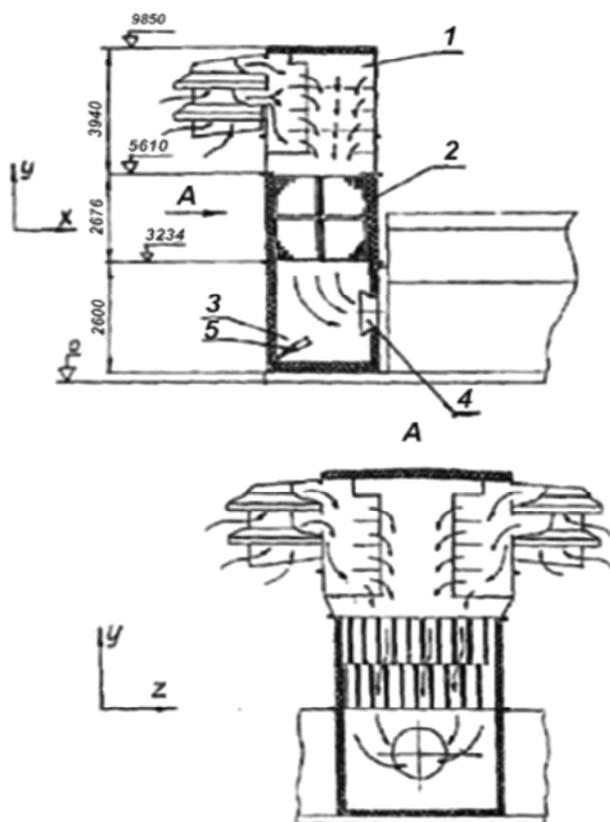


Рис. 2. Схема расположения глушителя во всасывающем тракте агрегата ГПА-12 «Урал»:

- 1 — воздухоочистительное устройство; 2 — шумоглушитель всасывания;
- 3 — воздухозаборная камера; 4 — входной конфузор; 5 — микрофон

Каждый из участков по-разному влияет на аэродинамическое сопротивление [3] тракта на всасывании и выхлопе и генерируемый шум.

Основные гидравлические сопротивления ГТУ оцениваются потерями полного давления: сопротивления на впуске  $\Delta P_{\text{ВХ}}$  фильтр (воздухоочиститель), глушитель, сопротивления камеры сгорания  $\Delta P_{\text{К}}$ , сопротивления в диффузорах между турбинами  $\Delta P_{\text{Т}}$ , сопротивления в переходных патрубках при повороте потока к выхлопной трубе  $\Delta P_{\text{П}}$  сопротивления на выходе  $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$  (диффузор, глушитель шума).

Разработана методика расчета [3] параметров ГТУ с помощью методов малых отклонений с учетом изменения потерь давления в газоздушном тракте. На примере показано, как изменится мощность и КПД ГТУ, предназначенных для ГПА-16 «Нева», «Урал» и «Волга» мощностью 16 МВт [4] от величины сопротивления на входе и выходе. Заводы-изготовители заявляют параметры ГТУ без учета сопротивлений. У рассматриваемых ГТУ  $\pi_{\text{К}} = 19\text{—}26$  и  $T_{\text{Г}} = 1395\text{—}1456$  К, а  $\eta_{\text{е}} = 0,36$ .

В том случае, если  $\Delta P_{\text{ВХ}} = 300$  мм в.с. и  $\Delta P_{\text{ВЫХ}} = 200$  мм в.с. на основании расчетной оценки [3] из-за сопротивлений на входе и выходе КПД уменьшается на 1,5%, а мощность — на 2,5%. Влияние сопротивлений тем меньше, чем выше температура газа перед турбиной.

Наиболее эффективным путем снижения потерь давления, повышения КПД и снижения шума является снижение скорости потока в элементах газоздушного тракта (воздухоочиститель, диффузор, камера сгорания, теплообменник, глушитель). Известно [5], что участок тракта длиной  $S$  и поперечного размера  $d$  генерирует звуковую энергию в зависимости от относительной протяженности тракта  $S/d$  и среднерасходной скорости  $V_{\text{ср}}$ .

Шум тракта протяженностью  $S/d = 10$  заполненного потоком газообразной рабочей среды с плотностью  $\rho = 1$  кг/м<sup>3</sup> и скоростью звука  $C = 340$  м/с, оценивается уровнями  $L_{\text{ВЫХ}}$  при скорости  $V_{\text{ср}}$ :

10 м/с	= 10 дБ;
25 м/с	= 42 дБ;
50 м/с	= 66 дБ;
100 м/с	= 90 дБ;
200 м/с	= 114 дБ.

Приведенные оценки совпадают с устоявшимися представлениями, что до скоростей  $V_{\text{ср}} \leq 20\text{...}30$  м/с поток субъективно оценивается как бесшумный.

Отметим, что расчетные уровни шума представляют оценку минимального шума течения в тракте, соответствующую равномерному потоку без высокоскоростных зон активного шумообразования. К примеру, область течения, характерная скорость в которой в пять раз выше среднерасходной, даже если ее объем составляет 0,01% общего объема тракта, генерирует почти в 40 раз больше звуковой энергии, чем весь остальной поток в тракте. Отсюда следует основная рекомендация по предотвращению турбулентного шумообразования собственно в рабочем канале. Она заключается в необходимости использования аэродинамически совершенных форм элементов тракта, обеспечивающих плавные изменения геометрии стенок. Необходимо избегать применения угловых поворотов и острых кромок внутренних элементов, вызывающих резкое возрастание местной скорости потока. Кро-

ме того, дополнительным источником шума могут быть участки тракта, где скорость потока превышает 30—35 м/с.

Шумоглушители-теплоутилизаторы (ШУТ) для ГПА являются эффективными устройствами, снижающими шум на выхлопе при сравнительно небольшом (2—3%) дополнительном сопротивлении, например, установлено [1], что использование ШУТ на ГПА-Ц-6,3 привело к потери мощности установки менее чем на 0,5%. В таблице 2 приведены основные показатели для ШУТ ГПА-12 «Урал» и ГПА-Ц-16.

Таблица 2

Показатель для ШУТ	ГПА-12 «Урал»	ГПА-Ц-16
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	12 500	15 000
Температура воздуха, °С:		
на входе в теплоутилизатор	40	40
на выходе из теплоутилизатора	110	110
Электрическая мощность привода вентилятора, кВт	3	3
Внутреннее аэродинамическое сопротивление каналов, Па	298	196
Тепловая мощность, МВт	2,01	2,58
Аэродинамическое сопротивление выхлопных газов ГПА, Па	217	225
Акустическая эффективность, дБА	11,5	12
Теплопроизводительность, ГДж/ч	2,55	3

Так как доля уровня звуковой мощности на выхлопе у ГПА серии «Урал» оказалась значительной (см. табл. 1), авторами [4] выполнены экспериментальные исследования возмущений газового потока на начальном участке выхлопного тракта ГПА-16-03 «Урал» (участок перехода от улитки ГТУ к выхлопному тракту ГПА) на компрессорной станции.

ГПА-16-03 «Урал» мощностью 16 МВт укомплектован газотурбинным приводом на базе авиационного двигателя ПС-90 (ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь). Тракт выхлопа предусматривает боковой отвод выхлопных газов из двигателя и имеет внутреннюю силовую оболочку из нержавеющей стали толщиной 6 мм и наружную теплоизоляцию (рис. 3).

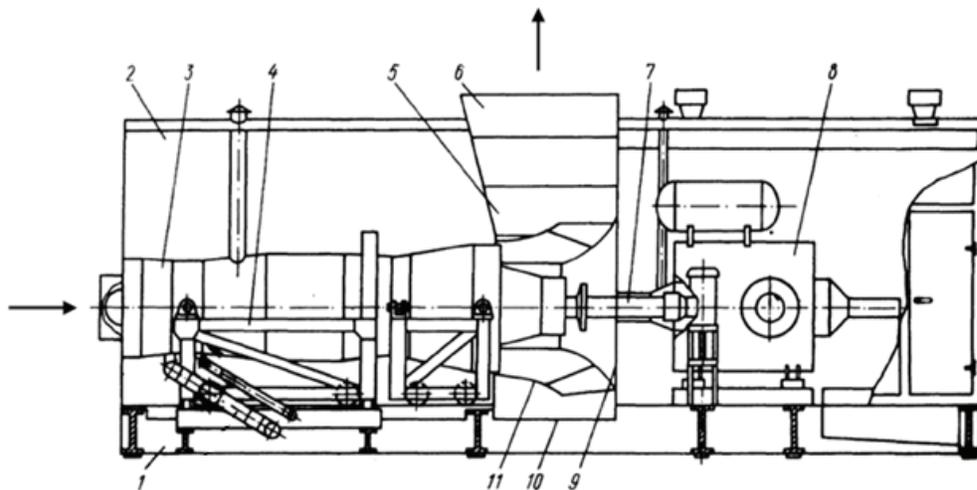
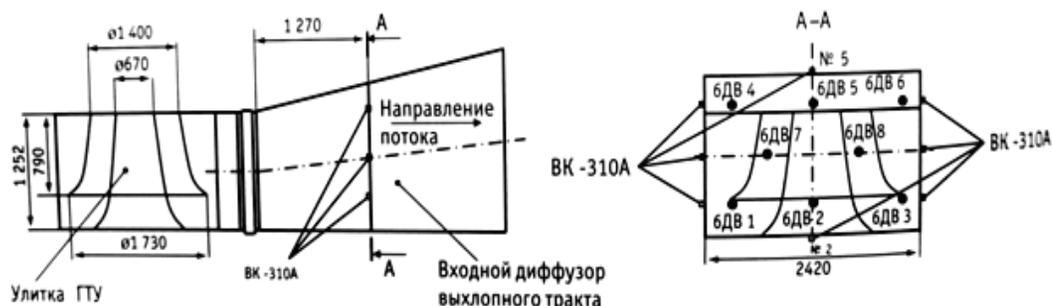


Рис. 3. Схема турбоблока ГПА-Ц-16 (двигатель ПС-90)

- 1 — рама; 2 — контейнер; 3 — приводной двигатель; 4 — подмоторная рама; 5 — улитка; 6 — переходник; 7 — муфта; 8 — нагнетатель; 9, 10 — стенки улитки; 11 — осерациальный диффузор выхлопного устройства двигателя

Для решения поставленной задачи было предусмотрено измерение динамического давления и вибраций стенки входного диффузора на входе в выхлопной тракт в восьми точках (параметры 6ДВ1-6ДВ8 и 1-8 ВК-310А). Схема расположения заборников давления и датчиков вибрации представлена на рис. 4.



**Рис. 4.** Схема расположения заборников давления и датчиков вибрации

Испытания проведены на трех режимах работы ПТУ, характеризующихся следующими значениями числа оборотов свободной турбины:  $n = 3770$ ; 4500 и 5000 об/мин. На каждом из этих режимов измерения производились четыре раза.

Для примера в табл. 3 приведены результаты измерений амплитуды колебаний давления (параметры 6ДВ2 и 6ДВ5) и величины виброускорений стенки входного диффузора (вибропреобразователь ВК-310А № 2, № 5) для максимального значения числа оборотов свободной турбины — 5000 об/мин.

Таблица 3

Номер датчика	Номер регистрации	Показания датчиков динамического давления, кПа	Виброускорение стенки, $m/s^2$
2	1	7,80	5,56
	2	6,74	5,14
	3	7,85	5,31
	4	7,53	5,22
5	1	100,26	5,61
	2	111,30	5,57
	3	111,65	5,56
	4	85,24	5,21

По результатам анализа проведенных измерений можно отметить следующее. Течение газа на входе в тракт выхлопа имеет неравномерный характер с возможным формированием вихревых структур.

С увеличением числа оборотов свободной турбины амплитуда колебаний давления существенно возрастает и при 5000 об/мин достигает  $\sim 100$  кПа в области измерения параметра 6ДВ5, при этом частота колебаний лежит в пределах от 10 до 15 Гц.

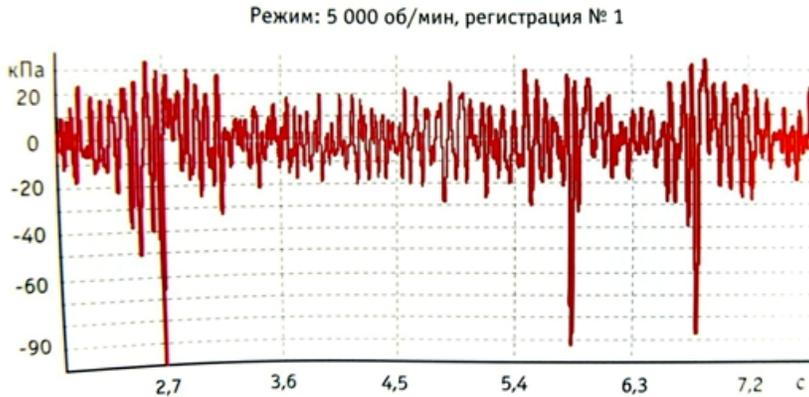


Рис. 5. Временная запись сигнала с датчика динамического давления № 5

На временной записи параметра 6ДВ5, представленной на рис. 5, можно отметить значительные увеличения амплитуды колебаний давления в отдельные моменты времени (2,7; 5,9 и 7с), которые превышают среднее значение амплитуды колебания давления в  $\sim 3\text{—}3,5$  раза. Такая повышенная нагрузка носит импульсный характер и может быть связана с прохождением вихрей в зоне установки датчика.

Динамика потока на входе в диффузор выхлопного тракта с отмеченными выше амплитудами и частотами колебаний давления определяется прежде всего сложной пространственной картиной течения в улитке, наличием вихревых зон и существенной неравномерностью параметров потока, которые проникают из улитки в начальный участок выхлопного тракта.

По результатам спектрального анализа (синхронной записи показаний датчиков колебания давления и датчиков виброускорений) стенки диффузора можно отметить совпадение частотных характеристик. Для иллюстрации процессов колебания газа и стенки на рис. 6—7 приведены результаты спектрального анализа параметров 6ДВ2 и 6ДВ5 и соответствующая спектрограмма виброускорения стенки в этой области (частотный диапазон с максимальными значениями амплитуд), которые показывают, что колебания газа приводят к вынужденным колебаниям стенки с такой же частотой.

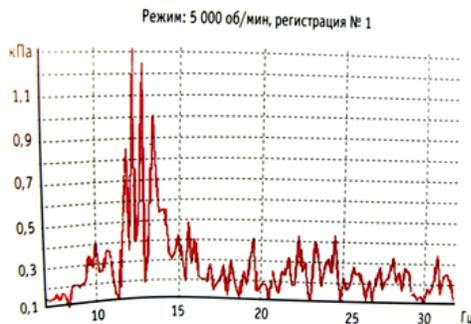


Рис. 6. Спектр с датчика динамического давления № 5

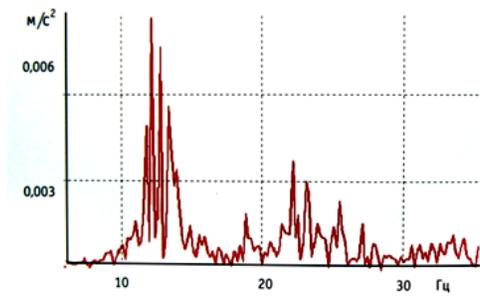


Рис. 7. Спектр с датчика вибрации № 5

В таблице 4 приведены сводные данные по измеренным колебаниям давления газа и виброускорениям стенки диффузора. Здесь же приведены полученные путем соответствующей обработки сигнала величины виброскорости и виброперемещений стенки, а также величины частот колебаний газа и стенки при максимальных значениях амплитуд.

Таблица 4

Частоты вращения свободной турбины ПТУ, об/мин.	Колебания давления, кПа	Виброускорение стенки, м/с <sup>2</sup>	Виброскорость, мм/с	Виброперемещение стенки, мкм	Частота максимальной амплитуды колебаний, Гц
3770	<=10	<=2,5	<=2,5	<=60	~12
4500	<=36	<=4,5	<=5,0	<=180	~12,5
5000	<=110	<=6,0	<=12	<=350	~13

В испытанной конструкции имеет место существенная неравномерность потока в трактах, характеризующаяся колебаниями давления газа с амплитудой до 110 кПа и частотой от 10 до 15 Гц.

При испытаниях ряда ГПА имели место значительные деформации отдельных элементов конструкции входного участка выхлопного тракта, вплоть до нарушения их целостности.

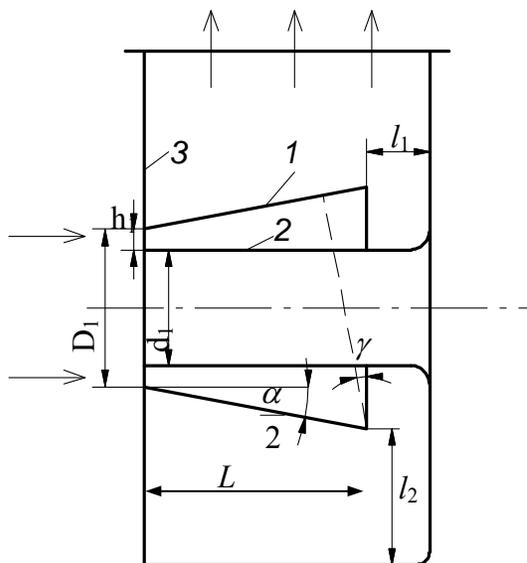
Одной из возможных причин повышенных деформаций является неравномерность динамической нагрузки на элементы конструкции, которая определяется сложным пространственным характером течения с наличием вихревых зон и колебаний давления на участке перехода от улитки ГТУ к выхлопному тракту ГПА.

В исследованной конструкции газовыходного устройства (ГВУ) использовался радиально-осевой диффузор. Такой тип ГВУ позволяет иметь минимальную длину установки. В диффузоре устанавливаются направляющие лопатки, выполненные в виде кольцевых пластин, разбивающие площадь кольца на равномерные участки.

Известно [7], что ГВУ с осекольцевым диффузором обеспечивает наименьшие потери из всех улиточных ГВУ. На основании экспериментальных исследований авторов [6] предлагается попытка конструктивного решения с целью повышения эффективности и снижения шума ГВУ, заключающаяся в использовании ГВУ с осекольцевым диффузором. Выполнены расчетные проработки с использованием экспериментальных сведений [8] по оценке возможности использования ГВУ с осекольцевым диффузором для авиационного двигателя ПС-90.

На рисунке 8 показана схема ГВУ со сборным кожухом и осекольцевым диффузором.

При установке такого ГВУ за последней ступенью ГТД исходным параметром для проектирования ГВУ является втулочное отношение  $\bar{d} = d_1/D_1$ . При проектировании улиточного ГВУ с осекольцевым диффузором основное внимание должно быть обращено на правильный выбор двух параметров: расстояние  $l_1$  между выходной плоскостью диффузора и задней стенкой сборного кожуха, радиального размера  $l_2$ .



**Рис. 8.** Схема ГВУ со сборным кожухом и осекольцевым диффузором:  
 1 — осекольцевой диффузор; 2 — поворотный экран (обтекатель);  
 3 — сборный кожух

Диффузоры этих ГВУ имеют размеры, близкие к оптимальным. Их степень расширения  $n \approx 2,2$ , коэффициент полных потерь  $0,25 \dots 0,4$ . Для всех ГВУ зоне минимальных потерь соответствует примерно одинаковое значение  $\bar{l} = l_1/h_1 = 2,2$ .

Таким образом, улучшение аэродинамических характеристик ГВУ достигается подбором оптимального осевого расстояния  $\bar{l}_1$ .

Очевидно, что изменения  $\bar{l}_1$  можно достичь не только перемещением задней стенки кожуха, но и за счет изменения длины самого диффузора. Исследования показали, что уменьшение  $\bar{l}_1$  путем сокращения длины диффузора нецелесообразно (если это не диктуется острой необходимостью сокращения осевых габаритов ГВУ).

Например, при  $\bar{d}_1 = 0,6$  и  $n = 2,2$  ГВУ с коротким диффузором ( $\bar{L} = L/D_1 \approx 1$ ) на  $10 \dots 15\%$  хуже, чем с длинным ( $\bar{L} \approx 1,6$ ). В случае необходимости уменьшения осевых габаритов ГВУ рекомендуется допускать увеличение угла его раскрытия  $\alpha/2$  до  $18^\circ$  при неизменной степени расширения диффузора.

Повышение относительного радиального размера  $\bar{l}_2 = l_2/h_1$  дает максимальное снижение потерь в диапазоне  $\bar{l}_1 = 3 \dots 3,5$ , а минимальное снижение при  $\bar{l}_1 = 2,2$ . Например, при  $\bar{d}_1 = 0,6$ ,  $n = 2,2$  и  $\bar{l}_1 = 3,5$  увеличение  $\bar{l}_2$  с  $1,0$  до  $3,0$  снижает коэффициент полных потерь с  $0,77$  до  $0,39$  (т.е. в два раза). В то же время при прочих равных условиях, но при  $\bar{l}_1 = 2,2$  коэффициент полных потерь падает с  $0,62$  до  $0,49$  (т.е. менее чем в  $1,3$  раза).

Существенной мерой снижения потерь в рассматриваемых ГВУ является применение косоугольного среза диффузора (штриховая линия на рис. 8). В этом случае поток после диффузора в верхней части заполняет большую часть проходной площади выходного сечения ГВУ. При этом улучшается взаимодействие потока со сборным кожухом. По рекомендациям [7] оптимальным углом среза следует считать угол 15...20°.

Таким образом, возможно сделать следующие выводы.

Шум всасывания и выхлопа ГПА существенно влияет на общий уровень шума на рабочих местах и является доминирующим на расстояниях 500—1000 м от компрессорных станций, т.е. в районах возможного расположения жилых застроек.

Для предотвращения шумообразования в трактах всасывания и выхлопа ГПА необходимо использовать аэродинамически отработанные формы канала, местные скорости потока в нем не должны превышать 30—50 м/с.

Исследования показали, что необходимо провести аэродинамическое совершенствование конструкции осерадиального диффузора выхлопного устройства двигателя совместно с переходной улиткой с целью снижения гидравлических потерь, повышения экономичности и снижения шума.

Выполнена расчетная проработка с использованием экспериментальных сведений по оценке возможности применения ГВУ с осекольцевым диффузором для авиационного двигателя ПС-90 вместо применяемого радиально-осевого диффузора.

Основное направление в повышении эффективности глушителей шума ГПА на всасывании и выхлопе состоит в использовании средств шумоглушения комбинированного типа, включающих в себя элементы звукопоглощения и звукоизоляции, размещенные в газовоздушных трактах; применение модулей глушения аэродинамически совершенной формы, способствующих одновременно повышению экономичности и экологичности агрегата.

Рассмотренные шумоглушители-теплоутилизаторы обладают достаточной для воздушного таплогоснабжения КС теплопроизводительностью, значительной акустической эффективностью и небольшим аэродинамическим сопротивлением.

Комплексное решение двух проблем утилизации теплоты выхлопных газов ГПА с одновременным снижением шума установок позволяет получить значительный не только экономический, но и социальный эффект при минимальных энергетических и материальных затратах.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Терехов А.Л. Исследования и снижение шума на компрессорных станциях магистральных газопроводов. — М.: И РЦ Газпром, 2002.
- [2] Терехов А.Л., Власов Е.Н. Снижение шума на компрессорных станциях в газовой промышленности. — М.: Типография Новости, 2005.
- [3] Архипова Е.А., Барский И.А., Быкова И.А. Влияние сопротивлений на входе и выходе из ГТУ компрессорных станций на их мощность и экономичность // Транспорт и подземное хранение газа. — 2008. — № 3.

- [4] *Микаэлян Э.И.* Требования к эксплуатационной пригодности ГТУ ГПА // Газотурбинные технологии. — 2004. — № 1.
- [5] *Ландау Л.Д., Лившиц Е.М.* Гидродинамика. — М.: Наука, 1988.
- [6] *Сальников А.Ф., Кац И.Р., Погребнова О.В., Челыгин А.В., Мокшанов В.В.* Экспериментальное исследование возмущений газового потока на начальном участке выхлопного тракта ГПА // Транспорт и подземное хранение газа. — 2006. — № 1.
- [7] *Дейч М.Е., Зарянкин А.Е.* Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. — М.: Энергия, 1970.
- [8] *Захаров А.М., Булыгин П.А., Райкин Л.И., Петров А.П., Позолотин А.К.* Воздухоприемные и газовыпускные устройства быстроходных газотурбинных судов. — Л.: Судостроение, 1977.

## **IMPROVEMENT OF TRACT PUMPING UNITS INTAKE AND EXHAUST GAS INDUSTRY**

**E.N. Vlasov, V.K. Mamaev, E.A.M. Mendez**

Department of Department of Heat Engineering and Heat Engines  
Engineering Faculty  
People's Friendship University of Russia  
*Ordzhonikidze str., 3, Moscow, Russia, 115419*

In clause (article) the basic directions of perfection of soaking up and exhaust pathes gas pumping over units at compressor stations are considered. Results of experimental researches are analyzed; the appropriate conclusions and recommendations are given.

**Key words:** the gas turbine, the aerodynamic noise, which is soaking up a path, exhaust path, level of sound capacity.