

следствие, к возрастанию степени регенерации (таблица 1). Сравнение эффективности применения различных дефлекторов показывает преимущество решетки длинных дефлекторов, имеющей одинаковые отношения площади проходного сечения на входе к площади проходного сечения на выходе в каждом междефлекторном канале. Как видно из таблицы 1, установка решетки длинных дефлекторов приводит по сравнению с короткими дефлекторами теплообменника ГАЗ к значительному снижению гидравлического сопротивления теплообменника.

Таблица 1

Значения степени регенерации и гидравлического сопротивления теплообменников

	Теплообменник без направляющих устройств.	Теплообменник с направляющей решеткой коротких дефлекторов.	Теплообменник с направляющей решеткой длинных дефлекторов.
Потери давления по газу $\Delta p_{\text{газа}}$, Па	3490	3950	2980
Потери давления по воздуху $\Delta p_{\text{воздуха}}$, Па.	890	920	780
Степень регенерации ячейки σ , %	76	86	86

Выводы

1. Проведено расчетное исследование теплогидравлической эффективности роторного каркасного теплообменника с коническими теплопередающими элементами.
2. Получено снижение гидравлического сопротивления роторного теплообменника на 24% за счет установки перед теплопередающими элементами решетки длинных дефлекторов с одинаковыми отношениями площади проходного сечения на входе к площади проходного сечения на выходе в каждом междефлекторном канале.

Литература

1. Плотников Д.А. Разработка и исследование дисковых секционных регенераторов автотракторных ГТД. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 1981 г.
2. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Кутателадзе С.С., 1990г.
3. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. Н.Б. Варгафтик, 1972г.
4. Белов С.В. Пористые проницаемые материалы. Справочник, 1972г.
5. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники, 1962г.

Снижение аэродинамического шума выпускного клапана системы воздухообмена на транспорте

Кузовов А.Н., Овцынов П.В., д.т.н. проф. Меркулов В.И.
 ОАО НПО «Наука», МГТУ «МАМИ»
 89296309123

Аннотация. В данной работе рассматриваются способы по усовершенствованию конструкции рассекателя клапана системы воздухообмена на транспорте. Для оптимизации работы клапана на режиме $G=2000$ кг/ч, $\Delta P=0,36$ кгс/см² были спроектированы несколько вариантов конструкций рассекателя. В данной работе представлены два варианта исполнения рассекателя клапана, показавшие наилучшие результаты акустических расчетов.

Ключевые слова: клапан системы воздухообмена, акустический шум.

Клапан выпускной (в дальнейшем - клапан) предназначен для поддержания избыточного давления воздуха в гермокабине в соответствии с пневматическим сигналом управления, для ограничения в гермокабине разрежения и ограничения расхода при отказе клапана в открытом положении.

Постановка задачи.

Аэродинамический шум, генерируемый выпускным клапаном при расходе воздуха 2000 кг/час, превышает требуемый уровень звукового давления 95 дБА.

Цель работы – акустический анализ газодинамических шумов, генерируемых клапаном и рассмотрение возможных путей по их снижению.

Для решения поставленной задачи на основе комплекта чертежей были выбраны следующие детали для построения твердотельной модели: корпус поз. 1; клапан поз. 2; тарелка поз. 3 стакан поз. 4; рассекатель поз.5 (рисунок 1).

Далее была смоделирована трехмерная модель клапана с рассекателем исходной конструкции (рисунок 2). Клапан фиксируется на своём рабочем месте фланцевым соединением, поэтому имеет жесткую связь с рамой.

На рисунке 3 изображена конечно-элементная модель проточной части выпускного клапана, с числом элементов сетки равным 2101000. Большое число элементов сетки позволит получить расчеты высокой точности. В пристеночной зоне рассекателя были смоделированы призматические слои, что улучшит качество решения вблизи пограничного слоя. Также в данной модели были специально увеличены области входа и выхода, для приближения расчета к реальным условиям и получения более полной картины распределения скоростей в проточной части клапана.

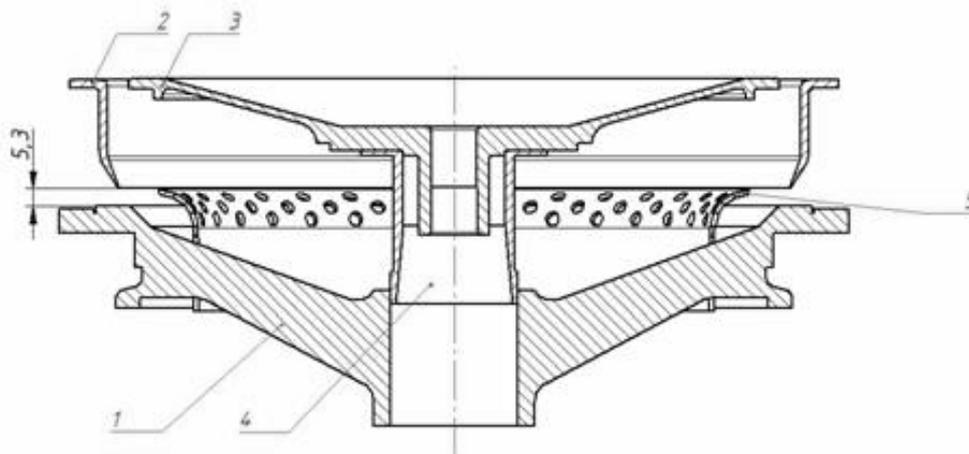


Рисунок 1 – Фрагмент сборочного чертежа: корпус поз. 1, клапан поз. 2, тарелка поз. 3, стакан поз. 4, рассекатель поз. 5.

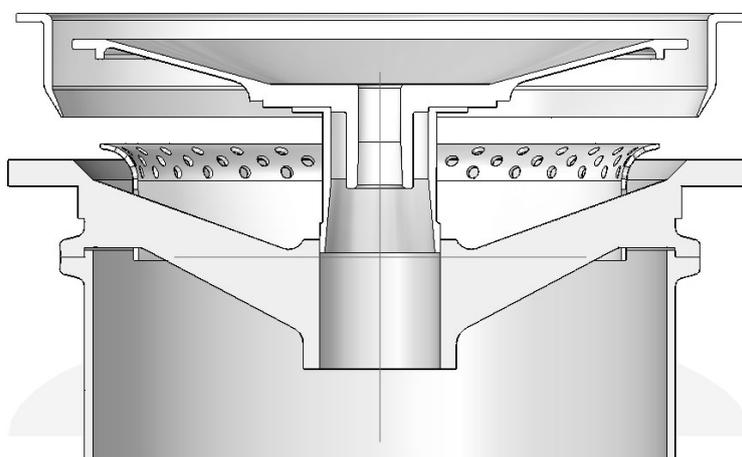


Рисунок 2 – Фиксация клапана

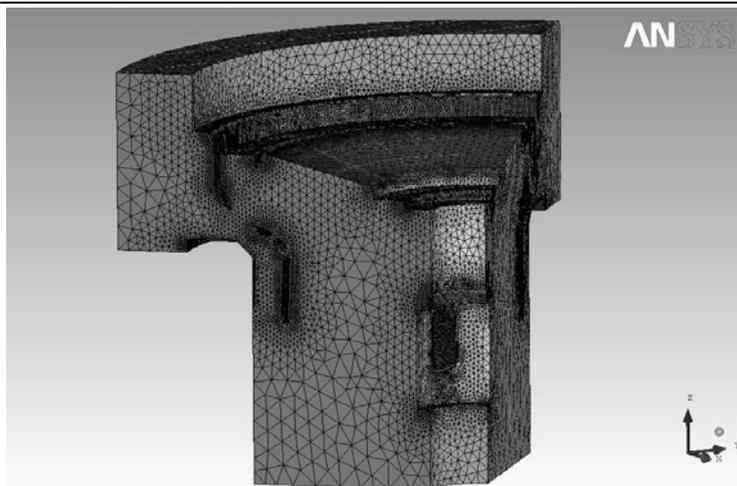


Рисунок 3 – Конечно-элементная модель проточной части выпускного клапана

На основе построенной конечно-элементной модели проточной части выпускного клапана был произведен расчет в программном комплексе Ansys 12.0 подпрограмме Fluent, которая позволяет решать инженерные задачи с моделированием газо- и гидродинамических течений.

Расчет производился для режима работы клапана при перепаде давления $0,36 \text{ кгс/см}^2$ и расходе воздуха 2000 кг/час . Для выполнения расчета, необходимо было найти высоту подъема клапана 2. Принимая во внимание величину перепада давления и расхода воздуха, в программном комплексе AnsysCFX был проведен ряд расчетов, по результатам которых была найдена высота подъема h клапана 2, равная $5,3 \text{ мм}$.

Граничные условия:

$$P_{\text{каб}} = 0,994 \text{ кгс/см}^2$$

$$P_{\text{атм}} = 0,634 \text{ кгс/см}^2$$

Рабочее тело – воздух;

Число итераций – 100;

Временной шаг – 0.0001 сек .

Тип задачи – нестационарная, с применением акустического модели Ffowcs-Williams&Hawkins.

Расчет клапана с рассекателем исходной конструкции на режиме :

$$G = 2000 \text{ кг/ч}, \Delta P = 0,36 \text{ кгс/см}^2$$

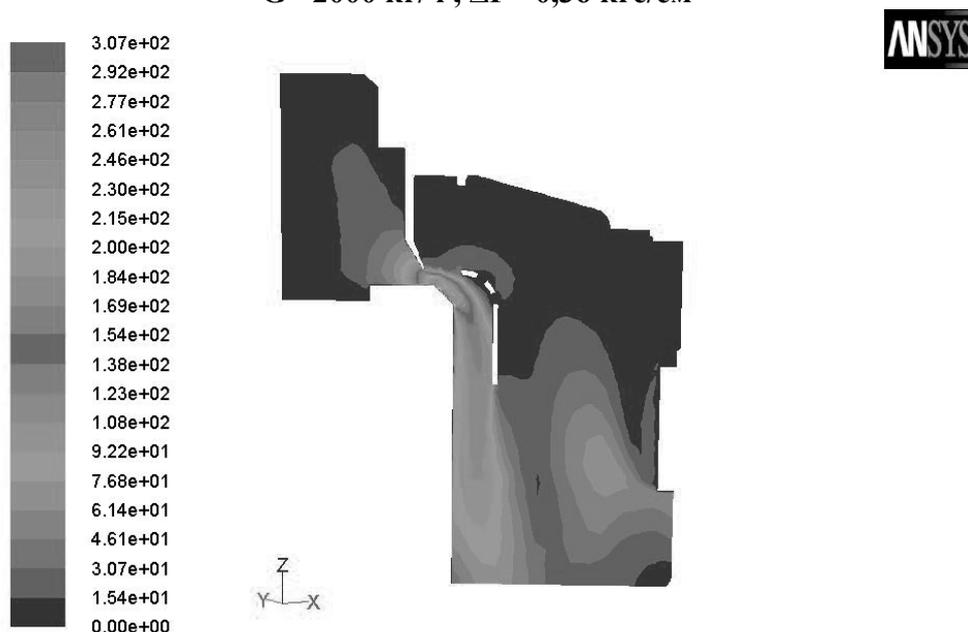


Рисунок 4 – Поле скоростей в сечении клапана (м/с)

На рисунке 5 представлен спектр шума в октавных полосах частот в диапазоне от 2000 до 4000 Гц. Корректированный уровень звуковой мощности на частоте 2000 Гц составляет 88 дБА, на частоте 4000 Гц – 98 дБА, что практически не отличается от значений, полученных в результате испытаний проводимых на стенде: на частоте 2000 Гц – 87 дБА, 4000 Гц – 96 дБА.



Рисунок 5 – Спектр шума в октавных полосах частот на входе в клапан

Уровень аэродинамического шума клапана не должен превышать - 95дБА. Конструкции клапана с рассекателем исходной конструкции (рисунок 1) не удовлетворяет требованию, т.к. поток воздуха, попадая на кромку клапана, получает направление движения, которое способствует беспрепятственному прохождению потока через клапан, без взаимодействия с рассекателем. Следовательно, перфорированный рассекатель не выполняет своё предназначение на данном режиме.

Таблица 1

Сравнительный анализ полученных значений и экспериментальных данных

Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц	Экспериментальное значение уровня звуковой мощности, дБА	Уровень звуковой мощности, полученный в программе FLUENT, дБА
2000	87	88
4000	98	98
8000	109	108

После проведения множества расчетов, по поиску оптимальной конфигурации перфорированного рассекателя были отобраны 2 (две), показавшие наилучшие акустические результаты. Данные конструкции представлены на рисунке 6 (а - исполнение I, б-исполнение II).

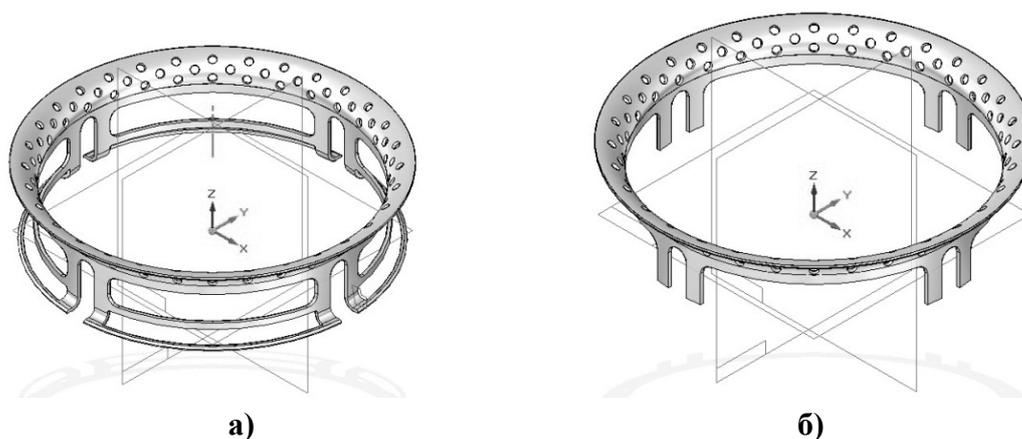


Рисунок 6 – Варианты исполнения рессекателей: а – объемная модель рессекателя в исполнении № I, б – объемная модель рессекателя в исполнении № II

Конструкция рассекателя в исполнении I представляет собой дополнение исходной конструкции эллиптическими отверстиями в цилиндрических стенках и перфорированной развальцовкой нижнего торца рассекателя.

Проведем сравнительный анализ исходной конструкции рассекателя и рассекателя в исполнении I (рисунок 8). Дополнительные отверстия и перфорация предназначены для разделения потока воздуха, входящего в клапан. Разделение потока воздуха позволяет снизить выходную скорость и способствует распространению акустических волн во внутри клапанном пространстве, которое остается незадействованным при использовании клапана исходной конструкции. Вследствие чего снижается уровень шума на входе в клапан.

Подобный эффект можно наблюдать при использовании резонатора Гельмгольца, где с целью уменьшения уровня шума применяется дополнительные отводы акустических волн для их гашения (рисунок 7).

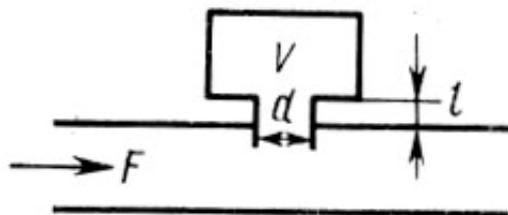


Рисунок 7 – Резонатор Гельмгольца

Расчет клапана с рассекателем в исполнении I на режиме:

$$G = 2000 \text{ кг/ч}, \Delta P = 0,36 \text{ кгс/см}^2$$

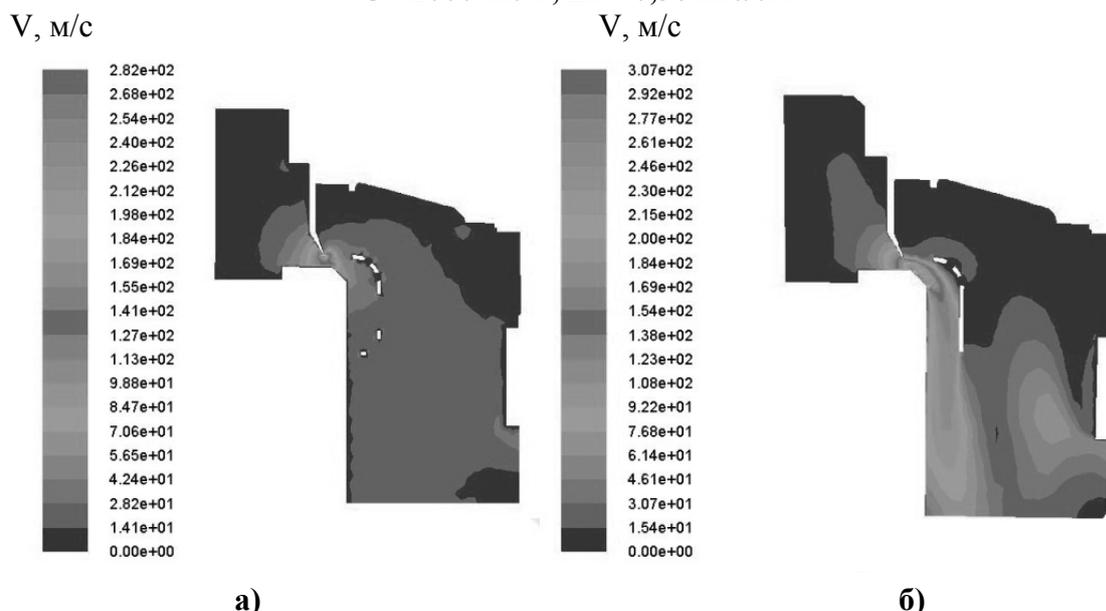


Рисунок 8 – а) клапан с рассекателем в исполнении I, б) клапан с рассекателем исходной конструкции

Октавный спектр частот, измеренный на входе в клапан с рассекателем в исполнении I
Уровень звукового давления по шкале A(дБА)

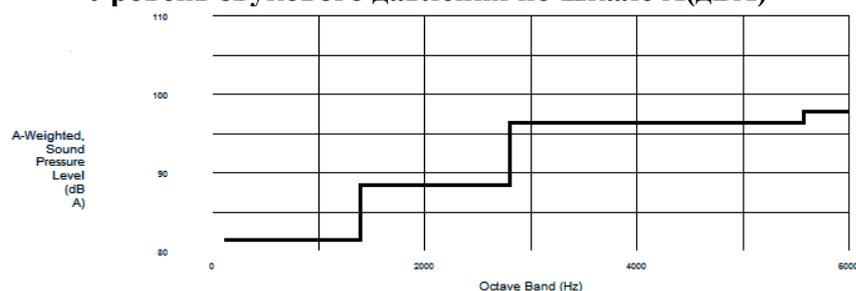


Рисунок 9 – Октавная полоса (Гц)

Таблица 2

Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц	Уровень звуковой мощности, рассекатель в исполнении I, дБА	Уровень звуковой мощности, рассекатель исходной конструкции, дБА
2000	87	88
4000	96	98
8000	98	108

По рисунку 9 и таблице 2 видно, что введение в конструкцию рассекателя дополнительных эллиптических отверстий и перфорированной развальцовки нижнего торца позволило снизить уровень звукового давления на 2 и 10 дБа на среднегеометрических частотах 4000 и 8000 Гц соответственно. Но так как согласно требованию, уровень аэродинамического шума клапана не должен превышать - 95дБА, то предложенная конструкция не может являться решением поставленной задачи.

Исполнение рассекателя в исполнении № II представляет собой изменение исходной конструкции путем увеличения проточной части в цилиндрической стенке, которое подобно исполнению рассекателя I способствует распространению акустических волн во внутри клапанном пространстве, незадействованное при использовании клапана исходной конструкции:

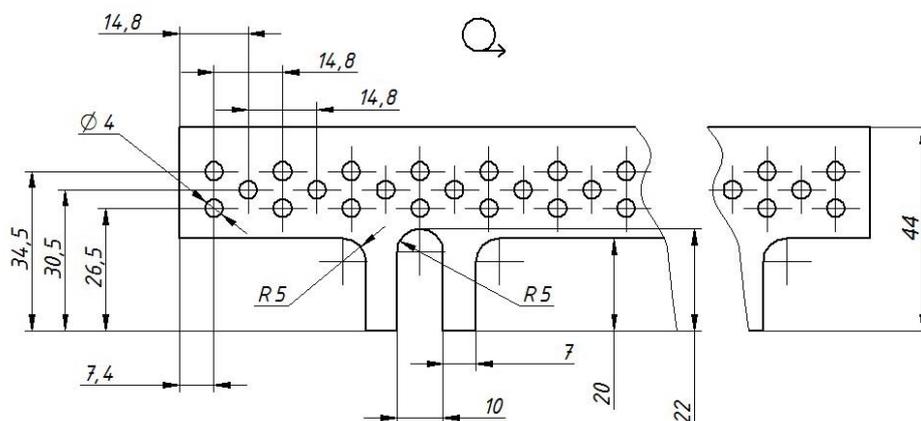


Рисунок 10 – Фрагмент чертежа рассекателя в исполнении II

Расчет клапана с рассекателем в исполнении II на режиме:

$$G = 2000 \text{ кг/ч}, \Delta P = 0,36 \text{ кгс/см}^2$$

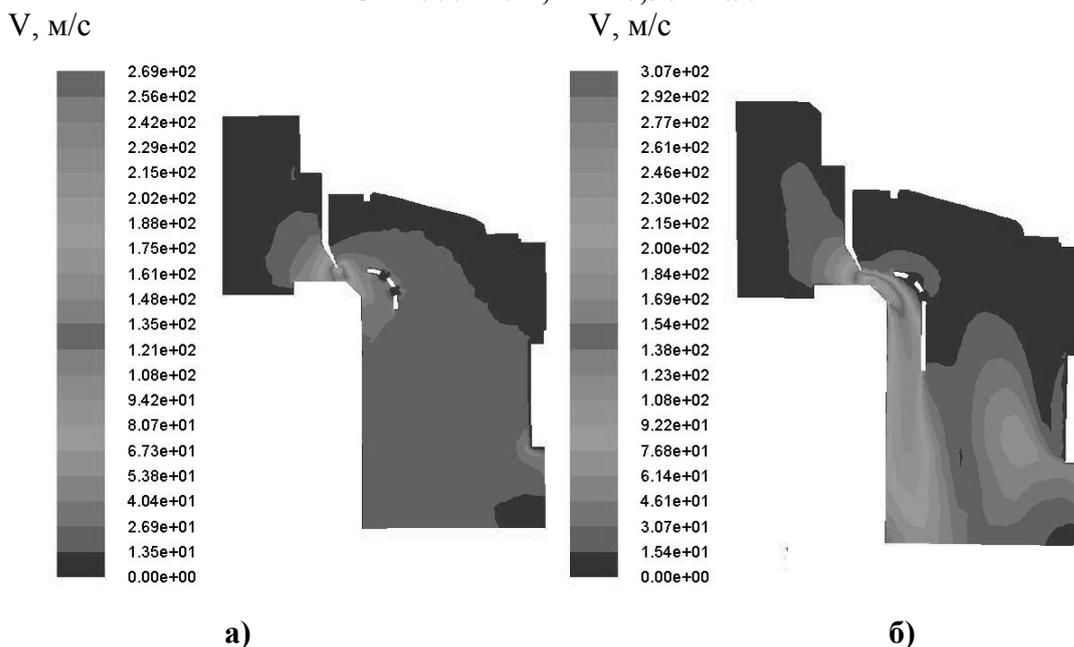


Рисунок 11 – а) клапан с рассекателем в исполнении II, б) клапан с рассекателем исходной конструкции

**Октавный спектр частот, измеренный на входе в клапана с рассекателем
в исполнении II**

Уровень звукового давления по шкале А(дБА)

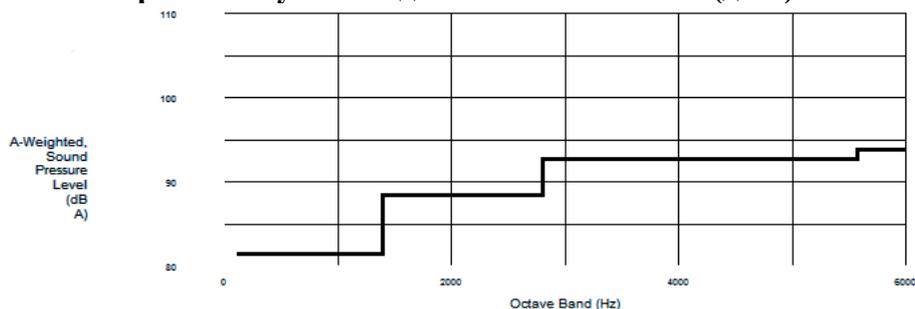


Рисунок 12 – Октавная полоса (Гц)

Проведем сравнительный анализ газодинамического расчета клапана с рассекателем в исполнении II и исходной конструкции на режиме работы при перепаде давления 0,36 кгс/см² и расходе воздуха 2000 кг/час. Как видно из рисунка 11 а, поток воздуха в предложенной конструкции по сравнению с первоначальной (рисунок 11 б) не имеет сопротивления со стороны рассекателя, а проходя через дополнительное отверстие, рассеивается во внутри клапанном пространстве, тем самым способствуя распространению акустических волн в дополнительном объеме воздуха. В исходной конструкции рассекатель лишь сужает проходное кольцевое сечение клапана.

Таблица 3

Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц	Уровень звуковой мощности, рассекатель в исполнении II, дБА	Уровень звуковой мощности, рассекатель исходной конструкции, дБА
2000	87	88
4000	93	98
8000	94	108

Анализируя рисунок 12 и таблицу 3 видно, что уровень звуковой мощности при использовании рассекателя в исполнении II снизился на 1, 5 и 14 дБа на среднегеометрических частотах 2000, 4000 и 8000 соответственно, и полученные уровни звуковой мощности удовлетворяют требованию – 95 дБа.

Вывод

1. В данной работе были проведены расчеты газодинамических шумов двух предложенных конструкций рассекателя клапана. Далее был проведен сравнительный анализ полученных данных и выбрана конструкция, показавшая наилучшие результаты.
2. Все полученные результаты сравнивались с расчетами клапана с рассекателем исходной конструкции на соответствующих режимах.
3. Использование рассекателя в исполнении II позволило снизить шум на 4-14 дБа, создаваемый потоком воздуха на входе в клапан на требуемом режиме работы. Данный результат был достигнут благодаря увеличению проходного сечения клапана и использованию дополнительных объемов воздуха для рассеивания в них акустических волн.

Литература

1. Мунин А.Г., Кузнецов В.М., Леонтьев Е.А. Аэродинамические источники шума.
2. Ошеров М.А. Глушители шума выхлопа автомобильных двигателей (конструкция, расчет, испытание).
3. Юдин Е.А., Рассадина И.Д., Никольский В.Н. Справочник проектировщика. Защита от шума. М: Стройиздат, 1974