

О ВЫБОРЕ ПОДПОРНОГО ЭЖЕКТОРА ДЛЯ ЭКСГАУСТЕРНОЙ СИСТЕМЫ, СОЗДАННОЙ НА БАЗЕ АВИАЦИОННОГО КОМПРЕССОРА

Бикбулатов А.М., Култыгин А.А.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Современное развитие промышленности диктует новые требования к эксгаустерным (откачивающим) системам, а именно: высокая напорность, большая производительность, малые габариты, мобильность. Такие системы могут применяться, например, в лазерной промышленности [1,2], в аэродинамических трубах [3]. Существующие эксгаустерные системы (ЭС) не всегда удовлетворяют всем указанным требованиям одновременно. В связи с этим рассматривается возможность создания ЭС на базе компрессора авиационного ГТД [1,3].

Оценка возможностей авиационного компрессора

Отдельно стоящий компрессор (ОСК), используемый в составе эксгаустерной системы, снимается с серийного авиационного двигателя, отработавшего летный ресурс. Поэтому возможности доработки такого компрессора для работы в новых условиях ограничены. Оценить, пригоден ли этот компрессор для работы в составе эксгаустерной системы можно по следующей схеме.

Потребная напорность эксгаустерной системы $\pi_3 = P_n / P_{\text{ПОТР}}$, где $P_{\text{ПОТР}}$ — полное давление газа, откачиваемого от потребителя.

Потребная производительность эксгаустерной системы G_3 равна приведенному расходу газа на выходе из потребителя. Здесь и далее под потребителем понимается устройство (аэродинамическая труба, лазерный комплекс, испытательный стенд, шахта) на выходе из которого необходимо создавать пониженное давление и откачивать выхлопные газы.

Если $\pi_{к0}^*$, $G_{пр0}$ — соответственно, напорность и производительность авиационного компрессора при работе его в составе авиационного двигателя на максимальном режиме при САУ, то можно построить принципиальную схему оценки компрессора (рис. 1).

Оптимальный случай (точка 1,1) — когда параметры компрессора совпадают с потребными параметрами потребителя.

Если точка попала в первую область, то такой компрессор может использоваться в составе эксгаустерной системы, с небольшими доработками (демонтаж одной или нескольких первых или последних ступеней компрессора) или регулированием.

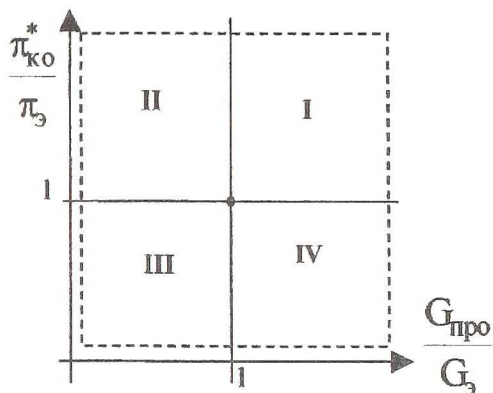


Рисунок 1- Оценка возможностей компрессора

ность недостаточна (например, при использовании в качестве ОСК только КНД, вентиляторов двухконтурных двигателей). Этот случай наиболее распространенный, т.к. напорность вентиляторов и КНД невелика – не более 4,5. Использование же двухвальной схемы затруднительно, так как отдельный привод КВД и КНД, подрезка вентилятора, объединение валов КНД и КВД, с организацией системы перепуска между каскадами – весьма трудоемкие мероприятия. Решить данную проблему можно с помощью установки между потребителем и компрессором подпорного эжектора (рис. 2), в котором роль активного газа (1) играет атмосферный воздух.

Установка эжектора позволит снизить температуру газа на входе в компрессор (если из потребителя откачивается горячий газ (2) $T_{потр} > 200^{\circ}\text{C}$), увеличить давление на входе в компрессор, увеличить зна-

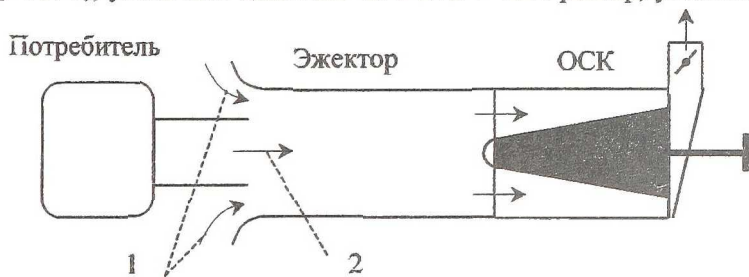


Рисунок 2- Схема эксгаустерной системы с ОСК и подпорным эжектором

II область – производительность эксгаустерной системы можно обеспечить за счет большего числа компрессоров, например, использовать два компрессора, работающих параллельно на пониженном режиме.

III область – выбранный компрессор не подходит для работы в составе эксгаустерной системы.

VI область – производительность компрессора выше потребной, а напорность недостаточна.

чение числа Re до области автомодельности по Re. В этом случае давление газа, откачиваемого от потребителя, повышается сначала в эжекторе в $\pi_{\text{эж}}^*$ раз, а затем в компрессоре в $\pi_{\text{к}}^*$ раз. В связи с этим возникает вопрос, какая часть процесса сжатия должна приходиться на эжектор, а какая на компрессор. Критерием оптимальности в этом случае является мощность, потребная на привод компрессора.

Постановка задачи

Допустим, что параметры газа, откачиваемого от потребителя (пассивного газа), такие как расход - G_2 , заторможенная температура - T^*_2 , полное давление P^*_2 известны и неизменны после выхода потребителя на рабочий режим. Из параметров активного газа известны полное давление $P^*_1 = P_n \cdot \sigma_{\text{вх}}$ и температура $T^*_1 = T_n$. Известны также все параметры выбранного компрессора, включая характеристику компрессора. Варьируя такие параметры, как расход активного газа G_1 , скорости активного и пассивного потоков λ_1 и λ_2 , степень повышения давления в компрессоре $\pi_{\text{к}}^*$, необходимо добиться такой геометрии эжектора, при которой мощность, потребная на привод ОСК будет минимальной.

Оптимальный режим работы эжектора

Задача проектирования оптимального звукового эжектора сводится к нахождению скорости пассивного потока λ_2 для заданного коэффициента эжекции $n = G_2/G_1$. Чем ближе значение скорости пассивного потока к скорости активного потока, тем меньше потери на смешение потоков в эжекторе и больше степень повышения давления эжектором [4]. Но скорость пассивного потока ограничена значением $\lambda_{2\text{кр}}$, при котором пассивный поток в камере смешения разгоняется до скорости звука и ус-

танавливается критический режим работы эжектора. Хотя критический режим работы эжектора и является наиболее эффективным, но его достижение не желательно, поскольку в этом случае пропадает возможность регулировать параметры потребителя с помощью ОСК. Введем коэффициент запаса по запиранию:

$$\left. \begin{aligned} n \sqrt{\Theta} &= \frac{1}{\text{По}} \frac{\frac{1}{q(\lambda'_1)} - 1}{\frac{1}{q(\lambda_{2\text{кр}})} - 1} \\ n \sqrt{\Theta} &= \frac{z(\lambda'_1) - 2}{z(\lambda_{2\text{кр}}) - 2} \end{aligned} \right\} (1)$$

$$K_{\text{зап}} = \frac{\lambda_{2\text{кр}} - \lambda_2}{\lambda_{2\text{кр}}} \cdot 100\% \quad (2);$$

Значение оптимальной скорости пассивного потока можно найти, решая систему уравнений (1), в которой Θ — отношение заторможенных температур, а P_0 — отношение полных давлений пассивного и активного потоков, $\lambda'_1 > 1$ — максимальная скорость активного потока в камере смешения. Далее, с помощью (2), определяем искомую скорость пассивного потока λ_2 , а затем, пользуясь методикой расчета эжектора [4], — все остальные параметры для выбранных значений n и $K_{\text{зап}}$.

В случае больших значений отношения давлений $P_0 > 5$, и малых приведенных коэффициентов эжекции $n \cdot \sqrt{\Theta} < 0.5$ может оказаться более эффективным применение сверхзвукового эжектора, в котором активный газ разгоняется в сверхзвуковом сопле до скорости $\lambda_1 > 1$. Этот случай более сложный, поскольку в отличие от звукового эжектора, скорость активного потока (степень раскрытия сверхзвукового сопла) в сверхзвуковом эжекторе неизвестна. Согласно [4] существует оптимальная степень раскрытия сверхзвукового сопла, меньшая, чем расчетная, соответствующая наибольшей степени сжатия эжектора при $n, \Theta, P_0 = \text{const}$.

$$\left. \begin{aligned} 1. & P_1^* \cdot \pi(\lambda_1) = P_2^* \cdot \pi(\lambda_2) \\ 1'. & P_1^* \cdot \pi(\lambda_1) \geq P_2^* \cdot \pi(\lambda_2) \\ 2. & n = \frac{F_2}{F_1 \cdot P_0 \cdot \sqrt{\Theta}} \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)} \\ 3. & q(\lambda_{2\text{кр}}) = 1 - \frac{F_1}{F_2} \left[\frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda'_1)} - 1 \right] \\ 4. & n \sqrt{\Theta} = \frac{z(\lambda'_1) - z(\lambda_1)}{z(\lambda_{2\text{кр}}) - 2} \\ 5. & q(\lambda'_1) = \frac{G_1 \sqrt{T_1^*}}{m \cdot P_1^* \cdot (F_1 + F_2 - F_{2\text{кр}})} \\ 6. & K_{\text{зап}} = \frac{\lambda_{2\text{кр}} - \lambda_2}{\lambda_{2\text{кр}}} \cdot 100\% \end{aligned} \right\} (3)$$

При этом для пассивного потока условием оптимальности остается близость к критическому режиму работы $K_{\text{зап}} \rightarrow 0\%$. Тогда система уравнений (1) примет вид (3), где F_1, F_2 — соответственно площади среза сопла активного и пассивного потоков. $F_{2\text{кр}}$ — критическая площадь пассивного потока (при $\lambda_2 = 1$).

Условие (1') добавлено к системе уравнений для поиска решений только в области, ограниченной этим условием. Систему уравнений можно решить с помощью известных программных продуктов, таких как Mathcad 7.0. При этом первые приближения площадей лучше задавать, как $F_1 = F_{1\text{кр}}, F_2 = f(G_2, T_2^*, P_2 = P_1, P_2^*)$

Решение системы уравнений (3) позволит для заданных значений n , Θ , P_0 , найти геометрию сверхзвукового эжектора, соответствующую требуемому значению коэффициента $K_{зап}$.

Таким образом, задача поиска оптимальной геометрии звукового и сверхзвукового эжектора для заданного значения n и $K_{зап}$ может быть решена. Так как с уменьшением $K_{зап}$ при $n = \text{const}$, $\pi_{эж}^*$ всегда увеличивается, то, очевидно, что, чем меньше $K_{зап}$, тем меньшую степень сжатия должен иметь компрессор, тем меньшая мощность потребуется на привод ОСК. Остается определиться только с коэффициентом эжекции (а значит, при $G_2 = \text{const}$, с расходом активного газа G_1).

Оптимальный режим работы компрессора

Определим область совместных режимов работы компрессора и эжектора. Для этого построим характеристику эжектора в потребных параметрах компрессора:

$$\pi_{к\text{ потр}}^* = \frac{P_H}{P_2^* \cdot \pi_{эж}^* \cdot \sigma_{\text{вых}}} \quad (4); \quad G_{пр} = (G_1 + G_2) \frac{1.01325}{P_2^* \cdot \pi_{эж}^*} \sqrt{\frac{T_H (1+n) \cdot \Theta}{288 (1+n)}} \quad (5),$$

где $\sigma_{\text{вых}}$ - потери полного давления в выхлопном патрубке ОСК. Наложим характеристику эжектора на характеристику компрессора $\pi_{к}^*, \eta_{к}^* = f(G_{пр}, n_{к})$ (см. рис.3, на котором характеристика компрессора изображена в относительных параметрах, полученных по соотношениям:

$$\bar{G}_{пр} = \frac{G_{пр}}{G_0}, \bar{n}_{к\text{ пр}} = \frac{n_{к\text{ пр}}}{n_{пр0}}, \bar{\pi}_{к}^* = \frac{\pi_{к}^*}{\pi_{к0}^*}).$$

Получаем область совместных режимов компрессора и эжектора, ограниченную сверху границей помпажа, или линией максимально допустимой температуры на входе в компрессор:

$$G_{пр} = G_2 \frac{T_2^* - T_H}{T_{\text{max}}^* - T_H} \frac{1.01325}{P_H} \pi_{к}^* \cdot \sigma_{\text{вых}} \sqrt{\frac{T_{\text{max}}^*}{288}}, \quad (6)$$

Слева область ограничена линией $G_{пр}(\pi_{к}^* = \pi_{к\text{ потр}}^*) = f(K_{зап}=0, n=\text{var})$, рассчитываемой по методике расчета эжектора [4] с учетом (2) или (3). Справа режимы работы компрессора ограничиваются условием максимально допустимых физических оборотов $n_{к}=1(7)$:

$$n_{к\text{ пр max}} = \sqrt{\frac{288 (1+n)}{T_H (1+n) \cdot \Theta}}. \quad (7)$$

Снизу может быть наложено ограничение по эффективности работы компрессора, вызванное режимом работы компрессора, когда его последние ступени работают в турбинном режиме.

Почти параллельно границе помпажа проходят линии $G_1 = \text{const}$ (или $n = \text{const}$, или $G = \text{const}$). Эти линии могут быть построены по следующей формуле:

$$G_{\text{пр}} = G_2 \left(1 + \frac{1}{n}\right) \frac{1.01325}{P_H} \pi_K^* \cdot \sigma_{\text{вых}} \sqrt{\frac{T_H}{288} \frac{1+n \cdot \Theta}{1+n}} \quad (8)$$

Линии Кзап имеют гиперболическую форму. Каждой точке внутри области совместной работы эжектора и компрессора соответствует своя оригинальная геометрия эжектора.

Проведем исследование области совместной работы, варьируя значения $G_{\text{пр}}$ и n . При этом зависимость $\pi_K^* = f(G_{\text{пр}}, n)$ будем искать по формуле (8). На рис.4 представлены результаты исследования. Из рисунка видно, что при постоянном расходе газа через компрессор (линии $G_1 = \text{const}$ на рис.3) мощность компрессора постоянно уменьшается при снижении приведенного расхода воздуха на входе в компрессор или при уменьшении Кзап (рис.3). С увеличением расхода активного газа через

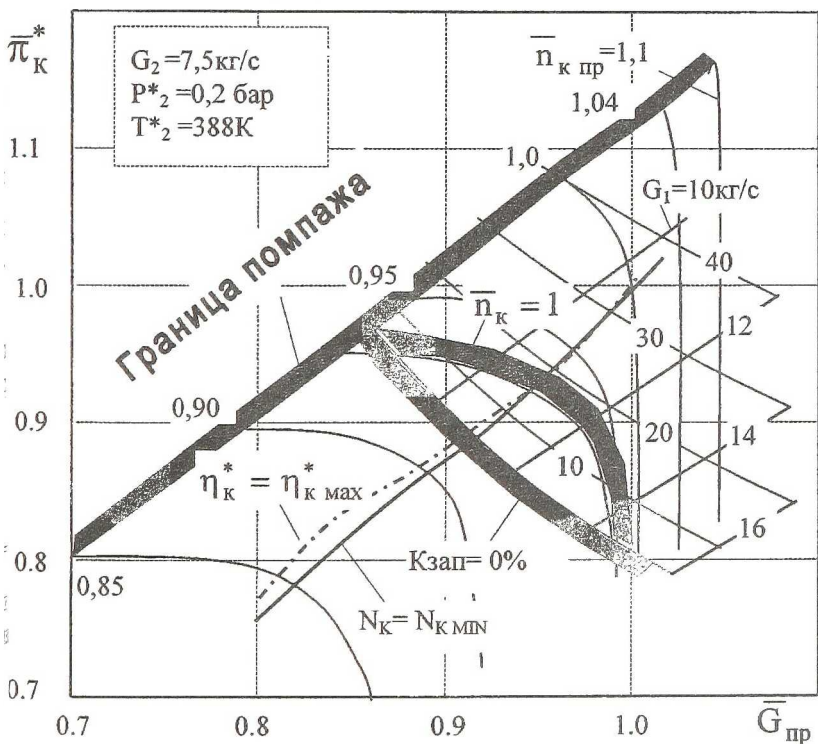


Рисунок .3- Область совместной работы сверхзвукового эжектора и компрессора

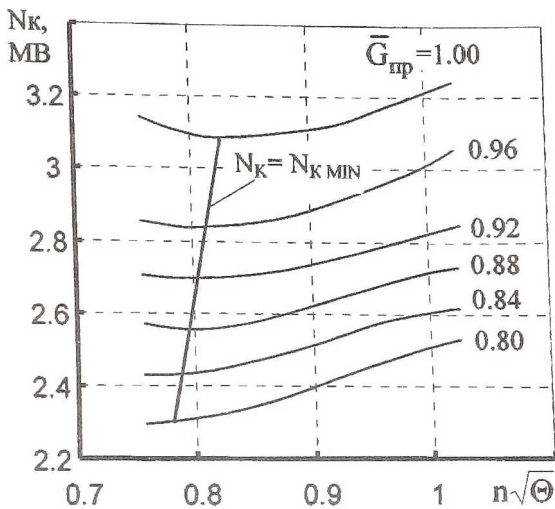


Рисунок 4- Мощность ОСК в зависимости от режима работы ОСК и расхода газа

эжектор увеличивается $\pi_{\text{эж}}^*$, что приводит к снижению требуемого π_k^* , и, как следствие, мощности, потребной на привод компрессора, но дальнейшее увеличение расхода активного газа приводит к росту мощности, потребной на привод компрессора. Этим обуславливается наличие минимума мощности. Нанесем на рис.3 линию минимальных значений мощности ($N_k = N_{k \text{ MIN}}$) и линию максимальных значений к.п.д. компрессора ($\eta_k^* = \eta_{k \text{ max}}^*$).

Как видно из рис. 3 эти линии проходят рядом.

Таким образом, если задаться требуемым коэффициентом запаса по запырению $K_{\text{зап}} = 3..5\%$, и провести линию $K_{\text{зап}} = 5\% = \text{const}$ используя методику [4], (3), (4), (5), и линию $N_k = N_{k \text{ MIN}}$, используя (8) то оптимальная геометрия эжектора будет в точке их пересечения. При этом в качестве первого приближения для нахождения точки пересечения можно выбрать точку с максимальным к.п.д. компрессора вдоль линии $K_{\text{зап}} = \text{const}$.

Список литературы

1. Арьков Ю.Г., Бикбулатов А.М., Магафуров Ш.М., Шайхутдинов З.Г. Энергетические системы на базе конвертированных авиационных ГТД для мощных технологических газоразрядных CO_2 -лазеров. — Уфа: УГАТУ, 1997, 195 с.
2. А.М.Бикбулатов, Ю.М.Зарипов, А.А.Култыгин Использование авиационного ГТД как модуля эксгаустерной системы мощного технологического лазера. -Авиационная техника, Известия ВУЗов, N1, 1998, с.115-118.
3. ВИМИ. Наземное применение авиадвигателей в народном хозяйстве. Выпуск 1. — М.:1975 г., с.191-193.
4. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Часть 1. — М.: Наука, 1991 г. — 600с.