

УДК 621.438

Оптимизация числа ступеней компрессора газогенератора ГТД

П.В. Небесный

Студент, кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

Научный руководитель: Моляков В.Д., к.т.н., доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

МГТУ им. Н.Э. Баумана

nebesnoff@mail.ru

Введение

В данной работе рассматривается оптимизация турбокомпрессора авиационного ГТД путем уменьшения числа ступеней компрессора. (Считается, что $z_T=1$, $\pi_m = 3,91$, $\alpha_2 > 65^\circ$) Сравниваются 3 компрессора с разной геометрией проточной части. При условии одинаковой длины лопатки последней ступени и площади на выходе для каждого из случаев находили число ступеней, а соответственно длину и массу компрессора.

Будет рассмотрено 3 варианта геометрии компрессора:

- с постоянным наружным диаметром $D_{nep} = const$;
- с постоянным средним диаметром $D_{cp} = const$;
- с постоянным диаметром втулки $D_{вт} = const$;

Основная часть

Турбина – стартовый блок в расчете газогенератора ГТД. Частота вращения вала ограничивается прочностью турбинных лопаток. В настоящее время сохраняется тенденция на уменьшение числа ступеней турбины ($z_T=1..2$). И если число ступеней турбины большинства современных проектируемых двигателей и серийных моделей

приблизилось к $z_t=1$, и дальше уменьшать z_t уже некуда, то количество ступеней компрессора так и напрашивается на анализ и поиск способа уменьшения.

Как было сказано в работе [1] повышение экономичности авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) только лишь традиционными способами (повышение параметров рабочего процесса, степени двухконтурности (отношение массового расхода воздуха во внешнем контуре двухконтурного двигателя к массовому расходу во внутреннем контуре - m) и КПД узлов) добиться практически не возможно. В последнее время все чаще стремятся снизить количество деталей тех узлов, где это возможно, а соответственно и их массу. При выборе наиболее предпочтительной схемы СУ необходимо учитывать не только характеристики ее экономичности, но и массово-габаритные характеристики силовой установки в целом [5]. КПД элементов двигателя выбраны в соответствии с прогнозом развития ТРДД для ДМС на 2025-2030 гг. [2].

В ТРД и ТРДФ стремились сделать максимальную производительность по входу $d_{отн.вх}=0,35..0,45$ при $D_{пер} = const$, что позволяло сделать минимально возможный диаметр компрессора. Когда говорят, что оптимальной с точки зрения количества ступеней компрессора является форма меридионального сечения с постоянным наружным диаметром, то подразумевается анализ по входу ($F_{вх} = const, d_{отн.вх} = const$). Проведем анализ по выходу из компрессора и оценим результаты.

Фиксированные параметры для каждого случая:

$\pi_{квд} = const$ - степень повышения давления в компрессоре газогенератора

$n_{тк} = const$ - частота вращения

$G_{в.вх} = const$ – расход воздуха через компрессор

$H_{отн.ср} = const$ - средний коэффициент напора ступеней

$d_{отн.вых} = const$ - относительный диаметр на выходе из компрессора

$F_{вых} = const$ – площадь на выходе из компрессора

$R_1 = const$ – степень реактивности первой ступени

$C_{отн.а.вх} = const$ и $C_{отн.а.вых} = const$ – коэффициент расхода в 1-ой и последней ступенях

$R_{квд} = const$ – газовая постоянная для воздуха

$\kappa_{вх} = const$ - показатель адиабаты

$P_{вх}^* = const$ и $T_{вх}^* = const$ - полное давление и температура на входе в компрессор

$C_{р.вх} = const$ – теплоемкость на входе в компрессор

Основные зависимости:

$$d_{\text{отн.вх}} = D_{\text{вт.вх}} / D_{\text{пер.вх}} \text{ - относительный диаметр на входе в компрессор} \quad (1)$$

$$r_{\text{отн.вх}} = \sqrt{(1 + d_{\text{отн.вх}}^2) / 2} \text{ - средний радиус на входе в первую ступень} \quad (2)$$

$$C_{\text{отн.у.вх}} = r_{\text{отн.вх}} * (1 - R_1) - \frac{H_{\text{отн.ср1}}}{2 * r_{\text{отн.вх}}} \text{ - безразмерная окружная скорость на входе} \quad (3)$$

$$C_{\text{вх}} = U_{\text{к.вх}} \sqrt{C_{\text{отн.у.вх}}^2 + C_{\text{отн.а.вх}}^2} \text{ - абсолютная скорость на входе в компрессор} \quad (4)$$

$$a_{\text{кр.вх}} = \sqrt{\frac{2 * K_{\text{вх}}}{K_{\text{вх}} + 1} * R_{\text{квд}} * T_{\text{вх}}^*} \text{ - критическая скорость на входе в компрессор} \quad (5)$$

$$\lambda_{\text{вх}} = \frac{C_{\text{вх}}}{a_{\text{кр.вх}}} \text{ - приведенная скорость на входе в компрессор} \quad (6)$$

$$\varepsilon(\lambda, \kappa) = (1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} * \lambda^2)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \text{ - газодинамическая функция плотности} \quad (7)$$

$$q(\lambda, \kappa) = \left(\frac{\kappa + 1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} * \lambda * (1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} * \lambda^2)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \text{ - газодинамическая функция плотности} \quad (8)$$

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вх}}^*}{R_{\text{квд}} * T_{\text{вх}}^*} * \varepsilon(\lambda_{\text{вх}}, K_{\text{вх}}) \text{ - плотность по статическим параметрам на входе} \quad (9)$$

$$U_{\text{к.вх}} = \sqrt[3]{\frac{\pi * n^2 * G_{\text{б.вх}}}{900 * C_{\text{отн.а.вх}} * \rho_{\text{вх}} * (1 - d_{\text{отн.вх}}^2)}} \text{ - скорость конца лопатки 1 ступени компрессора} \quad (10)$$

$$H_{\text{тк}}^* = C_{\text{р.вх}} * T_{\text{вх}}^* \left(\pi_{\text{квд}}^{*K_{\text{вх}} - 1 / K_{\text{вх}}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{к}}} \text{ - сумма теоретических напоров по ступеням} \quad (11)$$

$$H_{\text{тср}}^* = H_{\text{отн.ср}} * U_{\text{к.вх}}^2 \text{ - теоретический напор средней ступени} \quad (12)$$

$$Z_{\text{к}} = H_{\text{тк}}^* / H_{\text{тср}}^* \text{ - количество ступеней компрессора} \quad (13)$$

$$d_{\text{отн.вых}} = D_{\text{вт.вых}} / D_{\text{пер.вых}} \text{ - относительный диаметр на выходе из компрессора} \quad (14)$$

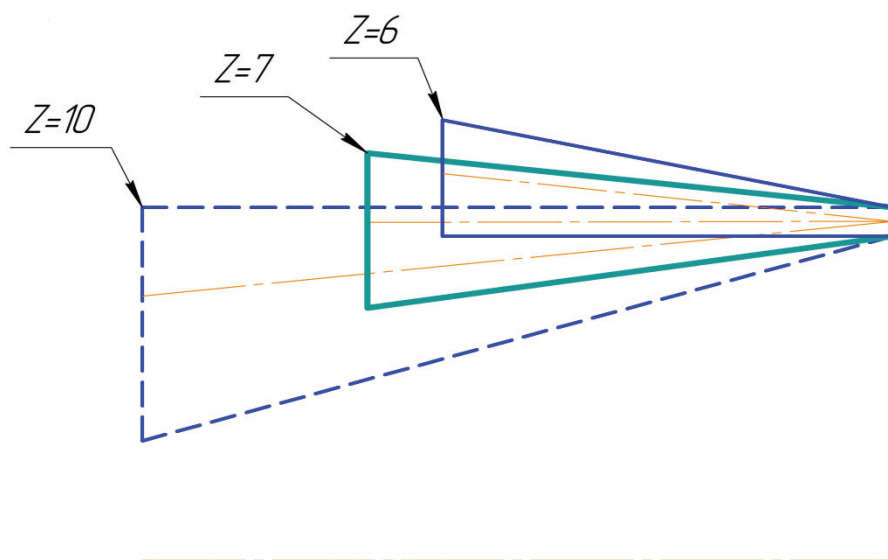
$$D_{\text{пер.вх}} = \frac{60 * U_{\text{к.вх}}}{\pi * n} \text{ - диаметр периферии на входе} \quad (15)$$

$$D_{\text{ср.вх}} = r_{\text{отн.вх}} * D_{\text{пер.вх}} \text{ - средний диаметр на входе} \quad (16)$$

$$h_{\text{вх}} = 0,5 * (D_{\text{пер.вх}} - D_{\text{вт.вх}}) \text{ - высота лопатки на входе} \quad (17)$$

$$h_{\text{вых}} = 0,5 * (D_{\text{пер.вых}} - D_{\text{вт.вых}}) \text{ - высота лопатки на выходе} \quad (18)$$

Результаты расчета



На рисунке графически представлены результаты расчета (Зависимость числа ступеней компрессора газогенератора от выбора формы меридионального сечения проточной части для фиксированных значений $\pi_{\text{квд}}, n_{\text{тк}}, G_{\text{в.вх}}, H_{\text{отн.ср}}, d_{\text{отн.вых}}, F_{\text{вых}}, z=6 D_{\text{отн}} = \text{const}; z=7 D_{\text{ср}} = \text{const}; z=10 D_{\text{пер}} = \text{const}$)

Видно, что наименьшее число ступеней ($z=6$) получается в случае постоянного внутреннего диаметра компрессора. Это вызвано «подъёмом» средней линии

компрессора, а соответственно и увеличением теоретического напора средней ступени, в результате увеличения окружных скоростей лопаток.

Из результатов, представленных ниже в сводной таблице 1 видно, что, несмотря на преимущества схемы с постоянным внутренним диаметром, необходимо принимать во внимание ограничения, связанные с окружными скоростями первой ступени компрессора. Окружные скорости в данном случае превышают предельно допустимые, а значит, подобная схема меридионального сечения не может быть применена в чистом виде. Необходимо комбинировать ее с другими схемами. Количество ступеней для этого случая, в сравнении с $D_{\text{пер}} = \text{const}$, сократилось на 40%. Окружная скорость U_k увеличилась на 19,7% по сравнению с $D_{\text{пер}} = \text{const}$.

Для схемы с постоянным средним диаметром значения окружных скоростей находятся в рабочих областях. Количество ступеней компрессора газогенератора на 30% меньше, чем для $D_k = \text{const}$. Окружная скорость U_k увеличилась на 13,3%. Подобная схема компрессора применялась, например, в двигателе ПС-12.

Проточная часть с $D_k = \text{const}$ может быть применена только при достаточно низких $\pi_{\text{квд}}$. В данном примере $\pi_{\text{квд}} = 13.4$; при этом $d_{\text{отн.вх}} = 0,35$, что достаточно мало для компрессора высокого давления. Выбор столь малого значения обусловлен ограничением $d_{\text{отн.вых}} < 0,92$, что связано с конструктивными особенностями двигателя. Для более низких $\pi_{\text{квд}} = 6..10$ данная схема является вполне работоспособной.

Таблица 1

Таблица изменения геометрических размеров и количества числа ступеней компрессора газогенератора от выбора формы проточной части.

	$D, \text{м}$		z_k	$U_k, \text{м/с}$		$d_{\text{отн.вх}}$	$d_{\text{отн.вых}}$	$F_{\text{вх}}$ м^2	$F_{\text{вых}}$ м^2	$h_{\text{вх}}$ м	$h_{\text{вых}}$ м
$D_{\text{пер}} = \text{const}$	$D_{\text{пер.вх}}$	0.502	10	$D_{\text{пер.вх}}$	446.8	0.35	0.918	0.175	0.031	0.166	0.0205
	$D_{\text{пер.вых}}$	0.502									
	$D_{\text{ср.вх}}$	0.376									
	$D_{\text{ср.вых}}$	0.482									
	$D_{\text{вт.вх}}$	0.170									
	$D_{\text{вт.вых}}$	0.461									
$D_{\text{ср}} = \text{const}$	$D_{\text{пер.вх}}$	0.579	7	$D_{\text{пер.вх}}$	515.6	0.62	0.918	0.162	0.031	0.110	0.0205
	$D_{\text{пер.вых}}$	0.502									

	$D_{\text{ср.вх}}$	0.482									
	$D_{\text{ср.вых}}$	0.482									
	$D_{\text{вт.вх}}$	0.359									
	$D_{\text{вт.вых}}$	0.461									
$D_{\text{вт}} = \text{const}$	$D_{\text{пер.вх}}$	0.626	6	$D_{\text{пер.вх}}$	556.9	0.737	0.918	0.141	0.031	0.082	0.0205
	$D_{\text{пер.вых}}$	0.502									
	$D_{\text{ср.вх}}$	0.550									
	$D_{\text{ср.вых}}$	0.482									
	$D_{\text{вт.вх}}$	0.461									
	$D_{\text{вт.вых}}$	0.461									

Вывод

- Из рассмотренного выше примера можно сделать вывод, что для уменьшения числа ступеней газогенератора нужно увеличивать средний диаметр компрессора, так как частота вращения вала определяется турбиной, а ее диаметр ограничен окружной скоростью конца лопаток.
- Выходное сечение компрессора является определяющим. Ограничение по снижению числа ступеней для $D_{\text{пер}} = \text{const}$ связано именно с этим параметром. $d_{\text{отн.вых}}$ не должен превышать 0,92.
- Наиболее выгодной с этой точки зрения считается $D_{\text{вт}} = \text{const}$. При данной форме проточной части достигается наименьшее число ступеней газогенератора, но при этом необходимо учитывать ограничения по наружному диаметру турбины и по окружным скоростям лопаток первых ступеней компрессора.
- Для получения наименьшего числа ступеней газогенератора рекомендуется использование комбинированных законов проектирования проточной части компрессора. Например, $D_{\text{ср}} = \text{const} + D_{\text{вт}} = \text{const}$.

Список литературы

1. Предварительное исследование характеристик гибридных турбореактивных двухконтурных двигателей различных схем для ближне- и среднемагистральных самолетов. Эзрохи Ю. А., Каленский С. М., Полев А. С., Дрыгин А. С. // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 4. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/381537.html> (дата обращения 17.02.2013).

2. Ланшин А.И., Палкин В.А., Федякин В.Н. Анализ тенденций развития авиационных двигателей для самолетов гражданской авиации // Двигатель. 2010. № 6. С. 2-5.
3. Сосунов В.А., Чепкин В.М. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. // Москва. Издательство МАИ 2003. С.695.
4. Бекнев В.С., Расчет осевого компрессора // Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. С. 35.
5. Сравнительный анализ параметров и характеристик различных схем силовой установки с дополнительным выносным винтовентилятором. Эзрохи Ю. А., Каленский С. М., Полев А. С., Дрыгин А. С., Рябов П. А. // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 4. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/511469.html> (дата обращения 18.02.2013).