

УДК 621.45.037

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ МАЛОРАЗМЕРНОСТИ НА ПАРАМЕТРЫ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

А. А. БОБРИК¹, А. Ю. ТКАЧЕНКО², В. С. КУЗЬМИЧЕВ³

¹bobrik000al@mail.ru, ²tau@ssau.ru, ³kuzm@ssau.ru

ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева»

Поступила в редакцию 01.12.2016

Аннотация. В настоящее время малоразмерные газотурбинные двигатели находят все большее применение. Для двигателей средних и больших размеров накоплен опыт использования в процессе проектирования математических моделей разного уровня сложности, в частности, одномерной модели осевого компрессора. На основе численных расчетов оценивается возможность применения этой модели для малоразмерных газотурбинных двигателей. Переход к малоразмерности осуществляется за счет масштабирования исходной модели, исходя из сохранения положения рабочей точки на напорной характеристике компрессора. При последовательном масштабировании оцениваются границы применимости используемой модели и ее адекватность в сравнении со статистическими данными по уровню эффективности работы малоразмерных газотурбинных двигателей.

Ключевые слова: одномерная модель, малоразмерный газотурбинный двигатель, осевой компрессор, масштабирование.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящий момент малоразмерные газотурбинные двигатели (МГТД) находят все большее применение в различных отраслях. В авиации МГТД используются в качестве силовых установок (СУ) беспилотных летательных аппаратов (ЛА), а также в качестве вспомогательных силовых установок (ВСУ) самолетов и вертолетов. В перспективе планируется использовать МГТД в составе распределенных силовых установок (РСУ) средне- и дальнемагистральных самолетов [1].

В современной практике на этапе концептуального проектирования двигателя используются одномерные (1-D) термодинамические модели узлов и двигателя в целом. Данные модели позволяют быстро оценить эффективность двигателя и его составных узлов до начала их детального проектирования.

Математические модели МГТД, используемые на этапе концептуального проектирования, по существу не отличаются от аналогичных моделей двигателей средней и большой размерности. Однако в них необходимо учесть особенности, которые присущи МГТД.

В данном исследовании рассматриваются следующие актуальные вопросы, связанные с

разработкой эффективных методов проектирования МГТД:

- оценка адекватности 1-D модели осевого компрессора (ОК), созданной применительно к полноразмерным двигателям, в диапазоне размерностей, характерных для МГТД;
- сравнение расчетных результатов по 1-D модели ОК с обобщенными статистическими данными;
- разработка способов учета особенностей МГТД, необходимых для использования существующей 1-D модели ОК.

ОПИСАНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ

В работе исследуется влияние размерности на параметры эффективности осевого компрессора при уменьшении габаритов его проточной части за счет пропорционального масштабирования осевых и диаметральных размеров. В компрессоре при уменьшении габаритов увеличиваются относительные величины радиальных зазоров, толщина пограничного слоя в лопаточных венцах. Критерий Рейнольдса выходит за пределы автомодельности. Все эти факторы приводят к снижению КПД компрессора. Чаще всего на этапе концептуального проектирования двигателя это учитывается статистиче-

скими поправками на КПД в зависимости от его размерности.

Исследования проводились на одномерной расчетной модели трехступенчатого ОК с входным направляющим аппаратом, созданной в САЕ - системе АСТРА [2].

Компрессор работает при стандартных атмосферных условиях (САУ) на земле:

$$p_H = p_H^* = 101325 \text{ Па}; T_H = T_H^* = 288 \text{ К} .$$

Исходная модель компрессора характеризуется параметрами рабочего процесса, представленными в табл. 1.

Таблица 1

Параметры рабочего процесса компрессора исходной размерности

Физический расход воздуха через компрессор, G_B , кг/с	100
Расход воздуха, приведенный к параметрам рабочего тела за последней ступенью компрессора, $G_{B \text{ пр } K}$, кг/с	53,15
Частота вращения ротора, об/мин	5000
Суммарная степень повышения давления в компрессоре, π_K	2,115
Изэнтропический КПД компрессора, η_K	0,902

Геометрические параметры компрессора, характеризующиеся радиусами (втулочным, средним и периферийным) на входе в соответствующий лопаточный венiec (ЛВ), а также, параметры выходного сечения представлены в табл. 2. Радиусы на входе в каждый последующий ЛВ равны выходным радиусам предыдущего:

$$R_{BX (i+1)} = R_{ВЫХ (i)} .$$

Таблица 2

Геометрические параметры компрессора исходной размерности

Обозначение лопаточного венца	Втулочный радиус, $R_{ВТ}$, мм	Средний радиус, $R_{СР}$, мм	Периферийный радиус, R_K , мм
ВНА	196	350,5	505
РК-1	246,5	366,9	487,3
НА-1	310	403,1	496,2
РК-2	310	403,1	496,2
НА-2	348	421,1	494,3
РК-3	355	424,4	493,8
НА-3	356	422,1	488,2
Выходное сечение	340	407,8	475,6

Геометрия компрессора масштабировалась в несколько этапов – от исходной до уменьшенной в 20 раз. В качестве параметра масштабиро-

вания был принят коэффициент масштабирования, K_M . По результатам масштабирования получено несколько моделей компрессора со следующими значениями K_M :

$$K_M = \{1; 0,8; 0,6; 0,4; 0,2; 0,15; 0,1; 0,05\} .$$

Для примера на рис. 1 представлены проточные части исходного варианта компрессора и компрессора, уменьшенного в 10 раз.

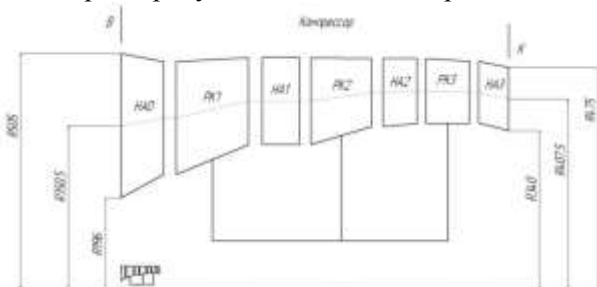


Рис. 1. Проточные части исходного компрессора и уменьшенного компрессора ($K_M = 0,1$)

Абсолютные значения радиальных зазоров у рабочего колеса (РК) для всех моделей составляют:

$$\delta_{p31} = 1 \text{ мм}; \delta_{p32} = 1,2 \text{ мм}; \delta_{p33} = 0,8 \text{ мм}.$$

ПРИНЦИП МАСШТАБИРОВАНИЯ

Масштабирование компрессора проводилось из принципа сохранения положения рабочей точки на его напорной характеристике, то есть из постоянства треугольников скоростей для каждой из рассчитываемых моделей.

Далее приведены основные зависимости для параметров, характеризующих компрессор:

$$F = \pi (R_K^2 - R_{ВТ}^2) = \pi (R_K - R_{ВТ}) (R_K + R_{ВТ}) = \pi \cdot h_L \cdot 2R_{СР}, \tag{1}$$

$$G = \frac{m \cdot p^* \cdot q(\lambda) \cdot F}{\sqrt{T^*}}, \tag{2}$$

$$U_i = \frac{\pi R_i \cdot n}{30}, \tag{3}$$

где F – осевая площадь рассматриваемого сечения; p^* , T^* – полные давление и температура рабочего тела; $q(\lambda)$ – относительная плотность тока; m – численный коэффициент, для воздуха $m = 0,0405$ (кг x К/Дж)^{0,5}; U – окружная скорость на i -том радиусе РК.

Пусть исходная модель компрессора масштабируется в k раз ($K_M = k$). Радиусы всех ступеней, а также входного устройства изменяются пропорционально K_M . Исходя из зависимости (1), площадь изменяется пропорционально изменению высоты лопатки и среднего радиуса, то есть пропорционально k^2 раз.

Расход воздуха (2) на входе в компрессор изменяется пропорционально площади, так как полное давление и температура зависят только от внешних условий, которые не изменяются. Таким образом, расход изменяется пропорционально квадрату K_M в k^2 раз.

Чтобы обеспечить постоянство треугольников скоростей при масштабировании моделей, необходимо сохранить неизменной величину окружной скорости, которая изменяется пропорционально радиусу и частоте вращения ротора. Тогда, исходя из (3), частота вращения должна меняться обратно пропорционально радиусу, то есть в $1/k$ раз.

На следующей схеме проиллюстрировано описанное изменение параметров:

$$K_M \downarrow (k) \rightarrow R_i \downarrow (k) \rightarrow F_i \downarrow (k) \rightarrow G_{BX} \downarrow (k^2);$$

$$R_i \downarrow (k) \rightarrow U_i \downarrow (k); U_i = const \text{ при } n \downarrow \left(\frac{1}{k}\right) \Leftrightarrow \uparrow (k).$$

Важно отметить, что постоянство треугольников скоростей для компрессоров разной размерности не выдерживается из-за влияния дополнительных потерь, за счет которых изменяется картина течения потока, в том числе и углы атаки, в результате чего происходит рассогласование ступеней, что влияет на параметры ОК.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА

Расчет каждого из масштабируемых вариантов компрессора в САЕ – системе АСТРА включал первичный расчет, в котором учитывалось только пропорциональное изменение геометрии, и оптимизированный, в котором дополнительно подбирались оптимальные величины характерных углов ЛВ с целью обеспечения максимального КПД. Расчетные параметры ЛВ, используемые в одномерной модели, приведены на рис. 2.

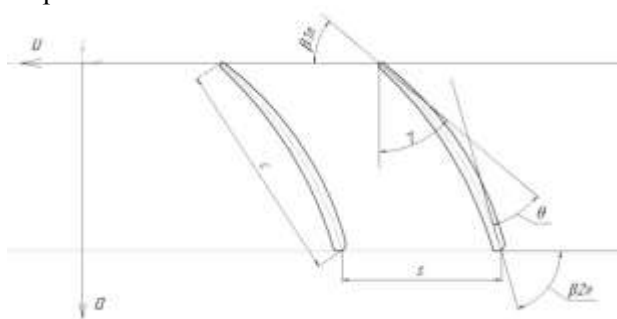


Рис. 2. Геометрические параметры лопаточного венца РК

На рис. 2 представлены следующие параметры:

- c – хорда лопатки;
- s – шаг лопаточного венца;

- β_{1L} – конструктивный лопаточный угол на входе в венец;
- β_{2L} – конструктивный лопаточный угол на выходе из венца;
- γ – угол между продольной осью компрессора и касательной к средней линии профиля лопатки на входе в венец;
- θ – угол между касательными к средней линии профиля на входе и выходе из венца.

Оптимизация проводилась путем подбора значений углов γ и θ :

$$\gamma = 90^\circ - \beta_{1L}, \quad (4)$$

$$\Theta = \gamma - (90^\circ - \beta_{2L}) = \gamma + \beta_{2L} - 90^\circ. \quad (5)$$

Подставляя (4) в (5), получаем:

$$\Theta = 90^\circ - \beta_{1L} + \beta_{2L} - 90^\circ = \beta_{2L} - \beta_{1L}. \quad (6)$$

Таким образом, подбор значения угла γ позволил определить оптимальный угол атаки, а подбор угла θ – оптимальную работу сжатия, подводимую к ступени. Данные обозначения соответствуют РК. Для направляющих аппаратов (НА) вместо углов β используются углы α .

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Серия расчетов при различных коэффициентах масштабирования проводилась в следующей последовательности:

$$M \ 1:1 \text{ (ИСХ/ПЕРВИЧ)} \rightarrow M \ 1:1 \text{ (ОПТ)} \\ \rightarrow M \ 0,8:1 \text{ (ПЕРВИЧ)} \rightarrow \dots \rightarrow 0,05:1 \text{ (ОПТ)}.$$

Значения углов γ и θ для первичного расчета каждой следующей масштабной модели брались из оптимизационного расчета предшествующей модели большего масштаба. Затем проводился пересчет углов отмасштабированной модели. Так как при оптимизации изменяются параметры ЛВ, то изменяется и кинематика потока и, соответственно, треугольники скоростей.

Численные результаты расчетов представлены в табл. 3, 4, а сравнение параметров, полученных двумя видами расчетов, в зависимости от K_M проиллюстрировано на рис. 3–7.

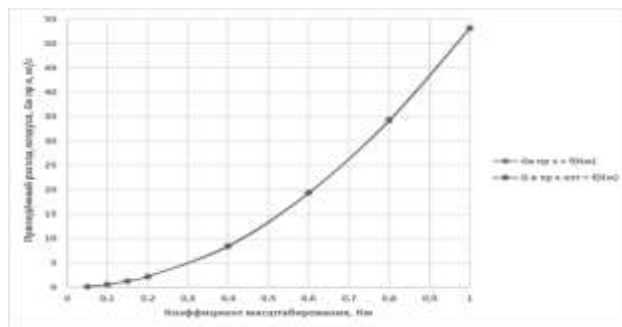


Рис. 3. Зависимость приведенного расхода воздуха $G_{B \text{ пр } K}$ от K_M

Таблица 3

Результаты первичных расчетов для моделей ОК различной размерности

Коэффициент масштабирования, Км	1	0,8	0,6	0,4	0,2	0,15	0,1	0,05
Расход воздуха через ОК, Гв, кг/с	100	64	36	16	4	2,25	1	0,25
Частота вращения ротора, n, об/мин	5000	6250	8333	12500	25000	33333	50000	100000
Приведенный расход воздуха за ОК, Гк пр, кг/с	53,154	34,226	19,469	8,584	2,171	1,246	0,571	0,152
Степень повышения давления в К, π_k	2,115	2,101	2,074	2,095	2,071	2,024	1,96	1,842
Изоэнтропический КПД компрессора, η_k	0,902	0,899	0,897	0,891	0,874	0,867	0,844	0,756
Закрутка потока в РК-1, ΔC_u , м/с	135,45	135,35	138,95	141,51	133,69	133,97	135,9	134,82
Число Рейнольдса в РК-3, Re	1817162	1450731	1089135	690428	349972	244939	157818	72641

Таблица 4

Результаты расчетов с оптимизацией для моделей ОК различной размерности

Коэффициент масштабирования, Км	1	0,8	0,6	0,4	0,2	0,15	0,1	0,05
Расход воздуха через К, Гв, кг/с	100	64	36	16	4	2,25	1	0,25
Частота вращения ротора, n, об/мин	5000	6250	8333	12500	25000	33333	50000	100000
Приведенный расход воздуха за ОК, Гк пр, кг/с	53,221	34,37	19,368	8,396	2,19	1,252	0,555	0,147
Степень повышения давления в К, π_k опт	2,112	2,089	2,086	2,15	2,05	2,012	2,024	1,904
Изоэнтропический КПД компрессора, η_k опт	0,904	0,903	0,900	0,893	0,878	0,868	0,847	0,772
Закрутка потока в РК-1, ΔC_u , м/с	135,47	139,13	141,74	134,24	134,29	136,48	136,83	137,92
Число Рейнольдса в РК-3, Re	1816791	1456061	1040395	706453	328236	238873	150303	74081

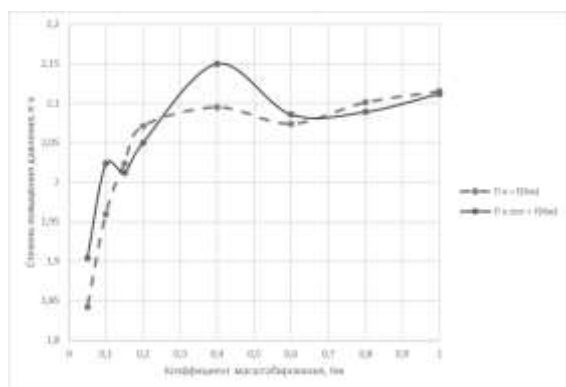


Рис. 4. Зависимость степени повышения давления от коэффициента масштабирования

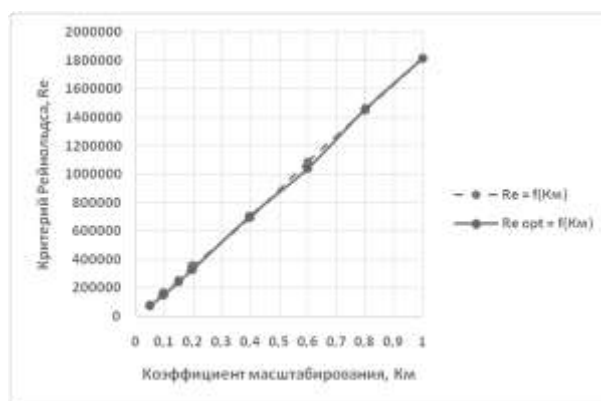


Рис. 6. Зависимость критерия Рейнольдса от коэффициента масштабирования

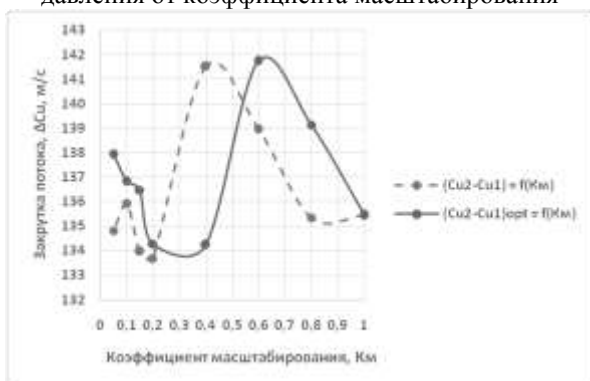


Рис. 5. Зависимость закрутки потока от коэффициента масштабирования

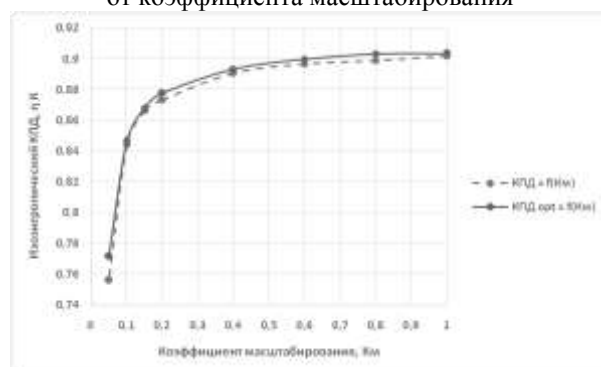


Рис. 7. Зависимость изоэнтропического КПД от коэффициента масштабирования

Как видно из таблиц и рисунков, приведенный расход воздуха для обоих вариантов расчета фактически не различается, степень повышения давления зависит от углов ЛВ, определяемых в результате оптимизации. Рис. 5 иллюстрирует изменение подобия треугольников скоростей при масштабировании.

КПД (см. рис. 7) существенно уменьшается при $K_M < 0,2$. Данную величину ($K_M = 0,2$) при исходном значении расхода воздуха через компрессор $G_B = 100$ кг/с можно принять за границу малоразмерности.

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ СО СТАТИСТИЧЕСКИМИ ЗАВИСИМОСТЯМИ

Размерность двигателя в целом принято оценивать по различным параметрам (тяге, расходу воздуха на входе в двигатель, приведенному расходу воздуха по параметрам за компрессором). В данном исследовании в качестве критерия размерности принят расход воздуха, приведенный по параметрам рабочего тела за компрессором [3]. Для выбранного критерия существует статистическая зависимость (7), полученная на основе обобщения экспериментальных данных [4].

Данная зависимость определяет поправку на политропический КПД компрессора $\eta_{пол.к. исх}$ в зависимости от его размерности.

$$\Delta\eta_{пол.к} = \frac{0,02308}{G_{B пр.к}} + 0,0522. \quad (7)$$

Взаимосвязь изэнтропического и политропического КПД определяется зависимостью (8).

$$\eta_{пол.к} = \frac{\ln\left(\frac{\pi_k^{k-1}}{\pi_k^k}\right)}{\ln\left(1 + \frac{\pi_k^k - 1}{\eta_k}\right)}. \quad (8)$$

Рассчитанные по этой зависимости изэнтропические КПД были пересчитаны на политропические.

Полученные значения политропического КПД для расчетных моделей и по обобщенной статистической зависимости приведены в табл. 5–6.

Относительная разность между КПД вычисляется по следующей формуле:

$$\delta\eta_{пол.к} = \frac{|\eta_{пол.к. расч} - \eta_{пол.к. стат}|}{\eta_{пол.к. расч}} \cdot 100\%. \quad (9)$$

По результатам расчетов построены графики (рис. 8–9), где сплошными линиями изображаются расчетные значения КПД, а пунктирными – определенные по статистическим зависимостям.

Таблица 5

Сравнение величин расчетного и статистического КПД для серии расчетов без оптимизации

Политропический КПД, $\eta_{пол.к}$	0,912	0,909	0,907	0,901	0,886	0,879	0,858	0,776
Статистическая поправка на политропический КПД, $\Delta\eta_{пол.к} \times 10^2$	0,565	0,589	0,641	0,791	1,1585	2,2374	4,4564	15,706
Статистический КПД, $\eta_{пол.к стат}$	0,906	0,906	0,905	0,904	0,896	0,888	0,866	0,755
$\delta\eta_{пол.к}, \%$	0,62	0,34	0,17	0,28	1,15	1,03	0,98	2,71

Таблица 6

Сравнение величин расчетного и статистического КПД для серии расчетов с оптимизацией

Политропический КПД, $\eta_{пол.к}$	0,913	0,913	0,910	0,904	0,889	0,881	0,861	0,791
Статистическая поправка на политропический КПД, $\Delta\eta_{пол.к} \times 10^2$	0,565	0,589	0,641	0,797	1,576	1,2365	4,6810	16,223
Статистический КПД, $\eta_{пол.к стат}$	0,908	0,907	0,907	0,905	0,897	0,890	0,866	0,751
$\delta\eta_{пол.к}, \%$	0,62	0,60	0,31	0,11	0,91	1,02	0,63	5,08

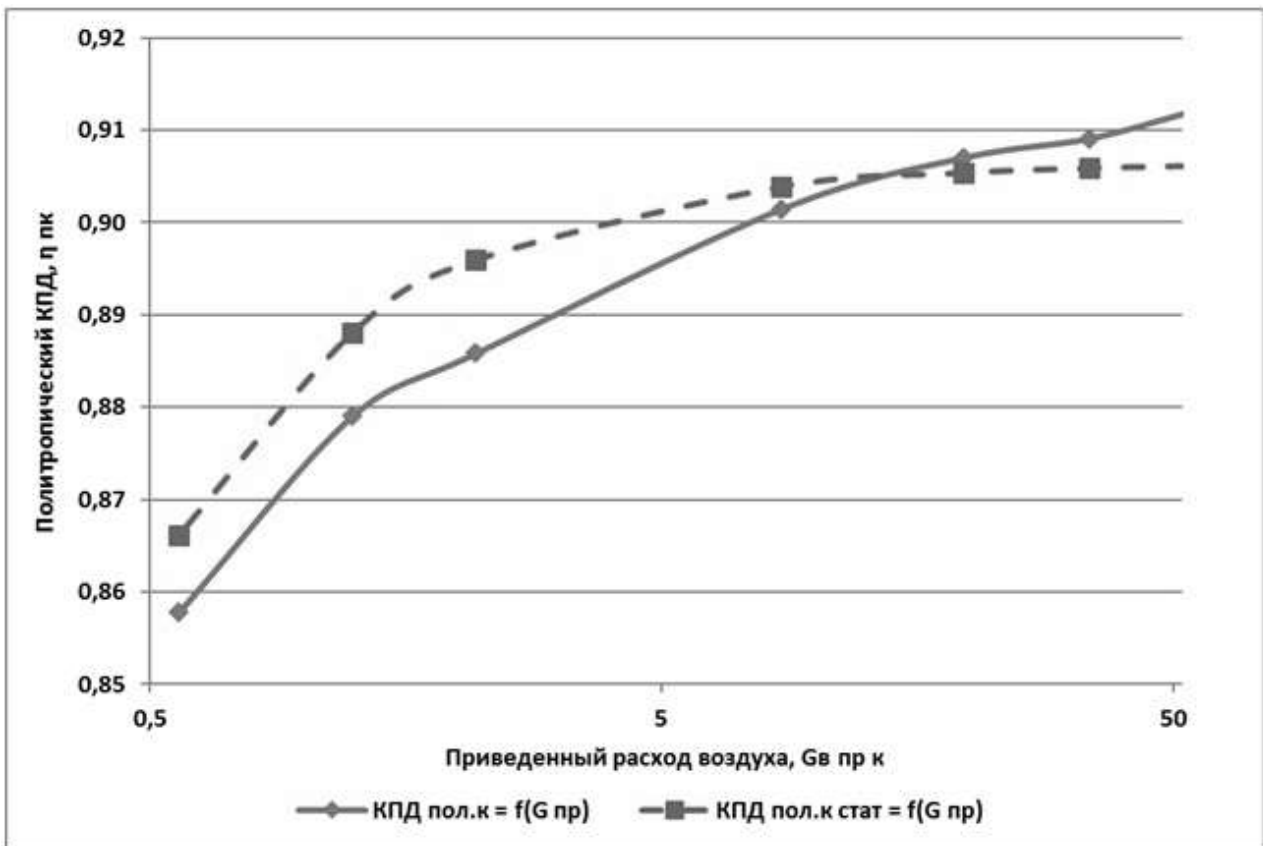


Рис. 8. Зависимости расчетного и статистического КПД от приведенного расхода воздуха без оптимизации ЛВ (логарифмическая шкала)

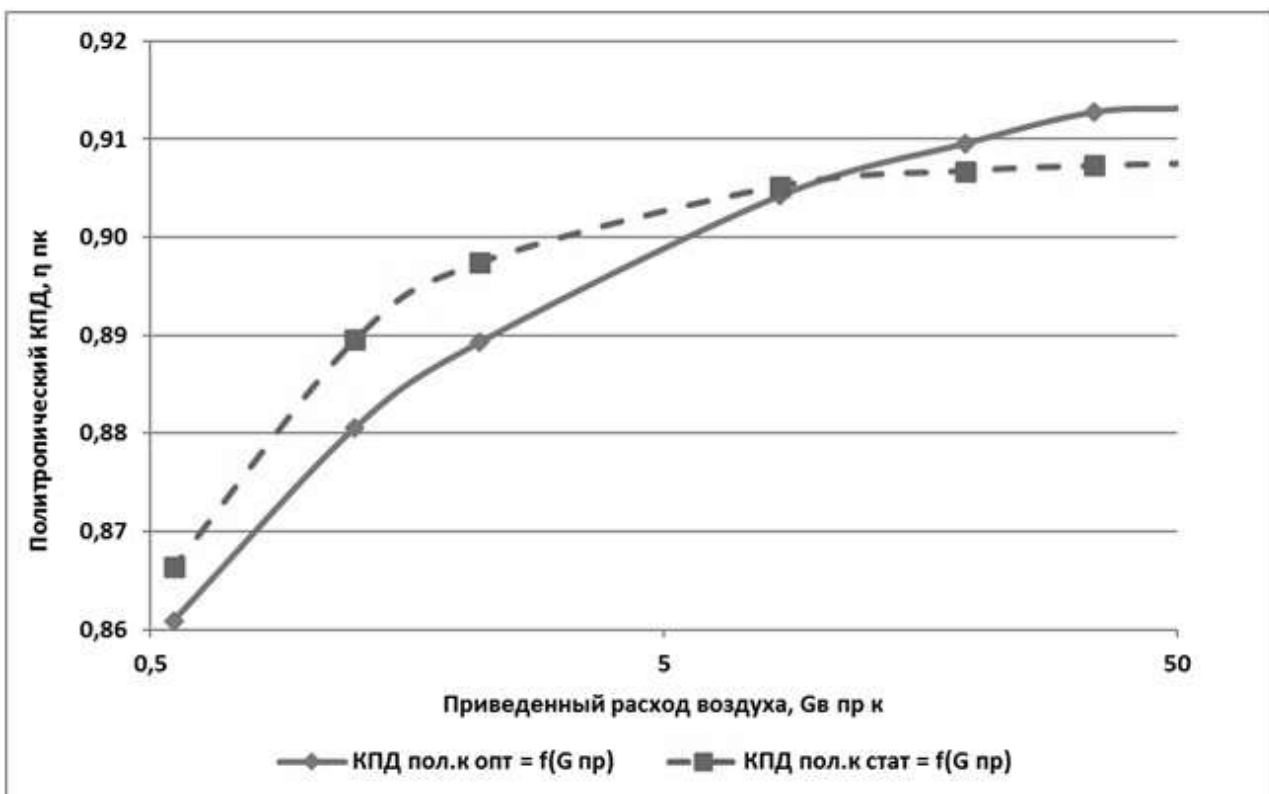


Рис. 9. Зависимости расчетного и статистического КПД от приведенного расхода воздуха с оптимизацией ЛВ (логарифмическая шкала)

Из анализа полученных результатов видно, что для всех масштабируемых моделей (кроме модели наименьшего масштаба) статистические данные не отличаются от расчетных более чем на 1 %.

Таким образом, созданная математическая модель при введении поправочных коэффициентов может использоваться для расчета компрессоров малоразмерных ГТД.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С помощью одномерной термодинамической модели проведен численный анализ влияния малоразмерности на параметры эффективности осевого компрессора при пропорциональном масштабировании его осевых и диаметральных размеров. В качестве параметра масштабирования был принят коэффициент масштабирования K_M , изменяющийся от 1 до 0,05.

Исходный вариант компрессора масштабировался из условия сохранения рабочей точки на напорной характеристике, однако, вследствие оптимизации углов γ и θ , корректирующих углы атаки и закрутку потока в лопаточных венцах с целью получения максимального КПД, положение рабочей точки изменялось.

По результатам расчетов определено влияние размерности компрессора на величину его КПД. Показано, что изоэнтропический КПД компрессора при уменьшении его размеров в 20 раз и оптимизации уменьшается на 13% (от 0,9 до 0,77).

Показано, что расчетные значения КПД осевого компрессора, определенные по его одномерной модели, согласуются с обобщенными статистическими зависимостями, расхождение не превышает 1%.

Одномерная математическая модель осевого компрессора, применяемая при проектировании полноразмерных двигателей, может использоваться и для расчета компрессоров малоразмерных газотурбинных двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Скибин В. А., Соломин В. И., Палкин В. А. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний в обеспечении создания перспективных авиационных двигателей. М.: ЦИАМ, 2010. 677 с. [V. A. Skibin, V. I. Solonin, V. A. Palkin, *The works of the leading aircraft engine companies in ensuring the development of advanced aircraft engines*, (in Russian). Moscow: Central Institute of Aviation Motors "CIAM", 2010.]

2. Формирование виртуальной модели рабочего процесса газотурбинного двигателя в САЕ системе «АСТРА» / В. С. Кузьмичев [и др.] // Электронный журнал «Труды

МАИ». 2013. №67. С. 1–15. [V. S. Kuz'michev, et al., "Development of the virtual model of the working process of gas turbine engine using the computer-aided system ASTRA", (in Russian), in *Elektronnyj zhurnal «Trudy MAI»*, 2013, no. 67, pp. 1–15.]

3. Скибин В. А. Машиностроение. Энциклопедия. Самолеты и вертолеты. Том 4-21. Книга 3. М.: Машиностроение, 2010. 720 с. [V. A. Skibin, *Engineering. Encyclopedia. Airplanes and helicopters. Vol. 4-21. Book 3*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 2010.]

4. Григорьев В. А., Зрелов В. А., Игнаткин Ю. М. и др. Вертолетные газотурбинные двигатели. М.: Машиностроение, 2007. 491 с. [V. A. Grigor'ev, V. A. Zrelov, Y. M. Ignatkin, et al., *Helicopter gas turbine engines*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 2007.]

ОБ АВТОРАХ

БОБРИК Алексей Александрович, асп. каф. теории двигателей летательных аппаратов. Дипл. инж. (Самарский Университет им. академика С. П. Королева, 2016). Готовит дисс. о методах и средствах концептуального проектирования распределенных силовых установок летательных аппаратов на базе малоразмерных газотурбинных двигателей.

ТКАЧЕНКО Андрей Юрьевич, доц. каф. теории двигателей летательных аппаратов. Дипл. инж.-констр. (СГАУ, 2005). Канд. техн. наук по тепловым, электроракетным двигателям и энергоустановкам ЛА (СГАУ, 2009). Иссл. в обл. разработки автоматизированных средств проектирования ГТД.

КУЗЬМИЧЕВ Венедикт Степанович, проф. каф. теории двигателей летательных аппаратов. Д-р техн. наук по тепловым, электроракетным двигателям и энергоустановкам ЛА (СГАУ, 2000). Иссл. в обл. разработки автоматизированных средств проектирования ГТД.

METADATA

Title: Analysis of influence of reducing axial compressor's size.

Authors: A. A. Bobrik¹, A. U. Tkachenko², V. S. Kuz'michev³

Affiliation:

Samara University, Russia.

Email: ¹bobrik000al@mail.ru, ²tau@ssau.ru, ³kuzm@ssau.ru.

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 21, no. 1 (75), pp. 72-79, 2017. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: Small-size gas turbine engines are finding larger application in present. Experience of using mathematical models of engines and parts of engines has accumulated preference for medium and big-size gas turbine engines. Appraise of possibility using mathematical models axial compressor of medium and big-size engines for small-size engines is a main point of this article.

Key words: one-dimensional model; small-size gas turbine engine; axial compressor; scale.

About authors:

BOBRIK, Alexey Aleksandrovich, postgraduate student of Department theory of aircraft engine. Diploma design engineer (Samara University, 2016). Prepares diss. methods and means of the conceptual design of distributed power plants which based on small-size gas turbine engines.

TKACHENKO, Andrey Yurievich, associate professor of Department theory of aircraft engines. Diploma design engineer (SSAU, 2005). PhD for thermal, electric propulsion and power installations of aircrafts (SSAU, 2009). Research in the development of automated design tools GTE.

KUZ'MICHEV, Venedikt Stepanovich, professor of Department theory of aircraft engines. Doctor of technical science for thermal, electric propulsion and power installations of aircrafts (SSAU, 2000). Research in the development of automated design tools GTE.