

В. М. Кофман

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА И ВЕНТИЛЯТОРА ГТД ПО ПАРАМЕТРАМ НЕРАВНОМЕРНЫХ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ

С помощью разработанных алгоритмов и программы выполнено осреднение параметров неравномерных потоков воздуха на входе и выходе из компрессора и вентилятора ГТД с использованием различных способов. По результатам осреднения выполнен расчет КПД и других показателей эффективности работы компрессора и вентилятора с оценкой погрешностей, возникающих при использовании различных способов осреднения. Установлены наиболее обоснованные способы осреднения для обработки результатов испытаний компрессора и вентилятора ГТД. ГТД; компрессор; вентилятор; неравномерный воздушный поток; интегральные характеристики потока; способы осреднения; средние параметры; коэффициент полезного действия.

### ВВЕДЕНИЕ

Уровень удельных параметров ГТД (удельной тяги, удельного расхода топлива) зависит от величин показателей эффективности работы его узлов, в частности, от КПД компрессора и вентилятора. Так, при увеличении КПД компрессора высокого давления или вентилятора на 1% проектируемого двухконтурного ГТД, имеющего степень двухконтурности  $m \approx 0,5$ , его удельный расход топлива снижается на 0,3...0,4%, а удельная тяга возрастает на 0,7...0,8%.

Дальнейшее совершенствование такой сложной технической системы, как современный двухконтурный ГТД требует в процессе его доводки достоверного знания КПД его узлов в пределах 0,5% и менее. Поэтому повышение точности определения по результатам испытаний КПД компрессора и вентилятора, а также других показателей их эффективности, является важной задачей в практике авиационного двигателестроения.

К числу показателей и параметров, которые характеризуют эффективность и режим работы компрессора и вентилятора ГТД, относятся степень повышения полного давления  $\pi_k^*$ , физический расход воздуха  $G_v$ , расход воздуха, приведенный к стандартным атмосферным условиям  $G_{v,пр}$ , изоэнтропический КПД по заторможенным параметрам  $\eta_k^*$ , приведенная частота вращения  $n_{пр}$ .

В процессе доводки компрессора и вентилятора ГТД для определения их характеристик и оценки влияния конструктивных усовершенствований на изменение показателей их эффективности производятся автономные испытания компрессора и вентилятора на компрессорном

стенде с установкой в сечениях на их входе и выходе приемников для измерения параметров воздуха. К числу измеряемых параметров, по величинам которых определяются КПД компрессора (вентилятора) и другие показатели их эффективности, относятся температуры торможения, полные и статические давления воздуха –  $T_{вх}^*$ ,  $T_k^*$ ,  $P_{вх}^*$ ,  $P_k^*$ ,  $P_{вх}$ ,  $P_k$ , где индексы «вх» и «к» обозначают сечения на входе и выходе компрессора (вентилятора).

Действительный поток воздуха имеет на входе в компрессор одновального ТРД и в вентилятор ТРДД динамическую неравномерность, на входе и выходе из компрессора высокого давления ТРД и ТРДД и на выходе из вентилятора ТРДД – динамическую и температурную неравномерность. Поэтому расчет показателей, характеризующих эффективность работы компрессора и вентилятора, производят по величинам средних параметров, полученным при обработке неравномерных потоков воздуха на их входе и выходе с помощью того или иного метода осреднения. При использовании различных способов осреднения неравномерных потоков характеристики одного и того же режима движения воздуха могут отличаться на несколько процентов [1, 2]. Вследствие этого в процессе экспериментальных исследований и доводки компрессоров и вентиляторов ГТД при определении величин средних параметров воздуха на входе и выходе из компрессора (вентилятора), их КПД и других показателей эффективности, необходимо выбирать обоснованные способы осреднения.

Согласно ОСТ 1 02595-86 [3], величина изоэнтропического КПД компрессора по заторможенным параметрам  $\eta_k^*$  рассчитывается по формуле

$$\eta_k^* = \frac{i_{\text{из.к}}^* - i_{\text{вх}}^*}{i_k^* - i_{\text{вх}}^*}, \quad (1)$$

где  $i_{\text{из.к}}^*$  – удельная энтальпия в конце изоэнтропического повышения давления воздуха в компрессоре от  $p_{\text{вх}}^*$  до  $p_k^*$ , соответствующая изоэнтропической температуре торможения  $T_{\text{из.к}}^*$  в конце этого процесса;  $i_k^*$  – удельная энтальпия воздуха, соответствующая действительной температуре торможения воздуха на выходе из компрессора  $T_k^*$ ;  $i_{\text{вх}}^*$  – удельная энтальпия воздуха, соответствующая действительной температуре торможения воздуха  $T_{\text{вх}}^*$  на входе в компрессор.

При расчете КПД компрессора по результатам измерения параметров неравномерного воздушного потока в [3] рекомендуется их осреднение выполнять по описанному в [1, 2] способу с сохранением в равномерном каноническом осредненном потоке величин интегральных характеристик потока – массового расхода ( $G$ ), потока полного теплосодержания ( $I^*$ ) и потока энтропии ( $S$ ), такими же, как и в неравномерном действительном потоке. Как указывается в [1, 2], использование способа осреднения с сохранением  $G$ ,  $I^*$ ,  $S$  «позволяет правильно определить по осредненным параметрам величину энергии, сообщаемой единице массы газа, величину необратимых потерь между двумя сечениями канала и расход газа через канал».

При этом способе осреднения величины средних температур торможения  $T_{\text{вх}}^*$  и  $T_k^*$  рассчитываются из уравнения потока полного теплосодержания для канонического осредненного потока в соответствующих сечениях

$$I^* = Gc_p(T^*)T^*. \quad (2)$$

Величины средних полных давлений  $p_{\text{вх}}^*$  и  $p_k^*$  (по которым рассчитываются  $\pi_k^*$  и, далее,  $T_{\text{из.к}}^*$  и  $i_{\text{из.к}}^*$ ), определяются при этом способе осреднения из уравнения потока энтропии для канонического осредненного потока

$$S = GR \ln \left( \frac{T^{*k}}{p^*} \right), \quad (3)$$

где  $I^*$ ,  $S$  и  $G$  – потоки полного теплосодержания, энтропии и расход в неравномерном действительном потоке,  $T^*$  – средняя температура.

Величина изоэнтропической температуры  $T_{\text{из.к}}^*$ , которая определяет величину входящей в формулу (1) удельной энтальпии  $i_{\text{из.к}}^*$ , при известных величинах средних полных давлений на входе и выходе из компрессора и средней температуре торможения на входе, рассчитывается в [3] по величине удельной изобарной энтропии по формуле

$$s_{\text{из.к}}^* = s_{\text{вх}}^* + R \ln \left( \frac{p_k^*}{p_{\text{вх}}^*} \right), \quad (4)$$

где

$$s^* = \int_{T_0}^{T^*} C_p(T) \frac{dT}{T}. \quad (5)$$

Рассмотрение формул (1)...(5) показывает, что погрешность определения изоэнтропического КПД вентилятора (компрессора) зависит от погрешностей расчета величин средних температур  $T_{\text{вх}}^*$ ,  $T_k^*$  и средних полных давлений  $p_{\text{вх}}^*$ ,  $p_k^*$ , которые могут возникать при применении того или иного способа осреднения.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

### Объекты исследования

Для выбора обоснованного способа осреднения и объективной оценки величин КПД компрессора (вентилятора) и других показателей их эффективности в процессе испытаний и доводки этих узлов, целесообразно выполнить сравнительный анализ величин показателей эффективности работы компрессора и вентилятора, рассчитанных по величинам средних параметров  $p_{\text{вх}}^*$ ,  $p_k^*$ ,  $T_{\text{вх}}^*$  и  $T_k^*$ , полученным с помощью различных способов осреднения.

Применительно к вентилятору «И» ГТД, имеющему в стендовых условиях на номинальном режиме работы степень повышения давления  $\pi_k^* = 2,5$ , такой анализ выполнен автором в [4]. Величины приведенных скоростей, рассчитанных по среднемассовой скорости потока  $u$ , и величины коэффициентов поля  $\tau_r$  [5] на входе и выходе из вентилятора «И» составляли на исследуемом режиме на входе:  $\lambda_u = 0,494$ ,  $\tau_r = 1,0317$ , на выходе:  $\lambda_u = 0,47$ ,  $\tau_r = 1,108$ . Неравномерность температуры в потоке воздуха на выходе из вентилятора характеризовалась коэффициентом, рассчитанным по величинам максимальной и минимальной температуры торможения в сечении  $(T_{k,\text{max}}^*/T_{k,\text{min}}^*) = 1,066$ .

Лобовая производительность вентилятора «И» на исследуемом режиме составляла  $G_{в.пр.} / F_{лоб} = 177 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$ .

Для получения рекомендаций по выбору обоснованного способа осреднения при оценке КПД и других показателей эффективности работы компрессоров ГТД, которые, по сравнению с вентиляторами, имеют более высокую степень повышения полного давления и меньшую приведенную скорость в сечении на выходе, необходимо выполнить аналогичное исследование и для компрессоров.

В настоящей работе такое исследование выполнено применительно к осевому компрессору одновального ГТД «Б», имеющему в стендовых условиях на максимальном режиме степень повышения полного давления  $\pi_k^* = 4,5$  и лобовую производительность  $G_{в.пр.} / F_{лоб} = 174 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$ . Приведенная скорость и коэффициент поля в сечениях на входе и выходе из компрессора «Б» составляли на входе:  $\lambda_u = 0,539$ ,  $\tau_r = 1,047$ , на выходе:  $\lambda_u = 0,382$ ,  $\tau_r = 1,076$ . Коэффициент, характеризующий неравномерность температуры торможения в потоке воздуха на выходе из компрессора «Б», составлял  $(T_{к.макс}^* / T_{к.мин}^*) = 1,057$ .

### Методика исследования

Численные расчеты по осреднению параметров на входе и выходе из компрессора «Б», расчет КПД и других показателей его эффективности выполнены с помощью алгоритмов и соответствующей программы для ЭВМ [6, 7, 8] по 12 различным способам осреднения.

К этим способам относятся: осреднение по площади ( $F$ ), по массовому расходу ( $G$ ), осреднение по способам с сохранением в каноническом осредненном потоке, такими же как и в действительном неравномерном, величин трех интегральных характеристик потока:  $G$ ,  $I$ ,  $S$ ;  $G$ ,  $I$ ,  $\Phi$ ;  $\Phi$ ,  $S$ ,  $I$ ;  $E$ ,  $G$ ,  $I$ ;  $E$ ,  $G$ ,  $\Phi$ ;  $E$ ,  $G$ ,  $S$ ;  $G$ ,  $\Phi$ ,  $S$ ;  $G$ ,  $I^*$ ,  $S$ ;  $G$ ,  $I^*$ ,  $\Phi$  и  $G$ ,  $I^*$ ,  $E$ ; где  $G$  – массовый расход,  $\Phi$  – поток полного импульса,  $E$  – поток кинетической энергии,  $I^*$  – поток полного теплосодержания,  $I$  – поток теплосодержания,  $S$  – поток энтропии. (В приведенном ниже тексте и таблицах способы осреднения условно обозначены буквами латинского алфавита.) Осреднение по каждому из перечисленных способов осреднения производится с использованием соответствующей подпрограммы. Основные положения, принятые при осреднении неравномерных газовых потоков с сохранением трех из шести интегральных характеристик действи-

тельного потока, приведены в известных работах [1, 2].

Учет теплофизических свойств рабочего тела в [6, 7, 8] осуществляется на уровне элементарных струек в области предполагаемой установки приемников температуры с помощью метода и подпрограмм расчета термодинамических параметров воздуха и продуктов сгорания углеводородных топлив, разработанных Л. Н. Дружинным, Л. И. Швецом, Н. С. Малининой [9]. Интегральные характеристики действительного неравномерного потока рассчитываются в программе [6, 7, 8] по формулам:

$$G = \iint_D \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi,$$

$$I = \iint_D c_p(T) T(r, \varphi) \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi,$$

$$I^* = \iint_D c_p(T^*) T^*(r, \varphi) \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi,$$

$$\Phi = \iint_D (p(r, \varphi) + \rho(r, \varphi) W^2(r, \varphi)) r dr d\varphi,$$

$$S = R_r \iint_D \ln \left[ \frac{T(r, \varphi)^k}{p(r, \varphi)} \right] \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi,$$

$$E = \frac{1}{2} \iint_D \rho(r, \varphi) W^3(r, \varphi) r dr d\varphi.$$

Коэффициент поля  $\tau_r$  и среднемассовая скорость  $u$  неравномерного потока рассчитываются в [6, 7, 8] по формулам

$$\tau_r = \frac{\iint_D \rho(r, \varphi) W^2(r, \varphi) r dr d\varphi}{\left[ \iint_D \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi \right]^2},$$

$$u = \frac{\iint_D \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi}{\iint_D \rho(r, \varphi) r dr d\varphi},$$

где  $D = \{ (R, \varphi) \mid R_1 \leq R \leq R_N, \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_M \}$  – область на плоскости в полярной системе координат;  $\bar{R} = (R_1, R_2, \dots, R_N)$ ,  $\bar{\varphi} = (\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_M)$  – массивы радиусов и углов, на которых осуществляется измерение параметров  $p_i$ ,  $p_i^*$ ,  $T_i^*$  в элементарных струйках;  $\rho$ ,  $W$  – плотность и скорость воздуха;  $(r, \varphi)$  – переменные интегрирования (радиус и угол).

Параметр  $\tau_r$ , называемый коэффициентом поля [5], характеризует степень динамической неравномерности потока в рассматриваемом

сечении. В случае равномерного поля параметров  $\tau_r = 1,0$ , неравномерного –  $\tau_r > 1,0$ .

Реализованная на ЭВМ программа [6, 7, 8] позволяет выполнять осреднение параметров при их измерении на 20 радиусах кольцевого или цилиндрического канала при 720 угловых положениях термодар, приемников полного и статического давления при их установке (или перемещении с помощью специального устройства) с равномерным и неравномерным шагом.

После осреднения параметров неравномерного потока на входе и выходе компрессора (вентилятора) по различным способам, с помощью специальной разработанной автором программы рассчитывались величины параметров  $\pi_k^*$ ,  $T_{из.к}^*$ ,  $i_{из.к}^*$ ,  $i_k^*$ ,  $i_{вх}^*$ ,  $G_{в.пр}$  и  $\eta_k^*$ .

Изоэнтروпическая температура  $T_{из.к}^*$ , по которой определяется величина входящей в формулу (1) удельной энтальпии  $i_{из.к}^*$ , при известных величинах средних полных давлений на входе и выходе из компрессора (вентилятора) и известной средней температуре торможения на входе, рассчитывалась из уравнения

$$\exp\left(\frac{1}{R} \int_{T_{вх}^*}^{T_{из.к}^*} C_p(T) \frac{dT}{T}\right) = \frac{P_k^*}{P_{вх}^*},$$

полученного при совместном решении 1-го закона термодинамики, уравнения энтропии и уравнения состояния идеального газа для случая изоэнтропического процесса сжатия [9].

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Численные расчеты по осреднению параметров и оценке КПД компрессора ГТД «Б» выполнены для его стендового максимального режима работы. При проведении исследования данные о расходе воздуха, величинах статических и полных давлений действительных потоков на входе и выходе из компрессора, о температуре торможения воздуха в сечении на выходе, необходимые для построения эюр полного давления и температуры торможения, были получены по результатам измерений при стендовых испытаниях этого ГТД. Изменение эюр полного давления и температуры торможения в зонах около стенок каналов принято на основе имеющихся экспериментальных данных, полученных при испытаниях осевых компрессоров и вентиляторов авиационных ГТД. Эюры полного давления на входе и выходе из компрессора «Б», используемые в исследовании, приведены на рис. 1 и 2. Эюра температуры торможения в сечении на выходе из компрессора «Б»

приведена на рис. 3. Неравномерность температуры торможения в потоке воздуха на выходе из компрессора «Б», как и в сечении на выходе из вентилятора «И», была относительно невысокой – отношение максимальной температуры торможения воздуха за компрессором «Б» к минимальной составляло  $(T_{к.маx}^*/T_{к.миn}^*) = 1,057$ .

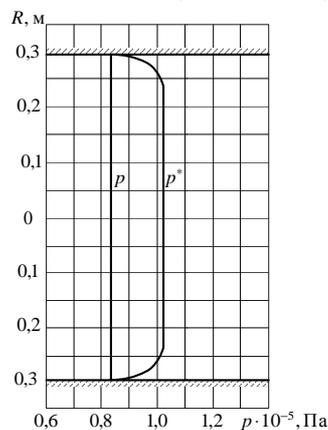


Рис. 1. Эюра полного давления в потоке воздуха на входе в компрессор «Б»

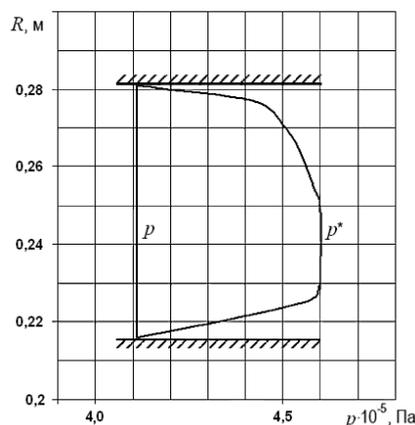


Рис. 2. Эюра полного давления в потоке воздуха на выходе из компрессора «Б»

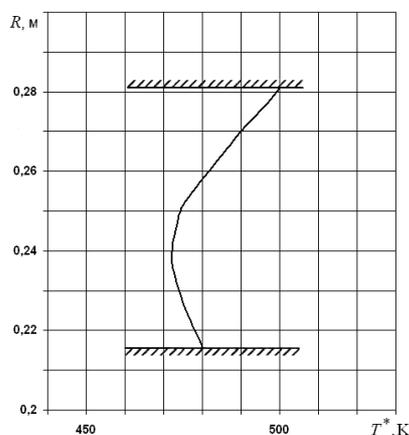


Рис. 3. Эюра температуры торможения в потоке воздуха на выходе из компрессора «Б»,  $T_{к.маx}^*/T_{к.миn}^* = 1,057$

1. Результаты расчета относительного отклонения параметров воздуха (в %) на входе и выходе из компрессора «Б» ( $\pi_k^* = 4,5$ ), его степени повышения давления и КПД при применении различных способов осреднения по отношению к способу осреднения по массовому расходу приведены в табл. 1. Для сравнения результатов расчета показателей эффективности компрессора «Б» и вентилятора «И», имеющих различные степени повышения давления, неравномерность и скорости потока в сечениях на входе и выходе, аналогичные данные для вентилятора «И» приведены в табл. 2.

Выбор способа осреднения по массовому расходу в качестве способа, при котором относительные величины средних параметров приняты за единицу, а отклонения рассчитанных средних параметров равны нулю, обусловлен тем, что при изменении степени динамической неравномерности потока (изменении коэффициента поля  $\tau_r$ ) и изменении приведенной скорости потока  $\lambda_u$ , полученные при этом способе осреднения интегральные характеристики и среднее статическое давление канонического осредненного потока равны соответствующим характеристикам и статическому давлению действительного неравномерного потока. Результаты осреднения неравномерных воздушных потоков на входе в ГТД, на входе и выходе из вентилятора, подтверждающие вышеуказанное положение, получены и приведены в [4, 10, 11].

Аналогичные результаты получены и в настоящей работе при осреднении параметров неравномерных воздушных потоков на входе и выходе рассматриваемого компрессора «Б». Отличие интегральных характеристик и статического давления осредненного по массовому расходу потока от соответствующих характеристик и давления действительного неравномерного потока в сечениях на входе и выходе из компрессора «Б» не превышает 0,1...0,3%.

2. Из табл. 1 следует, что отклонения величин средних полных давлений, средних температур торможения, степени повышения полного давления и КПД компрессора «Б» при способе осреднения с сохранением  $G, I^*, S$ , по сравнению с аналогичными величинами при способе осреднения по массовому расходу, практически равны нулю. (Максимальное отличие средних параметров потоков на входе и выходе компрессора «Б» при способах осреднения по массовому расходу и с сохранением  $G, I^*, S$  не превышает 0,03%.) Таким образом, величины показателей эффективности работы компрессора «Б», полученные при использовании способа осред-

нения по массовому расходу и рекомендованного в [1, 2] способа с сохранением  $G, I^*, S$ , при относительно невысокой неравномерности температуры торможения в потоке на выходе из компрессора ( $T_{k,max}^*/T_{k,min}^* = 1,057$ ), имеют одинаковые значения.

Аналогичные результаты получены в [4] для вентилятора «И» и для гипотетического вентилятора «С1», имеющего повышенную скорость на входе ( $\lambda_u = 0,59$ ) и лобовую производительность ( $190 \text{ кг/с}\cdot\text{м}^2$ ).

Следует отметить, что при способе осреднения с сохранением  $G, I^*, S$  величины таких интегральных характеристик равномерного канонического осредненного потока, как  $I, \Phi$  и  $E$ , а также среднее статическое давление не равны соответствующим характеристикам и статическому давлению неравномерного действительного потока [4, 10, 11]. О погрешности расчета среднего статического давления при осреднении по способу с сохранением  $G, I^*, S$  указывалось в [1, 2]. Также известно [12], что при увеличении неравномерности температуры торможения в потоке способ осреднения с сохранением  $G, I^*, S$  применять нецелесообразно, так как величина среднего полного давления, рассчитанного по этому способу, превышает максимальное полное давление действительного потока.

3. Из табл. 1 и 2 следует, что при осреднении параметров потока на входе в компрессор «Б» и вентилятор «И» по площади величина расхода воздуха, рассчитанного по средним параметрам, превышает расход воздуха в действительном потоке у компрессора «Б» на  $\delta G_F = 2,57\%$ , а у вентилятора «И» – на  $\delta G_F = 1,69\%$ .

Следует отметить, что ранее в [13], путем аналитических расчетов также установлено, что при осреднении параметров динамически неравномерного потока по площади имеет место погрешность расчета расхода воздуха. При значениях коэффициента полноты профиля скорости  $n = 10$  и  $n = 2$  эта погрешность соответственно составляет 0,5% и 8,2%. Коэффициент полноты профиля скорости  $n$  [13] определяет изменение скорости потока  $W_i$  при изменении относительного радиуса согласно уравнению

$$W_i = W_0(1 - \bar{r}_i)^{1/n},$$

где  $W_0$  – скорость на оси трубы,  $\bar{r}_i = r_i/R$  – относительный радиус.

Отличие погрешностей расчета расхода воздуха при осреднении по площади в компрессоре «Б» и вентиляторе «И» на  $\delta(\delta G_F) = 0,88\%$  обусловлено большим (на 1,48%) коэффициентом

том поля  $\tau_r$  на входе в компрессор «Б» и большей (на 9,1%) приведенной скоростью потока на входе в компрессор «Б».

По результатам осреднения параметров воздушных потоков А и Б на входе в ГТД (имеющих практически одинаковую приведенную скорость  $\lambda_u \approx 0,33$ , но различный коэффициент поля  $\tau_r = 1,037$  и  $\tau_r = 1,36$ ) [10] и воздушных потоков В и Г (имеющих практически одинаковый коэффициент поля  $\tau_r \approx 1,065$ , но различную приведенную скорость  $\lambda_u = 0,349$  и  $\lambda_u = 0,72$ ) [11], получено, что погрешность расчета расхода воздуха при осреднении по площади возрастает при увеличении динамической неравномерности и приведенной скорости потока. При этом изменение погрешности расчета расхода воздуха из-за увеличения динамической неравномерности потока на два порядка больше изменения погрешности, обусловленной увеличением приведенной скорости потока  $\lambda_u$ . Величины этих погрешностей характеризуются относительными коэффициентами влияния  $\delta G_F / \delta \tau_r = 0,519$  и  $\delta G_F / \delta \lambda_u = 0,0058$ , которые показывают изменение погрешности расчета расхода воздуха при осреднении по площади в случае изменения величин  $\tau_r$  и  $\lambda_u$  на 1 %.

На основе полученных в [10, 11] при способе осреднения по площади относительных коэффициентов влияния, с помощью метода малых отклонений [14] была выполнена оценка отличия погрешностей расчета расхода воздуха на входе в компрессор «Б» и вентилятор «И» из-за отличия на их входе величин коэффициента поля  $\tau_r$  и приведенной скорости  $\lambda_u$ :

$$\delta(\delta G_F) = (\delta G_F / \delta \tau_r) \delta \tau_r + (\delta G_F / \delta \lambda_u) \delta \lambda_u = 0,519 \cdot 1,48 + 0,0058 \cdot 9,1 = 0,768 + 0,052 = 0,82\%.$$

Полученная методом малых отклонений оценка отличия погрешностей расчета расхода воздуха  $\delta(\delta G_F) = 0,82\%$  согласуется с результатами численных расчетов погрешностей, приведенных в табл. 1, 2, при осреднении по площади неравномерных потоков воздуха на входе в компрессор «Б» и в вентилятор «И» ( $\delta(\delta G_F) = 2,57 - 1,69 = 0,88\%$ ).

4. Анализ результатов численных расчетов по осреднению параметров на входе и выходе из компрессора «Б» (табл. 1) и вентилятора «И» (табл. 2) показал, что при способах осреднения параметров неравномерных воздушных потоков по площади и с сохранением  $G, I, S; G, I, \Phi; \Phi, S, I; E, G, I; E, G, \Phi; E, G, S; G, \Phi, S; G, I^*, S$  и  $G, I^*, E$  имеют место погрешности расчета средних полных давлений. (Под погрешностью в данном случае понимается отклонение при выбранном способе осреднения величины сред-

него полного давления от среднего полного давления при способе осреднения по массовому расходу.) Как показано в [10, 11], погрешность расчета среднего полного давления при вышеуказанных способах осреднения возрастает при увеличении динамической неравномерности потока (коэффициента поля  $\tau_r$ ) и приведенной скорости потока  $\lambda_u$ .

Величины погрешностей расчета среднего полного давления на входе и выходе из компрессора «Б» по вышеуказанным способам осреднения качественно аналогичны погрешностям расчета среднего полного давления на входе и выходе из вентилятора «И», но количественно отличны (табл. 1, 2).

Например, увеличение (при способе осреднения с сохранением  $G, I, S$ ) погрешности расчета среднего полного на входе в компрессор «Б» (-1,82%) по сравнению с погрешностью расчета среднего полного давления на входе в вентилятор «И» (-1,03%) на -0,79% обусловлено как увеличением динамической неравномерности потока ( $\delta \tau_r = 1,48\%$ ), так и увеличением приведенной скорости ( $\delta \lambda_u = 9,1\%$ ) на входе в компрессор «Б».

На примере способа осреднения с сохранением  $G, I, S$  с помощью метода малых отклонений [14] была выполнена оценка влияния изменения неравномерности потока (коэффициента поля  $\tau_r$ ) и приведенной скорости на изменение погрешности расчета среднего полного давления на входе в компрессор «Б» по сравнению с погрешностью расчета среднего полного давления на входе в вентилятор «И». (При выполнении расчетов были использованы относительные коэффициенты влияния  $\delta p^* / \delta \tau_r = -0,009$  и  $\delta p^* / \delta \lambda_u = -0,0559$ , полученные в [10, 11].)

$$\begin{aligned} \delta(\delta p_{вх}^*) &= (\delta p^* / \delta \tau_r) \delta \tau_r + (\delta p^* / \delta \lambda_u) \delta \lambda_u = \\ &= (-0,009) \cdot 1,48 + (-0,0559) \cdot 9,1 = \\ &= (-0,0133) + (-0,508) = -0,52\%. \end{aligned}$$

Результаты оценки показывают для способа осреднения с сохранением  $G, I, S$  влияние изменения степени неравномерности потока (изменение коэффициента поля  $\tau_r$ ) и изменения приведенной скорости потока  $\lambda_u$  на изменение погрешности расчета среднего полного давления на входе в компрессор «Б» (по сравнению с аналогичной погрешностью на входе в вентилятор «И»). Некоторое отличие оценки изменения погрешности расчета среднего полного давления на входе в компрессор «Б» по сравнению с погрешностью расчета среднего полного давления на входе в вентилятор «И» методом малых отклонений (-0,52%) от соответствующей нелинейной оценки, полученной путем численных

расчетов (-0,79%), обусловлено свойственной методу малых отклонений погрешностью расчета относительных коэффициентов влияния при замене приращения функции ее дифференциалом [14].

Следует отметить, что при появлении погрешности расчета среднего полного давления воздуха в сечении на входе в компрессор (вентилятор) возникают соответствующие, но с противоположным знаком, погрешности расчета степени повышения полного давления и приведенного расхода воздуха через компрессор (вентилятор).

5. Из полученных результатов расчетов (табл. 1 и 2) также следует, что в сечениях на входе и выходе из компрессора «Б» и вентиля-

тора «И» при способах осреднения параметров неравномерных воздушных потоков по площади и с сохранением  $G, I, S; G, I, \Phi; \Phi, S, I; E, G, I; E, G, \Phi; E, G, S; G, \Phi, S; G, I^*, \Phi$  и  $G, I^*, E$  имеет место отличие в этих сечениях величин погрешностей расчета среднего полного давления. Это обусловлено, как показано в [10, 11], отличием в этих сечениях коэффициентов поля  $\tau_r$  и приведенных скоростей  $\lambda_{и}$ . Отличие погрешности расчета среднего полного давления на входе от погрешности расчета среднего полного давления на выходе из одноименного компрессора (вентилятора) приводит к погрешности расчета степени повышения полного давления в компрессоре (вентиляторе).

Таблица 1

**Результаты расчета относительного отклонения параметров (в %) на входе и выходе из компрессора «Б» ( $\pi_k^* = 4,5$ ) при применении различных способов их осреднения (вход –  $\tau_r = 1,047$ ,  $\lambda_{и} = 0,539$ , выход –  $\tau_r = 1,076$ ,  $\lambda_{и} = 0,382$ ,  $(T_{к.макс}^* / T_{к.мин}^*) = 1,057$ )**

Способ осреднения	$\delta p_{вх}^*$	$\delta p_k^*$	$\delta T_{вх}^*$	$\delta T_k^*$	$\delta G_v$	$\delta T_{к.из.}^*$	$\delta \pi_k^*$	$\delta \eta_k^*$	$\delta G_{в.пр}$
<i>F</i>	-0,90	-0,78	0	0,27	2,57	0,033	0,12	-0,616	3,51
<i>G</i>	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<i>G, I, S</i>	-1,82	-1,42	-0,52	-0,40	0	-0,40	0,40	0	2,16
<i>G, I, Φ</i>	-0,001	-0,147	-0,79	-0,47	0	-0,82	-0,146	-0,86	-0,39
<i>Φ, S, I</i>	-0,07	-0,125	-0,017	-0,029	0	-0,03	-0,057	0	0,06
<i>E, G, I</i>	-4,97	-7,57	0	0,004	0	-0,78	-2,75	-2,34	5,23
<i>E, G, Φ</i>	-0,98	-0,85	4,87	7,84	0	4,81	0,13	-6,9	3,43
<i>E, G, S</i>	-6,46	-10,0	-1,83	-2,87	0	-2,88	-3,84	-0,37	5,92
<i>G, Φ, S</i>	-0,13	-0,17	-0,076	-0,06	0	-0,085	-0,039	-0,12	0,10
<i>G, I*, S</i>	-0,02	0,006	0	0,004	0	0,006	0,026	0	0,02
<i>G, I*, Φ</i>	-0,079	-0,32	0	0,004	0	-0,069	-0,24	-0,246	0,088
<i>G, I*, E</i>	-4,97	-7,44	0	0,004	0	-0,74	-2,6	-2,2	5,23

Таблица 2

**Результаты расчета относительного отклонения параметров (в %) на входе и выходе из вентилятора «И» ( $\pi_k^* = 2,5$ ) при применении различных способов их осреднения (вход –  $\tau_r = 1,0317$ ,  $\lambda_{и} = 0,494$ , выход –  $\tau_r = 1,105$ ,  $\lambda_{и} = 0,471$ ,  $(T_{к.макс}^* / T_{к.мин}^*) = 1,066$ )**

Способ осреднения	$\delta p_{вх}^*$	$\delta p_k^*$	$\delta T_{вх}^*$	$\delta T_k^*$	$\delta G_v$	$\delta T_{к.из.}^*$	$\delta \pi_k^*$	$\delta \eta_k^*$	$\delta G_{в.пр}$
<i>F</i>	-0,53	-1,579	0	0,32	1,69	-0,30	-1,08	-2,42	2,23
<i>G</i>	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<i>G, I, S</i>	-1,03	-3,06	-0,29	-0,87	0	-0,87	-2,05	-0,24	0,90
<i>G, I, Φ</i>	-0,03	-0,12	-0,40	-1,15	0	-0,42	-0,10	2,79	-0,19
<i>Φ, S, I</i>	-0,07	-0,06	-0,017	-0,017	0	-0,013	0,007	0,12	0,03
<i>E, G, I</i>	-3,39	-10,3	0	0	0	-2,08	-7,15	-8,85	3,49
<i>E, G, Φ</i>	-0,58	-1,67	3,29	10,88	0	2,94	-1,11	-22,4	2,23
<i>E, G, S</i>	-4,44	-13,4	-1,22	-3,96	0	-3,95	-9,42	-1,58	3,98
<i>G, Φ, S</i>	-0,079	-0,25	-0,085	-0,11	0	-0,13	-0,18	0	0,037
<i>G, I*, S</i>	-0,01	0,01	0	0	0	0,007	0,02	0,03	0
<i>G, I*, Φ</i>	-0,05	-0,34	0	0	0	-0,08	-0,25	-0,36	0,037
<i>G, I*, E</i>	-3,38	-10,24	0	0	0	-2,07	-7,11	-8,73	3,49

От степени повышения полного давления  $\pi_k^*$  зависит величина изоэнтропической температуры торможения  $T_{из.к}^*$ , от которой, при прочих равных условиях, зависит величина изоэнтропического КПД компрессора по заторможенным параметрам  $\eta_k^*$ . Поэтому при увеличении погрешности расчета степени повышения давления при способах осреднения по площади и с сохранением  $G, I, S; G, I, \Phi; \Phi, S, I; E, G, I; E, G, \Phi; E, G, S; G, \Phi, S; G, I^*, \Phi$  и  $G, I^*, E$  происходит увеличение погрешности расчета изоэнтропической температуры торможения и КПД компрессора (вентилятора). (Согласно проведенным расчетам, погрешность определения степени повышения давления в 1% приводит к погрешности расчета КПД по формуле (1), независимо от способа осреднения, для компрессора «Б» ( $\pi_k^*=4,5$ )  $\delta\eta_k^*=0,81\%$ , для вентилятора «И» ( $\pi_k^*=2,5$ )  $\delta\eta_k^*=1,23\%$ .)

Проведенные методом малых отклонений [14] оценки показывают, что погрешность расчета степени повышения полного давления (см. табл. 1 и 2) и обусловленная только этим составляющая погрешности расчета КПД при способе с сохранением  $G, I, S$  имеют величины:

у компрессора «Б»

$$\begin{aligned} \delta\pi_k^* &= \delta p_k^* - \delta p_{вх}^* = \\ &= -1,42 - (-1,82) = 0,4\%, \delta\eta_k^* = 0,324\%; \end{aligned}$$

у вентилятора «И»

$$\begin{aligned} \delta\pi_k^* &= \delta p_k^* - \delta p_{вх}^* = -3,06 - (-1,03) \approx \\ &\approx -2,05\%; \delta\eta_k^* \approx -2,52\%; \end{aligned}$$

при способе осреднения по площади:

у компрессора «Б»

$$\begin{aligned} \delta\pi_k^* &= \delta p_k^* - \delta p_{вх}^* = -0,78 - (-0,90) = 0,12\%, \\ \delta\eta_k^* &= 0,097\%; \end{aligned}$$

у вентилятора «И»

$$\begin{aligned} \delta\pi_k^* &= \delta p_k^* - \delta p_{вх}^* = -1,579 - (-0,53) \approx -1,08\%, \\ \delta\eta_k^* &= -1,328\%. \end{aligned}$$

6. По результатам осреднения неравномерных воздушных потоков, имеющих различную степень неравномерности (коэффициент поля  $\tau_r$ ) и приведенную скорость [10, 11], а также по результатам осреднения параметров неравномерных воздушных потоков на входе и выходе из компрессора «Б» и вентилятора «И» (см. табл. 1 и 2), получено, что при способах осреднения с сохранением  $G, I^*, S; G, I^*, \Phi; G, I^*, E; E, G, I$  и по массовому расходу величины средних тем-

ператур торможения имеют одинаковое значение.

При способах же осреднения с сохранением  $G, I, S; G, I, \Phi; \Phi, S, I; E, G, \Phi; G, \Phi, S$  и  $E, G, S$  (по сравнению со способом осреднения по массовому расходу и способами с сохранением  $G, I^*, S; G, I^*, \Phi; G, I^*, E$  и  $E, G, I$ ) имеют место погрешности расчета средних температур торможения по отношению к средней температуре торможения, рассчитанной из уравнения потока полного теплосодержания, которые возрастают в случае увеличения степени динамической неравномерности потока (коэффициента поля  $\tau_r$ ) и приведенной скорости  $\lambda_u$ . Например, при способе осреднения с сохранением  $G, I, \Phi$ , погрешность расчета средней температуры торможения в сечении на выходе из вентилятора «И» ( $\lambda_u = 0,47$ ,  $\tau_r = 1,108$ ) возросла по отношению к погрешности расчета средней температуры торможения в сечении на выходе компрессора «Б» ( $\lambda_u = 0,382$ ,  $\tau_r = 1,076$ ) с  $\delta T_k^* = -0,4\%$  до  $\delta T_k^* = -0,87\%$  (см. табл. 1, 2).

Таким образом, при использовании способов осреднения с сохранением  $G, I, S; G, I, \Phi; \Phi, S, I; E, G, \Phi; G, \Phi, S$  и  $E, G, S$ , при увеличении степени неравномерности воздушных потоков (коэффициента поля  $\tau_r$ ) и приведенной скорости в сечениях на входе и выходе из компрессора (вентилятора) возрастает погрешность расчета по этим способам средних температур торможения  $T_{вх}^*$ ,  $T_k^*$  и, соответственно, возрастает погрешность расчета КПД компрессора и вентилятора ГТД. (Согласно проведенным расчетам, независимо от способа осреднения, погрешность расчета температуры торможения  $T_{вх}^*$  в 1% приводит к погрешности расчета КПД по формуле (1) для компрессора «Б» ( $\pi_k^*=4,5$ )  $\delta\eta_k^*=2,58\%$ , для вентилятора «И» ( $\pi_k^*=2,5$ )  $\delta\eta_k^*=3,92\%$ ; погрешность расчета температуры торможения  $T_k^*$  в 1% приводит к погрешности расчета КПД для компрессора «Б» ( $\pi_k^*=4,5$ )  $\delta\eta_k^* = -2,48\%$ , для вентилятора «И» ( $\pi_k^*=2,5$ )  $\delta\eta_k^* = -3,7\%$ .)

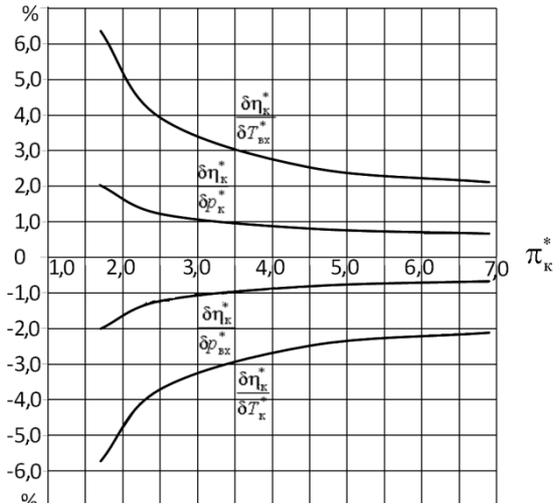
7. Следует отметить, что при осреднении воздушных потоков по площади в случае наличия в сечении на выходе из компрессора «Б» неравномерности температуры торможения возникает погрешность расчета средней температуры торможения в этом сечении (см. табл. 1), что приводит при этом способе осреднения к дополнительной погрешности расчета КПД компрессора. При способе осреднения по пло-

щадя погрешность расчета температуры воздуха на выходе из компрессора «Б» ( $\pi_k^* = 4,5$ ,  $(T_{k,max}^*/T_{k,min}^*) = 1,057$ ), обусловленная температурной неравномерностью потока, составляет  $\delta T_k^* = 0,27\%$ , что приводит к погрешности расчета КПД компрессора «Б»  $\delta \eta_k^* = -0,67\%$ . Аналогичная погрешность расчета температуры торможения воздуха возникает на выходе из вентилятора «И» ( $\pi_k^* = 2,5$ ,  $(T_{k,max}^*/T_{k,min}^*) = 1,066$ ), которая составляет  $\delta T_k^* = 0,32\%$  и приводит к погрешности расчета КПД вентилятора «И»  $\delta \eta_k^* = -1,18\%$ .

8. Другим фактором, величина которого оказывает влияние на погрешность расчета КПД компрессора (вентилятора), является уровень их степени повышения давления. Как видно из рис. 4, при уменьшении степени повышения давления происходит увеличение относительных коэффициентов влияния  $\delta \eta_k^*/\delta p_{вх}^*$ ,  $\delta \eta_k^*/\delta p_k^*$ ,  $\delta \eta_k^*/\delta T_{вх}^*$  и  $\delta \eta_k^*/\delta T_k^*$ . Поэтому при  $\tau_r = idem$  и  $\lambda_u = idem$ , при уменьшении степени повышения давления одни и те же величины погрешностей расчета полных давлений и температур торможения на входе и выходе компрессора (вентилятора) приводят к увеличению погрешностей расчета их КПД. (Например, при погрешности расчета температуры воздуха на выходе из компрессора +1%, при прочих равных условиях, погрешность расчета КПД компрессора, имеющего  $\pi_k^* = 6,9$ , составит  $\delta \eta_k^* = -2,12\%$ , вентилятора, имеющего  $\pi_k^* = 1,7$ ,  $\delta \eta_k^* = -5,7\%$ .)

9. Результаты расчета относительных отклонений КПД компрессора «Б» и вентилятора «И», полученных при использовании способов осреднения по площади и с сохранением  $G, I, S; G, I, \Phi; \Phi, S, I; E, G, I; E, G, \Phi; E, G, S; G, \Phi, S; G, I^*, \Phi$  и  $G, I^*, E$ , от величин КПД этих узлов, полученных при осреднении параметров по массовому расходу и с сохранением  $G, I^*, S$ , (табл. 1 и 2), отражают рассмотренные выше закономерности.

У компрессора «Б», из-за меньших  $\tau_r$  и  $\lambda_u$  в сечении на выходе и, соответственно, меньших относительных отклонений полного давления в этом сечении и большего уровня степени повышения давления, погрешности расчета КПД (по отношению к величине КПД при осреднении по массовому расходу и с сохранением  $G, I^*, S$ ) меньше, чем у вентилятора «И».



**Рис. 4.** Зависимость относительных коэффициентов влияния  $\delta \eta_k^*/\delta p_{вх}^*$ ,  $\delta \eta_k^*/\delta p_k^*$ ,  $\delta \eta_k^*/\delta T_{вх}^*$  и  $\delta \eta_k^*/\delta T_k^*$  от степени повышения давления в компрессоре

Например, при способе осреднения по площади количественные оценки отклонения КПД для компрессора «Б» ( $\pi_k^* = 4,5$ ) и вентилятора «И» ( $\pi_k^* = 2,5$ ), полученные методом малых отклонений [14], с использованием величин коэффициентов влияния, показанных на рис. 4, и результатов расчетов, приведенных в табл. 1 и 2, имеют вид:

– для компрессора «Б»

$$\begin{aligned} \delta \eta_k^* &= (\delta \eta_k^*/\delta T_{вх}^*)\delta T_{вх}^* + (\delta \eta_k^*/\delta T_k^*)\delta T_k^* + \\ &+ (\delta \eta_k^*/\delta p_{вх}^*)\delta p_{вх}^* + (\delta \eta_k^*/\delta p_k^*)\delta p_k^* = \\ &= 2,53 \cdot 0 + (-2,48) \cdot 0,27 + (-0,813) \cdot (-0,9) + \\ &+ 0,813 \cdot (-0,78) = 0,669 + 0,731 - 0,63 = -0,57\%, \end{aligned}$$

– для вентилятора «И»

$$\begin{aligned} \delta \eta_k^* &= (\delta \eta_k^*/\delta T_{вх}^*)\delta T_{вх}^* + (\delta \eta_k^*/\delta T_k^*)\delta T_k^* + \\ &+ (\delta \eta_k^*/\delta p_{вх}^*)\delta p_{вх}^* + (\delta \eta_k^*/\delta p_k^*)\delta p_k^* = \\ &= 2,03 \cdot 0 + (-3,7) \cdot 0,32 + (-1,23) \cdot (-0,53) + \\ &+ 1,23 \cdot (-1,579) = 0 - 1,184 + \\ &+ 0,65 - 1,942 = -2,47\%. \end{aligned}$$

Из результатов проведенных методом малых отклонений оценок следует, что определяющими факторами, оказывающими влияние на изменение погрешности расчета КПД компрессора «Б» по сравнению с КПД вентилятора «И» при способе осреднения по площади, являются погрешность расчета среднего полного давления воздуха в сечении на выходе и величины коэффициентов влияния  $\delta \eta_k^*/\delta T_k^*$  и  $\delta \eta_k^*/\delta p_k^*$ , возрастающие из-за меньшего уровня степени повышения давления в вентиляторе «И» по сравнению с компрессором «Б».

## ВЫВОДЫ

1. Из результатов осреднения неравномерных воздушных потоков на входе в ГТД, на входе и выходе из компрессора или вентилятора ГТД, имеющих различную приведенную скорость и степень неравномерности (коэффициент поля  $\tau_r$ ), полученных в работах [4, 10, 11] и в настоящей работе, следует, что способ осреднения по массовому расходу является наиболее обоснованным, так как при этом способе величины всех интегральных характеристик и статическое давление осредненных воздушных потоков равны соответствующим интегральным характеристикам и статическому давлению действительных неравномерных потоков.

2. Величины КПД и других показателей эффективности компрессора «Б» и вентилятора «И», рассчитанные с применением способа осреднения с сохранением  $G, I^*, S$ , рекомендованном для применения в [3], и способа осреднения по массовому расходу, при постоянной температуре торможения воздуха на входе и при относительно невысокой неравномерности температуры торможения в потоке воздуха на выходе из компрессора (вентилятора),  $(T_{k,max}^*/T_{k,min}^*) = 1,057...1,066$ , имеют одинаковые значения.

3. При осреднении параметров неравномерного потока на входе в компрессор «Б» и вентилятор «И» ГТД по площади имеет место погрешность расчета величины расхода воздуха соответственно 2,57 % и 1,69 %, которая возрастает при увеличении в этом сечении степени динамической неравномерности (коэффициента поля  $\tau_r$ ) и приведенной скорости потока.

4. При наличии в потоке воздуха в сечении на выходе из компрессора «Б» и вентилятора «И» температурной неравномерности  $(T_{k,max}^*/T_{k,min}^*) = 1,057...1,066$  и при осреднении параметров неравномерного потока по площади, возникает погрешность расчета средней температуры торможения в этом сечении равная (0,27...0,32)%, которая приводит к дополнительной погрешности расчета КПД компрессора «Б» ( $\pi_k^* = 4,5$ )  $\delta\eta_k^* = -0,67\%$ , КПД вентилятора «И» ( $\pi_k^* = 2,5$ )  $\delta\eta_k^* = -1,18\%$ .

5. Применение при обработке результатов испытаний компрессоров и вентиляторов ГТД способов осреднения неравномерных воздушных потоков в сечениях на входе и выходе по площади и по способам с сохранением  $G, I, S; G, I, \Phi; \Phi, S, I; E, G, \Phi; E, G, S; G, \Phi, S; G, I^*, \Phi$  и  $G, I^*, E$  нецелесообразно, так как:

– при этих способах имеют место погрешности расчета средних полных давлений (отклонение средних полных давлений от средних полных давлений, полученных при осреднении по массовому расходу и способу с сохранением  $G, I^*, S$ );

– при применении способов с сохранением  $G, I, S; G, I, \Phi; \Phi, S, I; E, G, \Phi; G, \Phi, S$  и  $E, G, S$  имеет место погрешность расчета средних температур торможения (отклонение средней температуры торможения от температуры торможения, полученной при осреднении по массовому расходу и по способам с сохранением  $G, I^*, S; G, I^*, \Phi; G, I^*, E$  и  $E, G, I$ ).

Величины возникающих погрешностей расчета полных давлений и температур торможения возрастают при увеличении степени динамической неравномерности (коэффициента поля  $\tau_r$ ) и приведенной скорости потока  $\lambda_u$ .

При увеличении отличия между величинами коэффициентов поля  $\tau_r$  в сечениях на входе и выходе из одноименного компрессора (вентилятора) и увеличении в этих сечениях отличия между величинами приведенной скорости  $\lambda_u$  при способах осреднения: по площади и с сохранением  $G, I, S; G, I, \Phi; \Phi, S, I; E, G, I; E, G, \Phi; E, G, S; G, \Phi, S; G, I^*, \Phi$  и  $G, I^*, E$ , происходит увеличение погрешности расчета степени повышения полного давления, изэнтропической температуры торможения и КПД компрессора (вентилятора).

6. Уменьшение степени повышения давления компрессора (вентилятора), при  $\tau_r = idem$  и  $\lambda_u = idem$  и при одних тех же величинах погрешностей расчета полных давлений и температур торможения на входе и выходе компрессора (вентилятора), приводит (при всех способах осреднения) к увеличению погрешности расчета их КПД.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Седов Л. И., Черный Г. Г. Об осреднении неравномерных потоков газа в каналах // Теоретическая гидромеханика: сб. М.: Оборонгиз, 1954. № 12, вып. 4. С. 17–30.
2. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1967. 428 с.
3. ОСТ 1 02595-86 Компрессоры газотурбинных двигателей. Метод расчета коэффициентов полезного действия. 13 с.
4. Кофман В. М. Определение коэффициента полезного действия вентилятора ГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков // Общероссийский научно-технический журнал «Полет». М.: Машиностроение, 2009. № 9. С. 38–47.
5. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1976. 888 с.

6. **Кофман В. М., Тагирова Р. А.** Система алгоритмов и программ осреднения неравномерных газовых потоков для обработки результатов испытаний ГТД и его узлов // Автоматиз. проект. авиац. двигателей: Тез. докл. 5-й отрасл. конф. М.: Труды ЦИАМ, 1987. № 1228. С. 281–282.

7. **Кофман В. М., Тагирова Р. А.** Система алгоритмов и программ для осреднения параметров неравномерных газовых потоков при обработке результатов испытаний ГТД и его узлов // Вопросы авиационной науки и техники: Науч.-техн. сб. Сер. «Авиационное двигателестроение». М.: ЦИАМ, 1992. Вып. 4. С. 13–17.

8. **Кофман В. М.** Система алгоритмов и программа для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков при обработке результатов испытаний ГТД и его узлов // Вестник УГАТУ. 2009. Т. 13, № 1(34). С. 38–47.

9. **Дружинин Л. Н. [и др.]** Метод и подпрограмма расчета термодинамических параметров воздуха и продуктов сгорания углеводородных топлив // Двигатели авиационные и газотурбинные. Руководящий техн. материал авиационной техники 1667–83. 1983. 68 с.

10. **Кофман В. М.** Методы оценки показателей эффективности работы узлов ГТД по результатам измерений параметров неравномерных воздушных и газовых потоков // Наука и технологии: Тр. XXVIII Российск. шк. М.: РАН, 2008. Т. 1. С. 108–120.

11. **Кофман В. М.** Сравнительный анализ способов осреднения при обработке параметров неравномерного воздушного потока на входе в ГТД // Вестник УГАТУ. 2009. Т. 12, № 2 (30). С. 35–42.

12. **Межиров И. И.** Об ограничениях при осреднении полного давления неравномерных газовых потоков // Ученые записки ЦАГИ. 1982. Т. 13, № 4. С. 125–128.

13. **Васильев В. И.** О величине ошибок при осреднении неравномерного потока в каналах ВРД // Труды ЦАГИ, 1971. Вып. 1, № 1327. С. 20–31.

14. **Черкез А. Я.** Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. М.: Машиностроение, 1975. 380 с.

## ОБ АВТОРЕ



**Кофман Вячеслав Моисеевич**, доц. каф. авиац. теплотехники и теплоэнергетики. Дипл. инж.-механик по авиац. двигателям (УГАТУ, 1970). Канд. техн. наук (УГАТУ, 1983). Иссл. в обл. идентификации и мат. моделирования ГТД.