

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 138

— 1972 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

ТРУДЫ

НАМИ

Выпуск 138

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1972

Инж. Э. В. Аболтин, канд. техн. наук Е. Н. Зайченко

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В БЕЗЛОПАТОЧНОМ ДИФFUЗОРЕ С РАЗЛИЧНОЙ ШЕРОХОВАТОСТЬЮ СТЕНОК

Влияние шероховатости стенок безлопаточного диффузора на течение и потери практически не изучено. Однако исследование этого вопроса представляет интерес с точки зрения определения возможностей повышения к. п. д. диффузора за счет повышения класса чистоты поверхности и углубления представлений о физической сущности процессов течения в диффузоре.

Шероховатость на стенках диффузора может иметь различный характер. Так, например, при применении токарной обработки стенок расположение бугорков имеет концентрический характер и плотность расположения бугорков различна в тангенциальном и радиальном направлениях. В то же время работа центробежного компрессора на автотракторном двигателе с турбонаддувом сопровождается загрязнением диффузора частицами пыли и копоти, в результате чего образуется шероховатость песочного типа с относительно равномерным распределением величины и количества бугорков во всех направлениях.

С точки зрения развития представлений о сущности процессов течения в безлопаточном диффузоре наибольший интерес представляет исследование влияния равномерно распределенной песочной шероховатости. В то же время исследование влияния песочной шероховатости позволяет оценить ухудшение к. п. д. диффузора, которое может иметь место при загрязнении безлопаточного диффузора в процессе работы турбокомпрессора.

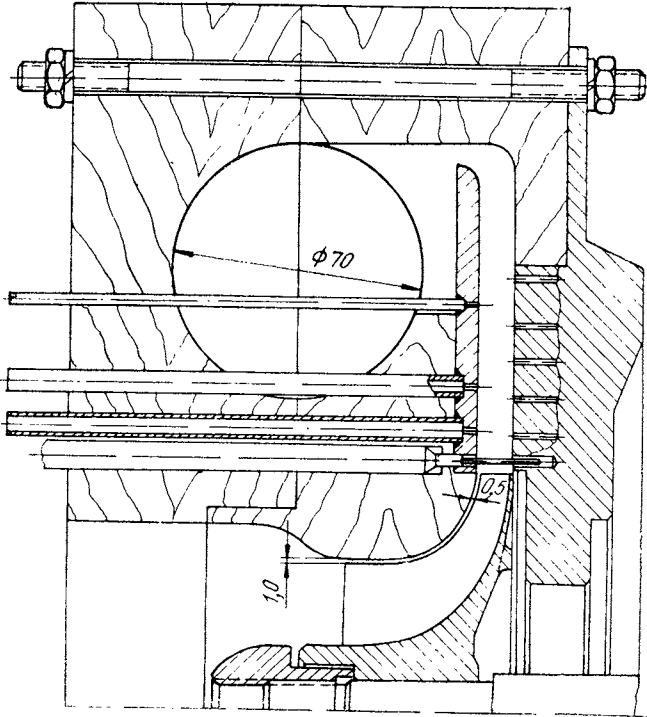
Исходя из этих соображений, в данной работе экспериментально исследовалось влияние песочной шероховатости, которая создавалась шлифовальной шкуркой различной зернистости, наклеиваемой с помощью клея на обе стенки безлопаточного диффузора.

Измерение средней высоты неровностей осуществлялось с помощью двойного микроскопа МИС-11. Определение средней высоты неровностей производилось для десяти выступов и впадин, расстояние между высшими и низшими точками которых измеря-

лось в пределах базовой длины (ГОСТ 2789—59). Подсчет высоты неровностей производился по выражению

$$K = \frac{\kappa_1 + \kappa_2 + \dots + \kappa_{10}}{10}.$$

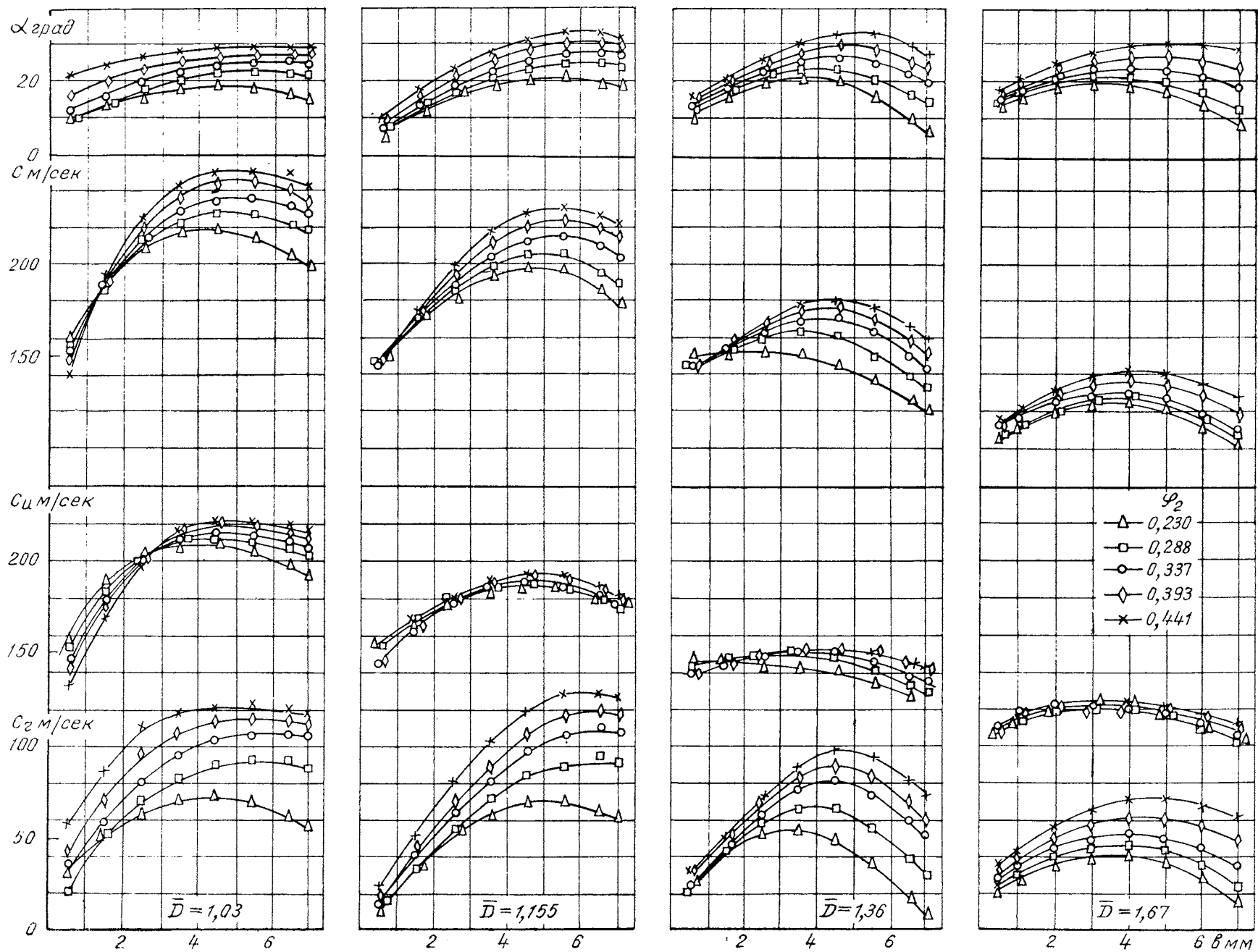
Результаты подсчета для шкурки различной зернистости соответствовали 155; 80; 35 и 8 мк.



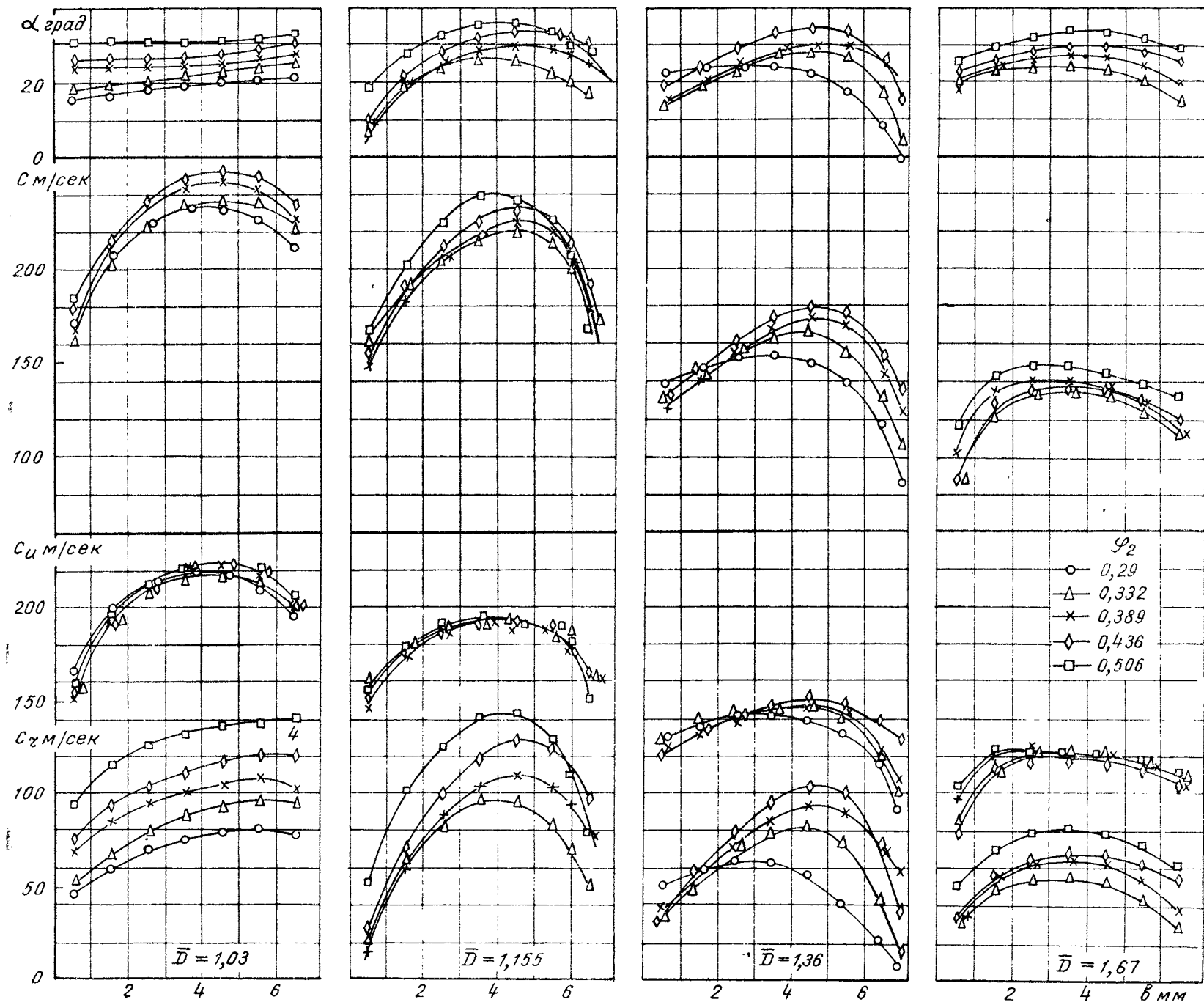
Фиг. 1. Схема проточной части экспериментального компрессора

Исследование течения в диффузоре с различной шероховатостью включало измерение параметров потока по ширине канала и статического давления на обеих стенках. Схема проточной части экспериментального компрессора и схема установки зондов и размещения дренажей на стенках диффузора показаны на фиг. 1. Осерадиальное колесо компрессора имело следующие параметры: $D_2 = 130$ мм; $D_1 = 80$ мм; $D_0 = 35$ мм; $(\beta_{л})_{D_1} = 32^\circ$; $\beta_{л_2} = 90^\circ$; $B = 45$ мм; $b_2 = 7,0$ мм.

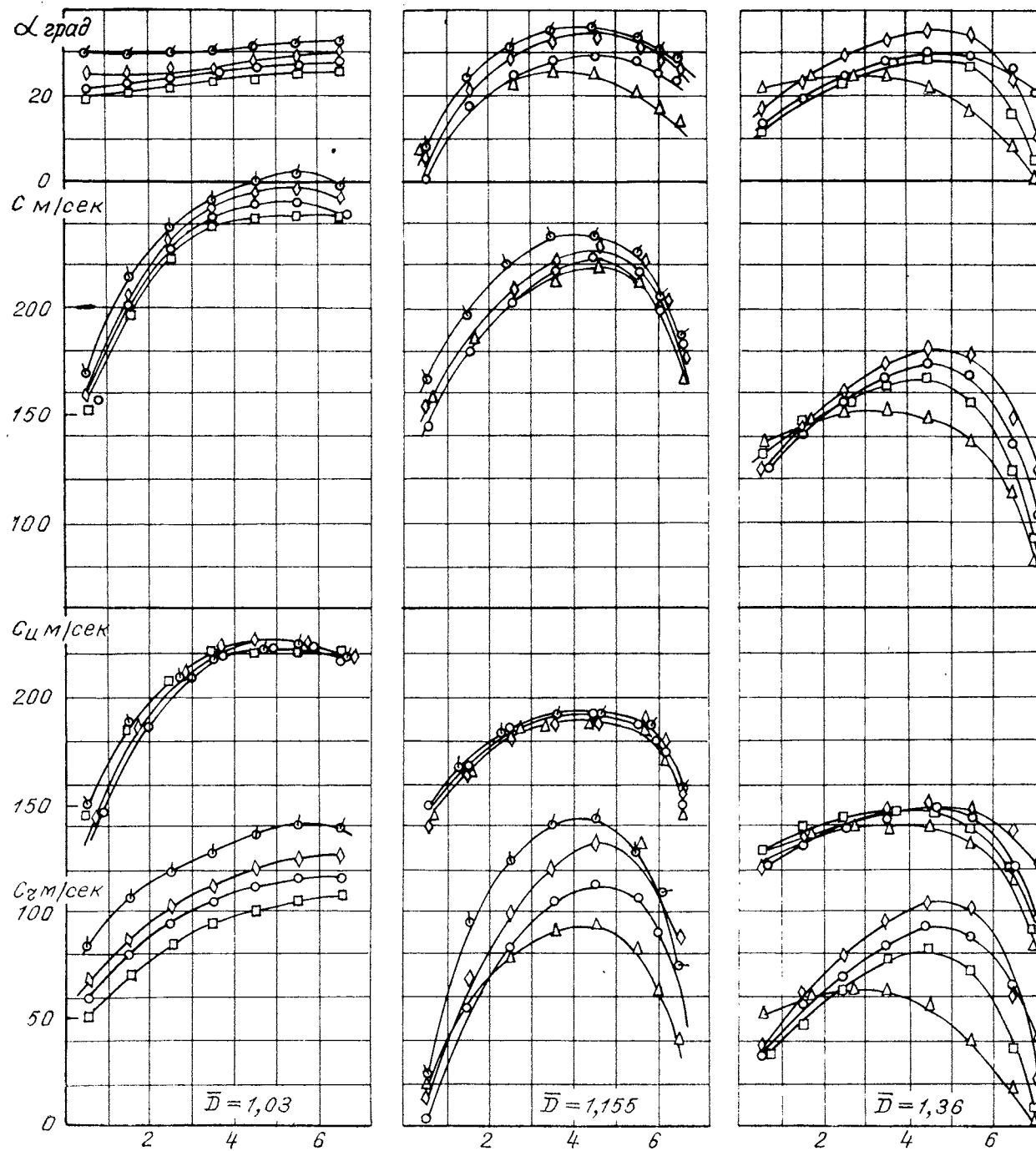
Относительная шероховатость $\frac{R_r}{\kappa}$ исследованных диффузоров Д1, Д2, Д3 и Д4 равнялась 937; 208, 90 и 45. Соответственно ши-



Фиг. 2. Изменение параметров потока по ширине диффузора $D1 \left(\frac{R_r}{\kappa} = 937 \right)$



Фиг. 3. Изменение параметров потока по ширине диффузора $D2 \left(\frac{R_r}{\kappa} = 208 \right)$



Фиг. 4. Изменение параметров потока по ширине диффузора D_3 ($\frac{R_r}{\kappa} = 90$)

рина диффузоров b_3 составляла 7,5; 7,3; 7,2 и 7,0 мм. Как показали опыты, изменение параметра b_3 в таком диапазоне (0,0576—0,0538) очень незначительно влияет на течение и потери в диффузоре. Поэтому можно считать, что изменения в характере течения и величине потерь в исследованных диффузорах происходят только за счет изменения шероховатости стенок.

Измерение параметров по ширине канала осуществлялось в четырех сечениях ($\bar{D}=1,03$; $\bar{D}=1,155$; $\bar{D}=1,36$ и $\bar{D}=1,67$) при $u_2=245$ м/сек ($M_{c_2}=0,62 \div 0,7$; $Re_{c_2} = \frac{c_2 2b_3}{\nu_2} = 2,0 \div 2,2 \cdot 10^5$) на пяти-шести режимах по расходу воздуха. Полное давление измерялось цилиндрическим зондом диаметром 0,65 мм, а угол потока — двухканальным зондом диаметром 2 мм.

Измерение статического давления на передней стенке осуществлялось в 12 точках по окружности в 4 поясах ($\bar{D}=1,035$; $\bar{D}=1,155$; $\bar{D}=1,355$; $\bar{D}=1,67$), на задней — в 10 точках по окружности, расположенных в 6 поясах ($\bar{D}=1,035$; $\bar{D}=1,155$; $\bar{D}=1,30$; $\bar{D}=1,45$; $\bar{D}=1,6$; $\bar{D}=1,8$). Диаметр всех отверстий на стенке был равен 1 мм. Дренажи, расположенные на каждой стенке на одной окружности, соединялись между собой. Статическое давление, осредненное по окружности таким путем, измерялось ртутным дифманометром. Распределение статического давления по окружности было достаточно равномерным. Отношение $\frac{P - P_{ср}}{\frac{\rho c_2^2}{2}}$ не превышало $\pm 0,035$.

Для оценки эффективности диффузоров использовалась зависимость коэффициента потерь от угла раскрытия Θ , который определялся по формуле, предложенной Г. Н. Деном [1]. Коэффициент потерь ζ_d находился как отношение потерянной кинетической энергии к кинетической энергии в начальном сечении [2]:

$$\zeta_d = \frac{\Delta h_{кин}}{\frac{c_2^2}{2g}} = \left[\frac{k+1}{k-1} \cdot \frac{1}{\lambda_{c_2}^2} - 1 \right] \left[\left(\frac{p_2^*}{p_4^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (1)$$

где c_2 и p_2^* — абсолютная скорость и полное давление в начальном сечении;

p_4^* — полное давление на выходе из диффузора;

$\frac{c_2}{a_{кр}}$ — безразмерная скорость;

$a_{кр}$ — критическая скорость;

k — показатель адиабаты.

Измерение параметров потока по ширине канала позволило получить картину изменения структуры потока в диффузорах с различной шероховатостью (фиг. 2, 3, 4).

Сравнение данных распределения скорости и угла потока в диффузорах Д1, Д2 и Д3 показывает, что по мере увеличения шерохо-

ватости градиент изменения скорости поперек диффузора в пристеночных зонах сильно возрастает. Особенно заметно это проявляется в сечении, соответствующем относительному диаметру $\bar{D}=1,67$.

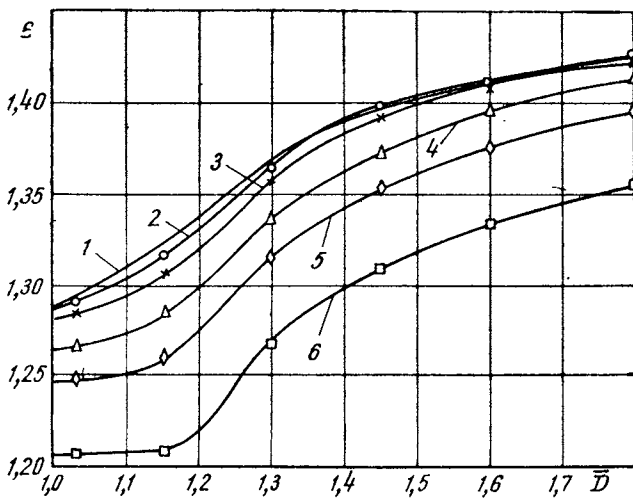
Увеличение шероховатости стенок приводит также к увеличению угла закрутки скорости в безлопаточном диффузоре, в связи с чем при некоторой величине шероховатости в диффузоре появляются обратные радиальные токи. Так, в диффузоре Д1, когда шероховатость стенок относительно невелика ($\frac{R_r}{\kappa} = 937$), обратные токи на большей части режимов отсутствуют (см. фиг. 2), а в диффузорах Д2 и Д3 ($\frac{R_r}{\kappa} = 208$ и 90) на большинстве режимов угол потока α вблизи одной из стенок имеет нулевое или отрицательное значение (см. фиг. 3, 4).

Возникновение обратных токов при увеличении шероховатости стенок подтверждается данными о распределении статического давления на обеих стенках. В диффузоре Д1 ($\frac{R_r}{\kappa} = 937$) повышение статического давления на всех режимах происходит плавно и монотонно без резкого изменения градиента давления. Однако уже в диффузоре с $\frac{R_r}{\kappa} = 208$ (Д2) повышение давления на задней стенке происходит с немонотонным изменением градиента давления. Дальнейшее увеличение шероховатости стенок приводит к еще более неплавному изменению градиента давления в радиальном направлении (фиг. 5).

В результате измерения и осреднения полного давления по ширине диффузоров были получены данные об изменении коэффициента потерь в диффузорах с различной шероховатостью. Осреднение осуществлялось по методу, при котором в осредненном и неравномерном потоках сохранялось равенство теплосодержаний, расходов воздуха, моментов количества движения и статических давлений.

Увеличение относительной шероховатости, как следует из фиг. 6, приводит к довольно резкому увеличению коэффициента потерь ζ_d . Так, при увеличении средней высоты бугорков с 8 до 155 мк коэффициент потерь увеличивается в 3 раза. Зависимость минимального коэффициента потерь от величины $\frac{R_r}{\kappa}$ представлена на фиг. 7, и для данного частного случая может быть записана в следующем виде $\zeta_d = \frac{1,5}{\left(\lg \frac{R_r}{\kappa} + 0,7\right)^2}$.

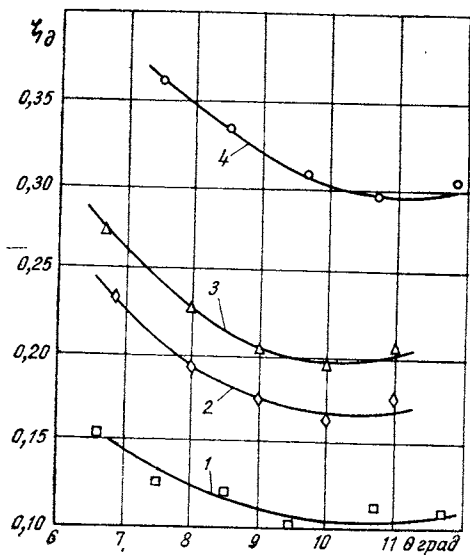
Используя эту зависимость, можно приближенно оценить выигрыш в к. п. д., который будет иметь место при увеличении чистоты поверхности стенок с 6-го класса, являющегося типичным для серийного производства, до 9-го (средняя высота бугорков рав-



Фиг. 5. Изменение степени повышения статического давления в радиальном направлении на стенках диффузора $D4 \left(\frac{R_r}{\kappa} = 45 \right)$:

$$D4 \left(\frac{R_r}{\kappa} = 45 \right):$$

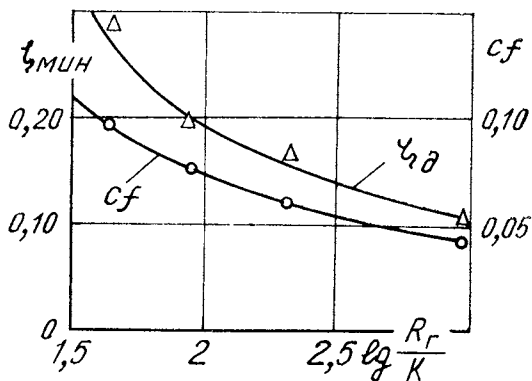
- 1 - $\varphi_2 = 0,252$; 2 - $\varphi_2 = 0,286$; 3 - $\varphi_2 = 0,334$; 4 - $\varphi_2 = 0,386$;
 5 - $\varphi_2 = 0,427$; 6 - $\varphi_2 = 0,481$



Фиг. 6. Изменение коэффициента потерь в диффузорах с различной шероховатостью:

1 - $\frac{R_r}{\kappa} = 45$; 2 - $\frac{R_r}{\kappa} = 90$; 3 - $\frac{R_r}{\kappa} = 208$;
 4 - $\frac{R_r}{\kappa} = 937$

на соответственно 8 и 1,6 мк) при ширине безлопаточного диффузора, равной 7,2 мк. Коэффициенты потерь для этих двух диффузоров получаются соответственно равными 0,113 и 0,08, т. е. потери в диффузоре уменьшаются на 30%. Это соответствует приблизительно 2% увеличению к. п. д. компрессора.



Фиг. 7. Зависимость минимального коэффициента потерь от относительной шероховатости

Следует еще раз подчеркнуть, что эти данные соответствуют влиянию песочной шероховатости. Можно предполагать, что при механической обработке стенок с обеспечением различных классов чистоты поверхности влияние шероховатости будет выражено менее резко, так как плотность расположения бугорков шероховатости в этом случае оказывается меньше.

Проведенное исследование влияния шероховатости позволяет объяснить причины существенного снижения к. п. д. малоразмерных центробежных компрессоров, наблюдающегося при работе турбокомпрессора на двигателе с турбонаддувом. Обследование компрессоров показывает, что длительная работа компрессора на двигателе сопровождается интенсивным загрязнением проточной части частицами копоти. Это приводит к увеличению относительной шероховатости стенок каналов колеса, диффузора и спиральной камеры. Поэтому с целью предотвращения снижения к. п. д. компрессора необходимо периодически проводить очистку его проточной части от отложений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ден Г. Н. Влияние относительной ширины проточной части на работу центробежной ступени с безлопаточным диффузором. «Энергомашиностроение», 1960, № 11.
2. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. М., Госэнергоиздат, 1961.

Инж. Э. В. Аболтин, канд. техн. наук Е. Н. Зайченко

К РАСЧЕТУ ПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В БЕЗЛОПАТОЧНОМ ДИФFUЗОРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Сравнение экспериментальных зависимостей распределения параметров потока в диффузоре с данными, полученными путем расчета течения воздуха с учетом трения, целесообразно дополнять данными расчета течения потенциального газа. Использование последних позволяет определить крайние пределы изменения параметров потока, а также оценить характер и степень влияния сжимаемости на эти параметры, так как в большинстве методов расчета течения в безлопаточном диффузоре с учетом трения [1—5] сжимаемость не учитывается. В то же время уже при $M_{c_2} \geq 0,5$ влияние сжимаемости на такие параметры, как степень повышения статического давления и угол потока, оказывается столь же значительным, как и влияние трения.

Хотя исходные уравнения потенциального течения газа достаточно просты, тем не менее аналитическим путем они трудно разрешимы. Простых и удобных инженерных методов расчета такого течения в безлопаточном диффузоре в настоящий момент нет.

Ниже предлагается метод расчета потенциального течения газа в безлопаточном диффузоре, основанный на использовании известных уравнений и газодинамических функций.

Уравнения записываются в следующем виде:

1. Уравнение сохранения момента количества движения

$$\lambda_{c_2} \cos \alpha_2 R_2 = \lambda_{c_d} \cos \alpha_d R_d = \text{const.} \quad (1)$$

2. Уравнение неразрывности

$$m\pi D_2 b_2 \sin \alpha_2 \frac{P_2^*}{\sqrt{T_2^*}} q(\lambda_{c_2}) = m\pi D_d b_d \sin \alpha_d \frac{P_d^*}{\sqrt{T_d^*}} q(\lambda_{c_d}). \quad (2)$$

3. Уравнение, вытекающее из условия отсутствия потерь в диффузоре, так как рассматривается потенциальное течение газа

$$\left. \begin{aligned} p^* &= \frac{p_2}{\pi(\lambda_{c_2})} = \frac{p_d}{\pi(\lambda_{c_d})} = \text{const}, \\ \bar{p} &= \frac{p_d}{p_2} = \frac{\pi(\lambda_{c_d})}{\pi(\lambda_{c_2})}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $R = \frac{D}{2}$ — радиус сечения диффузора, м;

b — ширина диффузора, м;

$$\lambda_c = \frac{c}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} gRT_2^*}} \text{ — безразмерная скорость;}$$

c — абсолютная скорость, м/сек;

k — показатель адиабаты; $g=9,81$ м/сек²;
 $R=29,27$ кг·м/кг·град; $m=0,3965$ для воздуха;

$T_d^* = T_2^*$ — полная температура за колесом компрессора, °К;

α — угол между направлениями окружной составляющей и абсолютной скоростей, град;

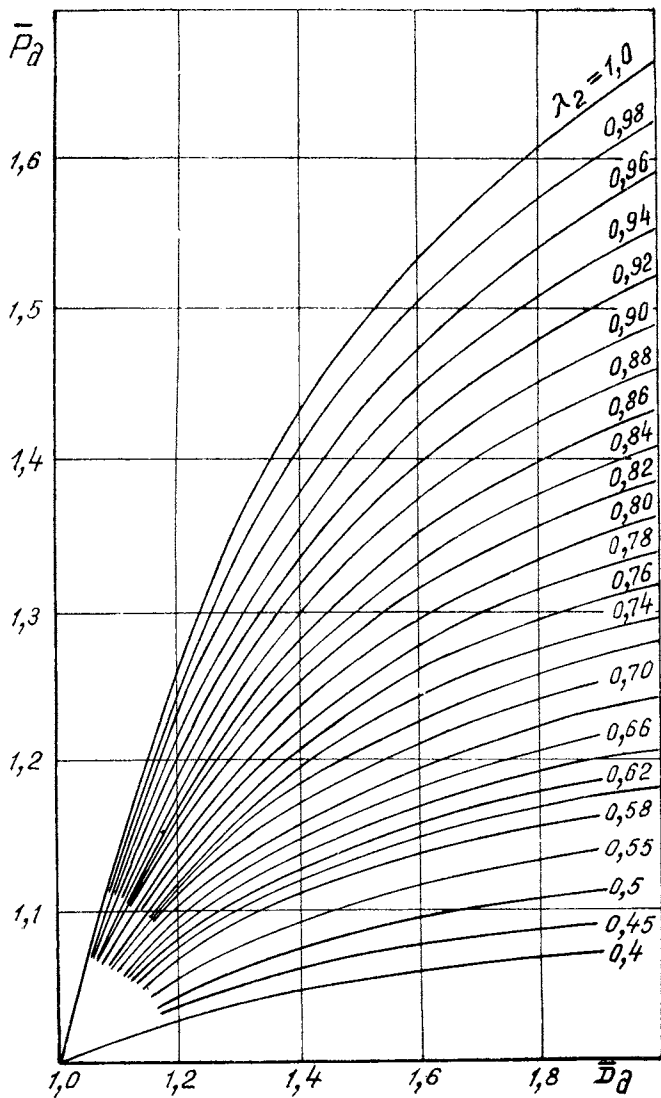
p^*, p — полное и статическое давление, кг/м²;
 $q, (\lambda_c), \pi(\lambda_c)$ — газодинамические функции.

Индекс 2 соответствует сечению на входе в диффузор, индекс d — произвольному сечению диффузора.

Решая систему уравнений (1), (2) и (3) путем последовательных приближений, можно найти зависимость параметра $\bar{p} = \frac{p_d}{p_2}$ и угла потока α_d от относительного диаметра диффузора при различных числах λ_2 и различных углах на входе в диффузор.

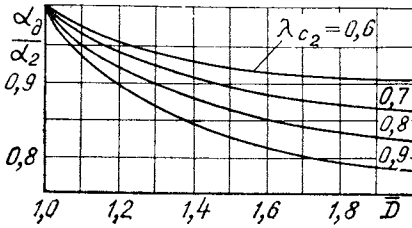
На фиг. 1 представлена зависимость $\bar{p} = f(\bar{D}, \lambda_{c_2})$ для угла на входе в диффузор, равного 30°. Зависимости $\alpha_d = f(\bar{D}, \lambda_{c_2})$ для углов потока на входе в диффузор, равных 10—30°, представлены на фиг. 2. При расчете принято, что ширина диффузора постоянна вдоль радиуса, а рабочим телом является воздух. Расчеты показывают, что влияние сжимаемости приводит к уменьшению угла потока вдоль радиуса диффузора, причем при больших углах α_2 (узкие диффузоры) уменьшение угла может достигать существенной величины. Так, при $\alpha_2 = 40^\circ$, $\lambda_{c_2} = 0,7 \div 0,8$ и $\bar{D} = 1,7$ угол потока для идеального газа уменьшается на 5—6 град.

Параметр \bar{p} , как показывают расчеты, слабо зависит от угла потока α_2 . Однако отличие значений \bar{p} в пределах $\alpha_2 = 10 \div 30^\circ$ в диапазоне $\lambda_{c_2} \leq 0,95$ и $\bar{D} \leq 1,8$ не превышает 1,0%.



Фиг. 1. Теоретическое восстановление статического давления в безлопаточном диффузоре в зависимости от относительного диаметра ($\alpha_2 = 30^\circ$)

Степень теоретического повышения статического давления можно определять и аналитически, используя понятие о теоретическом коэффициенте восстановления статического давления ξ_r .



Фиг. 2. Изменение угла потока в радиальном направлении при течении идеального газа

Под коэффициентом восстановления в данном случае подразумевается отношение кинетической энергии $\Delta i_{кин}$, преобразованной в диффузоре в потенциальную, к кинетической энергии во входном сечении диффузора $\frac{Ac_2^3}{2g}$:

$$\xi_r = \frac{\Delta i_{кин}}{\frac{Ac_2^3}{2g}} = \frac{c_p (T_1 - T_2)}{\frac{Ac_2^3}{2g}}$$

После преобразований, учитывая, что $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$, коэффициент восстановления можно выразить в форме зависимости от λ_{c_2} и \bar{p} :

$$\xi_r = \frac{k+1}{k-1} \left(\frac{\bar{p}^{\frac{k-1}{k}}}{\bar{p}} - 1 \right) \frac{\tau(\lambda_{c_2})}{\lambda_{c_2}^2} \quad (4)$$

Выразив параметр \bar{p} в форме отношения газодинамических функций $\pi(\lambda_c)$ в соответствии с выражением (3) и представив газодинамические функции в форме зависимости от числа λ_c , получим

$$\bar{p} = \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_1}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_2}^2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (5)$$

Из уравнения (1) следует, что

$$\lambda_{c_d} = \lambda_{c_2} \frac{1}{D_d \cos \alpha} \quad (6)$$

где

$$\overline{\cos \alpha} = \frac{\cos \alpha_d}{\cos \alpha_2}$$

Подстановка выражений (5) и (6) в уравнение (4) приводит к зависимости

$$\xi_{\tau} = 1 - \frac{1}{D_{\text{д}}^2 \cos^2 \alpha}. \quad (7)$$

Таким образом, коэффициент восстановления статического давления ξ_{τ} зависит только от протяженности безлопаточного диффузора и отношения $\frac{\cos \alpha_{\text{д}}}{\cos \alpha_2}$. Это отношение для диффузора постоянной ширины изменяется в сравнительно небольших пределах и может быть с высокой точностью (до 0,5%) определено по графикам на фиг. 2.

С учетом выражений (4) и (7) можно записать выражение для степени повышения статического давления при течении идеального газа в безлопаточном диффузоре:

$$\bar{p} = \left[1 + \left(1 - \frac{1}{D_{\text{д}}^2 \cos^2 \alpha} \right) \frac{k-1}{k+1} \cdot \frac{\lambda_{c_2}^2}{\tau(\lambda_{c_2})} \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (8)$$

Выражение (8) справедливо как для радиальных, так и для осерадиальных безлопаточных диффузоров с любым законом изменения ширины. Однако в случае переменной ширины требуется проведение дополнительных расчетов для определения закона изменения угла потока $\alpha_{\text{д}}$ вдоль радиуса.

Таким образом, расчет степени повышения статического давления в безлопаточном диффузоре может быть произведен как с помощью графиков, представленных на фиг. 1, так и по уравнению (8). Для этого должны быть известны параметры потока (λ_{c_2} и α_2) на входе в диффузор ($D=1,0$) и относительный диаметр диффузора.

Зависимости (1), (2) и (3) могут быть также использованы для расчета закона изменения ширины диффузора при заданном распределении степени повышения статического давления \bar{p} .

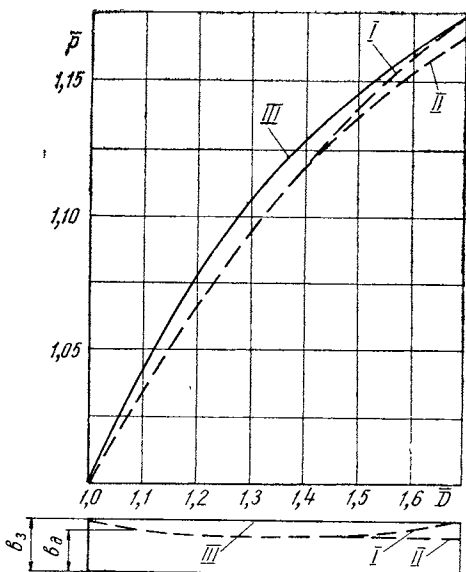
В этом случае из уравнения (3) можно определить функцию $\pi(\lambda_{c_{\text{д}}}) = \bar{p}\pi(\lambda_{c_2})$. Затем по таблицам газодинамических функций находится число $\lambda_{c_{\text{д}}}$ и газодинамическая функция $q(\lambda_{c_{\text{д}}})$, а из выражения (1) угол $\alpha_{\text{д}}$:

$$\alpha_{\text{д}} = \arccos \frac{\lambda_{c_2} \cos \alpha_2}{\lambda_{c_{\text{д}}} D_{\text{д}}}.$$

Ширина диффузора определится из выражения (2)

$$b_{\text{д}} = \frac{b_2 \sin \alpha_2 q(\lambda_{c_2})}{\sin \alpha_{\text{д}} q(\lambda_{c_{\text{д}}})}.$$

Результаты расчета ширины канала безлопаточного диффузора при заданном законе распределения степени повышения давления



и заданных параметрах газа на входе ($\lambda_{c_2} = 0,63; \alpha_2 = 17^\circ$) иллюстрируются на фиг. 3. Из расчета следует, что ширина безлопаточного диффузора существенно зависит от заданного распределения параметра \bar{p} .

Так, для уменьшения градиента давления в радиальном направлении на начальном участке диффузора на 30% требуется плавное уменьшение ширины канала также на 30%.

Фиг. 3. Изменение ширины безлопаточного диффузора при различных законах распределения степени повышения статического давления в радиальном направлении

Уменьшение ширины диффузора сопровождается быстрым увеличением угла потока, составляющим $\sim 5^\circ$ на участке до $\bar{D} = 1,2$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вальденаччи Г. Расчет гладких диффузоров для центробежных ТКР. «L'Aerotechnica», 1959, V 35, № 2. Л., 1964.
2. Ден Г. Н. Турбулентный пограничный слой на стенке безлопаточного диффузора центробежной компрессорной машины. «Известия вузов. Энергетика», 1961, № 5.
3. Янсен. Установившееся движение жидкости в радиальном безлопаточном диффузоре. Теоретические основы инженерных расчетов. М., «Мир», 1964, № 3.
4. Ferguson T. B. One — dimensional incompressible flow in vaneless diffuser. Engineer, V 215, 5592, III, 1963.
5. Та Кавачучи, Такуда Джосимасси. The rotating flows in a vaneless diffuser having two parallel disks. «Bull. JSME», 1966, № 36.

Инж. Э. В. Аболтин, канд. техн. наук Е. Н. Зайченко

РАСЧЕТ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ В БЕЗЛОПАТОЧНОМ ДИФFUЗОРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С УЧЕТОМ СЖИМАЕМОСТИ

Условные обозначения

p — абсолютное давление, турбулентное напряжение, $\text{кГ}/\text{м}^2$;
 ε — степень повышения давления;
 T — температура, $^{\circ}\text{К}$;
 ρ — плотность, $\text{кГ} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$;
 μ — динамическая вязкость, $\text{кГ} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$;
 ν — кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{сек}$;
 γ — удельный вес, $\text{кГ}/\text{м}^3$;
 γ — угол закрутки скорости в пограничном слое, град;
 c — абсолютная скорость, $\text{м}/\text{сек}$;
 u — окружная скорость, $\text{м}/\text{сек}$;
 α — угол потока, град;

$$\varphi_2 = \frac{c_{r_2}}{u_2},$$

$$\varphi_1 = \frac{c_1}{u_2} \text{ — коэффициенты расхода;}$$

μ_2 — теоретический коэффициент напора при конечном числе лопаток;

τ — полное касательное напряжение трения, $\text{кГ}/\text{м}^2$;

σ — коэффициент сохранения полного давления;

$$c_f = \frac{\lambda}{4} \text{ — коэффициент трения;}$$

ζ — коэффициент потерь;

N — коэффициент уменьшения циркуляции скорости в безлопаточном диффузоре;

R — радиус, м ;

R — газовая постоянная, $\text{кГ} \cdot \text{м}/\text{кГ} \cdot \text{град}$;

b — высота лопатки, ширина диффузора, m ;
 D — диаметр, m ;
 $\overline{D} = \frac{D}{D_2}$ — относительный диаметр;
 $\frac{b}{D_2}$ — относительная ширина диффузора;
 M — число Маха;
 λ — коэффициенты скорости, трения;
 Re_{c_2} — число Рейнольдса, $Re_{c_2} = \frac{c_2 2b_3}{\nu_2}$;

$$m = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{g}{R}}, \text{ для воздуха } m = 0,3965;$$

$$\tau(\lambda_c) = \frac{T}{T^*}$$

$$\pi(\lambda_c) = \frac{p}{p^*}$$

$$\varepsilon(\lambda_c) = \frac{\gamma}{\gamma^*}$$

$$q(\lambda_c) = \frac{c\gamma}{a_{кр}\gamma_{кр}}$$

— газодинамические функции;

$$a_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} RT^*} \text{ — критическая скорость, для воздуха}$$

$$a_{кр} = 18,32 \sqrt{T^*};$$

$$g = 9,8 \text{ м/сек}^2 \text{ — ускорение силы тяжести;}$$

$$k = 1,4 \text{ — показатель адиабаты.}$$

Принятые индексы

u — окружной;
 r — меридиональный;
 $*$ — параметры заторможенного потока;
 2 — сечение на выходе из колеса компрессора;
 3 — сечение на входе в безлопаточный диффузор;
 4 — сечение на выходе из безлопаточного диффузора;
 d — диффузор;
 $ср$ — средний;
 $кр$ — критический;
 ω — индекс, соответствующий параметрам на стенке;
 $мах$ — максимальный.

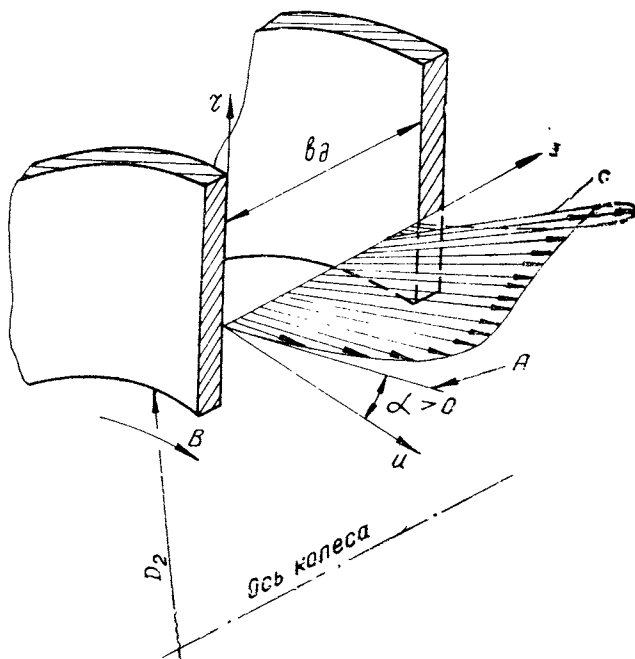
* *

*

Теоретическое исследование реального турбулентного течения в безлопаточном диффузоре представляет значительные трудности, так как имеется большое количество факторов, влияющих на течение. К ним относятся: режимные параметры — числа M , Re и угол

потока, геометрические параметры b_d , \bar{D}_d и форма диффузора, структура потока по шагу колеса и ширине диффузора и эффекты, обусловленные неустановившимся характером течения в зоне, прилегающей к колесу. Учесть многие из перечисленных факторов при анализе течения оказывается невозможно. Сложность теоретического исследования приводит к тому, что в работах, относящихся к расчету турбулентного пограничного слоя в безлопаточном диффузоре [2, 7], используются многочисленные допущения, позволяющие свести расчет к определению средних параметров и оценке вероятности отрыва пограничного слоя. Эти допущения вносят погрешности, снижающие точность расчета и ограничивающие применение предлагаемых методов. Кроме того, уравнения, получающиеся при этом, достаточно сложны, в связи с чем их использование затруднено. Поэтому целесообразно проводить дальнейшие исследования в этом направлении с целью разработки метода, лишённого упомянутых недостатков.

Рассмотрим установившееся осесимметричное осредненное во времени течение воздуха в безлопаточном диффузоре. Течение в безлопаточном диффузоре является трехмерным (фиг. 1), так как под влиянием градиента давления $\frac{dp}{dR}$ происходит закрутка скоро-



Фиг. 1. Схема трехмерного течения в безлопаточном диффузоре:

A — касательная к направлению линии тока на стенке; B — направление вращения колеса

сти (т. е. направление вектора скорости поперек пограничного слоя меняется). Уравнения трехмерного движения [5] чрезвычайно сложны для практического использования. Поэтому обычно вводятся следующие упрощающие допущения:

1. Составляющие вязких напряжений

$$\frac{\partial}{\partial R} \left(\mu \frac{\partial c_r}{\partial R} \right); \quad \mu \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{c_r}{R} \right); \quad \frac{\partial}{\partial R} \left(\mu \frac{\partial c_u}{\partial R} \right); \quad \mu \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{c_u}{R} \right);$$

$$\frac{\partial}{\partial R} \left(\mu \frac{\partial c_z}{\partial R} \right); \quad \mu \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{c_z}{R} \right); \quad \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial c_z}{\partial z} \right)$$

малы по сравнению с составляющими $\frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial c_r}{\partial z} \right); \quad \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial c_u}{\partial z} \right)$.

2. Турбулентные напряжения p_{rr} , p_{uu} , p_{zz} и p_{ru} малы по сравнению с турбулентными напряжениями p_{rz} и p_{uz} .

Тогда уравнения запишутся в следующем виде:

1. Уравнение количества движений в радиальном направлении:

$$\rho c_r \frac{\partial c_r}{\partial R} + \rho c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{\rho c_u^2}{R} = - \frac{\partial p}{\partial R} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial c_r}{\partial z} + p_{rz} \right). \quad (1)$$

2. Уравнение количества движения в тангенциальном направлении u :

$$\rho c_r \frac{\partial c_u}{\partial R} + \rho c_z \frac{\partial c_u}{\partial z} + \frac{\rho c_r c_u}{R} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial c_u}{\partial z} + p_{uz} \right). \quad (2)$$

3. Уравнение количества движения в направлении оси колеса z (поперек канала):

$$\rho c_r \frac{\partial c_z}{\partial R} + \rho c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial p_{rz}}{\partial R} + \frac{p_{rz}}{R}. \quad (3)$$

4. Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial}{\partial R} (\rho c_r) + \frac{\rho c_r}{R} + \frac{\partial}{\partial z} (\rho c_z) = 0. \quad (4)$$

Дополнительно к уравнениям (1), (2), (4) использовалось уравнение состояния $p = \gamma RT$ и вводилось допущение о постоянстве температуры торможения по ширине диффузора.

Уравнение (3) в рамках поставленной задачи для практического использования интереса не представляет.

Обозначим сумму членов $\mu \frac{\partial c_r}{\partial z} + p_{rz}$ через τ_r и $\mu \frac{\partial c_u}{\partial z} + p_{uz}$ через τ_u . Величины τ_r и τ_u будут представлять полные касательные напряжения, действующие соответственно в радиальном и окружном направлениях и равные сумме вязкого и турбулентного напряжений.

Уравнения, аналогичные (1), (2) и (4), были использованы Г. Н. Деном [2] и Янсенем [7] при расчете пограничного слоя в безлопаточном диффузоре. При этом использовались следующие до-

пущения: 1) газ несжимаем; 2) поток однороден по ширине канала в сечении на входе в диффузор; 3) течение симметрично относительно середины диффузора и потенциально вне пограничного слоя; 4) течение в диффузоре осесимметрично.

Как будет показано ниже, можно разработать достаточно простой метод расчета течения в безлопаточном диффузоре, если проинтегрировать уравнения движения по ширине и перейти к средним по сечению параметрам. Такой подход к использованию уравнений позволяет отказаться от первых двух допущений, а также от допущения о потенциальности течения в середине канала.

Проинтегрируем уравнение (1) по ширине диффузора, выразив произведение $\rho \frac{\partial c_r}{\partial R}$ из уравнения неразрывности.

Получаем следующее выражение:

$$\begin{aligned}
 - \int_0^b c_r^2 \frac{\partial \rho}{\partial R} dz - \int_0^b (c_r^2 + c_u^2) \frac{\rho}{R} dz - \int_0^b \rho c_r \frac{\partial c_z}{\partial z} dz + \int_0^b \rho c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} dz - \\
 - \int_0^b c_z c_r \frac{\partial \rho}{\partial z} dz = - \int_0^b \frac{\partial p}{\partial R} dz + \int_0^b \frac{\partial \tau_r}{\partial z} dz. \quad (5)
 \end{aligned}$$

Пренебрегая величиной c_z^2 , ввиду ее малости в выражении для абсолютной скорости, имеем $c_u^2 + c_r^2 = c^2$.

Третий и четвертый интегралы левой части уравнения в соответствии с теоремой об интеграле дифференциала можно представить в виде:

$$\begin{aligned}
 \int_0^b \rho c_r \frac{\partial c_z}{\partial z} dz &= (\rho c_r)_{\text{cp}} [c_z|_{z=0} - c_z|_{z=b}]; \\
 \int_0^b \rho c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} dz &= (\rho c_z)_{\text{cp}} [c_r|_{z=0} - c_r|_{z=b}].
 \end{aligned}$$

Так как предполагается, что скорость на стенках равна нулю, то эти интегралы также равны нулю. Величина члена $\int_0^b c_z c_r \frac{\partial \rho}{\partial z} dz$ настолько мала, что им при вычислениях можно пренебречь. На основании теоремы о среднем первые два интеграла левой части выражения (5) можно записать в виде:

$$- \left(c_r^2 \frac{d\rho}{dR} \right)_{\text{cp}} b - (\rho c^2)_{\text{cp}} \frac{b}{R}.$$

Учитывая вышесказанное, а также то, что в безлопаточном диффузоре градиент давления по ширине диффузора изменяется незначительно, запишем уравнение (5) в следующем виде:

$$\left(c_r^2 \frac{d\rho}{dR} \right)_{\text{cp}} b + (\rho c^2)_{\text{cp}} \frac{b}{R} = \left(\frac{dp}{dR} \right)_{\text{cp}} b + \tau_r|_{z=0} + \tau_r|_{z=b}. \quad (6)$$

Подсчеты среднего значения величины

$$\left(c_r^2 \frac{d\rho}{dR}\right)_{cp} b = \int_0^b c_r^2 \frac{\partial \rho}{\partial R} dz$$

для реальной структуры потока показали, что с точностью до 10—15% в сторону занижения эта величина может быть определена как $c_{rcp} \frac{d\rho_{cp}}{dR} b$, где c_{rcp} и ρ_{cp} — средние для данного сечения меридиональная скорость и плотность при осреднении по импульсам. Ниже будет показано, что величина члена $c_{rcp}^2 \frac{d\rho_{cp}}{dR} b$ составляет не более 10% от второго члена уравнения (6) $(\rho c^2)_{cp} \frac{b}{R}$. Поэтому замена члена $\left(c_r^2 \frac{d\rho}{dR}\right)_{cp}$ на выражение $c_{rcp}^2 \frac{d\rho_{cp}}{dR}$ внесет в уравнение (6) ошибку, не превышающую 1—1,5%.

Подсчеты также показали, что для диффузоров с параллельными стенками с точностью до 2—3% в сторону занижения величина $(\rho c^2)_{cp} b$ может быть определена как $\rho_{cp} c_{cp}^2 b$, где ρ_{cp} , c_{cp} — средние для данного цилиндрического сечения плотность и скорость при осреднении по импульсам.

После введения средних параметров уравнение (6) будет иметь следующий вид:

$$c_{rcp}^2 \frac{d\rho_{cp}}{dR} b + \rho_{cp} c_{cp}^2 \frac{b}{R} = \left(\frac{dp}{dR}\right)_{cp} b + \sum (\tau_r)_w.$$

Имея в виду, что в дальнейшем при рассмотрении этого уравнения речь будет идти о средних для данного сечения параметрах, индекс «ср» в последующих выкладках везде опускается.

Проинтегрируем обе части уравнения по радиусу. Тогда

$$\int_{R_2}^{R_4} c_2 \sin^2 \alpha \frac{d\rho}{dR} + \int_{R_2}^{R_4} \rho \frac{c^2}{R} dR - \int_{R_2}^{R_4} \frac{\sum (\tau_r)_w dR}{b} = \int_{R_2}^{R_4} dp. \quad (7)$$

Для вычисления интегралов, стоящих в левой части уравнения (7), необходимо знать закон изменения составляющей напряжения трения $(\tau_r)_w$, плотности, скорости и угла потока по радиусу. Рассмотрим зависимости этих величин от параметров во входном сечении диффузора и радиуса сечения.

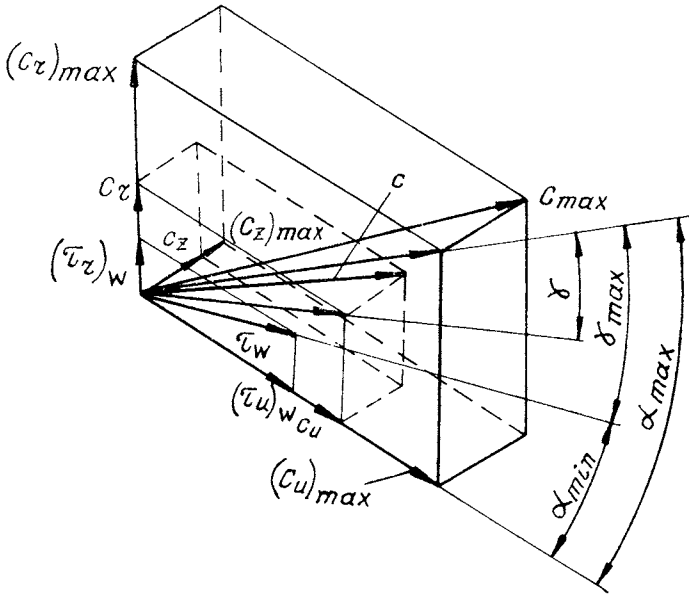
А. Составляющие напряжения трения $(\tau_r)_w$ и $(\tau_u)_w$ можно определить из треугольника напряжений (фиг. 2):

$$(\tau_r)_w = \tau_w \sin(\alpha_{\max} - \gamma_{\max}); \quad (8)$$

$$(\tau_u)_w = \tau_w \cos(\alpha_{\max} - \gamma_{\max}). \quad (9)$$

Напряжение трения, действующее на стенке, как известно, можно представить в виде:

$$\tau_w = (c_f)_w \frac{\rho_w c^2}{2}. \quad (10)$$



Фиг. 2. Треугольники скоростей и напряжений трения в безлпаточном диффузоре

Известно, что при одинаковых числах Re_δ и формпараметрах $H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}}$ отношение местных коэффициентов трения на стенке в трехмерном и плоском пограничном слоях можно представить в виде:

$$\frac{(c_f)_w}{c_f} = (1 + \varepsilon^2)^{\frac{3-H}{2(1+H)}}, \quad (11)$$

где $\varepsilon = \text{tg} \gamma_{\max}$ — тангенс угла закрутки скорости на линии тока, расположенной непосредственно на стенке (см. фиг. 1). При этом закрутка скорости в любой точке поперек пограничного слоя относительно направления скорости на внешней границе слоя может быть определена из выражения

$$\text{tg} \gamma = \varepsilon \left(1 - \frac{z}{\delta}\right)^2, \quad (12)$$

где δ — толщина пограничного слоя, мм;
 z — расстояние от стенки до произвольной точки пограничного слоя.

Анализ экспериментальных данных в соответствии с выражением (12) показывает, что для безлопаточного диффузора угол γ_{\max} в среднем не превышает 15—17° и величина ϵ , таким образом, не превышает 0,27—0,30. Преобразуем уравнение (11), приняв форм-параметр H по данным турбулентного пограничного слоя на плоской пластинке равным 1,4. Тогда

$$\frac{(c_f)_w}{c_f} = \frac{1}{(\cos \gamma_{\max})^{0,667}} = 1,01 \div 1,025.$$

Как видно, коэффициент трения в безлопаточном диффузоре мало отличается от коэффициента трения для плоского потока.

Учитывая, что $\rho_w = \frac{\rho_d}{gRT_d^*} = \rho_d \tau(\lambda_d)$, так как статическое давление и полная температура мало меняются по ширине диффузора, уравнение (10) можно записать в следующем виде:

$$\tau_w = 1,02c_f \frac{\rho_d \tau(\lambda_{c_d}) c_d^2}{2}.$$

С учетом этой зависимости и выражений (8) и (9) могут быть получены следующие выражения для составляющих напряжений трения $(\tau_r)_w$ и $(\tau_u)_w$:

$$(\tau_r)_w = 0,51c_f \tau(\lambda_{c_d}) \rho_d c_d^2 \sin(\alpha_{\max} - \gamma_{\max});$$

$$(\tau_u)_w = 0,51c_f \tau(\lambda_{c_d}) \rho_d c_d^2 \cos(\alpha_{\max} - \gamma_{\max}).$$

Б. Как будет показано ниже, средние скорость и угол потока в безлопаточном диффузоре могут быть выражены в следующем виде:

$$c_d = \frac{c_2 \cos \alpha_2}{\bar{D}_d \cos \alpha_d} N, \quad (13)$$

где
$$N = 1 - \frac{0,51c_f \tau(\lambda_c) (\bar{D}_d - 1) \cos(\alpha_{\max} - \gamma_{\max})}{\cos \alpha_d \sin \alpha_d \bar{b}_d},$$

$$\sin \alpha_d = \frac{\sin \alpha_2 b_2 q(\lambda_{c_2})}{\alpha_d b_d q(\lambda_{c_d}) \bar{D}_d}. \quad (14)$$

В. Плотность, входящая в подынтегральные выражения уравнения (7), может быть представлена в виде

$$\rho_d = \rho_2^* \epsilon(\lambda_{c_d}) \sigma_d. \quad (15)$$

Газодинамические функции $q(\lambda_{c_d})$ и $\epsilon(\lambda_{c_d})$ определяются по числу

$$\lambda_{c_d} = \frac{c_d}{a_{кр}}. \quad (16)$$

Можно показать, что влиянием касательного напряжения на изменение статического давления по радиусу в диапазоне относительной ширины диффузора $\bar{b}_d \geq 0,04$ можно пренебречь. Для этого произведем оценку величины третьего интеграла в уравнении (7) относительно величины второго.

После ряда преобразований, которые здесь опущены, можно получить следующее выражение:

$$\Phi = \frac{\int_{R_2}^{R_4} \frac{(\tau_r)_w}{b_d} dR}{\int_{R_2}^{R_4} \rho_d \frac{c_d^2}{R_d} dR} \approx 0,51 \left[\frac{c_f \tau(\lambda_{c_d}) \sin(\alpha_{\max} - \gamma_{\max})}{\bar{b}_d} \right] \frac{\bar{D}_d}{\bar{D}_d + 1}.$$

Данные оценки влияния составляющей напряжения трения $(\tau_r)_w$ на изменение статического давления сведены в таблицу. При этом принималось $\bar{D}_d = 1,05$; $c_f = 0,0045$; $\tau(\lambda_d) = 0,95$. Угол γ_{\max} , как указывалось выше, может быть в среднем принят равным 15° , а $\alpha_{\max} = 1,2 \alpha_d$.

Т а б л и ц а

| \bar{b}_d | 0,08 | | 0,055 | | 0,035 | |
|-----------------|------|------|-------|-----|-------|-----|
| α_d град | 12,5 | 20 | 12,5 | 25 | 25 | 35 |
| Φ % | 0 | 0,27 | 0 | 0,6 | 0,9 | 1,5 |

Таким образом, влиянием $(\tau_r)_w$ на изменение статического давления в радиальном направлении в диапазоне $\bar{b} \geq 0,04$ и $\alpha_2 \leq 30^\circ$ можно пренебречь.

Учитывая это, изменение статического давления вдоль радиуса можно найти из уравнения (7), выразив параметры c , α и ρ в соответствии с выражениями (13), (14) и (15). Тогда имеем:

$$p_4 - p_2 = c_2^2 R_2^4 \cos^2 \alpha_2 \sin^2 \alpha_2 b_2^2 q^2 (\lambda_{c_2}) \rho_2^* \int_{R_2}^{R_4} \frac{N^2}{\sigma_d^2 \cos^2 \alpha_d R_d^4 b_d^2 q^2 (\lambda_{c_d})} \times \\ \times \frac{d[\epsilon(\lambda_{c_d}) \sigma_d]}{dR} + c_2^2 R_2^2 \cos^2 \alpha_2 \rho_2^* \int_{R_2}^{R_4} \frac{\epsilon(\lambda_d) \sigma_d N^2}{\cos^2 \alpha_d R_d^3} dR. \quad (17)$$

Уравнение (17) позволяет рассчитать изменение степени повышения среднего статического давления по радиусу безлопаточного диффузора, если известны параметры за колесом T_2^* , p_2^* , c_2 , α_2 , геометрические параметры R_2 и b_2 и форма диффузора $b_d = f(R_d)$. Интегралы, входящие в выражение (17), определяются путем графического интегрирования. Для этого предварительно находится

закон изменения коэффициента N и законы изменения числа λ_{c_d} , газодинамических функций $q(\lambda_{c_d})$ и $\varepsilon(\lambda_{c_d})$ и угла α_d по радиусу диффузора.

Закон изменения коэффициента сохранения полного давления $\sigma_d = \frac{p_d^*}{p_2^*}$ выбирается по опытным данным. Неточность, которая может при этом иметь место, мало влияет на степень точности определения интеграла из-за слабого изменения коэффициента σ_d по радиусу ($0,95 \leq \sigma_d \leq 1$).

Уравнение (17) может быть значительно упрощено для течений в диффузоре с параллельными стенками, удовлетворяющих условию $\lambda \leq 0,8$ и $\alpha \leq 30^\circ$. Чтобы показать это, поделим подынтегральное выражение первого члена уравнения (7) на подынтегральное выражение второго члена:

$$\frac{c_d^2 \sin^2 \alpha_d \frac{d\rho_d}{dR}}{\rho_d c_d^2 \frac{1}{R_d}} = \sin^2 \alpha_d \frac{R_d}{\varepsilon(\lambda_{c_d}) \sigma_d} \cdot \frac{d[\varepsilon(\lambda_{c_d}) \sigma_d]}{dR}.$$

Расчеты с использованием этого выражения показывают, что в указанном диапазоне режимов величина первого члена уравнения (17) составляет не более 3—4% от второго и им можно пренебречь.

При упрощении уравнения (17) следует также учесть, что для безлопаточного диффузора с параллельными стенками при $\alpha \leq 25^\circ$ с точностью до 1% можно полагать $\cos \alpha_2 = \cos \alpha_d$. С учетом всего сказанного уравнение (17) может быть записано в следующем виде:

$$p_4 - p_2 = c_2^2 R_2^2 \rho^{*2}(\sigma) \int_{R_2}^{R_4} \frac{\varepsilon(\lambda_{c_d}) N^2}{R_d^3} dR. \quad (18)$$

Коэффициент сохранения полного давления σ' на основании теоремы о среднем вынесен за знак интеграла. Для удобства вычислений его можно принять постоянным и равным 0,98 для диффузоров с $\bar{D} \geq 1,3$. Погрешность при этом не превысит 1%.

Перейдем к рассмотрению уравнения количества движения в тангенциальном направлении — уравнение (2). После несложных преобразований и интегрирования по ширине диффузора получаем:

$$\int_0^b \rho c_r \frac{\partial(c_u R)}{\partial R} \cdot \frac{dz}{R} + \int_0^b \rho c_z \frac{\partial c_u}{\partial z} dz = -2(\tau_u)_w. \quad (19)$$

Второй интеграл в уравнении (19) равен нулю, так как предполагается, что скорость на стенке обращается в нуль. Первый интеграл представляет собой величину, пропорциональную среднему градиенту циркуляции в безлопаточном диффузоре. Если предпо-

ложить, что средний градиент циркуляции $\left[\frac{d(c_u R)}{dR} \right]_{\text{ср}}$ равен градиенту циркуляции, подсчитанной по тангенциальной составляющей $c_{u\text{ср}}$, осредненной по моменту количества движения, то уравнение (19) может быть записано через средние для данного сечения параметры воздуха

$$\frac{c_{\text{ср}} \rho_{\text{ср}}}{R} \cdot \frac{d(c_{u\text{ср}} R)}{dR} = -2(\tau_u)_w. \quad (20)$$

Используя зависимость, полученную для $(\tau_u)_w$, и опуская в дальнейшем в обозначениях параметров индекс «ср», можно записать:

$$-\rho_d c_{\text{рд}} \frac{b_d}{R_d} \cdot \frac{d(c_{u\text{д}} R_d)}{dR} = 1,02 c_f \rho_w c_d^2 \cos(\alpha_{\text{max}} - \gamma_{\text{max}}).$$

С учетом выражения $\rho_w = \rho_d \tau(\lambda_{c_d})$ после преобразования получаем:

$$\frac{d(c_{u\text{д}} R_d)}{c_{u\text{д}} R_d} = -1,02 c_f \tau(\lambda_{c_d}) \frac{\cos(\alpha_{\text{max}} - \gamma_{\text{max}}) dR}{\sin \alpha_d \cos \alpha_d b_d}. \quad (21)$$

Проинтегрируем уравнение (21) по радиусу диффузора. Если предположить, что $c_f = \text{const}$, $\sin \alpha b = \text{const}$, то после интегрирования получаем следующее выражение:

$$-\ln \frac{c_{u4} R_4}{c_{u2} R_2} = 1,02 c_f \bar{\tau}(\lambda_c) \frac{\cos(\alpha_{\text{max}} - \gamma_{\text{max}}) (R_4 - R_2)}{\sin \alpha_4 \cos \alpha_4 b_4}. \quad (22)$$

Здесь $\bar{\tau}(\lambda_c)$ — среднее значение функции $\tau(\lambda_{c_d})$ в интервале изменения радиуса от R_2 до R_4 , которое, ввиду незначительного влияния изменения $\tau(\lambda_{c_d})$, можно полагать равным среднему арифметическому значению.

Выражение (22) можно упростить, применяя разложение логарифмической функции в ряд:

$$\ln N = (N - 1) - \frac{1}{2} (N - 1)^2 + \dots \quad (23)$$

В диапазоне относительной ширины диффузора $0,04 \leq b_3 \leq 0,08$ и углов потока $10^\circ \leq \alpha \leq 35^\circ$ при $\bar{D} \leq 1,8$ отношение циркуляций скорости $N = \frac{c_{u4} R_4}{c_{u2} R_2}$ изменяется, как показывают расчеты, от 1 до 0,88. В этом случае при пренебрежении вторым членом выражения (23) погрешность в определении $\ln \frac{c_{u4} R_4}{c_{u2} R_2}$ не превысит 6%, а погрешность в определении отношения $\frac{c_{u4} R_4}{c_{u2} R_2}$ не превысит 0,8%.

Уравнение (22), таким образом, примет вид

$$N = 1 - 1,02 c_f \bar{\tau}(\lambda_c) \frac{\cos(\alpha_{\text{max}} - \gamma_{\text{max}}) (\bar{D}_4 - 1)}{2 \sin \alpha_4 \cos \alpha_4 b_4}. \quad (24)$$

Из уравнения (24) можно получить закон изменения абсолютной скорости вдоль радиуса с учетом трения, который был использован выше (13).

Закон изменения среднего угла потока может быть легко получен из уравнения неразрывности, записанного для средних параметров потока:

$$m\pi D_2 b_2 \sin \alpha_2 p_2^* q(\lambda_{c_2}) = m\pi D_d b_d \sin \alpha_d p_d^* q(\lambda_{c_d}). \quad (25)$$

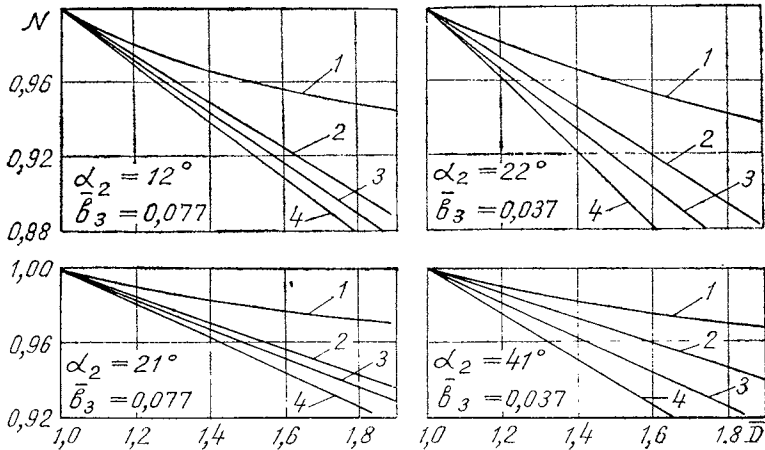
Отсюда

$$\sin \alpha_d = \frac{\sin \alpha_2 q(\lambda_{c_2}) b_2}{\sigma q(\lambda_{c_d}) b_d \bar{D}_d}.$$

Если ширина диффузора постоянна по радиусу, то уравнение (25) упрощается:

$$\sin \alpha_d = \frac{\sin \alpha_2 q(\lambda_{c_2})}{\sigma q(\lambda_{c_d}) \bar{D}_d}.$$

Таким образом, используя уравнения (14), (18) и (24), можно определить изменение средних параметров воздуха по радиусу безлопаточного диффузора с учетом сжимаемости и трения.



Фиг. 3. Изменение коэффициента уменьшения циркуляции скорости в радиальном направлении при различных значениях α_2 и b_3 :
1 — расчет по формуле (27) Г. Н. Дена; 2 — расчет по формуле (28) К. Пфлейдерера; 3 — расчет по формуле (29) Г. Вальденаччи; 4 — расчет по формуле (24)

На фиг. 3 приведены полученные расчетом зависимости уменьшения циркуляции скорости вдоль радиуса диффузора для двух значений ширины диффузора ($b_3 = 0,077$ и $b_3 = 0,037$) при $u_2 = 245$ м/сек. Значения коэффициентов e и $\tau(\lambda_c)$, принимавшихся при расчете зависимости $N = f(D, \alpha_2)$, соответственно равны 0,2 и 0,95. Учтены

вая, что направление напряжения трения на стенке близко к окружному направлению (разница не превышает 5—10° при $\alpha_2 \leq 25-30^\circ$), а также учитывая отсутствие градиента давления в окружном направлении, коэффициент трения принимался равным коэффициенту трения, соответствующему безградиентному турбулентному течению в трубах. Так как режим работы диффузора по числу Re_{c_2} находился в автомоделной области, то коэффициент трения подсчитывался по формуле Никурадзе

$$4c_f = \lambda = \frac{1}{\left(2\lg \frac{R_\Gamma}{\kappa} + 1,74\right)^2}. \quad (26)$$

Средняя высота микронеровностей равнялась 8 мк. Для сравнения на этих же графиках нанесены данные, полученные расчетом по формулам Г. Н. Дена [2], К. Пфлейдерера [6] и Г. Вальденаччи [1].

Формула Г. Н. Дена записывается в следующем виде:

$$\frac{c_{u1}}{u_2} = \frac{c_{u2}}{u_2} \left\{ \frac{R_2}{R_1} - \frac{\xi^{\frac{4}{5}} (\operatorname{ctg} \alpha_2)^{\frac{3}{5}} \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^{\frac{5}{4}}\right]^{\frac{4}{5}}}{\frac{b_2}{R_2} \left(\frac{u_2 R_2}{\nu}\right)^{\frac{1}{5}} \left(\frac{c_{r2}}{u_2}\right)^{\frac{1}{5}}}\right\}.$$

После простых преобразований формула записывается следующим образом:

$$N = 1 - \bar{D}_\Delta \frac{\xi^{\frac{4}{5}} (\operatorname{ctg} \alpha_2)^{\frac{3}{5}} \left[1 - \left(\frac{1}{\bar{D}_\Delta}\right)^{\frac{5}{4}}\right]^{\frac{4}{5}}}{2\bar{b}_2 \left(\frac{u_2 R_2}{\nu}\right)^{\frac{1}{5}} \varphi_2^{\frac{1}{5}}}, \quad (27)$$

где $\xi = 0,0128$.

Известное выражение для изменения циркуляции по радиусу К. Пфлейдерера

$$\frac{1}{R_1 c_{u1}} - \frac{1}{R_2 c_{u2}} = \frac{\lambda \pi (R_1 - R_2)}{2\nu_2}$$

может быть преобразовано и записано в виде

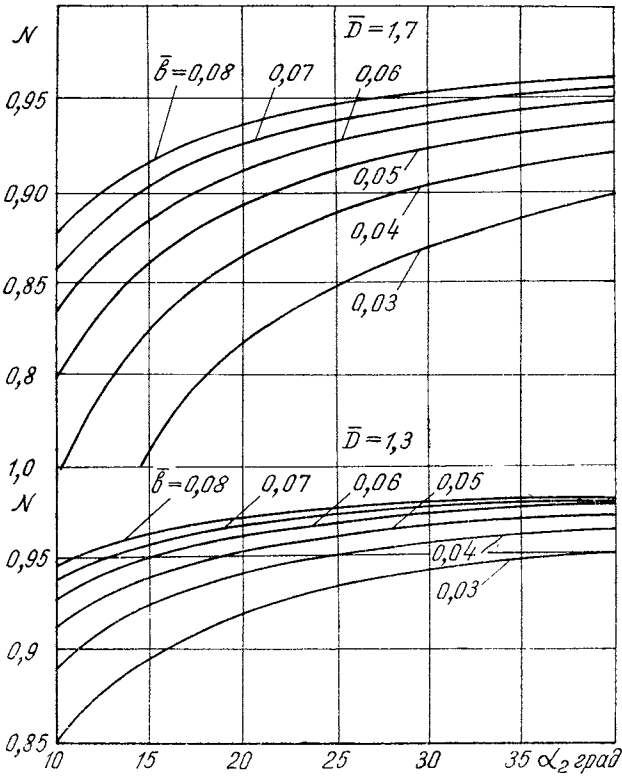
$$N = \frac{1}{1 + \frac{c_f (\bar{D}_\Delta - 1)}{2\lg \alpha_2 \bar{b}_2}}. \quad (28)$$

Г. Вальденаччи в работе [1] было получено уравнение, несколько отличающееся от выражения (28):

$$N = 1 - \frac{c_f (\bar{D}_\Delta - 1)}{2\sin \alpha_2 \bar{b}_2}. \quad (29)$$

Сравнение результатов расчета коэффициента уменьшения циркуляции скорости N по приведенным формулам показывает, что

учет дополнительных факторов, влияющих на течение в диффузоре, предпринятый в данной работе, приводит к уменьшению этого коэффициента. Разница в величинах коэффициента N для сечения $\bar{D}=1,7$ между результатами расчета по формуле (24) и результатами расчета по формуле Г. Н. Дена составляет 4—8%, по формуле К. Пфлейдерера — 2—5% и по формуле Г. Вальденаччи — 1—2,5%.

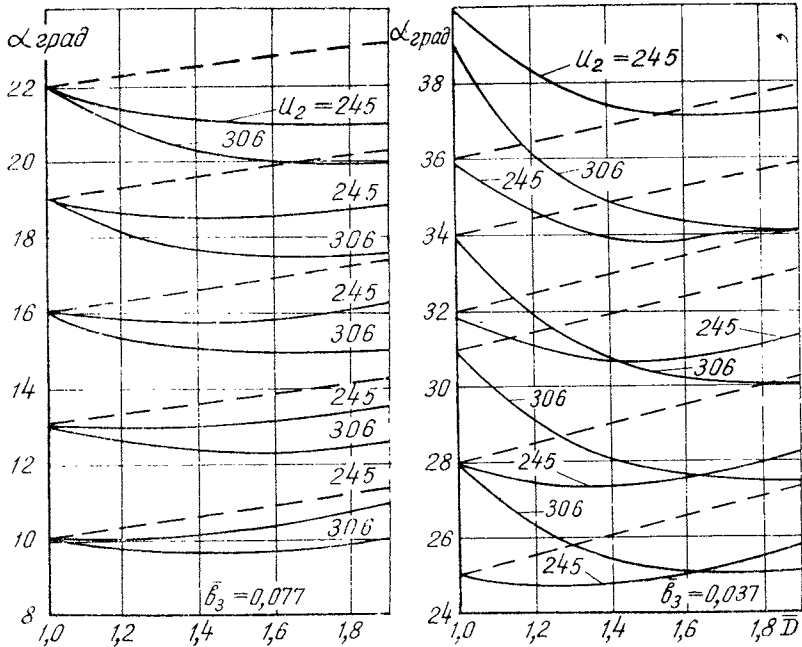


Фиг. 4. Зависимость коэффициента уменьшения циркуляции скорости от угла потока и относительной ширины диффузора ($u_2=245$ м/сек)

Представление о характере изменения и величине коэффициента уменьшения циркуляции скорости N в зависимости от угла потока α и относительной ширины диффузора дает график, представленный на фиг. 4. В длинном диффузоре ($\bar{D}=1,7$) коэффициент N резко уменьшается при уменьшении угла α_2 ниже 15—20°, а также при уменьшении относительной ширины диффузора \bar{b}_3 менее 0,05. При сравнительно коротких диффузорах ($\bar{D}=1,3$) зависимость коэффи-

коэффициента N от угла потока и относительной ширины проявляется значительно слабее.

Результаты расчета изменения среднего угла потока вдоль радиуса для двух значений ширины диффузора ($\bar{b}_3 = 0,077$ и $\bar{b}_3 = 0,037$) и двух значений окружной скорости (245 и 306 м/сек) приведены на фиг. 5.



Фиг. 5. Изменение угла потока в радиальном направлении при различных значениях \bar{b}_3 :

— расчет по выражению (14); - - - - - расчет по формуле (30)

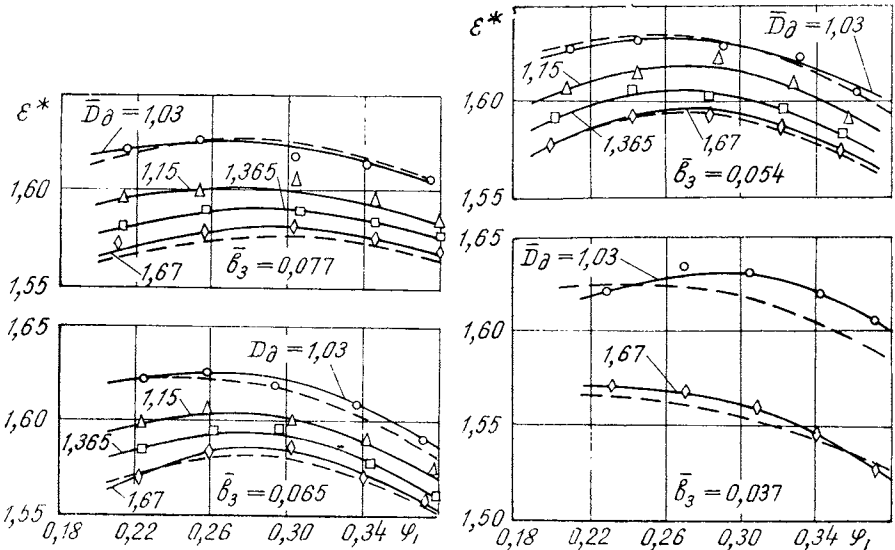
Угол потока, как следует из расчета, при большой относительной ширине диффузора изменяется в пределах 1—2 град. При малой относительной ширине диффузора на определенных режимах может происходить уменьшение угла потока на 3—4 град. На этом же графике приведены результаты расчета угла (пунктирная линия) по известной формуле Пфлейдерера, которая не учитывает влияния сжимаемости:

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{c_f}{b} (R_d - R_2) + \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (30)$$

При малой ширине диффузора и больших окружных скоростях ($u_2 = 300$ м/сек) расхождение в величине α_d достигает 3—5°. При этом при расчете по формуле (30) угол потока в радиальном на-

правлении может только увеличиваться. Столь существенное различие в результатах расчета обусловлено главным образом пренебрежением сжимаемостью при выводе выражения (30).

Данные, полученные расчетом по теоретическим зависимостям, были сопоставлены с результатами экспериментального исследования безлопаточного диффузора малоразмерного центробежного компрессора.



Фиг. 6. Сравнение расчетных и опытных зависимостей изменения полного давления в радиальном направлении при различных значениях b_3 :

— — — расчет по формуле (31)

Схема проточной части экспериментального компрессора, схема установки зондов и размещения дренажей, а также методика измерения и осреднения рассмотрены в работах [3, 4], а также в работе «Исследование течения в безлопаточном диффузоре с различной шероховатостью стенок» (стр. 3). Для сравнения с результатами эксперимента производился расчет параметров p , c_u , α и полного давления в радиальном направлении. Полное давление рассчитывалось по формуле

$$p_d^* = \frac{p_n}{\pi(\lambda_{c_d})}, \quad (31)$$

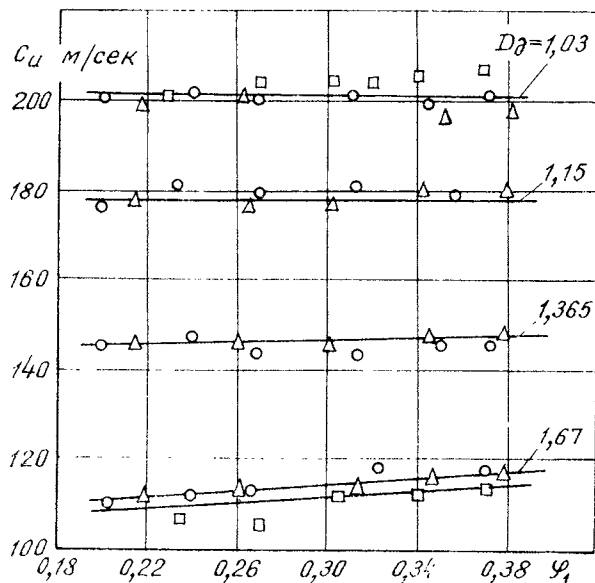
где p_d — статическое давление, равное полусумме давлений, измеренных на передней и задней стенках диффузора;

$\pi(\lambda_{c_d})$ — газодинамическая функция, определявшаяся по числу λ_{c_d} , находившемуся из выражения (16).

Так как статическое давление в формуле (31) определялось экспериментально, то сопоставление полных давлений, измерен-

ных и полученных путем расчета по этой формуле, фактически характеризовало степень соответствия между измеренными скоростями потока и скоростями, рассчитанными по формуле (13). Следует отметить, что определение полного давления по выражению (31) является значительно более простым и удобным, чем измерение полного давления по ширине канала с последующим осреднением результатов.

Из графиков фиг. 6 следует, что при известном распределении статического давления на стенках расчет изменения полного давления вдоль радиуса по формуле (31) (пунктирная кривая) приводит к близкому соответствию с результатами измерения.



Фиг. 7. Сравнение экспериментальных значений окружной составляющей скорости с расчетными при различной величине \overline{D}_d . Эксперимент \triangle ; \circ — $\overline{b}_3 = 0,077$; \square — $\overline{b}_3 = 0,037$

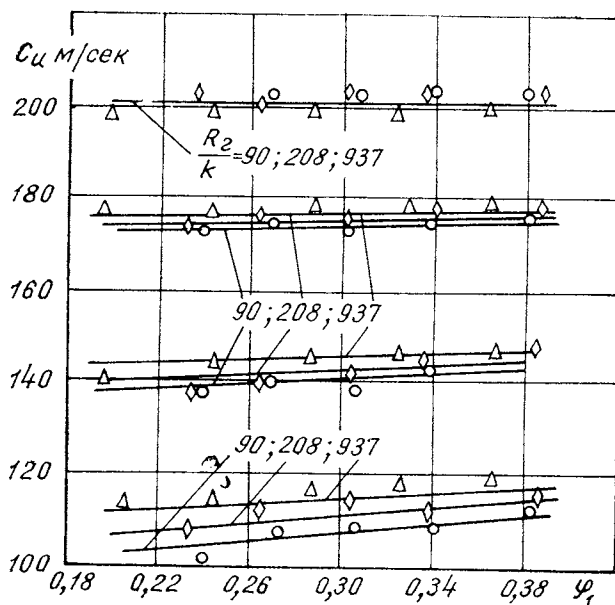
На фиг. 7 сопоставляются экспериментальные и расчетные зависимости изменения окружной составляющей скорости в диффузорах с $\overline{b}_3 = 0,077$ и $\overline{b}_3 = 0,037$. Расчетное определение окружной составляющей скорости c_u (сплошная линия) проводилось по уравнению:

$$c_u = \mu_2 u_2 \frac{N}{D}. \quad (32)$$

Коэффициент μ_2 , входящий в это выражение, принимался равным коэффициенту полной работы при $\varphi_1 = 0,38$ за вычетом по-

терь на дисковое трение $\approx 0,005$. Коэффициент уменьшения циркуляции определялся из графика, приведенного на фиг. 4. Окружная скорость равнялась 245 м/сек.

Измерение окружной составляющей скорости в диффузоре с $\bar{b}_3 = 0,077$ проводилось с двумя колесами К-1 и К-2, проточная часть и характеристики которых были совершенно различны. Несмотря на различия в характеристиках колес и структуре потока на выходе из колеса, изменение скорости c_u вдоль радиуса диффузора во всех случаях вполне удовлетворительно соответствует одному и тому же закону, выражаемому уравнением (32).

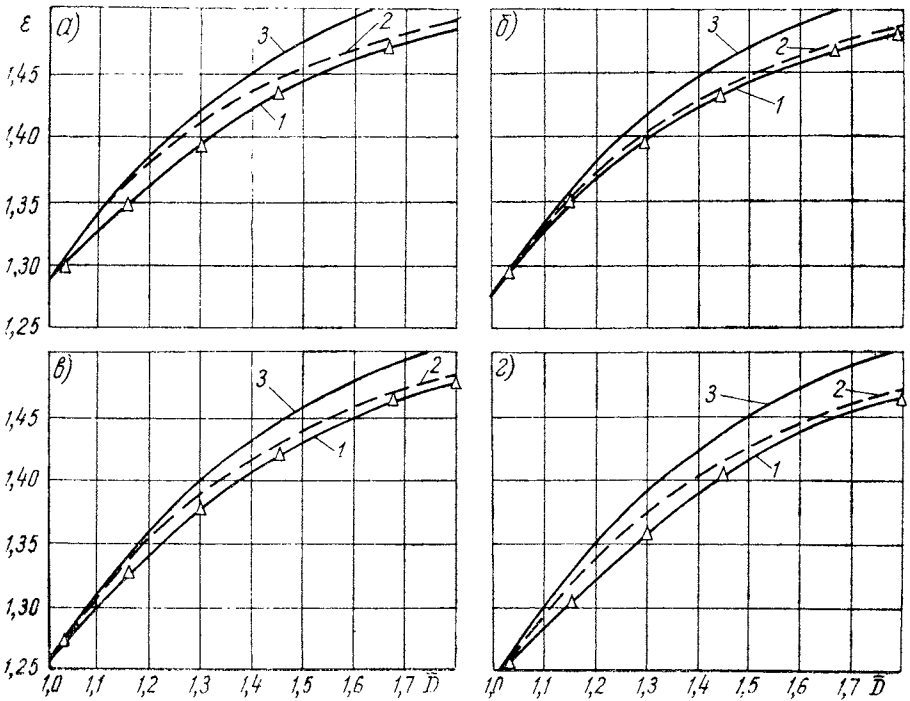


Фиг. 8. Влияние шероховатости стенок на изменение окружной составляющей скорости в диффузоре. Сравнение расчетных и экспериментальных данных

С целью более широкой проверки теоретического метода расчета окружной составляющей скорости в безлопаточном диффузоре было проведено сопоставление экспериментальных и расчетных данных, полученных для диффузоров с различной шероховатостью стенок (фиг. 8). Несмотря на различия в характере изменения окружной составляющей скорости поперек канала диффузоров, результаты измерений во всех трех диффузорах находятся в удовлетворительном соответствии с законом (32) (сплошная линия), полученным теоретическим путем.

Очевидно, в случае хорошего совпадения опытных и расчетных зависимостей изменения скорости в безлопаточном диффузоре, дол-

жно также иметь место хорошее совпадение опытных и расчетных результатов определения угла потока. Это следует из того, что зависимость (14) выводится из уравнения неразрывности без каких-либо специальных допущений и при фиксированном значении D_d и заданных параметрах на входе в диффузор угол потока зависит только от величины газодинамической функции $q(\lambda_{c_d})$, которая в свою очередь однозначно зависит от безразмерной скорости λ_{c_d} и, следовательно, скорости потока c_d .



Фиг. 9. Сравнение опытных зависимостей распределения статического давления в радиальном направлении с расчетными при различных значениях α_2

($u_2 = 245$ м/сек, $\bar{b}_3 = 0,077$):

$a - \alpha_2 = 12^\circ 30'$; $б - \alpha_2 = 16^\circ 30'$; $в - \alpha_2 = 19^\circ$; $г - \alpha_2 = 21^\circ 20'$;
 1 — опыт; 2 — расчет по формуле (18); 3 — потенциальное течение

Представляют интерес результаты сравнения данных распределения статического давления вдоль диффузора с $\bar{b}_3 = 0,077$, полученных из опыта и расчетным путем. Расчет зависимостей $\epsilon = f(\bar{D}, \alpha_2)$ (фиг. 9) производился для двух условий течения: а) потенциальное течение газа; б) течение газа с учетом трения. Распределение вдоль радиуса диффузора при течении газа с учетом трения рассчитывалось по формуле (18). Экспериментальные величины, нанесенные на график, соответствуют полусумме статичес-

ких давлений, измеренных на передней и задней стенках диффузора.

Из фиг. 9 следует, что расхождение между градиентом давления реального течения и градиентом давления потенциального течения на начальном участке диффузора может достигать 20—25%, в связи с чем использование этого допущения при расчете пограничного слоя является необоснованным.

На начальном участке диффузора распределение давления, соответствующее течению газа с трением, сильно отличается от реального распределения. Это вполне понятно и вызвано наличием на этом участке больших потерь, не связанных с трением о стенки, но приводящих также к уменьшению статического давления. При относительном диаметре $\bar{D} \geq 1,5$ расхождение между градиентами давлений, соответствующих расчетным (пунктир) и опытными данными, уменьшается.

Так как при расчете по формуле (18) не учитывается уменьшение статического давления, вызванное неравномерностью потока, неустановившимся характером течения на входе в диффузор и другими потерями, не связанными с трением, то естественно, что действительная степень повышения давления оказывается ниже расчетной. Тем не менее зависимость (18) можно использовать для приближенного (с точностью до 1,0%) определения статического давления в диффузоре.

Выводы

На основе анализа установившегося осесимметричного трехмерного турбулентного течения воздуха в безлопаточном диффузоре получены зависимости для расчета коэффициента уменьшения циркуляции скорости, среднего угла потока и среднего статического давления. Анализ течения, проведенный с учетом сжимаемости, трения, закрутки скорости и ряда других факторов, показал, что касательное напряжение, действующее в радиальном направлении, пренебрежимо мало влияет на потери трения в безлопаточном диффузоре в диапазоне $\bar{b}_3 \geq 0,04$ и $\alpha_2 \leq 30$.

Сопоставление результатов расчета и опытных данных свидетельствует о достаточной точности разработанного расчетного метода определения угла потока и окружной составляющей скорости в безлопаточном диффузоре в широком диапазоне режимов по углу потока ($10^\circ \leq \alpha_2 \leq 40^\circ$) и числу M ($M_{c_2} \leq 0,8$). Можно также считать, что изложенный выше метод расчета полного давления по измеренному на обеих стенках диффузора статическому давлению обеспечивает достаточно высокую точность определения средних по сечению значений полного давления и может быть использован при испытаниях компрессора для оценки эффективности отдельных элементов проточной части.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вальденаччи Г. Расчет гладких диффузоров для центробежных ТКР. «L'Aerotechnica», 1959, V 35, № 2. Л., 1964.
 2. Ден Г. Н. Турбулентный пограничный слой на стенке безлопаточного диффузора центробежной компрессорной машины. «Известия вузов. Энергетика», 1961, № 5.
 3. Зайченко Е. Н., Аболтин Э. В. Измерение параметров потока цилиндрическим зондом в безлопаточном диффузоре малоразмерного центробежного компрессора. М., «Энергомашиностроение» (принята в печать).
 4. Зайченко Е. Н., Аболтин Э. В. Осреднение параметров потока, неравномерного по ширине безлопаточного диффузора. М., «Энергомашиностроение», 1971, № 11.
 5. Лойцанский Л. Г. Механика жидкости и газа. М., Гостехиздат, 1957.
 6. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Перевод с немецкого. М., Машгиз, 1960.
 7. Янсен. Установившееся движение жидкости в радиальном безлопаточном диффузоре. Теоретические основы инженерных расчетов. М., «Мир», 1964, № 3.
-

Канд. техн. наук Е. Н. Зайченко, инж. В. Б. Клименков,
канд. техн. наук М. С. Левит, инж. А. С. Фролов

НЕРАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВЧНОГО ВОЗДУХА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Относительно простым способом снижения тепловой и механической напряженности автомобильного дизеля является применение рекуперативного теплообменника, в котором охлаждение наддувочного воздуха осуществляется потоком, создаваемым вентилятором системы охлаждения или специальным дополнительным вентилятором. Поскольку автомобильный двигатель в зависимости от его назначения может работать в широком диапазоне нагрузочных и скоростных режимов, необходимо иметь данные об изменении тепловой и гидравлической эффективности теплообменника при работе двигателя на нерасчетных режимах. Известно, что этот вопрос не получил еще достаточного освещения, за исключением весьма ограниченных экспериментальных данных применительно к двигателям другого назначения [1, 4].

Рассмотрим определение нерасчетных режимов теплообменника, используя известные параметры теплообменника на расчетном режиме работы двигателя, которые в дальнейшем обозначаются индексом «р». Отношению текущего параметра к параметру на расчетном режиме дается то же самое обозначение, что и для текущего параметра, но снабженное сверху чертой. За расчетный режим работы двигателя принимается режим номинальной мощности. Поскольку тип теплообменных поверхностей считается известным, то тем самым определяется вид критериальных уравнений теплоотдачи по горячему (охлаждаемому) и холодному (охлаждающему) воздуху, обозначаемых в дальнейшем индексами «г» и «х».

Тепловая эффективность теплообменника

$$E = \frac{\bar{t}_{r1} - \bar{t}_{r2}}{\bar{t}_{r1} - \bar{t}_{x1}},$$

где \bar{t}_r , и \bar{t}_{r2} — температура горячего воздуха на входе и на выходе из теплообменника, °С;

\bar{t}_x — температура холодного воздуха на входе в теплообменник, °С,

может быть представлена для перекрестного тока как [2]

$$E = \frac{W_x}{W_r} \left[1 - e^{-\left(1-e^{-\Delta}\right) \frac{W_r}{W_x}} \right].$$

Отсюда относительное изменение эффективности теплообменника при работе на нерасчетных режимах может быть выражено как

$$\bar{E} = \frac{\bar{W}_x}{\bar{W}_r} \cdot \frac{1 - e^{-\left(1-e^{-\bar{\Delta}p}\right) \frac{W_{r.p}}{W_{x.p}} \cdot \frac{\bar{W}_r}{\bar{W}_x}}}{1 - e^{-\left(1-e^{-\Delta p}\right) \frac{W_{r.p}}{W_{x.p}}}}, \quad (1)$$

где $W = c_p G_v$ — водяной эквивалент, *ккал/ч · град* (G_v — расход воздуха, *кг/ч*);

$e = 2,718$ — основание натуральных логарифмов;

c_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, *ккал/кг · °С*;

$\Delta = \frac{kF}{W_r} = \frac{\Delta t_r}{\Delta t_m}$ — относительный температурный перепад,

здесь k — коэффициент теплопередачи, *ккал/м² · ч · град*;

F — теплопередающая поверхность, *м²*;

Δt_r — перепад температур по горячему воздуху;

Δt_m — среднелогарифмический температурный напор.

Для нерасчетных режимов $\bar{\Delta}$ может быть представлен как

$$\bar{\Delta} = \frac{\bar{k}}{\bar{W}_r}. \quad (2)$$

В том случае, если $\frac{W_r}{W_x} < 0,05$, эффективность теплообменника на расчетном и нерасчетном режиме может быть соответственно определена по упрощенной формуле:

$$E = \frac{\Delta}{1 + \Delta}; \quad \bar{E} = \bar{\Delta} \frac{1 + \Delta p}{1 + \bar{\Delta} p}.$$

Решение уравнения (1) в приведенном виде требует последовательных приближений и многократных увязок, так как выразить искомую величину \bar{E} в явной форме не представляется возможным, поскольку водяной эквивалент горячего воздуха и относительный температурный напор зависят от эффективности теплообменника, которая в свою очередь зависит от величины водяного эквивалента. В связи с этим представляется целесообразным выявить возможные пути упрощения расчетного уравнения.

Анализ совместных режимов работы двигателя и турбокомпрессора показывает, что относительные величины водяных эквива-

лентов можно заменить (для случая работы двигателя по скоростной характеристике) относительными величинами чисел оборотов коленчатого вала двигателя:

$$\overline{W}_r = \overline{n}_d^m; \quad \overline{W}_x = \overline{n}_d, \quad (3)$$

где коэффициент m изменяется в зависимости от принятой формы внешней характеристики двигателя, т. е. от коэффициента приспособляемости.

Для случая работы двигателя по нагрузочной характеристике можно принять линейную зависимость:

$$\overline{W}_r = \frac{W_{r0}}{W_{r.p}} \left[1 + \left(\frac{W_{r.p}}{W_{r0}} - 1 \right) \overline{p}_e \right]; \quad \overline{W}_x = 1, \quad (4)$$

где W_{r0} — водяной эквивалент для режима работы двигателя без нагрузки ($p_e = 0$) при соответствующем числе оборотов двигателя;

p_e — относительная величина среднего эффективного давления для этого же числа оборотов.

В общем случае при определении коэффициентов теплоотдачи необходимо учитывать, что теплообменник в определенных режимах может работать в неавтомоделной области. Это обстоятельство учитывается введением в критериальные уравнения теплоотдачи специальных коэффициентов Γ_r и Γ_x , величина которых зависит от числа Рейнольдса (Re) и числа Грасгофа (Gr). В автомоделной области $Re > 10^4$ эти коэффициенты равны единице [2]. В связи с этим при определении нерасчетных режимов требуется находить соответствующие числа Re и Gr и уточнять в случае необходимости указанные коэффициенты в критериальном уравнении. С целью существенного упрощения рассматриваемой задачи и учитывая, что влияние неавтомоделности может заметно проявляться при $\overline{n}_d < 0,5$, т. е. в практически неиспользуемой области рабочих режимов двигателя, влияние указанных коэффициентов в первом приближении можно не учитывать.

Для нахождения зависимостей, характеризующих протекание коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи при изменении расходов воздуха, представим коэффициент теплоотдачи для горячего воздуха в виде:

$$\alpha_r = \Gamma_r Nu_r \frac{\lambda_r}{D_r}; \quad Nu_r = B_r Re_r^{b_r}; \quad Re_r = \frac{\gamma_r c_r D_r}{g \mu_r},$$

где Nu_r — критерий Нуссельта;

λ_r — коэффициент теплопроводности, $ккал/м \cdot ч \cdot ^\circ C$;

D_r — гидравлический диаметр, $м$;

B_r и b_r — коэффициенты в критериальном уравнении;

γ_r — удельный вес воздуха, $кг/м^3$;

c_r — скорость воздуха, $м/сек$;

$g=9,81$ — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$;

μ — коэффициент динамической вязкости, $кГ \cdot сек/м^2$;

Γ_r — коэффициент, учитывающий снижение коэффициентов теплоотдачи при нерасчетном режиме.

После преобразований выражение для коэффициента теплоотдачи горячего воздуха имеет следующий вид:

$$\alpha_r = A_r \frac{\lambda_r}{\mu_r^{b_r}} \Gamma_r G_r^{b_r}, \quad (5)$$

где $A_r = \frac{B_r}{D_r} \left(\frac{D_r}{F_r g} \right)^{b_r}$ — постоянный для данного теплообменника коэффициент.

Подобная же зависимость может быть получена и для холодного воздуха:

$$\alpha_x = A_x \frac{\lambda_x}{\mu_x^{b_x}} \Gamma_x G_x^{b_x}, \quad (6)$$

где $A_x = \frac{B_x}{D_x} \left(\frac{D_x}{F_x g} \right)^{b_x}$ — также постоянный для данного теплообменника коэффициент.

Коэффициент теплопередачи для рассматриваемого случая может быть представлен как

$$k = \frac{\alpha_r}{1 + \frac{\alpha_r}{\alpha_x}},$$

и соответственно

$$\bar{k} = \bar{\alpha}_r \frac{1 + \frac{\alpha_{r,p}}{\alpha_{x,p}}}{1 + \frac{\alpha_{r,p}}{\alpha_{x,p}} \cdot \frac{\bar{\alpha}_r}{\bar{\alpha}_x}} = \bar{\alpha}_r \frac{1 + \frac{\bar{\alpha}_{r,x,p}}{\bar{\alpha}_r}}{1 + \frac{\bar{\alpha}_{r,x,p}}{\bar{\alpha}_r} \frac{\bar{\alpha}_r}{\bar{\alpha}_x}},$$

где

$$\bar{\alpha}_{r,x,p} = \frac{\alpha_{r,p}}{\alpha_{x,p}}.$$

Используя полученные зависимости (3), (4), (5), (6), можно представить относительные коэффициенты теплоотдачи как

$$\bar{\alpha}_r = \Gamma_r \frac{\bar{\lambda}_r}{\mu_r^{b_r}} \bar{W}_r^{b_r} = \Gamma_r \frac{\bar{\lambda}_r}{\mu_r^{b_r}} \bar{n}_d^{mb_r} = K_r \bar{n}_d^{mb_r};$$

$$\bar{\alpha}_x = \Gamma_x \frac{\bar{\lambda}_x}{\mu_x^{b_x}} \bar{W}_x^{b_x} = \Gamma_x \frac{\bar{\lambda}_x}{\mu_x^{b_x}} \bar{n}_d^{b_x} = K_x \bar{n}_d^{b_x};$$

$$\frac{\bar{\alpha}_r}{\bar{\alpha}_x} = \frac{\Gamma_r}{\Gamma_x} \cdot \frac{\bar{\lambda}_r}{\bar{\lambda}_x} \cdot \frac{\mu_x^{b_x}}{\mu_r^{b_r}} \bar{n}_d^{mb_r - b_x} = K_{r,x} \bar{n}_d^{mb_r - b_x}.$$

Коэффициенты K_r , K_x , $K_{r,x}$ зависят только от средней температуры воздуха. Однако, как показывает проведенный анализ, это влияние во всей практически представляющей интерес области отношения температур $\frac{t_r}{t_{r,p}} \geq 0,5$ невелико и с учетом отмеченного равенства $\Gamma_r = \Gamma_x = 1$ не превышает 3%. В связи с этим можно считать, что приведенные отношения коэффициентов теплоотдачи изменяются только в зависимости от режима работы и относительный коэффициент теплопередачи может быть представлен как

$$\bar{k} = \bar{n}_d^{mb_r} \frac{1 + \bar{\alpha}_{r,x,p}}{1 + \bar{\alpha}_{r,x,p} \bar{n}_d^{-mb_r - b_x}} \quad (7)$$

Используя выражения (1), (2), (3), (7), можно представить относительную эффективность теплообменника \bar{E} при работе двигателя по внешней характеристике в зависимости только от изменения относительного числа оборотов двигателя:

$$\bar{E} = \frac{\bar{n}_d^{-1-m} \left[1 - e^{-\bar{n}_d^{m(b_r-1)} \frac{(1 + \bar{\alpha}_{r,x,p}) \Delta_p}{1 + \bar{\alpha}_{r,x,p} \bar{n}_d^{-mb_r - b_x}}} \right] \bar{W}_{r,x,p}^{-m-1}}{1 - e^{-(1-e^{-\Delta_p}) \bar{W}_{r,x,p}}}, \quad (8)$$

где
$$\bar{W}_{r,x,p} = \frac{W_{r,p}}{W_{x,p}}.$$

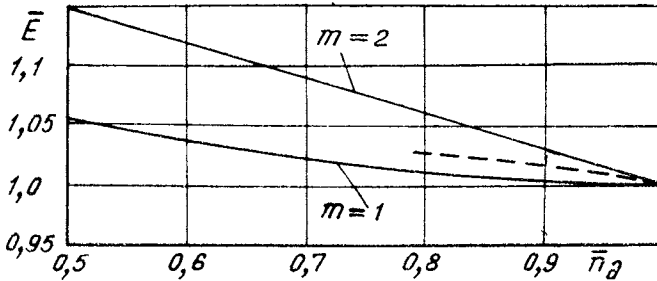
В качестве параметра в уравнение (8) входит коэффициент m , величина которого изменяется в пределах $1 < m < 2$, причем значение $m=2$ соответствует применению свободного нерегулируемого турбокомпрессора, а $m=1$ — турбокомпрессора, число оборотов которого по внешней характеристике поддерживается постоянным. Таким образом, указанный диапазон значений коэффициента m определяет возможные предельные законы изменения расхода воздуха двигателя с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха. Представление о влиянии величины коэффициента m на изменение эффективности теплообменника дает фиг. 1.

На графике представлены результаты расчетов, произведенных по формуле (8) для теплообменника, предназначенного для автомобильного дизеля мощностью 500 л. с. с давлением наддува $\pi_k = 2$. При расчетах были приняты следующие расчетные значения основных параметров: $\Delta_p = 1,7$; $\frac{W_{r,p}}{W_{x,p}} = 0,1$; $\frac{\alpha_{r,p}}{\alpha_{x,p}} = 0,8$; $W_{r,p} = 690$ ккал/ч·град; $F_r = 8,2$ м². Расчет производился для двух значений эффективности теплообменника $E_p = 0,8$ и $E_p = 0,7$.

Из графика видно, что величина \bar{E} существенно изменяется в зависимости от числа оборотов двигателя, а также величины коэф-

фициента m , причем расчетное значение тепловой эффективности теплообменника практически не сказывается на протекании рассматриваемой зависимости. Приведенные расчеты хорошо совпадают с известными экспериментальными данными [1].

Выявленный характер изменения эффективности теплообменника объясняется тем, что при работе двигателя по внешней характеристике количество тепла, которое необходимо в нем отвести,



Фиг. 1. Изменение тепловой эффективности теплообменника при работе двигателя по скоростной характеристике с различным коэффициентом приспособляемости. Расчет (сплошная линия); эксперимент [1] (пунктир)

уменьшается более интенсивно, чем снижение коэффициента теплопередачи из-за уменьшения расхода воздуха двигателя.

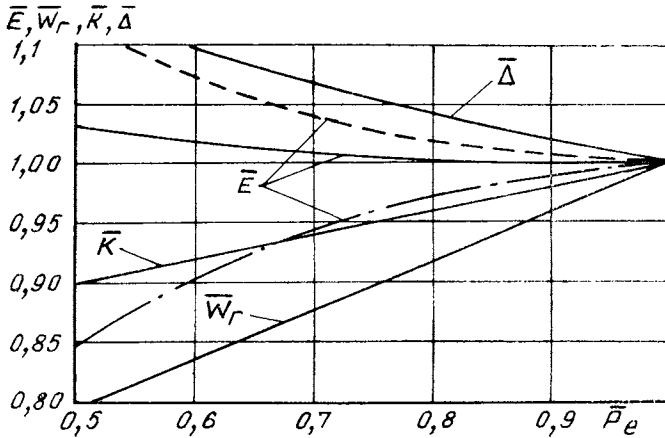
На основании зависимостей (1), (2), (4) изменение относительной эффективности теплообменника при работе по нагрузочной характеристике можно представить как

$$\bar{E} = \frac{1 - e^{-\left(1 - e^{-\frac{-\bar{W}_r^{b_r-1} \frac{1 + \bar{\alpha}_{r.x.p}}{1 + \bar{W}_r^{b_r} \bar{\alpha}_{r.x.p}} \Delta p}\right) \bar{W}_{r.x.p} \bar{W}_r}}}{\bar{W}_r \left[1 - e^{-\left(1 - e^{-\Delta p}\right) \bar{W}_{r.x.p}}\right]} \quad (9)$$

В этом случае за расчетные принимаются параметры, полученные при соответствующих числах оборотов по внешней характеристике двигателя. Эффективность теплообменника при работе двигателя по нагрузочной характеристике, как это видно из фиг. 2, практически не изменяется. Это объясняется совместным влиянием тех же факторов, что и для случая работы двигателя по внешней характеристике. На этом же графике представлены экспериментальные результаты [1, 4]. Уменьшение тепловой эффективности теплообменника [1] объясняется малым значением расчетной скорости воздуха в его остоле (12 м/сек), а в связи с этим и работой теплообменника при переходном режиме по числу Рейнольдса ($Re < 5000$). Уменьшение расхода воздуха на нерасчетных режимах

двигателя приводит к резкому уменьшению коэффициента Γ_r , а следовательно, и коэффициента теплоотдачи, что обуславливает падение тепловой эффективности теплообменника.

Гидравлическая эффективность теплообменника обычно представляется как отношение полных давлений на выходе и на входе



Фиг. 2. Изменение параметров теплообменника при работе двигателя по нагрузочной характеристике. Расчет (сплошная линия); эксперимент [4] (пунктир); эксперимент [1] (штрих-пунктир)

в теплообменник, однако в случае охлаждения наддувочного воздуха автомобильных двигателей полные давления можно заменить статическими:

$$\sigma_r = \frac{p_{r2}}{p_{r1}} = \frac{p_{r1} - \Delta p_{r-}}{p_{r1}},$$

а гидравлическое сопротивление трассы подачи воздуха в компрессор по аналогии может быть представлено как

$$\sigma_0 = \frac{p_{к1}}{p_0} = \frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0},$$

где p_{r1} и p_{r2} — давление на входе и на выходе из теплообменника, кг/м^2 ;

p_0 — атмосферное давление, кг/м^2 ;

Δp_r и Δp_0 — сопротивление теплообменника и трассы подачи воздуха в компрессор, кг/м^2 .

В относительных величинах гидравлическая эффективность имеет следующий вид:

$$\bar{\sigma}_r = \frac{\sigma_r}{\sigma_{r.p}} = \frac{\bar{\pi}_k \bar{\sigma}_0 - \bar{\Delta} p_r (1 - \sigma_{r.p})}{\sigma_{r.p}} \cdot \frac{1}{\bar{\pi}_k \bar{\sigma}_0} \quad (10)$$

и

$$\bar{\sigma}_0 = \frac{\sigma_0}{\sigma_{0p}} = \frac{1 - \bar{\Delta} p_0 (1 - \sigma_{0p})}{\sigma_{0p}}. \quad (11)$$

Степень повышения давления π_k можно найти, считая неизменным к. п. д. компрессора в рассматриваемом диапазоне изменения числа оборотов турбокомпрессора

$$\pi_k = \left[\left(\pi_{\text{к.р}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left(\frac{n_{\text{т.к}}}{n_{\text{т.к.р}}} \right)^2 + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

На основании экспериментально установленной зависимости $\bar{n}_{\text{т.к}} = \bar{n}_{\text{д}}^t$, справедливой для свободного турбокомпрессора, относительное изменение степени повышения давления представится как

$$\bar{\pi}_k = \frac{1}{\pi_{\text{к.р}}} \left[\left(\pi_{\text{к.р}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \bar{n}_{\text{д}}^{2t} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

Показатель степени t изменяется в пределах от 0 до 1 при изменении коэффициента m от 1 до 2. При $m=1$ $t=0$ и $\bar{\pi}_k=1$. Так как большая часть потерь давления в теплообменнике приходится на течение воздуха в каналах остова, то сопротивление теплообменника можно представить как

$$\Delta p_{\text{r}} = \xi \frac{\gamma_{\text{r}} c_{\text{r}}^2}{2g} \cdot \frac{L_{\text{r}}}{D_{\text{r}}} = \xi \frac{G_{\text{r}}^2}{\gamma_{\text{r}} 2g} \cdot \frac{1}{f_{\text{r}}} \cdot \frac{L_{\text{r}}}{D_{\text{r}}}, \quad (12)$$

где $\xi = ARe^a = A \left(\frac{GD_{\text{r}}}{\mu g f_{\text{r}}} \right)^a$ — коэффициент трения технически чистых гладких труб;

$\gamma_{\text{r}} = \gamma_0 \sigma_0 \gamma_{\text{п}}$ — удельный вес воздуха на входе в теплообменник, $\text{кг}/\text{м}^3$;

f_{r} — площадь проходного сечения теплообменника, м^2 ;

γ_0 — удельный вес атмосферного воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$;

L_{r} — длина канала, м ;

$\gamma_{\text{п}} = \frac{\pi_{\text{к}}}{\pi_{\text{к}} \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1}$ — коэффициент повышения плотности воздуха в компрессоре;

γ — адиабатический к. п. д. компрессора.

Учитывая формулу (12), сопротивление теплообменника запишется в виде:

$$\Delta p_{\text{r}} = C_{\text{r}} \frac{1}{\gamma_{\text{п}} \sigma_0} G_{\text{r}}^{a+2},$$

где $C_{\text{r}} = \frac{1}{\gamma_0} \left(\frac{D_{\text{r}}}{\mu g f_{\text{r}}} \right)^a \frac{L_{\text{r}}}{2g f_{\text{r}}^2 D_{\text{r}}}$ — величина, постоянная для данного теплообменника, а сопротивление трассы подачи воздуха к компрессору соответственно

$$\Delta p_0 = C_0 \frac{1}{\gamma_0} G_{\text{r}}^{a+2}.$$

Относительные величины этих сопротивлений можно выразить в функции только расхода воздуха и числа оборотов коленчатого вала двигателя, используя соотношение $\bar{\gamma}_{\text{п}} = \frac{\bar{G}_r}{\tau_{\text{в}} n_{\text{д}} \sigma_0}$ и полагая по скоростной характеристике $\bar{\tau}_{\text{в}} \cong 1$

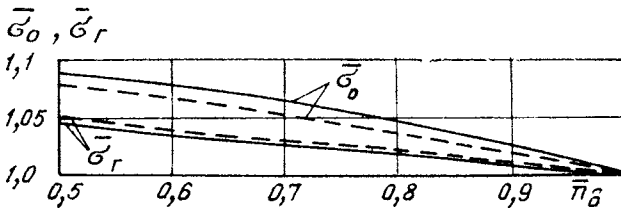
$$\Delta \bar{p}_r = \Delta \bar{p}_0 = \bar{G}_r^{a+1} \bar{n}_{\text{д}}. \quad (13)$$

С учетом выражений (3) и (13) формулы для определения относительной гидравлической эффективности теплообменника и трассы подачи воздуха к компрессору при работе двигателя по скоростной характеристике примут следующий вид:

$$\bar{\sigma}_r = \frac{\bar{\pi}_k \bar{\sigma}_0 - (1 - \sigma_{\text{г.р}}) \bar{n}_{\text{д}}^{m(a+1)+1}}{\sigma_{\text{г.р}}} \cdot \frac{1}{\bar{\sigma}_0 \bar{\pi}_k};$$

$$\bar{\sigma}_0 = \frac{1 - (1 - \sigma_{\text{оп}}) \bar{n}_{\text{д}}^{m(a+1)+1}}{\sigma_{\text{оп}}}.$$

Изменение коэффициентов $\bar{\sigma}_r$ и $\bar{\sigma}_0$ при работе двигателя по скоростной характеристике для двух значений коэффициента m приведено на фиг. 3, из которой видно, что гидравлическая эффективность теплообменника при снижении числа оборотов несколько увеличивается.



Фиг. 3. Изменение гидравлической эффективности теплообменника при работе двигателя по скоростной характеристике $m=2$ (сплошная линия); $m=1$ (пунктир)

При работе двигателя по нагрузочной характеристике ($\bar{n}_{\text{д}} = 1$) коэффициенты гидравлической эффективности будут иметь вид:

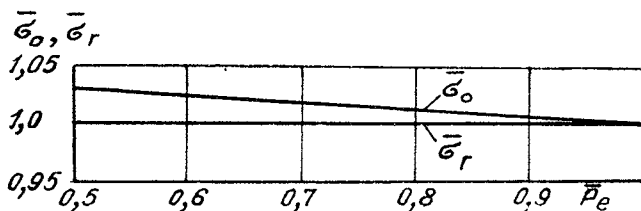
$$\bar{\sigma}_0 = \frac{1 - (1 - \sigma_{\text{оп}}) \bar{G}_r^{a+2}}{\sigma_{\text{оп}}} \frac{1}{\bar{\gamma}_{\text{п}}};$$

$$\bar{\sigma}_r = \frac{\bar{\pi}_k \bar{\sigma}_0 - (1 - \sigma_{\text{г.р}}) \bar{G}_r^{a+2}}{\sigma_{\text{г.р}} \bar{\pi}_k \bar{\sigma}_0} \frac{1}{\bar{\gamma}_{\text{п}}},$$

где относительное изменение повышения удельного веса воздуха по нагрузочной характеристике принимается с допустимой погрешностью линейным в зависимости от среднего эффективного давления

$$\bar{\gamma}_n = \frac{1}{\gamma_{п.р}} [1 + (\gamma_{п.р} - 1) \bar{p}_e].$$

Характер протекания этих коэффициентов по нагрузочной характеристике приведен на фиг. 4. Расчетное определение изменения гидравлической эффективности теплообменника проводилось для тех же параметров, что и определение изменения тепловой эффективности. Дополнительно было принято $\sigma_{г.р} = 0,94$ и $\sigma_{ор} = 0,94$.



Фиг. 4. Изменение гидравлической эффективности теплообменника при работе двигателя по нагрузочной характеристике

Полученные зависимости для определения тепловой и гидравлической эффективности теплообменника на нерасчетных режимах могут быть использованы при расчете переходных процессов двигателя с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха, а также при его модельных испытаниях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гродзиевский В. И., Харченко А. И. Результаты испытаний тракторного дизеля с турбонаддувом и охлаждением воздуха. «Тракторы и сельхозмашины», 1965, № 10.
2. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М., «Энергия», 1969.
3. Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. М., «Энергия», 1967.
4. Симсон А. Э., Гринсберг Ф. Г. Повышение мощности двигателей охлаждением наддувочного воздуха. «Энергомашиностроение», 1956, № 11.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ТЯГОВОЙ ТУРБИНЫ

Обозначения величин

Помимо обозначений, обычно принятых в литературе по теории турбин, в приведенном ниже расчете используются следующие:

$$a = 1 - \varphi^2 \left[1 - k_{iw} \frac{\sin^2(\beta_{1л} - \alpha_1)}{\sin^2\beta_{1л}} \right];$$

$$b = 2\varphi \left[\cos\alpha_1 - k_{iw} \frac{\sin(\beta_{1л} - \alpha_1)}{\sin\beta_{1л}} \right];$$

$$y = \sqrt{1 - \rho};$$

$$e = 1 - \frac{1}{\pi_T \frac{k-1}{k}};$$

k_{iw} — коэффициент потерь, обусловленных ударным обтеканием входных кромок рабочей решетки;

k_{ic} — то же для сопловой решетки второй ступени;

η — эффективный к. п. д. ступени.

Принятые индексы:

I — первая ступень;

II — вторая ступень;

0 — номинальный режим.

Черта над символом означает, что текущее значение параметра отнесено к номинальному.

Метод расчета

В соответствии с работой [1] уравнение равенства расходов газа через сопловую и рабочую решетки ступени с поворотными сопловыми лопатками можно представить в следующем виде:

$$\overline{f(y)} - 1 = 0, \quad (1)$$

где
$$f(y) = \frac{B}{A} \cdot \frac{1}{\pi_T \varphi \sin \alpha_1},$$

где в свою очередь
$$A = y \frac{(1 - ey^2)^{\frac{k}{k-1}}}{1 - \varphi^2 ey^2};$$

$$B = \frac{\sqrt{1 - ay^2 - bxy + (1 - k_{iw})x^2}}{1 - e \{ 2\varphi \cos \alpha_1 xy + \varphi^2 [1 - ay^2 - bxy + (1 - k_i)x^2] - x^2 \}}.$$

Уравнение (1) легко решается на ЭЦВМ любым из численных методов отыскания нуля и позволяет найти режимные параметры отдельной ступени.

Для двухступенчатой турбины расчет усложняется необходимостью последовательно решать два уравнения типа (1), записанных для обеих ступеней с учетом их взаимного влияния.

Предположим, что заданы следующие определяющие параметры:

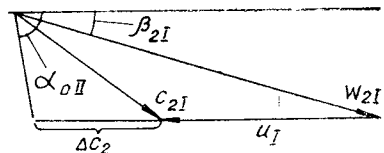
$$\pi_T = \frac{p_{0I}^*}{p_{2II}} \text{ — степень понижения давления на обеих ступенях;}$$

$$x_I = \frac{u_I}{c_{из I}} \text{ — характеристическое отношение для первой ступени;}$$

$\alpha_{1I}, \alpha_{1II}$ — углы выхода потока из соплового аппарата.

Полагаем, что степень понижения давления на первой ступени известна. Тогда при заданных значениях α_{1I}, x_I и π_T решаем уравнение (1).

Для определения степени понижения давления на второй ступени нужно знать, какая часть полного напора потока на выходе из первой ступени используется во второй. Потери в зазоре между ступенями, возможные в общем случае, будем считать равными нулю. На фиг. 1 показаны треугольник скоростей на выходе из первой ступени, а также конструктивный входной угол лопатки соплового аппарата второй ступени α_{0II} , обычно близкий к 90° . Определяя потери между ступенями аналогично тому, как это делалось при расчете потерь



Фиг. 1. К расчету потерь между ступенями

на входе в рабочие каналы [1, 2], а также опуская индекс первой ступени, использованную скорость найдем в следующем виде:

$$\left(\frac{c_{\text{исп}}}{c_{\text{из}}}\right)^2 = \left(\frac{c_2}{c_{\text{из}}}\right)^2 - k_{ic} \left(\frac{\Delta c_2}{c_{\text{из}}}\right)^2,$$

где из расчета первой ступени имеем:

$$\left(\frac{c_2}{c_{\text{из}}}\right)^2 = \left(\frac{w_2}{c_{\text{из}}}\right)^2 - 2 \frac{w_2}{c_{\text{из}}} x \cos \beta_2 + x^2;$$

$$\frac{\Delta c_2}{c_{\text{из}}} = \frac{w_2}{c_{\text{из}}} \cdot \frac{\sin(\alpha_{011} - \beta_2)}{\sin \alpha_{011}} - x$$

и в свою очередь

$$\frac{w_2}{c_{\text{из}}} = \psi \sqrt{1 - ay^2 - bxy + (1 - k_{lw}) x^2}.$$

Для расчета коэффициента использованной скорости

$$\lambda_{\text{исп}}^2 = \left(\frac{c_{\text{исп}}}{a_{2*}}\right)^2 = \left(\frac{c_{\text{исп}}}{c_{\text{из}}}\right)^2 \left(\frac{c_{\text{из}}}{a_{2*}}\right)^2$$

отношение $c_{\text{из}}$ к критической скорости на выходе из ступени a_{2*} определяется формулой:

$$\left(\frac{c_{\text{из}}}{a_{2*}}\right)^2 = \frac{k+1}{k-1} \cdot \frac{e_1}{1 - e_1 \eta_1}.$$

По известному коэффициенту скорости $\lambda_{\text{исп}}$ находим газодинамическую функцию:

$$\pi(\lambda_{\text{исп}}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{исп}}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2)$$

Затем вычисляем степень понижения давления на второй ступени:

$$\pi_{\text{II}} = \frac{\pi_{\text{T}}}{\pi_1 \pi(\lambda_{\text{исп}})}. \quad (3)$$

Параметр x для второй ступени находим из условия равенства оборотов ступеней:

$$x_{\text{II}} = x_1 \frac{D_{\text{II}}}{D_1} \sqrt{\frac{e_1}{(1 - e_1 \eta_1) e_{\text{II}}}}.$$

Из условия равенства относительного расхода газа через обе ступени следует:

$$\overline{\pi_1 \pi(\lambda_{\text{исп}})} \sqrt{1 - e_1 \eta_1} \frac{\overline{G}_{\text{прI}}}{\overline{G}_{\text{прII}}} - 1 = 0. \quad (4)$$

С учетом уравнения (1), составленного для обеих ступеней, а также соотношений (2) и (3) уравнение (4) можно представить таким образом:

$$\overline{f(\pi_1)} - 1 = 0. \quad (5)$$

Уравнение (5) решается численно так же, как и уравнение (1). Это значит, что при каждом шаге по π_1 сначала решается уравнение (1) для первой ступени. Затем с учетом восстановления части полного напора между ступенями определяется π_{II} и решается уравнение (1) для второй ступени. Так повторяется до момента нахождения интервала π_1 , в котором заключен корень уравнения (5). Затем этот корень уточняется и определяются параметры каждой ступени, соответствующие совместному режиму.

Коэффициент полезного действия двухступенчатой турбины рассчитывается по формуле:

$$\eta_{\tau} = \frac{1 - (1 - e_1 \eta_1) (1 - e_{II} \eta_{II})}{e_{\tau}}$$

Крутящий момент турбины на переменных режимах по определению связан с крутящими моментами отдельных ступеней следующим соотношением:

$$\bar{M}_{\tau} = \frac{\bar{M}_I + \mu \bar{M}_{II}}{1 + \mu},$$

где

$$\mu = \frac{M_{II0}}{M_{I0}} = \frac{(1 - e_{10} \eta_{10}) e_{II0} \eta_{II0}}{e_{10} \eta_{10}}.$$

При определении крутящего момента на второй ступени необходимо учитывать, что изменение $c_{из}$ происходит не только за счет перераспределения перепадов давления между ступенями, но и за счет изменения температуры за первой ступенью в соответствии с изменением ее к. п. д. При постоянной температуре перед первой ступенью имеем:

$$\bar{c}_{изI} = \sqrt{e_1};$$

$$\bar{c}_{изII} = \sqrt{e_{II} \frac{1 - e_1 \eta_1}{1 - e_{10} \eta_{10}}}.$$

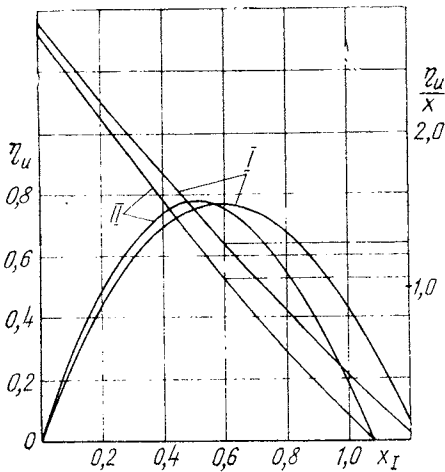
Примеры расчета

Основные параметры на среднем диаметре рассмотренных ступеней приведены в таблице.

Т а б л и ц а

| Вариант турбины | П а р а м е т р | | | | | |
|------------------|-----------------|-----------|-----------|-----------|--------|----------|
| | α_1 | β_1 | β_2 | φ | ψ | ρ_0 |
| Одноступенчатая | 16°48' | 45°45' | 25°34' | 0,97 | 0,94 | 0,311 |
| Двухступенчатая: | | | | | | |
| первая ступень | 27°20' | 75°42' | 31°25' | 0,96 | 0,94 | 0,403 |
| вторая ступень | 31°42' | 83°08' | 31°12' | 0,97 | 0,95 | 0,459 |

На фиг. 2 представлены характеристики обеих ступеней двухступенчатого варианта тяговой турбины. По оси абсцисс отложен характеристический коэффициент $x_1 = \frac{u_1}{c_{из1}}$ первой ступени, по оси ординат — к. п. д. на окружности колеса η_u и отношение $\frac{\eta_u}{x}$, характеризующее изменение количества движения газа в ступени, для обеих ступеней. Расслоение кривых $\eta_u = f(x)$ и $\frac{\eta_u}{x} = \varphi(x)$ обусловлено главным образом несовпадением оптимальных скоростных режимов первой и второй ступеней. Это значит, что их максимальная эффективность достигается при несколько различных числах оборотов (но это различие, судя по графику, составляет около 15%).



Фиг. 2. Характеристики ступеней двухступенчатого варианта тяговой турбины при $k_{i\omega} = 0,8$

Тяговые свойства единичной ступени характеризуются коэффициентом приспособляемости k_m , представляющим отношение крутящего момента на заторможенной ступени к моменту, соответствующему режиму максимальной мощности. Это отношение определяется изменением расхода газа, изоэнтропической скорости $c_{из}$

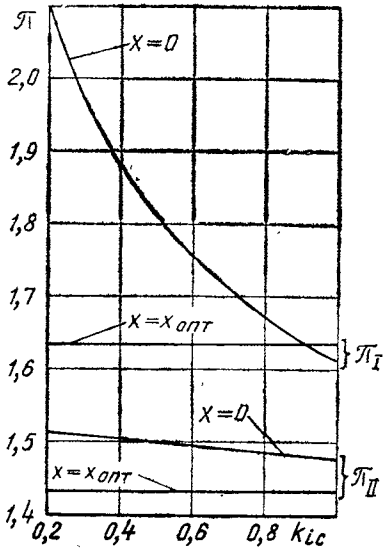
и величины $\frac{\eta_u}{x}$ в зависимости от скоростного режима.

Изменение пропускной способности тяговой турбины практически не приводит в системе двигателя к изменению расхода газа. Поэтому при сравнительной оценке приспособляемости не будем его учитывать.

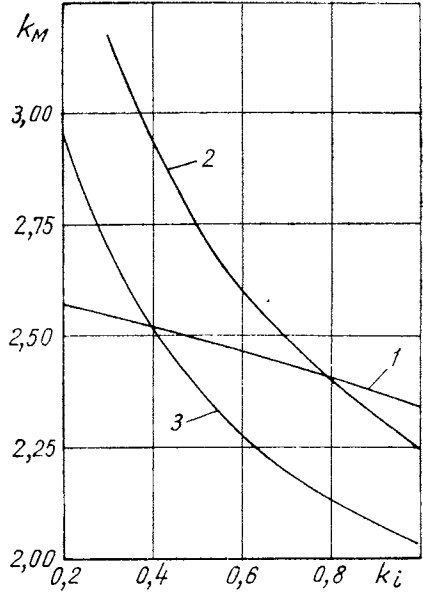
Как показано [1], значение коэффициента $k_{i\omega}$ существенно влияет на приспособляемость ступени. В литературе имеются довольно разноречивые сведения о величинах этого коэффициента. Однако по сравнительной оценке на основании известных характеристик осевых ступеней тяговых турбин можно полагать, что обычные значения $k_{i\omega}$ лежат в пределах 0,6—0,8 и соответствующие им коэффициенты приспособляемости единичной ступени (с учетом сделанных оговорок) составляют величину порядка 2,1—2,3.

Для двухступенчатой тяговой турбины с изменением скоростного режима начинает сказываться взаимное влияние ступеней, в результате чего происходит перераспределение давлений между ними, и могут существенно измениться сами величины степеней

понижения давления на ступенях при сохранении общего перепада давлений. Это в значительной мере зависит от величины коэффициента потерь k_{ic} на входе во вторую ступень. Кроме того, при торможении тяговой турбины и соответствующем уменьшении ее к. п. д. возрастает температура газа перед второй ступенью и соответственно увеличивается $c_{из11}$.



Фиг. 3. Зависимость перепадов давления на ступенях от коэффициента потерь между ними при $\pi_T = 2,2$ и $k_{iw} = 0,8$



Фиг. 4. Коэффициент приспособляемости, отнесенный к $x_{опт1}$ в зависимости от k_i :
1 — $k_{iw} = 0,8$; 2 — $k_{iw} = k_{ic}$; 3 — одноступенчатая турбина

На фиг. 3 показано, как изменяются степени понижения давления на ступенях в зависимости от k_{ic} при неизменном перепаде давлений на турбине. Кривые даны для заторможенной турбины ($x=0$) и при оптимальном значении $x_{опт}$. В последнем случае давления практически не зависят от k_{ic} , так как выход из первой ступени на оптимальном режиме близок к осевому. Для зависимостей на фиг. 3 коэффициент потерь k_{iw} в рабочих каналах принят равным 0,8.

На фиг. 4 даны коэффициенты приспособляемости в зависимости от коэффициентов потерь k_i .

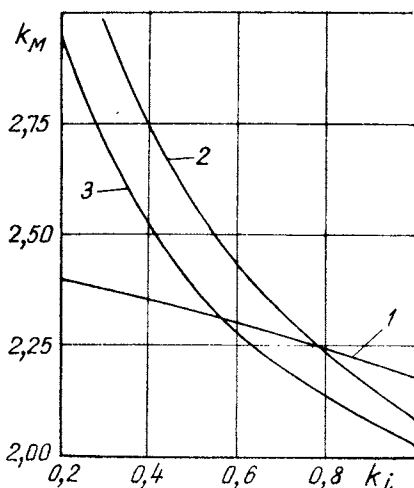
Сравнение по этим зависимостям не совсем правомерно, так как исходным при определении коэффициентов приспособляемости двухступенчатой турбины принят режим, оптимальный только для первой ступени, а вторая ступень на этом режиме работает с неко-

торой перекруткой, что дает дополнительный запас по приспособляемости.

Для того, чтобы иметь возможность сравнить вообще тяговые качества одно- и двухступенчатой турбин, был рассчитан вариант, в котором бы оптимальные параметры обеих ступеней двухступенчатого варианта достигались при одном числе оборотов, т. е. коэффициенты $x_{\text{опт}}$ отвечали соотношению:

$$x_{\text{оптII}} = x_{\text{оптI}} \frac{D_{\text{II}}}{D_{\text{I}}} \sqrt{\frac{e_1}{e_{\text{II}}(1 - e_1 \eta_1)}}$$

Результаты этого расчета представлены на фиг. 5. Различие в



коэффициентах приспособляемости, обусловленное собственно числом ступеней, видно из сравнения кривых 2 и 3. Например, при $k_{i_w} = 0,6$ одноступенчатая турбина имеет $k_M = 2,28$, а двухступенчатая — при $k_{i_w} = k_{i_c} = 0,6$ — соответственно 2,44.

Фиг. 5. Коэффициент приспособляемости при условии

$$x_{\text{оптII}} = x_{\text{оптI}} \frac{D_{\text{II}}}{D_{\text{I}}} \sqrt{\frac{e_1}{e_{\text{II}}(1 - e_1 \eta_1)}}$$

1 — $k_{i_w} = 0,8$; 2 — $k_{i_w} = k_{i_c}$; 3 — одноступенчатая турбина

Интереснее, однако, представляется сравнение, более близкое к реальным условиям. Например, если бы коэффициент потерь, обусловленных нерасчетным набеганием потока на рабочие лопатки, составил $k_{i_w} = 0,8$, то в одноступенчатой турбине мог быть получен $k_M = 2,13$. При этом, поскольку сопловые лопатки можно сделать менее чувствительными к углам атаки и тем самым уменьшить k_{i_c} , коэффициент приспособляемости двухступенчатой турбины будет возрастать от значения $k_M = 2,24$, в соответствии с уменьшением k_{i_c} по кривой 1. Например, при $k_{i_c} = 0,4$ он составил бы $k_M = 2,35$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шварцман Э. Е. К расчету характеристик одноступенчатой осевой тяговой турбины. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 68. М., 1964.
2. Шерстюк А. Н. К определению потерь в турбинных решетках при нерасчетных углах атаки. Известия АН СССР, ОТН (серия «Энергетика и автоматика»), 1950, № 2.

ПУСКОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕР СГОРАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В отличие от поршневых двигателей рабочий процесс в ГТД (сжатие, сгорание, расширение) осуществляется в самостоятельных агрегатах (компрессоре, камере сгорания, турбине). Соответственно и процесс пуска ГТД, обусловленный взаимодействием этих агрегатов, существенно отличается от процесса пуска поршневых двигателей.

Рассмотрим приведенную на фиг. 1 характеристику пуска ГТД, на которой представлено изменение по времени различных параметров: температуры выхлопных газов t_r ; числа оборотов ротора турбины n ; давления топлива p_T ; средней скорости воздуха в миделевом сечении камеры $\omega_{\text{мид}}$; напряжения и силы тока на клеммах стартера $U_{\text{ст}}$, $I_{\text{ст}}$.

Весь период пуска ГТД можно разбить на три этапа.

Первый этап длится от начала раскрутки двигателя до начала воспламенения смеси в камере сгорания. Время τ_1 , соответствующее концу первого этапа, является периодом запаздывания воспламенения.

Второй этап включает в себя время от начала воспламенения смеси в камере сгорания до момента отключения стартера ($\tau_2 - \tau_1$). В течение второго этапа происходит совместная раскрутка ротора стартером и турбиной двигателя во избежание перегрева последней за счет чрезмерного повышения температуры. Время τ_2 зависит при прочих равных условиях от периода запаздывания воспламенения τ_1 и от температуры газа или от к. п. д. камеры на промежуточных режимах ξ_2 . Чем больше время τ_1 и меньше ξ_2 , естественно, больше и время τ_2 , т. е. удлиняется период пуска.

Отключение стартера при пуске имеет место при оборотах порядка 30—50% номинальных и происходит тогда, когда избыточная мощность турбины над мощностью, потребляемой компрессором, достаточна для самостоятельной раскрутки двигателя.

При «холодной прокрутке» (без горения) стартер выводит двигатель до оборотов порядка 20% номинальных. Число оборотов «холодной прокрутки» ниже числа оборотов отключения стартера при пуске, так как в последнем случае благодаря до-

полнительной мощности, создаваемой турбиной, стартер может развивать большие обороты при том же потребляемом токе.

При пуске одновременно со стартером включается агрегат зажигания и открывается электромагнитный стопкран перед топливной форсункой.

Третий этап включает в себя период от момента отключения стартера до момента выхода двигателя на обороты холостого хода или малой нагрузки, составляющие примерно 40—50% номинальных.

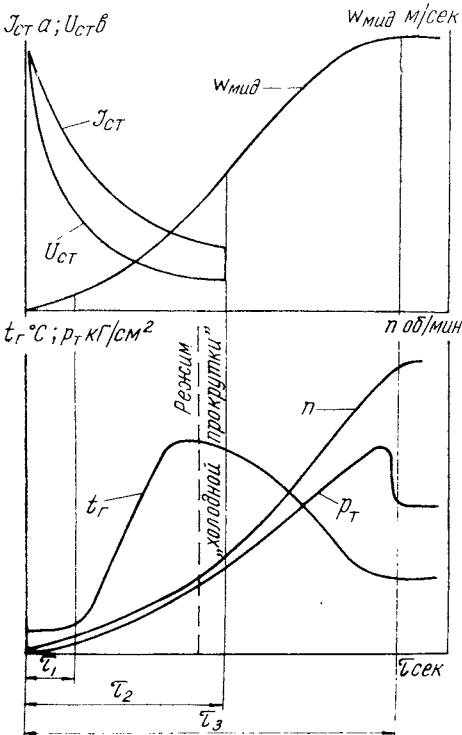
Общее время выхода ГТД на обороты холостого хода τ_3 обычно не превышает 20—30 сек, после чего двигатель сразу же может принимать полную нагрузку.

В момент включения стартера пусковой ток вначале резко возрастает (см.

фиг. 1), а затем снижается по мере раскрутки двигателя. Напряжение также уменьшается в период пуска вначале резко, а затем плавно.

При отключении стартера напряжение восстанавливается до исходного значения.

Начало воспламенения топливовоздушной смеси в камере сгорания характеризуется резким повышением температуры газа. Очевидно, что, чем больше время запаздывания воспламенения τ_1 , тем большее количество жидкого топлива накопится в камере сгорания и тем выше будет максимальная температура газа или так называемый «заброс» температуры. При этом для обеспечения прочности турбины важна не только величина «заброса» температуры, но и продолжительность ее действия. Чем больше величина τ_1 и ниже к. п. д. камеры на промежуточных режимах, тем продолжительней «заброс» температуры газа.



Фиг. 1. Характеристика пуска ГТД

При благоприятных условиях смесеобразования воспламенение смеси происходит обычно задолго до отключения стартера ($\tau_1 \ll \tau_2$). Воспламенение при этом облегчается еще и потому, что в камере сгорания скорость воздуха незначительна.

Если по той или иной причине произойдет задержка воспламенения, условия воспламенения смеси ухудшатся за счет раскрутки ротора стартером до более высоких оборотов, при которых скорость воздуха в камере существенно возрастет.

Вследствие накопления в камере значительного количества жидкого топлива пуск при этом будет сопровождаться чрезмерным «забросом» температуры газа и появлением факела на выхлопе. Поэтому особенно важно обеспечить воспламенение смеси именно в начальный период пуска.

Известно, что при длительной стоянке перед пуском газотурбинного двигателя обычно производится «холодная прокрутка» его. Если после «холодной прокрутки» производить пуск только с $n=0$, то общая продолжительность его значительно удлинится, так как время выбега ротора, т. е. время до его полной остановки, достаточно велико.

В связи с этим пуск после «холодной прокрутки» можно производить не после окончательной остановки ротора, а при оборотах ротора порядка $n=10 \div 15\%$, что не только сокращает общее время пуска, но и снижает максимальный «заброс» температуры газа.

На некоторых двигателях для снижения «заброса» температуры газа предусмотрена подача топлива в камеру лишь после раскрутки двигателя до определенного числа оборотов. Например, в ГТД Боинг стоп-кран открывается только при $n=13\%$ и давлении топлива $p_T = 5,5 \text{ кг/см}^2$.

Для того, чтобы воспламенить топливоздушную смесь в камере сгорания, как известно, необходимо ускорить протекание химических реакций в небольшом объеме, что может быть достигнуто вводом тепловой энергии от постороннего источника, каким обычно является электрическая искра.

На большинстве современных автомобильных газотурбинных двигателей воспламенение смеси производится запальной свечой, установленной непосредственно в камере сгорания. При этом наиболее распространенным типом свечей, применяемых в ГТД, являются свечи поверхностного разряда, питаемые от низковольтных систем зажигания.

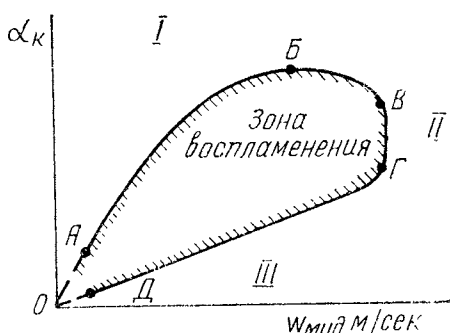
Основным преимуществом этих свечей перед обычными свечами с воздушным искровым зазором высоковольтной системы зажигания является то, что разряд в них проходит не через зазор, а по поверхности полупроводника, что делает их нечувствительными к условиям окружающей среды и к нагарообразованию.

Применение емкостной системы зажигания с накопительным конденсатором позволяет повысить энергию единичного разряда в этих свечах во много раз по сравнению с обычными свечами.

После воспламенения смеси в небольшом сферическом объеме требуется начальный очаг горения, от которого пламя передается в зону стабилизации и далее распространяется по всему объему камеры. Для этого необходимо, чтобы не только в зоне свечи, но и в зоне стабилизации камеры была смесь определенного состава.

Известно, что с повышением скорости потока происходит усиленный отвод тепла от начального очага горения, что снижает его способность к воспламенению. В то же время состав смеси влияет на ее химическую активность или на тепловую энергию, выделяемую в начальном очаге горения.

Поэтому процесс воспламенения смеси в камере сгорания целесообразно рассматривать в связи с изменением скорости потока и состава смеси. Однако ввиду сложности определения местного ко-



Фиг. 2. Зона воспламенения смеси в камере сгорания ГТД

эффициента избытка воздуха в зоне свечи α_m для анализа пусковых свойств камер обычно принимается общий коэффициент избытка воздуха камеры α_k .

Рассмотрим границы воспламенения смеси в камере сгорания от коэффициента избытка воздуха камеры α_k и скорости воздуха в миделевом сечении камеры $\omega_{мид}$ (фиг. 2).

Кривая $АВВ$ представляет собой бедную границу зоны воспламенения, выше которой (зона I) смесь не воспламеняется.

Известно, что при грубом распыливании топлива, имеющем место при низком давлении впрыска, для воспламенения требуется более богатая смесь как непосредственно у запальной свечи, так и в зоне стабилизации пламени. Поэтому в точке А, соответствующей какому-то минимальному давлению топлива, воспламенение происходит при сравнительно богатой смеси.

По мере увеличения скорости воздуха $\omega_{мид}$ вправо от точки А воспламенение смеси может быть произведено при более бедном ее составе.

Таким образом, несмотря на общее обеднение смеси в камере сгорания, условия для ее воспламенения в зоне свечи улучшаются.

Это происходит как из-за увеличения давления топлива (уменьшается размер капель, приближается топливный факел к свече в связи с возрастанием угла распыливания), так и вследствие более интенсивного дробления топлива воздушными струями из завихрителя.

На участке кривой $АВ$ имеет место рост α_k .

Однако при дальнейшем увеличении скорости воздуха улучшенные смесеобразования не может компенсировать отрицательного влияния скорости потока на пуск, поэтому на участке кривой *БВ* для воспламенения требуется уже некоторое обогащение смеси. Участок кривой *ВГ* характеризует собой предельную скорость воспламенения, так как поджечь смесь в зоне *II* не удается при любом α_k . Наконец, участок кривой *ГД* представляет собой богатую границу зоны воспламенения, ниже которой (зона *III*) смесь не поджигается.

Практическое значение для камеры сгорания ГТД имеет бедная граница воспламенения, так как при раскрутке двигателя стартером по мере плавного нарастания давления топлива происходит постепенное обогащение смеси в зоне *I* вплоть до бедной границы пуска, соответствующей нижнему концентрационному пределу воспламенения (кривая *АБВ*).

Рассмотрим характеристику пуска (бедную границу воспламенения) трубчатой камеры сгорания газотурбинного двигателя мощностью 120 л.с., полученную на дизельном топливе при температуре 20°C (фиг. 3).

Камера сгорания снабжена одноканальной односопловой форсункой ($d_c = 1,25$ мм) производительностью $G_T = 105$ кг/ч при давлении топлива $p_T = 30$ кг/см². При давлении топлива $p_T < 0,7$ кг/см² форсунка имеет неудовлетворительное распыливание (в виде пущыря) и только начиная с $p_T \geq 0,7$ кг/см² приобретает форму развернутого конуса. Сопло и торец форсунки специально обдуваются воздухом для уменьшения образования нагара.

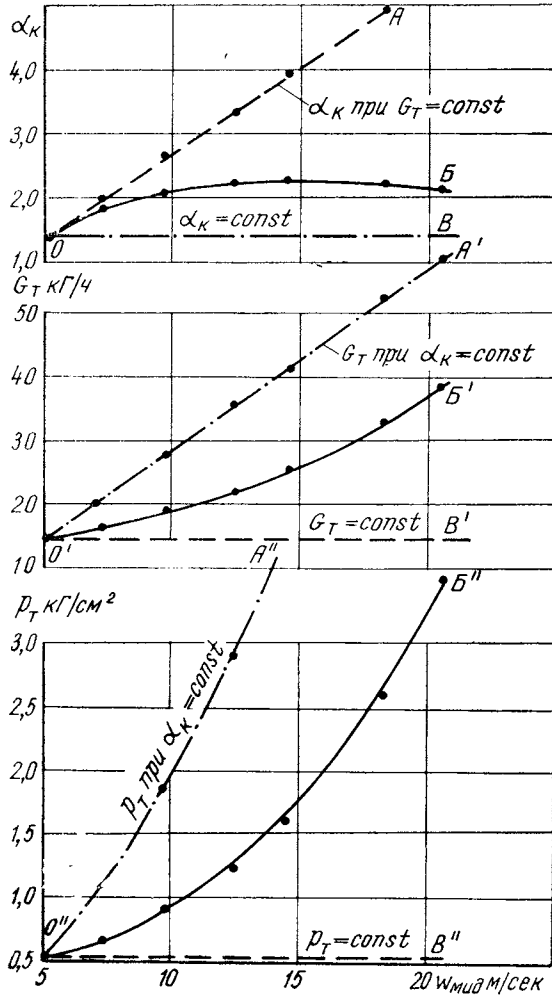
Диаметр камеры равен 128 мм, длина — 250 мм, суммарная площадь отверстий $\Sigma F_0 = 128$ см². Площадь отверстий первичной зоны составляет 26% суммарной, в том числе завихритель 3,7%. Скорость воздуха в миделевом сечении камеры на номинальном режиме $\omega_{\text{мид}} = 55$ м/сек.

Воспламенение смеси производилось свечой поверхностного разряда типа СЭ-15В, установленной непосредственно в камере сгорания. Энергия разряда составляла 2 дж, частота разрядов — 5—7 в секунду.

Испытания проводились при давлении воздуха, примерно равном атмосферному, при температуре воздуха 30—50°C в следующем порядке:

1. Устанавливалась постоянная скорость $\omega_{\text{мид}}$.
2. Создавалось определенное постоянное давление топлива перед форсункой.
3. Открывался электромагнитный клапан перед форсункой, и одновременно включалось зажигание. Если в течение 5 сек воспламенение смеси не происходило, пуск считался несостоявшимся, и подача топлива прекращалась.
4. Для удаления остатков топлива и охлаждения стенок камера продувалась воздухом в течение 2 мин перед каждой попыткой пуска.

В результате испытаний рассчитывалось минимальное давление топлива, обеспечивающее стабильный пуск.



Фиг. 3. Характеристика пуска трубчатой камеры сгорания 1 ГТД мощностью 120 л. с. на дизельном топливе

Испытания проводились в условиях, при которых дизельное топливо практически не испарялось, поэтому воспламенение смеси определялось концентрацией жидкой его фазы в виде отдельных капель.

Как следует из фиг. 3, при скорости $\omega_{\text{мид}} = 5 \text{ м/сек}$ воспламенение смеси в камере 1 происходит при $p_{\tau} = 0,55 \text{ кг/см}^2$, т. е. при неудовлетворительном распыливании. Коэффициент избытка воздуха в камере при этом составляет $\alpha_{\text{к}} = 1,5$ (точка O).

Рассмотрим два предельных случая протекания характеристик пуска. Допустим, что качество распыливания и расход топлива, соответствующие $p_{\tau} = 0,55 \text{ кг/см}^2$, обеспечивают воспламенение смеси и при скорости воздуха, большей, чем $\omega_{\text{мид}} = 5 \text{ м/сек}$. Тогда характеристика пуска примет вид луча OA , который соответствует постоянному значению p_{τ} (луч OB'') и постоянному значению G_{τ} (луч OB').

Предположим теперь, что условия смесеобразования с увеличением скорости не изменяются. Тогда при возрастании $\omega_{\text{мид}}$ для пуска потребуются тот же коэффициент избытка воздуха, что и в точке O (луч OB). В этом случае характеристики изменения p_{τ} и G_{τ} примут форму кривых OA'' и OA' .

В действительности же при испытаниях камеры была получена характеристика пуска в виде кривой OB , расположенной между лучами OA и OB , а соответствующие характеристики p_{τ} и G_{τ} приняли форму кривых OB'' и OB' .

Характеристика пуска OB рассматриваемой камеры имеет перегиб при $\omega_{\text{мид}} = 15 \text{ м/сек}$. Это значит, что до $\omega_{\text{мид}} = 15 \text{ м/сек}$ улучшение качества смесеобразования нейтрализует отрицательное влияние на пуск увеличения скорости потока, которая играет решающую роль при $\omega_{\text{мид}} > 15 \text{ м/сек}$.

При максимальных оборотах двигателя, до которых его может раскрутить стартер при «холодной прокрутке» ($n = 20\%$), характеристика пуска (кривая OB) еще не достигает предельной скорости воспламенения смеси, указанной выше (см. фиг. 2, участок кривой $BГ$).

При испытаниях различных вариантов одной и той же камеры и форсунки характеристики пуска для упрощения можно строить в виде зависимости $p_{\tau} = f(\omega_{\text{мид}})$, где p_{τ} представляет собой минимальное давление топлива, при котором происходит пуск камеры у бедной границы воспламенения.

Чем ниже значения p_{τ} , необходимые для воспламенения, тем лучшими пусковыми свойствами обладает камера. Важно также, чтобы кривая $p_{\tau} = f(\omega_{\text{мид}})$ протекала полого при увеличении скорости.

На пусковые характеристики камеры сгорания влияет степень ее форсирования по скорости воздуха.

Для иллюстрации влияния этого фактора приводятся результаты испытаний камеры ГТД мощностью 80 л. с. (камера 2) аналогичной конфигурации, но с меньшей в 1,5 раза степенью форсирования по скорости воздуха.

Камера сгорания 2 имела также форсунку с антинагарным обдувом, но несколько меньшей производительности ($G_{\tau} = 72 \text{ кг/ч}$ при $p_{\tau} = 30 \text{ кг/см}^2$). Диаметр сопла $d_c = 1,15 \text{ мм}$. Изменение формы

топливного факела (от пузыря к развернутому конусу) происходило при давлении, равном $0,8 \text{ кг/см}^2$.

Диаметр камеры сгорания 2 равен 150 мм, длина — 312 мм. Суммарная площадь отверстий ΣF_0 жаровой трубы равна 136 см^2 . Площадь отверстий первичной зоны составляла 21% суммарной, в том числе на долю завихрителя приходилось 3,4%. Скорость воздуха в миделевом сечении камеры 2 на номинальном режиме $\omega_{\text{мид}} = 36 \text{ м/сек}$, что в 1,5 раза ниже, чем в камере 1.

Для пуска камеры 2 применялась та же система зажигания и свеча, что и при испытаниях камеры 1. На фиг. 4 дано сравнение характеристик пуска камер сгорания 1 и 2.

Как следует из приведенных данных, при $n=5\%$ для пуска обеих камер требуется примерно одинаковое давление топлива. Однако по мере увеличения числа оборотов давление топлива, необходимое для пуска камеры 1, резко возрастает, т. е. кривая $p_{\text{т}} = f(n)$ у камеры 1 проходит более круто, чем у камеры 2. Соответственно для пуска камеры 1 нужна более богатая смесь.

Например, при оборотах «холодной прокрутки» ($n=20\%$) требуется двухкратное по сравнению с камерой 2 обогащение смеси.

Для камеры 2 с малой степенью форсирования по скорости характерным в отличие от камеры 1 является плавное без перегибов протекание кривой $\alpha_{\text{к}} = f(n)$.

Общим для обеих камер сгорания является то, что воспламенение смеси при малых оборотах двигателя возможно произвести при столь низком давлении топлива, когда распыливание еще не приобрело форму развернутого конуса.

Возможность воспламенения топлива при столь грубом распыливании объясняется наличием в камере завихрителя, который создает дополнительное распыливание топлива и тем самым повышает мелкость дробления капель на пусковых режимах.

В то же время антинагарный обдув форсунки воздухом несколько снижает пусковые качества камеры сгорания.

Для иллюстрации рассмотрим приведенные на фиг. 5 характеристики пуска камеры сгорания 2, имеющей форсунку с антинагарным обдувом и без него.

Влияние обдува форсунки сказывается тем больше, чем выше число оборотов во время пуска, причем при $n=20\%$ необходимое для пуска камеры давление топлива при наличии форсунки с обдувом возрастает на 75%. Соответственно снижается и потребное для воспламенения смеси значение $\alpha_{\text{к}}$.

Следует, однако, отметить, что характеристики пуска с форсункой без обдува являются нестабильными и ухудшаются в процессе эксплуатации ГТД. По мере отложения нагара на торце сопла форсунки топливный факел задевает за нагар.

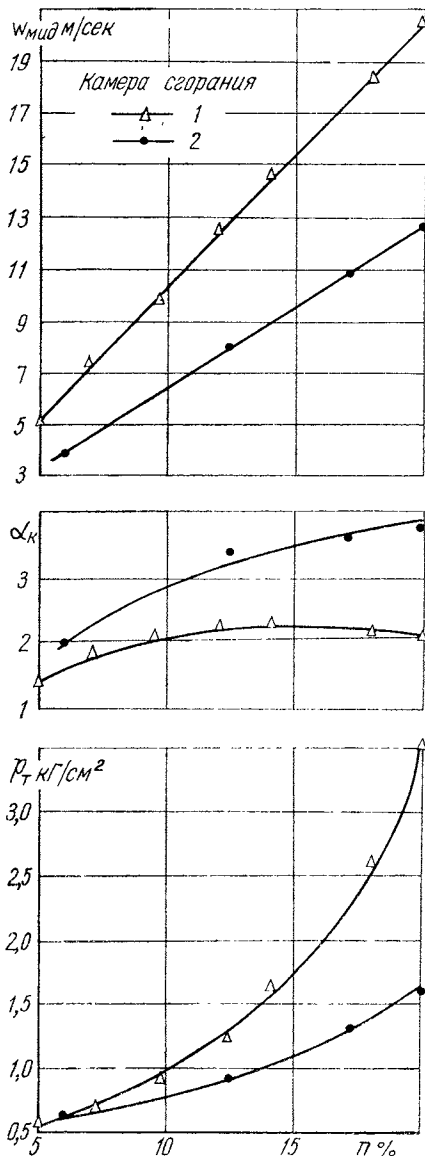
При этом происходит также подтекание топлива и образование кокса в камере сгорания.

Поэтому введение антинагарного обдува является необходимым мероприятием, повышающим эксплуатационную надежность

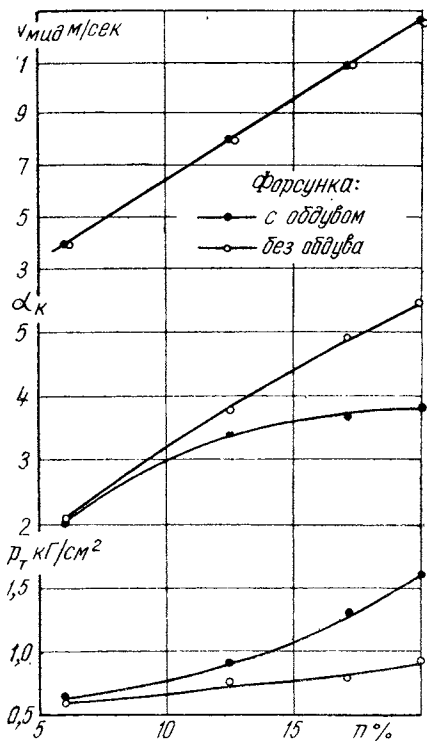
ГТД и устраняющим частые регламентные работы по очистке камеры и форсунки от нагара.

В то же время необходимо учитывать некоторое ухудшение пусковых качеств камеры при введении обдува сопла, которые, однако, могут быть компенсированы рядом известных конструктивных мероприятий (улучшение качества распыливания при низких давлениях топлива, выбор оптимального положения свечи, повышение энергии разряда и др.).

Выше мы отметили влияние задержки воспламенения топлива на «заброс» температуры при пуске, т. е. максимальную величину температуры газа.



Фиг. 4. Влияние скорости воздуха в камере сгорания на пуск



Фиг. 5. Влияние антинагарного обдува сопла форсунки на пуск камеры сгорания 2

Однако высокий «заброс» может быть и при своевременном, без задержки, воспламенении топлива, если в камеру подается топлива больше, чем его необходимо для раскрутки двигателя. Это происходит в тех случаях, когда камера имеет неудовлетворительные пусковые характеристики и для воспламенения топлива требуется избыточное обогащение смеси.

Выводы

1. Пусковые свойства камеры сгорания целесообразно оценивать характеристикой изменения минимального давления топлива p_T (или соответствующего коэффициента избытка воздуха камеры α_k) в зависимости от скорости воздуха в миделевом сечении камеры $\omega_{\text{мид}}$.

2. В камерах сгорания с завихрителем воспламенение смеси может происходить еще до того, как топливный факел приобрел форму развернутого конуса ($p_T < 0,7 \text{ кг/см}^2$) за счет дополнительного распыливания топлива воздухом. Однако при этом для воспламенения требуется значительное обогащение смеси ($\alpha_k \approx 1,0$).

3. Камера сгорания должна обеспечивать воспламенение смеси при раскрутке двигателя вплоть до $n = 20\%$ (обороты «холодной прокрутки»), для чего требуется пологое протекание характеристики пуска $p_T = f(\omega_{\text{мид}})$.

4. При неудовлетворительных пусковых характеристиках камеры для ее пуска требуется значительное обогащение смеси. Подача топлива при этом превышает величину, потребную для раскрутки двигателя, что приводит к большим «забросам» температуры газа.

5. В камерах, форсированных по скорости воздуха, для пуска требуется более богатая смесь. Так, в двух однотипных камерах, отличающихся друг от друга по скорости $\omega_{\text{мид}}$ в 1,5 раза, отношение коэффициентов избытка воздуха d_k , необходимых для пуска, при $n = 20\%$ равно двум.

6. Антинагарный обдув форсунки несколько снижает пусковые качества камеры, но повышает ее эксплуатационную надежность. Введение обдува форсунки должно быть компенсировано одним из мероприятий по улучшению пуска.

ПУСК АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА РАЗЛИЧНЫХ СОРТАХ ТОПЛИВА

Как известно, автомобильные ГТД являются многотопливными двигателями, которые должны работать на различных сортах топлива, существенно отличающихся по своим физико-химическим свойствам друг от друга.

Наиболее распространенными сортами топлива для газотурбинных двигателей является автотракторное топливо: автомобильный бензин, тракторный керосин и дизельное топливо. Может быть использовано также и авиационное топливо: бензин Б-70, авиационный керосин (топливо ТС-1) и другие [1]. Основные показатели этих сортов топлива приведены в таблице, а характеристики изменения их вязкости в зависимости от температуры — на фиг. 1.

Наиболее важными физическими свойствами топлива, влияющими на пуск двигателя, являются фракционный состав и вязкость.

Как известно, пусковые свойства топлива зависят от наличия в нем легких фракций. Исследования Е. Р. Терещенко, проведенные в институте им. Баранова на модели камеры авиационного газотурбинного двигателя, показали, что характерной величиной, определяющей пусковые свойства, является температура 10% перегонки топлива.

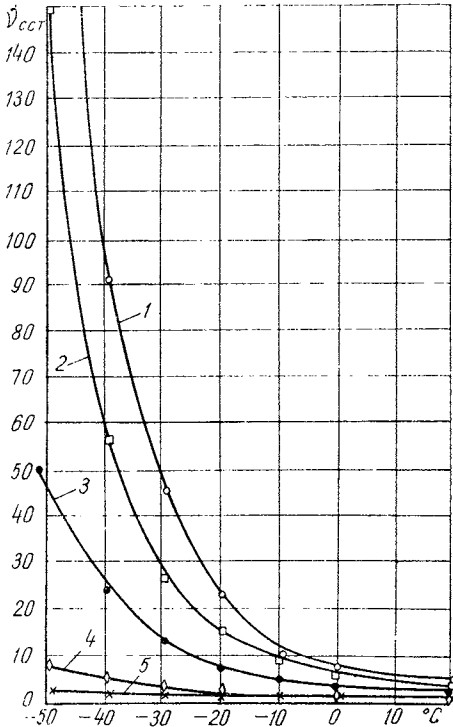
Исследования, проведенные автором на полноразмерной кольцевой камере сгорания автомобильного ГТД мощностью 360 л.с., подтвердили обоснованность принятия этого критерия для оценки пусковых качеств топлива [2].

Для того, чтобы оценить влияние топлива на пусковые свойства ГТД, рассмотрим опыты НАМИ по пуску газотурбинных двигателей на авиационном бензине Б-70, топливе ТС-1 и дизельном арктическом топливе ДА при температуре — 50°C (фиг. 2). Температура 10%-ной перегонки образцов топлива, выбранных для испытаний, соответственно равна 82, 158 и 210°C.

Основные показатели топлива для газотурбинных двигателей

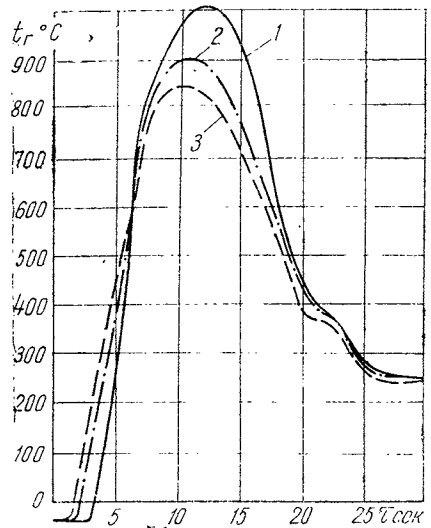
| Показатель | Т о п л и в о | | | | | | | | | |
|--|-------------------------|-------------|-------------|-------------|---------------------------|-------------|--------------------|-------------|-------------|-------------|
| | Авиационный бензин Б-70 | | ТС-1 | | Автомобильный бензин А-66 | | Тракторный керосин | | Дизельное | |
| | ДА | ДЛ | ДА | ДЛ | ДА | ДЛ | ДА | ДЛ | ДА | ДЛ |
| Температура начала перегонки, °С | Не ниже 40 | Не выше 150 | Не ниже 88 | Не выше 165 | Не ниже 79 | Не выше 145 | Не ниже 110 | Не выше 200 | Не ниже 170 | Не выше 200 |
| Температура 10%-ной перегонки, °С | Не выше 88 | Не выше 165 | Не выше 105 | Не выше 195 | Не выше 145 | Не выше 230 | Не выше 190 | Не выше 275 | Не выше 275 | Не выше 295 |
| Температура 50%-ной перегонки, °С | Не выше 105 | Не выше 145 | Не выше 145 | Не выше 195 | Не выше 195 | Не выше 300 | Не выше 240 | Не выше 300 | Не выше 290 | Не выше 295 |
| Температура 90%-ной перегонки, °С | Не выше 145 | Не выше 230 | Не выше 195 | Не выше 300 | Не выше 275 | Не выше 330 | Не выше 275 | Не выше 330 | Не выше 350 | Не выше 360 |
| Температура 96%-ной перегонки, °С, не выше | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Температура 97,5%-ной перегонки, °С, не выше | 180 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Температура 98%-ной перегонки, °С, не выше | 156 | 250 | — | — | — | — | 300 | — | — | — |
| Конец кипения, °С, не выше | — | — | — | — | 205 | — | — | — | — | — |
| Температура вспышки, °С, не ниже | — | 28 | — | — | — | 35 | 50 | 60 | 40 | 65 |
| Температура помутнения, °С, не выше | — | -50 | — | — | — | — | — | -35 | -25 | -5 |
| Температура застывания, °С, не выше | — | — | — | — | — | -60 | -45 | -10 | -35 | -10 |
| Температура начала кристаллизации, °С, не выше | -60 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Вязкость при 20°С, сст | 0,69 | 1,25 | 0,51 | — | 2,5—4,0 | 3,5—6,0 | 3,5—8,0 | 1,8—3,0 | 3,0—8,0 | — |

Испытания проведены на двигателе с индивидуальной камерой сгорания трубчатого типа и односопловой одноканальной форсункой центробежного типа, что создавало дополнительные трудности при пуске. Смесь воспламенялась свечой поверхностного разряда типа СЭ-15В с энергией разряда 2 дж и частотой 5—7 разрядов в секунду, установленной непосредственно в камере сгорания.



Фиг. 1. Характеристики изменения вязкости различных сортов топлива в зависимости от температуры:

1 — зимнее дизельное топливо ДЗ ГОСТ 4749—49; 2 — дизельное арктическое топливо ДА ГОСТ 4749—49; 3 — тракторный керосин; 4 — топливо ТС-1; 5 — бензин Б-70, А-66



Фиг. 2. Характеристики пуска ГТД на различных сортах топлива при -50°C :

1 — дизельное арктическое топливо ДА, 2 — топливо ТС-1; 3 — бензин Б-70

Характеристики, приведенные на фиг. 2, представлены в виде зависимости температуры газа на выходе $t_r, ^{\circ}\text{C}$ от продолжительности пуска τ сек. Величина «заброса», т. е. максимальной величины температуры газа при пуске, ограничивается условием прочности рабочих лопаток турбины. «Заброс» температуры газа обычно должен быть кратковременным и не превышать предельной величины.

В начальный период пуска двигателя от стартера температура газа равна температуре окружающего воздуха, что свидетельствует

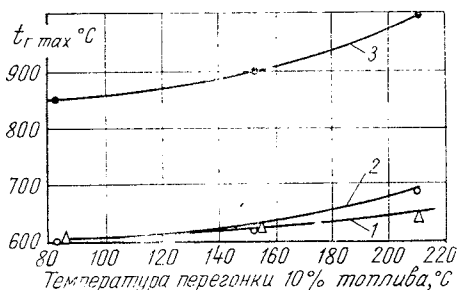
об отсутствии горения в камере. Момент резкого нарастания температуры газа соответствует моменту воспламенения смеси в камере, которое происходит при давлении топлива $p_t = 1,5 \div 3,0 \text{ кг/см}^2$ в зависимости от его сорта.

Характеристики пуска снимали после длительного (в течение нескольких часов) пребывания двигателя при температуре воздуха -50°C . Несмотря на это, продолжительность пуска для всех видов топлива не превышала 30 сек, после чего двигателю можно было сразу же дать полную нагрузку. Последующие пуски уже прогретого двигателя проходили с меньшей задержкой воспламенения и значительно меньшим «забросом» температуры газа при пуске. Способность газотурбинного двигателя, охлажденного до -50°C , быстро набирать обороты и сразу же принимать полную нагрузку обусловлена малым числом трущихся деталей, а также работой на маслах малой вязкости с низкой температурой застывания.

Как видно из приведенных характеристик, лучшими пусковыми свойствами обладает бензин Б-70 ($t_r = 840^\circ\text{C}$), худшими — дизельное топливо ($t_r = 1000^\circ\text{C}$). Топливо ТС-1 занимает промежуточное положение между бензином и дизельным топливом. Высокий «заброс» температуры газа при пуске на дизельном топливе вызван

избыточным обогащением смеси из-за накопления в камере сгорания жидкого топлива в начальный период пуска. Это происходит вследствие задержки воспламенения и низкого к. п. д. камеры (грубое распыливание, низкая испаряемость топлива).

Аналогичные испытания были проведены также при температуре $+15$ и -20°C . По их результатам построены характеристики изменения максимальной температуры выхлопных газов $t_{r \max}$ в зависимости от температуры 10%-ной перегонки топлива (фиг. 3). Из



Фиг. 3. Максимальная температура выхлопных газов при пуске ГТД в зависимости от температуры 10%-ной перегонки топлива:

1 — температура воздуха $+15^\circ\text{C}$; 2 — температура воздуха -20°C ; 3 — температура воздуха -50°C

приведенных данных видно, что по мере снижения температуры возрастает влияние летучести топлива на максимальную температуру газа.

При положительной температуре или при малом охлаждении (-20°C) пуск двигателя на различных сортах топлива проходит с умеренным «забросом» температуры газа (до 700°C).

Следует отметить, что вязкость дизельного арктического топлива при охлаждении до -50°C значительно возрастает и достигает 150 сст, а при -60°C топливо застывает вообще. Низкотемпературные свойства бензина Б-70 и топлива ТС-1 лучше, чем у топлива

ДА. Вязкость их при -50°C значительно ниже, составляя соответственно 2,7 и 7,9 *сст.* Даже при -60°C , когда в других сортах топлива начинают выпадать кристаллы льда, ТС-1 и Б-70 сохраняют еще хорошую текучесть.

У дизельного топлива застывание при охлаждении определяется по той же методике, что и у масла, т. е. при полной потере текучести, и сопровождается выпадением не только кристаллов льда, но и кристаллов парафина. Эта особенность дизельного топлива обусловлена его химическим составом — наличием парафиновых углеводородов, при определенной температуре выделяющихся из топлива в виде мельчайших кристаллов. При этом топливо мутнеет.

При дальнейшем понижении температуры кристаллы парафина срастаются, образуя сетчатый каркас, и топливо теряет свою подвижность, т. е. застывает. Поэтому дизельное топливо не может быть использовано ниже определенной температуры. Так, летнее дизельное топливо не применяется при температуре ниже нуля, дизельное зимнее топливо ГОСТ 305—62 и ГОСТ 4749—49 — ниже -20 и -30°C соответственно.

Для повышения низкотемпературных свойств дизельное топливо подвергается процессу депарафинизации, что дает возможность применять его до -50°C (например, топливо ДА).

Как уже отмечалось, большое влияние на пуск газотурбинного двигателя оказывает вязкость топлива: с увеличением вязкости снижается степень закручивания топлива в камере завихривания форсунки, уменьшается угол топливного факела, и распыливание становится более грубым.

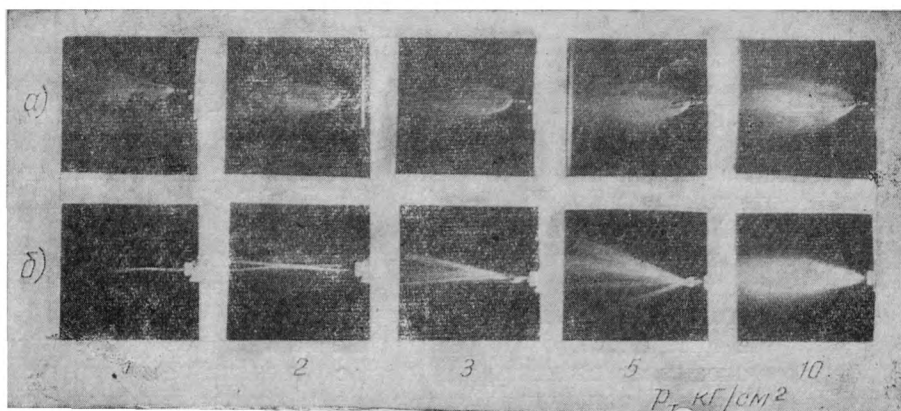
В то же время известно, что ухудшение качества распыливания снижает воспламеняемость топлива, так как поверхность испарения уменьшается, а затраты энергии и времени на нагрев и испарение отдельных капель увеличиваются. Кроме того, уменьшение угла топливного факела приводит также к перераспределению топлива в камере сгорания. Для более тяжелых видов топлива влияние вязкости на распыливание становится еще ощутимее. Поэтому для их воспламенения необходима большая степень распыливания, чем для легкого топлива. На пусковых режимах при отрицательной температуре и низком давлении впрыска в обычной форсунке дизельное топливо вытекает из сопла в виде струи.

Для оценки низкотемпературных свойств топлива необходимо знать характер протекания кривой вязкости различных видов топлива в зависимости от температуры (см. фиг. 1). При изменении температуры наиболее резко изменяется вязкость у дизельного топлива, в значительно меньшей степени у керосина, а у бензина остается почти без изменения. Поэтому наибольшая трудность при зимнем пуске ГТД возникает в случае использования дизельного топлива.

Для иллюстрации влияния вязкости топлива на работу форсунок центробежного типа рассмотрим фиг. 4, где показано распыли-

вание дизельного зимнего топлива ГОСТ 4749—49 одноканальной односплошной форсунки с $d_c = 1,05$ мм при температуре $+20^\circ\text{C}$ ($\nu = 4,64$ сст) и при температуре -40°C ($\nu = 91,7$ сст). Распыливание осуществлялось в неподвижную среду.

Следует отметить, что хотя в камере сгорания за счет воздействия воздушных потоков при пуске и происходит некоторое дополнительное дробление капель, качественно влияние вязкости топлива на мелкость распыливания сохраняется таким же, как показано на фиг. 4.



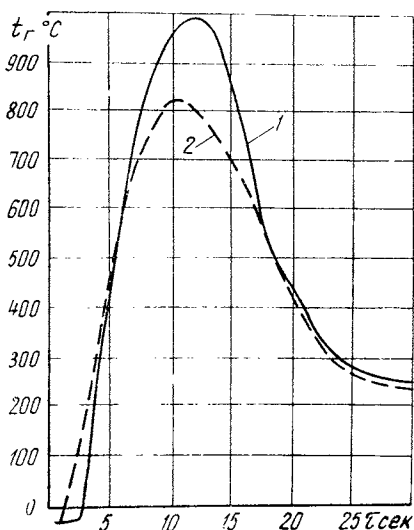
Фиг. 4. Распыливание зимнего дизельного топлива ГОСТ 4749—49 при температуре $+20^\circ\text{C}$ (а) и -40°C (б)

Из фиг. 4 следует, что качество распыливания дизельного топлива при температуре -40°C резко ухудшается и может быть восстановлено лишь при повышении давления впрыска. Так, для того, чтобы при температуре -40°C получить примерно такое же качество распыливания, как и при температуре $+20^\circ\text{C}$ и давлении топлива $1,0$ кг/см², необходимо увеличить давление до 5 кг/см². Таким образом, увеличение вязкости дизельного топлива в 20 раз требует для сохранения примерно такого же качества распыливания при пусковых режимах пятикратного увеличения давления впрыска, из-за чего в свою очередь необходимо применение специального пускового насоса. В то же время из фиг. 4 видно, что при рабочих режимах, где давление топлива обычно превышает 10 кг/см², можно работать на более вязком топливе.

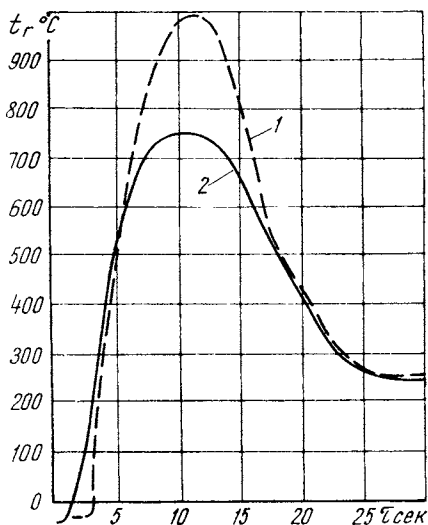
Таким образом, единственным препятствием, мешающим использовать более вязкое топливо в газотурбинном двигателе, является плохое распыливание в период пуска.

Для улучшения распыливания при пусковых режимах на автомобильных ГТД в настоящее время применяются форсунки сложных схем (двухканальные, перепускные и др.). Двухканальные

форсунки позволяют повысить в момент пуска давление топлива в пусковом канале, сохраняя приемлемый уровень давления для работы двигателя при номинальном режиме. В форсунках с перепуском улучшение распыливания при низком давлении происходит за счет использования энергии дополнительного топлива, подаваемого в камеру завихривания форсунки.



Фиг. 5. Характеристики пуска ГТД на дизельном топливе при -50°C без подогревателя (1) и с подогревателем топлива (2)



Фиг. 6. Характеристики пуска ГТД на дизельном топливе при -50°C с системами зажигания, имеющими энергию разряда свечи 2 Дж (1) и 6 Дж (2)

В автомобильных ГТД широко используются односопловые форсунки с воздушно-механическим распыливанием [3], где в период пуска при низком давлении топлива распыливание улучшается путем дополнительного закручивания струй топлива сжатым воздухом. Воздух подается вокруг топливного сопла (газотурбинные двигатели Rover, General Motors, Chrysler).

Довольно эффективным средством является подогрев первой порции топлива, поступающего в форсунку, небольшим электрическим подогревателем, установленным непосредственно перед форсункой [4]. Эффективность включения подогревателя мощностью 800 Вт при пуске ГТД на дизельном топливе при -50°C показана на фиг. 5, где приведены характеристики изменения температуры газа по времени пуска при работе рассматриваемого ГТД без подогрева топлива и с подогревом. Подогрев осуществлялся предварительным включением подогревателя на 5 сек, отключение подогревателя осуществлялось одновременно с отключением стартера, т. е. примерно через 10 сек с момента начала пуска.

Таким образом, общая продолжительность включения подогревателя составляет примерно 15 сек, что не вызывает значительного расхода электроэнергии. Задержка воспламенения топлива при включении подогревателя уменьшилась до 0,8 сек, а максимальная температура газа снизилась до 740°C.

Положительный эффект снижения «заброса» температуры на 180°C был получен также путем увеличения энергии разряда свечи при той же частоте 5—7 разрядов в секунду (фиг. 6).

Известный эффект может быть достигнут также увеличением частоты разрядов при той же энергии единичного разряда [5].

Иногда для облегчения пуска газотурбинного двигателя при низкой температуре окружающего воздуха и использовании дизельного топлива применяется запальная свеча с дополнительной спиралью накаливания, как это выполнено на газотурбинном двигателе Voing [6].

Таким образом, пуск ГТД на дизельном топливе при низких отрицательных температурах порядка —50°C возможен (правда, с некоторой задержкой и повышенным «забросом» температуры газа) даже при наличии одноканальной односплошной форсунки.

Однако этот недостаток может быть легко устранен путем использования любого из указанных выше способов облегчения пуска ГТД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чертков Я. Б., Большаков Г. Ф., Гулин Е. И. Топлива для реактивных двигателей. М., «Недра», 1964.
 2. Штейнберг А. С. Исследование влияния сорта топлива на работу кольцевой камеры сгорания автомобильного ГТД. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 98, М., 1967.
 3. Штейнберг А. С. Воздушное распыливание топлива газотурбинного двигателя Ровер. «Автомобильная промышленность», 1963, № 11.
 4. Штейнберг А. С., Маркелов А. С. Электрический подогреватель топлива автомобильного газотурбинного двигателя. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 114, М., 1967.
 5. Штейнберг А. С. Система зажигания современных автомобильных газотурбинных двигателей. М., НИИНавтопром, 1968.
 6. Штейнберг А. С. Камеры сгорания газотурбинных двигателей малой мощности. М., ЦИНТИ, 1963.
-

Канд. техн. наук Н. Н. Захаров, инж. Г. А. Ромашков

РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОАВТОМАТИКИ ПУСКА АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Современные автомобильные газотурбинные двигатели (ГТД) оборудуются более сложными электрическими системами, чем поршневые двигатели.

Кроме агрегатов зажигания, стартера, генератора и регулирующей аппаратуры к нему, обычных для поршневых двигателей, электрические системы ГТД имеют также различные автоматические устройства для управления пуском и защиты двигателя от аварийных режимов.

Среди особенностей систем электрооборудования газотурбинных двигателей, наряду с введением автоматических устройств, следует отметить широкое распространение стартер-генераторов и преимущественное применение конденсаторных систем зажигания с большой энергией разряда.

В силу термодинамических особенностей ГТД неосторожное или недостаточно квалифицированное управление пуском может привести к повреждению двигателя или сокращению его срока службы. Поэтому у всех современных газотурбинных двигателей процесс пуска полностью автоматизирован и управление им сводится только к включению пусковой кнопки. При этом автоматизируется как регулирование подачи топлива, так и включение электроагрегатов, участвующих в пуске.

В процессе пуска электрическая система ГТД должна в зависимости от режима двигателя в определенной последовательности управлять включением ряда агрегатов: стартера, пускового и подкачивающего топливных насосов, системы зажигания, крана подачи топлива к форсункам и других.

Функции защиты электрической системы сводятся к сигнализации или автоматическому воздействию на подачу топлива в двигатель при аварийном падении давления или повышении температуры масла, чрезмерном возрастании температуры газа или угловой скорости вращения какого-либо из роторов ГТД и т. д.

Измерение контролируемых параметров обычно осуществляется специальными датчиками. В выборе параметров, контролируемых аварийно-предупредительной частью электрической системы, наблюдается большое разнообразие, обусловленное конструктивными особенностями конкретных двигателей.

Наиболее ответственной операцией пуска газотурбинного двигателя является воспламенение топливовоздушной смеси в камере сгорания, для надежного осуществления которого необходимо включение подачи топлива производить при определенной скорости потока воздуха в камере. Включение подачи топлива при скоростях воздуха, отличающихся от оптимальной, существенно снижает надежность пуска двигателя. Поэтому важно, чтобы параметр, по которому производится включение подачи топлива и зажигание камеры, достаточно точно определял объемный расход воздуха через двигатель, а следовательно, и скорость потока в камере сгорания. Таким параметром в ГТД является число оборотов ротора турбокомпрессора.

Поскольку для надежного зажигания камеры сгорания требуется синхронное действие всех агрегатов пуска и, кроме того, некоторые из них срабатывают с запаздыванием, управление всеми электроагрегатами пуска автоматизируется таким образом, чтобы весь процесс пуска вплоть до выхода турбокомпрессора на число оборотов холостого хода проходил полностью под автоматическим контролем.

Включение и выключение агрегатов, обеспечивающих пуск, должны производиться по определенной программе, значительное отступление от которой снижает надежность и увеличивает время пуска.

Для осуществления заданной программы автоматического управления пуском ГТД в настоящее время регулирование производится по следующим параметрам: времени, давлению воздуха за компрессором и числу его оборотов. Находят применение также системы, использующие одновременно два из этих параметров.

Системы, осуществляющие программу пуска только по времени, с помощью электромоторного реле, широко применяются на авиационных ГТД. Такие системы сравнительно просты и надежны. Однако в тяжелых условиях эксплуатации, особенно при низких температурах окружающего воздуха, когда емкость аккумуляторной батареи значительно уменьшается, а сопротивление вращению ротора ГТД существенно возрастает, эти системы утрачивают надежность, так как пусковые операции производятся вне связи с действительной скоростью вращения ротора двигателя и выполняемая программа оказывается далекой от оптимальной для этих

условий. По этой причине системы автоматического управления пуском, осуществляющие регулирование только по времени, распространения на автомобильных ГТД практически не получили.

Использование давления воздуха за компрессором в качестве параметра регулирования процесса пуска основано на том, что оно является функцией числа оборотов турбокомпрессора. Таким образом, в подобных системах осуществляется косвенное регулирование числа оборотов ротора ГТД. Однако давление за компрессором зависит не только от числа оборотов, но и в значительной мере от температуры окружающего воздуха. Поэтому при эксплуатации газотурбинных двигателей в широком диапазоне климатических условий измерение числа оборотов таким способом оказывается весьма приближенным. Кроме того, по давлению за компрессором может осуществляться управление лишь некоторым числом пусковых операций. В начальный период пуска, когда производится зажигание камеры сгорания, указанное давление весьма мало, что затрудняет его достаточно точное измерение.

Несмотря на это, давление воздуха за компрессором как параметр регулирования широко используется в системах автоматического управления пуском автомобильных ГТД. Системы такого типа отличаются большой простотой, а в отмеченных выше неблагоприятных условиях эксплуатации более точно определяют режим двигателя, чем системы, где регулирование производится по времени.

Системы автоматического пуска, действующие по числу оборотов, являются наиболее совершенными, так как в них выполнение программы непосредственно связано с режимом турбокомпрессора, а точность определения режима в каждый момент времени не зависит от климатических условий. Для измерения числа оборотов турбокомпрессора обычно используется специальный тахогенератор постоянного тока.

Несмотря на достоинства, системы, основанные на регулировании по числу оборотов турбокомпрессора, в автомобильных газотурбинных двигателях получили ограниченное распространение. Основным препятствием на пути к их применению является необходимость устанавливать специальный датчик, требующий отдельного привода от вала турбокомпрессора, что усложняет конструкцию самого двигателя. Это усложнение конструкции особенно нежелательно для ГТД малой мощности, у которых вследствие больших габаритов двигателя размещение дополнительного датчика и привода для него вызывает затруднение.

Для экспериментальных образцов отечественных автомобильных газотурбинных двигателей были разработаны системы автоматического пуска, использующие перечисленные выше параметры. Управление некоторыми пусковыми операциями по давлению воздуха за компрессором применялось в электрической системе одного из первых автомобильных ГТД, построенных в Советском Союзе, типа ТурбоНАМИ-053А2. Эта система обеспечивает выполнение следующей последовательности операций при пуске.

При нажатии пусковой кнопки напряжение подается к электродвигателю топливного подкачивающего насоса. После повышения давления топлива на входе в насос-регулятор двигателя до $0,3 \text{ кг/см}^2$ замыкаются контакты сигнализатора давления, соединенного с топливной магистралью, и осуществляется следующая, вторая операция пуска. Электрическая схема ГТД переходит на самопитание, и весь дальнейший процесс пуска производится автоматически. Одновременно через коммутационные реле включаются стартер-генератор в стартерном режиме, блок зажигания, а также электромагнитные клапаны подачи топлива и распыливающего воздуха к форсункам.

Начинается вращение ротора турбокомпрессора. Воспламенение топливоздушнoй смеси в камере сгорания происходит приблизительно через 2 сек после осуществления второй операции пуска. За это время ротор турбокомпрессора достигает 4—6% номинальных оборотов. Коллектор форсунок заполняется топливом, и давление в нем повышается до величины, необходимой для воспламенения. Введение датчика давления подкачки топлива вызвано стремлением предупредить бесцельный разряд аккумуляторных батарей в случае засорения топливных фильтров.

При достижении ротором турбокомпрессора приблизительно 40% номинального числа оборотов срабатывает пневмореле, выключающее подачу питания к стартер-генератору и системе зажигания. При числе оборотов около 48% номинальных происходит второе срабатывание пневмореле, что приводит к переходу стартер-генератора в генераторный режим. С выходом турбокомпрессора на обороты холостого хода, соответствующие 50% номинальных, процесс пуска двигателя оканчивается.

Переход стартер-генератора от стартерного режима к генераторному при различных числах оборотов вызван следующим. Очевидно, что выключение стартера должно всегда происходить при числе оборотов, несколько более низком, чем обороты холостого хода. Однако вследствие отмечавшейся выше зависимости давления за компрессором ГТД от температуры и давления окружающей атмосферы срабатывание пневмореле по числу оборотов происходит с некоторой погрешностью. Это вынудило выбрать настройку пневмореле таким образом, чтобы переход от стартерного режима к генераторному при всех климатических условиях осуществлялся при числе оборотов, заведомо меньшем числа оборотов холостого хода. В результате отключение стартера происходит при относительно низком числе оборотов. Особенностью данного двигателя является сравнительно медленное повышение числа оборотов на режимах, близких к режиму холостого хода, и преждевременное включение нагрузки на стартер-генератор привело бы к увеличению общего времени пуска. Вследствие этого переход стартер-генератора к генераторному режиму производится при числе оборотов, весьма близком к оборотам холостого хода.

В области рабочих режимов ГТД постоянно включены электродвигатель подкачивающего топливного насоса, электромагнитный клапан подачи топлива к форсункам и стартер-генератор. Выключение этих агрегатов происходит при нажатии кнопки «стоп» для остановки двигателя.

В данном газотурбинном двигателе подача сжатого воздуха к форсункам для улучшения качества распыливания топлива производится только во время работы форсунок при пониженном давлении топлива, что имеет место на режимах, близких к режиму холостого хода, а также при быстром уменьшении подачи топлива в случае резкого уменьшения нагрузки.

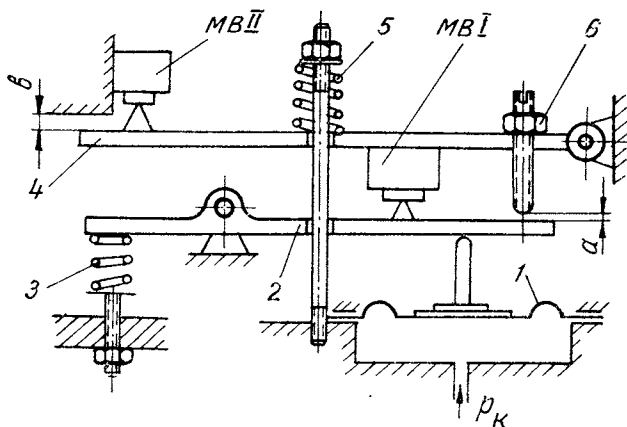
Управление подачей распыливающего воздуха осуществляется по сигналам датчика давления в линии форсунок, который при снижении давления топлива до 7 кг/см^2 замыкает цепь электромагнитного клапана подачи сжатого воздуха. При нажатии кнопки «стоп» линия питания электромагнитного клапана обесточивается.

Сжатый воздух к форсункам поступает из ресивера тормозной системы автомобиля, давление в котором при его движении значительно выше, чем требуется для распыливания топлива. Однако после длительного перерыва в работе автомобиля давления в ресивере может не быть. На этот случай двигатель оборудован пусковым топливным насосом с приводом от электродвигателя. Насос подает топливо к форсункам под давлением, достаточным для хорошего распыливания топлива и надежного зажигания смеси в камере сгорания в начале пуска, когда число оборотов основного топливного насоса мало и он не в состоянии обеспечить необходимое давление подачи. Пусковой насос включается водителем с помощью отдельной кнопки.

Электрическая система обеспечивает защиту двигателя при аварийном снижении давления масла, недопустимом повышении скорости вращения тяговой турбины, а также при прекращении подачи топлива к основному насосу. В масляную систему ГТД включен сигнализатор давления, автоматически останавливающий двигатель при снижении давления в ней ниже $0,45 \text{ кг/см}^2$. Сигнализатор давления подкачки топлива при падении давления на рабочих режимах ниже допустимой величины также останавливает двигатель. При превышении тяговой турбиной максимально допустимого числа оборотов на 10% вступает в действие электрический аварийный ограничитель, уменьшающий подачу топлива в форсунки до уровня, соответствующего режиму холостого хода. Ограничение подачи топлива прекращается при снижении угловой скорости тяговой турбины до 70% максимальной величины.

Использовались серийные основные агрегаты, коммутирующая аппаратура и сигнализаторы давления. Все контакторы и реле заключены в общую пусковую коробку. Прочие агрегаты размещены непосредственно на двигателе и шасси автомобиля. Специально разработаны были пусковая коробка, пневмоконтактор и аварийный ограничитель числа оборотов тяговой турбины.

Как указывалось, пневмоконтактор имеет две точки срабатывания и управляет двумя независимыми цепями. Измерительным элементом в нем является мембрана, к которой подводится давление воздуха за компрессором ГТД (фиг. 1). Жесткий центр мембраны 1 перемещает качающийся рычаг 2, воздействующий на микровыключатель МВІ первой точки срабатывания, который закреплен на качающемся рычаге 4. Давление срабатывания МВІ настраивается с помощью пружины 3. При дальнейшем повышении давления воздуха выбирается зазор a между рычагом 2 и регулируемым упором 6, соответствующий допустимому перемещению кнопки микровыключателя. После этого происходит взаимосвязанное перемещение рычагов 2 и 4, а МВІ остается включенным. При достижении давления, соответствующего второй точке, величина которого определяется натяжением пружины 5, срабатывает второй микровыключатель (МВІІ). Дальнейший подъем рычага 4 ограничивается зазором b .



Фиг. 1. Пневмоконтактор

Подобная схема пневмоконтактора позволяет независимо изменять настройку каждой точки срабатывания в широких пределах и при необходимости настроить его на давления, весьма значительно отличающиеся друг от друга по величине.

В аварийном ограничителе числа оборотов тяговой турбины в качестве датчика угловой скорости используется генератор переменного тока из штатного комплекта тахометра. Чувствительный элемент ограничителя, реагирующий на изменение сигнала тахогенератора, представляет собой измерительный индикатор, в который включен параметрический стабилизатор, стабилизирующий напряжение питания.

Входной сигнал переменного тока от датчика числа оборотов подается на выпрямитель, выполненный по мостовой схеме, и далее

на вход индикатора. Этот индикатор обладает релейной характеристикой и может рассматриваться как реле напряжения. Преимуществом таких реле является высокая точность срабатывания, определяемая стабильностью кремниевого стабилитрона.

Выпрямленное напряжение датчика сравнивается с напряжением питания транзистора, которое стабилизировано параметрическим стабилизатором на кремниевом стабилизаторе D_6 . Диод D_5 здесь служит для того, чтобы исключить влияние внутреннего сопротивления источника входного напряжения на работу реле.

Пока входное напряжение остается ниже величины падения напряжения на резисторе R_2 и потенциометре R_4 , диод D_5 находится в запертом состоянии и источник входного сигнала оказывается «отключенным» от индикатора. В это время транзистор T_1 открыт, а транзистор T_2 закрыт, так как на его базе потенциал равен нулю.

Как только входное напряжение и величина падения напряжения на резисторе R_2 и потенциометре R_4 сравниваются, диод D_5 откроется, закрыв транзистор T_1 . На базе транзистора T_2 появляется отрицательный потенциал, транзистор T_2 откроется, и реле $P1$ сработает.

Цепочка из резистора R_3 и контакта реле $P1$ введена для того, чтобы отключение ограничителя происходило при более низком числе оборотов, чем включение. Величина напряжения датчика, при котором происходит обратное срабатывание ограничителя, определяется подбором резистора R_3 .

Благодаря весьма малому потреблению энергии подключение ограничителя к датчику параллельно указателю не оказывает сколь-либо заметного влияния на точность показаний комплекта тахометра.

В электрической схеме предусмотрена возможность осуществления так называемой «холодной прокрутки» ротора турбокомпрессора от стартера при выключенных топливном клапане и системе зажигания. Эта операция применяется перед пуском двигателя при низких температурах для прокачивания масляной и топливной систем, а также для прокачивания масла через подшипники ротора и охлаждения проточной части ГТД после остановки.

Данная система успешно прошла все стендовые и дорожные испытания двигателя ТурбоНАМИ-053А2 и показала себя вполне эффективной.

На основе полученного опыта была разработана новая система автоматического пуска, использующая в качестве управляющих параметров число оборотов турбокомпрессора и время.

Кроме использования числа оборотов в качестве основного параметра для осуществления программы пуска, в системе предусмотрено двухступенчатое включение стартера и автоматическое прекращение пуска в том случае, если топливо не воспламенится.

В качестве датчика числа оборотов в системе также применяется тахогенератор переменного тока из комплекта электрического дистанционного тахометра, являющегося штатным оборудованием

двигателя. Система подключается к датчику тахометра параллельно указателю.

В результате система автоматического пуска, обладая всеми преимуществами систем, действующих по числу оборотов турбокомпрессора, в то же время лишена их основного недостатка, так как не требует установки на двигатель дополнительного датчика числа оборотов.

На основании опыта стендовых доводочных испытаний для экспериментального ГТД была разработана следующая программа пуска:

1. При нажатии кнопки «пуск» электрическая система должна становиться на самопитание и включать: стартерный режим работы стартер-генератора с напряжением питания 12 в (I ступень) и электродвигатель пускового подкачивающего топливного насоса.

2. Через 2 сек после первой операции стартер-генератор переключается на напряжение питания 24 в (II ступень).

3. При достижении скорости вращения турбокомпрессора, равной 20% максимального числа оборотов, включается система зажигания и открывается электромагнитный топливный стоп-кран.

4. При достижении скорости вращения турбокомпрессора, равной 40% максимального числа оборотов, отключаются система зажигания и электродвигатель подкачивающего насоса, а стартер-генератор переключается на генераторный режим работы. Стоп-кран остается включенным в течение всей работы двигателя и выключается лишь при нажатии кнопки «стоп».

5. Если в течение 15 сек после осуществления третьей операции не произойдет четвертая операция, процесс пуска автоматически прерывается, а все агрегаты пусковой системы должны быть обесточены.

При нормальном пуске ГТД интервал между третьей и четвертой операциями составляет менее 10 сек. Увеличение этого времени свидетельствует о ненормальном протекании пуска (не воспламенилось топливо в камере сгорания вследствие отказа системы зажигания или топливной системы; стартер-генератор на режиме сопровождения ротора турбокомпрессора не развивает необходимую мощность вследствие разрядки аккумуляторных батарей и т. п.).

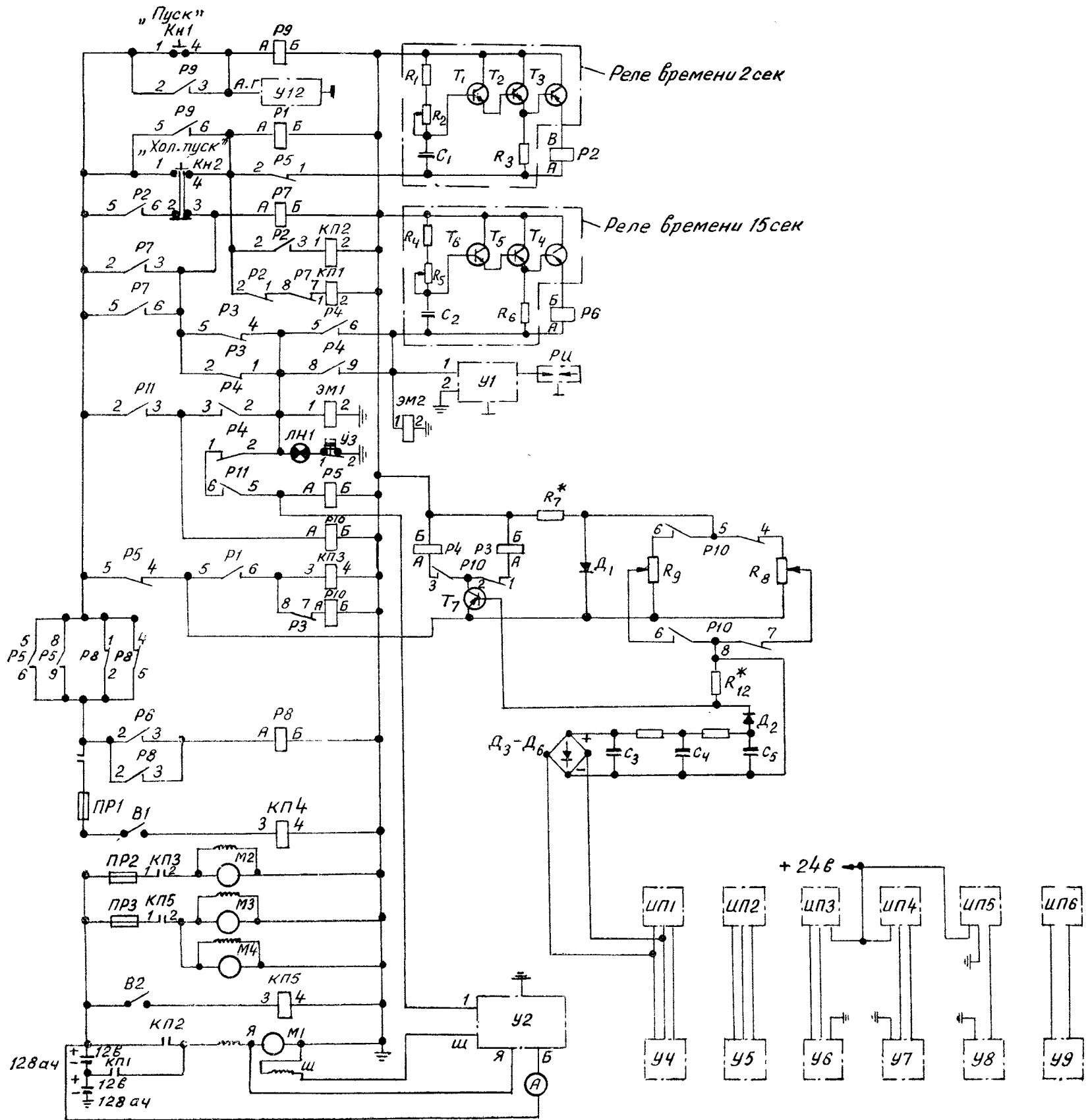
Данная операция имеет целью автоматическую защиту ГТД от попадания в проточную часть двигателя и скопления там излишнего количества топлива при неудачном пуске.

К системе пуска предъявляются также следующие требования:

1. При выключении замка зажигания процесс пуска на любой стадии немедленно прекращается и все агрегаты пусковой системы обесточиваются.

2. В системе должна быть предусмотрена возможность осуществления «холодной прокрутки» ротора турбокомпрессора от стартера.

Поскольку в заданной программе пуска для управления некоторыми операциями в качестве параметра выбрано время, была при-



Фиг. 2. Принципиальная схема комбинированной системы пуска:

P1-P11 — реле типа ТКЕ; KП1-KП4 — контакторы типа КМ, M1 — стартер-генератор СГ-425, M2 — электродвигатель подкачивающей помпы, ЭМ1-ЭМ2 — электромагнитный клапан; B1 — замок зажигания; У1 — агрегат зажигания; У2 — реле-регулятор РР-367; У3 — сигнализатор аварийного падения давления масла; У4-ИП1 — датчик и указатель тахометра турбокомпрессора, У5-ИП2 — датчик и указатель тахометра тяговой турбины; У6-ИИ1 — 3 приемник и указатель дистанционного манометра давления топлива; У7-ИП4 — приемник и указатель дистанционного манометра давления масла; У8-ИП5 — приемник и указатель температуры масла; У9-ИП6 — приемник и указатель температуры выхлопных газов; У10 — свеча полупроводниковая; У11 — счетчик моточасов; У12 — аккумуляторные батареи; А — амперметр; K_{Н1} — кнопка горячего пуска; K_{Н2} — кнопка «холодной прокрутки», Л_{Н1} — сигнальная лампа

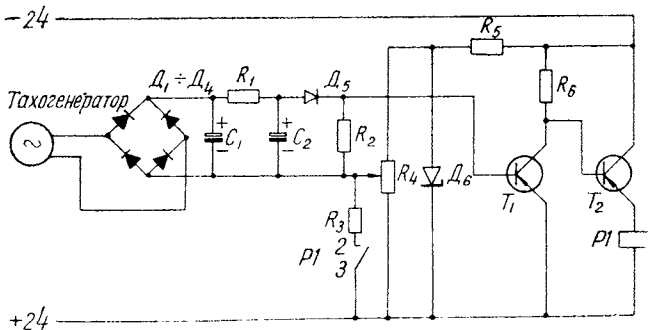
нята также комбинированная система, управляющая пуском на основе двух параметров: числа оборотов и времени. Для осуществления выдержки времени в соответствии с пп. 2 и 5 приведенной выше программы в схеме применены два реле времени (фиг. 2). Каждое реле времени, выполненное на трех транзисторах, представляет собой усилитель постоянного тока, в эмиттерной цепи последнего каскада которого включена обмотка реле.

Время выдержки реле 2 сек можно изменять резистором R_2 (см. фиг. 2). При подаче питания на реле времени конденсатор C_1 заряжается до тех пор, пока не откроется транзистор T_1 . При этом ток потечет через переход коллектор — эмиттер транзистора T_3 и обмотку исполнительного реле $P2$, вызывая его срабатывание. При снятии питания базы транзисторов получают отрицательный потенциал относительно эмиттеров благодаря разряду конденсатора. При этом через переход эмиттер — база транзистора T_3 протекает весь разрядный ток конденсатора. Величина этого тока определяется напряжением на конденсаторе, резистором R_1 и сопротивлением обмотки реле $P2$.

Так как сопротивление обмотки реле $P2$ значительно меньше сопротивления R_1 , то время восстановления схемы в первоначальное состояние имеет малую величину.

Реле времени 15 сек обеспечивает автоматическое обесточивание всей электрической схемы при затяжном пуске.

Схема обоих реле времени одинакова, за исключением величин резисторов и конденсатора.



Фиг. 3. Принципиальная схема аварийного ограничителя числа оборотов

Для измерения угловой скорости по сигналу датчика тахометра применено реле угловой скорости на две точки срабатывания, аналогичное описанному выше аварийному ограничителю числа оборотов, но отличающееся отсутствием цепочки из резистора R_3 и контактов 2—3 ряда $P1$ (фиг. 3), сообщающей ограничителю гистерезисную характеристику.

При достижении числа оборотов, соответствующего первой точке срабатывания, одновременно с включением перечисленных выше агрегатов через коммутационные цепи происходит переключение сопротивлений в реле угловой скорости. Таким образом, при срабатывании на первой точке индикатор напряжения автоматически перенастраивается на следующую точку срабатывания. Потенциометры R_8 и R_9 (см. фиг. 2) обеспечивают возможность точной подстройки реле угловой скорости на каждой точке срабатывания.

Электрическая система состоит из двух блоков и пульта управления. В блоке управления размещены реле угловой скорости, 2 реле времени и 11 коммутационных реле. Реле времени и реле угловой скорости обеспечивают переключение коммутационных реле по заданной программе. В блоке силовых контакторов имеются контакторы, управляющие силовыми цепями.

Контакторы обеспечивают переключение питания стартер-генератора при пуске с 12 на 24 в, перевод его со стартерного режима в генераторный, а также включение электродвигателя подкачивающего топливного насоса и обесточивание всей электрической схемы.

На пульте управления размещены кнопки управления пуском «горячий запуск», «холодная прокрутка», «стоп», а также замок зажигания, сигнальная лампа аварийного падения давления масла и указатели дистанционных электрических контрольно-измерительных приборов.

На ГТД применен стартер-генератор СГ-425 с реле-регулятором РР-567, разработанный НИИ Автоприборов.

Для оценки стабильности работы системы пуска в различных эксплуатационных условиях были проведены ее испытания в диапазоне окружающей температуры от $+50^\circ$ до -50°C при одновременном изменении напряжения питания от 20 до 28 в. Смещение точек срабатывания по числу оборотов при изменении окружающей температуры и напряжения питания в указанных пределах не превышало $\pm 2,5\%$. Кроме того, экспериментально определялось смещение точек срабатывания при работе устройства с различными экземплярами тахогенераторов одного и того же типа. Максимальная погрешность, вызываемая заменой тахогенераторов, не превосходила 1% по шкале указателя тахометра. Приведенные результаты испытаний позволяют признать точность действия реле угловой скорости вполне удовлетворительной.

Электронные реле времени в описанных выше условиях работали недостаточно стабильно и не обеспечивали выполнения заданной программы с необходимой точностью в столь широком диапазоне атмосферных температур.

С учетом результатов испытаний система пуска была подвергнута значительной доработке. Были внесены некоторые коррективы в программу пуска, заменены отдельные элементы, обеспечивающие ее выполнение, а также расширены функции системы в части защиты от аварийных режимов.

В программу пуска внесены следующие изменения:

1. Включение подачи топлива и системы зажигания производится одновременно с переключением питания стартер-генератора с 12 на 24 в. Зажигание камеры сгорания при более низком числе оборотов турбокомпрессора и, следовательно, малых скоростях потока воздуха значительно повысило надежность пуска ГТД.

2. Прекращение пуска в случае отказа при зажигании камеры сгорания происходит через 30 сек с момента включения подачи топлива. Увеличение выдержки времени обусловлено зажиганием камеры сгорания при значительно более низком числе оборотов турбокомпрессора.

3. Введено автоматическое прекращение «холодной прокрутки» при достижении ротором турбокомпрессора 24% максимального числа оборотов. Ранее прекращение «холодной прокрутки» происходило при отпускании кнопки.

Конструктивные изменения элементов системы в основном сводятся к замене двух электронных реле времени одним электромагнитным реле, обеспечивающим выдержки времени 2 и 30 сек.

В усовершенствованной системе предусмотрена автоматическая защита ГТД от чрезмерного повышения числа оборотов роторов турбокомпрессора и тяговой турбины. С этой целью по окончании пуска реле угловой скорости перенастраивается на третью точку срабатывания, равную 110% максимальных оборотов, в случае достижения которой подача топлива в двигатель прекращается. Для ограничения скорости вращения тяговой турбины в системе имеется второе, аналогичное по конструкции реле угловой скорости, подключенное к датчику тахометра ее ротора. При возрастании скорости тяговой турбины на 10% сверх максимально допустимой величины двигатель останавливается.

Кроме того, в схему введено автоматическое выключение подачи топлива при аварийном падении давления масла взамен применявшейся ранее световой сигнализации с помощью контрольной лампы на пульте управления.

Выводы

1. Наиболее совершенными являются системы автоматического управления пуском, выполняющие заданную программу по числу оборотов турбокомпрессора, поскольку этот параметр наиболее точно характеризует состояние ГТД в процессе пуска при всех климатических условиях.

2. В системах, действующих по числу оборотов, целесообразно использовать в качестве датчика угловой скорости тахогенератор штатного электрического тахометра. Это позволяет упростить конструкцию коробок приводов двигателя, что существенно для автомобильных ГТД.

3. Значительные перспективы имеют системы, выполняющие программу пуска по двум или более параметрам. Использование нескольких параметров позволяет улучшить функциональные свойства системы и повысить надежность и безопасность пуска.

4. Целесообразно возлагать на системы пуска также и выполнение некоторых функций защиты двигателя от аварийных режимов с использованием имеющихся в системе измерителей числа оборотов и других параметров, определяющих режим работы ГТД.

Канд. техн. наук Н. Н. Захаров, инж. А. Н. Крапивенцев

МЕТОД ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ С МАЛЫМ СТАТИЗМОМ

Регулирующие устройства, применяемые в настоящее время на поршневых и газотурбинных двигателях, как правило, совмещают в одном агрегате топливный насос и регулятор, поддерживающий заданный параметр постоянным путем изменения количества топлива, подаваемого в камеру сгорания двигателя.

При работе на регуляторном режиме мощность, потребляемая таким агрегатом, изменяется.

Для экспериментального определения регуляторных характеристик таких агрегатов применяются сложные и дорогостоящие стенды с электронной автоматической системой стабилизации числа оборотов. Причиной, требующей усложнения испытательного стенда и выбора мощности его электродвигателя с большим запасом по сравнению с потребляемой испытываемым агрегатом, является неустойчивость системы электродвигатель — агрегат.

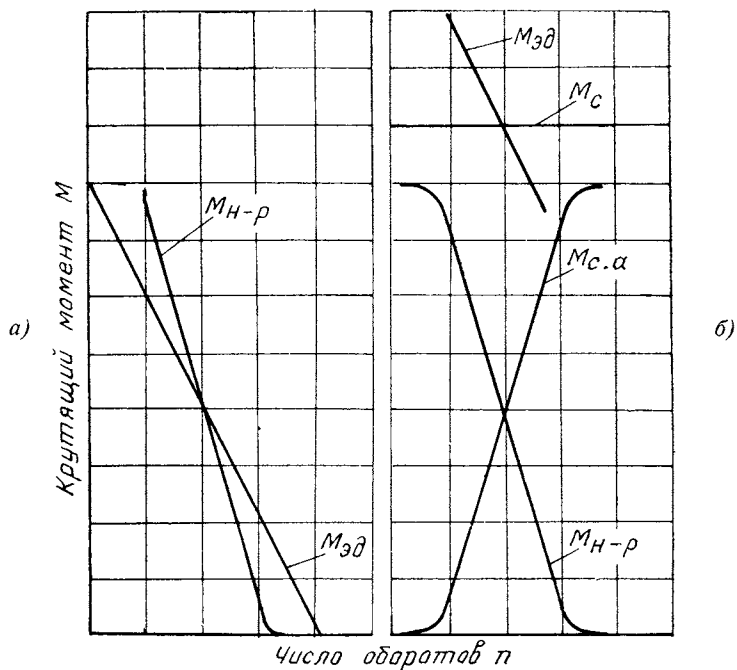
На фиг. 1,а показано примерное протекание характеристик шунтового электродвигателя с независимым возбуждением при неизменном положении регулирующих реостатов и насос-регулятора на регуляторном режиме работы. Характеристика насос-регулятора протекает более круто, так как он имеет обычно малый статизм.

Кривая крутящего момента, потребляемого агрегатом на этом режиме, $M_{н-р} = f(n)$ протекает идентично характеристике регулятора числа оборотов.

Вследствие более крутого протекания характеристики насос-регулятора по сравнению с механической характеристикой электродвигателя и отрицательного наклона обеих кривых условие устойчивости системы не выполняется, так как

$$\left(\frac{\partial M_{н-р}}{\partial n} \right) < \left(\frac{\partial M_{эд}}{\partial n} \right).$$

При этом случайное отклонение числа оборотов от заданного режима приводит к самопроизвольному возрастанию или снижению угловой скорости.



Фиг. 1. Зависимость крутящего момента от числа оборотов:

а — изменение крутящего момента насос-регулятора и электродвигателя; б — изменение крутящего момента насос-регулятора, стенового агрегата, электродвигателя и суммарного момента

Физическую сущность неустойчивости легко представить. При повышении числа оборотов регулятор снижает подачу топлива и, следовательно, потребляемый агрегатом крутящий момент, что при неизменной настройке регулирующих реостатов приводит к увеличению скорости вращения и дальнейшему уменьшению подачи топлива и нагрузки электродвигателя. Отклонение числа оборотов от заданного режима происходит до пересечения кривой электродвигателя с характеристикой агрегата за пределами регуляторного участка. Неустойчивость системы насос-регулятор — электродвигатель имеет место также при серийном и компаундном возбуждении электродвигателя.

В настоящее время задача экспериментального определения регуляторных характеристик насос-регуляторов решается двумя путями.

Первый из них основан на изменении характеристики электродвигателя, за счет чего и удается сделать систему устойчивой. Для этого необходимо оборудовать стенд электронной автоматической системой регулирования числа оборотов, воздействующей на крутящий момент, развиваемый двигателем.

Устойчивая работа агрегата на стенде возможна при условии, что система регулирования угловой скорости вращения ротора электродвигателя обеспечивает более крутое протекание его характеристики, чем характеристики насос-регулятора $\left(\frac{\partial M_{н-р}}{\partial n}\right) > \left(\frac{\partial M_{эл}}{\partial n}\right)$.

Практически система регулирования числа оборотов стенда должна иметь астатическую характеристику. Для получения при этом устойчивой работы необходимо в систему регулирования числа оборотов стенда вводить сложные стабилизирующие устройства, а также выбирать мощность электродвигателя с большим запасом.

Второй путь основан на изменении моментно-скоростной характеристики $(M_{н-р} = f(n))$ насос-регулятора. При этом способе раздельно определяются характеристики элементов агрегата, а затем путем перестроения полученных экспериментальных кривых получается статическая характеристика агрегата на регуляторном режиме.

При определении характеристики регулятора линия нагнетания топливного насоса соединяется с линией всасывания либо непосредственно, либо через клапан, поддерживающий небольшое постоянное давление. Вследствие этого крутящий момент на валу агрегата не зависит от действия регулятора числа оборотов и сохраняется приблизительно постоянным.

Система электродвигатель — насос-регулятор в этом случае оказывается устойчивой, поскольку $\left(\frac{\partial M_{н-р}}{\partial n}\right) \approx 0 > \left(\frac{\partial M_{эл}}{\partial n}\right)$.

Затем снимается зависимость подачи топлива от положения дозирующего органа, изменяемого вручную, независимо от положения центробежного узла и других элементов регулятора. При этом система электродвигатель — насос-регулятор также устойчива, так как кривая изменения крутящего момента на валу насос-регулятора имеет обычно положительный наклон $\left(\frac{\partial M_{н-р}}{\partial n}\right) > 0$, а производные $\left(\frac{\partial M_{эл}}{\partial n}\right) < 0$, поскольку механическая характеристика электродвигателя всегда имеет отрицательный наклон.

Этот способ позволяет получить требуемые характеристики косвенным путем на сравнительно простом оборудовании, но он является весьма трудоемким и обладает невысокой точностью. Значительное время, необходимое для проведения эксперимента и обработки его результатов, затрудняет применение данного способа

для контроля и испытаний агрегатов в заводских условиях при серийном производстве.

Предложенный метод экспериментального определения характеристик агрегатов такого класса на регуляторном режиме также основан на изменении характера протекания момента нагрузки. При этом момент сопротивления подерживается постоянным, что обеспечивает устойчивую работу агрегата на стенде.

Для осуществления этого на стенд, кроме испытываемого агрегата, дополнительно устанавливается вспомогательный насос, являющийся оборудованием стенда. Вспомогательный насос приводится от того же электродвигателя, что и испытываемый агрегат.

Величина потребляемого насосом крутящего момента определяется следующим соотношением:

$$M = k \frac{Q}{n} p_{\tau}, \quad (1)$$

где Q — производительность насоса;
 n — число оборотов;
 p_{τ} — давление подачи;
 k — постоянный коэффициент.

На поршневых двигателях и газотурбинных двигателях малой мощности применяются топливные насосы объемного типа. У таких насосов производительность, как известно, изменяется пропорционально числу оборотов и отношение $\frac{Q}{n}$ сохраняется приблизительно постоянным, следовательно, крутящий момент изменяется пропорционально давлению подачи ($M \equiv p_{\tau}$).

Для поддержания на регуляторном режиме постоянным суммарного крутящего момента, потребляемого обоими агрегатами, необходимо выполнить следующее условие:

$$M_c = M_{н-р} + M_{с.а} = \text{const}, \quad (2)$$

или, подставляя соответствующие значения моментов, согласно формуле (1) можно записать таким образом:

$$\frac{Q_{н-р}}{n_{н-р}} p_{\tau 1} + \frac{Q_{с.а}}{n_{с.а}} p_{\tau 2} = \text{const}, \quad (3)$$

а при равенстве чисел оборотов $n_{н-р} = n_{с.а}$ справедливо выражение

$$Q_{н-р} p_{\tau 1} + Q_{с.а} p_{\tau 2} = \text{const}. \quad (4)$$

В приведенных выражениях $M_{н-р}$, $Q_{н-р}$, $n_{н-р}$ и $p_{\tau 1}$ обозначают крутящий момент на валу насос-регулятора, производительность насоса, число оборотов и давление подачи топлива испытываемого агрегата топливоподачи, а $M_{с.а}$, $Q_{с.а}$, $n_{с.а}$ и $p_{\tau 2}$ — те же параметры стендового агрегата; M_c — суммарный момент.

Для идеального насоса объемного типа, как указывалось выше, отношение $\frac{Q}{n}$ сохраняется постоянным. У реальных насосов про-

изводительность зависит также от давления подачи. Однако это влияние невелико, что позволяет считать отношение $\frac{Q}{n} \approx \text{const}$.

Тогда момент изменяется пропорционально давлению топлива ($M \equiv p_r$). В этом случае условие устойчивости системы выражается соотношением:

$$p_{r1} + p_{r2} = \text{const} = C. \quad (5)$$

Для выполнения этого условия стендовый агрегат должен иметь характеристику, удовлетворяющую следующему условию:

$$p_{r2} = C - p_{r1}, \quad (6)$$

где C — постоянная величина, равная сумме максимального давления топлива испытываемого агрегата и минимального давления стендового насоса:

$$C = p_{r1 \text{ max}} + p_{r2 \text{ min}}. \quad (7)$$

Требуемое протекание характеристики стендового агрегата в соответствии с уравнениями (6) и (7) показано на фиг. 1,б.

Благодаря нулевому наклону кривой суммарного момента сопротивления обоих агрегатов выполняется условие устойчивости системы:

$$\left(\frac{\partial M_c}{\partial n} \right) > \left(\frac{\partial M_{эд}}{\partial n} \right)$$

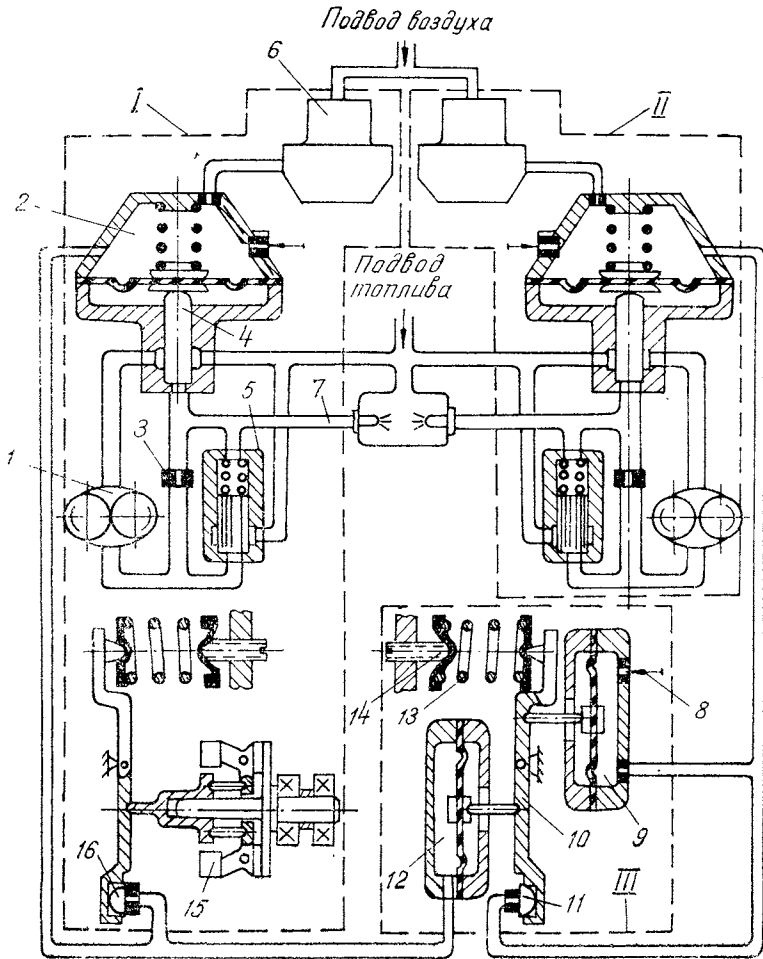
и обеспечивается устойчивая работа стенда.

Необходимое регулирование давления стендового агрегата достигается с помощью дополнительного устройства, обеспечивающего автоматическое изменение p_{r2} в функции p_{r1} в соответствии с соотношениями (5) и (6). Устройство для этой цели представляет собой простую рычажную систему (III, фиг. 2), суммирующую сигналы, пропорциональные давлениям p_{r1} и p_{r2} .

Практическое применение данного метода было осуществлено на агрегатах топливоподачи для газотурбинных двигателей малой мощности (I, фиг. 2). Агрегат включает в себя шестеренчатый топливный насос I и центробежный регулятор числа оборотов непосредственного действия. Дозирование топлива в агрегате осуществляется золотником 4, изменяющим давление в линии форсунки 7 путем перепуска части топлива на вход в насос. Между насосом и топливодозировующим золотником установлен регулятор постоянного расхода, состоящий из жиклера 3 и клапана постоянного перепада давления 5. В диапазоне регуляторного режима он обеспечивает постоянную подачу топлива к дозирующему золотнику.

Регулятор числа оборотов состоит из центробежного узла 15 маятникового типа и мембранного пневматического усилителя 2, перемещающего топливодозировующий золотник 4. Центробежный узел управляет клапаном 16, регулирующим давление воздуха в полости мембраны усилителя. Сжатый воздух для питания системы усиления отбирается из компрессора ГТД через воздушный редуктор 6, который на регуляторном режиме поддерживает постоянное

давление на входе в систему усиления. В качестве стендового насоса применялся агрегат того же типа, подвергнутый некоторой переделке.



Фиг. 2. Схема соединений насос-регулятора, стендового агрегата и сумматора:

I — насос-регулятор, *II* — стендовый агрегат; *III* — сумматор; 1 — топливный насос; 2 — мембранный пневматический усилитель регулятора числа оборотов; 3 — жиклер регулятора постоянного расхода; 4 — топливодозировочный золотник; 5 — клапан постоянного перепада давления; 6 — воздушный редуктор; 7 — линия форсунок; 8 — винт регулирующего устройства; 9, 12 — мембранные усилители; 10 — рычаг сумматора; 11, 16 — сферические клапаны; 13 — пружина сумматора; 14 — винт регулировки пружины; 15 — центробежный узел

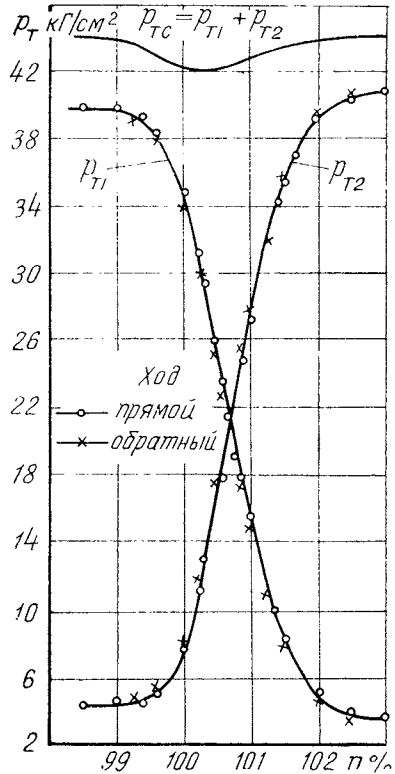
В агрегате использовались насос, топливодозировочный узел с мембранным пневмоусилителем, регулятор постоянного расхода и воздушный редуктор.

На стендовом агрегате было размещено также дополнительное устройство — сумматор, управляющий давлением воздуха в мембранной камере его топливодозировочного узла.

Рычаг сумматора 10 нагружен усилиями от двух мембранных измерителей 9 и 12, к которым подводится давление из пневмоусилителей соответственно испытываемого и стендового агрегатов. Суммарный момент на рычаге от мембранных измерителей уравнивается моментом от пружины 13. Нарушение балансов моментов приводит к повороту рычага и изменению проходного сечения в клапане 11, что вызывает изменение давления в пневмоусилителе стендового агрегата и в итоге его давление подачи. Таким образом, это дополнительное устройство представляет собой регулятор, поддерживающий постоянную сумму давлений в системах усиления обоих агрегатов, снабженный обратной связью. Регулирование величины суммы давлений, определяемой настройкой пружины 13, осуществляется путем соответствующего изменения давления в пневмоусилителе стендового агрегата в зависимости от величины давления в пневмоусилителе испытываемого агрегата, являющейся в данном случае независимой переменной. Балансирный рычаг 10 является элементом сравнения действительной и заданной величин суммы давлений.

Регулирующее устройство в измерителе (8, 14) давления воздуха стендового агрегата позволяет изменять в некоторых пределах наклон линии суммы давлений подачи топлива обоих агрегатов, а также компенсировать производственные отклонения в длине плеч рычага и эффективной площади мембран измерителей.

Данным методом была снята характеристика описанного выше агрегата топливоподачи в виде зависимости давления топлива перед форсунками от числа оборотов. Ранее такая зависимость определялась косвенным способом, описанным выше. Агрегат испытывался на простом стенде, оборудованном шунтовым электродви-



Фиг. 3. Экспериментальные характеристики испытываемого (p_{T1}) и стендового агрегата (p_{T2})

гателем с независимым возбуждением, не имевшим каких-либо специальных стабилизирующих устройств. Благодаря устойчивой работе агрегата на всех режимах рабочего диапазона обеспечивалось получение стабильной характеристики регулятора числа оборотов с большим количеством экспериментальных точек. Экспериментальная характеристика регулятора $p_{r1} = f(n)$, а также кривая изменения давления топлива, подаваемого стендовым агрегатом, $p_{r2} = f(n)$ приведены на фиг. 3.

Ввиду того, что стенд не имел оборудования для замера крутящего момента, экспериментально определить изменение суммарного крутящего момента, потребляемого агрегатами, не представлялось возможным. Характер протекания кривой суммарного момента можно приближенно оценить по зависимости суммы давлений подачи испытываемого и стендового агрегатов от числа оборотов (см. фиг. 3).

Сумматор аналогичного типа может быть применен и для испытаний насос-регуляторов прямого действия. В этом случае он должен иметь измерители давления топлива поршневого типа, а вместо балансирующего рычага — золотник, регулирующий давление в линии нагнетания стендового агрегата.

При применении сумматора, способного регулировать непосредственно давление топлива, в качестве стендового агрегата может быть использован любой насос объемного типа, по производительности близкий к насосу испытываемого агрегата.

Следует заметить, что равенство производительности насосов обоих агрегатов не является обязательным. Постоянство суммарного потребляемого момента может быть обеспечено и при значительной разности в производительности насосов за счет надлежащего выбора характеристики сумматора. В подобном случае он должен регулировать давление топлива стендового агрегата с учетом разной производительности насосов в соответствии с уравнением (4).

Выводы

Применение настоящего метода при испытании насос-регуляторов показало, что с его помощью можно снять характеристику агрегата на режиме работы регулятора угловой скорости непосредственно в виде зависимости выходного параметра (давления топлива) от числа оборотов.

Характеристика может быть получена на простейшем стенде без каких-либо устройств для стабилизации режима электродвигателя. При этом обеспечивается устойчивая работа агрегата во всем диапазоне регуляторного режима и вполне удовлетворительная точность. Данный метод может быть использован при испытании агрегатов топливоподачи с регулятором числа оборотов как прямого, так и непрямого действия.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| Э. В. Аболтин, Е. Н. Зайченко. Исследование течения в безлопаточном диффузоре с различной шероховатостью стенок | 3 |
| Э. В. Аболтин, Е. Н. Зайченко. К расчету потенциального течения газа в безлопаточном диффузоре центробежного компрессора | 9 |
| Э. В. Аболтин, Е. Н. Зайченко. Расчет турбулентного течения в безлопаточном диффузоре центробежного компрессора с учетом сжимаемости | 15 |
| Е. Н. Зайченко, В. Б. Клименков, М. С. Левит, А. С. Фролов. Нерасчетные режимы работы теплообменника для охлаждения наддувочного воздуха автомобильного дизеля | 36 |
| Э. Е. Шварцман, А. А. Соловейчик. Характеристики двухступенчатой тяговой турбины | 46 |
| А. С. Штейнберг. Пусковые характеристики камер сгорания автомобильных газотурбинных двигателей | 53 |
| А. С. Штейнберг. Пуск автомобильного газотурбинного двигателя на различных сортах топлива | 63 |
| Н. Н. Захаров, Г. А. Ромашков. Разработка электроавтоматики пуска автомобильного газотурбинного двигателя | 71 |
| Н. Н. Захаров, А. Н. Крапивенцев. Метод экспериментального определения характеристик регулирующих устройств с малым статизмом | 83 |
| Рефераты статей | 91 |

Труды НАМИ, вып. 138

Ответственный редактор И. С. Лунев

**Научные редакторы: М. Е. Дейч, К. С. Евграфов, Е. Е. Лихерзак
Н. Е. Плешкевич, Н. С. Ханин**

Редакторы: Л. А. Григорьева, Т. И. Дегожская

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: О. А. Шавырина, Р. М. Журавлева

Л 100839. Подп. к печ. 7/IX-72 г. Форм. бум. 60×90/16. Печ. л. 6,25 +3 вкл.

Уч.-изд. л. 6,75. Зак. 674. Тир. 800. Цена 47 коп.

Типография НАМИ. Москва, А-438, Автомоторная ул., 2

Замеченные опечатки

| Стр. | Строка | Напечатано | Должно быть |
|------|-------------|--|---|
| 19 | 14-я сверху | $\frac{\partial c_z}{\partial z} dz + \int_0^b \rho c_z$ | $\frac{\partial c_z}{\partial z} + \int_0^b \rho c_z$ |
| 24 | 13-я снизу | $c_2^2 R_2^2 \rho_2^2 (\sigma)'$ | $c_2^2 R_2^2 \rho_2^2 (\sigma)'$ |
| 38 | 14-я сверху | p_e | \bar{p}_e |
| 62 | 6-я снизу | коэффициентов избытка воздуха d_k , | коэффициентов избытка воздуха α_k , |
| 69 | | График фиг. 6 слева, график фиг. 5 справа | График фиг. 5 слева, график фиг. 6 справа |

Цена 47 коп.