

ТРУДЫ
НАМИ

— 1975 —

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

НАМИ

Для служебного пользования

Экз. №

ТРУДЫ

НАМИ

Выпуск 152

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И КОНСТРУКЦИЯ
ДВИГАТЕЛЕЙ, ИХ АГРЕГАТОВ И ДЕТАЛЕЙ

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1975

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Хлебников А. М. (председатель), **Лунев И. С.** (зам. председателя), **Петрушов В. А.** (зам. председателя), **Григорьева Л. А.** (отв. секретарь).

Секция двигателей

Гельбрас-Аксенов В. П., **Григорьев М. А.**, **Дмитриевский А. В.**,
Прудников Б. И., **Турянский В. М.**, **Ханин Н. С.**, **Чистозвонов С. Б.**,
Цветков С. И.

ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ И ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ДИСКАХ ЦЕЛЬНОЛИТЫХ КОЛЕС ОСЕВЫХ ТУРБИН АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Цельнолитое колесо осевой турбины дешевле в изготовлении, чем обычное колесо с замковым соединением лопаток. Этим в основном объясняется настойчивое стремление к установке его в автомобильный газотурбинный двигатель. Однако большие температурные напряжения, которые возникают в диске турбины при температуре газа выше 900°С, существенно ограничивают применение такой турбины.

Основное дифференциальное уравнение теплопроводности на нестационарном режиме для диска турбины, охлаждаемого боковым обдувом воздуха, имеет вид [3]

$$\rho \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \left(1 + \frac{\rho}{h} \cdot \frac{dh}{d\rho}\right) \frac{dT}{d\rho} - \rho \gamma (T - \vartheta) = \rho \frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (1)$$

где

$$\gamma = \frac{\alpha_d R^2}{\lambda_d h}; \quad \tau = \frac{\lambda_d \tau^*}{R^2 \rho_d c_d}; \quad \rho = \frac{r}{R};$$

T — температура диска;

ϑ — температура охлаждающего воздуха;

r — радиус диска;

R — наружный радиус диска;

h — толщина диска;

α_d — коэффициент теплоотдачи от диска к воздуху;

λ_d — коэффициент теплопроводности материала диска;

c_d — удельная теплоемкость диска;

τ^* — время;

ρ_d — плотность материала диска.

Условие теплообмена на наружном радиусе диска записывается как

$$\frac{\lambda_d F}{R} \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \right)_{\rho=1} = [\alpha_n F_k + \alpha_n (F - F_k)] (t_w^* - T_{\rho=1}),$$

где

$$F = \frac{2\pi R H}{\nu};$$

H — толщина диска на наружном радиусе;

ν — число лопаток;

F_k — площадь корневого сечения лопатки;

t_w^* — температура газа, заторможенного в относительном движении на лопатках.

Коэффициент теплопередачи от лопатки к диску определяется соотношением [4]

$$\alpha_n = \sqrt{\frac{\alpha_r \lambda_n u}{F_k}},$$

причем коэффициент теплоотдачи от газа к перу лопатки находится по экспериментальной зависимости [1]

$$\alpha_r = 1,2A \frac{\pi \lambda_r}{u} Re_r^{0,66} \left(\frac{t_r}{t_n} \right)^{0,5} \left(\frac{s_n}{b} \right)^{0,12},$$

где

$$Re_r = \frac{G_r u}{\pi \nu \mu_r f_r};$$

G_r — расход газа;

μ_r — коэффициент динамической вязкости газа;

f_r — площадь канала на выходе из решетки (горла);

λ_r — коэффициент теплопроводности газа;

t_r — термодинамическая температура газа в °K;

t_n — температура лопатки в °K;

s_n — шаг решетки;

b — хорда профиля;

A — коэффициент, зависящий от формы профиля;

λ_n — коэффициент теплопроводности материала лопатки.

В центре диска краевое условие имеет вид

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \right)_{\rho=0} = 0.$$

Начальное условие записывается так:

$$T_{\tau=0} = T_0.$$

Нахождение точного решения основного уравнения (1) затруднительно. Приближенное решение можно получить способом, предложенным в [5] (см. также [3]), который является разновидностью

метода разделения переменных Фурье с использованием преобразования Лапласа.

Найденная таким образом температура диска равна

$$T = p_1 q_1 + p_2 q_2 + p_3 q_3,$$

где $p_1 = (4\rho + 1)(1 - 2\rho)(1 - \rho)^2$;

$$p_2 = 16\rho^2(1 - \rho)^2;$$

$$p_3 = \rho^2(2\rho - 1) \left\{ \left[4 - \beta \left(\frac{t_w^*}{q_3} - 1 \right) \right] (1 - \rho) + 1 \right\};$$

$$q_i = -\frac{\delta_i(0)}{s_1 s_2 s_3} + \frac{\delta_i(s_1) e^{s_1 \tau}}{s_1(s_1 - s_2)(s_1 - s_3)} + \frac{\delta_i(s_2) e^{s_2 \tau}}{s_2(s_2 - s_1)(s_2 - s_3)} + \frac{\delta_i(s_3) e^{s_3 \tau}}{s_3(s_3 - s_1)(s_3 - s_2)}$$

при $i = 1, 2, 3$;

s_1, s_2, s_3 — корни уравнения

$$\begin{vmatrix} 44 + \gamma_1 + s & -64 & 20 + 4\beta \\ 5 & -(16 + \gamma_2 + s) & 11 + 1,5\beta \\ 10 & -32 & 22 + 9\beta + \gamma_3 + s \end{vmatrix} = 0;$$

δ_i — определитель, получающийся из данного заменой соответственно первого, второго и третьего столбцов на столбец

$$\begin{vmatrix} 4\beta t_w^* + \gamma_1 \vartheta_1 + T_{01} s \\ 1,5\beta t_w^* - \gamma_2 \vartheta_2 - T_{02} s \\ 9\beta t_w^* + \gamma_3 \vartheta_3 + T_{03} s \end{vmatrix};$$

$$\beta = \frac{\alpha_n F_k + \alpha_n (F - F_k)}{\lambda_n F} R;$$

индексы 1, 2, 3 у величин γ, ϑ, T_0 показывают, что они берутся на радиусах 0; 0,5; 1,0.

По этой методике на ЭВМ «Минск-22» инженером Т. В. Коровкиной были просчитаны температурные поля цельнолитых колес компрессорной и тяговой турбин автомобильного газотурбинного двигателя мощностью 350 л. с., спроектированных в лаборатории турбин НАМИ.

Температура газа перед компрессорной турбиной — 935°С; расход газа — 1,85 кг/сек; число оборотов — 33 400 об/мин; степень повышения давления в компрессоре — 4,0; температура воздуха за компрессором — 190°С; доля отбираемого за компрессором воздуха на охлаждение диска — 1,5%; наружный диаметр диска —

177 мм; наружный диаметр колеса — 226 мм; число рабочих лопаток — 45. Охлаждение осуществляется продувкой воздуха у боковых поверхностей диска с обеих сторон его под дефлекторами, вращающимися вместе с колесом.

На рис. 1 представлены результаты расчета температурного поля диска компрессорной турбины в функции радиуса и времени с момента запуска двигателя до выхода на номинальный режим. Как видно из графика, периферия диска за 30 сек нагревается практически до максимальной температуры, а центр диска еще имеет начальную температуру. Возникает перепад температур, превышающий 700°C . Прогрев центра диска длится примерно 10 мин, и на стационарном режиме перепад составляет свыше 400°C .

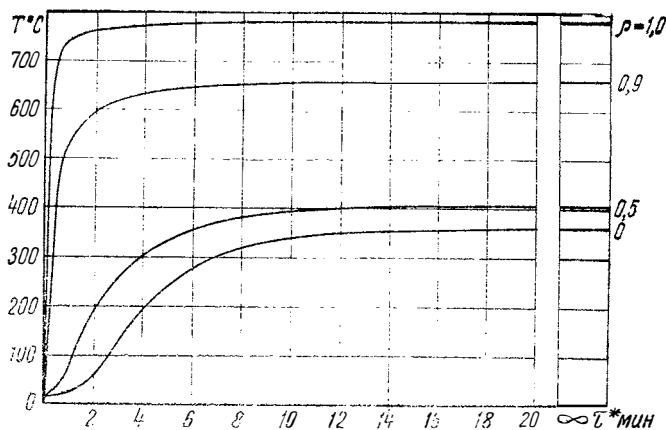


Рис. 1. Температурное поле диска компрессорной турбины

В колесе аналогичной турбины с замковыми соединениями лопаток перепад температур по радиусу диска на стационарном режиме равен 200°C [2], т. е. в два раза меньше. По времени он монотонно нарастает с момента запуска до стационарного режима, достигая на нем максимума. Разница в радиальном перепаде температур между обоими колесами на режиме запуска очень велика. Она объясняется тем, что в обычном колесе замковое соединение, через монтажные щели которого продувается охлаждающий воздух, обладает значительным тепловым сопротивлением.

Периферия цельнолитого колеса омывается горячим газом и нагревается до более высокой температуры, что понижает его прочность. Центр диска также нагревается сильнее, что создает более тяжелые условия для работы подшипников.

В цельнолитом колесе труднее избежать осевого перепада температур. Для двухстороннего охлаждения необходимо делать отверстия в диске, а литейные жаропрочные сплавы из-за малой пластичности очень чувствительны к концентрации напряжений.

На рис. 2 приведены результаты расчета напряжений в диске компрессорной турбины, возникающие от вращения и неравномерного нагрева по радиусу в наиболее напряженный момент максимального теплоперепада (через 1,5 мин после запуска). Из графика видно, что наибольшие напряжения имеют место на периферии диска из-за сжатия от неравномерного нагрева:

- $\sigma_t = 81,3 \text{ дан/мм}^2$ — окружное напряжение;
- $\sigma_r = 4,5 \text{ дан/мм}^2$ — радиальное напряжение;
- $\sigma_{\text{эkv}} = 83,7 \text{ дан/мм}^2$ — эквивалентное напряжение по энергетической теории.

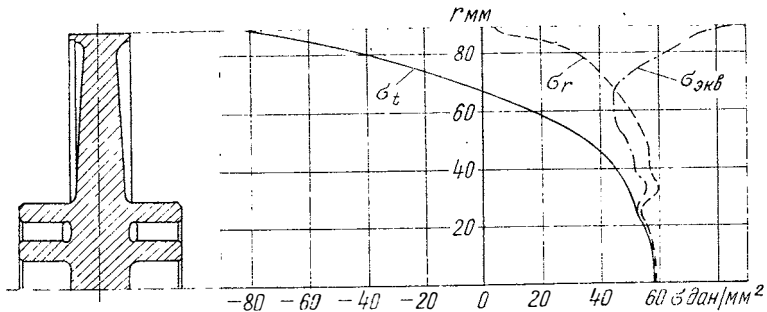


Рис. 2. Напряжения в диске компрессорной турбины

Температура на наружном радиусе диска равна 760°C . Для литейного жаропрочного сплава при этой температуре предел прочности составляет $\sigma_b = 92 \text{ дан/мм}^2$, а условный предел текучести — $\sigma_{0,2} = 84 \text{ дан/мм}^2$.

Надо иметь в виду также концентрацию напряжений в месте перехода лопатки в диск, а также возможное уменьшение механической прочности отливки колеса по сравнению с характеристиками материала.

На стационарном режиме температурные напряжения меньше, чем при запуске, однако они все же велики и эквивалентное напряжение на периферии диска превышает 50 дан/мм^2 .

Промежуточный выход на режим холостого хода снижает максимальный радиальный теплоперепад на 100°C , что существенно не облегчает работу колеса.

Таким образом, несмотря на то, что цельнолитое колесо легче и напряжения от вращения в нем меньше, чем в обычном, прочность его может оказаться недостаточной.

Применение цельнолитого колеса возможно, если его конструкция и охлаждение (или другие меры) обеспечат падение температуры по радиусу, которое составляет примерно 600°C , без возникновения больших температурных напряжений. Одним из таких способов

является применение конструкции колеса с уменьшенным наружным радиусом диска и прежней проточной частью.

Рассмотрим колесо компрессорной турбины, имеющей, как и прежде, наружный диаметр 226 мм, но наружный диаметр диска 140 мм. Конструктивная связь лопаток с диском осуществляется так, что обеспечивает проход охлаждающего воздуха, продуваемого под дефлекторами и между лопатками и диском.

На рис. 3 представлены результаты расчета температурного поля этого колеса на режиме запуска с выходом на номинальный режим. Расчет проводился по той же методике с учетом введенного дополнительного участка, охлаждаемого воздухом.

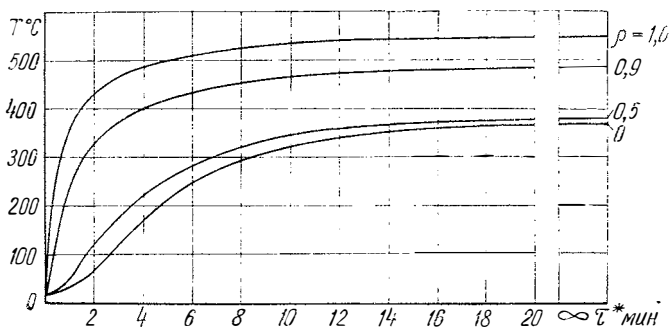


Рис. 3. Температурное поле диска компрессорной турбины второго варианта

Максимальный перепад температур по радиусу получается через 2 мин после запуска и равен 370°C . На стационарном режиме он составляет всего 180°C . Прогрев диска происходит гораздо медленнее, чем в первом колесе.

Температура в корневом сечении лопатки — 800°C . Таким образом, между корневым сечением лопатки и наружным радиусом диска происходит падение температуры на 360°C в момент наибольшего теплоперепада в диске и на 250°C на стационарном режиме. Однако этот градиент температуры не вызывает напряжений. Наибольшая температура в опасном месте, на наружном радиусе диска, равна всего 550°C .

На рис. 4 приведены результаты расчета напряжений в диске этого колеса от вращения и неравномерного нагрева по радиусу в наиболее напряженный момент максимального теплоперепада (через 2 мин после запуска).

Наибольшие напряжения возникают в шейке диска:

$$\begin{aligned}\sigma_t &= 6,4 \text{ дан/мм}^2; \\ \sigma_r &= 49,4 \text{ дан/мм}^2; \\ \sigma_{\text{эКВ}} &= 46,6 \text{ дан/мм}^2\end{aligned}$$

и в центре колеса:

$$\sigma_t = \sigma_r = \sigma_{\text{эКВ}} = 45,6 \text{ дан/мм}^2.$$

На стационарном режиме эти напряжения будут еще меньше.

При качественной отливке запас прочности можно считать достаточным, так как он больше двух даже для самого тяжелого режима.

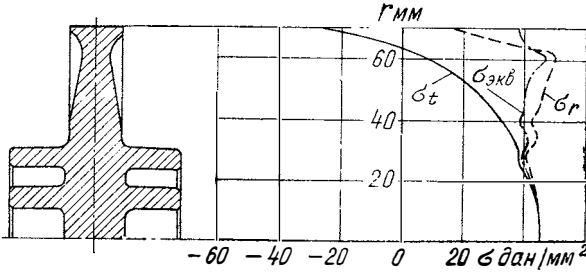


Рис. 4 Напряжения в диске компрессорной турбины второго варианта

Следовательно, применение такой конструкции колеса уменьшило температурные напряжения на периферии диска в два раза. Этот результат получается за счет теплового сопротивления дополнительного участка, хотя охлаждение периферии диска из-за больших проходных сечений для воздуха было недостаточно эффективно.

Дальнейшее снижение напряженности возможно за счет поставки профилированного дефлектора на периферии диска для охлаждающего воздуха. Это позволит уменьшить длину дополнительного участка и напряжения в нем.

Применение цельнолитого колеса в тяговой турбине облегчается значительно более низкой температурой газа, которая в рассматриваемом двигателе равна 770°C . Число оборотов тяговой турбины — 28000 об/мин , наружный диаметр диска — 176 мм , наружный диаметр колеса — 250 мм , число рабочих лопаток — 47. Охлаждение диска осуществляется продувкой воздуха у его боковых поверхностей с обеих сторон при неподвижных дефлекторах.

На рис. 5 представлены результаты расчета температурного поля диска тяговой турбины с момента запуска до выхода на номинальный режим.

Наибольший теплоперепад в процессе прогрева составляет 450°C . На стационарном режиме он равен 310°C . Максимальная температура на периферии диска — 540°C .

На рис. 6 даны напряжения, возникающие в диске от вращения и неравномерного нагрева при наибольшем теплоперепаде. Максимальные напряжения имеют место на наружном радиусе диска из-за сжатия от неравномерного нагрева по радиусу

$$\sigma_t = -63,8 \text{ дан/мм}^2; \sigma_r = 4,9 \text{ дан/мм}^2; \sigma_{\text{экв}} = 66,4 \text{ дан/мм}^2.$$

В центре диска, несмотря на отверстие, напряжения невелики из-за развитой ступицы.

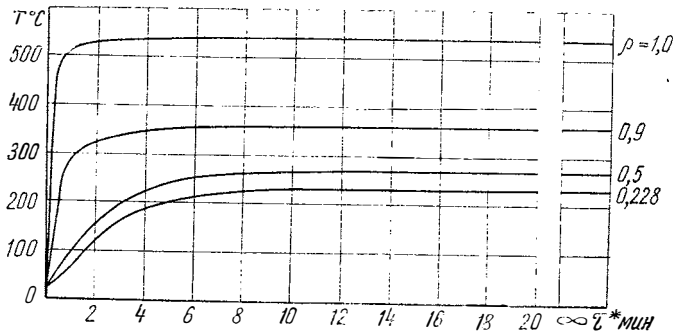


Рис. 5. Температурное поле диска тяговой турбины

Для увеличения прочности колеса при большом ресурсе двигателя или недостаточной механической прочности отливки можно применить конструкцию, аналогичную вышеприведенной для компрессорной турбины.

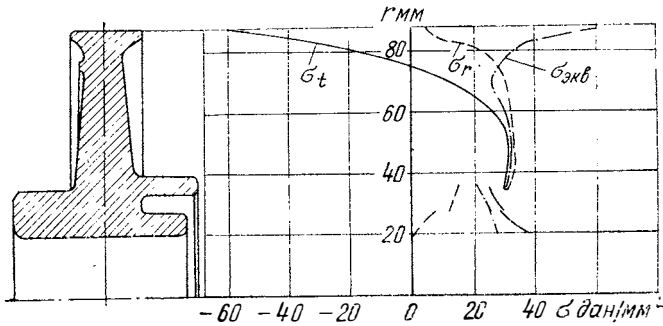


Рис. 6. Напряжения в диске тяговой турбины

Следует заметить, что при этом несколько повышается температура в корневом сечении лопаток из-за увеличения теплового сопротивления колеса. Это уменьшает прочность лопаток, однако в допустимых пределах.

Выводы

1. Цельнолитое колесо компрессорной турбины автомобильного газотурбинного двигателя при запуске имеет очень большой перепад температур по радиусу диска порядка 700°C , в то время как на стационарном режиме он составляет 400°C . Это приводит к большим температурным напряжениям на периферии диска и по-

этому к недостаточной прочности колеса. Кроме того, более высокая температура в центре диска по сравнению с обычным колесом, имеющим замковое соединение лопаток, создает более тяжелые условия для работы подшипника.

2. Применение конструкции цельнолитого колеса с уменьшенным наружным радиусом диска при неизменной проточной части для компрессорной турбины позволяет сделать его удовлетворительным по прочности. Наибольший запас прочности колеса получается при охлаждении периферии диска воздухом, пропускаемым под профилированным дефлектором на периферии диска.

3. Постановка цельнолитого колеса в тяговую турбину приводит к существенному увеличению напряжений по сравнению с обычным колесом, имеющим замковое соединение лопаток, при невысокой температуре газа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жирицкий Г. С., Локай В. И. Коэффициент теплоотдачи от газа к турбинной лопатке. Труды Казанского авиационного института, т. XXIII. Казань, 1949.

2. Чернин В. М. Интегральный метод расчета температурного поля диска осевой турбины. Изв. высш. учеб. завед. Машиностроение. 1968, № 1.

3. Швец И. Т., Дыбан Е. П. Воздушное охлаждение роторов газовых турбин. Изд-во Киевского ун-та. Киев, 1959.

4. Вауманн К. Bestimmung der Temperaturverteilung in Gasturbinenrotoren und Zylindern mit dem elektrolytischen Trog. «Brown Boveri Mitteilungen», 1953, Bd. 40, № 5—6.

5. Mendelson A., Manson S. Approximate solution to thermal shock problems in plates, hollow spheres and cylinders with heat transfer at two surfaces. «Trans. of the ASME», 1956, v. 78, № 3.

Канд. техн. наук Н. Н. Захаров,
инж.-ры Е. Б. Парамонов, Н. Е. Пляшкевич

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧИСЛА ОБОРОТОВ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВОЗДЕЙСТВИЕМ НА НАГРУЗКУ

В настоящее время на транспортных ГТД с целью улучшения экономичности на частичных режимах находит применение управляемая связь роторов, в простейшем виде представляющая собой фрикционную муфту регулируемого момента. При поддержании постоянной температуры на частичных режимах, что обеспечивает улучшение экономичности, излишек момента передается с помощью этой муфты с вала турбокомпрессора к тяговой турбине. Из-за нестабильности коэффициента трения между дисками фрикционной муфты при ее работе, а также возможных колебаний мощности, потребляемой приводными агрегатами, связанными с турбокомпрессором, возникает необходимость использования замкнутого контура регулирования момента. Таким образом, в системе регулирования газотурбинного двигателя с фрикционной муфтой присутствуют два контура: контур стабилизации числа оборотов турбокомпрессора с воздействием на подачу топлива, состоящий из турбокомпрессора и центробежного регулятора, и контур регулирования момента, косвенным образом поддерживающий температуру цикла.

Двухконтурная система регулирования применена на ГТД GT-309 фирмы Джeneral Моторс.

На рис. 1 показана ее структурная схема, составленная по материалу [2], со следующими обозначениями: G_T — подача топлива; p_k — давление за компрессором; n — число оборотов турбокомпрессора; M_1 — крутящий момент, передаваемый через фрикционную муфту, M_2 — то же от вспомогательных агрегатов с приводом от турбокомпрессора, $M = M_1 + M_2$; p_1, p_2, p_3, p_4 — давление жидкости на отдельных участках системы. Разгон двигателя про-

изводится автоматом разгона, обычно настраиваемым на предельную температуру газов, который не используется на установившихся режимах, когда включена управляемая связь роторов (УСР). Его топливная характеристика является верхней границей регуляторных ветвей центробежного регулятора, в то время как нижней границей является минимальная подача топлива. Фрикционная муфта, нагружая турбокомпрессор дополнительным моментом, приводит к тому, что регулятор начинает работать преимущественно в верхней части регуляторной характеристики. Если разность между температурой газов при разгоне и температурой, на которую настроена УСР, относительно невелика, то в некоторых случаях при наличии дополнительного случайного возмущения эта разность оказывается недостаточной и двигатель начинает произвольно снижать обороты. Возможно, что это явилось одной из причин выбора на двигателе GT-309 указанной разности температур, равной 160—170°С [1] по сравнению с 50—70°С в обычных случаях.

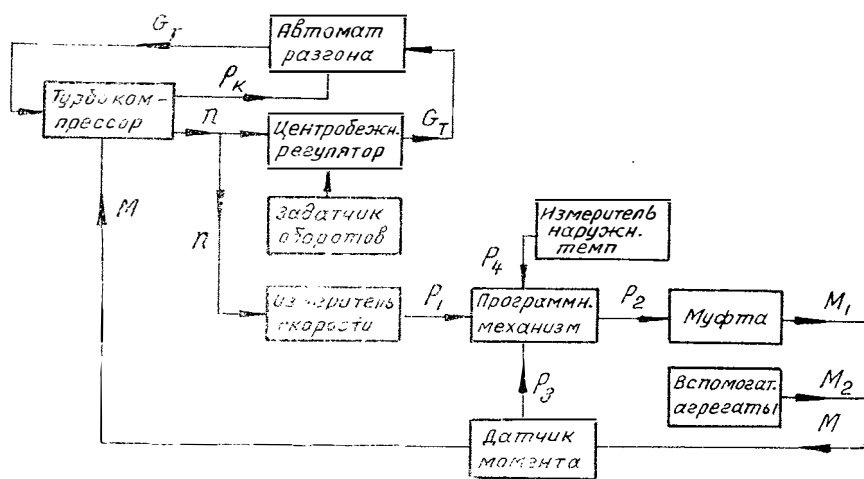


Рис. 1. Структурная схема системы регулирования с воздействием на подачу топлива

Контур регулирования момента данной системы (см. рис. 1) состоит из программного механизма с коррекцией по температуре наружного воздуха, фрикционной муфты и датчика момента. Создание датчика момента, работающего в условиях двигателя, представляет известные трудности. Несмотря на то, что на двигателе GT-309 он выбран не обычной торсионной конструкции, а в виде пары косозубых шестерен, одна из которых может перемещаться вдоль оси вала под действием осевого усилия, пропорционального передаваемому моменту, все же этот узел является наименее надежным.

При разгоне турбокомпрессора требуется отключать УСР, чтобы весь избыточный момент компрессорной турбины использовался для разгона, а затем снова ее включать, для чего в системе необходимо предусмотреть специальный переключатель.

Ввиду рассмотренных недостатков и относительной сложности системы регулирования с воздействием на подачу топлива представляет интерес проверка другого метода регулирования, при котором регулятор скорости воздействует на момент, передаваемый фрикционной муфтой. Подача топлива в этом случае осуществляется автоматом разгона, действующим также и на установившихся режимах. Закон поддержания температуры газов на этих режимах будет определяться, как и при разгоне, автоматом разгона. Конструктивная схема системы приводится в патенте США [3]. Изменение скорости турбокомпрессора при постоянной настройке центробежного регулятора приводит к изменению момента в УСР: с увеличением числа оборотов передаваемый муфтой момент увеличивается до их восстановления, с уменьшением — снижается.

На рис. 2 показана структурная схема данной системы регулирования, составленная по материалам патента [3], которая состоит из одного контура — контура стабилизации числа оборотов, включающего турбокомпрессор, фрикционную муфту и регулятор скорости с воздействием на момент. Из сравнения рис. 1 и 2 видно, что вторая система проще, так как в ней отсутствуют программный механизм момента, датчик наружной температуры и датчик крутящего момента. Требование соблюдения значительной разности между температурой газов при разгоне и температурой, которую поддерживает УСР, становится необязательным и не лимитируется соображениями устойчивости. Переключатель УСР, действующий при переходе с установившегося режима на разгон и обратно, становится ненужным.

Система регулирования с воздействием на подачу топлива для газотурбинных двигателей с УСР является работоспособной, что

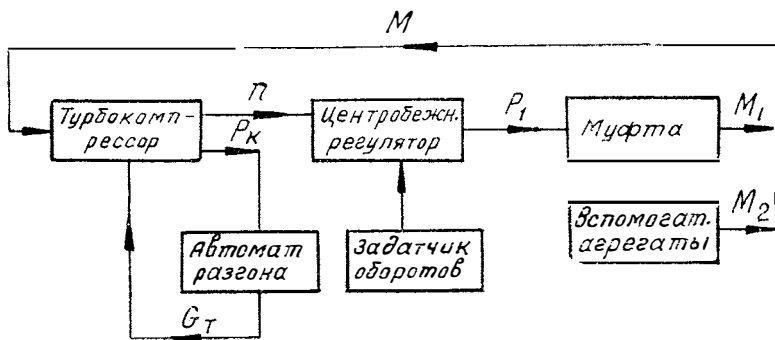


Рис. 2. Структурная схема системы регулирования с воздействием на нагрузку

подтверждено практической проверкой ее на двигателе GT-309. Из литературных источников неизвестна работоспособность системы регулирования с воздействием на момент. Неизвестно, какими будут устойчивость и качество переходных процессов двигателя с этой системой. Представляет также практический интерес возможность использования обычных агрегатов регулирования подачи топлива ГТД для системы с воздействием на момент в муфте. Эти соображения сделали актуальным сравнительное экспериментальное исследование обеих систем.

Для эксперимента использовалась одновальная газотурбинная установка, приводящая в действие электрогенератор. Это решение объяснялось отсутствием ГТД с УСР. Идея использования одновальной установки основывалась на том, что для исследования рассматриваемых систем регулирования не требуется тяговая турбина.

Так как одновальный ГТД представляет собой по существу турбокомпрессор, а электрогенератор с регулируемой нагрузкой может имитировать фрикционную муфту (УСР), то использование одновального ГТД оказывается обоснованным.

Система регулирования скорости турбокомпрессора с воздействием на подачу топлива имитировалась собственной системой топливоподачи одновального газотурбинного двигателя. Включение фрикционной муфты заменялось включением нагрузки генератора. Это позволило провести сравнение качества переходных процессов обеих рассматриваемых систем.

В системе с воздействием на подачу топлива нагрузка генератора изменялась от нуля до величины, при которой расход топлива начинал определяться характеристикой автомата разгона. Практически нагрузка была на 3—4% больше максимальной величины, что приводило к нерегулируемому снижению числа оборотов двигателя (см. ниже — записи переходных процессов).

Регулирование мощности генератора центробежным регулятором с воздействием на момент (в данном случае на нагрузку генератора) осуществлялось в пределах от нуля до 140—150% номинальной мощности генератора, что составляет 87—94% номинальной мощности ГТД. Известно, что в двухвальном газотурбинном двигателе через фрикционную муфту передается обычно не более 14—16% его номинальной мощности. Увеличенный уровень нагрузок был принят с целью получения удовлетворительных переходных процессов при сбросе числа оборотов для системы регулирования с воздействием на момент, поскольку снижение скорости в этом случае происходит без выключения подачи топлива.

Типовая система регулирования была подвергнута переделке (рис. 3): однорежимный регулятор 2 одновального ГТД был снабжен задатчиком числа оборотов 1 и подключен к электросхеме, тем самым осуществляя воздействие на напряжение генератора (сопротивление в цепи генератора в противоположность случаю с типовой системой регулирования не менялось). Вследствие этого канал 3,

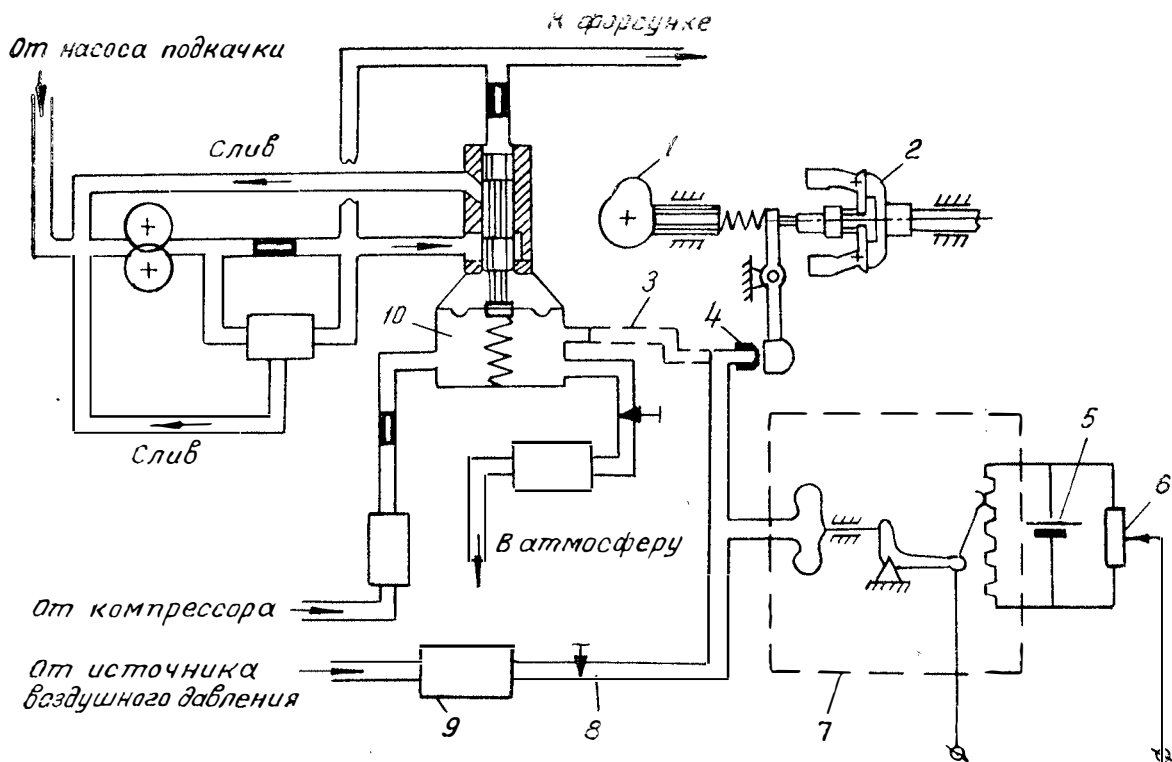


Рис. 3. Принципиальная схема экспериментальной системы регулирования:
 1 — задатчик числа оборотов; 2 — центробежный регулятор; 3 — воздушный канал, перекрытый в данной системе;
 4 — сопло-заслонка; 5 — источник напряжения; 6 — потенциометр ручной настройки; 7 — датчик давления; 8 — регули-
 руемый дроссель; 9 — клапан постоянного давления; 10 — мембранная камера автомата разгона

соединяющий мембранную камеру 10 автомата разгона с соплом-заслонкой 4 регулятора, был перекрыт и сопло-заслонка соединена с внешним источником давления.

Таким образом, регулятор числа оборотов агрегата был включен в пневматическую систему управления нагрузкой генератора, питание которой осуществлялось от независимого источника.

Между источником воздушного давления и соплом-заслонкой были установлены клапан постоянного давления 9 и регулируемый дроссель 8. Давление между дросселем и соплом-заслонкой являлось выходным сигналом центробежного регулятора. Оно подавалось на датчик давления 7, потенциометр которого вместе с потенциометром ручной настройки 6 представлял электрический мост, питаемый от отдельного источника постоянного напряжения 5. Выходной сигнал моста подавался на обмотку управления магнитного усилителя, воздействующего через угольный реостат на величину тока возбуждения генератора.

Программа испытаний типовой системы регулирования с воздействием на подачу топлива предусматривала получение записи переходного процесса при перестройке центробежного регулятора и разного времени включения нагрузки. Последнее делалось с целью имитации возможного в реальной системе газотурбинного двигателя с УСР, несинхронного с моментом окончания переходного процесса включения фрикционной муфты, а также с целью возможного улучшения переходных процессов.

Программа испытаний экспериментальной системы регулирования также предусматривала получение записи переходных процессов при перенастройке регулятора.

На рис. 4—6 представлены записи переходных процессов для типовой системы регулирования, на рис. 7—8 — записи процессов для экспериментальной системы, где мощность генератора N_r ; температура газов за турбиной t_r , при записи которой был использован прибор безынерционной записи температуры; число оборотов двигателя n и давление топлива перед форсункой p_r .

На рис. 4,а показан переход с режима $n=82\%$, $N_r=0$ на режим $n=94\%$, $N_r=0$. На рис. 4,б — то же самое, но с включением мощности $N_r=55$ кВт через 0,4 сек после выхода на режим. При включении нагрузки скорость двигателя падает вначале из-за статизма центробежного регулятора, затем из-за того, что мощность генератора несколько больше (на 3—4%) мощности, соответствующей выходу двигателя на характеристику автомата разгона. Это условие — выход на характеристику автомата разгона — необходимо для сравнения полученных результатов с процессами экспериментальной системы регулирования.

На фиг. 4,в показан переходный режим с включением нагрузки через 1,8 сек после выхода на число оборотов $n=94\%$, на рис. 4,г — переходный режим после перенастройки центробежного регулятора на число оборотов $n=94\%$. Мощность $N_r=55$ кВт была включена раньше выхода двигателя на режим $n=94\%$, а именно при $n=88\%$.

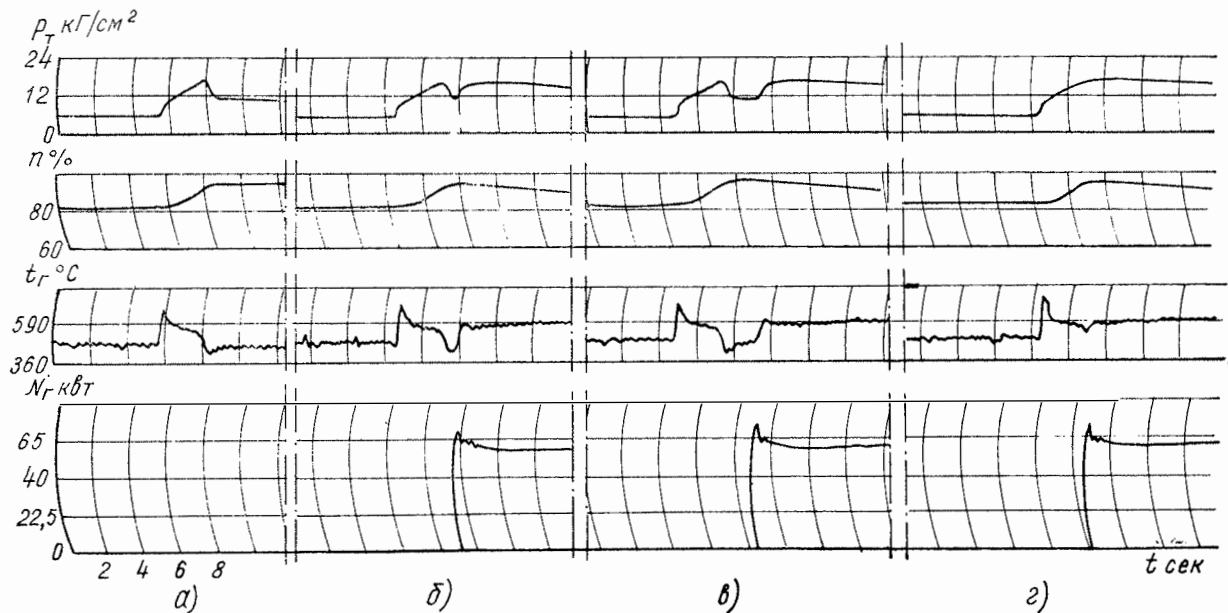


Рис. 4. Переходные процессы при повышении числа оборотов для типовой системы регулирования: a — переход от $n=82\%$ к $n=94\%$; $б$ — то же с включением нагрузки через 0,7 сек после выхода на режим $n=94\%$; $в$ — то же с включением нагрузки через 1,8 сек; $г$ — то же с включением нагрузки при $n=88\%$

Поэтому число оборотов достигло только $n=92,5\%$, а затем стало снижаться.

Из приведенных записей переходных процессов видно, что изменение момента включения нагрузки качественных изменений процесса не производит. Заброс по температуре, имеющий место в момент перенастройки центробежного регулятора, доходящий до $125-140^\circ\text{C}$, хотя и не является неустранимым для данного типа аппаратуры, но тем не менее может иногда появляться, как это оказалось в данном случае.

На рис. 5 показаны переходные процессы при изменении числа оборотов с $n=96\%$ на $n=82\%$, причем рис. 5,а иллюстрирует переход на пониженные обороты без включения нагрузки ($N_r=0$), а рис. 5,б — с опережающим включением нагрузки $N_r=43\text{ кВт}$ до

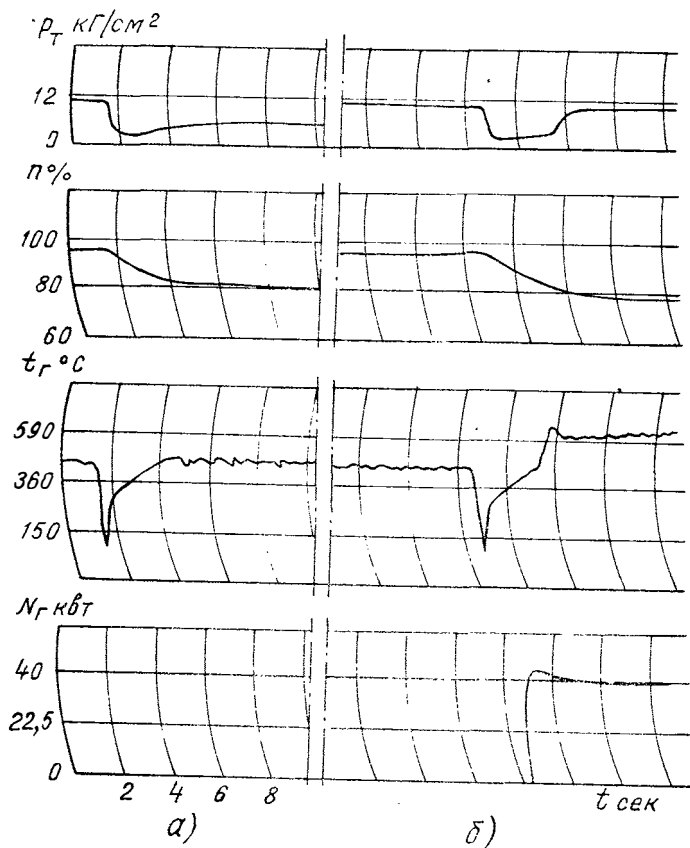


Рис. 5. Переходные процессы при снижении числа оборотов для типовой системы регулирования:

а — переход от $n=94\%$ к $n=82\%$; б — то же с включением нагрузки за 1,8 сек до выхода на режим $n=82\%$

выхода двигателя на установившийся режим, а именно при $n=85\%$. Пика изменения температуры, имеющая место и в данном случае, опасности не представляет, так как температура понижается.

На рис. 6 приведены переходные процессы для постоянной настройки числа оборотов и изменяющейся нагрузки: на рис. 6,а начальные обороты $n=82\%$ (при $N_r=0$), затем включалась и выключалась нагрузка $N_r=43$ кВт; на рис. 6,б — начальные обороты $n=94\%$ (при $N_r=0$), включалась и выключалась нагрузка $N_r=55$ кВт. В данном случае введение возмущения (включение нагрузки) практически не приводит к забросу температуры, что впрочем можно заметить также и на рис. 4,б, 4,в и 5,б. Это объясняется изменением места введения возмущения. Нагрузка генератора оказывает воздействие на температуру газов через посредство изменяющегося числа оборотов двигателя. С этой точки зрения возмущения, не действующие прямо на регулятор скорости, являются более благоприятными в смысле долговечности газотурбинных двигателей.

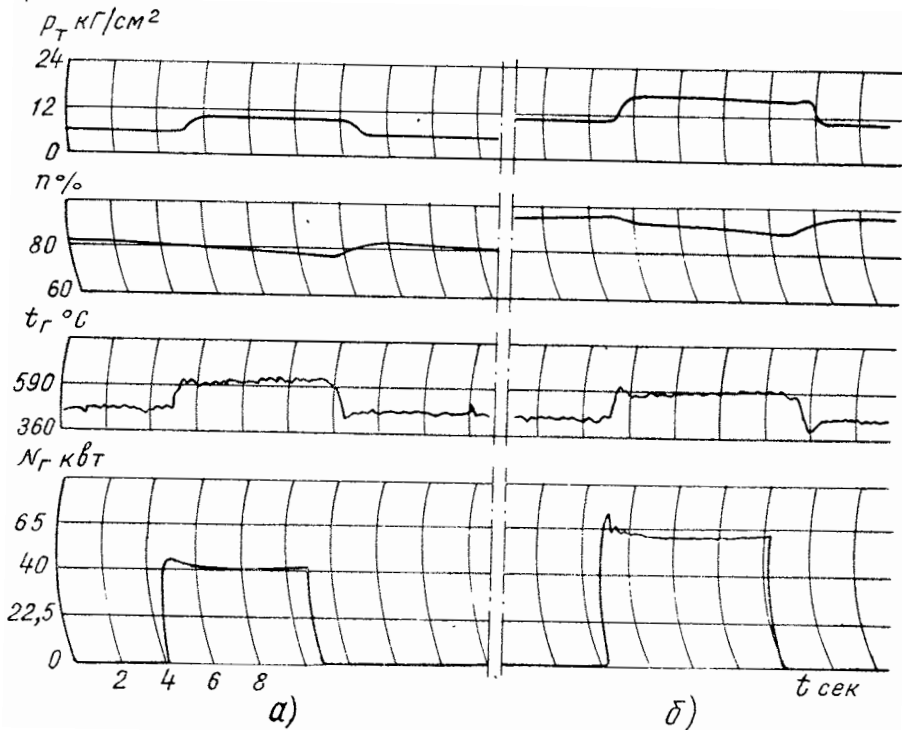


Рис. 6. Переходные процессы при включении-выключении нагрузки для постоянного числа оборотов при типовой системе регулирования:

а — режим $n=82\%$; б — режим $n=94\%$

На рис. 7 и 8 показаны переходные процессы ГТД с экспериментальной системой регулирования.

Приведенные переходные процессы очень близки к аperiodическим. Перерегулирование снижалось при уменьшении разности скоростей между исходным и конечным режимами.

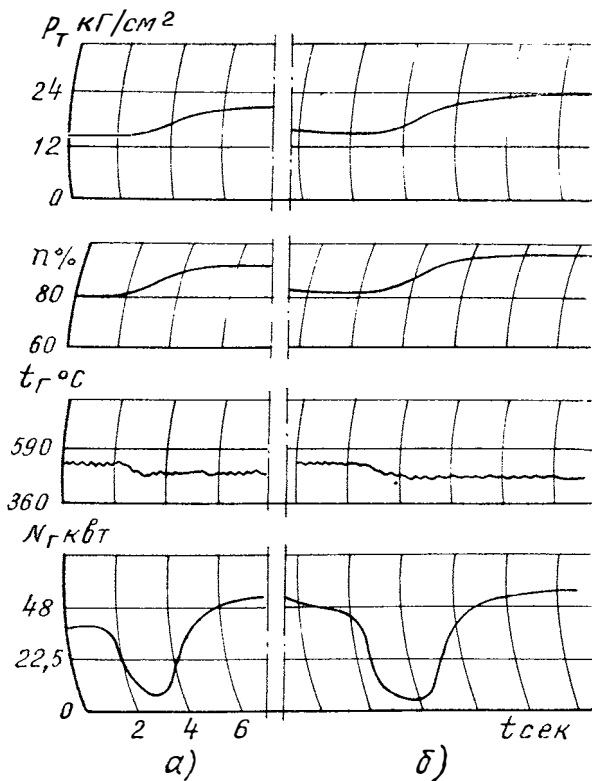


Рис. 7. Переходные процессы при увеличении числа оборотов для экспериментальной системы регулирования:

а — переход от $n=83,3\%$ к $n=93,3\%$; б — переход от $n=83\%$ к $n=96,5\%$.

Кроме того, эти колебания имеют место только при переходе с повышенного числа оборотов на пониженное, при переходе в обратном направлении они отсутствуют. Причина заключается в том, что воздушная линия, состоящая из клапана постоянного давления, регулируемого дросселя и сопла-заслонки, обладает неодинаковой динамической характеристикой при открытии и закрытии сопла-заслонки. Так, при открытии ее скорость снижения давления в точке подключения датчика давления больше, чем скорость нарастания давления при закрытии. Разность между скоростями

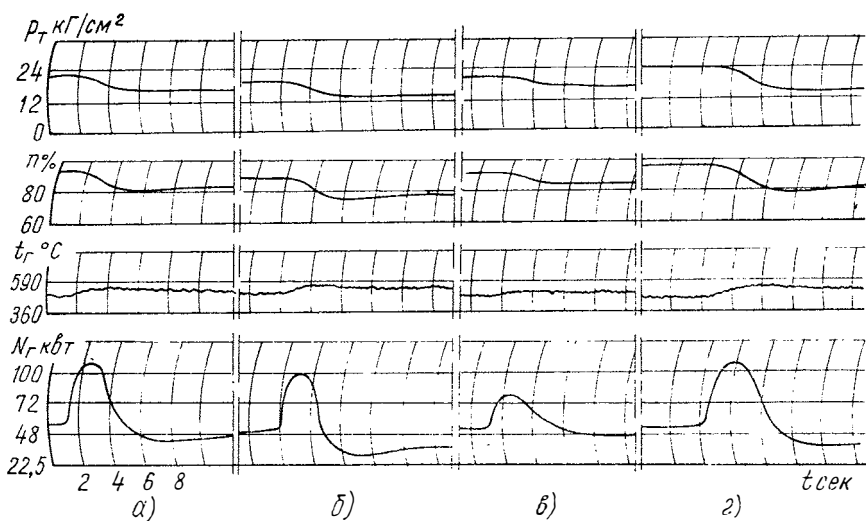


Рис. 8. Переходные процессы при снижении числа оборотов для экспериментальной системы регулирования:

а — переход от $\eta=95\%$ к $\eta=83\%$; *б* — переход от $\eta=90,5\%$ к $\eta=79,7\%$; *в* — переход от $\eta=93,3\%$ к $\eta=86,2\%$; *г* — переход от $\eta=96,5\%$ к $\eta=81\%$

меняется при изменении проходного сечения регулируемого дросселя и емкости воздушной линии.

Во всех перечисленных процессах отсутствует заброс по температуре, так как в данном случае центробежный регулятор на подачу топлива не воздействует. Это является положительным фактором при сравнении обеих систем регулирования.

Время переходных процессов при экспериментальной системе несколько больше, чем при типовой. Это объясняется замедленным и неполным сбросом нагрузки генератора в случае увеличения числа оборотов. При снижении числа оборотов причина заключается также в медленном темпе нарастания нагрузки и, кроме того, в недостаточности ее величины для получения одинакового времени переходных процессов, хотя избыточная мощность генератора, имитирующего муфту, была в 3,5—4 раза больше номинальной мощности муфты.

Процессы в двухвальном ГТД с маломощной фрикционной муфтой при сбросе числа оборотов будут по времени увеличены почти во столько же раз, во сколько мощность генератора больше мощности фрикционной муфты в переходном процессе.

Отсюда возникает необходимость сохранить в системе воздействие на подачу топлива при сбросе числа оборотов, чтобы улучшить переходные процессы и предохранить фрикционную муфту от необходимости чрезмерного нагружения при наличии в ней проскальзывания. Кроме того, это мероприятие является полезным

с точки зрения управления автомобилем, так как в начале переходного режима к колесам автомобиля будет подводиться мощность больше той, которая имелаась до перенастройки регулятора. Это является следствием принципа действия самой системы: снижение числа оборотов турбокомпрессора за счет торможения его тяговой турбиной, на которую в результате действует суммарный крутящий момент — ее собственный и переданный.

Наличие теплообменника на двигателе, как известно, приводит к удлинению процесса выбега турбокомпрессора. При использовании системы регулирования с воздействием на момент, когда при перенастройке регулятора на пониженное число оборотов подача топлива не уменьшается, процесс выбега при наличии теплообменника значительно удлинится.

На рис. 9 представлена зависимость температуры газов перед турбиной от числа оборотов двигателя для экспериментальной системы регулирования (кривая 1) и для типовой системы с выключенной нагрузкой генератора (кривая 2). Указанный график свидетельствует об автоматическом повышении температуры на всех скоростных режимах при экспериментальной системе вследствие работы двигателя по характеристике автомата разгона. Кривая 1 является характеристикой автомата разгона, которая была ранее выбрана для одновального ГТД из условия предупреждения помпажа и в данных экспериментах не изменялась.

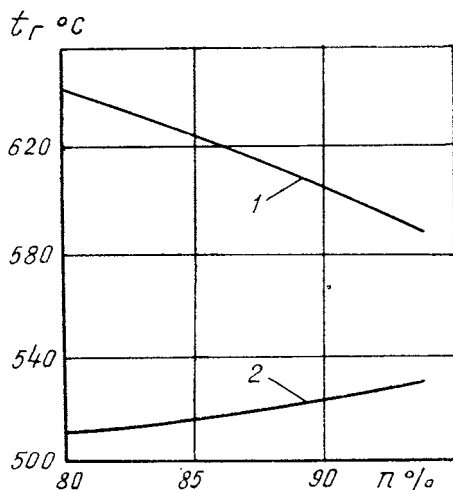


Рис. 9. Зависимость температуры газов перед турбиной от числа оборотов двигателя:

1 — для экспериментальной системы; 2 — для типовой системы при выключенной нагрузке генератора

Основываясь на полученных результатах и их анализе, можно сделать заключение о том, что система регулирования числа оборотов ГТД с воздействием на нагрузку обладает необходимой работоспособностью и после доводочных работ может обеспечить показатели не хуже, чем при системе регулирования с воздействием на подачу топлива.

Выводы

1. Система регулирования, предназначенная для двухвального ГТД с управляемой связью роторов (УСР), с воздействием центробежного регулятора скорости на момент в связи обладает вполне удовлетворительной работоспособностью. При достаточно хорошей согласованности параметров элементов системы можно получить переходные процессы, по качеству приближающиеся к процессам системы регулирования ГТД без УСР, когда регулятор числа оборотов воздействует на подачу топлива.

2. По сравнению с системой с воздействием на подачу топлива система регулирования с воздействием на момент при перенастройке на повышенное число оборотов обеспечивает переходный процесс без заброса температуры газов.

3. Для системы регулирования с воздействием на момент в УСР могут быть использованы агрегаты регулирования подачи топлива.

4. С целью более гибкого управления мощности автомобиля при сбросе числа оборотов турбокомпрессора целесообразно на время переходного процесса дополнительно подавать импульс на снижение подачи топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. SAE Preprint, № 650714.
 2. Патент США № 3.237.404, кл. 60—39.16, 1966.
 3. Патент США № 3.266.248, кл. 60—39.16, 1966.
-

НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ ТОКСИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Основными токсичными компонентами, которые обычно принимаются в расчет при сравнении автомобильных ГТД с поршневыми двигателями, являются окись углерода CO , углеводороды CH и окислы азота N_xO_y . В тексте содержание окислов азота обычно выражено в N_2O_5 ($\mu=108$). В отдельных случаях, при использовании зарубежных данных, оно в соответствии с оригиналом выражено в NO ($\mu=30$).

Особенностью работы камеры сгорания автомобильного ГТД является сочетание высокой температуры в ядре факела с резким охлаждением продуктов сгорания вторичным воздухом на малой длине камеры. Поэтому здесь создаются необходимые условия для закалки смеси.

Рассмотрим механизм образования CO , CH и NO вдоль камеры сгорания, а также влияние коэффициента избытка воздуха и температуры газа на этот механизм.

Для этого проанализируем результаты измерений местных концентраций окиси углерода, углеводородов и окислов азота по оси лабораторной камеры сгорания, выполненных в работах [9; 11].

Опыты проводились в камере сгорания диаметром $D_k=76$ мм и длиной $L_k=356$ мм при давлении входящего воздуха $p_2=1,5$ кг/см² и температуре воздуха $t_2=20^\circ\text{C}$. Топливом служил жидкий n — гептан C_7H_{16} , подаваемый в камеру при постоянном давлении. Изменение расхода воздуха G_b вызывало изменение коэффициента избытка воздуха α .

Следует отметить, что концентрации CO , CH и NO , измеренные на оси камеры, примерно соответствовали осредненным концентрациям этих компонентов по замерам в соответствующих сечениях.

Значения концентраций CO , CH и NO по оси камеры при α , равном 3,56; 4,87 и 8,4, приведены на рис. 1 [11]. Там же указаны значения местных коэффициентов избытка воздуха α_m и температур газа, рассчитанные автором по данным газового анализа.

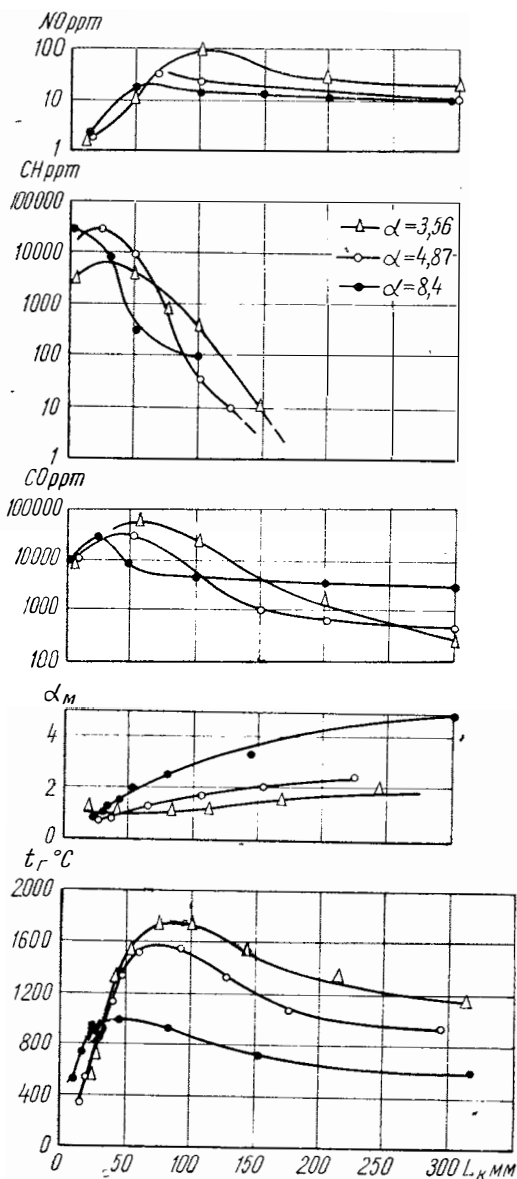


Рис. 1. Концентрации окиси углерода, углеводородов и окислов азота вдоль камеры сгорания при различных значениях коэффициента избытка воздуха

заны значения местных коэффициентов избытка воздуха α_m и температур газа, рассчитанные автором по данным газового анализа.

Остановимся на механизме образования CO . При изменении коэффициента избытка воздуха происходит взаимосвязанное изменение двух факторов: количества свободного кислорода в смеси и температуры газа, что непосредственно влияет на образование окиси углерода.

С обогащением смеси ($\alpha = 3,56$) температура газа возрастает, однако количество свободного кислорода в первичной зоне снижается, что вызывает повышение в этой зоне концентрации CO . Таким образом, казалось бы, обогащение смеси способствует увеличению этого токсичного компонента, однако в действительности мы наблюдаем обратное. Благодаря повышению температуры происходит более интенсивная реакция окисления CO в CO_2 , которая продолжается вплоть до выходного сечения камеры.

На более бедных смесях ($\alpha = 8,4$), хотя концентрация окиси углерода в первичной зоне и невелика, более низкий уровень температур (1000 $^{\circ}\text{C}$) приводит к ранней закалке смеси. Примерно такому

же уровню температур соответствует и закалка СО при $\alpha=4,87$, однако она происходит на большем расстоянии от форсунки (180 мм).

Таким образом, фактором, определяющим выход СО, является не механизм возникновения этого компонента в первичной зоне, а процесс окисления его во вторичной зоне.

Для углеводородов, как следует из рис. 1, не отмечается определенного влияния коэффициента избытка воздуха на их концентрацию в первичной зоне, однако во вторичной зоне наблюдается та же тенденция, что и для окиси углерода, а именно усиление реакции окисления по мере роста температуры.

При этом обращает на себя внимание более резкое уменьшение концентрации СН по длине камеры. Так, при $\alpha=8,4$ реакция СН продолжается до расстояния около 100 мм и «закалка» происходит при температуре $t_r=850^\circ\text{C}$ (у СО «закалка» была при 1000°C).

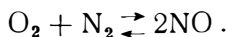
При обогащении смеси реакция окисления углеводородов продолжается до половины длины камеры и их концентрация падает ниже доступного для измерения уровня.

Отмеченная выше особенность протекания характеристик $\text{CH}=f(L_k)$ объясняется тем, что, как известно [2], реакция окисления углеводородов продолжается при более низких температурах, чем реакция окисления СО в СО₂.

В итоге выброс СН из камеры газотурбинного двигателя намного ниже, чем СО. Так, например, при испытаниях автомобильного ГТД GT-309 с теплообменником по калифорнийскому ездовому циклу [7] средняя концентрация углеводородов за цикл составила всего 0,98 частей на миллион (ppm) против 34,6 ppm окиси углерода.

Остановимся на образовании окислов азота.

Анализ приведенных на рис. 1 характеристик $\text{NO}=f(L_k)$ показывает, что образование NO несколько отстает по длине камеры от образования СО и СН, что объясняется большой энергией активации синтеза окиси азота ($E=129$ ккал/моль), т. е. наличием значительного энергетического барьера реакции



При термическом равновесии [1] в продуктах сгорания имеет место соотношение

$$[\text{NO}] = C \sqrt{\text{N}_2 \text{O}_2'},$$

где $[\text{NO}]$ — равновесная концентрация NO;

O_2' — концентрация свободного (избыточного) кислорода в продуктах сгорания;

C — константа равновесия, зависящая только от температуры.

Следовательно, выходу окислов азота благоприятствует как наличие свободного кислорода, так и высокая температура газа. В то же время с увеличением количества свободного кислорода

или коэффициента избытка воздуха падает температура газа и наоборот, т. е. выход NO обусловлен взаимодействием двух противоположных факторов.

Как показали исследования [10], максимальная концентрация NO имеет место при α несколько беднее стехиометрического состава ($\alpha \approx 1,25$), несмотря на то, что максимальная температура газа наблюдается при α несколько богаче стехиометрического состава ($\alpha \approx 0,95$). Объясняется это тем, что при обеднении смеси до $\alpha \approx 1,2$ увеличение концентрации свободного кислорода оказывает решающее воздействие на интенсификацию процесса окисления азота, но при дальнейшем обеднении смеси основным фактором становится температура газа, снижение которой уменьшает выход NO.

Как показано в работе [1], при малой подвижности реакции имеют место при $\alpha > 1,25$ и примерно совпадают с пиками температур, что подтверждает превалирующее влияние температуры газа на образование окислов азота.

При сравнительно невысоком уровне температур, который обычно имеет место в первичной зоне камеры сгорания ГТД ($t_r \leq 2000^\circ \text{C}$), реакция обладает малой подвижностью, т. е. количество образовавшейся NO мало по сравнению с ее равновесной величиной ($\frac{[NO]}{[NO]} < 1$).

Скорость реакции окисления азота кислородом при этом мала, вследствие чего возрастает время установления равновесной концентрации τ_p и за время пребывания смеси в первичной зоне $\tau_{пр}$ не успевает образоваться достаточное количество NO.

Как показано в работе [1], при малой подвижности реакции образование окислов азота приостанавливается и дальнейшее охлаждение газа уже не приводит к химическому распаду NO. Следовательно, выход NO в области малой подвижности реакции определяется только первой стадией процесса.

Как следует из рис. 1, на всех режимах выход NO на богатых смесях оказался выше, чем на бедных, т. е. чем выше концентрация окислов азота в первичной зоне, тем выше она и на выходе камеры. В этом и заключается принципиальное отличие процесса образования NO в камере сгорания газотурбинного двигателя от процесса образования CO и CH.

Выше мы проанализировали основные принципы образования окиси углерода, углеводородов и окислов азота в камере сгорания ГТД. Рассмотрим теперь закономерности образования этих токсичных компонентов в условиях реального ГТД.

Можно полагать, что наиболее показательно рассматривать изменение концентрации токсичных компонентов K_i в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха α , так как последний характеризует одновременно и степень разбавления продуктов сгорания воздухом, и температурный уровень в камере.

Для исследования зависимости $K_i = f(\alpha)$ были обобщены результаты испытаний самых различных типов газотурбинных двигателей, перечисленных в таблице.

Двигатель	Источник
Одновалный Rover IS/60	[10]
Одновалный мощностью 120 л. с.	[5]
Авиационный ТРД J-57	[8]
Авиационный JT3С-6	[8]
Авиационный ТВД Т-56-А7	[8]
Авиационный двухконтурный TF-33-Р5	[8]
Авиационный двухконтурный JT-8D	[8]
Авиационный вертолетный мощностью 1200 л. с. для самосвала грузоподъемностью 120 т	[6]
Автомобильный с теплообменником GT-309	[7]
Автомобильный с теплообменником мощностью 200 л. с.	Данные автора
Стационарный ГТД с высокотемпературной камерой на жидком топливе (данные только по окислам азота)	Данные ВТИ
Стационарные ГТД на газообразном топливе (данные только по окислам азота — средние из пяти двигателей)	Данные ВТИ

Концентрации окиси углерода CO, углеводородов СН и окислов азота NO в пересчете на N₂O₅ упомянутых ГТД при различных значениях α приведены на рис. 2—4. Наибольшие значения α соответствуют режиму холостого хода, наименьшие — номинальному режиму.

Как следует из рис. 2, концентрации CO в выхлопных газах различных ГТД изменяются в пределах 0,001—0,038% при α соответственно от 4,5 до 15. Исключение составляет ГТД Rover IS/60, где концентрация CO при α , равном 6, достигает 0,055%.

Низкие значения CO у газотурбинных двигателей с теплообменником объясняются более высокими температурами сгорания (подогрев воздуха в теплообменнике), способствующими интенсивному окислению CO в CO₂. То же относится и к СН этих двигателей (см. рис. 3).

Следует отметить, что при наличии общей закономерности увеличения концентраций CO и СН с обеднением смеси рассматриваемые двигатели существенно отличаются друг от друга не только по абсолютной величине концентраций окиси углерода и углеводородов, но также по характеру протекания кривых CO, СН = $f(\alpha)$.

Так как выход этих компонентов обусловлен кинетикой их окисления, способ подвода воздуха по длине камеры играет здесь определяющую роль; этим и можно объяснить значительное отличие результатов у камер различной конструкции.

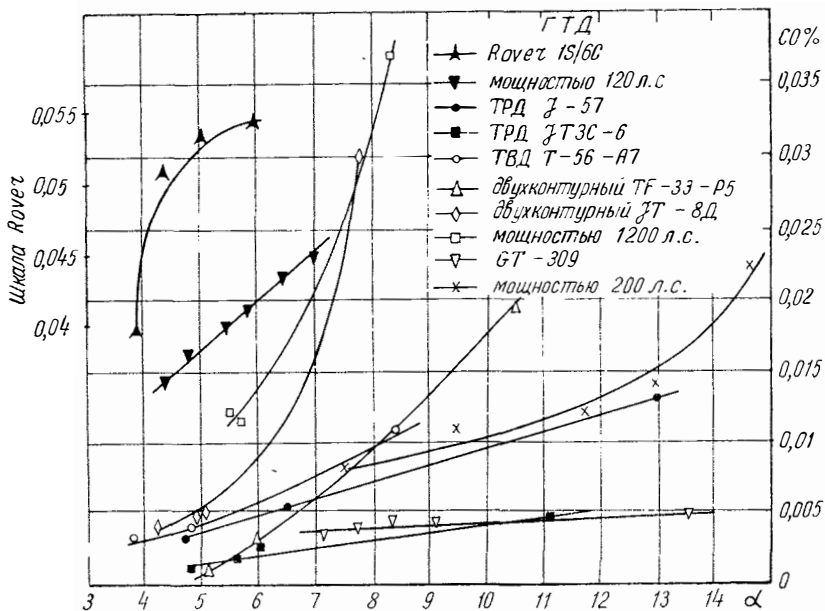


Рис. 2. Концентрации окиси углерода в газотурбинных двигателях при различных значениях коэффициента избытка воздуха α

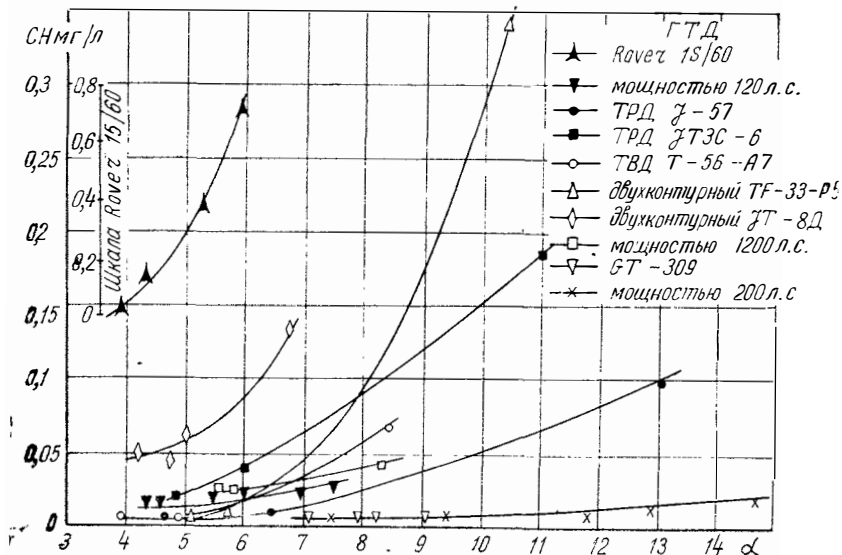


Рис. 3. Концентрации углеводородов в газотурбинных двигателях при различных значениях коэффициента избытка воздуха

Иная картина наблюдается в отношении выхода окислов азота (см. рис. 4). Для всех указанных двигателей имеет место монотонное протекание характеристики $N_2O_5 = f(\alpha)$, что может служить подтверждением высказанного выше положения о том, что выход окислов азота определяется в основном кинетикой их образования в зоне горения, а также положением о термическом характере окисления азота [1]. При этом, если снижение температуры газа (в связи с обеднением смеси) приводило к увеличению продуктов неполного сгорания (СО, СН), здесь оно приводит к уменьшению концентрации окислов азота.

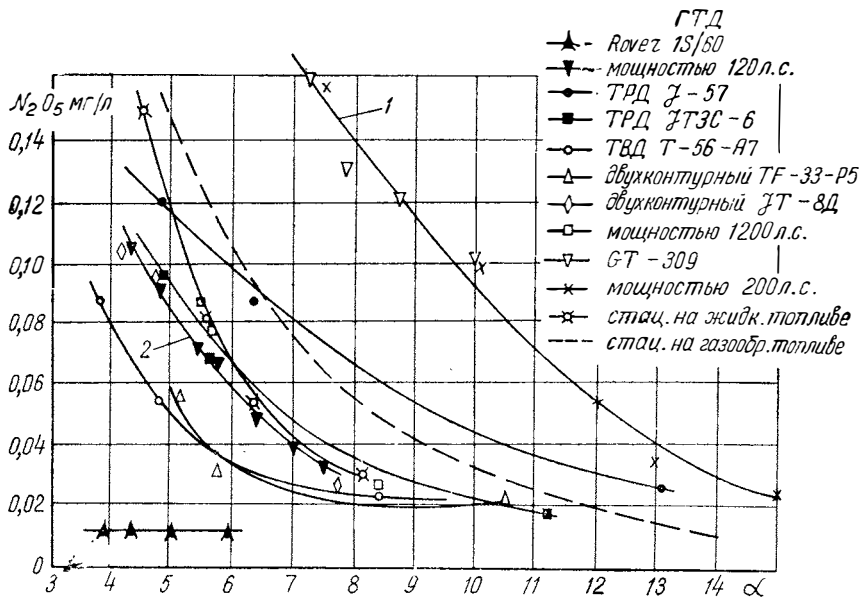


Рис. 4. Концентрации окислов азота в газотурбинных двигателях при различных значениях коэффициента избытка воздуха α :
 1 — двухвальная ГТД; 2 — одновальная ГТД

Обычно высокие концентрации окиси углерода и углеводородов сопровождаются низкими концентрациями окислов азота. Например, у одновального газотурбинного двигателя Rover 1S/60 наблюдаются наиболее высокие концентрации СО и СН и соответственно наименьшие концентрации N_2O_5 (ниже предела чувствительности прибора). В данном случае на низкий уровень концентрации окислов азота влияет, по-видимому, не только уменьшение температуры в первичной зоне за счет ухудшения сгорания, но также и загрязнение смеси продуктами неполного сгорания (СО, СН).

Особенность протекания характеристик CO , $\text{CH} = f(\alpha)$ делает при существующем уровне знаний процесса сгорания в камере ГТД почти невозможным их определение расчетным путем.

Наибольший интерес представляет вопрос о расчете концентраций окислов азота — основном токсичном компоненте газотурбинного двигателя. Однако, несмотря на довольно закономерный характер протекания кривых $\text{N}_2\text{O}_5 = f(\alpha)$ (см. рис. 4), определение концентраций окислов азота расчетным путем вызывает большие трудности.

Согласно теории, разработанной Я. Б. Зельдовичем [1], равновесная концентрация окиси азота определяется по уравнению

$$[\text{NO}] = 4,6 \sqrt{C_{\text{O}_2} C_{\text{N}_2}} e^{-21500/RT}, \quad (1)$$

где C_{O_2} и C_{N_2} — концентрации кислорода и азота в продуктах горения.

Как следует из формулы (1), концентрация NO экспоненциально возрастает по мере увеличения максимальной температуры в зоне горения. Однако определение этой температуры в камере сгорания ГТД представляет значительные трудности, тем более, что она зависит от ряда дополнительных факторов (качества смесеобразования, организации потока в первичной зоне, коэффициента избытка воздуха и др.).

Поэтому для приближенной оценки выхода окислов азота иногда пользуются эмпирическими формулами, справедливыми для данного типа камеры.

Например, известна формула И. Я. Сигала [3] для камеры сгорания стационарного типа

$$\text{NO}_2 = A D_s^{0,8} q_v^{0,5} \alpha_T^3, \quad (2)$$

где NO_2 — суммарная концентрация окислов азота в пересчете на двуокись азота в продуктах сгорания, g/m^3 ;

D_s — эквивалентный диаметр топки, m ;

q_v — тепловое напряжение топочного объема, $ккал/m^3ч$;

α_T — коэффициент избытка воздуха в топке;

$A \approx 0,17$ — коэффициент пропорциональности.

А. Г. Тумановский [4] аппроксимировал зависимость NO от α в виде

$$\text{NO}_{\alpha_1} \sim \frac{1,37}{\alpha_1} - 0,34, \quad (3)$$

где α_1 — коэффициент избытка воздуха в первичной зоне камеры сгорания ГТД.

Применительно к камере сгорания авиационного ГТД РД-3М-500 при работе на природном газе им получена зависимость

$$\text{NO} = \frac{0,2}{\alpha_2} - \frac{0,015}{\alpha}, \quad (4)$$

где NO — дана в объемных процентах.

Характерно, что в формулах (3) и (4) в отличие от уравнения (2) не учитывается теплонапряженность камеры.

Известно, что время пребывания смеси $\tau_{\text{пр}}$ в зоне высоких температур камеры сгорания ГТД значительно меньше времени, необходимого для установления равновесной концентрации окислов азота. Поэтому увеличение $\tau_{\text{пр}}$ будет способствовать возрастанию концентрации NO.

Рассмотрим с этой точки зрения влияние объемной теплонапряженности камеры q ккал/м³ч·ата. Теплонапряженность q может быть представлена в виде функции двух независимых переменных — подогрева газа Θ и времени пребывания смеси в камере τ

$$q = \frac{B(\Theta - 1)}{\tau},$$

где $B = \frac{C_p}{R}$; $Q = \frac{T_3}{T_2}$.

Следовательно, теплонапряженность камер сгорания ГТД может быть увеличена либо за счет повышения температуры газа t_3 , либо за счет увеличения объемного расхода воздуха (уменьшения τ), либо одновременным воздействием обоих факторов.

В первом случае увеличение q вызовет рост концентрации NO, во втором — ее уменьшение.

Так, по опытам А. Г. Тумановского [4], увеличение в камере сгорания РД-3М-500 при работе на природном газе теплонапряженности с 10 до 30 ккал/м³ч·ата при той же температуре газа ($\alpha = \text{const}$) уменьшило выход окислов азота примерно в три раза.

Рассмотренные выше формулы (2) и (3) для определения выхода окислов азота приемлемы для камер стационарных ГТУ, где первичная зона обычно отделена от зоны смешения.

В тех камерах сгорания, где из-за малой длины такое разделение не делается (например, камеры автомобильных ГТД), определение величины α_1 затруднительно. Кроме того, при одном и том же коэффициенте α температура газа может быть различной в зависимости от температуры воздуха (например, ГТД с теплообменником).

В процессе работы автомобильного газотурбинного двигателя имеет место одновременное изменение параметров двигателя, влияющих на выход окислов азота, t_3 , α , p_2 .

Влияние изменения теплонапряженности на выход NO здесь учитывать не будем, так как подогрев смеси уже учтен температурой t_3 , а изменение скорости потока в камере сгорания на различных режимах ГТД сравнительно невелико из-за повышения удельного веса воздуха в потоке с увеличением его расхода.

Очевидно, что установить непосредственное влияние каждого из указанных параметров (t_3 , α , p_2) на выход окислов азота в условиях работы двигателя не представляется возможным. Автором

для определения этого влияния были сопоставлены характеристики токсичности одновального ГТД, работающего при $p_2 \approx \text{const}$ и t_3 , $\alpha = \text{var}$, с характеристиками двухвального ГТД, работающего при t_3 , α , $p_2 = \text{var}$, а также использованы зависимости $\text{NO} = f(t_3)$ при α , $p_2 = \text{const}$, полученные автором. Путем сопоставления указанных характеристик и последовательного исключения отдельных параметров была установлена зависимость вида $\text{NO} = f(\alpha, t_3, p_2)$.

С этой целью были выделены для анализа двухвальный и одновальный ГТД (см. кривые 1 и 2 на рис. 4). Эти двигатели имеют индивидуальные трубчатые камеры обычного типа, с распыливающими форсунками. Для ГТД GT-309 приведены данные по окислам азота с форсункой без воздушного распыливания [7].

Обработка характеристик в безразмерных величинах показывает, что для автомобильного двухвального ГТД с теплообменником (кривая 1) зависимость $\text{N}_2\text{O}_5 = f(\alpha)$ может быть представлена в виде

$$\overline{\text{N}_2\text{O}_5} = \frac{1}{\alpha^{2,7}} \quad (5)$$

и для одновальных ГТД (кривая 2) в виде

$$\overline{\text{N}_2\text{O}_5} = \frac{1}{\alpha^2} \quad (6)$$

Более быстрый темп изменения $\overline{\text{N}_2\text{O}_5}$ у автомобильных газотурбинных двигателей объясняется тем, что изменению α одновременно сопутствует изменение параметров воздуха на входе в камеру сгорания (p_2 , t_2), в то время как у одновальных ГТД, работающих при постоянных оборотах турбокомпрессора ($n_{\text{TK}} = \text{const}$), параметры воздуха можно принять примерно постоянными (p_2 , $t_2 \approx \text{const}$).

Выше проанализирована зависимость изменения концентрации окислов азота N_2O_5 от коэффициента избытка воздуха α . Рассмотрим теперь, как влияет изменение температуры газа t_3 на N_2O_5 .

Связь между температурой газа t_3 и коэффициентом избытка воздуха α в соответствии с уравнением теплового баланса при сжигании топлива может быть представлена в виде

$$t_3 = \frac{\xi_z H_u + \alpha L_0 C_{p_2} t_2}{(\alpha L_0 + 1) C_{p_3}}, \quad (7)$$

где ξ_z — коэффициент выделения тепла;

H_u — теплотворная способность топлива;

C_{p_2} , C_{p_3} — теплоемкость воздуха и газа соответственно;

L_0 — стехиометрический коэффициент, $\frac{\text{кг возд.}}{\text{кг топл.}}$;

t_2 , t_3 — температура на входе и выходе из камеры соответственно.

На рис. 5 (тонкие линии) приведены характеристики изменения t_3 в зависимости от общего α , рассчитанные по формуле (7), при $t_2 = \text{const}$. При расчете принято $\xi_z = 0,95$, $H_u = 10\,300$ ккал/кг, $L_0 = 14,7$ кг возд./кг топл.

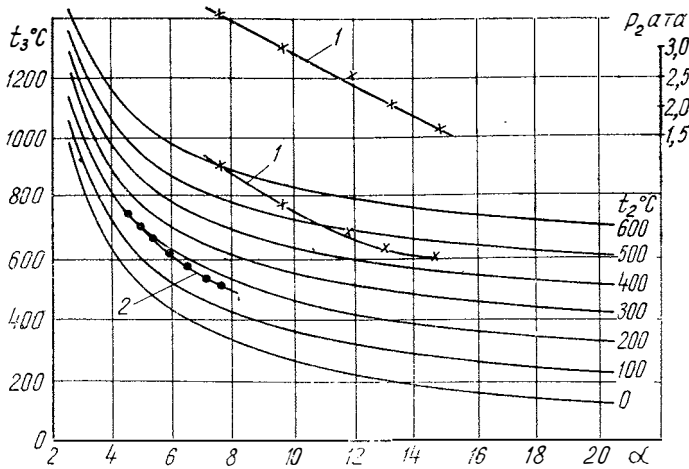


Рис. 5. Характеристики t_3 , $p_2 = f(\alpha)$ двухвального ГТД (1) и характеристика $t_3 = f(\alpha)$ одновального ГТД (2)

Там же нанесены характеристики $t_3 = f(\alpha)$, полученные при испытаниях двухвального ГТД с теплообменником (кривая 1) и одновального ГТД (кривая 2). Для двухвального ГТД приведена также характеристика $p_2 = f(\alpha)$. Для одновального ГТД p_2 при изменении коэффициента α практически не изменяется. Для одновального ГТД характеристика $t_3 = f(\alpha)$ должна была вообще проходить эквидистантно расчетным кривым при ξ_z , $t_2 = \text{const}$ во всем диапазоне изменения α . В действительности же этого не происходит. С обогащением смеси рост t_3 происходит более резко, чем рассчитано по формуле (7), так как у одновального ГТД по мере увеличения нагрузки, несмотря на постоянство n_{TK} , расход воздуха снижается примерно на 5% и несколько возрастает ξ_z . Поэтому, например, при $\alpha = 4,5$ измеренная температура t_3 оказалась на 6% выше рассчитанной по формуле (7).

В соответствии с рис. 5 связь между температурой \bar{t}_3 и коэффициентом избытка воздуха α для одновального ГТД (кривая 2) может быть выражена зависимостью

$$\bar{\alpha} \bar{t}_3^{1,5} = 1 \quad (8)$$

и соответственно для автомобильного ГТД (кривая 1) зависимостью

$$\bar{\alpha} \bar{t}_3^{1,8} = 1. \quad (9)$$

С учетом приведенных выражений (8) и (9) можно установить следующую зависимость $\overline{N_2O_5} = f(\overline{t_3})$ на основе упомянутых выше формул (5) и (6):

для одновального ГТД

$$\overline{N_2O_5} = \overline{t_3}^3; \quad (10)$$

для двухвального ГТД с теплообменником

$$\overline{N_2O_5} = \overline{t_3}^{4,85}. \quad (11)$$

В выражении (10) изменению $\overline{t_3}$ сопутствует изменение α , в выражении (11) — изменение α и p_2 . В то же время по опытам автора и данным [7] при $\alpha, p_2 = \text{const}$ зависимость N_2O_5 от t_3 может быть выражена следующим образом:

$$\overline{N_2O_5} = \overline{t_3}^2.$$

Изменение t_3 при $\alpha = \text{const}$ в данном случае производилось за счет изменения t_2 .

Запишем выражение (10) в виде

$$\overline{N_2O_5} = \overline{t_3}^2 \overline{t_3},$$

где первый множитель в правой части равенства характеризует влияние t_3 на N_2O_5 при $\alpha, p_2 = \text{const}$, второй — влияние α на N_2O_5 при $t_3, p_2 = \text{const}$.

Принимая для одновального ГТД $p_2 = \text{const}$, с учетом равенства (8) можно записать:

$$\overline{N_2O_5} = \frac{\overline{t_3}^2}{\overline{\alpha}^{0,7}}.$$

Следовательно, при постоянных t_3 и p_2 между выходом окислов азота и коэффициентом избытка воздуха существует зависимость

$$\overline{N_2O_5} = \frac{1}{\overline{\alpha}^{0,7}}. \quad (12)$$

Воспользуемся этой зависимостью при рассмотрении двухвального ГТД.

Представим выражение (11) в следующем виде:

$$\overline{N_2O_5} = \overline{t_3}^2 \overline{t_3}^{2,85},$$

где второй множитель в правой части равенства характеризует влияние на выход окислов азота α и p_2 при $t_3 = \text{const}$. С учетом формул (9) и (12) имеем:

$$\overline{\alpha}^{0,7} = \frac{1}{\overline{t_3}^{1,25}},$$

или

$$\overline{N_2O_5} = \frac{\bar{t}_3^2 \bar{t}_3^{1,6}}{\bar{\alpha}^{0,7}}. \quad (13)$$

Второй множитель в правой части равенства будет характеризовать влияние на выход окислов азота только p_2 .

Между параметрами p_2 и t_3 двухвального ГТД согласно рис. 5 существует зависимость

или

$$\bar{p}_2 = \bar{t}_3^{2,1},$$
$$\bar{t}_3^{1,6} = \bar{p}_2^{0,75}. \quad (14)$$

Таким образом, с учетом равенства (14) формула (13) примет вид

$$\overline{N_2O_5} = \frac{\bar{t}_3^2 \bar{p}_2^{0,75}}{\bar{\alpha}^{0,7}}. \quad (15)$$

Из последнего выражения следует, что при прочих равных условиях выход окислов азота пропорционален $p_2^{0,75}$.

В опытах А. Г. Тумановского [4] при работе камер сгорания стационарных ГТД на жидком и газообразном топливе при $\alpha = 5,5-7,0$ в диапазоне $p_2 = 1-4$ ата была получена зависимость, которую можно представить в виде $\overline{N_2O_5} = \bar{p}_2^{0,5}$. При $p_2 > 4$ ата влияние p_2 на выход окислов азота ослабевает.

Известно, что при выражении скорости реакции через объемные проценты скорость реакции первого порядка не зависит от давления. Поэтому и в реакции $N_2 + O_2 \rightleftharpoons 2NO$, которая происходит без изменения объема, при $\alpha, t = \text{const}$ объемная концентрация окиси азота не зависит от давления.

В действительности же повышение давления воздуха приводит к увеличению выхода окислов азота, что объясняется увеличением скорости химической реакции. Увеличение же скорости реакции усиливает тепловыделение в камере, что приводит к повышению температуры газа. Скорость образования равновесной концентрации $[NO]$ с ростом давления увеличивается.

Выражение (15) может быть использовано для приближенной оценки абсолютного выхода окислов азота ГТД (одновальных и двухвальных) рассматриваемого типа при $p_2 \leq 4$ ата, для чего в него вводится коэффициент пропорциональности K , зависящий от конструкции камеры сгорания.

Формула для определения выхода окислов азота имеет следующий вид:

$$\overline{N_2O_5} = K \left(\frac{t_3}{1000} \right)^2 \frac{p_2^{0,75}}{\alpha^{0,7}} \text{ мг/л},$$

где p_2 — выражено в кг/см^2 ;
 t_3 — в $^\circ\text{C}$.

Коэффициент K для камер сгорания рассматриваемых ГТД в результате экспериментов может быть принят равным 0,25.

Выводы

В работе рассмотрены некоторые закономерности образования токсичных компонентов в камере сгорания газотурбинных двигателей.

Выход окиси углерода CO и углеводородов CH определяется не механизмом возникновения этих компонентов в зоне горения, а механизмом окисления их во вторичной зоне.

По мере роста температуры газа (нагрузки двигателя) происходит усиление реакции окисления CO и CH и снижение их концентрации, более резкое для углеводородов, чем для окиси углерода.

Абсолютная величина CO и CH и характер протекания кривых CO , $\text{CH} = f(\alpha)$ в сильной степени зависят от конструктивных факторов и в настоящее время не поддаются расчету.

Выход окислов азота N_2O_5 определяется в основном кинетикой их образования в зоне реакции и практически не зависит от режима охлаждения. Это связано с низким уровнем температур в первичной зоне камеры сгорания газотурбинных двигателей ($t_r \leq 2000^\circ\text{C}$) и определяется малой подвижностью реакции.

В отличие от окиси углерода и углеводородов для окислов азота наблюдается закономерное монотонное протекание характеристик $\text{N}_2\text{O}_5 = f(\alpha)$. Установлена зависимость выхода окислов азота от параметров процесса в безразмерном виде

$$\overline{\text{N}_2\text{O}_5} = \frac{\bar{t}_3^2 \bar{p}_2^{0,75}}{\bar{x}^{0,7}},$$

которая может быть использована для ориентировочной оценки абсолютной величины выхода окислов азота при $p_2 \leq 4 \text{ атa}$ в виде

$$\text{N}_2\text{O}_5 = K \left(\frac{t_3}{1000} \right)^2 \frac{p_2^{0,75}}{x^{0,7}} \text{ мг/л.}$$

Коэффициент K для рассматриваемых ГТД с трубчатыми камерами составляет 0,25.

Уточнение указанной зависимости следует провести по мере накопления экспериментального материала для камер сгорания автомобильных ГТД различных конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зельдович Я. Б., Садовников П. Я., Франк-Каменецкий Д. А. Окисление азота при горении М, Изд. АН СССР, 1947.
2. Линчевский В. П. Топливо и его сжигание. М, Металлургиздат, 1947.

3. Сигал И. Я. «Газовая промышленность», 1969, № 2.
 4. Тумановский А. Г. Исследование камер сгорания ГТД и разработка мероприятий по снижению концентраций окислов азота. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 1971.
 5. Штейнберг А. С., Воронин В. Г. Исследование токсичности одновального газотурбинного двигателя. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 137. М., 1972.
 6. Штейнберг А. С., Цветков С. И., Евграфов К. Г., Золотаревский Л. С. Токсичность газотурбинного двигателя автомобиля-самосвала. «Автомобильная промышленность», 1970, № 8.
 7. Cornelius W., Stivender L., Sullivan R. E. A. Combustion system for a vehicular regenerative gas turbine featuring low air pollutant emissions. SAE Preprints, 670936.
 8. Sawyer R. F., Starkman E. S. «Gas Turbine Exhaust Emissions». SAE 680462.
 9. Sawyer R. F., Teixeira D. P., Starkman E. S. «Air Pollution Characteristics of the Gas Turbine Engines». Transactions of the ASME, 1969, series A, vol. 91, № 4.
 10. Smith D. S., Sawyer R. F. Oxides of Nitrogen from gas turbines. J. of the air Pollution, 1968, vol. 18, № 1.
 11. Starkman E. S., Misutaru I., Teixeira D. P. The role of Chemistry in Gas Turbine Emissions. ASME publication, 1970, Paper № 70-GT-81.
-

Канд. техн. наук А. С. Штейнберг, инж. А. И. Меленчук

РАСЧЕТ МЕЛКОСТИ РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА ФОРСУНКАМИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В настоящее время форсунки центробежного типа широко распространены в различных областях техники. Основным критерием оценки этих форсунок является мелкость распыливания (средний диаметр капель), поэтому изучению данного параметра посвящено большое число работ различных исследователей.

Так как мелкость распыливания зависит от большого числа факторов, связанных не только с физическими свойствами жидкости и газовой среды, но и с конструктивными особенностями форсунок, определить аналитическим путем средний диаметр капель не представляется возможным. В связи с этим основным методом определения среднего диаметра капель остается экспериментальный метод, причем опытные данные могут быть обобщены либо в виде размерных эмпирических, либо в виде безразмерных критерийных зависимостей.

В последнем случае при составлении критериев подобия важное значение имеет выбор определяющего геометрического параметра. Обычно в качестве такого параметра выбирается диаметр сопла или толщина пленки на выходе из соплового отверстия.

Толщина пленки на выходе из сопла δ может быть рассчитана по известной формуле Н. Н. Струлевича [6]

$$\delta = r_c \frac{1 - \sqrt{1 - \mu \cos \frac{\beta}{2}}}{\cos \frac{\beta}{2}},$$

где r_c — радиус сопла;

μ — коэффициент расхода форсунки;
 β — угол факела.

Целесообразность выбора толщины пленки в качестве определяющего параметра объясняется тем, что при этом учитываются факторы, связанные с гидравликой форсунки, а также масштабный фактор (диаметр сопла). В этом случае отпадает необходимость введения дополнительных геометрических параметров, обычно применяемых в расчете форсунок (геометрической характеристики A ; отношений $\frac{R}{r_c}$; $\frac{R}{r_T}$; $\frac{L_{к.з}}{2r_T}$; где R — радиус закручивания, r_T — радиус тангенциальных каналов, $L_{к.з}$ — длина камеры закручивания).

Для расчета мелкости распыливания центробежными форсунками предложен ряд формул. В результате обобщения с помощью безразмерных критериев опытов различных авторов, выполненного в работе [4], получена следующая приближенная зависимость для керосина:

$$\lg \frac{d_M}{\delta} = 2,9L_p^{-0,133} - 0,35 \lg We,$$

где d_M — медианный диаметр капель;
 L_p — критерий Лапласа;
 We — критерий Вебера.

Для определения среднего диаметра капель известна формула Н. Н. Струлевича [3]

$$\frac{\delta}{d_M} = 0,11Re^{0,34},$$

где d_M — медианный диаметр;
 Re — число Рейнольдса.

Лонгвелл [8] ввел такую формулу:

$$\frac{d_M}{d_c} = \frac{0,135e^{0,7v}}{\Delta p^{0,37} \sin \frac{\varphi}{2}},$$

где Δp — перепад давления;
 v — кинематическая вязкость;
 φ — угол распыливания;
 d_c — диаметр сопла.

А. Г. Блох и Е. С. Кичкина [1] предложили формулу

$$d_0 = d_c \frac{47,8}{A^{0,6} \Gamma_1^{0,1} Re^{0,7}},$$

где d_0 — средневесовой диаметр капель;
 d_c — диаметр сопла;
 A — геометрическая характеристика форсунки;

Π_i — параметр, учитывающий свойства горючего;
 Re — число Рейнольдса в сопле.

Для расчета мелкости распыливания топливо-воздушными форсунками без подачи воздуха известна формула И. Н. Дятлова [5]:

$$d_m = \frac{2,35d_c}{\left(\frac{\mu_T^2}{\rho_T \sigma_T d_c}\right)^{0,18} \left(\frac{v_T d_c}{\nu}\right)^{0,473}},$$

где v_T — скорость истечения топлива;
 ν_T и μ_T — кинематическая и динамическая вязкость топлива;
 d_c — диаметр сопла;
 d_m — медианный диаметр капель;
 ρ_T и σ_T — плотность и коэффициент поверхностного натяжения топлива.

При подводе распыливающего воздуха медианный диаметр капель вычисляется по формуле [5]:

$$d_m = 1,21d_c \left(\frac{\mu_T^2}{\rho_T \sigma_T d_c}\right)^{0,0186} \left(\frac{\rho_B v^2 d_c}{\sigma_T}\right)^{-0,334},$$

где $v = v_B - v_T$;
 ρ_B — плотность воздуха;
 v_B — скорость воздуха.

Е. Д. Новиковым [7] для форсунок воздушно-механического типа получена зависимость

$$\frac{d_m}{\delta} = 1,13 \left(\frac{G_B}{G_T}\right)^{-0,285} (1 + 0,135 \cdot 10^8 \Pi^2) We^{-0,4} + 0,16,$$

где d_m — медианный диаметр капель;
 Π^2 — критерий, характеризующий соотношение инерционных сил, вязкости и поверхностного натяжения.

Из приведенных уравнений для расчета мелкости распыливания следует, что полученные различными авторами расчетные формулы существенно отличаются друг от друга. Соответственно результаты расчета мелкости распыливания, выполненные по этим формулам для одной и той же форсунки, как показано будет ниже, значительно отличаются друг от друга. Аналогичный результат получен и в работе [2].

Это объясняется тем, что опытные коэффициенты, входящие в расчетные формулы, получены при исследовании форсунок, неодинаковых по геометрическим параметрам и их соотношениям. Кроме того, каждая эмпирическая формула получена для определенного диапазона изменения переменных и не может быть распространена за пределы этого диапазона. Поэтому, очевидно, не представляется возможным создать универсальную формулу для расчета мелкости распыливания форсунками различных типов.

В связи с этим рассмотрим возможность получения расчетной формулы применительно к форсункам автомобильных ГТД, обладающих рядом специфических особенностей, в частности, имеющих малые расходы топлива и соответственно малые проходные сечения каналов топливных распылителей.

Необходимость получения удовлетворительного качества распыливания при низких пусковых давлениях топлива требует применения распылителей с малым диаметром камеры закручивания. Б то же время из условий надежной работы минимальный размер каналов выбирается не менее 0,5 мм. При малых габаритах распылителей практически невозможно выдерживать длину камеры закручивания $L_{к.з}$ равной диаметру тангенциальных каналов. Поэтому для форсунок автомобильных газотурбинных двигателей характерным являются высокие отношения $\frac{r_c}{R} = (0,35 \div 0,7)$, $\frac{r_T}{R} = (0,2 \div 0,5)$ и относительно высокие значения $\frac{L_{к.з}}{d_T} = (2 \div 6)$.

Поскольку простая центробежная форсунка не может быть использована в качестве основной на автомобильных ГТД, имеющих, примерно, десятикратный диапазон изменения расхода топлива, широкое распространение здесь получили форсунки воздушно-механического типа.

Рассмотрим мелкость распыливания форсункой этого типа. Примем в соответствии с изложенным выше определяющим параметром при расчете мелкости распыливания толщину топливной пленки δ . В общем случае в форсунке воздушно-механического типа мелкость распыливания определяется скоростью истечения топлива и воздуха и физическими свойствами топлива и газовой среды [9]. Функциональную зависимость между этими параметрами, средним диаметром капель d_m и толщиной пленки δ в общем случае можно представить в следующем виде:

$$f_1(d_m, \delta, v_T, v_B, \mu_T, \rho_T, \sigma_T, \mu_B, \rho_B) = 0,$$

где v_T и v_B — скорости истечения топлива и воздуха;

μ_T и μ_B — коэффициенты динамической вязкости топлива и воздуха;

ρ_T и ρ_B — плотности топлива и воздуха;

σ_T — коэффициент поверхностного натяжения топлива.

Используя теорию размерностей, в частности Π -теорему, получим критериальное уравнение в виде

$$f_2\left(\frac{\delta v_T \rho_T}{\mu_T}; \frac{v_B}{v_T}; \frac{\delta \sigma_T \rho_T}{\mu_T^2}; \frac{\mu_B}{\mu_T}; \frac{\rho_B}{\rho_T}; \frac{d_m}{\delta}\right) = 0. \quad (1)$$

При воздушном распыливании топлива следует учитывать также торможение воздушного потока при взаимодействии его с топливным факелом. Степень этого торможения, кроме отношения скоро-

стей, зависит также от отношения весовых расходов воздуха и топлива $\frac{G_B}{G_T}$.

Разрешая уравнение (1) относительно $\frac{d_M}{\delta}$ и введя дополнительный критерий $\frac{G_B}{G_T}$, получим

$$\frac{d_M}{\delta} = f_3 \left(\frac{\delta v_T \rho_T}{\mu_T}; \frac{v_B}{v_T}; \frac{G_B}{G_T}; \frac{\delta \sigma_T \rho_T}{\mu_T^2}; \frac{\mu_B}{\mu_T}; \frac{\rho_B}{\rho_T} \right). \quad (2)$$

Для условий, рассматриваемых в настоящей работе, учитывая незначительное изменение коэффициента поверхностного натяжения углеводородных топлив σ_T и постоянство коэффициента вязкости воздуха μ_B , влиянием этих параметров в уравнении (2) можно пренебречь. Тогда критерии $\frac{\delta \sigma_T \rho_T}{\mu_T^2}$ и $\frac{\mu_B}{\mu_T}$ будут отражать собственно влияние вязкости топлива μ_T на мелкость распыливания. Однако это влияние уже учтено критерием Re , поэтому указанные два критерия можно исключить из уравнения (2). Тогда уравнение (2) примет следующий вид:

$$\frac{d_M}{\delta} = f_4 \left(\frac{\delta v_T \rho_T}{\mu_T}; \frac{v_B}{v_T}; \frac{G_B}{G_T} \right),$$

где
$$\frac{\delta v_T \rho_T}{\mu_T} = Re, \quad (3)$$

или
$$\frac{d_M}{\delta} = f \left(Re, \frac{v_B}{v_T}, \frac{G_B}{G_T} \right), \quad (4)$$

где в свою очередь v_B — расходная скорость воздуха в кольцевой щели форсунки;

v_T — скорость топлива, рассчитанная по площади соплового отверстия форсунки.

В полученной критериальной зависимости учитывается одновременно влияние на величину медианного диаметра капель как механического, так и пневматического способов распыливания.

С целью получения из критериальной зависимости (4) расчетной формулы для определения медианного диаметра капель форсунок автомобильных газотурбинных двигателей был проведен ряд экспериментов.

Для экспериментов были выбраны два типа форсунок автомобильных ГТД воздушно-механического распыливания с наружным подводом распыливающего воздуха (рис. 1) и различной формой тангенциальных топливных и воздушных каналов (круглой и прямоугольной формы).

Форсунки работали как с подачей распыливающего воздуха, так и без него, т. е. по схеме простых центробежных форсунок. В процессе испытаний, кроме изменения режимных параметров, изменялись и геометрические параметры топливного распылителя и воздушного завихрителя. Это позволило провести исследования во всем диапазоне изменения параметров, характерных для форсунок автомобильных газотурбинных двигателей.

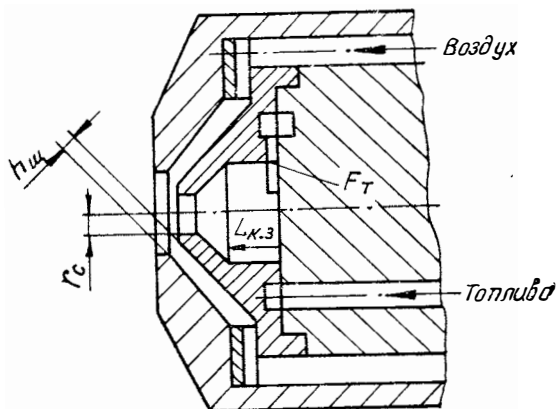


Рис. 1. Схема воздушно-механической форсунки

Испытания проводились на различных сортах дизельного топлива с пределами изменения вязкости $\nu = 2,5 \div 5,2$ сст. Было проведено три серии опытов. В первой серии испытывались форсунки без подачи распыливающего воздуха при различных значениях чисел Рейнольдса. Во второй серии испытывались форсунки с подачей распыливающего воздуха при различных величинах отношения $\frac{G_B}{G_T}$, но при постоянных значениях Re и отношения $\frac{v_B}{v_T}$. В третьей серии испытывались форсунки с подачей распыливающего воздуха при переменных значениях отношения $\frac{v_B}{v_T}$.

Результаты 40 опытов приведены на рис. 2 и обобщены формулой

$$\frac{\delta}{d_m} = 0,0304 Re^{0,585} \left[1 + 0,0288 \left(\frac{G_B}{G_T} \right)^{0,32} \left(\frac{v_B}{v_T} \right)^{1,25} \right]. \quad (5)$$

В этих опытах диапазон изменения параметров отдельных параметров составлял: $Re = 16 \div 450$; $\frac{G_B}{G_T} = 0,03 \div 0,6$; $\frac{v_B}{v_T} = 5,0 \div 80$. Абсолютные значения давления топлива изменялись в пределах $p_T = 0,2 \div 40$ кг/см²; избыточное давление распыливающего воздуха — в пределах $p_B = 0 \div 1$ кг/см². Указанные диапазоны изменения рассматриваемых

мых параметров охватывают все возможные режимы работы форсунок ГТД.

В случае работы форсунок без подачи распыливающего воздуха ($G_B = 0$) имеет место частный случай чисто механического распыливания и критериальное уравнение (5) принимает вид:

$$\frac{\delta}{d_M} = 0,0304 Re^{0,585}. \quad (6)$$

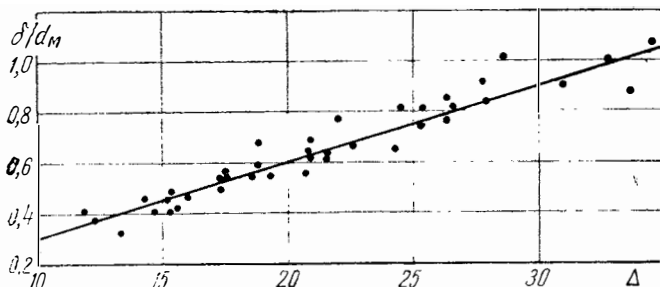


Рис. 2. Расчетная и экспериментальная зависимость $\frac{\delta}{d_M}$ от критериев $Re, \frac{G_B}{G_T}, \frac{v_B}{v_T}, \Delta = 0,0304 Re^{0,585} \left[1 + 0,0288 \left(\frac{G_B}{G_T} \right)^{0,32} \times \left(\frac{v_B}{v_T} \right)^{1,25} \right]$

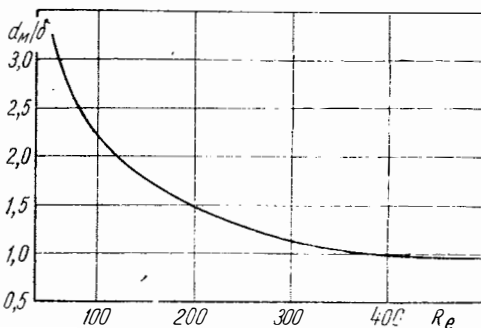


Рис. 3. Влияние числа Рейнольдса на относительный медианный диаметр $\frac{d_M}{\delta}$ для механического распыливания

Следовательно, при чисто механическом распыливании относительный медианный диаметр каплей $\frac{d_M}{\delta}$ определяется числом Re .

Поскольку в формулу (3) для получения числа Re входит толщина пленки, а скорость топлива определена по площади соплового отверстия, формула (6) может быть применена для расчета мелкости распыливания не только простой центробежной форсунки, но

также односопловых форсунок механического распыливания более сложных схем (например, перепускной форсунки). Для этого требуется лишь знание коэффициента расхода и угла распыливания, необходимых для определения толщины пленки.

Влияние числа Re на относительный медианный диаметр капель (формула 6) показано на рис. 3. Из рис. 3 следует, что при значениях $Re > 250 \div 350$, что соответствует $p_T = 30 \div 40 \text{ кг/см}^2$, мелкость распыливания практически не зависит от давления топлива. Поэтому нецелесообразно добиваться с точки зрения улучшения качества распыливания чрезмерного увеличения p_T .

Как было отмечено, существующие расчетные формулы для определения мелкости распыливания могут давать различные результаты. Проиллюстрируем это следующим примером.

На рис. 4 (кривая 4) приведена характеристика $d_m = f(p_T)$, рассчитанная по предложенной формуле (6) для центробежной форсунки автомобильного ГТД при работе на дизельном топливе. Основные параметры форсунки: $A = 3,63$; $d_c = 15 \text{ мм}$; $d_{к.з} = 3 \text{ мм}$; число тангенциальных каналов прямоугольной формы $n = 3$; ширина каналов $b = 0,5 \text{ мм}$; высота канала $h = 0,54 \text{ мм}$; производительность форсунки $G_T = 88,7 \text{ кг/ч}$ при $p_T = 40 \text{ кг/см}^2$. Экспериментальные точки практически укладываются на расчетную кривую 4, что свидетельствует о достоверности формулы (6). Там же, на рис. 4, приведены характеристики, рассчитанные по формуле А. Г. Блох и Е. С. Кичкиной [1] — кривая 1; И. Н. Дятлова [5] — кривая 2; Ю. Ф. Дитякина и Л. Н. Бритневой [4] — кривая 3; Лонгвелла [8] — кривая 5 и Н. Н. Струлевича [3] — кривая 6. Кривые на рис. 4 показывают невозможность применения рассмотренных формул в качестве универсальных для любого класса форсунок.

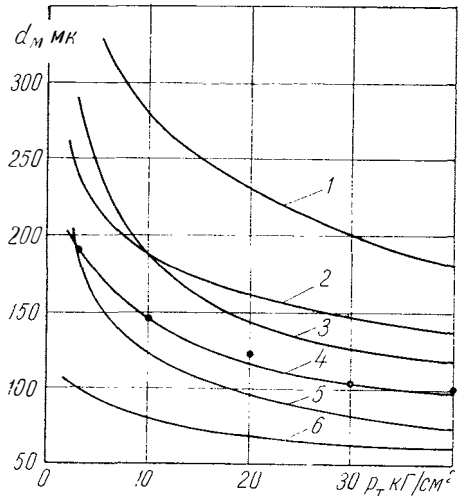


Рис. 4 Сравнение экспериментальных и расчетных значений медианного диаметра капель

Рассмотрим влияние параметров $\frac{G_B}{G_T}$ и $\frac{v_B}{v_T}$ в формуле (5) на d_m форсунок воздушно-механического распыливания. Влияние $\frac{G_B}{G_T}$ на d_m показано на рис. 5. Кривые $\frac{d_m}{\mu} = f\left(\frac{G_B}{G_T}\right)$ получены при $Re = \text{const}$ для каждой кривой и различных значений отношения $\frac{v_B}{v_T}$.

Как и следовало ожидать, увеличение относительного расхода распыливающего воздуха приводит к уменьшению медианного диаметра капель, причем наиболее резко этот эффект проявляется при

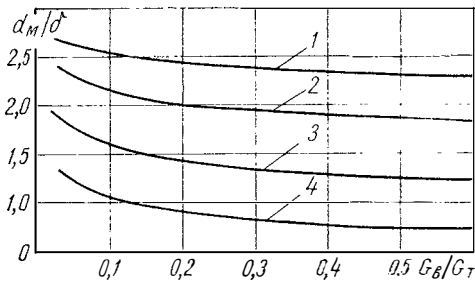


Рис. 5. Влияние относительного расхода воздуха на величину d_M/d при различных значениях v_B/v_T и $Re = \text{const}$:

$$1 - \frac{v_B}{v_T} = 7; \quad 2 - \frac{v_B}{v_T} = 14; \quad 3 - \frac{v_B}{v_T} = 30; \quad 4 - \frac{v_B}{v_T} = 60$$

различных значениях Re и постоянном значении отношения $\frac{G_B}{G_T} = 0,3$. Как следует из этих данных, увеличение $\frac{v_B}{v_T}$ приводит к уменьшению d_M . При этом эффективность воздействия $\frac{v_B}{v_T}$ на d_M возрастет по мере снижения числа Re , так как согласно рис. 3 с уменьшением Re качество распыливания центробежной форсункой ухудшается. При больших числах Re высокое качество распыливания достигается и без воздействия распыливающего воздуха.

Как следует из проведенных опытов, оптимальными по условиям достаточной мелкости распыливания ($d_M = 60 \div 100 \text{ мк}$) являются значения чисел Рейнольдса в области $Re \cong 250 \div 350$. Дальней-

малых относительных расходах воздуха ($\frac{G_B}{G_T} < 0,2 \div 0,3$).

При этом с увеличением $\frac{v_B}{v_T}$ крутизна кривых возрастает.

Таким образом, повышение относительного расхода воздуха $\frac{G_B}{G_T} > 0,25 \div 0,3$ не дает существенного эффекта в улучшении качества распыливания.

Влияние $\frac{v_B}{v_T}$ на d_M показано на рис. 6. Кривые $\frac{d_M}{d} = f\left(\frac{v_B}{v_T}\right)$ получены при

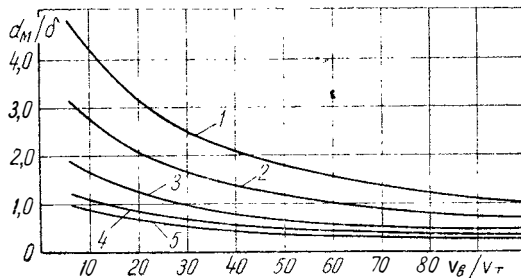


Рис. 6. Влияние критерия v_B/v_T на d_M/d при различных числах Рейнольдса и $\frac{G_B}{G_T} = 0,3 = \text{const}$:

$$1 - Re = 20; \quad 2 - Re = 40; \quad 3 - Re = 100; \quad 4 - Re = 200; \\ 5 - Re = 300$$

шее увеличение числа Re и связанное с этим чрезмерное увеличение давления топлива малоэффективны.

Для форсунок автомобильных ГТД значения $Re \approx 250 \div 350$ обычно соответствуют давлению топлива $p_T = 30 \div 40 \text{ кг/см}^2$.

Ухудшение качества распыливания при снижении числа Re может быть компенсировано подачей распыливающего воздуха. При этом, как было показано, более эффективным средством является увеличение скорости воздуха, а не его расхода. Очевидно, параметры распыливающего воздуха следует выбирать такими, при которых величина $\frac{d_m}{\delta}$ не будет зависеть от числа Re .

Рассмотрим с этой целью рис. 7, где даны зависимости $\frac{d_m}{\delta} = f(Re)$, полученные при постоянном значении отношения $\frac{G_B}{G_T} = 0,15$

и при различных значениях скорости воздуха в щели. Как следует из приведенных данных при $v_B = 100 \div 150 \text{ м/сек}$ величина отношения $\frac{d_m}{\delta}$ мало зависит от числа Re . Это означает, что при указанных v_B мелкость распыливания во всем диапазоне работы форсунки (по давлению топлива) остается практически неизменной.

Дальнейшее увеличение v_B при большой затрате энергии на сжатие воздуха оказывается малоэффективным.

Для форсунок автомобильных газотурбинных двигателей значения $v_B = 100 \div 150 \text{ м/сек}$ обычно достигаются при умеренном перепаде давлений $\Delta p_B \approx 0,3 \div 0,6 \text{ кг/см}^2$, что облегчает работу воздушного насоса. При работе ГТД при постоянном Δp_B (следовательно, и расходе воздуха G_B) по мере уменьшения расхода топлива G_T эффективность воздушного распыливания будет еще выше, чем показано на рис. 7, за счет увеличения относительного расхода воздуха $\frac{G_B}{G_T}$.

Таким образом, для обеспечения достаточной мелкости распыливания ($d_m = 60 \div 100 \text{ мк}$) при разработке форсунок автомобильных ГТД могут быть даны следующие рекомендации.

1. Максимальное давление топлива следует ограничить величиной $p_T = 30 \div 40 \text{ кг/см}^2$ ($Re = 250 \div 350$).

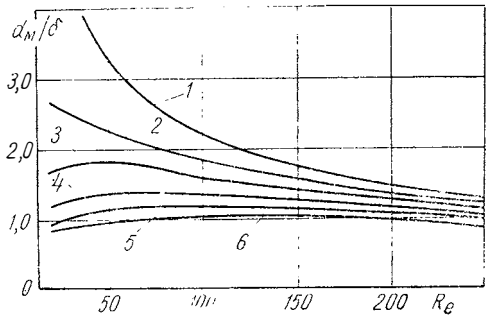


Рис. 7. Влияние числа Рейнольдса на $\frac{d_m}{\delta}$ при различных значениях скорости воздуха

и $\frac{G_B}{G_T} = 0,15 = \text{const}$:

1 - $v_B = 0$; 2 - $v_B = 50 \text{ м/сек}$; 3 - $v_B = 100 \text{ м/сек}$;
4 - $v_B = 150 \text{ м/сек}$; 5 - $v_B = 200 \text{ м/сек}$; 6 - $v_B = 250 \text{ м/сек}$

2. При воздушно-механическом распыливании целесообразно выбирать расходную скорость воздуха в щели в пределах $v_B = 100 \div 150$ м/сек, относительный расход воздуха $\frac{G_B}{G_T} = 0,1 \div 0,3$; перепад давления воздуха $\Delta p_B = 0,2 \div 4$ кг/см².

Выводы

1. В результате обработки экспериментальных данных по форсункам автомобильных ГТД получена критериальная зависимость для расчета мелкости распыливания топлива в виде

$$\frac{d}{d_m} = 0,0304 Re^{0,585} \left[1 + 0,0288^{0,585} \left(\frac{G_B}{G_T} \right) \left(\frac{v_B}{v_T} \right)^{1,25} \right],$$

которая справедлива как при воздушно-механическом, так и при механическом распыливании.

2. Показано влияние каждого из параметров критериального уравнения $\left(Re, \frac{G_B}{G_T}, \frac{v_B}{v_T} \right)$ на мелкость распыливания в широком диапазоне изменения этих параметров.

3. Даны рекомендации по выбору наиболее рациональных определяющих параметров при разработке форсунок автомобильных газотурбинных двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Блох А. Г., Кичкина Е. С. Распыливание жидкого топлива механическими форсунками центробежного типа. В сб.: «Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах». М., Госэнергоиздат, 1958.
2. Бондарюк М. М., Ильяшенко С. М. Прямоточные воздушно-реактивные двигатели. М., Оборонгиз, 1959.
3. Витман Л. А., Кацнельсон Б. Д., Палеев И. И. Распыливание жидкости форсунками. М., Госэнергоиздат, 1962.
4. Дитякин Ю. Ф., Бритнева Л. Н. Обобщение с помощью безразмерных критериев результатов измерений размеров капель при распыливании жидкостей центробежными форсунками. «Теплоэнергетика», 1959, № 11.
5. Дятлов И. Н. Расчет топливо-воздушной форсунки. Известия высших учебных заведений, серия «Авиационная техника», 1969, № 4.
6. Кнорре Г. Ф. Топочные процессы. М., Госэнергоиздат, 1959.
7. Новиков Е. Д. Дисперсность распыла воздушно-механической форсунки. В сб.: «Труды Центр. научно-исслед. института морского флота», вып. 113. М., 1969.
8. Основы горения углеводородных топлив. М., Издательство ИЛ, 1960.
9. Раушенбах Б. В., Белый С. А. и др. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. М., «Машиностроение», 1964.

Канд. техн. наук А. С. Штейнберг, инж. А. И. Меленчук

РАСПЫЛИВАНИЕ ТОПЛИВА НА ПУСКОВЫХ РЕЖИМАХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Пусковые свойства камеры сгорания принято оценивать тем минимальным давлением топлива на входе в форсунку, при котором происходит воспламенение рабочей смеси [6]. Чем ниже давление топлива p_T при пуске газотурбинных двигателей, тем выше пусковые свойства камеры сгорания.

Однако понижение p_T сопровождается ухудшением качества распыливания, а при $p_T < 3 \div 4 \text{ кг/см}^2$, наряду с резким увеличением среднего диаметра капель, изменяется и конфигурация факела. Последнее особенно важно для пуска автомобильных ГТД, у которых воспламенение смеси обычно производится запальной свечой, установленной в камере сгорания, на некотором удалении от форсунки. В этом случае важно, чтобы образующая топливного факела находилась в непосредственной близости от разрядного промежутка свечи.

С другой стороны, известно, что время полного испарения капли топлива примерно пропорционально квадрату начального диаметра капли ($\tau_{\text{исп}} \sim d_0^2$). Поэтому улучшение качества распыливания на пусковых режимах облегчает условия воспламенения смеси как за счет увеличения скорости испарения, так и за счет уменьшения расстояния между каплями.

Таким образом, пусковые свойства камеры сгорания при прочих равных условиях определяются как мелкоствью распыливания топлива, так и конфигурацией топливного факела, т. е. пусковыми свойствами форсунки.

Следует отметить, что если исследованию центробежных форсунок на рабочих режимах посвящено большое число работ, то пусковые режимы форсунок до настоящего времени не исследованы, хотя они существенно отличаются от рабочих режимов. Это и побудило авторов провести специальные исследования форсунок в области малых значений p_T .

Известно, что средний размер капель распыленного топлива $d_{ср}$, образующихся из жидкой пелены центробежной форсунки, при заданных ее геометрических параметрах определяется скоростью истечения пелены U , ее толщиной δ и физическими свойствами топлива [2], или в случае постоянных физических свойств топлива

$$d_{ср} = f(U, \delta).$$

В свою очередь величина скорости истечения U определяется давлением топлива p_T , а толщина пелены δ , измеренная по нормали к пелене, определяется коэффициентом расхода форсунки μ и углом распыливания β [5], или

$$\frac{\delta}{r_c} = \frac{1 - \sqrt{1 - \mu \cos \frac{\beta}{2}}}{\cos \frac{\beta}{2}},$$

где r_c — радиус соплового отверстия.

Как показано в работе [5], угол распыливания β при обычных его значениях для пусковых режимов форсунки ($\beta \approx 70^\circ$) и при малых значениях коэффициента расхода, свойственных центробежным форсункам, мало сказывается на толщине пелены δ . Поэтому можно считать, что при $U = \text{const}$ относительная толщина пелены $\frac{\delta}{r_c}$, а следовательно, и мелкость распыливания топлива однозначно связана с коэффициентом расхода μ . Чем выше при заданном значении r_c коэффициент расхода, тем хуже качество распыливания топлива.

При снижении p_T при пуске, наряду с ухудшением качества распыливания за счет снижения U , возрастает коэффициент расхода μ . При этом, как будет показано ниже, от характера изменения коэффициента расхода μ с изменением p_T зависит и форма факела распыливания.

Все это позволило предположить, что о пусковых свойствах форсунки можно судить по ее гидравлической характеристике.

В данной работе исследовались гидравлические характеристики форсунок при малых давлениях топлива, соответствующих режимам пуска. Эти исследования позволили найти критерий для оценки пусковых качеств форсунки и выработать рекомендации по выбору конструктивных параметров форсунок автомобильного ГТД.

Рассмотрим геометрическую схему форсунки центробежного типа (рис. 1), где r_T — радиус тангенциального канала; r_c — радиус сопла; l_T — длина тангенциального канала; l_c — длина сопла; $R_{к.з}$ — радиус камеры закручивания; R — радиус закрутки; $l_{к.з}$ — длина камеры закручивания; r_v — радиус воздушного вихря (границы воздушного вихря показаны пунктиром).

Коэффициент расхода форсунки для идеальной жидкости выражается зависимостью [1]

$$\mu_{\text{ид}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\varphi^2} + \frac{A^2}{1 - \varphi}}},$$

где A — безразмерная величина, называемая геометрической характеристикой форсунки;

φ — коэффициент живого сечения сопла.

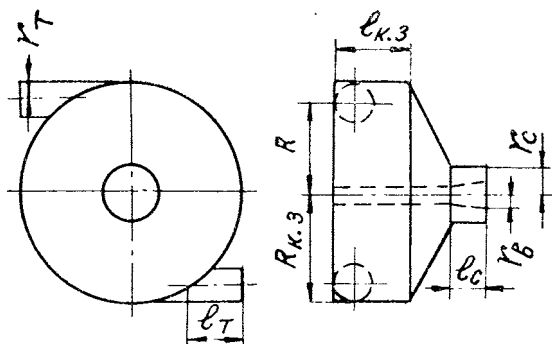


Рис. 1. Геометрическая схема форсунки центробежного типа

Величину A находим из соотношения геометрических размеров форсунки:

$$A = \frac{Rr_c}{nr_T^2},$$

где n — число тангенциальных каналов.

Поскольку коэффициент φ связан с величиной A зависимостью [1], коэффициент расхода $\mu_{\text{ид}}$ однозначно определяется величиной геометрической характеристики A .

При работе форсунок на моторных топливах действительный коэффициент расхода μ значительно отличается от значений, подсчитанных для идеальной жидкости, что объясняется наличием потерь в форсунке, а также рядом факторов, влияющих на ее гидравлику.

Если в случае идеальной жидкости течение в камере закручивания подчиняется закону сохранения момента количества движения, то при наличии вязкой жидкости за счет трения о стенки камеры закручивания этот момент снижается по мере движения жидкости к соплу.

При этом уменьшается радиус воздушного вихря r_v (см. рис. 1), возрастает коэффициент расхода и уменьшается угол факела распыливания.

Для форсунок, у которых диаметр тангенциального канала равен высоте камеры закручивания ($2r_T = l_{к.з}$), потеря момента вращения, очевидно, будет определяться соотношениями $\frac{R}{r_c}$ и $\frac{R}{r_T}$. Чем значительнее эти величины, тем больше потери момента вращения.

Однако в реальных форсунках $l_{к.з} > 2r_T$, поэтому имеет место дополнительная потеря момента вращения, которая тем выше, чем больше относительная длина камеры закручивания

$$\bar{l}_{к.з} = \frac{l_{к.з} - 2r_T}{2R_{к.з}}$$

Кроме потерь момента вращения, в форсунке имеют место потери полного напора, обусловленные в основном местными сопротивлениями и прежде всего сопротивлениями на входе в камеру закручивания [4].

Потери полного напора будут пропорциональны скоростному напору в тангенциальных каналах, который будет тем больше, чем меньше сопротивление соплового отверстия, т. е. чем меньше величина $\frac{R}{r_c}$.

Как было впервые показано Л. А. Клячко [2], на выходе из тангенциальных каналов происходит сжатие потока за счет воздействия на нее основного потока, набегающего по цилиндрической стенке, и за счет поворота потока в камере закручивания. Радиус закрутки R при этом увеличивается, а следовательно, возрастает геометрическая характеристика A . Одновременно уменьшается коэффициент расхода μ и возрастает угол факела распыливания β . При этом сжатие потока будет тем сильнее, чем меньше величина $\frac{R}{r_T}$.

Таким образом, можно считать, что для реальных форсунок коэффициент расхода зависит не только от геометрической характеристики A (как это имело место в случае идеальной жидкости), но также и от отношений $\frac{R}{r_c}$, $\frac{R}{r_T}$ и $\frac{l_{к.з} - 2r_T}{2R_{к.з}}$, т. е.

$$\mu = f\left(A; \frac{R}{r_c}; \frac{R}{r_T}; \frac{l_{к.з} - 2r_T}{2R_{к.з}}\right).$$

При неизменных геометрических параметрах форсунки коэффициент расхода и угол факела будут также зависеть от режима течения и вязкости жидкости.

Характеристику $\mu = f(p_T)$ в общем виде можно выразить кривой, приведенной на рис. 2. Точки на кривой соответствуют различному качеству распыливания и форме факела, определенных при визуальном наблюдении.

На рабочих режимах (участок $a - б$) при высоких давлениях топлива, когда коэффициент трения топлива о стенки камеры за-

кручивания λ невелик и мало изменяется с изменением числа Рейнольдса [3], коэффициент расхода остается практически постоянным ($\mu = \text{const}$), т. е. между давлением топлива и его расходом существует квадратичная зависимость.

По мере снижения p_T (Re) величина λ возрастает, центробежный эффект снижается и происходит увеличение коэффициента расхода (участок $b - z$). При этом рост коэффициента расхода сопровождается ухудшением качества распыливания и уменьшением угла топливного факела.

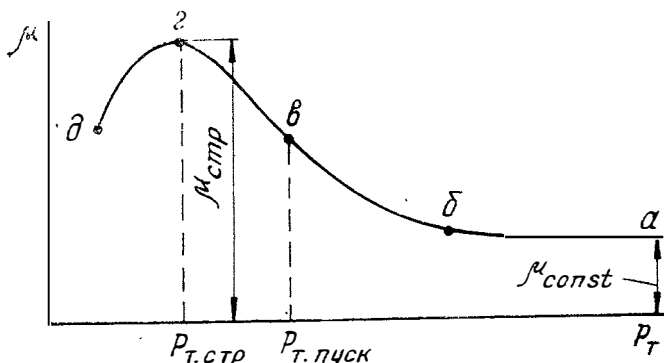


Рис. 2. Влияние давления топлива на коэффициент расхода форсунки μ

Если в точке $б$ факел распыливания имеет форму развернутого конуса, то по мере приближения к точке $в$ он приобретает форму «тюльпана».

В точке $в$, где центробежные силы становятся меньше сил поверхностного натяжения, «тюльпан» свертывается в сферическую плену, имеющую форму «пузыря». При этом воспламенение топлива в камере обычно прекращается.

Давление топлива, соответствующее точке $в$ (порядка 1—3 кг/см^2), назовем $p_{T.пуск}$.

Очевидно, что чем меньше давление топлива $p_{T.пуск}$, тем выше пусковые свойства камеры, и наоборот.

На участке $в - z$ кривой пузырь уменьшается в размерах и в точке z вырождается в струю.

Дальнейшее уменьшение p_T (участок $z - \delta$) приводит уже к падению μ . Воздушный вихрь при этом полностью исчезает и форсунка из центробежной превращается в струйную.

Назовем давление топлива, соответствующее точке z , $p_{T.стр}$, а соответствующий этой точке коэффициент расхода $\mu_{стр}$.

Как было показано выше, величина коэффициента расхода влияет на качество распыливания, поэтому очевидно, что чем больше изменяется μ на участке $б - z$ (см. рис. 2), тем хуже становится качество распыливания на пусковых режимах.

Приращение коэффициента расхода на участке $b-g$ может быть оценено величиной

$$\Delta\mu = \frac{\mu_{стр} - \mu_{const}}{\mu_{const}} \quad \text{или} \quad \Delta\mu = \frac{\mu_{остр} - \mu_{const}}{\mu_{const}},$$

где индекс 0 соответствует относительному коэффициенту расхода

$$\mu_0 = \frac{\mu}{\mu_{ид}}$$

Для того, чтобы оценить, в какой мере величина $\Delta\mu_0$ может характеризовать качество распыливания на пусковых режимах, было исследовано 11 форсунок автомобильных ГТД с двумя тангенциальными каналами, выполненных по схеме рис. 1.

Все исследования проводились на дизельном топливе ($v = 3,5$ сст).

В таблице приведены основные параметры указанных форсунок. Производительность их (при $p_T = 30$ кг/см²) изменялась в широких пределах ($G_T = 16-105$ кг/ч). Величина μ_{const} соответствовала давлению топлива $p_T = 30$ кг/см².

Характеристики $\mu_0 = f(p_T)$ рассматриваемых форсунок в области интересующих нас малых p_T (до 5 кг/см²) даны на рис. 3, откуда следует, что величины приращения для рассматриваемых форсунок различны. При этом отмечается следующая закономерность:

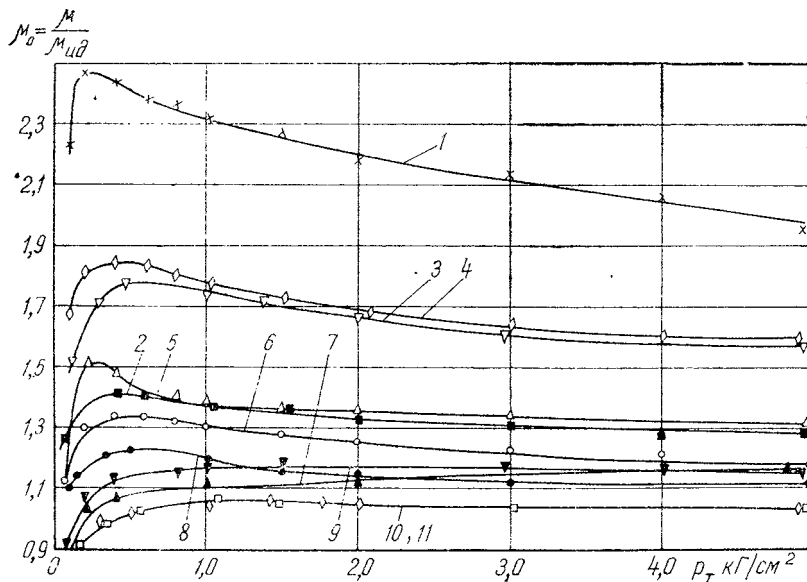


Рис. 3. Характеристики $\mu_0 = f(p_T)$ различных форсунок

Основные параметры форсунок

Параметр	Номер форсунки										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Производительность при $p_T = 30 \text{ кг/см}^2, \text{ кг/ч}$	16,15	16,85	19,6	23,9	26,2	40	41,6	51,5	74,8	88,5	105
Радиус закрутки $R, \text{ мм}$	1,3	0,75	0,5	1,25	0,75	1,2	0,775	1,175	1,125	1,075	1,025
Радиус сопла $r_c, \text{ мм}$	0,275	0,225	0,25	0,325	0,30	0,45	0,55	0,525	0,575	0,60	0,625
Радиус тангенциальных каналов $r_T, \text{ мм}$	0,20	0,25	0,175	0,25	0,25	0,30	0,225	0,325	0,375	0,425	0,475
R/r_c	4,72	3,33	2,0	3,85	2,5	2,67	1,41	2,24	1,97	1,8	1,64
R/r_T	6,5	3,0	2,86	5,0	3,0	4,0	3,45	3,62	3,0	2,53	2,16
Геометрическая характе- ристика A	4,47	1,35	2,04	3,26	1,8	3,0	4,2	2,92	2,3	1,79	1,42
Длина камеры закручи- вания $l_{к.з}, \text{ мм}$	2,0	2,0	2,5	2,0	2,2	2,175	2,0	2,75	3,35	3,35	3,35
Радиус камеры закручи- вания $R_{к.з}, \text{ мм}$	1,5	1,0	0,675	1,5	1,0	1,5	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5
$\bar{l}_{к.з} = \frac{l_{к.з} - 2r_T}{2R_{к.з}}$	0,535	0,75	1,59	0,50	0,85	0,525	0,775	0,70	0,87	0,835	0,80
μ_{const}	0,273	0,42	0,397	0,29	0,37	0,246	0,177	0,238	0,289	0,31	0,369
$\mu_{стр}$	0,385	0,512	0,50	0,369	0,457	0,287	0,1865	0,27	0,307	0,318	0,38
$\Delta\mu_{стр}$	41	21,8	25,4	26,8	23,2	16,7	4,95	13,4	6,3	2,92	2,9
$B = \frac{R^2}{r_c r_T} \bar{l}_{к.з}$	16,4	7,5	9,1	9,62	6,4	5,6	3,78	5,7	5,15	3,8	2,83

чем выше величина μ_0 на рабочих режимах, т. е. чем больше форсунка отличается от идеальной, тем выше приращение μ_0 .

Следовательно, приращение μ_0 будет зависеть от тех же параметров, что и μ_0 , или

$$\Delta\mu_0 = f\left(\frac{R}{r_c}; \frac{R}{r_T}; \bar{l}_{к.з}\right).$$

Зависимость $\Delta\mu_0$ от комплекса рассматриваемых параметров приведена на рис. 4, где комплекс

$$B = \frac{R^2}{r_c r_T} \bar{l}_{к.з}$$

(цифрами указаны номера форсунок по таблице).

В верхней части рис. 4 показано изменение пускового давления топлива $p_{т.пуск}$ в зависимости от B . Давление $p_{т.пуск}$ определялось визуально по моменту изменения формы факела распыливания от «тюльпана» к «пузырю», что соответствует точке v на рис. 2.

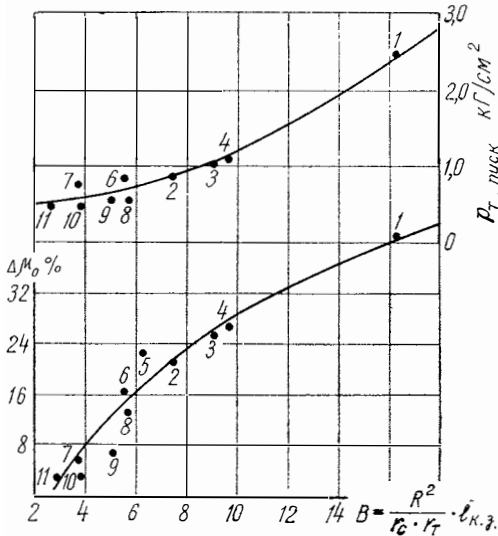


Рис. 4. Характеристики $\Delta\mu_0$, $p_{т.пуск} = f(B)$

Таким образом, можно сделать вывод о том, что качество распыливания на пусковых режимах однозначно связано с комплексом B , или

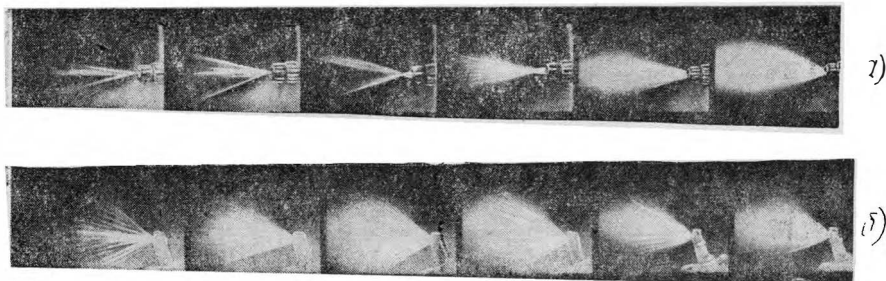
$$p_{т.пуск} = f(B).$$

Влияние комплекса B на качество распыливания на пусковых режимах иллюстрируется рис. 5.

У форсунки 3 с комплексом $B=9,1$ топливный факел формируется при $p_T=1,0 \text{ кг/см}^2$, а у форсунки 1 с комплексом $B=16,1$ при $p_T=2,5 \text{ кг/см}^2$.

Таким образом, для обеспечения удовлетворительного распыливания при низких p_T геометрические параметры форсунок следует выбирать таким образом, чтобы комплекс B имел наименьшую допустимую из конструктивных соображений величину.

Для этого следует стремиться к уменьшению длины камеры закручивания $l_{к.з}$ и радиуса закручивания R .



$p_T=0,5 \text{ кг/см}^2$ $p_T=1,0 \text{ кг/см}^2$ $p_T=1,5 \text{ кг/см}^2$ $p_T=2,0 \text{ кг/см}^2$ $p_T=2,5 \text{ кг/см}^2$ $p_T=3,0 \text{ кг/см}^2$

Рис. 5. Качество распыливания топлива форсункой 1 (а) ($B=16,1$) и форсункой 3 (б) ($B=9,1$)

Однако выдержать $l_{к.з} \cong 2r_T$ из конструктивных соображений практически невозможно, поэтому $l_{к.з}$ всегда в несколько раз больше $2r_T$. В форсунках автомобильного ГТД величина $\frac{l_{к.з}}{2r_T}$ обычно находится в пределах 2—6, отношения $\frac{R}{r_c}$ и $\frac{R}{r_T}$ находятся соответственно в пределах 1,5—3,0 и 2,5—5,0, так как уменьшение радиуса закрутки R при условии сохранения заданных значений расхода топлива и угла факела распыливания связано с необходимостью уменьшения радиуса тангенциальных каналов r_T . В то же время из эксплуатационных соображений радиус тангенциальных каналов форсунок АГТД выбирается не менее $r_T=0,25 \text{ мм}$, поскольку при меньших r_T возможно их быстрое засорение и закоксование.

Как показал опыт эксплуатации газотурбинных двигателей с воспламенением запальной свечой, установленной в камере сгорания, хорошими пусковыми качествами на дизельном топливе обладали форсунки, имеющие комплекс $B=2,83—5,7$. При более высоких значениях комплекса B пуск был затруднен. Поэтому целесообразно при разработке форсунок АГТД геометрические параметры форсунки выбирать таким образом, чтобы комплекс $B \leq 6$.

На основании проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. Между качеством распыливания топлива на пусковых режимах и гидравлическими характеристиками форсунки существует определенная взаимосвязь. Чем больше изменяется коэффициент расхода форсунки по режимам ее работы, тем хуже качество распыливания на пусковых режимах.

2. Влияние конструктивных особенностей форсунки на относительное приращение $\Delta\mu_0$ может быть оценено с помощью комплекса B .

Удовлетворительное качество распыливания при низких p_T на дизельном топливе достигается при $B \leq 6$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., Гостехиздат, 1953.
 2. Бородин В. А., Дитякин Ю. Ф., Клячко Л. А., Ягодкин В. И. Распыливание жидкости. М., «Машиностроение», 1967.
 3. Клячко Л. А. Вопросы гидравлики центробежной форсунки. М., ЦИАМ, 1950.
 4. Морошкин М. Я. Влияние потери напора на работу центробежных форсунок. В сб.: «Известия вузов. Энергетика», № 12. М., 1960.
 5. Раушенбах Б. В. и др. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. М., «Машиностроение», 1964.
 6. Штейнберг А. С. Пусковые характеристики камер сгорания автомобильных газотурбинных двигателей. В сб.: «Груды НАМИ», вып. 138. М., 1972.
-

*Канд. техн. наук А. С. Штейнберг,
инж-ры А. И. Меленчук, К. С. Козловская*

ВЛИЯНИЕ МЕЛКОСТИ РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА НА ПУСК КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В камере сгорания газотурбинного двигателя при воспламенении распыленного топлива развитие начального очага горения определяется главным образом условиями переноса пламени от одной капли к другой.

Известно, что температура воспламенения жидкого топлива выше температуры его испарения, поэтому процесс испарения топлива должен предшествовать его воспламенению. Горит не жидкое топливо, а только его пары, смешанные с воздухом.

В процессе распыливания топлива и перемешивания его с воздухом вокруг каждой капли образуется паровая оболочка. Если двухфазная смесь содержит большое количество жидкого топлива и малое количество пара, то у поверхности капли коэффициент избытка воздуха, рассчитанный по паровой фазе, превысит нижний концентрационный предел распространения пламени и воспламенения не произойдет.

С другой стороны, известно, что время полного испарения капли топлива при ее горении по диффузионной схеме пропорционально квадрату начального диаметра капли ($\tau_{исп} \sim d_0^2$). Поэтому улучшение качества распыливания облегчает условия воспламенения смеси как за счет увеличения скорости испарения, так и благодаря уменьшению расстояния между каплями.

Вопрос об улучшении качества распыливания на пусковых режимах камер автомобильных ГТД приобретает особое значение, так как воспламенение смеси осуществляется здесь обычно запальной свечой, установленной непосредственно в камере сгорания, и работа зачастую производится на вязких сортах топлива (типа дизельного).

Следует отметить, что если влияние мелкости распыливания топлива на полноту сгорания в камере газотурбинного двигателя

достаточно подробно освещено в литературе (см., например, работу [1]), то влияние мелкости распыливания на пусковые характеристики камеры сгорания до настоящего времени не исследовано и в литературе отсутствуют экспериментальные данные по этому вопросу. Это и побудило авторов провести такие исследования.

Опыты проводились на камере сгорания ГТД Rover 1S/60, подробно описанной в работе [2], с дизельным топливом по ГОСТ 4749—49.

Длина камеры 280 мм, диаметр в миделевом сечении 116 мм. Запальная свеча поверхностного разряда установлена в боковой стенке камеры, глубина ее погружения в камеру 5 мм. Расстояние от оси свечи до форсунки 36 мм. Касание топливным факелом свечи возможно при угле факела 110° . Питание свечи производилось от системы зажигания с запасенной энергией $Q_{\text{зап}} = 12_{\text{дж}}$ и частотой разрядов $f = 1 \text{ разр/сек}$.

Наличие форсунки воздушно-механического распыливания в этой камере позволило в широком диапазоне изменять размер капель топлива за счет изменения давления распыливающего воздуха. При этом максимальный угол факела не превышал 90° , т. е. непосредственного касания топливным факелом свечи не происходило.

Распылитель форсунки Rover имеет три тангенциальных канала $d_r = 0,45 \text{ мм}$, просверленных под углом к оси соплового отверстия; $d_c = 1,25 \text{ мм}$. Закрутка воздуха производилась с помощью шести тангенциальных каналов диаметром $d_r = 0,90 \text{ мм}$, просверленных в корпусе распылителя и наклоненных к оси под небольшим углом.

Между распылителем и корпусом форсунки образуется кольцевая щель шириной $b_{\text{щ}} = 0,65 \text{ мм}$ и площадью $f_{\text{щ}} = 5,0 \text{ мм}^2$. Производительность форсунки $G_r = 40 \text{ кг/ч}$ при давлении топлива $p_r = 15 \text{ кг/см}^2$. Расход распыливающего воздуха при различных давлениях p_b составляет:

$p_b \text{ кг/см}^2$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5	2,0
$G_b \text{ кг/ч}$	0,8	1,32	1,75	2,1	2,45	2,76	3,06	3,35	3,62	3,84	5,18	6,15

Факел распыливания форсунки Rover при различных давлениях топлива ($p_r = 0,6—5 \text{ кг/см}^2$) и воздуха ($p_b = 0—2 \text{ кг/см}^2$) приведены на рис. 1.

Без распыливания воздухом угол факела β возрастает с увеличением давления топлива. Так, с увеличением p_r от 0,6 до 5 кг/см^2 β возрастает с 40 до 75° . Существенно улучшается качество распыливания по визуальной оценке (диаметр капель приведен ниже).

При подаче распыливающего воздуха влияние p_r на β сказывается значительно слабее, и в диапазоне изменения $p_b = 0,5—2 \text{ кг/см}^2$, при котором проводились исследования, изменением угла факела ($\beta = 80—90^\circ$) можно пренебречь.

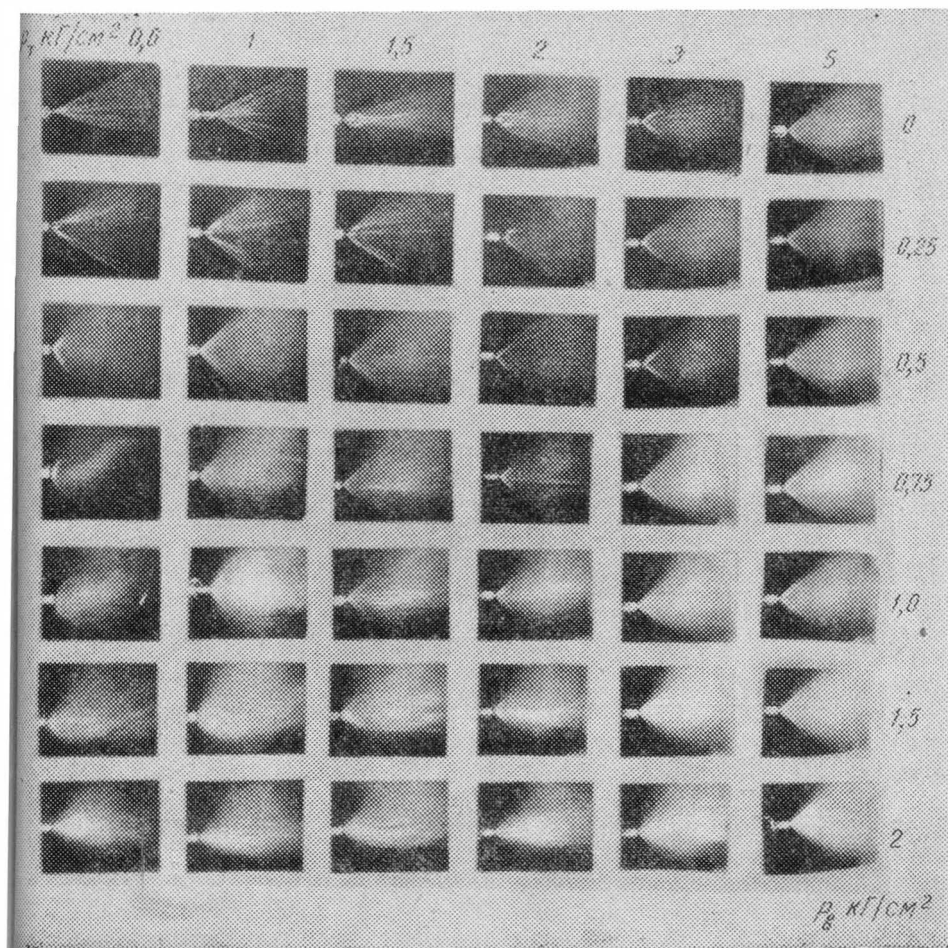


Рис. 1. Факел распыливания форсунки Rover при различных давлениях топлива и воздуха

На рис. 2 приведены пусковые характеристики камеры сгорания Rover, построенные в виде зависимостей $p_T, \alpha = f(\omega_0)$, где p_T — минимальное давление топлива, при котором возможно воспламенение, α — соответствующий суммарный коэффициент избытка воздуха в камере, ω_0 — расчетная средняя скорость воздуха в отверстиях камеры (средняя скорость в миделевом сечении камеры $\omega_{мид}$ в 2,2 раза меньше скорости ω_0). Испытания проводились при давлениях распыливающего воздуха 0; 0,5; 1,0; 1,5 и 2 $кг/см^2$. Цифры на кривых $p_T = f(\omega_0)$ выражают медианный диаметр капель в микронах, определенный на режимах пуска методом улавливания капель на закопченную пластину.

Рассмотрим характеристики $p_T, \alpha = f(\omega_0)$, приведенные на рис. 2.

Известно, что тепловая энергия начального очага горения в зоне свечи $Q_{нач}$ при постоянной энергии разряда определяется хи-

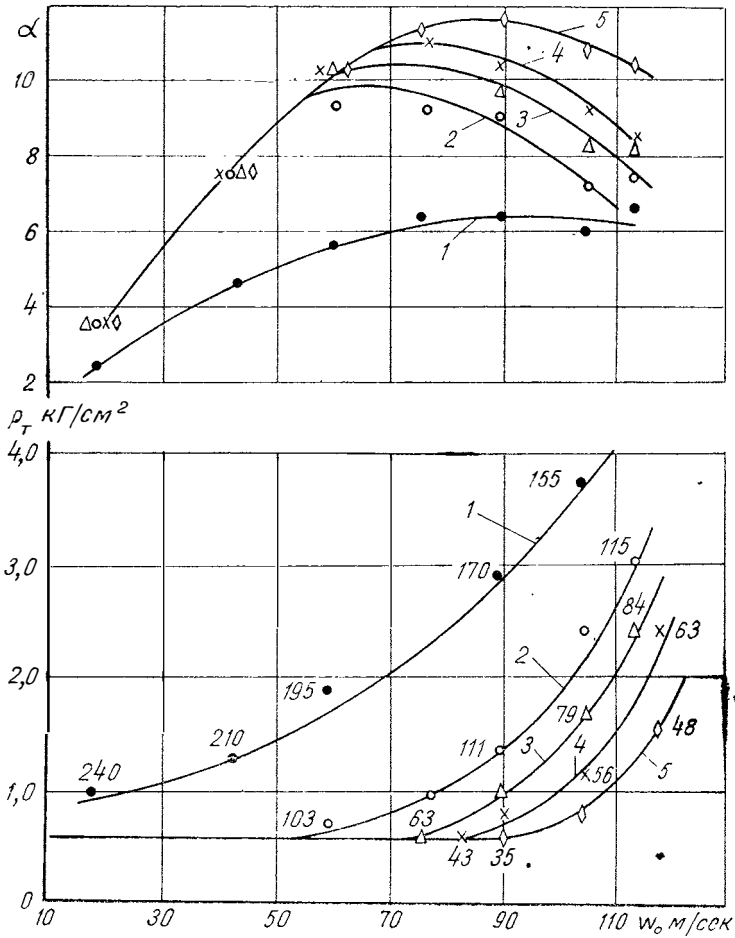


Рис. 2. Пусковые характеристики камеры сгорания Rover:
 1 - $p_B=0$; 2 - $p_B=0.5 \text{ кг/см}^2$; 3 - $p_B=1 \text{ кг/см}^2$; 4 - $p_B=1.5 \text{ кг/см}^2$; 5 - $p_B=2 \text{ кг/см}^2$

мической энергией от сгорания топлива в этом очаге $Q_{хим}$ или $Q_{нач} = f(Q_{хим})$. В свою очередь при прочих равных условиях величина $Q_{хим}$ определяется коэффициентом избытка воздуха по паровой фазе α_p или $Q_{нач} = \varphi(\alpha_p)$.

Согласно тепловой теории воспламенения усиленный отвод тепла от начального очага горения с ростом скорости ω_0 требует даль-

нейшего обогащения смеси. Однако этого не происходит и кривые $\alpha = f(\omega_0)$ вначале имеют подъем, так как по мере увеличения ω_0 происходит улучшение смесеобразования в камере как за счет увеличения давления топлива, так и за счет лучшего его перемешивания с воздухом. Начиная с определенной скорости ω_0 улучшение смесеобразования уже не может компенсировать рост теплотвода от начального очага горения и для воспламенения смеси требуется тепловая компенсация, т. е. обогащение смеси — перегиб кривых $\alpha = f(\omega_0)$.

Рассматривая пусковые характеристики камеры (см. рис. 2) без распыливающего воздуха (кривые 1), можно наблюдать, что по мере увеличения давления топлива от 0,9 до 3,8 кг/см^2 медианный диаметр капель d_m уменьшается с 240 до 155 мк . При грубом распыливании топлива ($d_m = 240 \text{ мк}$, $p_\tau = 0,9 \text{ кг/см}^2$) для воспламенения смеси требуется существенное ее обогащение ($\alpha = 2,5$), причем воспламенение может быть осуществлено только при малой скорости воздуха ($\omega_0 = 19 \text{ м/сек}$). При более мелком распыливании ($d_m = 155 \text{ мк}$, $p_\tau = 3,8 \text{ кг/см}^2$) воспламенение смеси может быть осуществлено при $\alpha \approx 6,5$ и скорости $\omega_0 = 105 \text{ м/сек}$.

При подаче распыливающего воздуха (кривые 2) мелкость распыливания существенно улучшается. Так, при $p_b = 0,5 \text{ кг/см}^2$ и $p_\tau = 0,9 \text{ кг/см}^2$ $d_m = 109 \text{ мк}$ (против 240 мк без воздуха), что существенно расширяет границы воспламенения по α , т. е. для пуска требуется значительно меньшее давление топлива. Дальнейшее увеличение p_b дает эффект только в области высоких значений ω_0 , т. е. в наиболее тяжелых условиях пуска. Характерно, что перегиб кривых $\alpha = f(\omega_0)$ на рис. 2 при воздушном распыливании наблюдается при меньших ω_0 , чем при распыливании без подачи воздуха. Это объясняется тем, что при $p_b = 0$ уменьшение d_m с ростом p_τ происходит более резко. В то же время у форсунки воздушного распыливания с ростом p_τ (при $p_b = \text{const}$) качество распыливания даже несколько ухудшается, что происходит за счет уменьшения относительного расхода распыливающего воздуха $\frac{G_b}{G_\tau}$. Этот эффект с увеличением p_b несколько ослабевает, что и приводит к некоторому смещению максимума кривых $\alpha = f(\omega_0)$ на рис. 2.

Рассмотрим приведенные на рис. 3 характеристики пуска в виде p_τ , $\alpha = f(d_m)$, полученные при постоянной скорости воздуха $\omega_0 = 100 \text{ м/сек}$. Из рис. 3 следует, что по мере улучшения качества распыливания (уменьшение d_m) воспламенение может быть произведено при более бедных смесях. При этом зависимость суммарного коэффициента избытка воздуха $\alpha = f(d_m)$ в относительных величинах может быть приближенно выражена эмпирическим уравнением

$$\bar{\alpha} \cong \frac{1}{\sqrt[3]{d_m}}.$$

С другой стороны, из рис. 3 можно вывести примерную зависимость $d_m = f(p_T)$ для форсунки центробежного распыливания в отношении относительных величин в виде

$$\bar{d}_m \cong \frac{1}{\sqrt[3]{p_T}},$$

или

$$\bar{\alpha} \cong \sqrt[9]{p_T}.$$

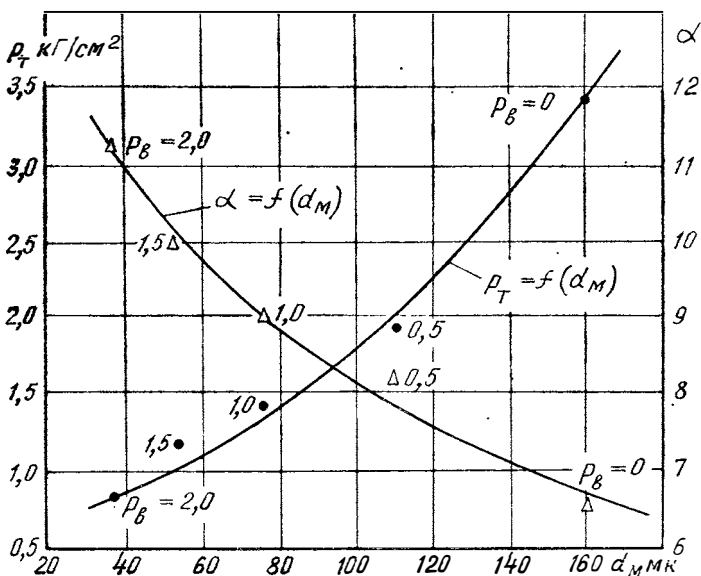


Рис. 3. Зависимость давления топлива и суммарного коэффициента избытка воздуха соответствующая режимам пуска, от мелкости распыливания при $\omega_0 = 100$ м/сек

Таким образом, для того, чтобы расширить диапазон воспламенения смеси по суммарному коэффициенту избытка воздуха в два раза, необходимо многократно повысить давление топлива, что невозможно достигнуть в центробежной форсунке.

Наоборот, в форсунках воздушного распыливания, широко применяемых в газотурбинных двигателях, высокая дисперсность распыливания на пусковых режимах может быть легко достигнута при весьма низких пусковых давлениях топлива.

Выводы

1. Проведенные опыты показали существенное влияние мелкости распыливания топлива на пусковые характеристики камеры.

2. Приближенно можно принять, что максимальное значение суммарного коэффициента избытка воздуха, при котором возможен пуск камеры сгорания ГТД, изменяется обратно пропорционально корню кубическому из величины медианного диаметра капель.

3. С форсункой воздушного распыливания может быть получена высокая степень дробления капель ($d_m \cong 40 \text{ мк}$), практически недостижимая для обычных форсунок центробежного типа за счет увеличения давления топлива; соответственно улучшаются и пусковые характеристики камеры с этой форсункой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кулагин Л. В., Охотников С. С. Влияние качества распыливания тяжелых жидких топлив на работу камер сгорания транспортных ГТД. В сб.: «Котлотурбостроение» (Труды ЦКТИ, № 50, «Газовые турбины»). Л., 1964.

2. Штейнберг А. С. Камера сгорания ГТД малой мощности. М., ЦИНТИАМ, 1963.

Инж.-ры А. И. Меленчук, К. С. Козловская

МЕЛКОСТЬ РАСПЫЛИВАНИЯ И НЕРАВНОМЕРНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В ФАКЕЛЕ ФОРСУНКИ С ПЕРЕПУСКОМ ТОПЛИВА

Особенностью условий работы форсунок автомобильных газотурбинных двигателей является весьма широкий диапазон изменения расхода топлива (в 8—10 раз). Применение в данном случае простых центробежных форсунок приводит к необходимости изменять давление подачи топлива в 60—100 раз, что практически невыполнимо, если учесть, что для удовлетворительного распыливания топлива этими форсунками минимальное давление впрыска должно быть порядка $p_T = 7 \div 10 \text{ кг/см}^2$.

В связи с указанным на автомобильных ГТД применяются форсунки перепускного типа, у которых для улучшения качества распыливания при малых расходах топлива в камеру закручивания распылителя подается значительно большее количество топлива, чем требуется для сгорания, а избыток топлива перепускается на вход в топливный насос. При этом расход топлива через сопло зависит не только от давления на входе в форсунку, но и от количества перепускаемого топлива, с увеличением которого уменьшается расход рабочего топлива. За счет высоких скоростей вращения топлива в камере закручивания обеспечивается достаточная мелкость распыливания топлива, поступающего в камеру сгорания. Перепускные форсунки позволяют при умеренном давлении ($p_T = 30 \div 40 \text{ кг/см}^2$) получить удовлетворительное распыливание в указанном диапазоне изменения расхода топлива. Наличие перепускного устройства оказывает воздействие на характеристики форсунки, в частности, на равномерность распределения топлива вокруг оси факела и на мелкость распыливания. Однако эти особенности перепускных форсунок до настоящего времени подробно не исследованы, что и побудило авторов рассмотреть данные вопросы.

Для исследования была выбрана перепускная форсунка автомобильного газотурбинного двигателя с максимальной производительностью $G_T = 90 \text{ кг/ч}$ при давлении топлива $p_T = 40 \text{ кг/см}^2$ (с закрытым перепуском). Схема форсунки показана на рис. 1. Топливо

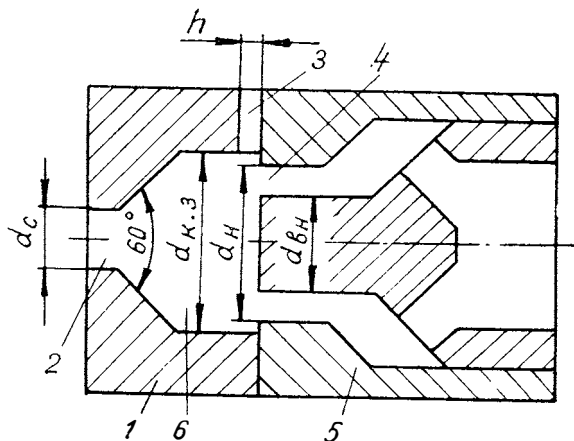


Рис. 1. Схема перепускной форсунки:
 1 — распылитель; 2 — сопло распылителя; 3 — тангенциальные каналы; 4 — кольцевая щель; 5 — элемент перепуска; 6 — камера закручивания

в камеру закручивания *б* поступает через три тангенциальных канала *3* прямоугольного сечения. Закрученное топливо выходит через сопло распылителя *2*, а перепуск избыточного топлива осуществляется через кольцевую щель *4*. Такой способ перепуска топлива является наиболее распространенным в современных перепускных форсунках. Основные геометрические размеры распылителя форсунки представлены в табл. 1.

Таблица 1

Параметр	Обозначение	Величина, мм
Диаметр камеры закручивания	$d_{к.з}$	3,0
Диаметр сопла	d_c	1,3
Высота тангенциального канала	h	0,8
Ширина тангенциального канала	l	0,5

Распылитель форсунки испытывался с двумя вариантами элемента перепуска (табл. 2).

Автомобильные ГТД должны работать на различных сортах топлива (бензин, керосин, дизельное топливо). Как известно, фор-

сунка, доведенная на дизельном топливе, успешно работает на керосине и бензине. Исходя из этого для экспериментов было выбрано дизельное топливо наиболее распространенного сорта по ГОСТ 305—62 (плотность $\rho=830 \text{ кг/см}^3$ и вязкость $\nu=4,0 \text{ сст}$). Испытания проводились при температуре окружающего воздуха 15°C .

Т а б л и ц а 2

Номер варианта	Наружный диаметр щели d_n , мм	Внутренний диаметр щели $d_{вн}$, мм	Площадь кольцевой щели $F_{п}$, мм ²
1	2,99	1,8	4,5
2	2,46	1,8	2,16

Определение неравномерности распределения топлива вокруг оси факела форсунки проводилось по общепринятой методике улавливания топлива в 12 секторов и сбора его в тарированные колбы. Неравномерность рассчитывалась по следующей формуле:

$$\Delta V = \frac{V_{\text{макс}} - V_{\text{мин}}}{V_{\text{ср}}},$$

где $V_{\text{макс}}$ — максимальный объем заполнения колбы;
 $V_{\text{мин}}$ — минимальный объем заполнения колбы;
 $V_{\text{ср}}$ — средний объем заполнения колбы.

При отработке методики улавливания топлива в секторы было обращено внимание на возможность влияния на получаемые результаты потока воздуха, эжектируемого топливным факелом. Было проведено испытание форсунки при расстоянии H ее до секторов 120 и 30 мм (рис. 2). Как следует из приведенных данных,

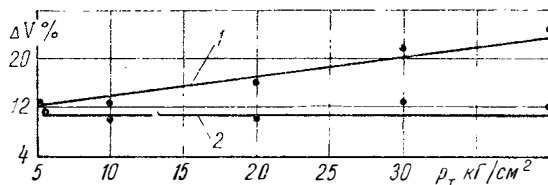


Рис. 2. Неравномерность распределения топлива в факеле распыливания вокруг оси форсунки (при закрытом перепуске):

1 — $H=120$ мм; 2 — $H=30$ мм

при $H=120$ мм по мере увеличения p_r неравномерность ΔV возрастает, что свидетельствует о наличии влияния эжектируемого потока воздуха. В то же время при $H=30$ мм $\Delta V = \text{const}$ в исследуемом диапазоне давлений. Очевидно, в этом случае влияние эжектируемого воздуха незначительно. Поэтому $H=30$ мм и было выбрано для дальнейших испытаний.

Для определения мелкости распыливания топлива в настоящее время широкое распространение получил метод улавливания капель на закопченную пластину, покрытую слоем окиси магния. Однако этот метод можно применять лишь при достаточно мелком распыливании (максимальный диаметр капель $d_{\text{макс}} \leq 300\text{—}400 \text{ мк}$). При работе на вязких топливах (типа мазута), где $d_{\text{макс}} \geq 400\text{—}500 \text{ мк}$, указанный способ неприемлем, так как дает большие погрешности. Это объясняется тем, что для улавливания капель большого размера толщина слоя сажи δ согласно рекомендации [1] превышает $\delta = 0,8 \text{ мм}$, вследствие чего слой оказывается непрочным.

Поскольку в форсунках автомобильных газотурбинных двигателей максимальный диаметр капель не превышает $d_{\text{макс}} = 300\text{—}350 \text{ мк}$, нами был принят метод улавливания на закопченную пластину. При подготовке и проведении эксперимента были использованы рекомендации по применению этого метода, изложенные в работах [1, 3].

Толщина слоя сажи составляла $\delta = 0,7 \text{ мм}$ ($\delta \geq 1,5\text{—}2,0 d_{\text{макс}}$). Толщина слоя окиси магния была минимальной, но достаточной для создания светлого фона на пластинах. Расстояние от форсунки до пластины, выбранное исходя из требований получения одинарных отпечатков капель при максимальном по возможности количестве, составляло 100 мм . В результате на пластинах были получены четкие и глубокие отпечатки. Наложение отпечатков практически отсутствовало. Улавливание капель производилось на три пластины размером $10 \times 100 \text{ мм}$, установленные под углом 120° друг к другу, что обеспечивало охват всех капель по диаметру факела. Отпечатки капель фотографировались с увеличением в 20 раз. Количество фотоснимков составляло 12—15 (практически фотографировались все зоны на пластинах, где имелись отпечатки).

За параметр, характеризующий мелкость распыливания, был выбран медианный диаметр d_m , т. е. диаметр, соответствующий 50% объема впрыснутого топлива по суммарной кривой распределения. При определении d_m был использован обычный статистический подсчет отпечатков капель на фотографиях с разбивкой их на группы. Статистической обработке подвергалось не менее 3000—3500 отпечатков на каждом режиме. В отдельных случаях при более мелком распыливании обрабатывалось до 7000—8000 отпечатков. Для оценки стабильности результатов в наших опытах было проведено дублирование пяти различных режимов в разное время. При этом расхождение в полученных значениях не превышало 13%. Погрешность в определении среднего размера капель данным методом может достигать 30% [1].

Результаты опытов приведены на рис. 3—6. Влияние элемента перепуска на мелкость распыливания показано на рис. 3. Здесь даны суммарные кривые распределения капель топлива, полученные при $p_t = 5 \text{ кг/см}^2$ для двух случаев работы форсунки. Кривая 1 соответствует работе перепускной форсунки с элементом перепуска 1 (см. табл. 2) при закрытом кране перепуска, кривая 3 соот-

ветствует работе форсунки, у которой элемент перепуска заменен заглушкой. В последнем случае форсунка рассматривалась как простая центробежная.

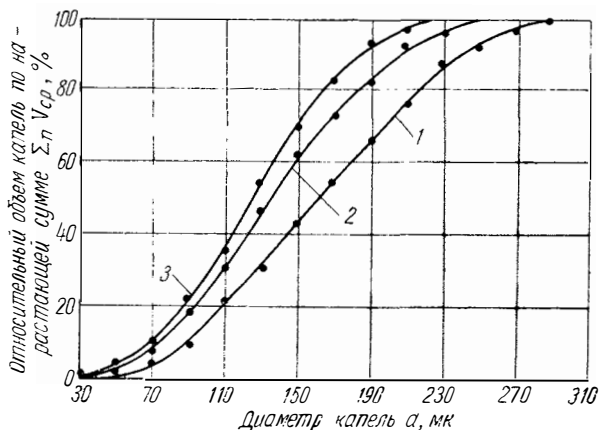


Рис. 3. Суммарные кривые распределения $\rho_T = 5 \text{ кг/см}^2$:

1 — работа перепускной форсунки с элементом перепуска 1 (см. табл. 2) при закрытом кране перепуска; 2 — работа простой центробежной форсунки; 3 — работа форсунки, у которой элемент перепуска заменен заглушкой

Как видно из рис. 3, медианный диаметр у перепускной форсунки составлял 163 мк, т. е. примерно на 30% больше, чем у простой центробежной форсунки. Следовательно, наличие элемента перепуска приводит к ухудшению качества распыливания, что может быть объяснено дополнительными потерями момента количества движения, вызванными вращением топлива, заключенного в кольцевой щели и примыкающей к ней полости. Поэтому при разработке форсунок перепускного типа необходимо стремиться к получению минимальной величины указанных потерь в элементе перепуска.

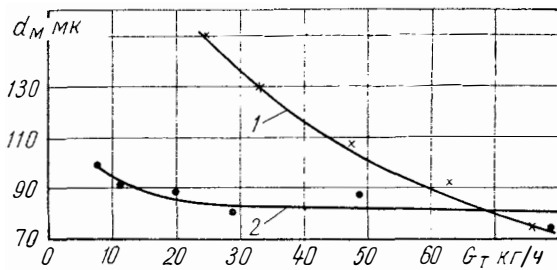


Рис. 4. Зависимость медианного диаметра капель d_m от расхода топлива G_T :

1 — простая центробежная форсунка; 2 — перепускная форсунка ($\rho_T = 30 \text{ кг/см}^2$)

Для изыскания возможностей снижения этих потерь было проведено исследование влияния параметров щели (площади кольцевой щели и ее расположения в радиальном направлении) на потери в форсунке. Было установлено, что с увеличением площади щели и с приближением ее к оси форсунки потери в форсунке возрастают. Лучшим вариантом кольцевой щели перепуска оказался вариант 2 (см. табл. 2). Форсунка с этим элементом перепуска при закрытом кране перепуска обеспечивала качество распыливания, близкое к качеству распыливания простой центробежной форсунки (кривая 2 на рис. 3). Разница в величине медианного диаметра составляет всего 7%, что находится в пределах погрешности определения среднего диаметра данным способом. Все дальнейшие опыты проводились с оптимальным вариантом перепуска 2.

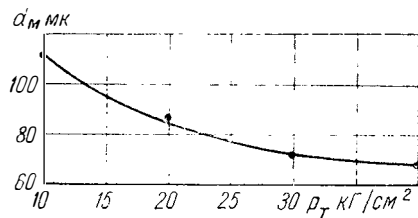


Рис. 5. Зависимость медианного диаметра каплей d_m от давления перед форсункой при $G_T = \text{const}$

Выше мы отметили в качестве положительного свойства перепускной форсунки ее способность обеспечивать удовлетворительное качество распыливания в широком диапазоне изменения расхода топлива. Однако до настоящего времени оставался неисследованным вопрос о том, в какой мере количество перепускаемого топлива может влиять на мелкость распыливания. Для изучения этого вопроса авторами были определены значения медианных диаметров каплей перепускной форсунки при различной степени открытия крана перепуска.

Опыты проводились при постоянном давлении на входе в форсунку $p_T = 30 \text{ кг/см}^2$, соответствующем номинальному режиму работ. С закрытым перепуском (рис. 4) при расходе топлива $G_T = 78 \text{ кг/ч}$ медианный диаметр составлял $d_m = 80 \text{ мк}$. При умень-

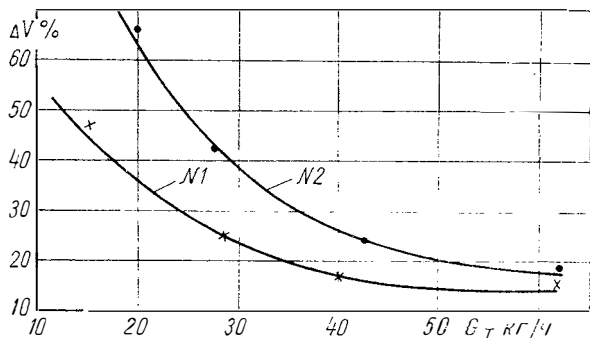


Рис. 6. Неравномерность факела распыливания вокруг оси в зависимости от расхода G_T при $p_T = 20 \text{ кг/см}^2$

шении расхода топлива в 10 раз за счет открытия крана перепуска медианный диаметр увеличился до 100 мк, т. е. всего на 25%. При этом рост d_m наблюдался лишь при малых расходах через сопло, начиная с $G_T = 30$ кг/ч и ниже. Это показывает, что по мере уменьшения количества топлива, проходящего через сопло, влияние на него потерь в форсунке возрастает. Для сравнения на рис. 4 приведена кривая изменения $d_m = f(G_T)$ простой центробежной форсунки. Так как в этом случае снижение G_T связано с уменьшением давления топлива, медианный диаметр резко возрастает и при $G_T = 25$ кг/ч почти в два раза больше, чем у перепускной форсунки. Таким образом, преимущество перепускной форсунки перед простой центробежной проявляется главным образом на малых нагрузках. На режимах закрытого перепуска при правильно выбранных геометрических параметрах кольцевой щели качество распыливания перепускной форсунки примерно такое же, как и у простой центробежной форсунки.

Одной из отличительных особенностей форсунки с перепуском топлива является возможность получить один и тот же расход через сопло при различных давлениях перед форсункой и различном открытии крана перепуска, что позволяет получить целую гамму режимов работы форсунки. Для выбора режимов, наилучших с точки зрения мелкости распыливания, определялся медианный диаметр на четырех различных режимах с одинаковым расходом $G_T = 32$ кг/ч при давлениях перед форсункой, равных 40, 30, 20 и 10 кг/см², и при положениях крана перепуска, соответствующих данному расходу.

На рис. 5 дана кривая изменения медианного диаметра от давления перед форсункой p_T при постоянном расходе топлива. С возрастанием давления медианный диаметр уменьшается. При этом при больших значениях p_T степень уменьшения медианного диаметра снижается. В диапазоне $p_T = 30-40$ кг/см² он практически не изменяется. Важно также отметить, что характер изменения медианного диаметра от p_T у перепускной форсунки с открытым перепуском и постоянным расходом через сопло аналогичен характеру изменения d_m от p_T у простой центробежной форсунки.

Следовательно, диапазон возможных давлений p_T перед перепускной форсункой также ограничен качеством распыливания на малых давлениях p_T . Расширять диапазон изменения расхода топлива на перепускной форсунке, очевидно, следует главным образом за счет изменения количества перепускаемого топлива.

Другая не менее важная характеристика форсунки — неравномерность распределения топлива по секторам — вызывается, как правило, наличием несимметричностей, связанных с конструктивными особенностями форсунки и с технологией изготовления. Так, например, известно, что переход от одного или двух тангенциальных каналов к трем резко улучшает равномерность топливного факела по секторам. В то же время дальнейшее увеличение числа тангенциальных каналов практически не дает эффекта. Различного рода

шероховатости на рабочих поверхностях распылителя и кольцевой щели элементов перепуска вызывают нарушение симметрии вращающегося потока топлива, что приводит к ухудшению равномерности его распределения. Существенное влияние на равномерность распределения оказывает эксцентриситет камеры закручивания относительно соплового отверстия.

В подавляющем большинстве случаев распылители конструктивно выполняются в виде одной неразъемной детали, что сводит к минимуму несоосность сопла и камеры закручивания. Большое значение имеет также состояние выходной кромки соплового отверстия.

Опыт эксплуатации форсунок показывает, что заусенцы на кромке сопла резко ухудшают равномерность распределения. В форсунке с перепуском топлива неравномерность распределения топлива по секторам во многом будет зависеть от несимметричности в кольцевой щели перепуска. Эти несимметричности появляются в результате несоосности наружного и внутреннего диаметров кольцевой щели и самой щели относительно камеры закручивания.

Величина неравномерности ΔV для испытанной перепускной форсунки при закрытом перепуске (см. рис. 2) составляла 12%, что свидетельствует об относительно высоком совершенстве конструкции форсунки и точности ее изготовления. Практикой эксплуатации центробежных форсунок в авиации установлено, что неравномерность распределения топлива по секторам, определенная по приведенной выше формуле, должна составлять не более $\Delta V = 30\%$ [2].

На рис. 6, где представлены зависимости ΔV от G_t , изменяемого перепуском, для форсунки с двумя экземплярами № 1 и 2 одного и того же варианта элемента перепуска, следует, что по мере открытия перепуска неравномерность распределения возрастает. Вероятно, при малых значениях коэффициента расхода влияние указанных выше факторов на неравномерность распределения возрастает. Кстати, у простых центробежных форсунок, как показывают опыты [1], лучшая равномерность наблюдается при больших значениях коэффициента расхода. Насколько сильно влияние несоосности наружного и внутреннего диаметров кольцевой щели на ΔV , наглядно видно из рис. 6, где верхняя кривая соответствует форсунке с ярко выраженной несоосностью диаметров щели (эксцентриситет 0,2 мм). Поэтому в форсунках с перепуском топлива очень важно выполнять кольцевую щель с концентричными наружными и внутренними диаметрами и соосно с камерой закручивания.

Выводы

1. Проведенные исследования впервые позволили установить влияние количества перепускаемого топлива на мелкость распыливания.

При постоянном давлении на входе в форсунку в диапазоне изменения расхода топлива через сопло в пределах 30—100% от максимального расхода (с закрытым перепуском) качество распыливания не изменялось.

Снижение расхода до 10% от максимального дало увеличение медианного диаметра d_m в 1,2 раза.

2. Показано, что наличие элемента перепуска создает дополнительные потери момента количества движения, что приводит к увеличению d_m по сравнению с простой центробежной форсункой.

3. Показано, что по мере увеличения количества перепускаемого топлива неравномерность распределения топлива по секторам возрастает.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бородин В. А., Дитякин Ю. Ф., Клячко Л. А., Ягодкин В. И. Распыливание жидкостей. М., «Машиностроение», 1967.

2. Прахов А. М. Некоторые особенности центробежных форсунок ГТД. В сб.: «Автоматическое регулирование авиадвигателей», вып. 4. М., Оборонгиз, 1962.

3. Саламандра Г. Д., Набоко И. М. Улавливание на пластину, покрытую слоем сажи, как метод определения крупности распыливания. «Журнал технической физики», т. 27, 1957.

ВЛИЯНИЕ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ВХОДЯЩЕГО ВОЗДУХА ПРОДУКТАМИ СГОРАНИЯ НА ТОКСИЧНОСТЬ КАМЕРЫ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В автомобильных газотурбинных двигателях сложной схемы (трехвальный двигатель Форд-704 и другие) часто применяется камера вторичного подогрева, установленная за компрессорной турбиной.

Таким образом, в камеру вторичного подогрева поступает воздух, содержащий продукты сгорания основной камеры, с уменьшенным содержанием кислорода. При этом часть продуктов неполного сгорания, поступающих из основной камеры, способна окисляться во вторичной камере при высокой температуре и наличии свободного кислорода. В то же время недостаток кислорода в воздухе, поступающем во вторичную камеру, и балластировка его продуктами сгорания могут при известных условиях замедлить реакцию горения, несмотря на высокие температуры процесса.

Так, в частности, известно, что загрязнение реагирующего воздуха продуктами сгорания замедляет процесс образования окислов азота. Тормозящее влияние продуктов сгорания на образование окислов азота используется, в частности, в бензиновых двигателях, где осуществляется рециркуляция отработавших газов во всасывающий трубопровод [3].

Загрязнение воздуха на входе в испытываемую камеру продуктами сгорания происходит и в экспериментальных стендах, где подогрев воздуха осуществляется сгоранием топлива в газовом подогревателе, через который проходит рабочий воздух основной камеры сгорания.

Целью настоящей работы является определение влияния состава газа на выходе из подогревателя на состав газа и полноту сгорания топлива в камере сгорания.

В качестве испытываемой камеры сгорания была выбрана трубчатая камера автомобильного ГТД мощностью 190 л. с. с теплообменником, снабженная лопаточным завихрителем и топливной форсункой перепускного типа. Подогрев воздуха осуществлялся в газовом подогревателе, представляющем собой камеру сгорания, аналогичную испытываемой, в которую подавался воздух из компрессорной станции при температуре 15° С. Испытания проводились на авиационном керосине ТС-1. Газовый анализ продуктов сгорания производился в лаборатории НИЛТД (ЛАНЭ) по методике, изложенной в работе [2].

Рассмотрим приведенные на рис. 1 характеристики изменения основных компонентов продуктов сгорания на выходе из подогре-



Рис. 1. Характеристики изменения состава продуктов сгорания на выходе из подогревателя и камеры в зависимости от расхода воздуха на модельных режимах ее работы:

1 — подогреватель; 2 — камера сгорания

вателя и испытываемой камеры сгорания, полученные в зависимости от расхода воздуха.

Испытания проводились при постоянной температуре газа на выходе из подогревателя или на входе в камеру сгорания $t_2 = 350^\circ\text{C}$ и постоянной температуре газа на выходе из камеры $t_3 = 690^\circ\text{C}$. Так как давление воздуха при испытаниях изменялось пропорционально расходу, средняя скорость потока в миделевом сечении камеры оставалась примерно постоянной на всех режимах ($\omega_{\text{мид}} = 68 \text{ м/сек}$). Коэффициенты избытка воздуха в подогревателе $\alpha_{\text{п}}$ и в камере сгорания $\alpha_{\text{к}}$ также оставались постоянными.

Как следует из рис. 1, по мере увеличения расхода воздуха $G_{\text{в}}$ (давления p_2) сгорание как в подогревателе, так и в камере улучшалось, т. е. несколько уменьшалось содержание окиси углерода CO и углеводородов C_nH_m в продуктах сгорания, и соответственно повышался коэффициент полноты сгорания ξ_z .

Одновременно наблюдалось некоторое увеличение содержания окислов азота и сажи, вызванное возрастанием давления воздуха p_2 . Водорода и альдегидов в продуктах сгорания подогревателя и камеры сгорания не обнаружено.

При прохождении продуктов сгорания подогревателя через камеру отмечается снижение содержания C_nH_m и рост концентрации CO. Это объясняется тем, что скорость реагирования C_nH_m при низких температурах выше, чем скорость реагирования CO.

Содержание сажи на выходе из камеры оказалось несколько меньшим (на $0,0002 \text{ мг/л}$), чем на входе, что может быть объяснено, по-видимому, частичным выгоранием частиц сажи, попадающих в первичную зону камеры.

Прирост концентрации окислов азота (в пересчете на N_2O_5) может быть объяснен тем, что испытываемая камера сама является источником выделения окислов азота, а поступающие из подогревателя окислы не могут быть нейтрализованы в очаге открытого пламени. Полученные результаты по выделению окислов азота качественно согласуются с опытами Р. В. Малова [1].

На рис. 2 приведены характеристики изменения параметров газа на выходе из подогревателя и из камеры сгорания в зависимости от расхода воздуха, полученные при более высоких значениях p_2 , t_2 и t_3 , соответствующих натурным режимам двигателя.

Из анализа рис. 2 следует, что общая тенденция улучшения процесса сгорания в подогревателе и камере по мере их форсирования по температуре и давлению с увеличением $G_{\text{в}}$ проявляется более резко, чем при форсировании только по давлению (см. рис. 1).

В то же время, как и в предыдущих опытах (см. рис. 1), не наблюдалось снижения концентрации CO в камере при температуре $t_3 \leq 700^\circ\text{C}$ ($G_{\text{в}} \leq 1,0 \text{ кг/сек}$). В области более высоких температур ($t_3 > 700^\circ\text{C}$) в камере наблюдалось уменьшение концентрации окиси углерода, поступающей из подогревателя. При этом темп снижения концентрации CO повышается с ростом температуры t_3 . Таким образом, дожигание CO в камере может быть осуществлено лишь

при значениях $t_3 > 700^\circ \text{C}$. Температура в зоне горения, естественно, будет при этом значительно выше.

Концентрация углеводородов, как и в предыдущих опытах (см. рис. 1), при прохождении газа через камеру сгорания снижалась.

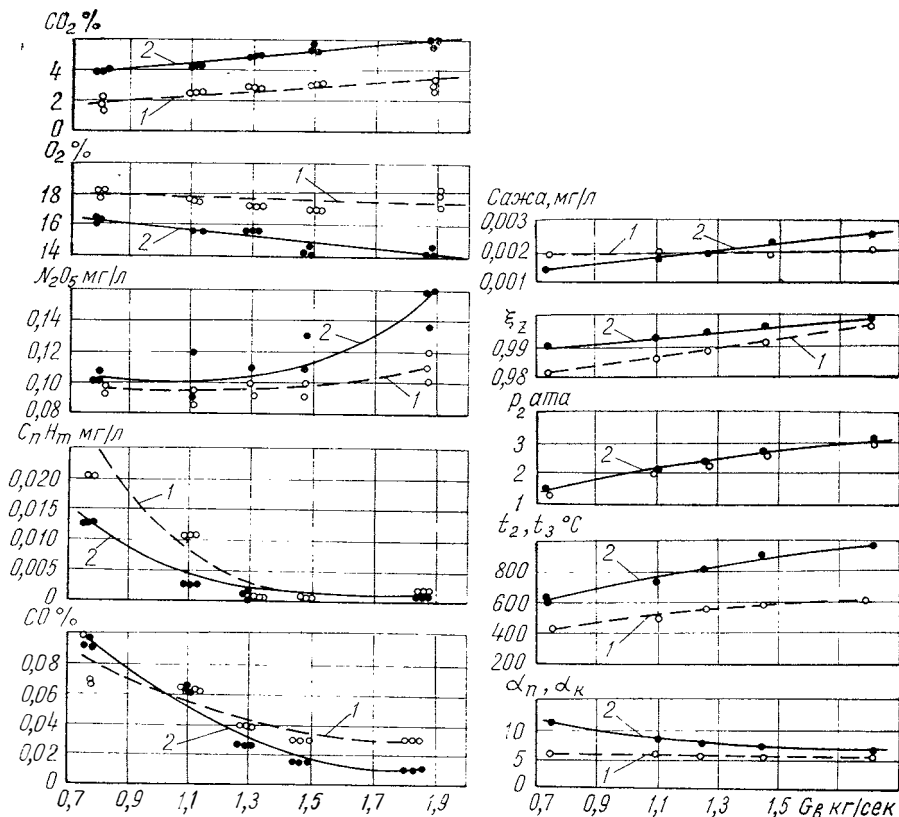


Рис. 2. Характеристики изменения состава продуктов сгорания на выходе из подогревателя и камеры в зависимости от расхода воздуха на натуральных режимах ее работы:

1 — подогреватель; 2 — камера сгорания

На более форсированных режимах ($G_B > 1,2 \text{ кг/сек}$) из-за весьма низкой концентрации $C_n H_m$ уловить ее изменение в камере существующим методом газового анализа не удалось.

Уровень концентрации $N_2 O_5$ на выходе из подогревателя (см. рис. 2) существенно возрос (в 3—5 раз) по сравнению с указанным выше (см. рис. 1) за счет повышения температуры и давления газа.

В отличие от данных рис. 1 по данным рис. 2 содержание сажи в камере почти на всех режимах несколько возрастает, что объ-

ясняется более интенсивным ее выделением в камере сгорания на форсированных режимах.

Проведем теперь сравнение токсических показателей камеры при испытании ее в системе двигателя и на стенде, на котором были выдержаны идентичные двигателю режимные параметры (рис. 3).

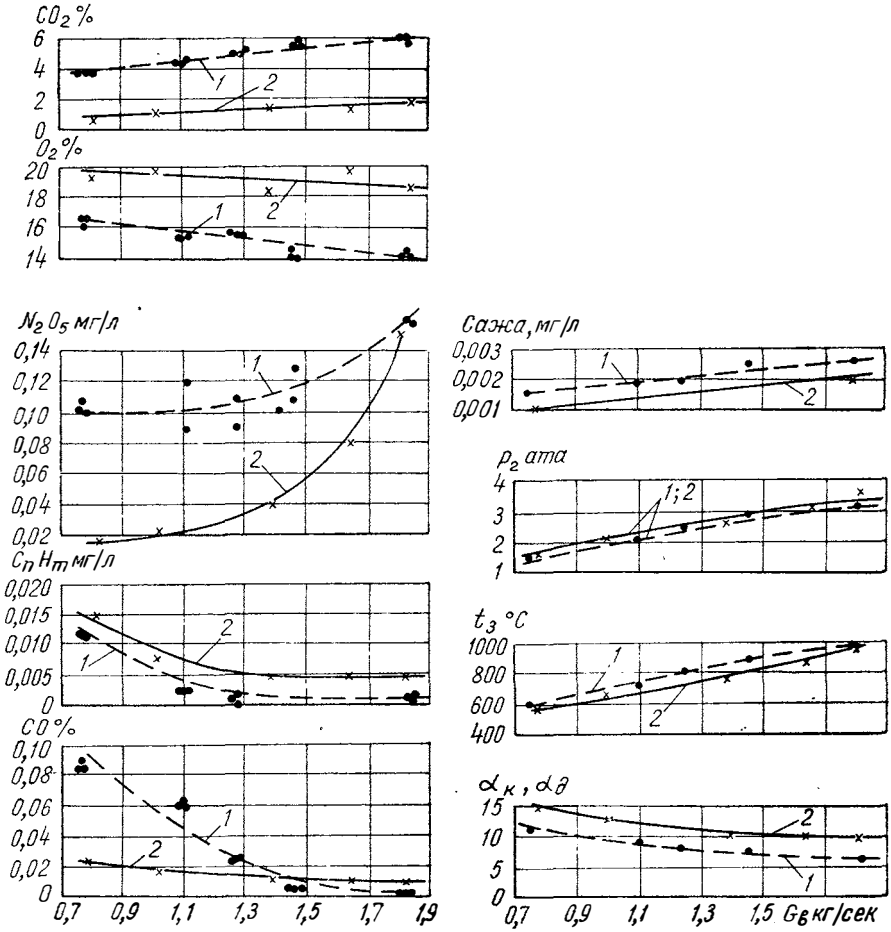


Рис. 3. Сопоставление состава продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания при испытаниях ее на двигателе и в стендовых условиях:
1 — камера сгорания; 2 — двигатель

Каждому расходу воздуха G_v соответствовали обороты турбокомпрессора $n_{тк}$ и мощность двигателя N_e , как показано в таблице.

Несмотря на некоторое отклонение параметров t_3 , p_2 и α при стендовых испытаниях камеры от тех же параметров при испытаниях на двигателе, можно отметить следующие характерные особенности, вызванные подачей в камеру воздуха, загрязненного продуктами сгорания подогревателя.

G_B кг/сек	n_{TK} об/мин	N_e л. с.
0,75	18000	11
1,1	24000	48
1,28	27000	80
1,45	30000	130
1,83	32000	190

1. Концентрация CO на выходе из камеры сгорания при малых значениях G_B при стендовых испытаниях значительно превышает ее концентрацию на двигателе, что объясняется повышенным содержанием окиси углерода на выходе из подогревателя на этих режимах (см. рис. 2).

2. Концентрация N_2O_5 на выходе из камеры при стендовых испытаниях при всех значениях G_B превышает ее концентрацию на двигателе. При этом темп нарастания концентрации N_2O_5 с увеличением G_B на стенде оказался значительно ниже, чем на двигателе, за счет отмеченного выше тормозящего эффекта продуктов сгорания подогревателя.

3. Некоторое снижение концентрации C_nH_m при стендовых испытаниях камеры по сравнению с испытаниями на двигателе может быть объяснено, по-видимому, более высокой температурой газа в первом случае.

4. Концентрация сажи на выходе из камеры сгорания при стендовых испытаниях на всех режимах превышает ее концентрацию на двигателе (см. рис. 3).

Следует отметить, что несмотря на снижение содержания O_2 в продуктах сгорания подогревателя до значения $O_2=17-18\%$ (см. рис. 2), коэффициент выделения тепла в камере за счет высокой температуры подогрева ($t_2=600^\circ C$) оставался достаточно высоким благодаря интенсификации процесса сгорания в камере за счет увеличения температуры входящего воздуха.

Выше мы рассмотрели влияние загрязнения входящего воздуха продуктами сгорания на токсичность камеры газотурбинного двигателя с теплообменником, работающей в диапазоне температур воздуха $t_2=350-600^\circ C$.

Рассмотрим аналогичный эффект при работе камеры сгорания с более низким подогревом воздуха, соответствующим условиям работы ГТД без теплообменника.

С этой целью был выбран одновальный ГТД мощностью 120 л. с., работающий при постоянных оборотах $n_{\text{тк}} = 39\,000$ об/мин и расходе воздуха $G_{\text{в}} = 1,2$ кг/сек. Температура воздуха на входе в камеру на всех режимах двигателя была примерно постоянной ($t_2 = 179\text{--}185^\circ\text{C}$), мало изменялось и давление воздуха ($p_2 = 2,8\text{--}3,2$ ата).

Для испытаний было выбрано два типа камер: камера 1 — обычного типа и камера 2 — с испарительным экраном.

Камеры испытывались как на двигателе, так и на стенде с газовым подогревателем, установленным перед камерой. Состав газа на выходе из подогревателя: O_2 — 19,87%; CO_2 — 0,63%; CO — 0,002%; C_nH_m — 0,0002%; N_2O_5 — 0,003 мг/л; сажа — 0,035 мг/л.

При стендовых испытаниях выдерживались режимные параметры, соответствующие двигателю. Испытания проводились на дизельном топливе ГОСТ 4749—49.

На рис. 4 приведены характеристики изменения основных токсических параметров камеры в зависимости от коэффициента избытка воздуха α при испытаниях на двигателе и стенде. Коэффи-

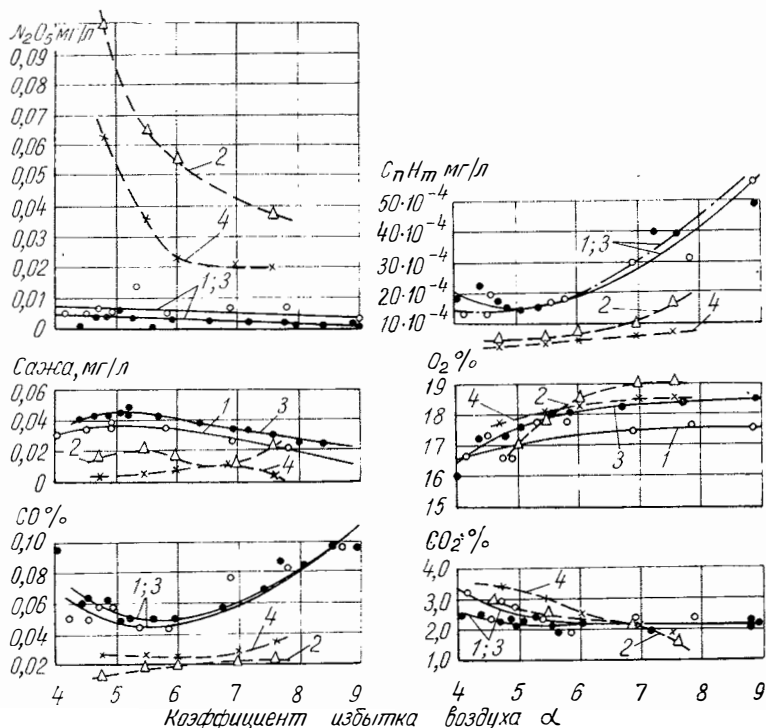


Рис. 4. Сопоставление состава продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания при испытаниях в стендовых условиях и на одновальном газотурбинном двигателе (без теплообменника):

1 — камера сгорания 1, стенд; 2 — камера сгорания 1, ГТД; 3 — камера сгорания 2, стенд; 4 — камера сгорания 2, ГТД

циент избытка воздуха α на номинальном режиме составлял 4,7 на холостом ходу — 7,57.

Как следует из рис. 4, при работе на более низкой температуре входящего воздуха ($t_2=180^\circ\text{C}$) различие в токсических показателях камер на стенде и на двигателе проявляется более резко, чем в отмеченных выше опытах (см. рис. 3). Объясняется это тем, что при низких температурах воздуха тормозящий эффект продуктов сгорания, поступающих в камеру, возрастает.

Выводы

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Подогрев воздуха в газовом подогревателе, установленном перед камерой, и связанное с этим загрязнение воздуха продуктами сгорания вносят существенные изменения в уровень концентрации токсичных компонентов, выделяемых камерой сгорания. Поэтому метод подогрева воздуха не может быть использован при исследованиях токсичности камеры сгорания.

2. Подогрев воздуха в газовом подогревателе до температуры $t_2=600^\circ\text{C}$ не снижает коэффициента выделения тепла камеры и поэтому допустим при стендовых испытаниях камер сгорания газотурбинных двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малов Р. В. О невозможности нейтрализации отработавших газов дизельного двигателя методом пламенного дожигания. В сб.: «Труды ЛАНЭ». М., «Знание», 1969.

2. Масленковский Л. Г., Маст В. С., Фомичева Н. И. Применение газовой хроматографии для анализа отработавших газов автомобильных двигателей. В сб.: «Токсичность двигателей внутреннего сгорания и пути ее снижения». (Доклады 1-го международного симпозиума по токсичности). М., «Наука», 1966.

3. Benson Jack. D. «Reduction of nitrogen oxides in automotive exhaust». SAE Preprints, s. a. № 690019.

УДК 621.438.056.019.4.001.5

*Канд. техн. наук А. С. Штейнберг,
инж-ры Г. И. Назарова, А. Я. Макотченко*

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОЛЬЦЕВЫХ КАМЕР СГОРАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Кольцевая камера сгорания имеет ряд преимуществ перед индивидуальной: обеспечивает более рациональное использование габаритного объема двигателя, что позволяет уменьшить его габаритные размеры, обуславливает понижение скорости потока в сечениях камеры благодаря относительно большей площади поперечного сечения. Поэтому гидравлические потери в такой камере невелики.

В то же время тенденция к уменьшению длины вала турбокомпрессора с целью повышения его жесткости приводит к необходимости максимально приблизить турбину к компрессору, то есть уменьшить длину камеры. Для обеспечения в этих условиях высокой полноты сгорания и равномерного температурного поля в газотурбинных двигателях небольшой мощности часто применяются камеры противоточного типа, петлевой формы, что удлиняет путь топливо-воздушной смеси по сравнению с камерой прямоточного типа.

Сравнительные исследования прямоточной и противоточной камер сгорания для АГТД мощностью 400 л.с. выполнены в работе [1].

При установке кольцевой камеры на автомобильные ГТД всегда приходится решать вопрос о выборе оптимального числа топливных форсунок.

Увеличение числа форсунок улучшает равномерность температурного поля на выходе из камеры сгорания и облегчает переброс пламени между форсунками при пуске. С другой стороны, применение значительного числа форсунок приводит к уменьшению

их проходных каналов, а следовательно, к возможности частых засорений в эксплуатации. Поэтому в автомобильных газотурбинных двигателях с кольцевыми камерами необходимо стремиться выбирать минимально возможное число форсунок, которое обеспечивало бы как необходимые параметры камеры, так и достаточные размеры проходных каналов форсунок.

Рассмотрим вопрос о выборе минимального числа форсунок для кольцевой камеры ГТД.

Введем следующие обозначения:

l_{ϕ} — расстояние (шаг) между форсунками по дуге окружности;
 $L_{\text{разв}}$ — длина развертки средней линии камеры вдоль оси двигателя;

H — радиальная высота проточной части камеры.

Тогда $\bar{l}_L = \frac{l_{\phi}}{L_{\text{разв}}}$ и $\bar{l}_H = \frac{l_{\phi}}{H}$ выразят отношение шага к длине развертки и высоте камеры соответственно.

Очевидно, что параметр \bar{l}_L будет влиять на полноту сгорания и равномерность температурного поля на выходе из камеры сгорания, а параметр \bar{l}_H — на пусковые свойства камеры (переброс пламени от одной форсунки к другой).

Влияние параметра \bar{l}_L на работу камеры было исследовано в работе [1]. При малом значении этого параметра, соответствующем $\bar{l}_L = 0,65$ (противоточная камера), были получены высокая полнота сгорания и равномерность температурного поля. При большом относительном шаге между форсунками, соответствующем $\bar{l}_L = 1,23$ (прямоточная камера), полнота сгорания снижалась на 5% и ухудшалась равномерность температурного поля.

Относительный шаг между форсунками по высоте камеры сгорания составлял для прямоточной камеры $\bar{l}_H = 1,85$ и для противоточной $\bar{l}_H = 1,7$, что обеспечивало надежный переброс пламени при пуске в обеих камерах [1, 2].

Следует отметить, что исследованные в работах [1, 2] камеры имели величину \bar{l}_H , несколько меньшую обычно принятых для кольцевых камер значений этого параметра ($\bar{l}_H = 2,0-2,5$).

Представляло интерес выяснить принципиальную возможность создания кольцевой камеры сгорания противоточной схемы с существенно меньшим числом форсунок, чем принято обычно для кольцевых камер.

С этой целью была разработана кольцевая камера сгорания противоточного типа (рис. 1) для газотурбинного двигателя номинальной мощностью $N_e = 120$ л. с. при расходе воздуха $G_b = 1,5$ кг/сек и расходе топлива $G_T = 65$ кг/ч. Давление и температура воздуха на входе в камеру $p_2 = 3,3$ ата; $t_2 = 170^\circ \text{C}$.

Теплонапряженность камеры $q = 20 \cdot 10^6$ ккал/м³·ч·ата, средняя скорость в отверстиях камеры $w_0 = 55$ м/сек, степень раскрытия от-

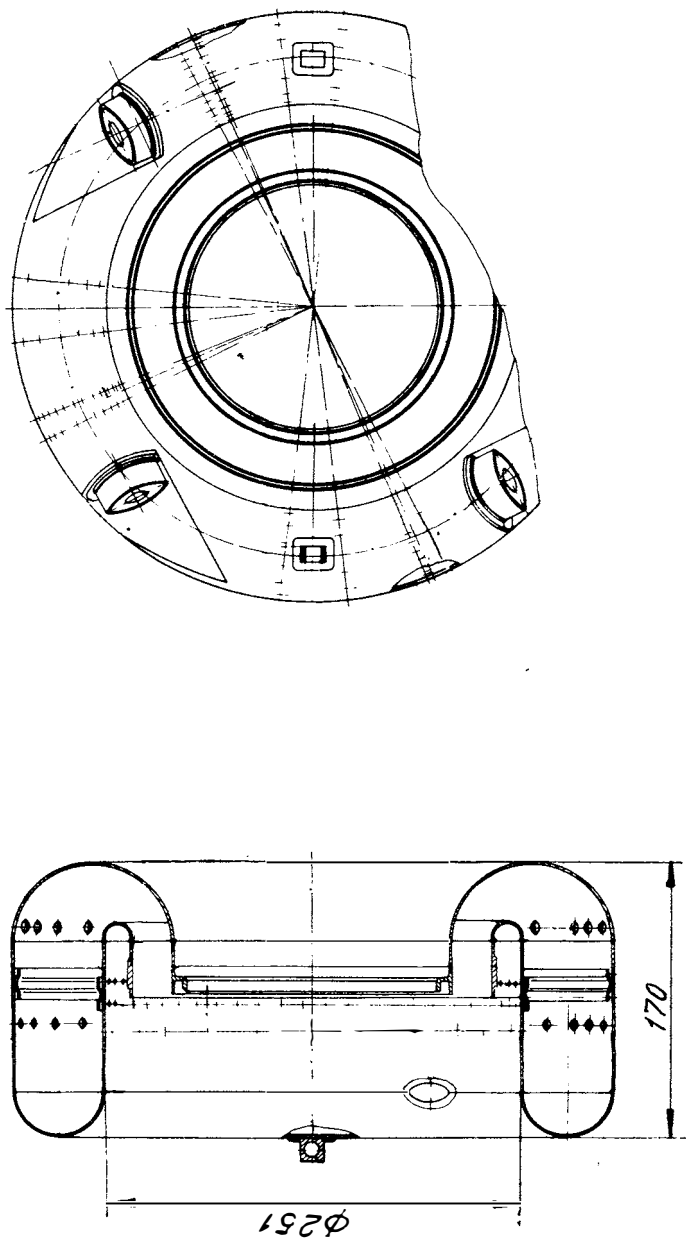


Рис. 1. Кольцевая камера створия противоточного типа

верстий камеры $\frac{\Sigma F_0}{F_k} = 0,217$ (ΣF_0 — суммарная площадь отверстий камеры; F_k — площадь миделевого сечения), средняя скорость по миделевому сечению камеры $\omega_{мид} = 12$ м/сек.

Камера имела следующие геометрические параметры:

Высота проточной части H	52	мм
Рабочий объем V_p	9,6	дм ³
Наружный диаметр D_n	360	мм
Длина камеры L	170	мм
Длина развертки средней линии $L_{разв}$	230	мм

Как указано выше, у существующих кольцевых камер сгорания ГТД относительный шаг между форсунками обычно составляет $\bar{l}_n = 2,0—2,5$.

Если руководствоваться этим условием, то для выбранной камеры число форсунок должно было составлять $n=8$.

Согласно расчетам диаметр соплового отверстия форсунки в этом случае составит $d_c = 0,3$ мм, что нежелательно с точки зрения эксплуатационной надежности системы топливоподдачи.

В исследуемой камере было принято число форсунок $n=4$, то есть в два раза меньше обычно принятого в камерах такого типа. Это позволило увеличить диаметр сопла форсунки до 0,5 мм при том же давлении топлива.

Однако относительный шаг между форсунками в этом случае достигал высоких значений: $\bar{l}_L = 1,1$ и $\bar{l}_n = 4,6$. Выше было указано, что при $\bar{l}_L = 1,23$ имело место ухудшение параметров камеры [1].

Очевидно, что при выборе только четырех форсунок в рассматриваемой камере (см. рис. 1) их следует располагать не вдоль оси камеры, а в тангенциальном направлении, с тем чтобы удлинить путь топлива и обеспечить переброс пламени между форсунками при пуске, используя дальнобойность топливного факела.

Известно, что для равномерного подвода воздуха к основанию топливного факела кольцевые камеры сгорания иногда выполняют с отдельными выносными головками, однако, как показал опыт, при наличии их переброс пламени между форсунками ухудшается. Поэтому в исследуемой камере форсунки вводились непосредственно в полость камеры (без выносных головок) с максимально возможным из конструктивных соображений углом установки их относительно продольной оси камеры (78°).

Форсунки были выполнены по схеме простых одноступенчатых центробежных форсунок и рассчитаны на давление топлива на номинальном режиме $p_T = 30$ кг/см².

Топливо к форсункам подводилось по двум коллекторам. Один коллектор подавал топливо к пусковым форсункам I и III, другой — к рабочим II и IV. Наименование «пусковые» и «рабочие» форсунки введено условно, так как все форсунки являлись рабочими.

Воспламенение смеси осуществлялось двумя свечами поверхностного разряда типа СЭ-15, установленными непосредственно в камере у пусковых форсунок; направление распыливания топлива форсунками — против часовой стрелки.

Камера сгорания (см. рис. 1) испытывалась на специально изготовленном экспериментальном стенде, полностью имитирующем условия работы камеры на двигателе.

В процессе испытаний проводилось измерение температурного поля 12 трехточечными гребенками термопар, установленными равномерно по окружности непосредственно на выходе из камеры в сечении, расположенном перед сопловым аппаратом. Таким образом, в каждом из трех поясов по высоте канала (наружном, среднем и внутреннем) температура измерялась в 12 точках по окружности.

Все испытания проводились на дизельном топливе ГОСТ 4749—49.

На рис. 2 приведена полярная диаграмма температур газа на выходе из камеры (вид со стороны компрессора), полученная на номинальном режиме.

На входе в кожух камеры при испытаниях был установлен направляющий аппарат с углом установки лопаток 30° по отношению

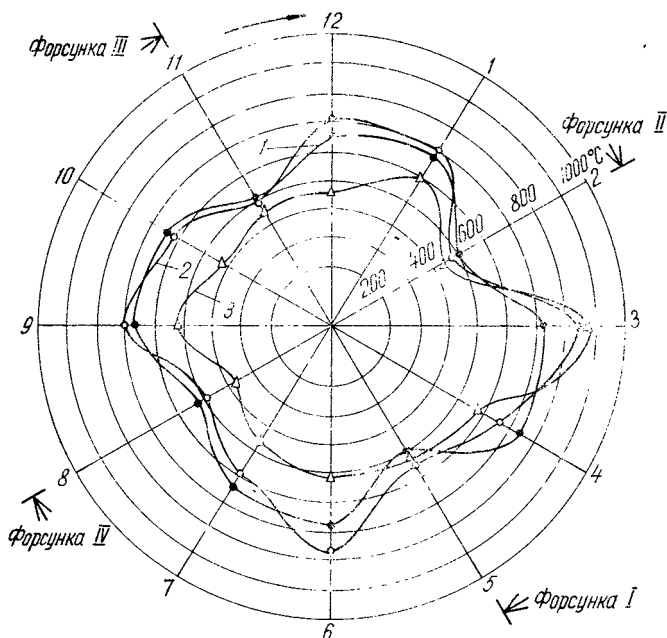


Рис. 2. Температурное поле на выходе из камеры сгорания (с направляющим аппаратом перед камерой):

1 — наружный пояс; 2 — средний пояс; 3 — внутренний пояс

к оси, который производил закрутку воздуха по часовой стрелке, то есть в направлении, противоположном направлению распыленного топлива. Как следует из рис. 2, для температурного поля характерно наличие четырех пиков температур, образуемых каждой форсункой, что свидетельствует о том, что при обычном равномерном расположении отверстий по окружности камеры (см. рис. 1) кольцевая камера работает по существу как четыре самостоятельные индивидуальные камеры. При этом пики температур смещены от оси форсунки в направлении их распыливания.

Следует отметить, что перетекание воздуха через уплотнение внутреннего обода соплового аппарата при данных испытаниях исказило показания термомпар внутреннего пояса гребенки, что, однако, не повлияло на распределение температур в двух других поясах.

Если предположить, что закрутка потока воздуха на входе в камеру (см. рис. 2) отклонила топливный факел на 30° против направления распыливания, то действительная дальнбойность факела должна составлять не 60° , а $60 + 30 = 90^\circ$.

Под дальнбойностью факела обычно понимают линейное расстояние, проходимое каплей топливного факела.

В данной работе дальнбойность факела для удобства выражена в градусах окружности дуги кольцевой камеры, т. е. принята для оценки угловая дальнбойность факела.

Для выяснения влияния закрутки потока на входе в камеру на дальнбойность топливного факела последующие опыты были проведены без направляющего аппарата (рис. 3).

Пики температур в этом случае оказались смещенными относительно форсунок на 90° в направлении распыливания топлива. Например, пика температур форсунки *III* находилась в точке 9 и т. д.

Из проведенных опытов можно сделать два вывода:

1) поток воздуха смещает топливный факел в направлении закрутки воздуха на угол, соответствующий углу установки лопаток направляющего аппарата.

2) угловая дальнбойность топливного факела составляет 90° .

Следовательно, число форсунок $n=4$ является тем минимальным числом, при котором в принципе возможно обеспечить равномерный фронт пламени по окружности выходного сечения рассматриваемой камеры благодаря слиянию факелов рядом расположенных форсунок.

Представляет интерес оценивать взаимное влияние форсунок на дальнбойность факела. С этой целью был проведен следующий опыт. Две форсунки (*II* и *IV*) были отключены и топливо подавалось только к форсункам *I* и *III* (рис. 4). Пунктирной линией показана эпюра температур, полученная при работе только с форсункой *I*. Совмещение обеих эпюр свидетельствует о том, что форсунка *III*, расположенная диаметрально форсунке *I*, не влияет на работу последней.

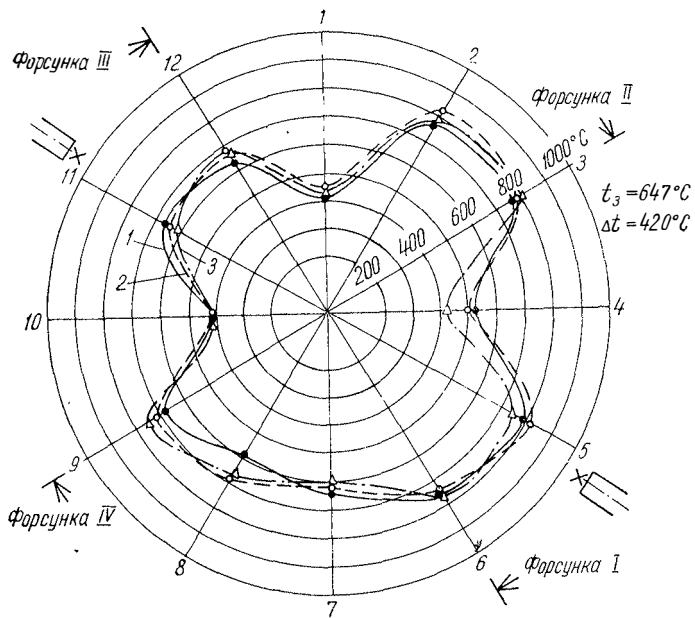


Рис. 3. Температурное поле на выходе из камеры сгорания (без направляющего аппарата перед камерой):
 1 — наружный пояс; 2 — средний пояс; 3 — внутренний пояс

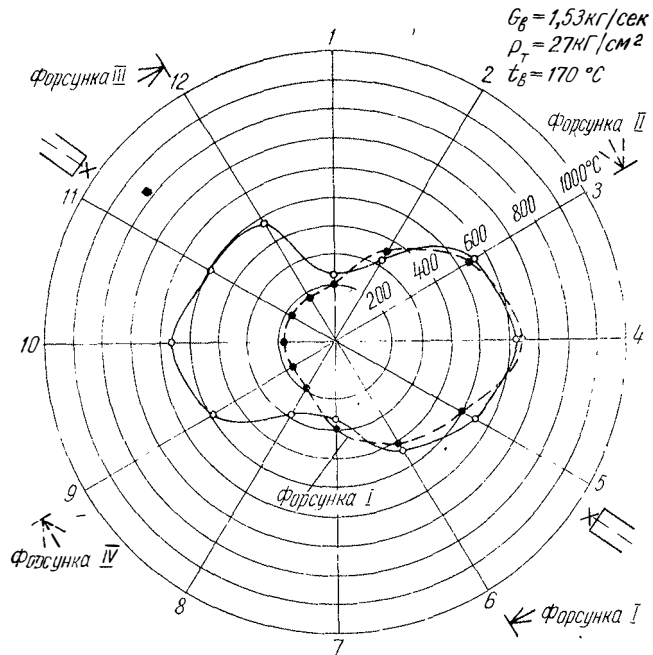


Рис. 4. Температурное поле на выходе из камеры сгорания. Работают только форсунки I и III

Из эпюр, приведенных на рис. 4, следует, что смещение пика температур относительно форсунки происходило всего лишь на угол 60° в направлении распыливания топлива, то есть на меньший угол, чем было получено в предыдущих опытах (см. рис. 3).

Снижение дальности факела, показанное на рис. 4, объясняется тем, что плотность газового потока в камере в зоне неработающих форсунок повышается, поэтому определение дальности топливного факела необходимо производить в рабочих условиях, т. е. при всех работающих форсунках.

Описанные выше опыты проводились на камере с равномерным расположением отверстий для ввода воздуха по окружности (см. рис. 1).

Очевидно, что для получения более равномерного температурного поля подачу воздуха в камеру следует организовать таким образом, чтобы в зоне между форсунками, куда не поступает топливо, соответственно была уменьшена и подача воздуха.

Исходя из этого предположения симметрично между форсунками закрывались группы отверстий жаровой трубы в различных комбинациях. После того, как отверстия были заглушены и частично уменьшены с учетом траектории топливного факела (рис. 5), была достигнута необходимая равномерность температурного поля на всех режимах, включая холостой ход и режим максимальной нагрузки (рис. 6). Полнота сгорания при этом на всех режимах составляла $\xi_z = 0,97-0,98$.

Таким образом, было показано, что при малом числе форсунок в кольцевой камере сгорания подача воздуха в нее должна быть осуществлена по определенному закону по окружности, что вывело в итоге ряда экспериментов.

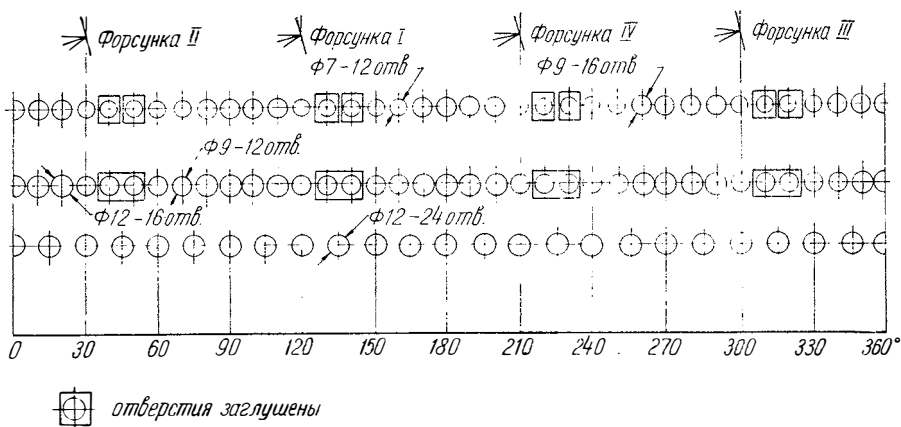


Рис. 5. Распределение отверстий на наружной стенке камеры сгорания после доводки

Рассмотрим возможность переброса пламени между форсунками при большом относительном шаге ($\bar{I}_н = 4,6$). Так как движение капель распыленного топлива относительно оси камеры, очевидно, происходит по траектории, близкой к спиралевидной, сближение факелов двух соседних форсунок может происходить лишь на некотором удалении от головки камеры.

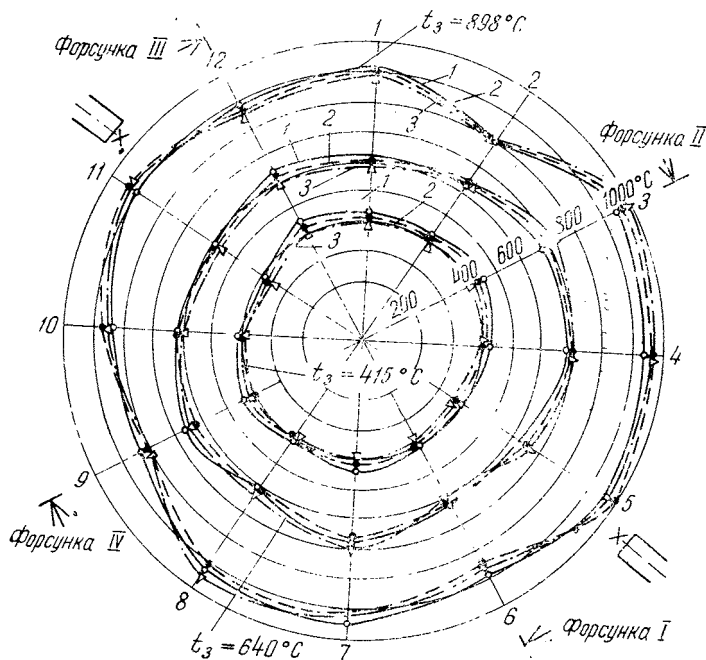


Рис. 6. Температурное поле на выходе из камеры сгорания после доводки на различных режимах:
1 — наружный пояс; 2 — средний пояс; 3 — внутренний пояс

Как показали эксперименты, подача воздуха в зону между форсунками в начале камеры затрудняла переброс пламени от пусковых форсунок к рабочим. Поэтому мероприятия, направленные на улучшение равномерности температурного поля путем перекрытия одних отверстий между форсунками и частичного уменьшения других, оказали положительное влияние и на переброс пламени.

На рис. 7 приведены пусковые характеристики, полученные на камере сгорания с расположением отверстий в жаровой трубе согласно рис. 5 и частичным заглушением мелких отверстий в головке между форсунками. Испытания проводились по методике, изложенной в работе [3]. Характеристики представлены в виде зависимости пускового давления топлива от расхода воздуха. В нижней

части рис. 7 приведены значения числа оборотов двигателя (в % от номинальных оборотов), соответствующие данным расходам воздуха.

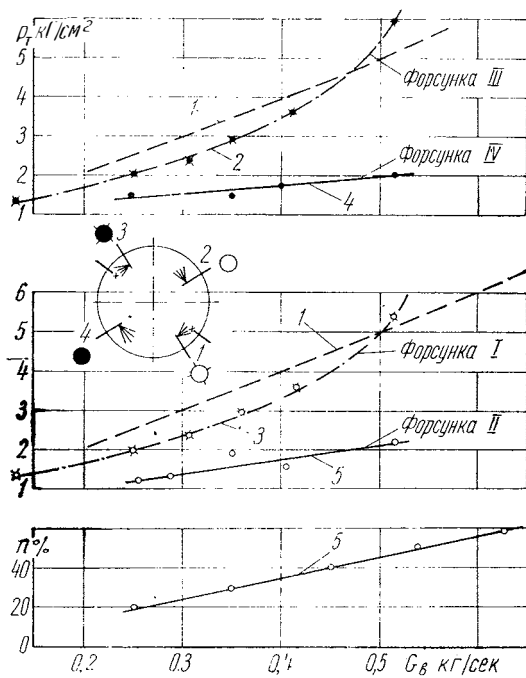


Рис. 7. Пусковые характеристики камеры сгорания после доводки:

1 — располагаемые p_T на двигателе; 2 — p_T при пуске форсунки III; 3 — p_T при пуске форсунки I; 4 — p_T при перебросе пламени от форсунки III к форсунке IV; 5 — p_T при перебросе пламени от форсунки I к форсунке II

Пунктирными линиями на рис. 7 указаны располагаемые давления топлива при пуске двигателя. Штрих-пунктирные линии показывают давление топлива, при котором происходит воспламенение смеси у пусковых форсунок. Сплошные линии соответствуют давлению топлива, при котором осуществляется переброс пламени от пусковых форсунок к рабочим: с форсунки I на форсунку II и с форсунки III на форсунку IV.

Следует отметить, что переброс пламени от пусковых к рабочим форсункам II и IV происходит при меньшем p_T , чем это требуется для воспламенения топлива пусковых форсунок I и III, причем переброс пламени осуществляется практически мгновенно. Поэтому при испытаниях вначале разжигали пусковые форсунки при определенном давлении топлива, а затем снижали и определяли мини-

мальное значение давления, при котором осуществлялся переброс пламени при включении пускового коллектора.

Период настройки, необходимый для переброса пламени, составлял около 5 сек, в течение которых работали пусковые форсунки, поэтому камера за это время не успевала прогреться, тем более, что между отдельными попытками пуска она продувалась холодным воздухом.

Проведенные опыты свидетельствуют о высоких пусковых качествах рассматриваемой кольцевой камеры сгорания автомобильных ГТД.

Выводы

1. Проведенные исследования позволили выявить некоторые особенности рабочего процесса кольцевых камер сгорания автомобильных ГТД и показать принципиальную возможность получения нормальных параметров камеры при малом числе форсунок.

2. На противоточной кольцевой камере сгорания смещение топливного факела от начальной части камеры к ее выходному сечению при тангенциальном расположении форсунки может достигать 90° без учета закрутки входящего в камеру воздуха. Закрутка потока воздуха на входе в камеру смещает топливный факел на величину угла закрутки потока.

3. Параметром для определения минимально возможного числа форсунок является относительный шаг между форсунками по длине

$$\bar{l}_L = \frac{l_\phi}{L_{\text{разв}}} \text{ и по высоте камеры } \bar{l}_H = \frac{l_\phi}{H}.$$

4. За счет ряда конструктивных мероприятий (тангенциальное расположение форсунок, отсутствие выносных головок, неравномерный подвод воздуха и др.) удается снизить минимальное число форсунок до величины, при которой \bar{l}_L достигает 1,1, а \bar{l}_H — 4,6. Более высокие параметры \bar{l}_L и \bar{l}_H недопустимы, так как может не произойти переброса пламени к соседней форсунке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Штейнберг А. С. Гидравлическое сопротивление кольцевой камеры сгорания ГТД с поворотом потока. «Автомобильная промышленность», 1962, № 10.

2. Штейнберг А. С. Исследование влияния сорта топлива на работу кольцевой камеры сгорания автомобильного ГТД. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 93. М., 1967.

3. Штейнберг А. С. Воспламенение топливоздушной смеси в камере сгорания газотурбинного двигателя запальными свечами различных типов. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 47. М., 1962.

*Инж. А. А. Батнер, канд. техн. наук К. Г. Евграфов,
инж. А. С. Мазо*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЬЦЕВОГО КОНИЧЕСКОГО ДИФFUЗОРА СОВМЕСТНО СО СТУПЕНЬЮ ТУРБИНЫ

Характер течения в диффузоре и, следовательно, его эффективность зависят от условий на входе. Вместе с тем экспериментальные исследования затурбинных диффузоров проводятся, как правило, в статических условиях при равномерном поле скоростей [1; 2]. Использование закручивающих решеток позволяет получить средние углы потока на входе в диффузор такие же, как и за турбиной при различных режимах ее работы. Однако изменение скоростей и углов потока по высоте канала оказывается существенно различным при статических продувках и в реальных условиях.

Целью данной работы являлось экспериментальное исследование диффузора в условиях, максимально приближенных к натурным — совместно с турбиной, анализ полей углов и скоростей и сравнение эффективности диффузора при статических и динамических испытаниях. Эксперименты проводились в широком диапазоне режимов применительно к условиям работы тяговой турбины автомобильного газотурбинного двигателя.

В работе приняты следующие обозначения:

- D и d — диаметры, соответственно, наружного и внутреннего обводов диффузора на входе;
 L — длина диффузора;
 n — степень расширения диффузора — отношение площадей кольцевого канала на выходе и входе;
 $c_{ад}$ — адиабатическая скорость, определенная по перепаду на турбине без диффузора;
 u — окружная скорость;
 α — угол между вектором абсолютной скорости потока и окружным направлением;

k — показатель изэнтропы;
 p — давление;
 p^* — полное давление;
 λ — приведенная скорость;
 M — число Маха;
 Re — число Рейнольдса;
 Sh — число Струхала;
 $\pi(\lambda)$ — газодинамическая функция, равная отношению статического давления к полному;

π_r — степень расширения в турбине без учета восстановления статического давления в диффузоре;
 σ — коэффициент восстановления полного давления;
 φ — коэффициент восстановления статического давления в диффузоре; (эффективность диффузора);

индексы:

ср — средние параметры в сечении;
 0 — параметры газа или воздуха перед ступенью турбины или перед закручивающей решеткой при статических испытаниях;
 2 — на входе в диффузор;
 3 — на выходе из газосборника.

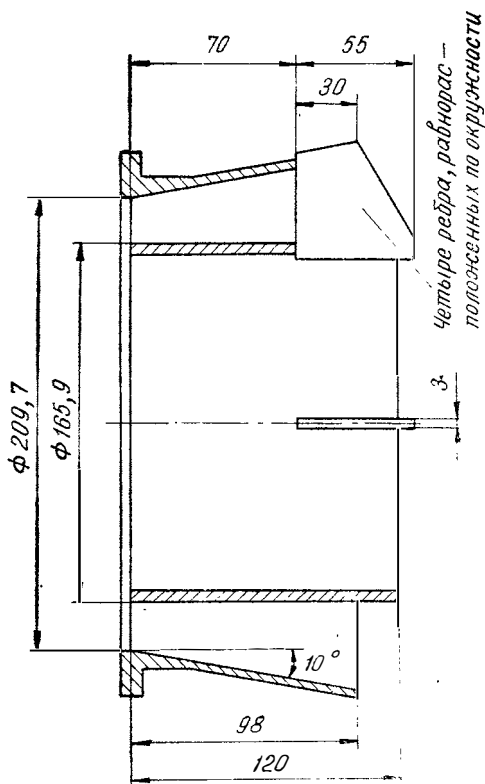


Рис. 1. Исследованный диффузор

В качестве объекта исследования выбран кольцевой диффузор с цилиндрическим внутренним ободом и коническим наружным с углом 10° (рис. 1). Внутренний обод имел несколько большую длину, чем наружный. В выходной части диффузора установлены четыре равнорасположенных по окружности плоских ребра толщиной 3 мм. Диффузор имел втулочное отношение $\bar{d} = \frac{d}{D} = 0,79$, приведенную

длину по наружному ободу $\bar{L} = \frac{L}{D} = 0,47$, степень расширения $n = 1,96$.

При испытаниях с турбиной газ поступал из диффузора в газосборник и далее в выхлопную трубу установки. На установке для статических испытаний диффузор также испытывался с газосборником (рис. 2).

Одноступенчатая турбина была спроектирована на следующие параметры в расчетной точке на натурном режиме:

- температура газа на входе T_0^* 1023° К;
- степень расширения газа в турбине π_T $\frac{p_0^*}{p_2} = 3,37$;
- расход газа G 1,13 кг/сек;
- число оборотов рабочего колеса n_T 38670 об/мин.

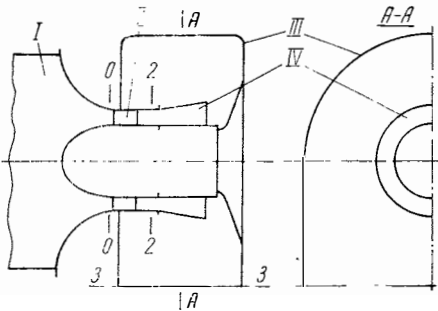


Рис. 2. Схема установки для статических испытаний с диффузором и газосборником:

I — ресивер; II — закручивающаяся решетка; III — газосборник; IV — испытываемый диффузор

Испытания экспериментальной турбины с диффузором проводились в модельном режиме. В качестве рабочего тела использовался сжатый воздух, нагретый в бензиновом подогревателе до 120°С.

На всех режимах при снятии интегральных характеристик турбины измерялись следующие параметры: расход воздуха, крутящий момент, число оборотов турбины, температура торможения газа во входном ресивере и выходном газосборнике и давления по тракту турбины (полное да-

вление во входном ресивере, статическое давление на выходе из соплового аппарата, на входе в диффузор и на выходе из газосборника). Кроме того, с помощью дистанционного координатника трехточечным насадком на выходе из рабочего колеса турбины (на расстоянии 2 мм от колеса) измерялись поля полных давлений и углов потока. Крайние точки замеров находились на расстоянии 2,5 мм от обводов. Статическое давление на различных радиусах проточной части, необходимое для вычисления скоростей потока за турбиной, определялось по измеренному давлению на обводах в предположении линейной зависимости давления от радиуса. На основании методических экспериментов было показано, что ошибка при определении местных значений λ_2 не превышает 4%, а осредненная по высоте величина λ_2 отличается от действительной не более чем на 1,5%.

Вычисление средних параметров потока за турбиной и эффективности диффузора производилось двумя способами. Первым способом $\alpha_{2ср}$ и $\lambda_{2ср}$ определялись по данным интегральных испытаний турбины и результатам продувок соплового аппарата, вторым — осреднением по расходу замеренных эпюр α_2 и λ_2 . Как по-

казало сравнение, результаты согласуются между собой с достаточной для практических целей точностью 1% к. п. д. турбины.

Статические испытания диффузора проводились на стенде, схема которого приведена на рис. 2. Перед диффузором устанавливались сменные закручивающие решетки, имитирующие закрутку потока на выходе из турбины.

Методикой испытания было предусмотрено измерение полного давления в ресивере, статического давления на обводах в сечении 0 — перед закручивающей решеткой и в сечении 2 на входе в диффузор. Потери полного давления в решетке определялись с использованием характеристик закручивающих решеток, снятых в процессе методических экспериментов в виде зависимостей $\sigma = \frac{p_2^*}{p_0^*}$

$\pi(\lambda_0) = \frac{p_0}{p_0^*}$. Давление p_{2cp}^* при этом находилось в результате осреднения давлений, замеренных в семи цилиндрических сечениях на двух шагах решетки с интервалом по окружности в 1°. Измерения производились на расстоянии 40 мм от решетки (1,8 высоты канала, входное сечение диффузора при статических испытаниях находилось на расстоянии 48 мм от решетки). Эпюры осредненных по шагу полей скоростей и углов за закручивающими решетками приведены на рис. 3.

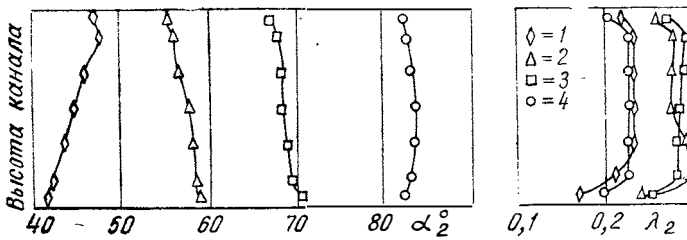


Рис. 3. Поля углов и скоростей потока за закручивающими решетками:

1 — конструктивный угол решетки 40°; 2 — конструктивный угол решетки 60°; 3 — конструктивный угол решетки 70°; 4 — конструктивный угол решетки 80°

Эффективность диффузора оценивалась коэффициентом восстановления статического давления

$$\varphi = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^k - 1}{M_2^2},$$

который в данном случае полностью характеризует работу затурбинного диффузора [3].

Как при динамических, так и при статических испытаниях давление p_{2cp} определялось как среднее арифметическое по всем точ-

кам замера (по шесть дренажных отверстий на внутреннем и наружном обводах). Давление $p_{зср}$ — также среднее арифметическое по всем точкам замера на выходе из газосборника (при статических испытаниях, ввиду отсутствия выхлопной трубы, оно принималось равным атмосферному).

Прежде чем перейти к анализу результатов исследования, рассмотрим, как могут меняться условия на входе в диффузор при изменении режима работы турбины.

Как известно, режим работы турбины, а следовательно, и параметры потока на выходе из нее (средние значения и эпюры углов скоростей) в автоматической области по числу Рейнольдса ($Re=2 \div 5 \cdot 10^5$) можно характеризовать двумя безразмерными параметрами. В нашем случае в качестве этих параметров удобно принять средние λ_2 и α_2 , поскольку они являются характеристиками потока на входе в диффузор.

На рис. 4 изображено экспериментально полученное поле линий $\alpha_{2ср} = \text{const}$ и $\lambda_{2ср} = \text{const}$ в координатах $\pi_T, \frac{u}{c_{ад}}$. Можно видеть, что рабочие режимы охватывают широкий диапазон углов и скоростей: α_2 от 40 до 140° и λ_2 от 0,3 до 0,7. При этом, однако, каждому определенному значению α_2 соответствует определенный сравнительно небольшой диапазон изменения λ_2 , не превышающий 0,1.

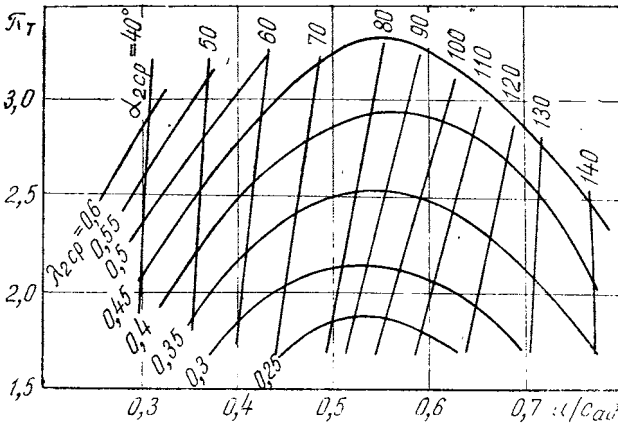


Рис. 4. Поле рабочих режимов исследованной турбины

Замеренные в процессе динамических испытаний поля скоростей и углов на входе в диффузор были систематизированы таким образом, что на отдельных графиках сгруппированы эпюры α_2 и λ_2 для приблизительно одинаковых средних углов. Некоторые, наиболее характерные зависимости, приведены на рис. 5. Анализ их позволил выявить следующее.

Влияние $\lambda_{2ср}$ на форму полей при постоянном значении угла $\alpha_{2ср}$ обычно невелико. Тем не менее удается проследить систематическое

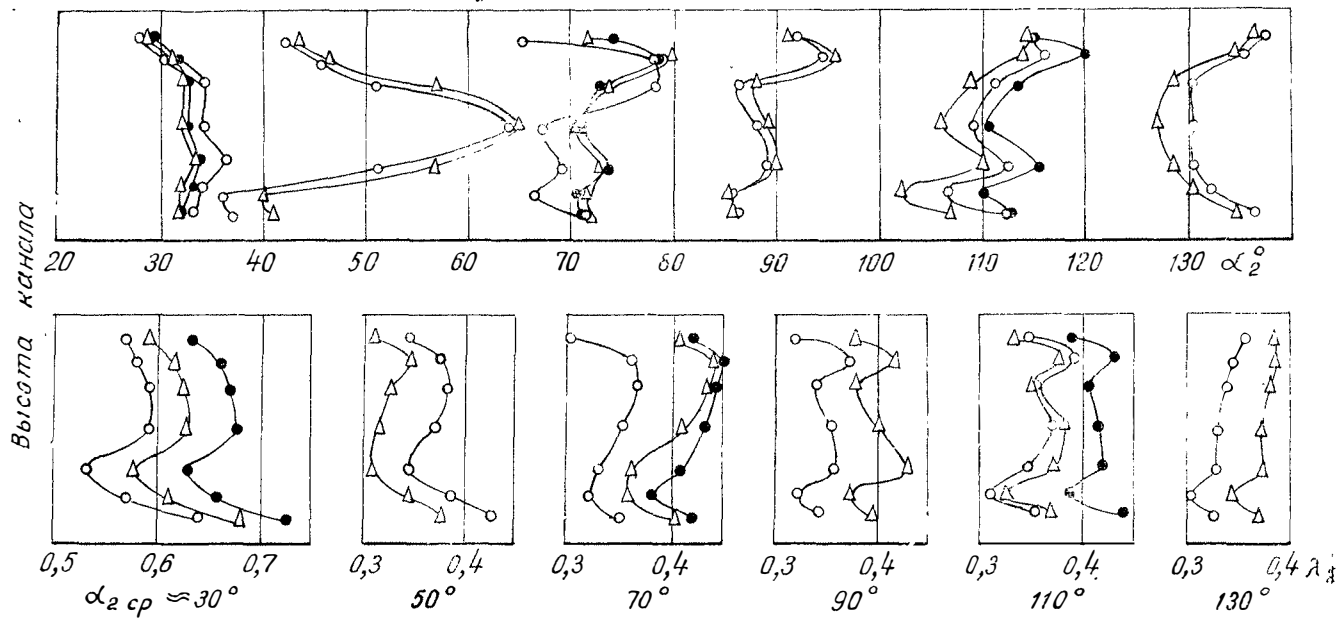


Рис. 5. Поля углов и скоростей потока на входе в диффузор при динамических испытаниях (обозначение точек соответствует различным скоростям при выбранных средних углах потока)

изменение формы эпюр при изменении средней величины λ_2 . При изменении среднего угла потока форма полей, особенно полей углов, и степень неравномерности меняются существенно: так, эпюры углов изменяются от почти равномерных ($\Delta\alpha_2 = \alpha_{2\max} - \alpha_{2\min} = 5^\circ$) до резко переменных ($\Delta\alpha_2 = 30^\circ$). При $\alpha_2 \approx 30^\circ$ эпюры достаточно равномерны, затем с увеличением угла неравномерность растет и становится наибольшей в диапазоне $\alpha_{2\text{ср}} = 40 \div 60^\circ$, уменьшаясь к 90° . При закрутке потока против вращения рабочего колеса ($\alpha_{2\text{ср}} > 90^\circ$) неравномерность поля углов несколько меньше, чем при тех же углах закрутки в сторону вращения.

Абсолютная неравномерность поля скоростей плавно уменьшается от $\Delta\lambda_2 = 0,12$ до $0,05$ с увеличением угла от 30 до 90° , оставаясь примерно постоянной при углах, больших 90° . Относительная неравномерность поля скоростей колеблется в довольно широком диапазоне от 5 до 35% , но главным образом, от 15 до 35% . Закономерного изменения в зависимости от $\alpha_{2\text{ср}}$ не наблюдается.

При статических испытаниях, как это видно из рис. 3, поля скоростей и углов потока значительно более равномерны. Если, как и при испытаниях с турбиной, не учитывать пристеночных зон, то можно сказать, что абсолютная неравномерность поля скоростей не превышает $0,05$, а поля углов 5° . Неравномерность полей по шагу на входе в диффузор практически сглажена, поскольку диффузор расположен на сравнительно большом расстоянии от решетки (48 мм).

На рис. 6 представлены зависимости φ от $\alpha_{2\text{ср}}$ для всех исследованных режимов работы турбины, т. е. для различных $\lambda_{2\text{ср}}$. Там же нанесены точки, полученные при статических испытаниях диффузора. При рассмотрении этих графиков можно заметить следующее.

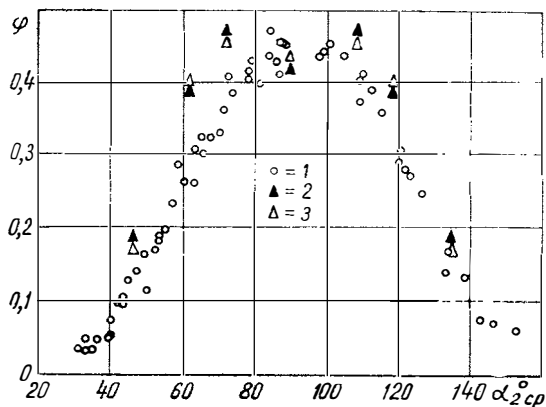


Рис. 6. Зависимость эффективности диффузора с газосборником от угла потока на входе:

1 — динамические испытания; 2 — статические испытания, $\lambda_2 = 0,3$; 3 — статические испытания $\lambda_2 = 0,4$

Зависимости φ от α_{2cp} имеют характерный для кольцевых конических диффузоров вид — кривые типа параболы с резко выраженным максимумом в окрестности 90° , почти симметричные. Коэффициент восстановления статического давления изменяется от 0,45 на максимуме кривой до 0,09 при $\alpha_2 = 30^\circ$. Такой вид кривых объясняется увеличением потерь с выходной скоростью, потерь, связанных с отрывом при увеличении закрутки потока на входе, и потерь на обтекание ребер. Все экспериментальные точки ложатся вокруг этой кривой очень кучно с незначительным разбросом в коэффициенте восстановления статического давления, не превышающим 0,1, что соответствует, примерно, 1% к. п. д. турбины. Величина λ_{2cp} как параметр, определяющий режим работы турбины при данном среднем α_{2cp} , может влиять на эффективность турбины как непосредственно вследствие изменения средней скорости потока, так и вследствие сопутствующего ему изменения формы эпюр углов и скоростей. Поэтому полученный результат естественно связать с небольшим диапазоном изменения λ_{2cp} (не превышающим 0,2) при постоянном среднем угле, а также с отмеченным выше фактом, что форма эпюр углов и скоростей слабо зависит от скорости потока.

В результате проведенного исследования можно сделать следующие выводы.

1. При испытании диффузора с турбиной изменение формы полей углов и скоростей, а также среднего значения λ_{2cp} на различных режимах работы турбины при постоянном значении угла потока в пределах точности эксперимента не влияет на эффективность диффузора. Основным параметром, определяющим эффективность диффузора на различных режимах работы турбины, является средний угол потока на входе в диффузор.

2. Поскольку результаты статических и динамических испытаний хорошо согласуются между собой, результатами статических испытаний можно пользоваться для оценки эффективности диффузора при работе его в натуральных условиях. Условия на выходе из турбины с достаточной для технических задач точностью можно моделировать с помощью закручивающих решеток с постоянным по высоте углом выхода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Довжик С. А. Исследование по аэродинамике осевого дозвукового компрессора. В сб.: «Труды ЦАГИ», вып. 1099. М., 1968.
2. Уманский В. Н. и Амелюшкин М. П. Сопротивление диффузорных патрубков турбомашин при изменении втулочного отношения. «Энергомашиностроение», 1967, № 1.
3. Козырев Л. А., Батнер А. А. Некоторые особенности экспериментальных исследований затурбинных диффузоров автомобильных газотурбинных двигателей. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970.

*Инж-ры В. Г. Воронин, В. Г. Дубовой,
канд. техн. наук А. С. Штейнберг*

ТОКСИЧНОСТЬ ДВУХВАЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА

Введение

Загрязнение воздушного бассейна городов и промышленных зон токсичными компонентами отработавших газов автомобильных и других тепловых двигателей быстро увеличивается. В связи с этим большое внимание уделяется возможностям применения двигателей, выбрасывающих в атмосферу вредные вещества в незначительных количествах, а также применению или созданию принципиально новых двигателей, имеющих малотоксичный или нетоксичный выхлоп [1].

В последнее десятилетие началось внедрение газотурбинных двигателей на транспорте и в промышленности и широкое развитие научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по ГТД в ведущих индустриальных странах.

Предварительные теоретические и экспериментальные изыскания показали, что газотурбинный двигатель благодаря непрерывному процессу сгорания, протекающему в условиях невысоких температур с большим содержанием свободного кислорода, загрязняет окружающий воздух городов в меньшей степени, чем поршневой двигатель.

Исследования одновальных без регенерации тепла ГТД мощностью 40, 80 и 120 л. с., проведенные на дизельном топливе [2; 4], показали, что уровень концентраций веществ в отработавших газах этих двигателей лежит в следующих пределах: окислы азота 0,025—0,105 мг/л, сажа 0,004—0,024 мг/л, окись углерода 0,008—0,024% по объему к сухому газу, углеводороды 0,0086—0,0573 мг/л, кислород 17,0—19,1% и двуокись углерода 1,6—3,1% по объему. Альдегиды и водород не обнаружены. Уровень суммарной удельной

токсичности в диапазоне нагрузок 25—100% N_e лежит в пределах $q_{\Sigma_1}^{CO} = 42—250$ г СО/л.с.-ч.

Основными токсичными компонентами отработавших газов одновальных без регенерации тепла ГТД являются окислы азота $w_{N_2O_x} = 30—75\%$, сажа $w_{сажа} = 10—45\%$ и окись углерода $w_{CO} = 8—35\%$.

Значительный интерес представляет также оценка токсичности ГТД с регенерацией тепла. В настоящей статье приведены данные эксперимента по оценке токсичности ГТД этой структурной схемы.

Эксперимент был поставлен на трех газотурбинных двигателях (№ 1, 2, 3), выполненных по двухвальной схеме со свободной тяговой турбиной и с двумя вращающимися теплообменниками. Трубочатая камера сгорания с одной форсункой перепускного типа подает газ в тангенциальном направлении в улитку соплового аппарата турбины. Параметры двигателей приведены в таблице.

Наименование параметра	Параметры двигателя		
Мощность N_e , л. с.	175	191	186
Обороты n_{TK} , об/мин	32000	32000	32000
Расход воздуха G_B , кг/сек	1,7	1,88	1,8
Расход топлива G_T , кг/ч	54,0	58,4	57,5
Удельный расход топлива g_e , г/л. с.-ч	308	305	306
Степень повышения давления воздуха компрессором π_K	3,51	3,56	3,51
Температура газа t_3 , °С	965	770	910
Коэффициент избытка воздуха α	7,7	8,0	7,7

В отличие от двигателей № 1 и 3 температура газа двигателя № 2 более низкая, что объясняется особенностями проточной части и теплообменника.

Испытания двигателей проводились при переменном числе оборотов турбокомпрессора от режима холостого хода $n_{TK} = 18000$ об/мин до номинального $n_{TK} = 32000$ об/мин.

При выбранных значениях $n_{TK} = 18000, 24000, 27000, 30000$ и 32000 об/мин определялись нагрузочные характеристики при различных оборотах тяговой турбины от $n_{T.T} = 0$ (заторможенная турбина) до максимальных оборотов $n_{T.T} = \max$.

Газ отбирался в выхлопном патрубке двигателя (за теплообменником) на расстоянии 1,5 м от последнего при помощи Г-образной трубки, расположенной в центре патрубка.

От газоотборника газ по резиновому шлангу длиной 3 м поступал в вакуумированные колбы-аспираторы. Химический анализ газов проводился по методике, описанной в работах [2; 4].

Для определения концентрации сажи газ из газоотборника пропускался через специальный аллонж с абсолютным фильтром. Кон-

центрация определялась с помощью фотометрического сажмера «ЛАНЭ 35/300», шкала которого для этих целей была специально протарирована. Точность показаний прибора $\pm 7\%$.

Определено, что отработавшие газы ГТД № 3 и 2 при работе на авиационном керосине ТС-1 (ГОСТ 10227—62) содержат окислы азота в концентрации 0,008—0,161 мг/л, окись углерода — 0,0035—0,034 % по объему к сухому газу, сажу — 0,0002—0,0020 мг/л, углеводороды — 0,0013—0,0184 мг/л, кислород — 18,3—20,1 % и двуокись углерода — 0,8—1,8 %.

Состав отработавших газов зависит от режима работы двигателей, что иллюстрируется рис. 1 и 2. Анализ графиков показывает, что с увеличением скоростного режима турбокомпрессора в отработавших газах ГТД концентрации окиси углерода, углеводородов и кислорода уменьшаются, а окислов азота, сажи и двуокиси углерода увеличиваются.

С увеличением скоростного режима турбокомпрессора расход топлива растет более значительно, чем расход воздуха. Уменьшение коэффициента избытка воздуха с $\alpha=17$ до $\alpha=9$ (рис. 3) приводит к уменьшению концентрации кислорода в отработавших газах ГТД с 20 до 19 % по объему и к увеличению концентрации двуокиси углерода с 0,8 до 1,8 % по объему.

С увеличением скоростного режима турбокомпрессора температура газа на выходе из камеры сгорания t_3 и теплонапряженность камеры q возрастают. Рост тепловыделения на единицу объема камеры сгорания и постоянное наличие избыточного кислорода $\alpha=9—17$ способствуют более полному сгоранию горючей смеси и меньшим образованиям окиси углерода и углеводородов.

Концентрации окислов азота с увеличением скоростного режима также увеличиваются, что является следствием увеличения температуры газа перед турбиной t_3 , теплонапряженности q и степени повышения давления воздуха в компрессоре π_k . Аналогичное увеличение концентрации окислов азота отмечалось также и на одно-вальных ГТД [2; 4].

Процесс горения в камере сгорания протекает таким образом, что в газовом потоке образуются микрозоны, в которых имеет место избыток топлива. При $\alpha=9$ вероятность образования микрозон с избытком топлива большая, чем при $\alpha=17$. Это приводит к увеличению концентрации сажи в отработавших газах ГТД с увеличением скоростного режима турбокомпрессора.

Известно, что при уменьшении оборотов тяговой турбины пропускная способность ступени возрастает, а перепад давлений уменьшается. Для того чтобы обороты турбокомпрессора при этом сохранились постоянными, необходимо уменьшить расход топлива, а следовательно снизить температуру t_3 .

Так, например, на номинальных оборотах $n_{тк} = 32\,000$ об/мин изменение $n_{т.т}$ двигателя № 3 от 30 000 об/мин до нуля приводит к уменьшению t_3 на 60° (с 910 до 850° С).

Анализ кривых, характеризующих концентрацию токсичных компонентов двигателя № 3 по дроссельной характеристике при различных $n_{тк}$, показывает, что при $n_{т.т} = 0$ при некоторых значениях $n_{тк}$ происходит увеличение концентрации СО и $C_n H_m$ и уменьшение концентрации сажи и $N_2 O_5$.

Характер выделения токсичных газов по нагрузочной характеристике и по характеристике турбокомпрессора у двигателей № 3 и 2 примерно одинаковый (см. рис. 1 и 2). Вместе с тем, некоторые отличия в параметрах исследуемых двигателей (см. рис. 3) привели к количественным различиям концентраций токсичных составляющих в отработавших газах.

Конструктивные отличия проточных частей и теплообменников предопределили у ГТД № 3 более высокие температуры газа t_3 перед компрессорной турбиной по сравнению с температурой ГТД № 2. В свою очередь, более высокие температуры газа определили большие концентрации окислов азота в отработавших газах. На режиме максимальной мощности у ГТД № 3 при $t_3 = 910^\circ C$ концентрация окислов азота составила $0,16 \text{ мг/л}$, а у ГТД № 2 при $t_3 = 770^\circ C$ — $0,10 \text{ мг/л}$.

Для того чтобы выяснить, как влияет вращающийся теплообменник на состав отработавших газов двигателя, был осуществлен параллельный отбор газа и сажи перед теплообменником и после него у двигателя № 1. Данные по составу газа перед теплообменником и после него приведены на рис. 4. Эксперимент показал, что теплообменник незначительно влияет на состав отработавших газов. Изменение концентраций составляющих газа происходит в основном вследствие перетока воздуха из воздушного тракта двигателя, где давление $2\text{—}3,5 \text{ ата}$, в газовый, в котором давление газа близкое к атмосферному. Качественную картину перетока воздуха в газовый тракт, особенно четко выраженную для диапазона $n_{тк} = 18\,000\text{—}27\,000 \text{ об/мин}$, можно наблюдать по изменению концентрации двуокиси углерода и кислорода до и после теплообменника.

Количественная величина перетока воздуха в газовый тракт может быть определена только по изменению концентрации окислов азота, так как окислы образуются в камере сгорания и при прохождении газа по тракту двигателя их концентрации не изменяются. Статистические данные по окислам азота, которые имеются в настоящее время, не позволяют количественно охарактеризовать величину перетока воздуха в газовый тракт.

Скорость газового потока через теплообменник на частичных нагрузках уменьшается. Вследствие этого происходит осаждение сажи на теплообменнике. Ориентировочная величина отложений сажи на теплообменнике может быть рассчитана по разности концентраций сажи до и после теплообменника с учетом перетечек воздуха и принятого эксплуатационного цикла. В диапазоне режимов $n_{тк} = 30\,000\text{—}32\,000 \text{ об/мин}$ возможно выгорание сажи (см. рис. 4).

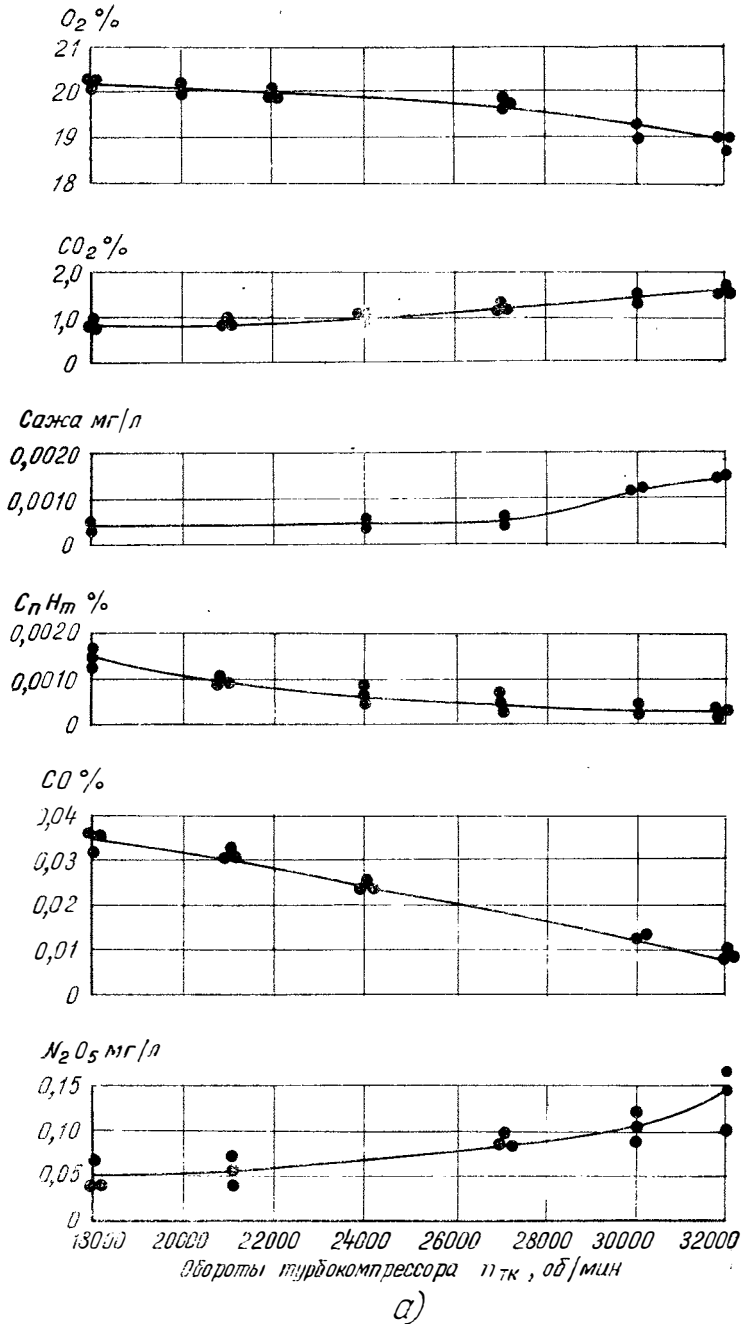
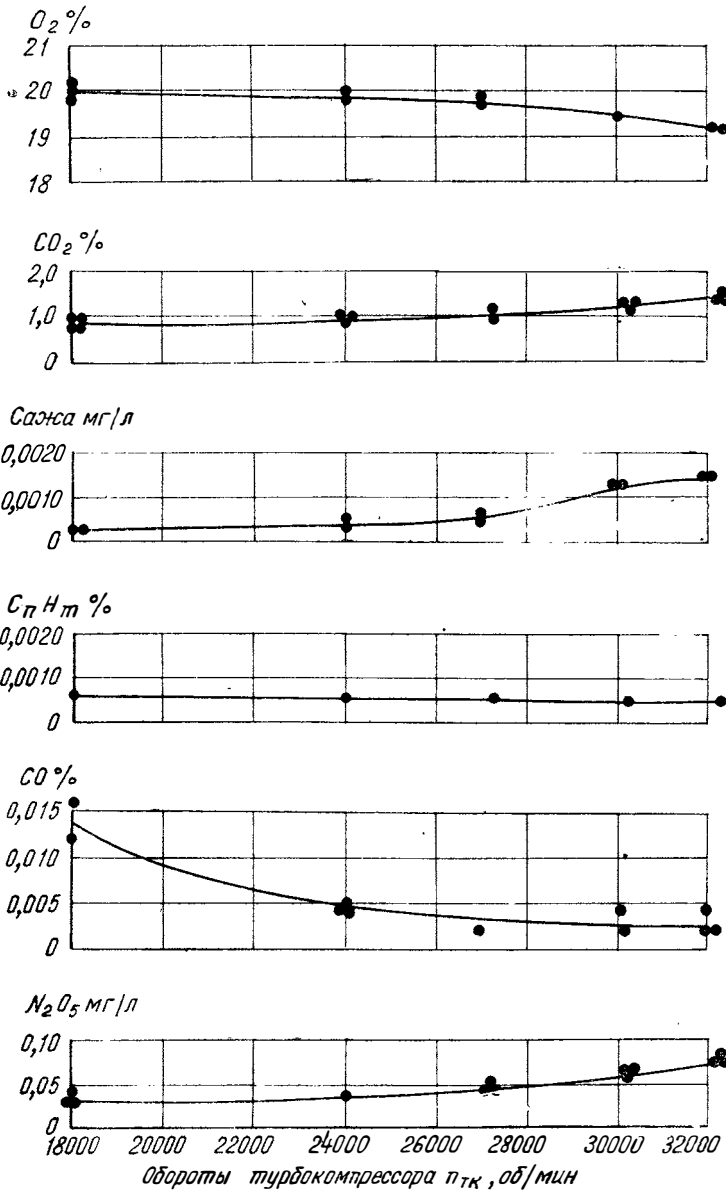


Рис. 1. Составляющие отработавших газов двухвального ГТД с боте на авиационном керосине
а - ГТД № 3:



б)

регенерацией тепла по характеристике турбокомпрессора при ра-
«ТС-1» ГОСТ 10227—62:

б — ГТД № 2

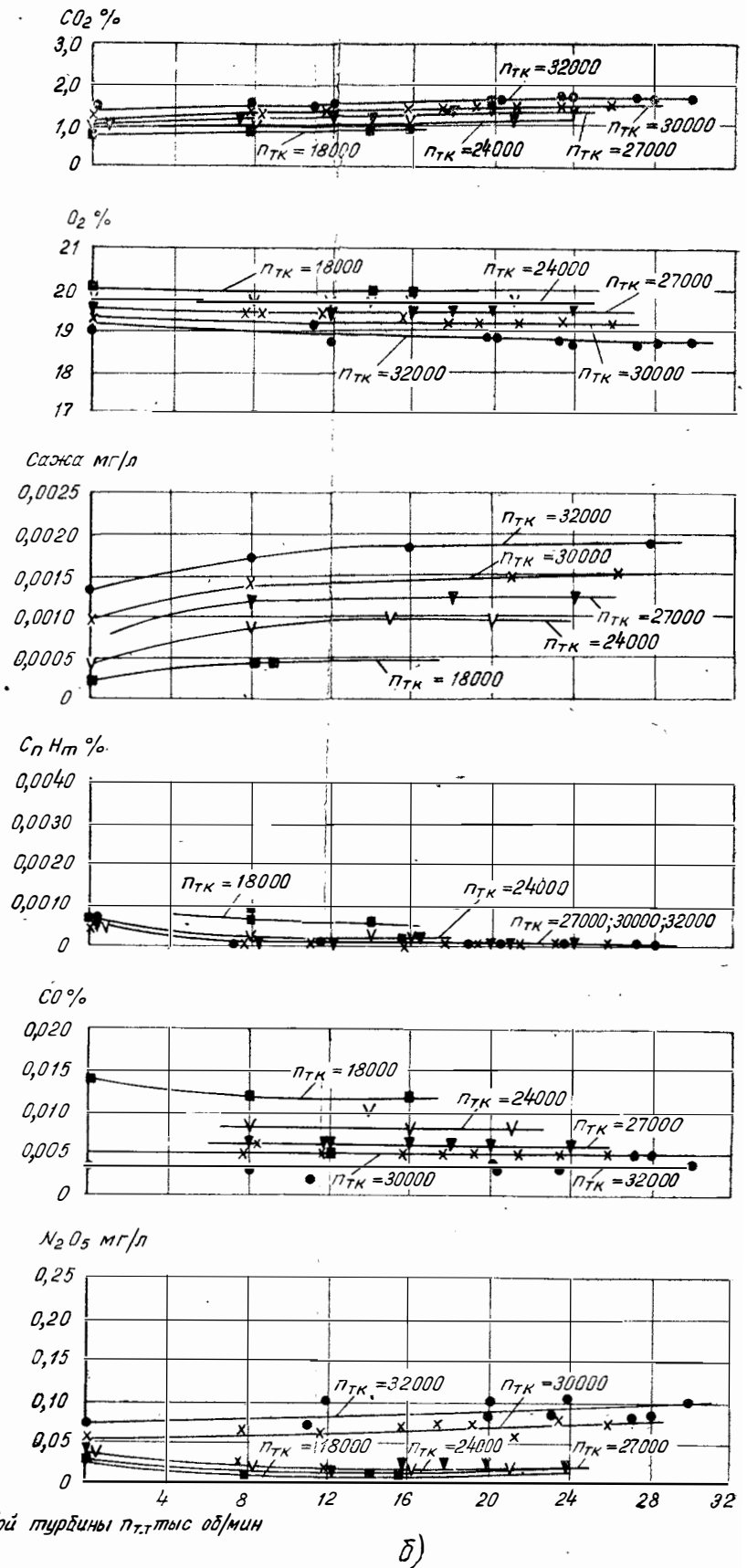
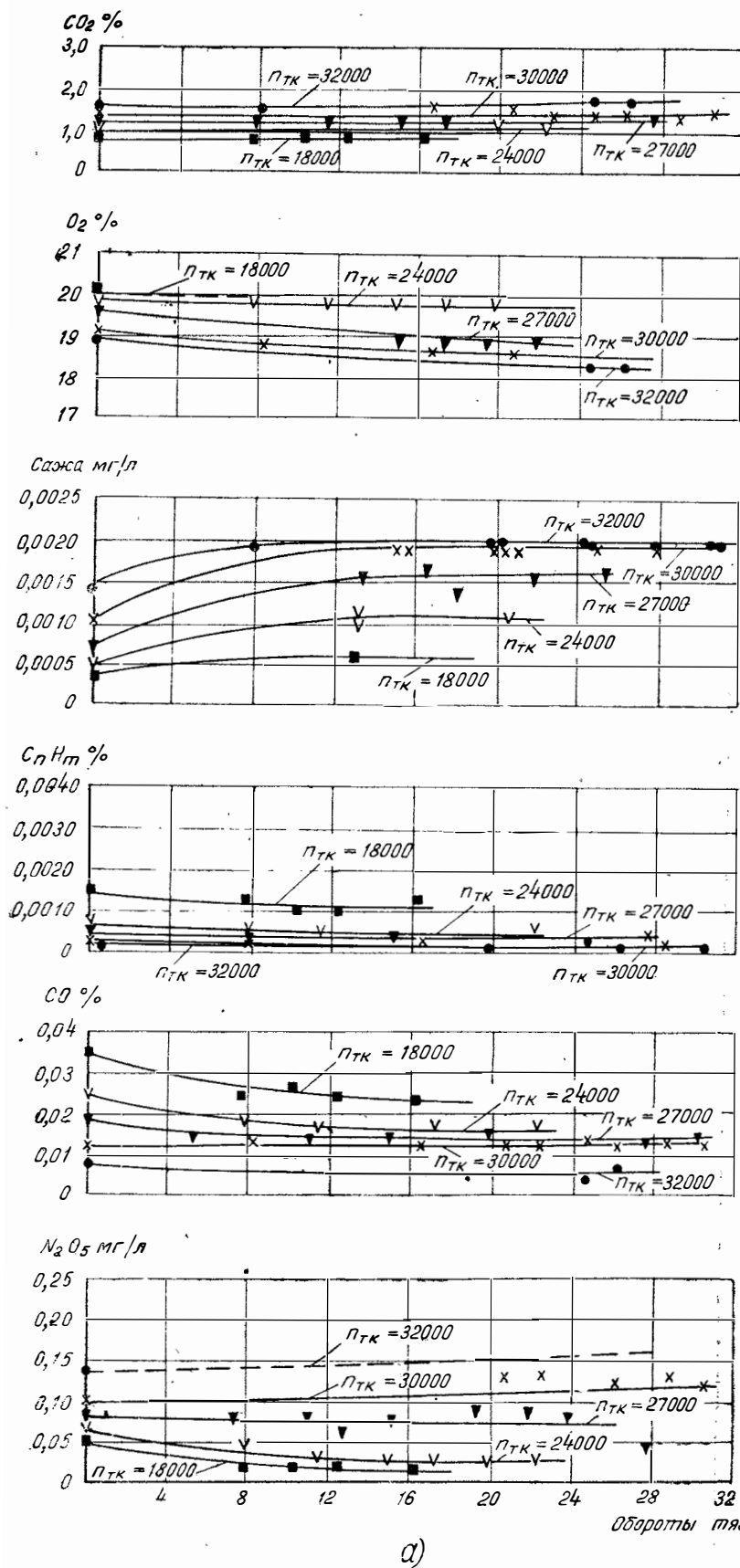


Рис. 2. Составляющие отработавших газов двухвального ГТД с регенерацией тепла по дроссельной характеристике при работе на авиационном керосине «ТС-1» ГОСТ 10227-62.
а - ГТД № 3; б - ГТД № 2

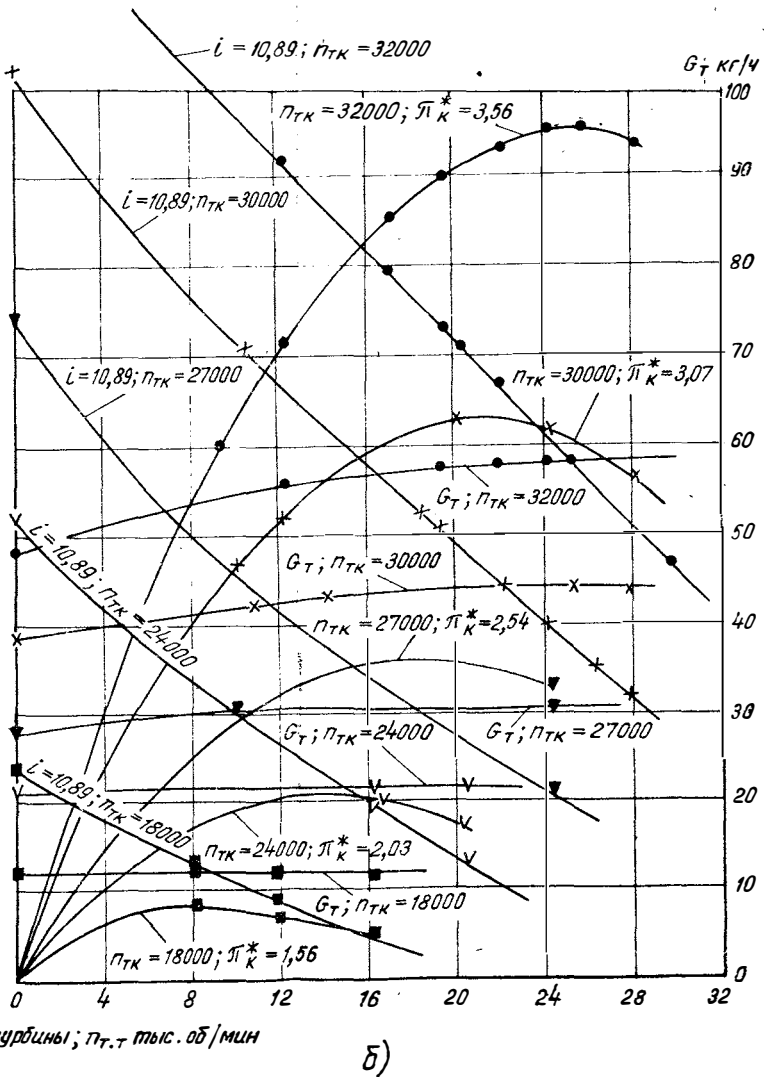
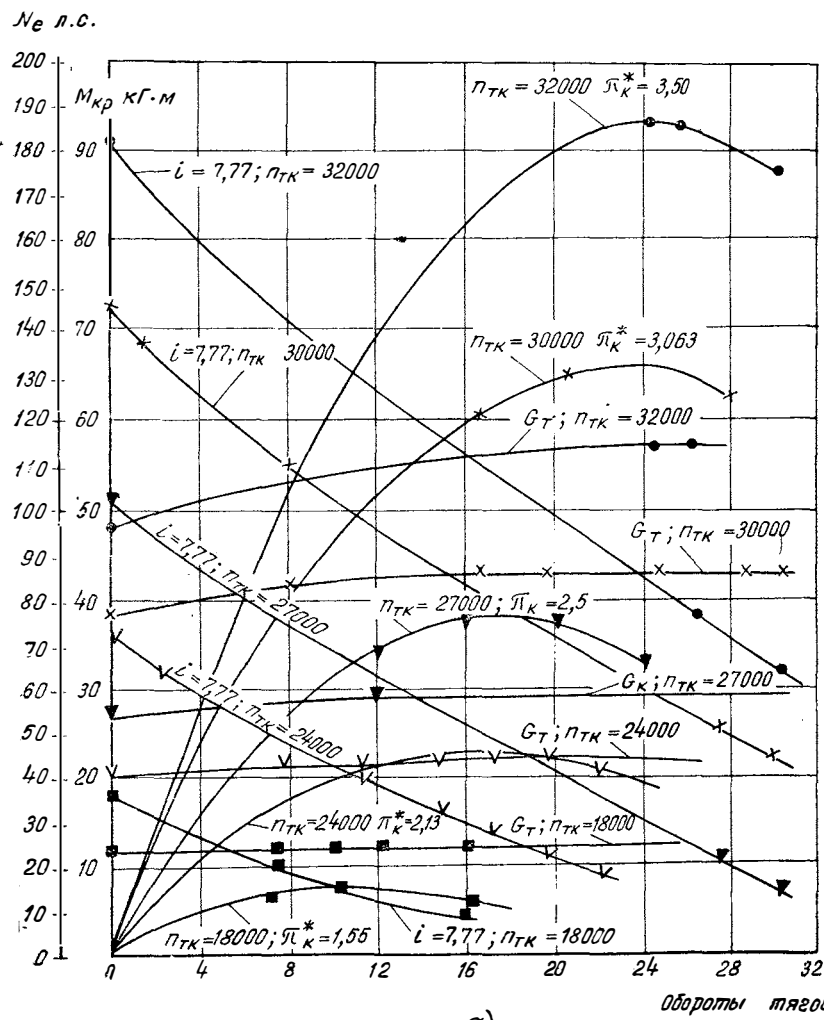
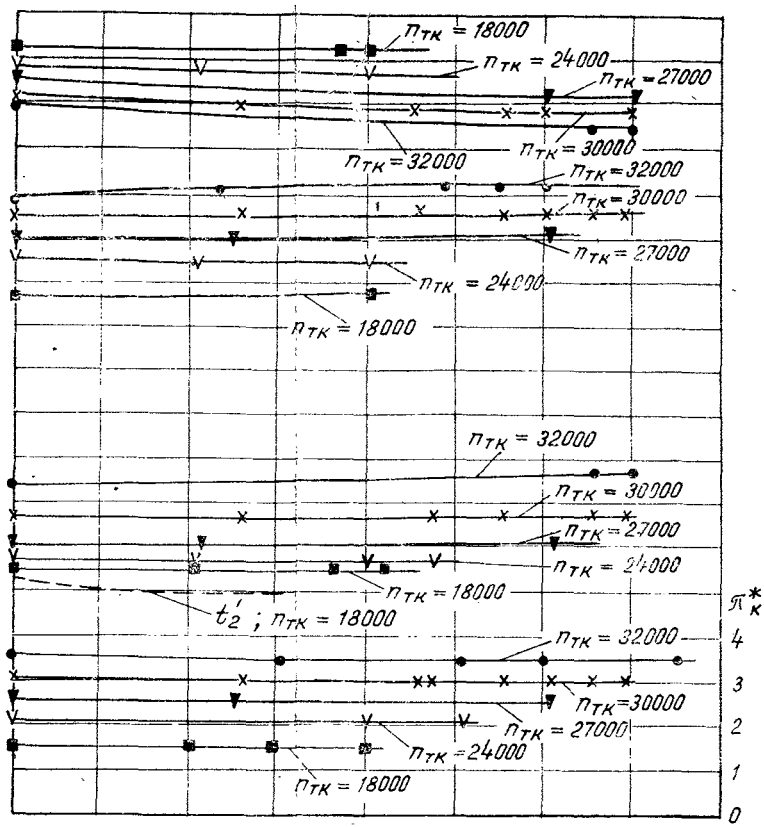
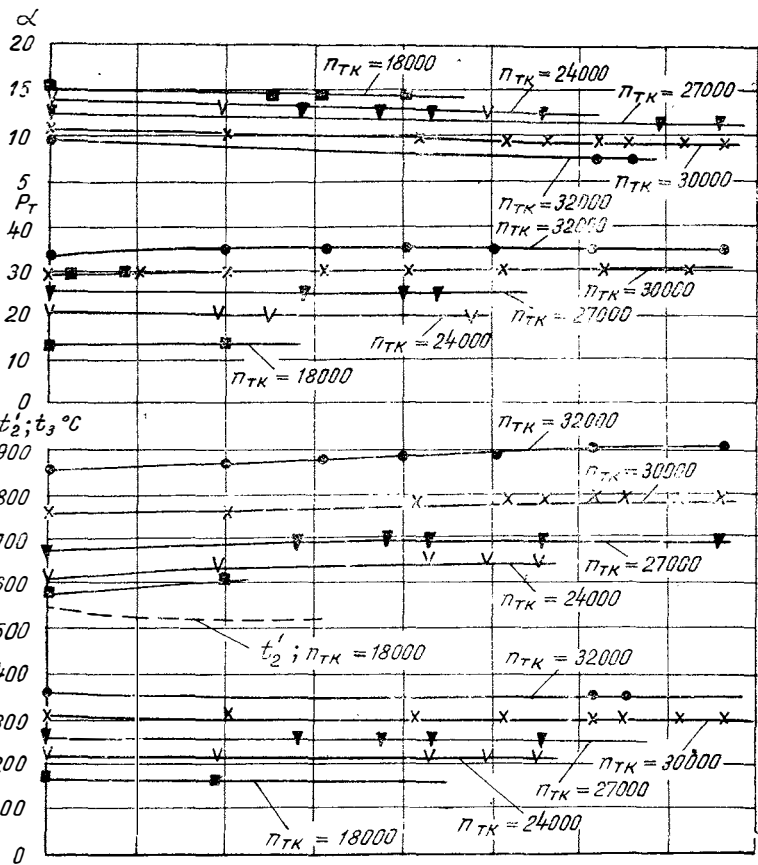


Рис. 3. Дроссельная характеристика двухвального ГТД с регенерацией тепла: а - ГТД № 3; б - ГТД № 2

Для того чтобы определить, возможно ли использовать воздух после теплообменника для отопления салона автомобиля, был сделан его химический анализ. Эксперимент был выполнен дважды для всего диапазона режимов работы двигателя по нагрузочной характеристике и показал следующие результаты (см. рис. 4). Воздух содержит углеводороды в концентрациях, в 1,5 раза превышающих нормы предельно допустимых концентраций вредных веществ в воздухе рабочих помещений, и, следовательно, не может быть использован для непосредственной подачи в салон автомобиля. Можно предполагать, что углеводороды образовались вследствие испарения масла с уплотнений проточной части двигателя.

Состав отработавших газов у ГТД № 1, как и у ГТД № 2 и 3, зависит от режима работы двигателя. Характер изменения концентраций веществ в отработавших газах определяется основными параметрами двигателя. Количественный состав сухих отработавших газов ГТД № 1 (см. рис. 4) соответствует составу отработавших газов ГТД № 2 и 3 (см. рис. 1 и 2). Отработавшие газы ГТД № 1 содержат углеводороды в концентрации 0,0113—0,0125 мг/л, окислы азота 0,045—0,145 мг/л, сажу 0,0004—0,0019 мг/л, двуокись углерода 0,6—1,6% по объему, кислород 17,8—20,0% по объему, а на режиме холостого хода углеводороды в концентрации 0,0125 мг/л, окислы азота 0,037 мг/л, окись углерода 0,0025% по объему к сухому газу, двуокись углерода 0,875%, кислород 19,35%.

Температура газа перед турбиной ГТД № 1 на режиме номинальной мощности составляет $t_3 = 965^\circ\text{C}$. Такая температура привела к тому, что в отработавших газах отсутствует окись углерода, а окислы азота наблюдаются в больших концентрациях, чем у ГТД № 2, где $t_3 = 770^\circ\text{C}$, но в меньших концентрациях, чем у ГТД № 3.

Оценка токсичности рассмотренных ГТД по параметру удельной токсичности $q_{\Sigma_1}^{\text{CO}}$ показывает, что на номинальном режиме и режиме малых нагрузок удельная токсичность ГТД характеризуется следующими величинами:

Номинальный режим

ГТД № 1	—37,4	г СО/л. с.-ч
ГТД № 2	—28	»
ГТД № 3	—44	»

Малый газ

ГТД № 1	—29	г СО/л. с.-ч
ГТД № 2	—37	»
ГТД № 3	—68	»

Основным токсическим компонентом ГТД являются окислы азота. На номинальном режиме их доля в общей токсичности достигает примерно 95%, на холостом ходу — 53%.

Двухвальные с регенерацией тепла ГТД имеют на порядок два меньшие концентрации окиси углерода, углеводородов и сажи, но

в 1,5—2 раза большие концентрации окислов азота, чем одновальные без регенерации тепла ГТД. В пересчете на параметр «удельная токсичность двигателя» двухвальные с регенерацией тепла

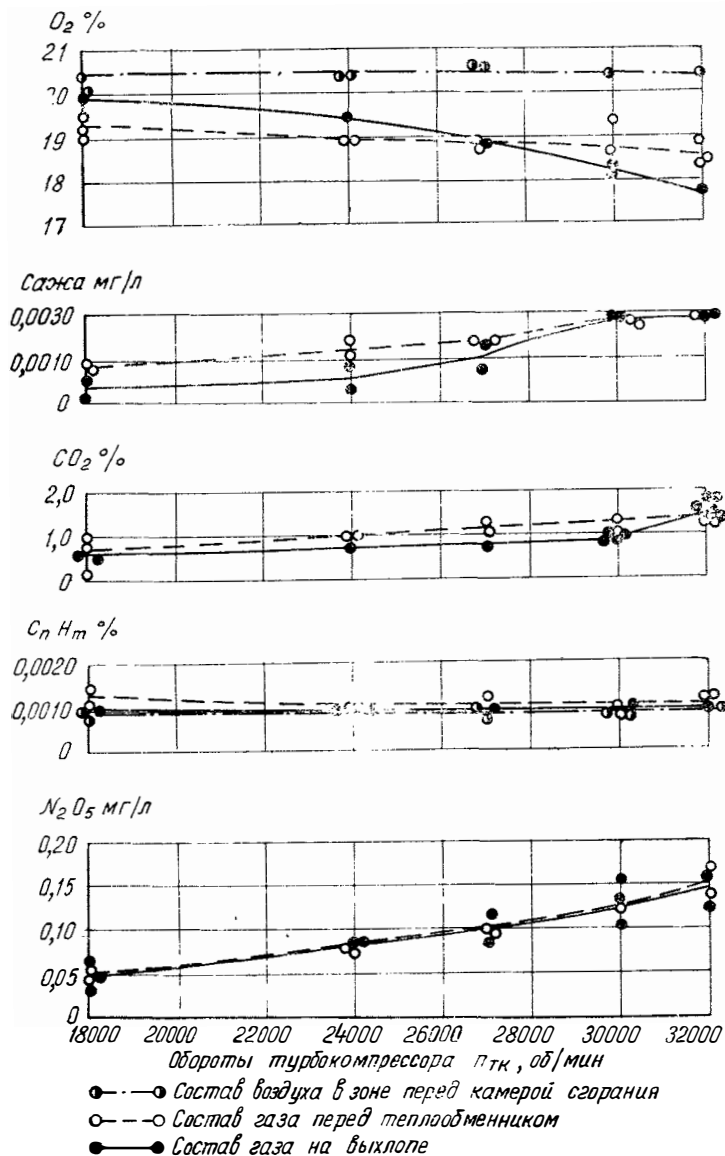


Рис. 4 Составляющие газа по воздушно-газовому тракту двухвального ГТД с регенерацией тепла

ГТД несколько менее токсичны на режиме номинальной нагрузки, чем одновальные без регенерации тепла ГТД.

На режимах частичной нагрузки их преимущество еще более увеличивается вследствие более пологого в сравнении с одновальными без регенерации тепла ГТД протекания кривой удельного расхода топлива. По усредненным данным в диапазоне 25—100% N_e транспортные двухвальные ГТД с регенерацией тепла выбрасывают на 1 л. с.-ч в 2,3 раза меньше токсичных веществ, чем одновальные без регенерации тепла ГТД.

Сравнение уровня токсичности исследованных ГТД с регенерацией тепла и уровня токсичности поршневых двигателей [3] показывает преимущество ГТД. Токсичность четырехтактного дизельного двигателя $N_e = 500$ л. с. с турбонаддувом на режиме номинальной мощности $q_{\Sigma_1}^{CO} = 187$ г СО/л. с.-ч, а бензиновых двигателей $N_e = 60—150$ л. с. $q_{\Sigma_1}^{CO} = 188—200$ г СО/л. с.-ч. Таким образом, рассмотренные ГТД в 4,2—6,7 раза менее токсичны дизеля и бензинового двигателя.

На холостом ходу абсолютный выброс токсичных веществ у ГТД в 3,1 раза меньше дизеля и в 1,4 раза меньше бензинового двигателя. При этом следует учитывать, что рассматриваемые ГТД имели высокие удельные расходы топлива. Уменьшение g_e обеспечит лучшие токсические показатели.

Сравнение мощного ГТД для самосвала БелАЗ (120 т) с двигателем дизеля [3] показало, что на номинальном режиме ГТД в 10 раз менее токсичен, а на режиме малых нагрузок в 3 раза менее токсичен, чем дизельный двигатель.

Выводы

1. Уровень концентраций веществ в отработавших газах рассмотренных двухвальных ГТД с регенераторами тепла при работе на авиационном керосине «ТС-1» (ГОСТ 10227—62) лежит в пределах: окислы азота 0,008—0,161 мг/л, окись углерода 0—0,034% по объему к сухому газу, углеводороды 0,0013—0,0184 мг/л, сажа 0,0002—0,0020 мг/л. Уровень суммарной удельной токсичности для диапазона 25—100% $N_{ном}$ лежит в пределах $q_{\Sigma_1}^{CO} = 20—50$ г СО/л. с.-ч.

2. Двухвальные с регенерацией тепла ГТД имеют на порядок два меньшие концентрации окиси углерода, углеводородов, сажи и в 1,5—2 раза большие концентрации окислов азота, чем одновальные без регенерации тепла ГТД. В пересчете на параметр «удельная токсичность двигателя» в диапазоне 25—100% N_e транспортные двухвальные с регенерацией тепла ГТД выбрасывают в 2,3 раза меньше токсичных веществ, чем одновальные без регенерации тепла ГТД.

3. На режиме номинальной нагрузки рассмотренные двухвальные с регенерацией тепла ГТД в 4,2—10 раз менее токсичны, чем карбюраторные и дизельные двигатели. На холостом ходу двух-

вальные с регенерацией тепла ГТД выбрасывают в 3,1 раза меньше токсичных веществ, чем дизель, и в 1,4 раза меньше, чем бензиновый двигатель.

4. Токсические показатели рассмотренных ГТД улучшатся при снижении удельного расхода топлива до уровня современных ГТД аналогичного типа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Варшавский И. Л. Современное состояние вопроса обеспечения малотоксичной работы транспортных двигателей. В сб. докладов: «Токсичность двигателей внутреннего сгорания и пути ее снижения». М., «Наука», 1966.

2. Воронин В. Г. Исследование влияния конструктивных и режимных параметров камер сгорания на токсичность ГТД малой мощности. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 136. М., 1971.

3. Штейнберг А. С., Цветков С. И., Евграфов К. Г., Золотаревский Л. С. Токсичность газотурбинного двигателя автомобиля-самосвала. «Автомобильная промышленность», 1970, № 8.

4. Штейнберг А. С., Воронин В. Г. Исследование токсичности выхлопа одновального газотурбинного двигателя. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 137. М., 1971.

СОДЕРЖАНИЕ

В. М. Чернин. Тепловое состояние и температурные напряжения в дисках цельнолитых колес осевых турбин автомобильных газотурбинных двигателей	3
Н. Н. Захаров, Е. Б. Парамонов, Н. Е. Пляшкевич. Экспериментальное исследование системы регулирования числа оборотов газотурбинного двигателя с воздействием на нагрузку	12
А. С. Штейнберг. Некоторые закономерности образования токсических веществ в камерах сгорания автомобильных газотурбинных двигателей	25
А. С. Штейнберг, А. И. Меленчук. Расчет мелкости распыливания топлива форсунками автомобильных газотурбинных двигателей	40
А. С. Штейнберг, А. И. Меленчук. Распыливание топлива на пусковых режимах автомобильных газотурбинных двигателей	51
А. С. Штейнберг, А. И. Меленчук, К. С. Козловская. Влияние мелкости распыливания топлива на пуск камеры сгорания газотурбинного двигателя	61
А. И. Меленчук, К. С. Козловская. Мелкость распыливания и неравномерность распределения топлива в факеле форсунки с перепуском топлива	68
А. С. Штейнберг, В. И. Воронин, В. Г. Дубовой. Влияние загрязнения входящего воздуха продуктами сгорания на токсичность камеры газотурбинного двигателя	77
А. С. Штейнберг, Г. И. Назарова, А. Я. Макотченко. Некоторые особенности рабочего процесса кольцевых камер сгорания автомобильных газотурбинных двигателей	85
А. А. Батнер, К. Г. Евграфов, А. С. Мазо. Экспериментальное исследование кольцевого конического диффузора совместно со ступенью турбины	96
В. Г. Воронин, В. Г. Дубовой, А. С. Штейнберг. Токсичность двухвальных газотурбинных двигателей с регенерацией тепла	104
Рефераты статей	115

Труды НАМИ, вып. 152

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И КОНСТРУКЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ,
ИХ АГРЕГАТОВ И ДЕТАЛЕЙ

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: И. И. Гершман, К. Г. Евграфов, Л. В. Кочетков,
М. В. Мазинг, Н. С. Ханин, Б. А. Куров

Редакторы: Т. И. Дегожская, Н. П. Шаулина

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: Н. И. Вишнякова, Л. Ф. Мелехина

ДСП. Форм. бум. 60×90₁₆. Печ. л. 7,75+1 вкл.

Уч.-изд. л. 7,61. Зак. 84-74 г. Тир. 200. Цена 53 коп.

Типография НАМИ, 125438, Москва, А-438, Автомоторная ул., 2

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
28	14-я сверху	Как показано в работе [1], при малой подвижности реакции	Как следует из рис. 1, пики концентрации NO во всех случаях
47	17-я сверху	$d_c = 15 \text{ мм}$;	$d_c = 1,5 \text{ мм}$;
50	4-я сверху	$\Delta p_B = 0,2 \div 4 \text{ кг/см}^2$.	$\Delta p_B = 0,2 \div 0,4 \text{ кг/см}^2$.
100	21-я сверху	0,1	0,2

Цена 53 коп.