

1548966

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской революции,
ордена Трудового Красного Знамени Государственный
Технический Университет им. Н. Э. Баумана

На правах рукописи
УДК 621.165

Потапова Ирина Анатольевна

ИССЛЕДОВАНИЕ ГТД ПЕРИОДИЧЕСКОГО СТОРАНИЯ
С ДВУХКЛАПАННОЙ КАМЕРОЙ

(Об. С 1.12 - турбомашини)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1996 год

55.37.23

621.165

Работа выполнена в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре
"Турбомашиностроение"

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор В.Е. Михальцев

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Э.А. Манушин

- кандидат технических наук,
Н.И. Троицкий

Будущее предприятие - ЦИАМ им. П.И. Баранова

Защита состоится "16" октября 1996 г. в "15³⁰" час.

на заседании Специализированного Совета К.053.15.05 "Тепловые
машин и теоретические основы теплотехники" Московского
Государственного Технического Университета имени Н.Э. Баумана по
адресу: 107005, Москва, Лефортовская набережная, д.1, корпус
"Энергомашинностроение".

С диссертацией можно
познакомиться в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан

Ваша отсылка в 2-х
экземплярах по адресу: 107005
им. Н.Э. Баумана, ученому

Ученый секретарь
Специализированного Совета
К.Т.Н., доцент

1548966

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Из теории ГТД известно, что идеальный термодинамический цикл периодического сгорания (ПС) с повышением давления в процессе сгорания обеспечивает ГТД более высокий КПД, чем цикл $p = \text{const}$. Впервые такие циклы были реализованы в ГТУ Кароводина - с одноклапанными камерами (ОКК) сгорания и в ГТУ Хольцварта - с трехклапанными камерами (ТКК) и с двухклапанными камерами (ДКК). В настоящее время наиболее широко распространены ГТД $p = \text{const}$, так как конструкция ГТД ПС сложна и их работа сопровождается значительными потерями в процессе расширения при дросселировании в сопловом клапане (СК) и при переменном режиме работы турбины, однако принципиальное термодинамическое преимущество цикла $v = \text{const}$ заставляет ученых и конструкторов постоянно обращаться к этому циклу. Вопросы теории ГТД с ДКК разработаны слабо, что не позволяет с достаточным обоснованием проводить их совершенствование. Так как эксперимент на ГТД ПС по техническим и экономическим причинам трудоемок и дорог, то целесообразна расчетная оптимизация конструкторских и термодинамических параметров ГТД ПС. Поэтому созданная в работе экспериментально обоснованная методика расчета процесса сгорания и газодинамических процессов течения газа в тракте камера - турбина, позволяющая оптимизировать и повысить эффективность ГТД ПС, является актуальной.

Цель исследования. Создание экспериментально обоснованной физико-математической модели реальных процессов сгорания, расширения и наполнения в ГТД ПС с ДКК, разработка программ расчета для проведения расчетно-теоретического исследования газодинамических потерь в турбине, позволяющих оптимизировать геометрические параметры в тракте камера-турбина для реализации преимущества цикла ПС.

Научная новизна заключается в следующем:

1. На основе расчетно-теоретического анализа результатов эксперимента, проведенного с ДКК ГТД ПС определены коэффициенты в уравнении сгорания в форме И.И. Виле и показано, что характер изменения скорости тепловыделения в камерах ГТД ПС является промежуточным между изменением скорости для камер дизелей и карбюраторных ДВС.
2. Разработана физическая модель общего случая процесса наполнения в ДКК ГТД ПС и получено уравнение политропы в процессе сгорания при наличии в камере газовой подушки.
3. Проведено расчетно-теоретическое исследование потерь в тракте



камера-турбина и определены потери на дросселирование в СК, при входе в рабочее колесо (РК) и с выходной скоростью, что отличает турбины в ГТД ПС от турбин в ГТД $p=\text{const}$.

Практическая ценность. Предложенная физико-математическая модель расчета процессов сгорания, расширения и наполнения и разработанная на их основе программы расчета параметров позволяют, не прибегая к эксперименту, определить параметры ГТД ПС, рекомендовать экспериментально обоснованное фазораспределение и получить ГТД ПС максимальной эффективности.

Реализация результатов работы. Основные результаты исследований использованы при выполнении госбюджетных и хозяйственных работ в НИИЭМ МГТУ им. Н. Э. Баумана, при исследовании перспективного ГТД ПС в ЛКВД им. Малышева. Результаты работы использованы при разработке турбостартера малой мощности в Рыбинском КБ, а также при выполнении работы по теме "Разработка и создание опытного образца турбостартера для пуска авиационных ГТД" по программе "Конверсия и высокие технологии".

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на Всесоюзной межвузовской конференции "Газотурбинные и комбинированные установки" в 1991 г., на научно-технической конференции "Вышая школа России и конверсия" в 1993 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 3 статьи, тезисом 4-х докладов.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы. Она содержит 178 страниц основного текста, 66 рисунков, 3 таблицы, 8 страниц со списком литературы, включающим 84 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ опубликованной информации по ГТД ПС с ДКК, который указывает на увеличение конструкторских, экспериментальных работ и авторских свидетельств в этой области. Опубликованные расчетно-теоретические исследования, основанные на применении приближенных термодинамических зависимостей, полученные из теории идеального изохорного цикла, не содержат детального исследования реальных процессов сгорания и расширения в двигателе. Это обстоятельство не позволяет в настоящее время оптимизировать параметры ГТД ПС с ДКК для получения его максимального эффекта.

Первые промышленные ГТУ $v=\text{const}$ имели недостатки конструктор-

ского, энергетического и газодинамического характера. После Хольцварта были выполнены разработки и экспериментальные исследования ГТД ПС с ДКК и их элементов, которые имели те же недостатки. В ХКБД им. Малышева были проведены экспериментальные исследования с камерами, отличавшимися формой и типом завихрителей, жаровых труб и стабилизаторов, и создан ГТД ПС с ДКК. Из-за прекращения финансирования работы, испытания не были должным образом обработаны, поэтому математическое моделирование процессов и математический эксперимент являются целесообразным продолжением работы для совершенствования такого двигателя, что позволит при разработке новых конструкций отказаться от дорогостоящих натурных экспериментов. Проведенные в КАИ экспериментальные исследования зависимости КПД турбины ХКБД от частоты, амплитуды и формы импульсов рабочего тела требуют более подробного теоретического обоснования.

Рассмотренные материалы указывают на необходимость дальнейших теоретических исследований процессов сгорания и расширения в ГТД ПС с ДКК.

Во второй главе исследован процесс сгорания в ДКК, обуславливающий эффективность ГТД ПС. Основным параметром — скоростью тепловыделения $\dot{q}$ может быть охарактеризован при обработке осциллограмм. На значение $\dot{q}$ оказывает влияние термодинамические и химические параметры процесса сгорания, а также конструкторские параметры камеры сгорания. Представляет интерес исследование результатов опытов, полученных на натурной двухклапанной камере ПС (рис.1) с различной конструкцией жаровых труб (ЖТ), завихрителей и стабилизаторов. Разработанная в диссертации методика позволяет определить среднюю $\dot{q}_{\text{ср}}$ и мгновенные $\dot{q}$ значения скорости, разбивая процесс на этапы и приближенно полагая протекание процесса при $v = \text{const}$. На рис.2 показано изменение значения $\dot{q}$ в ДКК с цилиндрическим завихрителем при различных вариантах ЖТ № 1,2,3 (кривые 1,2,3), и коническим стабилизатором (кривая 4), при котором максимальное давление $P_{\text{го}} = 1,67$ МПа, и средняя скорость тепловыделения $\dot{q}_{\text{ср}} = 1460$ кВт.

Эксперимент с ДКК показывает, что результаты расчета процесса сгорания в ДКК ГТД по принятому в ДВС уравнению Вибье с коэффициентами, выбранными для дизелей ($C = -2,9$; $M_v = -0,3 \dots +0,7$) и двигателей с принудительным воспламенением ($C = -6,9$; $M_v = -3 \dots -4$), не совпадают с ДКК ГТД, максимум скоростей $\dot{q}$ в ДКК занимает промежуточное положение между максимумами для двух типов ДВС. Исследова-

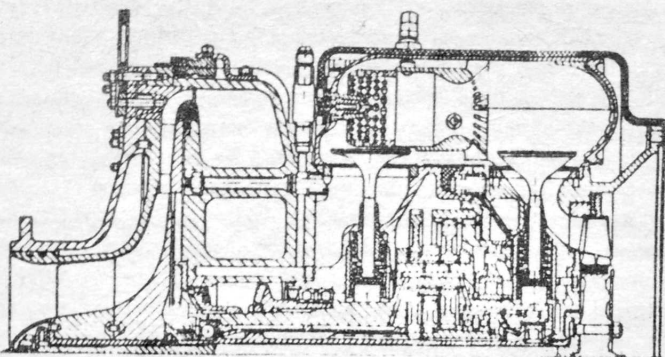


Рис. 1. Турбокомпрессорный блок ГТД ПС с ДКС ХКБД

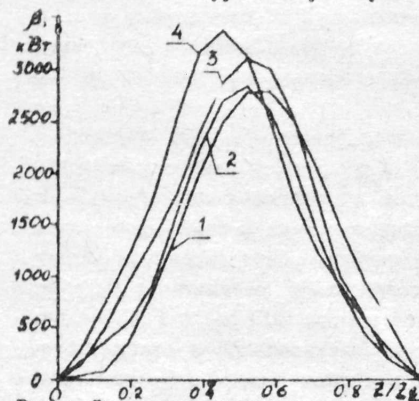


Рис. 2. Скорость тепловыделения в ДКС с разными жаровыми трубами

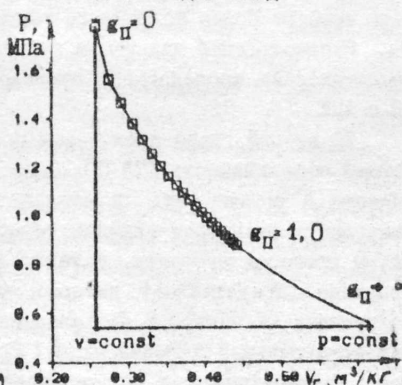


Рис. 3. Зависимость давления от удельного объема

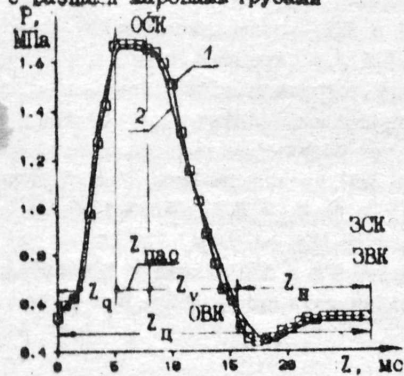


Рис. 4. Изменение давления в ДКС 1-эксперимент, 2-расчет

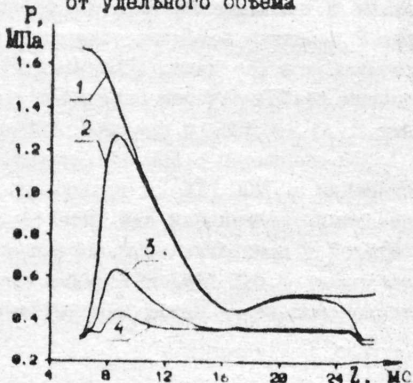


Рис. 5. Изменение давлений в тракте камеры турбина: 1- P_0^* , 2- P_0^* , 3- P_{1w}^* , 4- P_{1w}^*

ние показало, что постоянную выгорания для ДКК следует принимать $\alpha = 6,8$, а показатель характера сгорания - в пределах $M_v = 1,0 \dots 2,1$.

Расчетный анализ полученных экспериментальных данных показал несоответствие (меньшую величину) давления в конце сгорания по осциллограмме $P_{го}$ и из расчета по расходу топлива, которое нельзя объяснить низким коэффициентом полноты сгорания, что может быть обусловлено оставшейся в камере от предыдущего цикла массой газа - газовой подушкой (ГП). При этом процесс сгорания следует рассматривать не как $v = \text{const}$, а по политропному закону.

Полагая процесс сгорания в ДКК при наличии ГП политропным с показателем n (подведенная теплота $dQ = M c_p dT$), и воспользовавшись первым законом термодинамики получим:

$$c_p dT = \frac{1}{k-1} \left[R \frac{T}{P} + \alpha_{II} b_{II} P^{-(1/k)} \right] dP, \quad (1)$$

где: $\alpha_{II} = M_{II}/M$ - отношение массы M_{II} ГП к массе M свежего заряда,

$b_{II} = R^{1/k} v_{II}$, c_p - теплоемкость политропного процесса.

Решив линейное дифференциальное уравнение 1-го порядка получим зависимость температуры от давления в свежем заряде при наличии ГП.

$$T = T_K \left[\frac{P}{P_K} \right]^{\frac{n-k}{n-1}} + \alpha_{II} \left[P^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{P}{P_K} \right)^{\frac{n-k}{n-1}} P_K^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (2)$$

$$\text{где } \alpha_{II} = \frac{k}{k-1} \frac{\alpha_{II} b_{II}}{c_p k - c_v k - c_p}.$$

Температура конца сгорания при политропном процессе:

$$T_{г*} = \frac{1}{c_{vg}(1 + \alpha_{II})} \left[\eta_{г*} \alpha_{II} Q_{Hv}^P + c_{vg} T_K + c_{vII} T_{II} \alpha_{II} \right]. \quad (3)$$

Давление в конце сгорания:

$$P_{г*} = \frac{1 + \alpha_{II}}{v_K + \alpha_{II} v_{II}} R_{г*} T_{г*}. \quad (4)$$

Показатель политропы в процессе сгорания с ГП:

$$n = \frac{\ln(P_{г*} / P_K)}{\ln \left[1 - \alpha_{II} \left(\frac{v_{II}}{v_K} - 1 \right) \right]}. \quad (5)$$

В частных случаях получаем при $\alpha_{II} \rightarrow 0$, $n \rightarrow -\infty$ (процесс $v = \text{const}$), а при $\alpha_{II} \rightarrow \infty$ $n = 0$ ($p = \text{const}$).

Таким образом, зная из эксперимента цикловые массы воздуха и топлива и давление конца сгорания, задавшись в первом приближении

относительной массой Γ , определяем температуру в конце сгорания T_{Γ} , давление P_{Γ} и, сравнивая его со значением давления $P_{\Gamma 0}$ методом итераций определяем относительную массу Γ , находим показатель политропы и зависимость T_{Γ} от P_{Γ} по уравнению (2).

На рис. 3 показана зависимость давления P_{Γ} и удельного объема v_{Γ} от относительной массы Γ в пределах $\alpha_{\Gamma}=0 \dots \infty$. Чем больше величина α_{Γ} тем меньше давление P_{Γ} , температура T_{Γ} и время сгорания τ_q . При $\alpha_{\Gamma} \rightarrow \infty$ цикл вырождается в Λ , время сгорания стремится к нулю, а давление конца сгорания приближается к давлению за компрессором.

Разработанная математическая модель позволяет уточнить расчет параметров процесса сгорания с Γ по сравнению с расчетом процесса сгорания в ДКК при $v=\text{const}$ как по уравнению Вйбе так и с использованием мгновенных значений скорости тепловыделения. Поскольку в рассмотренном случае экспериментального исследования относительная масса Γ невелика $\alpha_{\Gamma} \approx 0,04 \dots 0,16$ можно считать полученное значение средней скорости тепловыделения $\bar{q}_{\text{ср}} \approx 1000 \dots 1500$ кВт достаточно обоснованным.

В третьей главе исследованы потери в процессе расширения газа в тракте камера-турбина и показано, что наибольшим источником потерь является дросселирование потока в СК при его открытии (момент ОСК), обтекание РЛ на режимах существенно отличных от расчетных, а также растекание газа по окружности выходящего из СА при неодновременной работе ДКК. По настоящего времени не опубликована экспериментально обоснованная методика расчета параметров этих явлений и отсутствует оценка таких потерь в ГТД ПС с ДКК.

Предложенная физико-математическая модель достаточно полно отражает особенности протекания процесса в ДКК, что подтверждается совпадением изменения давления в экспериментальной камере, зафиксированное на осциллограмме (кривая 1 на рис. 4) и рассчитанным (кривая 2). Полученные кривые наглядно отражают относительно короткий период сгорания τ_q за время цикла $\tau_{\text{ц}}$, пассивный период $\tau_{\text{пас}}$ работы турбины, когда СК не выпускает газ после окончания сгорания топлива, период расширения $\tau_{\text{в}}$. На кривых отчетливо проявлено совпадение времени падения давления в камере, соответствующее началу заполнения (ОВК). Это обусловлено превышением пропускной способности СА над ДК. Расчет переменных параметров в тракте камера-турбина при переменных значениях давления P_{Γ}^* в камере, сечений площадей СК - $F_{\text{ок}}$ и ВК - $F_{\text{вк}}$, постоянном сечении СА - $F_{\text{са}}$,

рабочего колеса - $P_{рк}$ и давления P_2 за турбиной проведен по этапам, в течение которых процессы приняты установившимися. Значения давлений за СК - $P_{ск}^*$ и за СА - P_{1w}^* определены из равенства расходов газа через СК - $G_{ск}$, СА - $G_{са}$ и РК - $G_{рк}$, выраженных в виде:

$$G_{ск} = \frac{P_{ск}^* \gamma_{ск}^{\gamma_{ск}} P_{ск}^*}{\sqrt{R_{г} T_{г}^*}}, \quad G_{са} = \frac{P_{са}^* \gamma_{са}^{\gamma_{са}} P_{са}^*}{\sqrt{R_{г} T_{г}^*}}, \quad G_{рк} = \frac{P_{рк}^* \gamma_{рк}^{\gamma_{рк}} P_{рк}^*}{\sqrt{R_{г} T_{г}^*}},$$

где: $\gamma_{ск}$, $\gamma_{са}$, $\gamma_{рк}$ - функции расхода,

$$\gamma_{ск} = f(\beta_{ск}), \quad \gamma_{са} = f(\beta_{са}), \quad \gamma_{рк} = f(\beta_{рк}),$$

$\beta_{ск}$ - отношение давлений (ОД) в СК, $\beta_{ск} = P_{ск}^* / P_{г}^*$,

$\beta_{са}$ - ОД в СА, $\beta_{са} = P_{1} / P_{г}^*$, $\beta_{рк}$ - ОД в РК, $\beta_{рк} = P_2 / P_{1w}^*$.

Если $\beta > \beta_m = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}$, то $\gamma = \sqrt{2k/(k+1)} (\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k})$.

Если $\beta \leq \beta_m$, то $\gamma = \gamma_m = \sqrt{k(2/(k+1))^{(k+1)/(k-1)}}$.

Текущее давление $P_{г}^*$ в камере в период, когда открыт только СК, можно определить, решая совместно уравнение адиабатного процесса и уравнение состояния при переменной массе газа в камере:

$$P_{г}^* = \left(\frac{M_{г} R_{г} T_{г}^*}{V} \right)^{1/(k-1)} P_{г}^{*(1-k)/k}.$$

Полученные в результате расчета значения давлений по тракту, представлены на рис. 5. Кривая 1 показывает изменение давления в ДНК при истечении газа через турбину, кривая 2 - давление перед СА. Разность этих давлений характеризует потери на дросселирование в СК. Кривая 3 показывает изменение давления торможения по относительной скорости перед РК турбины, а кривая 4 - статическое давление перед РК. Значительная разность давлений $P_{г}^*$ и $P_{г}^*$ обуславливает целесообразность определения двух типов КПД: мощностного КПД $\eta_{т0}$ турбины, как отношение удельной работы турбины к располагаемому теплоперепаду H_0 , найденному по давлению перед СА и КПД $\eta_{тг}$ процесса расширения, как отношение удельной работы к располагаемому теплоперепаду $H_{г}$, найденному по давлению в камере. Первый КПД турбины позволяет сравнивать потери в проточной части турбины ГТД ПС и ГТД $p = \text{const}$, а второй - сравнивать потери в процессах расширения этих двигателей.

При определении давления в камере, когда через ВК поступает воздух, а из камеры через СК вытекает газ, находим температуру

рабочего тела в камере как температуру смешения горячего газа массой M_r с воздухом массой M_B , а давление в камере находим из уравнения состояния:

$$T_{cm} = \frac{M_r c_{pг} T_r + \Sigma \Delta M_B c_{pв} T_k}{M_r c_{pг} + \Sigma \Delta M_B c_{pв}}, \quad P_{cm} = \frac{(M_r + \Sigma \Delta M_B) R_g T_{cm}}{V}.$$

Отношение давлений (OD) по тракту, полученное расчетным путем, указывает на значительную продолжительность докритических режимов течения во всех сечениях тракта. На рис. 6 $\beta_{ок}$ характеризует OD в СК, $\beta_{рк}$ - в РК, $\beta_{са}$ - в СА, β_t - изменение суммарного OD в тракте камера - турбина ($\beta_t = P_2 / P_g^*$), обратная величина которого соответствует степени понижения давления в турбине $\pi_t = 1/\beta_t$, а $\beta_{вк}$ - OD в ВК ($\beta_{вк} = P_{cm} / P_g^*$) с момента поступления воздуха в камеру. Видно, что при значительном изменении β_t в пределах от 0,2 до 0,7 отношение давлений в СА $\beta_{са}$ значительно меньше критического отношения $\beta_{ш}$, что вызывает увеличение угла α_1 , а $\beta_{рк}$ близко к $\beta_{ш}$ и поэтому в РК отклонение струи в косом срезе небольшое.

Результаты подробного расчета параметров турбин указывают на резко переменный режим работы турбины в ГТД ПС и позволяют определить величины связанных с этим потерь. Так, абсолютная скорость течения из СА в течение цикла уменьшается от значений $C_1 = 900 \text{ м/с}$ до $C_1 = 300 \text{ м/с}$, что вызывает большую положительную и отрицательную закрутку потока с изменением угла выхода потока α_2 от 60° до 160° и окружной составляющей абсолютной скорости C_{2u} от $+200$ до -400 м/с . Угол атаки изменяется также весьма существенно в пределах -110 до $+10^\circ$, что вызывает необходимость тщательной оценки гидравлических потерь. На графике рис. 7 приведены значения коэффициентов скорости в РК $\phi_{рк}$, определенных по формулам: Степанова (кривая 1), Шерстника (кривая 2), Локая (кривая 3), Гришина (кривая 4), которые сильно отличаются. Степень реактивности ступени турбины $ВД$ изменяется в течение цикла в пределах 0,1-0,33.

Особенностью протекания процессов в ДКК и турбине является изменение плотности газа, что оказывается на значении секундного расхода газа и на величинах удельных потерь в различные периоды процесса течения, а также на средних значениях располагаемых теплоскоплениях в работе турбины. Турбина в период закрытого соплового клапана полезной мощности не создает, т.е. работает как газовый тормоз. На рис. 8 представлено изменение мгновенных работ ТВД: располагаемой работы расширения - $H_r = M_r$, располагаемой работы тур-

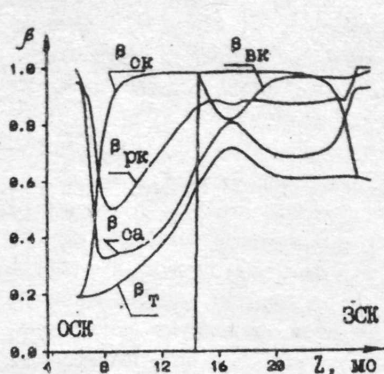


Рис. 6. Отношение давлений

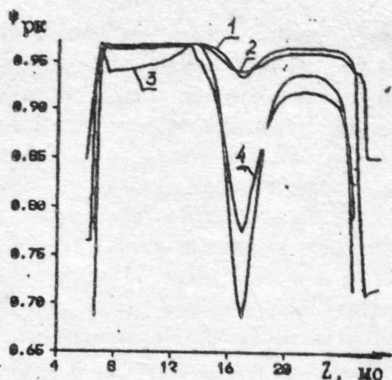


Рис. 7. Изменение коэффициента скорости

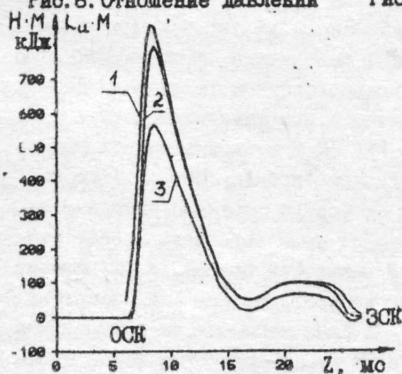


Рис. 8. Работа турбины за цикл:
1- $H_T \approx M_t$, 2- $H_0 \approx M_t$, 3- $L_u \approx M_t$

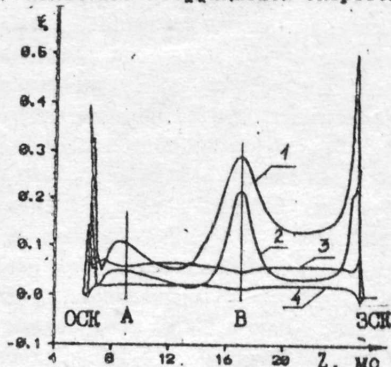


Рис. 9. Относительные потери в турбине
1- ξ_B , 2- $\xi_{РК}$, 3- ξ_0 , 4- ξ_3

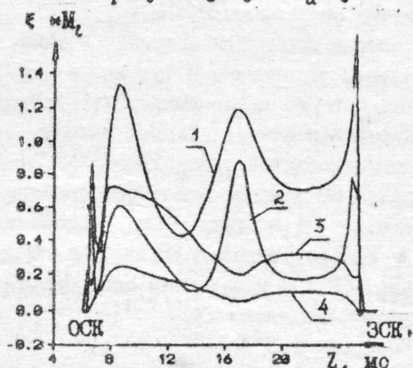


Рис. 10. Относительные потери с учетом
массы: 1- $\xi_B \approx M_t$, 2- $\xi \approx M_t$, 3- $\xi_C \approx M_t$, 4- $\xi_3 \approx M_t$

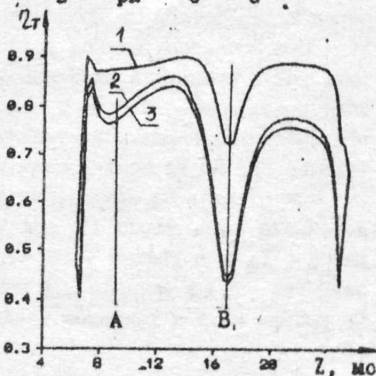


Рис. 11. КПД турбины:
1- $\eta_{ЛО}$, 2- $\eta_{УО}$, 3- $\eta_{ТО}$

бинн - $H_0 \cdot M_t$ и полезной работы турбины - $L_u \cdot M_t$. Разница значений $H_r \cdot M_t$ и $H_0 \cdot M_t$ характеризует потери на дросселирование (по средним значениям работ эти потери составляют 11%), разница значений $H_0 \cdot M_t$ и $L_u \cdot M_t$ характеризует гидродинамические потери.

На рис. 9 показано изменение мгновенных относительных потерь, отнесенных к теплоперепаду H_0 , с выходной скоростью ξ_v в РК ξ_{rk} в СА ξ_c и радиальном зазоре ξ_z . Из графика следует относительно небольшое изменение потерь ξ_c и ξ_z и существенное изменение потерь ξ_{rc} и ξ_v . Наибольшие значения достигают эти потери в течение кратких периодов при малом сечении СК, а местные минимумы приходятся на расширение и наполнение. При этом, максимумы относительных потерь при расширении в 3-5 раз меньше, чем при наполнении. Относительные потери в турбине с учетом мгновенного расхода газа (рис. 10) имеют характер близкий к потерям на рис. 9 (однако максимумы потерь в периоды расширения и наполнения имеют одинаковую величину в связи со значительным превосходством расхода в период расширения. Это же явление наблюдается и при изменении потерь ξ_c и ξ_z . Относительные потери в турбине ГТД ПС и потери с учетом расхода существенно различаются, что отличает турбину ПС от турбины $r = const$. Большие потери с выходной скоростью (среднее значение за цикл 10%) во время расширения в момент непосредственно после открытия СК обусловлены положительной закруткой потока, а в момент наполнения - отрицательной. Среднее значение потерь на закрутку потока равно 4,5% из 10%. Потери в СА мало меняются за время цикла (среднее значение - 6,3%). Потери в РК характеризуются двумя местными максимумами (во время расширения - 0,5% и наполнения - 22%). Среднемассовое значение составляет 6,7%, из них потеря от угла атаки 2,3%. Потери на дросселирование составляют 11%.

При последовательном осуществлении процессов сгорания в камерах, как и принято в экспериментальной установке, в турбине возникают дополнительные потери подобные потерям в парциальных турбинах, обусловленные величиной степени парциальности ϵ . Такие потери в турбине ГТД ПС не исследованы в опубликованной литературе.

За степень парциальности турбины ПС принято отношение времени истечения газа через РЛ при открытом СК к суммарному времени цикла (Z_{Σ}) с учетом того, что в начале открытия СК, как и при закрытии СК (в течение 0,1 времени ОСК), пропускная способность СК весьма мала и условное время истечения через СК:

$$Z_G = Z_{\Pi} - Z_q - 0,2 (Z_{\Pi} - Z_q) = 0,8 (Z_{\Pi} - Z_q),$$

следовательно условная степень парциальности:

$$\epsilon = \frac{Z_G}{Z_{\Pi}} = 0,8 \left(1 - \frac{Z_q}{Z_{\Pi}} \right).$$

При принятом фазораспределении в экспериментальной ДКК $\epsilon = 0,62$, относительные потери на трение и вентилирования, рассчитанные по формулам Стодола и Котляра невелики ($\xi_{TB} = 0,02\%$).

Найденные потери в тракте камеры - турбина, отнесенные к теплоперепаду H_0 , позволяют определить мощностной КПД турбины η_{TO} , значение которого характеризует газодинамическое совершенство турбины в ГТД ПС с ДКК как лопаточной машины, а также $\eta_{\Pi O}$ и $\eta_{\Pi O}$. Помимо низких значений КПД $\eta_{\Pi O}, \eta_{\Pi O}, \eta_{TO}$ в начале и в конце истечения из-за больших нерасчетных значений U/C_0 наблюдаются еще две характерные области снижения КПД (рис.11). Первая - соответствует большим значениям теплоперепада H_0 и обусловлена большими положительными углами атаки на рабочих лопатках. Мощностной КПД на этапе расширения (т.А на рис.11) $\eta_{TO} = 0,77$, при этом (т.А на рис.9) $\xi_B = 10\%$, $\xi_C = 6\%$, $\xi_{PK} = 5\%$, $\xi_Z = 2\%$. Вторая - соответствует малым значениям теплоперепада H_0 в начале наполнения камеры воздухом и обусловлена отрицательными углами атаки. На этапе наполнения (т.В на рис.11 и на рис.9) $\eta_{\Pi O} = 0,43$, при этом $\xi_B = 29\%$, $\xi_C = 5\%$, $\xi_{PK} = 21,9\%$, $\xi_Z = 1,1\%$. Среднемассовое значение КПД: $\eta_{TO} = 0,74$, $\eta_{\Pi O} = 0,76$, $\eta_{\Pi O} = 0,86$.

В четвертой главе проведено исследование влияния внутренних параметров процессов, происходящих в ГТД ПС с ДКК на их выходные параметры и для сравнения эффективности этих двигателей с ГТД $p = \text{const}$. При оптимизации фазораспределения и уменьшении продолжительности цикла на 5,5%, за счет участка $z_{\Pi O}$ (рис.4), можно увеличить расход воздуха через турбину и мощность ТВД.

Увеличение окружной скорости U с 350 до 500 м/с вызывает заметное повышение КПД в процессе расширения (на 0,11) и резкое снижение КПД в начале наполнения (на 0,50), что приводит к снижению КПД турбины η_{TO} с 0,802 до 0,657 (рис.12). Соответственно уменьшается и КПД процесса расширения η_{TP} . На графике можно выделить характерные 6 областей значения КПД при открытом СК и две крайних области с низкими КПД, соответствующими ОСК и ЗСК. Кривые КПД имеют три максимума во 2 и 4 областях, обусловленные оптимальным отношением U/C_0 при увеличении и уменьшении скорости C_1 в процессе

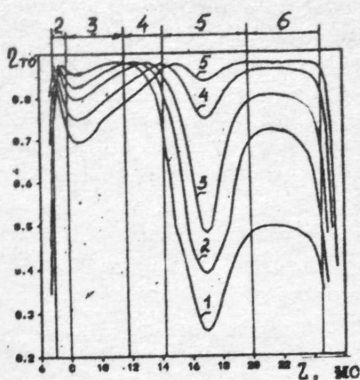


Рис.12. Зависимость КПД турбины η_{TO} от окружной скорости U :
1-500, 2-450, 3-400, 4-350, 5-300 м/с

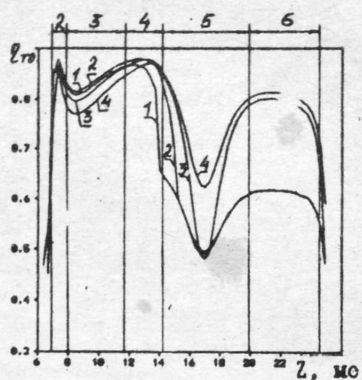


Рис.13. Зависимость η_{TO} от угла β_1 : 1-25°, 2-35°, 3-45°, 4-55°

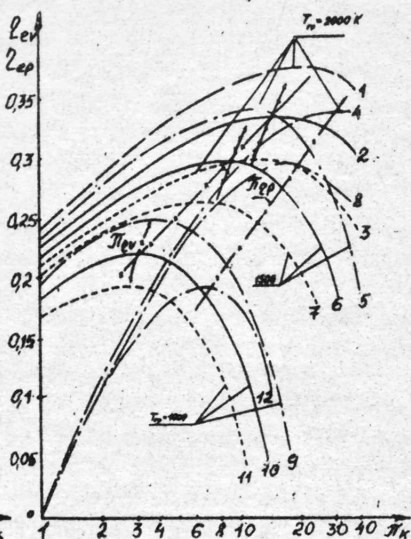
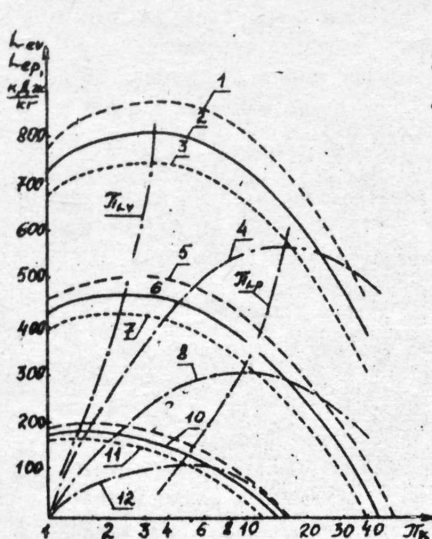


Рис.14. Удельные работы ГТД $p=\text{const}$ и $v=\text{const}$ (а). Эффективный КПД ГТД $p=\text{const}$ и $v=\text{const}$ (б). Обозначения кривых: L_{ev} при $\eta_{TV}=0,78$ - кривые 1,5,9, L_{ev} при $\eta_{TV}=0,73$ - кривые 2,6,10, L_{ev} при $\eta_{TV}=0,68$ - 3,7,11, L_{ep} при $\eta_{TP}=0,83$ - кривые 4,8,12, $T_{TP}=2000$ К - 1,2,3,4, $T_{TP}=1500$ К - 5,6,7,8, $T_{TP}=1000$ К - 9,10,11,12.

расширения и в 6 области, соответствующей наполнению камеры. Минимум КПД в 3 области обусловлен малым значением U/C_1 при максимальной скорости C_1 и в 6 области обусловлен большим значением U/C_1 при провале давления в камере в начале ее наполнения.

Для оценки влияния геометрии турбины на ее экономичность было принято уменьшение α_1 с 21 до 13, β_1 с 55 до 25 и изменение β_2 с 33 до 13, при этом площади СА и РК сохранялись постоянными путем изменения длины лопаток. При уменьшении β_2 значения мгновенного мощностного КПД турбины η_T увеличивались во всем диапазоне цикла с 0,69 до 0,77 на 10%. Это связано с уменьшением потерь с выходной скоростью с 0,14 до 0,07 и потерь в радиальном зазоре с 0,028 до 0,016. При уменьшении β_2 до 17°, совпадающим с величиной α_1 , КПД турбины возрастает, при этом однако РД удлиняется. При дальнейшем исследовании влияния α_1 и β_1 на КПД турбины приняты значения $\beta_2 = \alpha_1$, что обуславливает минимальные потери с выходной скоростью.

Расчетное исследование показывает, что при уменьшении углов α_1 и β_2 с 21° до 13° в 3 области КПД снижается (при $\alpha_1 = 21^\circ$ турбина растет в области нулевых углов атаки, при $\alpha_1 = 13^\circ$ - в области больших положительных углов атаки), а в 4 и 6 областях - растут, так как уменьшаются потери с выходной скоростью с 0,089 до 0,064 и потери в СА с 0,070 до 0,057, но так как потери в РК значительно возрастают с 0,03 до 0,07 средний мощностной КПД турбины изменяется слабо - в пределах $\eta_T = 0,758 \dots 0,772$.

Для оценки влияния угла входа на РК (β_1) на КПД турбины η_T определены его значения для α_1 и β_2 равных 17°. На рис.13 кривая 1 соответствует $\beta_1 = 25^\circ$, кривая 2 - $\beta_1 = 35^\circ$, кривая 3 - $\beta_1 = 45^\circ$, кривая 4 - $\beta_1 = 55^\circ$. Проточная часть турбины в этих вариантах одинакова и изменение потерь связано с влиянием β_1 . Средние потери ξ_v и ξ_o практически равны, а потери в РК различны: для $\beta_1 = 25^\circ$ $\xi_{РК} = 0,073$; для $\beta_1 = 35^\circ$ - 0,059; для $\beta_1 = 45^\circ$ - 0,044; для $\beta_1 = 55^\circ$ - 0,038. При $\beta_1 = 25^\circ$ и 35° турбина почти половину активного времени (процесс наполнения) работает с низкими КПД при больших отрицательных отношениях углов атаки (Γ), однако в 3 области наибольшее значение КПД достигается при $\beta_1 = 35^\circ$ ($\Gamma < 0$). Для $\beta_1 = 45^\circ$ и 55° $\Gamma > 0$ и поэтому в значении $\varphi_{РК}$ в 3 области наблюдается провал, аналогичный изменению мгновенного значения КПД турбины, но в области 6 для больших значений углов входа на РК значения КПД турбины выше. Среднее значение

ние КПД турбины выше для $\beta_1 = 55^\circ$, а не для $\beta_1 = 35^\circ$, так как несмотря на то, что в 3 области выше мгновенные значения КПД турбины для $\beta_1 = 35^\circ$, что соответствует минимальным потерям в процессе расширения, в 6 области провал в значениях КПД турбины для $\beta_1 = 35^\circ$ существенно больше, что соответствует максимальным потерям в РК. Для $\beta_1 = 55^\circ$ картина меняется на обратную, т.е. в процессе расширения потери максимальные (по сравнению с $\beta_1 = 35^\circ$), а в процессе наполнения потери в РК - минимальные. Анализируя влияние углов α_1 и β_1 на КПД турбины можно отметить, что характер изменения значений мгновенного КПД турбины и значений относительного угла атаки на протяжении цикла одинаков. В моменты ОСК и ЗСК, т.е. при дросселировании, относительный угол атаки для любых значений угла выхода из СА при $\beta_1 = 55^\circ$ равен $\Gamma = -2$, а при уменьшении значений β_1 смещается в сторону глубоко нерасчетных углов атаки и для $\beta_1 = 25^\circ$ соответствует $\Gamma = -6$, поэтому мгновенный КПД турбины имеет чрезвычайно низкое значение (нулевое или отрицательное). При больших перепадах (3 область) относительные углы атаки для любых значений α_1 и β_1 находятся в диапазоне от $\Gamma = +0,5$ до $\Gamma = -0,5$, причем положительные углы атаки соответствуют большим значениям β_1 , а отрицательные - меньшим. Когда открывается ВК и начинается процесс наполнения (5 область) при любых значениях углов α_1 и β_1 наблюдается уменьшение мгновенного значения КПД турбины и относительного угла атаки до определенного значения (для $\beta_1 = 25^\circ$ $\Gamma_{\min} = -4$, для $\beta_1 = 55^\circ$ $\Gamma_{\min} = -1$), а затем увеличение этих значений при работе турбины (6 область) при постоянном значении давления P_K (для $\beta_1 = 25^\circ$ $\Gamma_{\min} = -3$, для $\beta_1 = 55^\circ$ $\Gamma_{\min} = -0,5$), т.е. в процессе наполнения значения КПД выше для больших значений β_1 при любых α_1 .

В работе рассмотрены зависимости выходных параметров (удельных работ L_{ev}, L_{ep} и КПД η_{ev}, η_{ep}) от основных внутренних параметров температуры газа в конце сгорания $T_{гр}$ и $T_{гв}$ и степени повышения давления в компрессоре π_K при одинаковой температуре рабочих лопаток и значений КПД: $\eta_{гв} = 0,78, 0,73, 0,68$, $\eta_K = 0,845$, $\eta_{тр} = 0,83$. Максимальная температура $T_{гв}$ в цикле $v=const$ больше на 400-600 К, чем температура сгорания в цикле $p=const$. $T_{гр}$ и определяется по зависимости: $T_{гв} = T_{гв} \cdot (1,9-6,8 \cdot 10^{-4} \cdot T_K) - 340$. Повышение температуры конца сгорания увеличивает эффективность цикла ПС сильнее, чем эффективность цикла $p=const$. В интервале $\pi_K = 1...20$ при $T_{гр} = 1000$ К для $\pi_K = 1$ отношение давлений $\lambda = P_{гв}/P_K = 4$, а для $\pi_K = 20$ - 14

$\lambda=1,4$. При большей исходной температуре $T_{гр}=1750\text{ К}$, для $\eta_k=1$ $\lambda=9$, а для $\eta_k=20$ $\lambda=2,8$. Из графиков (рис.13- а,б) следует, что оптимальные по работе значения η_{LP} для цикла $p=\text{const}$ с повышенным температурой $T_{гр}$ от 1000 до 2000 К возрастают от 4,5 до 16. Максимальные значения $L_{ер}$ соответственно увеличиваются от 100 до 560 кДж/кг. Максимальные значения КПД возрастают от $\eta_{ер}=0,19$ до $\eta_{ер}=0,34$ при оптимальных значениях $\eta_{пр}$ увеличивающихся от 7 до 33. Наибольшее отличие в значениях работы при $\eta_k=1$, при котором $L_{ев}$ получают значения близкие к максимальным, а значения $L_{ер}$ и КПД $\eta_{ер}$ стремятся к нулю. Вторым отличием параметров является малое значение оптимальных степеней повышения давления η_{Lv} и η_{nv} , которые возрастают в диапазоне от 1,5 до 3,5 (для η_{Lv}) и от 3 до 15 (для η_{nv}), что в 3-4 раза меньше, чем $\eta_{пр}$ для цикла $p=\text{const}$.

Наибольшие преимущества параметров $v=\text{const}$ возникают в области малых значений η_k , которые применяются в ГТД относительно малой мощности и малой экономичности. Следовательно, представляется целесообразным применение ДКК ПС в простейших ГТД небольшой мощности: в турбостартерах, вспомогательных и аварийных двигателях.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании исследования физической модели процессов сгорания, расширения и анализа результатов экспериментального исследования ДКК ПС впервые создана экспериментально обоснованная математическая модель реальных процессов, происходящих в ГТД с ДКК ПС, позволяющая проводить предварительное расчетно-теоретическое исследование ГТД с ДКК.

1. Впервые показано, что изменение скорости тепловыделения β в процессе сгорания в ДКК является промежуточным между изменением скорости в дизелях и карбюраторных ДВС и может быть рассчитано по уравнению в форме И.И. Виле с коэффициентами ($M_v=1,0...2,1$; $\alpha=-6,9$).
2. Расчетный анализ осциллограмм давления, полученных на экспериментальной ДКК, позволил определить значения β - максимальные $\beta_{\text{max}} = 2500...3500\text{ кВт}$ и средние $\beta_{\text{ср}} = 1000...1500\text{ кВт}$.
3. Разработана физическая модель общего случая процесса наполнения в ДКК ГТД ПС и впервые получено уравнение политропы в процессе сгорания при наличии в камере газовой подушки.
4. В результате подробного расчетно-теоретического исследования определены потери на дросселирование в СК, при входе в рабочее колесо турбины и с выходной скоростью. Впервые для оценки потерь на

дросселирование в СК введен КПД расширения $\eta_{тр}$, который следует использовать при сравнении ГТД ПС с ГТД $p=const$.

5. Получено, что потери при входе в рабочее колесо турбины в связи с нерабочим углом атаки составляют 2-2,5%, увеличение потерь с выходной скоростью, связанное с закруткой потока составляет - 4-5%. Полученное снижение КПД турбины в ГТД с ДКК по причине увеличения газодинамических потерь в проточной части можно оценить в 6-8%, а с учетом потерь на дросселирование в СК в 14-16%. Изменение углов α_1 , β_1 , β_2 в области оптимальных значений слабо влияет на КПД турбины в ГТУ $v=const$, которые составляют 0,85-0,95 от значений, характерных для турбины ГТД $p=const$.

6. Сравнение эффективности ГТД ПС и ГТД $p=const$ показывает, что несмотря на значительные потери в процессе расширения при ПС при оптимальных значениях η_K в ГТД ПС с ДКК удельная работа может быть получена на 20-25% и КПД на 3-8% выше, чем в ГТД $p=const$. Превосходство удельных энергетических параметров ГТД с ДКК возрастает с уменьшением степени сжатия давления π_K и увеличением температуры $T_{гр}$. Так, при $T_{гр}=1500...2000$ К, при $\pi_K=2...3$ в ГТД с ДКК удельная работа больше на 50-30% и КПД ГТД на 40-20%.

По теме диссертации опубликованы следующие основные работы:

1. В. Е. Михальцев, Ч. А. Потапова. Скорость тепловыделения в двухклапанных камерах ГТД ПС // М.: МВТУ. Тезисы доклада на Всесоюзной межвузовской конференции по ГТУ и КУ. -1991. - С.118-119.
2. В. Е. Михальцев, В. Д. Моляков, И. А. Потапова. Повышение эффективности пуска авиационных ГТД // М.: Тезисы доклада на Всероссийской научно-технической конференции 22-26 ноября 1993.
3. И. А. Потапова. Скорость тепловыделения в камерах периодического сгорания // Изв. РГЗов. Машиностроение. -1993.- №3-5. - С.57-62.
4. В. Е. Михальцев, В. Д. Моляков, И. А. Потапова. Потери в процессе расширения в ГТД периодического сгорания с двухклапанной камерой // Изв. ВУЗов. Машиностроение. -1993.- №7-9. - С.54-58.
5. В. Е. Михальцев, В. Д. Моляков, И. А. Потапова. Оптимизация фазораспределения в ГТД периодического сгорания // Изв. ВУЗов. Машиностроение. -1993.- №10-12. - С.44-48.

Тип. МГТУ, заказ 32
Подписано к печати 1993 г.

тираж 100 экз.
Объем 1 п. л.