

УДК 621.438-53

В. Д. Моляков, М. И. Осипов,
Л. И. Сыромятникова, Р. З. Тумашев

МЕТОД РАСЧЕТА И АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МНОГОВАЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫХ ЦИКЛОВ

Разработан метод расчета характеристик многовальных газотурбинных двигателей высокой эффективности с различной компоновкой агрегатов. Проведен анализ режимов работы в целях повышения эффективности работы газотурбинных двигателей на режимах частичной мощности. В результате исследования режимных параметров перспективных газотурбинных двигателей различных компоновочных и термодинамических схем с электрической нагрузкой выявлено, что разработанный метод расчета характеристик позволяет достоверно и с малой затратой времени проводить исследования топливной экономичности на режимах частичной мощности многовальных блокированных газотурбинных двигателей с электрической нагрузкой переменного тока.

На современном этапе разработки и создания газотурбинных двигателей (ГТД) различного назначения наибольший интерес представляют перспективные схемы ГТД. В связи с этим рассматриваются варианты схемных решений ГТД усовершенствованного цикла — двухвальными блокированными регенеративными ГТД с промежуточным охлаждением воздуха между компрессорами и промежуточным подогревом газа между турбинами с нагрузкой при постоянной частоте вращения. Характеристики более простых схем ГТД рассмотрены ранее [1].

Ротор — это основной узел ГТД. Ротор блока высокого давления (турбины, компрессора и электрогенератора) (рис. 1) работает с постоянной 100 %-ной частотой вращения от режима малого газа (холостого хода) до расчетного режима и режима форсажа. Ротор блока низкого давления (компрессора низкого давления, компрессора среднего давления и турбины низкого давления) работает при изменении частоты вращения, мощности ГТД и температуры газа в основной камере сгорания до расчетных значений при возрастании мощности от значения, соответствующего режиму холостого хода, до увеличенного на 20...30 % значения расчетной мощности. Отметим, что при работе двигателя на режиме, соответствующем увеличению мощности от 20...30 % до 100 %-ного (номинального) значения, температура газа

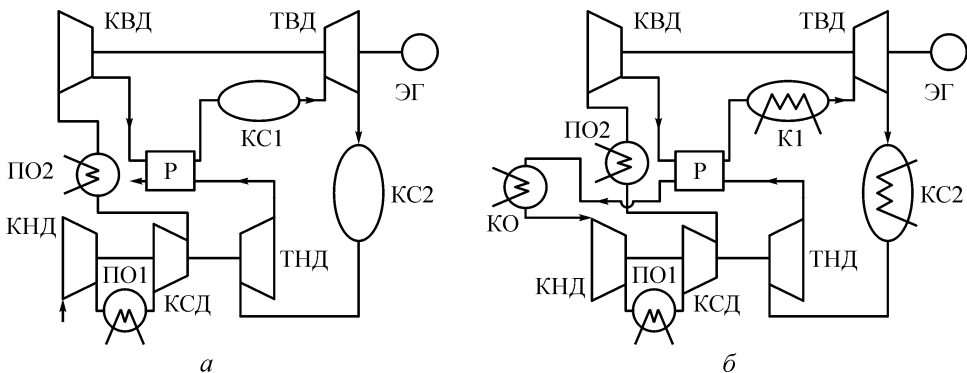


Рис. 1. Блок-схемы двухвальных блокированных регенеративных ГТД (а) и ЗГТД (б) с нагрузкой на роторе высокого давления с промежуточными охлаждениями воздуха перед компрессорами КСД и КВД и промежуточным подогревом газа (схемы 2БВО₂ПР и 32БВО₃ПР соответственно)

в основной камере сгорания сохраняется постоянной и равной расчетной, а в дополнительной камере сгорания она увеличивается до расчетного значения в соответствии с выбранной программой регулирования.

Рассмотренные схемно-компоновочные решения ГТД позволяют существенно улучшить динамические и экономические характеристики ГТД на переходных и переменных режимах и устранить недостатки, присущие ГТД со свободной турбиной.

Газотурбинные двигатели усовершенствованного цикла позволяют осуществлять такие программы регулирования, в результате которых экономичность двигателя на переменных режимах практически не снижается, когда мощность уменьшается от номинального значения до $(0,4 \dots 0,2)N_{e0}$ и с сохранением достаточно высокого КПД до $0,1N_{e0}$. При этом возможно упрощение узлов ГТД из-за отказа от механизации проточных частей, например, от поворотных лопаточных аппаратов, роль которых выполняют теплообменники промежуточного охлаждения рабочего тела и камера промежуточного подогрева.

Приведенные функциональные схемы предназначаются для ГТД, сопряженных с электрогенератором в автономных электростанциях или с электротрансмиссией в колесных и гусеничных машинах (автомобилях, тракторах, тягачах, транспортерах, локомотивах), а также на судах и подводных объектах с достаточным объемом моторного отделения. Топливная экономичность рассмотренных ГТД составляет $215 \dots 190 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ (КПД $39 \dots 44\%$) при температуре газа $T_r = 1073 \dots 1223 \text{ К}$. Низкий уровень T_r позволяет проектировать ГТД открытого и замкнутого циклов из относительно дешевых материалов, сохраняя уровень экономичности в интервале от 30 до 120% номинальной мощности [1–7].

Применение предложенных схем и компоновок ГТД позволит упростить переход к изготовлению ГТД из керамических конструкционных материалов без охлаждения проточных частей с соответствующим поэтапным увеличением температуры газа до 1473 К (1200 °С) и 1673 К (1400 °С) и снижением удельного расхода топлива до уровня 165 и 145 г/(кВт·ч) (КПД 50 % и 58 % соответственно).

В целях уменьшения габаритных размеров ГТД возможно выполнение промежуточного замкнутого жидкостного контура в системе воздухоохладителей, что позволит встроить внутренние охладители в проточную часть ГТД, а внешние охладители разместить вне моторного отделения.

Экономичность газотурбинных установок (ГТУ) и двигателей на номинальном режиме зависит от уровня термодинамических параметров, совершенства цикла и слабо зависит от компоновки узлов, числа валов, размещения и типа нагрузки [4]. При работе ГТД на переменных режимах в широком диапазоне изменения мощности экономичность существенно зависит от многих факторов: схемы установки, компоновки агрегатов ГТД; числа валов; размещения нагрузки, ее типа и характеристики; конструкции узлов, в частности от изменения проходных сечений; заданного закона регулирования; принятых способа и программы регулирования, а также от изменения внешних условий.

Особенностью исследуемых схем является подсоединение электрогенератора переменного тока с постоянной частотой вращения ротора к валу высокого давления ГТД, что позволяет улучшить топливную экономичность на переменных режимах и динамику переходных режимов.

Таким образом, для окончательного выбора схемы, компоновки и параметров ГТД необходимо исследовать их влияние на эффективность режимов частичной мощности ГТД.

С этой целью разработана методика расчета и проведено исследование экономичности ГТД различных схем в широком диапазоне изменения мощности, значений степени повышения давления π_k , температур T_r и степени регенерации σ .

Известно, что для повышения КПД газотурбинной установки целесообразно увеличение значений параметров π_k и T_r , применение усовершенствованных циклов (регенерации, промежуточного охлаждения и промежуточного подогрева) и многоагрегатных схем. Примером относительно простой многоагрегатной установки является двухвальный блокированный ГТД (см. рис. 1), в котором нагрузка может быть подключена к ротору как низкого, так и высокого давления [3–5].

При использовании генератора переменного тока с регулированием по закону $n = \text{const}$ в ГТД с ротором низкого давления (схемы 2БН, 2БНО или 2БНРО) компрессор К1 работает при постоянной частоте вращения ротора ($n = \text{const}$) и, следовательно, расход воздуха

изменяется незначительно, оставаясь близким к расходу воздуха при работе ГТД на расчетном режиме. В этом случае уменьшение мощности возможно при достаточно большом снижении температуры газа T_T или параметра $\theta = T_T/T_a$. Такое регулирование приведет к значительному уменьшению КПД установки. Кроме того, уменьшение частоты вращения ротора компрессора высокого давления (КВД) в указанных схемах приводит к снижению пропускной способности КВД и к помпажу компрессора низкого давления (КНД). При нагрузке с регулированием по закону $n/\sqrt{T_T} = \text{const}$ на частичных режимах частота вращения ротора уменьшается и в ГТУ, выполненной по схеме 2БН, расход воздуха существенно уменьшается и повышается экономичность установки [1, 4].

При нагрузке первого типа и регулировании по закону $n = \text{const}$ наилучшую экономичность на частичной нагрузке имеет установка, выполненная по схеме 2БВР (с регенератором) или 2БВРО (с регенератором и промежуточным охлаждением). В такой компоновке при уменьшении мощности интенсивно снижается расход воздуха, температура газа перед турбиной Т1 остается достаточно высокой, температура перед регенератором несколько повышается.

На режимах частичной мощности температура T_T или отношение температур $\theta = T_T/T_a$ в установке без регенератора (схема 2БВ) изменяется незначительно, а в установке, выполненной по схеме 2БН, — существенно. Поэтому установки типа 2БВ по сравнению с ГТД типа 2БН имеют более высокую экономичность на режимах частичной мощности.

Применение регенератора с достаточной степенью регенерации существенно улучшает экономичность ГТД на расчетном режиме и на режимах частичной мощности. Поскольку в ГТД типа 2БВ температура на выходе из ТНД выше, чем в ГТД типа 2БН, то при включении регенератора КПД повышается больше.

В установке, выполненной по схеме 2БВР, в интервале мощности $\bar{N}_e = 1 \dots 0,6$ КПД постоянен или даже несколько выше, а при $\bar{N}_e \approx 0,45$ КПД уменьшается лишь на 3...6%. Увеличение температуры T_T на номинальном (расчетном) режиме улучшает относительную экономичность ГТД с регенератором (схемы 2БВР или 2БВРО).

Однако ГТД, выполненные по двухвальным блокированным схемам с нагрузкой на роторе высокого давления, имеют и недостатки. При нагрузке с регулированием $n = \text{const}$ на режимах частичной мощности при некоторой комбинации таких параметров, как T_{T2}/T_a , $\pi_{к10}$, $\pi_{т20}$, $\pi_{к1}/\pi_{к10}$, $\pi_{к1}/\pi_{т20}$, η_k , η_T , $C_{рпс}/C_{рв}$ температура в турбинах может значительно превышать расчетное значение. Особенно это касается турбин низкого давления. Если же используется нагрузка $n = \text{var}$, требующая снижения частоты вращения КВД, то может возникнуть помпаж в КНД [1, 4].

В работах [1, 4] был обоснован выбор термодинамических циклов, компоновочных схем и параметров узлов с учетом повышения устойчивости работы компрессоров и ликвидации заброса температур газа в турбинах для эффективной работы ГТД в диапазоне изменения мощности от 10 до 100%. Двигатель регулируется за счет изменения температуры газа в дополнительной (промежуточной) камере сгорания перед ротором низкого давления вплоть до ее отключения. Такое регулирование изменяет частоту вращения ротора низкого давления без нагрузки при этом существенно изменяется расход воздуха через двигатель, определяемый частотой вращения компрессора низкого давления без нагрузки на роторе. Таким образом, в данной схеме подавляющую нагрузку несет ротор высокого давления, а постоянная частота его вращения на всех рабочих режимах позволяет существенно улучшить динамические свойства двигателя, увеличить КПД (экономичность) на всех режимах, улучшить эксплуатационные качества и ресурс. Частота вращения свободного ротора низкого давления с компрессором (или компрессорами) и турбиной низкого давления управляется изменением температуры газа в дополнительной камере сгорания, что позволяет также улучшить динамику двигателя на всех режимах. А наличие охлаждения воздуха между компрессорами и подогрева газа между турбинами, как уже было показано в работах [1, 4], существенно улучшает характеристики переходных режимов и помпажные характеристики в двухвальных блокированных ГТД. Программа регулирования с уменьшением температуры T_{r2} газа в дополнительной камере сгорания при уменьшении мощности установки должна осуществляться так, чтобы отношение температур T_{r1}/T_{r2} в двух камерах возрастало. Эта программа регулирования более экономична, так как увеличивает суммарную степень повышения давления и повышает КПД газотурбинной установки при частичной мощности. Кроме того, в ГТД с нагрузкой на валу высокого давления при наличии камеры промежуточного подогрева газа между турбинами, промощаждения и регенератора обеспечивается удовлетворительный температурный режим турбин при переходных режимах и частичной мощности.

В случае необходимости устранения повышения (заброса) температуры перед турбинами на режимах частичной мощности камера промежуточного подогрева газа позволяет при снижении мощности температуру T_{r1} сохранять постоянной, а при значительном снижении мощности — изменять ее по принятой программе регулирования независимо от температуры T_{r2} . В промежуточной камере температуру T_{r2} регулируют, исходя из условия устранения нежелательного заброса температуры T_{r2} или из условия относительно небольшого изменения температуры T_{r2} при входе в регенератор по горячей стороне.

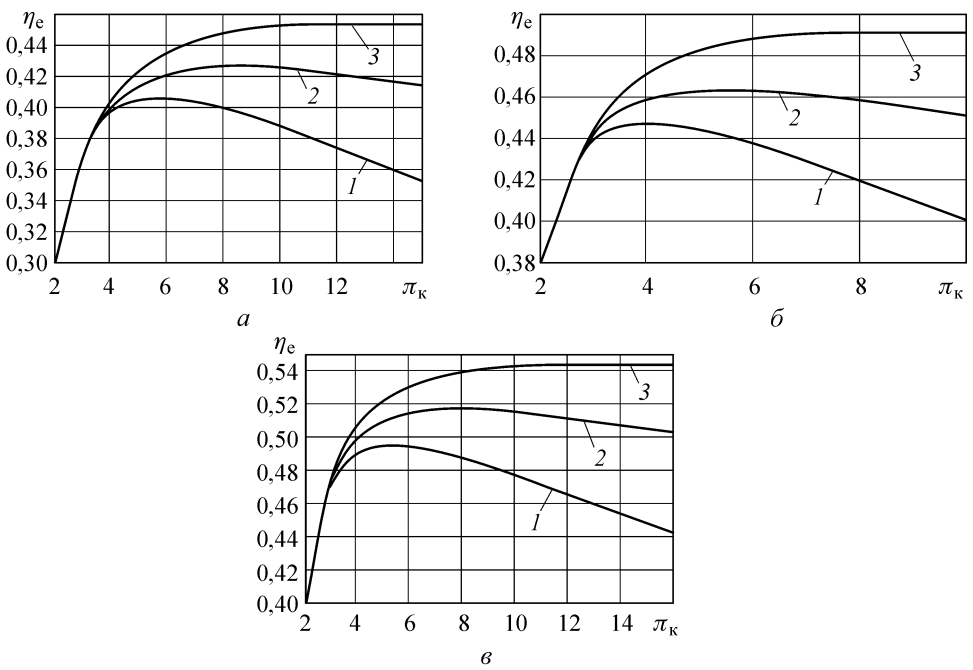


Рис. 2. Зависимость КПД ГТД различных схем от выбранной степени повышения давления при $\sigma = 0,8$ (а), $\sigma = 0,9$ (б, в) и температуре газа $T_{r1} = T_{r2} = 1223$ (а, б) и 1473 К (в):

1 – ГТД схемы 2НР; 2 – ГТД схемы 2БВОР; 3 – ГТД схемы 2БВО₂ПР

Исследование ГТД, работающих на переменных режимах, по разработанной методике было проведено для наиболее простых, но достаточно совершенных термодинамических схем компоновки агрегатов (см. рис. 1). Результаты выбора оптимальных параметров ГТД этих схем приведены на рис. 2, где показано, что наилучшую начальную эффективность имеют двухвальные блокированные схемы регенеративных ГТД с промежуточным охлаждением между компрессорами и промежуточным подогревом между турбинами (2БВО₂ПР), существенно превосходящие двух- или трехвальные регенеративные ГТД со свободной турбиной (см. рис. 2, кривые 1). Оптимальная степень повышения давления в таких схемах находится в диапазоне $\pi_{k\Sigma} = 8 \dots 20$ в зависимости от выбранного значения степени регенерации $\sigma = 0,8 \dots 0,9$ и температуры газа $T_{r1} = T_{r2} = 1223 \dots 1473$ К.

В этих схемах предусмотрено два способа регулирования: изменение расхода топлива в камерах сгорания КС1 и КС2 в ГТД (открытая схема, рис. 2, а, б) и изменение подвода теплоты в теплообменниках-подогревателях П1 и П2 в ГТД замкнутой схемы (рис. 2, в), что позволяет осуществлять комбинированные программы регулирования.

В ГТД открытой схемы исследована комбинированная программа регулирования со снижением температуры газа T_{r2} во второй камере сгорания в некоторых случаях вплоть до отключения подачи топлива

при номинальной $T_{г1} = \text{const}$ в первой камере сгорания; при дальнейшем снижении частичной мощности $T_{г1}$ в первой камере сгорания уменьшается, при этом КПД ГТД снижается.

В ГТД замкнутой схемы (ЗБВО₃ПР) исследована комбинированная программа регулирования, по которой при уменьшении мощности N_e вначале сохраняется постоянной температура $T_{г1}$ и изменяется $T_{г2}$ при включении перепуска газа в обвод подогревателя П2, а при достижении равенства температур $T_{г2} = T_{г1}$ подогреватель П2 отключается и температура $T_{г1}$ снижается в первом подогревателе (П1). Для повышения экономичности ЗГТД на режимах малой мощности ($N_e = 0,1 \dots 0,3$) используется еще один способ регулирования и другая программа регулирования, при которых удельные параметры рабочего тела остаются практически неизменными, а мощность изменяется пропорционально изменению массы рабочего тела отбором в емкости или возвратом из них.

В замкнутом ГТД для определения истинного значения мощности на переменных режимах при неизменной массе циркулирующего в контуре установки рабочего тела определены реальные давления при входе в установку с учетом перераспределения давлений в контуре.

Метод расчета ГТД, выполненного по схеме 2БВО₂ПР, работающего на режимах частичной мощности. При расчетах ГТД и ЗГТД на переменных режимах (режимах частичной мощности) используется выражение пропускной способности турбины высокого давления Т1 в параметрах компрессоров. Это упрощает расчет, позволяет определить положение рабочих точек на характеристиках компрессоров для уточнения расхода рабочего тела и оценить устойчивость работы компрессоров.

Рассмотрим режим совместной работы компрессоров и турбины Т1 для ГТД и ЗГТД (схема 2БВО₂ПР) с компоновкой нагрузки-электрогенератора постоянной частоты тока — на роторе высокого давления (см. рис. 1).

Компрессор высокого давления К3 (рис. 3, в). Расход рабочего тела в К3 определяется как

$$\bar{G}_{к3} = G_{к3} \frac{\sqrt{T_{к3вх}}}{p_{к3вх}}. \quad (1)$$

Предполагая, что отбор рабочего тела для охлаждения отсутствует, и пренебрегая утечками его через уплотнения, получаем, что расход рабочего тела через сопловой аппарат (СА) турбины высокого давления Т1 равен расходу через К3:

$$G_{к3} = \frac{g_{к3}}{g_{г1}} G_{г1} = g_{к3} F_1 \varphi_1 y_1 p_{г1} / \left(g_{г1} \sqrt{R_{г1} T_{г1}} \right), \quad (2)$$

где $p_{г1} = p_{к3} \sigma_{рк} \sigma_{П1}$ или $p_{г1} = p_{к3} \sigma_{рк} \sigma_{г1}$.

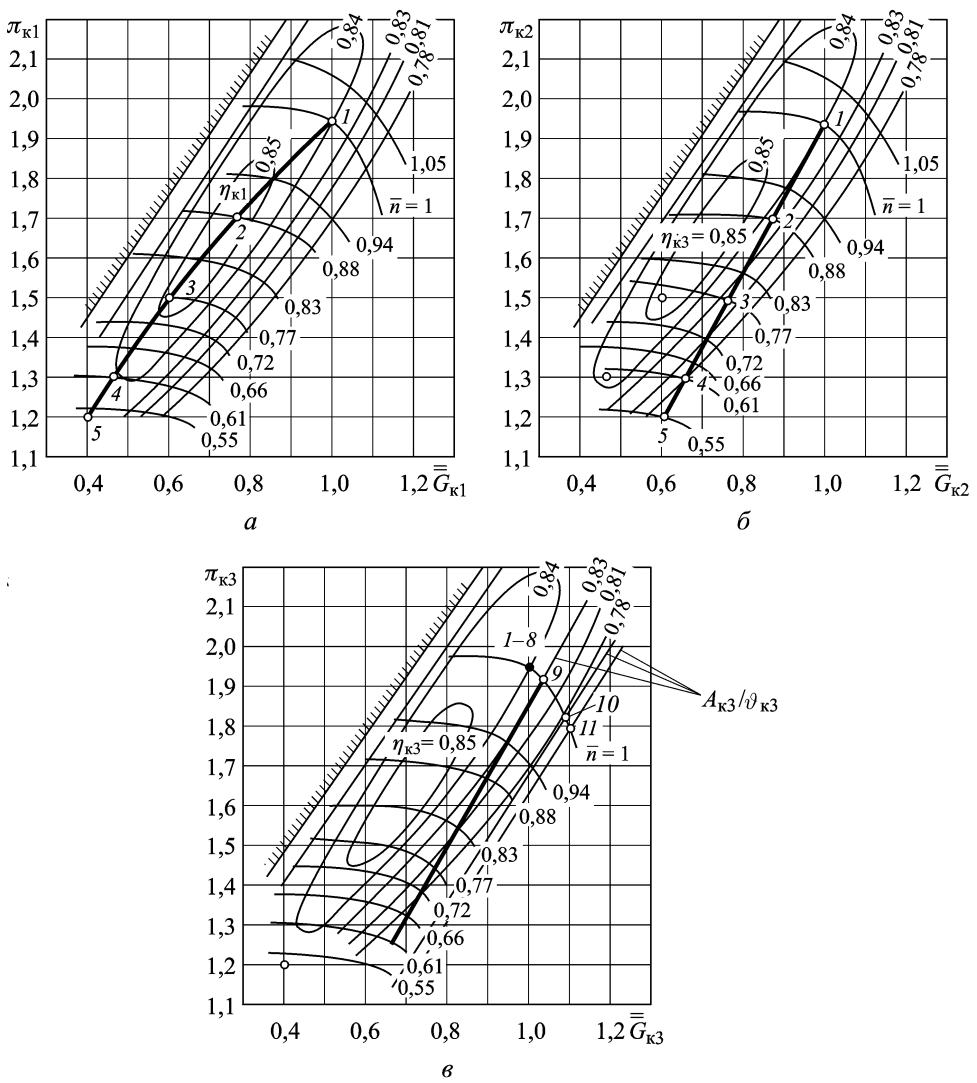


Рис. 3. Кривые рабочих режимов на характеристиках компрессоров высокого (К1, а), среднего (К2, б) и низкого (К3, в) давления: рабочие точки 1–8 и 9–11 (а), 1–5 (б, в)

После преобразований получаем

$$\bar{G}_{к3} = A_{к3} \pi_{к3} / \sqrt{\vartheta_{к3}}, \quad (3)$$

где $A_{к3} = g_{к3} F_1 \varphi_1 y_1 \sigma_{рк} \sigma_{п1} / (g_{г1} \sqrt{R_{г1}})$; $\vartheta_{к3} = T_{г1} / T_{к3вх}$.

Коэффициент $A_{к3}$ при постоянной площади турбины F_1 зависит в основном от

$$y_1 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left(\pi_{сА}^{-2/k} - \pi_{сА}^{\frac{-k-1}{k}} \right)},$$

которое при критическом и сверхкритическом теплоперепадах в сопловом аппарате (СА) турбины Т1 остается постоянным, т.е. $y_1 = y_m$, при уменьшении докритических теплоперепадов в СА значение y_1 уменьшается. При слабом изменении π_{T1} значение y_1 в СА турбины Т1 приблизительно принимаем постоянной.

По уравнению (3) на поле характеристик К3 (рис. 3, а) построены зависимости $\pi_{к3} = f(G_{к3})$ для различных значений ϑ_3 и при $A_{к3} = A_{к30} = \text{const}$.

Компрессор среднего давления К2 (рис. 3, б), параметр расхода рабочего тела в К2 следующий:

$$\bar{G}_{к2} = G_{к2} \sqrt{T_{к2вх}} / p_{к2вх}. \quad (4)$$

По аналогии с компрессором К3 и учитывая, что $p_{к3}/p_{к2вх} = \pi_{к3}\pi_{к2}\sigma_{x2}$, определяем

$$\bar{G}_{к2} = A_{к2}\pi_{к3}\pi_{к2} / \sqrt{\vartheta_2}, \quad (5)$$

где $A_{к2} = g_{к2}F_1\varphi_1y_1\sigma_{рк}\sigma_{п1}\sigma_{x2} / (g_{т1}\sqrt{R_r})$; и $\vartheta_2 = T_{г1}/T_{к2вх}$.

Коэффициент $A_{к2}$ так же, как и $A_{к3}$, слабо изменяется при изменении режима установки и для постоянной площади F_1 зависит от y_1 . Задавая различные значения комплекса $[A_{к2}\pi_{к3}/\sqrt{\vartheta_2}]$ по уравнению (5) на характеристике К2 построены зависимости $\pi_{к2} = f(G_{к2}/\pi_{к3})$ (рис. 3, б) при различных значениях параметра ϑ_2 . В отличие от аналогичной зависимости для компрессора К3 положение луча при $\vartheta_2 = \text{const}$ определяется значением $\pi_{к3}$. При снижении $T_{г1}$ (уменьшении ϑ_2) параметры $\pi_{к2}$, $G_{к2}$, $n_{к2}$ и $\eta_{к2}$ на характеристике компрессора К2 уменьшаются менее интенсивно из-за более существенного уменьшения $\pi_{к3}$, определенного по характеристике компрессора К3.

Компрессор низкого давления К1 (см. рис. 3, а) (по аналогии с предыдущими преобразованиями для К2 и К3) имеет параметр

$$\bar{G}_{к1} = A_{к1}\pi_{к3}\pi_{к2}\pi_{к1} / \sqrt{\vartheta_1}, \quad (6)$$

где $A_{к1} = F_1\varphi_1y_1\sigma_{рк}\sigma_{г1}\sigma_{x2}\sigma_{x1} / (g_{т1}\sqrt{R_r})$; и $\vartheta_1 = T_{г1}/T_{к1вх}$.

В выражении (6) величина $A_{к1}\pi_{к3}\pi_{к2}/\sqrt{\vartheta_1}$ определяет на характеристике компрессора К1 положение серии кривых, отражающих зависимости $\pi_{к1} = f[G_{к1}/(\pi_{к3}\pi_{к2})]$ при различных значениях параметра ϑ_1 .

Определение положения линий совместной работы компрессоров и турбины Т1 на характеристиках компрессоров. Метод определения линий совместной работы компрессоров и турбины Т1 на характеристиках компрессоров К1, К2, К3, приведенный для ГТД, выполненного по схеме 2БВО₂ПР, аналогичен и для других возможных компоновочных схем ГТД.

Параметры расходов рабочего тела для компрессоров К3, К2, К1 могут быть выражены следующим образом:

$$\begin{aligned}\bar{G}_{\text{К3}} &= G_{\text{К3}} \sqrt{T_{\text{К3ВХ}}} / p_{\text{К3ВХ}} = A_{\text{К3}} \pi_{\text{К3}} / \sqrt{\vartheta_3}; \\ \bar{G}_{\text{К2}} &= G_{\text{К2}} \sqrt{T_{\text{К2ВХ}}} / p_{\text{К2ВХ}} = A_{\text{К2}} \pi_{\text{К3}} \pi_{\text{К2}} / \sqrt{\vartheta_2}; \\ \bar{G}_{\text{К1}} &= G_{\text{К1}} \sqrt{T_{\text{К1ВХ}}} / p_{\text{К1ВХ}} = A_{\text{К1}} \pi_{\text{К3}} \pi_{\text{К2}} \pi_{\text{К1}} / \sqrt{\vartheta_1}.\end{aligned}$$

В расчетах использованы исходные значения параметров рабочего тела по данным номинального режима. Линии совместной работы компрессоров и турбины Т1 на характеристиках компрессоров определены для ГТД на углеводородном топливе, выполненного по открытой схеме 2БВО₂ПР, и для замкнутого ГТД (схема 2БВО₂ПР) с рабочим телом смесь гелия и ксенона. Схемы отличаются наличием предвключенного охладителя КО, давлением рабочей среды при входе в К1 и подводом теплоты в цикл в подогревателях–теплообменниках П1 и П2 в замкнутом ГТД.

Выразим $\bar{G}_{\text{К1}}$ и $\bar{G}_{\text{К2}}$ через $\bar{G}_{\text{К3}}$:

$$\begin{aligned}G_{\text{К1}} &= \bar{G}_{\text{К1}} p_{\text{К1ВХ}} / \sqrt{T_{\text{К1ВХ}}}; \\ G_{\text{К2}} &= \bar{G}_{\text{К2}} p_{\text{К2ВХ}} / \sqrt{T_{\text{К2ВХ}}}; \\ G_{\text{К3}} &= \bar{G}_{\text{К3}} p_{\text{К3ВХ}} / \sqrt{T_{\text{К3ВХ}}}.\end{aligned}$$

Поскольку $G_{\text{К3}} = G_{\text{К2}} = G_{\text{К1}}$, то

$$\begin{aligned}\bar{G}_{\text{К3}} p_{\text{К3ВХ}} / \sqrt{T_{\text{К3ВХ}}} &= \bar{G}_{\text{К2}} p_{\text{К2ВХ}} / \sqrt{T_{\text{К2ВХ}}}; \\ \bar{G}_{\text{К2}} &= \bar{G}_{\text{К3}} p_{\text{К3ВХ}} \sqrt{T_{\text{К2ВХ}}} / \left(p_{\text{К2ВХ}} \sqrt{T_{\text{К3ВХ}}} \right), \\ \bar{G}_{\text{К3}} p_{\text{К3ВХ}} / \sqrt{T_{\text{К3ВХ}}} &= \bar{G}_{\text{К1}} p_{\text{К1ВХ}} / \sqrt{T_{\text{К1ВХ}}}; \\ \bar{G}_{\text{К1}} &= \bar{G}_{\text{К3}} p_{\text{К3ВХ}} \sqrt{T_{\text{К1ВХ}}} / \left(p_{\text{К1ВХ}} \sqrt{T_{\text{К3ВХ}}} \right).\end{aligned}$$

Соотношение параметров компрессоров в К3 и К2 $p_{\text{К3ВХ}} \sqrt{T_{\text{К2ВХ}}} / (p_{\text{К2ВХ}} \sqrt{T_{\text{К3ВХ}}})$ выражаем коэффициентом B_2 ; соотношение параметров компрессоров в К3 и К1 $p_{\text{К3ВХ}} \sqrt{T_{\text{К1ВХ}}} / (p_{\text{К1ВХ}} \sqrt{T_{\text{К3ВХ}}})$ выражаем коэффициентом B_1 . Если принять $\bar{G}_{\text{К3}} = 1$, тогда $\bar{G}_{\text{К2}} = B_2$ и $\bar{G}_{\text{К1}} = B_1$.

Значения коэффициентов $A_{\text{К30}}$, $A_{\text{К20}}$, и $A_{\text{К10}}$ на номинальном режиме определяются из соотношений

$$\bar{G}_{\text{К3}} = 1 = A_{\text{К3}} \pi_{\text{К3}} / \sqrt{\vartheta_3};$$

$$\bar{G}_{k2} = B_2 = A_{k2} \pi_{k3} \pi_{k2} / \sqrt{\vartheta_2};$$

$$\bar{G}_{k1} = B_1 = A_{k1} \pi_{k3} \pi_{k2} \pi_{k1} / \sqrt{\vartheta_1}.$$

Для построения линий совместной работы компрессоров и турбины Т1 находим следующие зависимости:

$$\bar{G}_{k3} = A_{k30} \pi_{k3} / \sqrt{\vartheta_3};$$

$$\bar{G}_{k2} = A_{k20} \pi_{k3} \pi_{k2} / \sqrt{\vartheta_2};$$

$$\bar{G}_{k1} = A_{k10} \pi_{k3} \pi_{k2} \pi_{k1} / \sqrt{\vartheta_1}.$$

При расчете параметров ГТД и ЗГТД на режимах частичной мощности использованы характеристики компрессоров. В качестве примера результаты расчета точек рабочих режимов показаны для ГТД открытой схемы (см. рис. 3, а. . . в). Приняты постоянными значения температур рабочего тела за холодильниками, а также соотношения между работами компрессоров, размещенных на одном валу, на номинальном режиме и на режимах частичной мощности. Массовые расходы рабочего тела через компрессоры приняты с учетом утечек и отборов для охлаждения $G_{k2} = g_{k2} G_{k1}$, $G_{k3} = g_{k3} G_{k1}$. При расчетах показатели адиабат k и теплоемкости c_p для компрессоров и турбин, работающих на смеси гелия и ксенона, равны значениям показателей компрессоров и турбин, работающих на номинальном режиме; для воздуха и продуктов сгорания углеводородных топлив k и c_p для компрессоров и турбин для каждого исследуемого режима определяются как истинные значения при средних температурах процесса как в компрессорах, так и в турбинах. Значения КПД компрессоров и турбин, работающих на переменных режимах, в первом приближении принимаются равными значениям показателей компрессоров и турбин, работающих на номинальном режиме, с последующими уточнениями. Механические КПД принимаются равными значениям на номинальных режимах.

При расчетах ГТД и ЗГТД на режимах частичной мощности учтены изменения суммарных гидравлических потерь. Потери характеризуют уменьшение степени понижения давления в турбинах $\pi_{т\Sigma}$ по сравнению со степенью повышения давления в компрессорах $\pi_{к\Sigma}$, т.е. $\pi_{т\Sigma} = \pi_{к\Sigma} \sigma_{\Sigma}$. Суммарный коэффициент восстановления полного давления σ_{Σ} определяется как произведение коэффициентов входного устройства ($\sigma_{вх}$), каждого воздухоохладителя ($\sigma_{x1} \sigma_{x2}$), каждой камеры сгорания ($\sigma_{г1} \sigma_{г2}$), трактов регенератора по компрессорной ($\sigma_{рк}$) и турбинной ($\sigma_{рт}$) сторонам и выходного устройства ($\sigma_{вых}$), т.е. $\sigma_{\Sigma} = \sigma_{вх} \sigma_{x1} \sigma_{x2} \sigma_{рк} \sigma_{г1} \sigma_{г2} \sigma_{рт} \sigma_{вых}$. Гидравлические потери в контуре ГТД

можно отнести к условному снижению КПД турбин на $\Delta\eta_{т\sigma 0}$, приняв на режимах частичной мощности этот коэффициент постоянным, тогда новые значения КПД турбин определяются как

$$\eta_{т\sigma} = \eta_{т} \Delta\eta_{т\sigma 0}.$$

Значение условного снижения КПД определено на номинальном режиме работы ГТД:

$$\Delta\eta_{т\sigma 0} = H_{т0}/H_{т\sigma 0},$$

где $H_{т0} = c_p T_{г1} \left(1 - \pi_{т\Sigma}^{\frac{1-k}{k}} \right)$; $\pi_{т\Sigma} = \pi_{т1} \pi_{т2}$; $H_{т\sigma 0} = c_p T_{г1}^* \left(1 - \pi_{т\sigma 0\Sigma}^{\frac{1-k}{k}} \right)$;

$\pi_{т\sigma 0\Sigma} = \pi_{т1} \pi_{т2} / \sigma_{\Sigma}$, при этом $\pi_{т\sigma 0\Sigma}$ больше, чем $\pi_{т\Sigma}$.

Тогда

$$\Delta\eta_{т\sigma 0} = \frac{1 - \pi_{т\Sigma}^{\frac{1-k}{k}}}{1 - \pi_{т\sigma 0}^{\frac{1-k}{k}}}.$$

Значения суммарного коэффициента давления σ_{Σ} и степеней понижения давления на номинальном режиме определяются следующим образом:

$$\sigma_{\Sigma 0} = \sigma_{вх} \sigma_{x1} \sigma_{x2} \sigma_{рк} \sigma_{г1} \sigma_{г2} \sigma_{пр} \sigma_{вых};$$

$$\pi_{т\Sigma 0} = \pi_{т1} \pi_{т2};$$

$$\pi_{т\sigma 0} = \pi_{т1} \pi_{т2} / \sigma_{\Sigma 0}.$$

Тогда условное снижение КПД на номинальном режиме находим как

$$\Delta\eta_{т\sigma 0} = \frac{1 - \pi_{т\Sigma 0}^{\frac{1-k}{k}}}{1 - \pi_{т\sigma 0}^{\frac{1-k}{k}}};$$

на переменном режиме —

$$\Delta\eta_{т\sigma 0} = \frac{1 - \pi_{т\Sigma}^{\frac{1-k}{k}}}{1 - (\pi_{т\Sigma} / \sigma_{\Sigma})^{\frac{1-k}{k}}}. \quad (7)$$

Отсюда определяем σ_{Σ} для каждого режима частичной мощности:

$$\sigma_{\Sigma} = \pi_{т\Sigma} \left(1 - \frac{1 - \pi_{т\Sigma}^{\frac{1-k}{k}}}{\Delta\eta_{т\sigma 0}} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (8)$$

Из уравнения баланса давлений находим связь между $\pi_{к\Sigma}$ и $\pi_{т\Sigma}$:

$$\pi_{к\Sigma} = \pi_{к1} \pi_{к2} \pi_{к3} = \frac{\pi_{т\Sigma}}{\sigma_{\Sigma}}.$$

Значения суммарного коэффициента полного давления $\sigma_{\Sigma} = f(\pi_{T\Sigma})$ или $\sigma_{\Sigma} = f(\pi_{к\Sigma})$, на режимах частичной мощности для смеси гелия и ксенона и для продуктов сгорания углеводородных топлив изображены в виде графических зависимостей на рис. 4.

Для схемы 2БВО₂ПР расположение нагрузки на валу высокого давления обуславливает постоянство частоты вращения этого вала, поэтому $\bar{n}_{к3} = \text{const}$. При изменении $T_{г2}$ по принятой программе регулирования частота вращения вала низкого давления изменяется, снижается расход рабочего тела, уменьшается степень понижения давления π_{T1} и π_{T2} .

При определении параметров установки на режиме частичной мощности соблюдаем следующие условия:

баланс давлений в цикле

$$\pi_{T\Sigma} = \pi_{к\Sigma} \sigma_{\text{вх}} \sigma_{\text{рк}} \sigma_{г1} \sigma_{г2} \sigma_{гТ} \sigma_{\text{вых}},$$

где $\pi_{к\Sigma} = \pi_{к1} \sigma_{х1} \pi_{к2} \sigma_{х2} \pi_{к3}$;

баланс мощности на валу низкого давления

$$(L_{к1} + g_{к2} L_{к2}) / \eta_{\text{мех}} = g_{г2} L_{г2}.$$

Соотношение значений π_{T1} и π_{T2} в зависимости от отношения температур $T_{г1}$ и $T_{г2}$ и при $g_{г1} = g_{г2}$ определяется по формуле [4]:

$$\pi_{T1} = \sqrt{1 + (A_{г2} \sigma_{г2} / A_{г1})^2 (1 - \pi_{T2}^{-2}) T_{г1} / T_{г2}},$$

где значение $(A_{г2} \sigma_{г2} / A_{г1})^2$ определяется при работе на номинальном режиме.

Далее находим значения температуры $T_{г2}$ при соблюдении указанных условий для соотношения $T_{г1} / T_{г2}$ и в зависимости от выбранных значений $\pi_{к1}$ и $\pi_{к2}$. Параметры на режимах частичной мощности отмечены штрихом.

Задаемся произвольным значением $\pi'_{к1}$ и $\pi'_{к2}$. По принятой программе регулирования, если $T'_{г1} = T_{г1} = \text{const}$, то $\vartheta'_3 = T'_{г1} / T_{к3\text{вх}} = \text{const}$. Поскольку $\bar{n}_{к3} = 1 = \text{const}$ при всех режимах, когда $T'_{г1} = T_{г1} = \text{const}$ в компрессоре КЗ $\pi'_{к3} = \pi_{к3}$ (см. рис. 3, в) точка 1, которая лежит на пересечении ветви $\bar{n}_{к3} = 1 = \text{const}$ и луча $[A_{к3} / \vartheta'_3]$. При этом $\pi'_{к\Sigma}$ определяется как $\pi'_{к\Sigma} = \pi'_{к1} \pi'_{к2} \pi'_{к3}$.

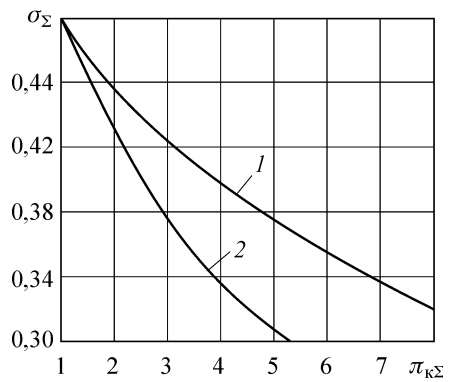


Рис. 4. Изменение суммарного коэффициента давления на режимах частичной мощности в зависимости от $\pi_{к\Sigma}$:

1 — коэффициент давления ГТД на углеводородном топливе; 2 — коэффициент давления ЗГТД, рабочее тело He + Xe

Найденное значение $\pi'_{\kappa\Sigma}$ позволяет аналитически по зависимостям (7) и (8), или по графику на рис. 4 определять изменившееся значение σ'_Σ . Затем вычисляем отношение $\bar{\sigma}'_\Sigma = \frac{\sigma'_\Sigma}{\sigma_\Sigma}$. Предполагаем условно, что для каждого элемента установки коэффициент давления изменяется в среднем пропорционально: $\bar{\sigma}'_\Sigma \approx z$ (z — число элементов ГТД, в которых определяются коэффициенты давления).

Тогда соответственно в каждом элементе ГТД $\sigma'_i = \sigma_i \bar{\sigma}'_\Sigma^{-z}$, где i — обозначение анализируемого элемента ГТД.

Суммарная степень повышения давления в компрессорах К1, К2, К3 с учетом измененного гидравлического сопротивления имеет вид

$$\pi'_{\kappa\Sigma\sigma} = \pi'_{\kappa1} \sigma'_{\kappa1} \pi'_{\kappa2} \sigma'_{\kappa2} \pi'_{\kappa3}.$$

Соответственно суммарная степень понижения давления в турбинах Т1, Т2

$$\pi'_{\tau\Sigma\sigma} = \pi'_{\tau1} \pi'_{\tau2} / \sigma'_{\tau2}, \quad (9)$$

которая определяется из баланса давлений в цикле установки:

$$\pi'_{\tau\Sigma\sigma} = \pi'_{\kappa\Sigma\sigma} \sigma'_{\text{вх}} \sigma'_{\text{рк}} \sigma'_{\text{г1}} \sigma'_{\text{рт}} \sigma'_{\text{вых}}. \quad (10)$$

Значение $\pi'_{\tau2}$ можно выразить из уравнения баланса мощности на валу низкого давления

$$L'_{\tau2} = \frac{L'_{\kappa1} + g_{\kappa2} L'_{\kappa2}}{g_{\tau2} \eta_{\text{мех}}},$$

которые запишем как

$$c_{\text{пр}} T'_{\tau2} \left(1 - \pi'^{(1-\kappa)/k}_{\tau2} \right) \eta_{\tau2} = \left[c_{\text{пр}} T_{\text{вхк1}} \left(\pi'^{(k-1)/k}_{\kappa1} - 1 \right) / \eta'_{\kappa1} + g_{\kappa2} c_{\text{пр}} T_{\text{вхк2}} \left(\pi'^{(k-1)/k}_{\kappa2} - 1 \right) / \eta'_{\kappa2} \right] / (g_{\tau2} \eta_{\text{мех}}),$$

откуда

$$\pi'_{\tau2} = \left[1 - \frac{c_{\text{пр}} T_{\text{вхк1}} \left(\pi'^{(k-1)/k}_{\kappa1} - 1 \right) / \eta'_{\kappa1} + g_{\kappa2} c_{\text{пр}} T_{\text{вхк2}} \left(\pi'^{(k-1)/k}_{\kappa2} - 1 \right) / \eta'_{\kappa2}}{c_{\text{пр}} T'_{\tau2} \eta_{\text{мех}} g_{\tau2}} \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (11)$$

Затем находим изменившееся значение $\pi'_{\tau1}$. Из зависимости $\pi_{\tau1} = f(\pi_{\tau2}, \vartheta_{\tau}, A_{\tau}, \sigma_{\tau1})$, записанной для номинального режима в виде

$$\pi_{\tau1} = \sqrt{1 + (A_{\tau2} \sigma_{\tau2} / A_{\tau1})^2 (1 - \pi_{\tau2}^{-2})} T_{\tau1} / T_{\tau2}, \quad (12)$$

определяем параметр $(A_{T2}\sigma_{r2}/A_{T1})^2$. При параметрах номинального режима $\pi_{T1} = \pi_{T10}$; $\pi_{T2} = \pi_{T20}$; $T_{r1} = T_{r10}$ и $T_{r2} = T_{r20}$ получаем

$$(A_{T2}\sigma_{r2}/A_{T1})^2 = \frac{(\pi_{T1}^2 - 1) T_{r2}}{(1 - \pi_{T2}^{-2}) T_{r1}},$$

и принимаем этот параметр постоянным на режимах частичной мощности.

Полагаем температуру газа в первой камере сгорания неизменной и равной $T'_{r1} = T_{r10}$. Для температуры T'_{r2} в первом приближении зададимся несколькими значениями π'_{T2} и по формуле (12) определим соответствующие им значения π'_{T1} и $\pi'_{T\Sigma\sigma} = \frac{\pi'_{T1}\pi'_{T2}}{\sigma'_{r2}}$.

Далее аналитически или графически по приведенным зависимостям находим значения π'_{T1} и π'_{T2} для $\pi'_{T\Sigma\sigma}$. Это значение π'_{T2} , полученное из баланса давлений, сравним со значением π'_{T2} , определенным из баланса мощности блока низкого давления по формуле (11) (первое из них обозначим π'_{T2p} , второе — π'_{T2L}):

$$\pi'_{T2L} = \left[1 - \frac{c_{pв} T_{вхк1} \left(\pi_{к1}'^{(k-1)/k} - 1 \right) / \eta'_{к1} + g_{к2} c_{pв} T_{вхк2} \left(\pi_{к2}'^{(k-1)/k} - 1 \right) / \eta'_{к2}}{c_{pг} T'_{r2} \eta_{T2} \eta_{мех} g_{r2}} \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

Если получено $\pi'_{T2L} < \pi'_{T2p}$, то температуру T'_{r2} необходимо снизить, тогда уменьшается значение π'_{T2p} и увеличивается значение π'_{T2L} .

Таким образом, определяем температуру T'_{r2} , соответствующую равенству $\pi'_{T2L} = \pi'_{T2p}$ при заданных значениях $\pi'_{к1}$ и $\pi'_{к2}$. Степень понижения давления $\pi'_{T1} = \pi'_{T\Sigma\sigma} \sigma_{r2} / \pi'_{T2}$, где значение $\pi'_{T\Sigma\sigma}$ найдено по формуле (10).

Далее определяем параметры ЗГТД на данном режиме:

$$L'_{к3} = T_{вхк3} c_{pк} \left(\pi_{к3}'^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / \eta_{к3}$$

— работа компрессора К3;

$$T'_{к3} = T_{вхк3} + L'_{к3} / c_{pк}$$

— температура при выходе из К3;

$$L'_{T1} = T'_{r1} c_{pг} \left(1 - \pi_{T1}'^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{T1}$$

— работа турбины высокого давления Т1;

$$L'_{\text{эф}} = g_{T1} L'_{T1} \eta_{мех} - g_{к3} L'_{к3}$$

– эффективная работа ГТД;

$$T'_{т1} = T'_{г1} - L'_{т1}/c_p;$$

– температура при выходе из турбины Т1;

$$L'_{т2} = T'_{г2} c_{pg} \left(1 - \pi_{г2}^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{т2}$$

– работа турбины низкого давления Т2;

$$T'_{т2} = T'_{г2} - L'_{т2}/c_{pg}$$

– температура при выходе из турбины Т2;

$$T'_{рк} = (T'_{т2} - T'_{к3}) \sigma + T'_{к3}$$

– температура за регенератором;

$$Q'_{г1} = T'_{г1} c_{pg} - T'_{рк} c_{рк}$$

– подведенная теплота в камере сгорания Г1;

$$g'_{т1} \approx \frac{T'_{г1} c_{pg} - T'_{рк} c_{рк}}{Q_{н}^p \eta_{г1} - T'_{г1} c_{pg1} + c_{pg1} T_0}$$

– относительный расход топлива в камере сгорания Г1;

$$\alpha'_1 = \frac{1}{g'_{т1} L_0}$$

– коэффициент избытка воздуха в камере сгорания Г1;

$$Q'_{г2} = T'_{г2} c_{pg2} - T'_{т1} c_{pg2}$$

– подведенная теплота в камере сгорания Г2;

$$Q'_{\Sigma} = Q'_{г1} + Q'_{г2}$$

– суммарная подведенная теплота;

$$g'_{т2} \approx \frac{T'_{г2} c_{pg2} - T'_{т1} c_{т1}}{Q_{н}^p \eta_{г2} - T'_{г2} c_{pg2} + c_{pg2} T_0}$$

– относительный расход топлива в камере сгорания Г2;

$$\alpha'_2 \approx \frac{1}{(g'_{т1} + g'_{т2}) L_0}$$

– коэффициент избытка воздуха в камере сгорания Г2;

$$N'_{суд} = L'_{т1} (1 + g'_{т1} + g'_{т2}) (1 - g_{ут} - g_{охл} + g_{возв}) \eta_{мех} - L'_{к3} g_{к3}$$

– удельная мощность ГТД;

$$C'_e = \frac{(g'_{т1} + g'_{т2}) (1 - g_{ут} - g_{охл})}{N'_{суд}}$$

– удельный расход топлива в ГТД;

$$\eta'_e = \frac{3600}{C'_e Q'_H}$$

– коэффициент полезного действия установки.

Определяем расход рабочего тела в двигателе. Относительный расход рабочего тела:

$$\bar{G}'_{к1} = G'_{к1} \sqrt{T_{к1}}/p_{к1} = A_{к1} \pi'_{к3} \pi'_{к2} \pi'_{к1} / \sqrt{\vartheta'_{г1}} \quad \left(\vartheta'_{г1} = \frac{T'_{г1}}{T_{вхк1}} \right)$$

– через компрессор К1;

$$\bar{G}_{к1} = G_{к1} \sqrt{T_{к1}}/p_{к1} = A_{к1} \pi_{к3} \pi_{к2} \pi_{к1} / \sqrt{\vartheta_{г1}}$$

– на номинальном режиме;

$$G'_{к1} = \frac{\bar{G}'_{к1} p_{к1}}{\sqrt{T_{к1}}}$$

– массовый расход рабочего тела;

$$N'_e = N'_{\text{суд}} G'_{к1}$$

– мощность ГТД.

На графиках (рис. 5) приведены результаты расчета ГТД и ЗГТД по схеме 2БВО₂ПР на режимах частичной мощности. Сохранение температуры в камере сгорания Г1 постоянной и изменение температуры в камере сгорания Г2 до значения $T'_{г1} = T'_{т1}$ приводит к снижению мощности установки до значения $\bar{N}'_e = N'_e/N_0 = 0,4$. Дальнейшее уменьшение мощности может осуществляться при понижении температуры в камере сгорания Г1, что приводит к смещению рабочей точки на характеристике компрессора К3 относительно номинального

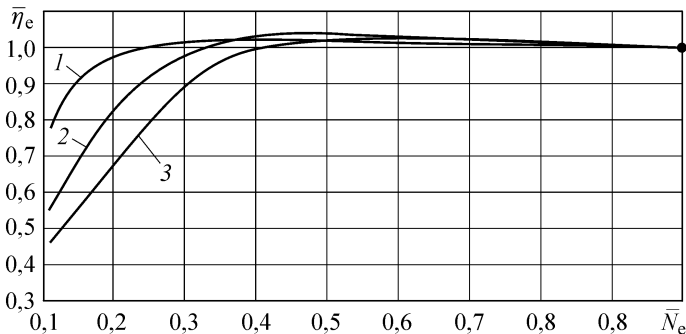


Рис. 5. Значения относительного КПД $\bar{\eta}_e = \eta_e/\eta_{e0}$ ГТД (схема 2БВО₂ПР) и ЗГТД (схема 3БВО₂ПР) на режимах частичной мощности:

1 – ГТД; 2 – ЗГТД при постоянном давлении при входе в КНД; 3 – ЗГТД при переменном давлении при входе в КНД

режима (см. рис. 3, а) согласно новому положению луча

$$A_{к3}/\sqrt{\vartheta'_{к3}},$$

где $\vartheta'_{к3} = \frac{T'_{г1}}{T'_{х2}}$, в схеме без воздухоохлаждателей $T_{х2} = T'_{к2}$.

Эти лучи пересекают ветвь $\bar{n}_{к3} = \text{const}$ при более низких значениях $\pi'_{к3}$.

На характеристике компрессора высокого давления (К3) (см. рис. 3, в) представлены рабочие точки при работе ГТД по схеме 2БВО₂ПР на режимах частичной мощности. Сохранение температуры в камере сгорания Г1 постоянной ($T_{г1} = T_{г10}$) и изменение температуры во второй камере сгорания Г2 до значения $T'_{г1} = T'_{г1}$ приводит к снижению мощности установки до $\bar{N}'_e = N'_e/N_0 = 0,4$. Дальнейшее уменьшение мощности осуществляется при понижении температуры в камере сгорания Г1. На рис. 3 представлены характеристики компрессоров ГТД схемы 2БВО₂ПР с указанием рабочих точек.

Находим рабочую точку на режиме частичной мощности. Температуры в камерах сгорания Г1 и Г2 обозначаются как $T'_{г1}$ и $T'_{г2}$, соответствующие им отношения температур $\vartheta'_1 = \frac{T'_{г1}}{T'_{вхк1}}$; $\vartheta'_2 = \frac{T'_{г1}}{T'_{вхк2}}$;

$$\vartheta'_3 = \frac{T'_{г1}}{T'_{вхк3}}.$$

Если температуру за воздухоохлаждателями можно держать постоянной и равной $T'_{х1} = T'_{х2} = T'_{вхк1}$, тогда $\vartheta'_1 = \vartheta'_2 = \vartheta'_3 = T'_{г1}/T'_{вхк1}$. Параметр расхода компрессора К3 (см. рис. 3, в) $\bar{G}'_{к1} = A_{к3}\pi'_{к3}/\sqrt{\vartheta'_3}$ (коэффициент $A_{к3}$ из номинального режима).

При работе ГТД с постоянной температурой $T_{г1}$ и плавным снижением температуры $T_{г2}$ все точки режимов частичной мощности соответствуют точкам номинального режима на характеристике компрессора К3 при постоянной температуре воздуха на входе в каждый компрессор. При уменьшении температуры $T_{г1}$ при выключенной камере Г2 точки остальных режимов частичной мощности будут располагаться ниже точки номинального режима пропорционально уменьшению параметра луча $A_{к3}/\sqrt{\vartheta'_{к3}}$ за счет уменьшения $T_{г1}$ при постоянной температуре на входе в компрессор К3.

Задаваясь значениями $\pi'_{к3}$, строим рабочую линию на характеристике компрессора К3.

На номинальном режиме $\bar{G}'_{к3} = \frac{\bar{G}'_{к3}}{G'_{к3}} = 1$, тогда можно найти относительный параметр расхода в остальных точках при $\bar{n}_{к3} = \text{const}$.

Параметр расхода компрессора К2 (рис. 3, б) $\bar{G}'_{к2} = A_{к2}\pi'_{к3}\pi'_{к2}/\sqrt{\vartheta'_2}$.
Задаваясь значениями $\pi'_{к2}$, строим рабочую линию (лучи при фиксированном значении ϑ'_2) на характеристике компрессора К2.

Из расчета переменного режима полученные точки с π'_{k2} при соответствующих ϑ'_2 дают положение соответствующих рабочих точек, каждой из которых соответствует определенное значение \bar{G}'_{k2} .

Параметр расхода компрессора К1 (см. рис. 3, а) $\bar{G}'_{k1} = G'_{k1} \sqrt{T_{k1}} / p_{k1} = A_{k1} \pi'_{k3} \pi'_{k2} \pi'_{k1} / \sqrt{\vartheta'_{r1}}$.

Задавая значениями π'_{k1} , строим рабочую линию (лучи при фиксированном значении ϑ'_1) на характеристике компрессора К1.

Из расчета переменного режима точки с π'_{k1} при соответствующих ϑ'_1 дают положение соответствующих рабочих точек, каждой, из которой соответствует определенное значение \bar{G}'_{k1} .

На рис. 3 приведены характеристики компрессоров схемы 2БВО₂ПР с нанесенными рабочими точками на режимах частичной мощности.

На рис. 5 показан сравнительный анализ эффективности ГТД (кривая 1) и ЗГТД (кривые 2 и 3) на режимах частичной мощности по двум последовательным программам регулирования: сначала изменение температуры во второй камере сгорания (или втором подогревателе газа) T_{r2} при сохранении неизменной температуры газа в первой камере (или первом подогревателе газа) $T_{r1} = \text{const}$; затем при отключенной второй камере сгорания ($T_{r2} = T_{r1}$) уменьшается температура в первой камере сгорания T_{r1} . Исследования переменных режимов ЗГТД без изменения циркулирующей массы газа в контуре показывают, что давление при входе в КНД будет изменяться с изменением режима работы ЗГТД (кривая 3).

Как видно из результатов исследований режимов частичной мощности по двум последовательным программам регулирования, в варианте замкнутого ГТД достаточно интенсивное снижение КПД начинается со значения $\bar{N}_e = 0,4$ (см. рис. 5, кривая 3) в отличие от ГТД открытого контура (рис. 5, кривая 1), в котором снижение КПД начинается при $\bar{N}_e < 0,2$.

Обычным способом регулирования (СР) ЗГТД простейшей схемы является количественный СР при сохранении постоянными всех удельных параметров и изменении плотности рабочего тела путем массообмена между контуром ЗГТУ и специальными емкостями (системами баллонов) хранения рабочего тела. Многоагрегатная схема, по которой выполнен ЗГТД, позволяет осуществить еще один — второй СР (рассмотренный ранее) — изменение соотношения подводимой теплоты в подогревателях П1 и П2, выражающийся в изменении частоты вращения вала турбокомпрессора свободного от нагрузки, и, следовательно, изменении пропускной способности или параметра расхода рабочего тела компрессора К1.

При регулировании ЗГТД изменением плотности (второй СР) КПД установки сохраняется постоянным на всех режимах. Недостатками

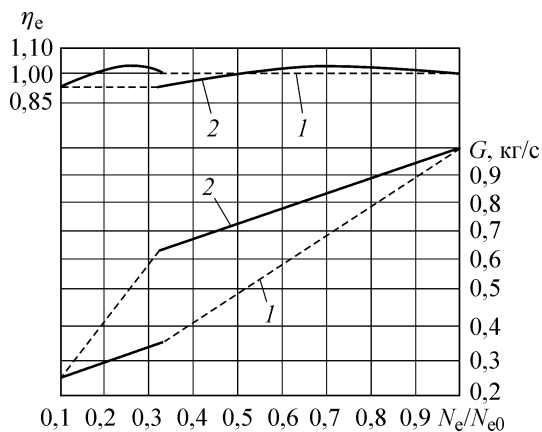


Рис. 6. Значения относительных КПД $\bar{\eta}_e = \eta_e/\eta_{e0}$ и расхода рабочего тела ЗГТД на режимах частичной мощности при последовательном применении двух способов уменьшения мощности:

1 — от $\bar{N}_e = 1$ до $\bar{N}_e = 0,34$ изменением циркулирующей массы газа (штриховые кривые), от $\bar{N}_e = 0,34$ до $\bar{N}_e = 0,1$ изменением T_{r2} с изменением частоты вращения ротора КНД при $T_{r1} = \text{const}$ и без изменением циркулирующей массы газа в контуре (сплошные кривые); 2 — от $\bar{N}_e = 1$ до $\bar{N}_e = 0,34$ изменением T_{r2} с изменением частоты вращения ротора КНД при $T_{r1} = \text{const}$ и без изменением циркулирующей массы газа в контуре (сплошные кривые), от $\bar{N}_e = 0,34$ до $\bar{N}_e = 0,1$ изменением циркулирующей массы газа в контуре (штриховые кривые)

данного СР являются: инерционность, обусловленная временем протекания газа; необходимость создания системы баллонов для сохранения удаленной из системы массы рабочего тела и подкачивающих компрессоров для наполнения баллонов и системы. При определенном выборе параметров установки и диапазона изменения мощности ЗГТД можно избежать применения подкачивающих компрессоров, при этом, однако, суммарный объем баллонов получается большим, что может вызвать трудности при размещении ЗГТД в заданном объеме отсека.

Экономичность ЗГТД (рис. 6) при рассмотренном ранее первом СР приблизительно соответствует номинальному режиму в диапазоне 3-кратного изменения мощности, при $\bar{N}_e = 1 \dots 0,35$. При этом способе процесс регулирования протекает относительно быстро, так как обусловлен скоростью изменения подведения теплоты в подогревателях П1 и П2, тепловой инертностью регенератора и механической инерционностью турбокомпрессора низкого давления. При этом каждым СР можно осуществить более чем 3-кратное изменение мощности, что в совокупности позволит обеспечить необходимый 10-кратный диапазон. Порядок использования способов регулирования может быть выбран любой, при этом следует учитывать, что при первом СР конструктивное оформление установки не зависит от абсолютного давления в элементах, а при втором СР размер баллонов увеличивается с уменьшением мощности и максимального давления. Поэтому наиболее целесообразным СР

мощности ЗГТД является комбинированный СР. Уменьшение мощности в диапазоне $\bar{N}_e = 1 \dots 0,35$ осуществляется вторым способом — изменением плотности газа с выпуском массы газа в баллоны (ΔM), а для дальнейшего уменьшения мощности в диапазоне $\bar{N}_e = 0,35 \dots 0,1$ применяется первый способ — изменение параметра расхода $\Delta G_{к1}$. При увеличении мощности от минимального значения ($\bar{N}_e = 0,1$) до $\bar{N}_e = 0,35$ используется первый СР ($\Delta G_{к1}$) с увеличением параметра расхода, а при дальнейшем увеличении до номинальной мощности — второй СР (ΔM) при увеличении плотности газа с поступлением газа в контур из баллонов.

Поскольку в ЗГТД осуществляется дополнительный СР — изменение циркулирующей массы газа в контуре, то в целях экономии объема емкостей для отбираемой массы этот способ следует реализовать в определенном диапазоне частичных режимов. Комбинация способов позволяет в двухвальном блокированном ГТД замкнутого контура поддерживать высокий уровень КПД на всех частичных режимах ($\bar{N}_e = 1 \dots 0,1$).

Выводы. Разработаны схемы высокоэффективных ГТД и способы регулирования, обеспечивающие оптимальные характеристики на переменных режимах. Разработана математическая модель для оптимизации параметров ГТД при работе на частичных нагрузках.

Расчетно-теоретические исследования по оптимизации параметров ГТД при работе на переменных режимах показали, что высокий уровень КПД двигателя практически постоянен в диапазоне изменения мощности от 100 % до (20...40) % при улучшенных динамических характеристиках. Такой результат достигнут применением многоагрегатных двухвальных блокированных регенеративных схем ГТД с нагрузкой (электрогенератором постоянной частоты) на роторе высокого давления, с промежуточным охлаждением рабочей среды между компрессорами и промежуточным подогревом между турбинами.

Исследуемые схемы двигателей, сопряженных с электрогенератором или электротрансмиссией и накопителями электроэнергии, предназначаются для автономных электростанций, для колесных и гусеничных машин и локомотивов с достаточным объемом моторного отделения, а также для судов и подводных средств.

Расположение нагрузки постоянной частоты на роторе высокого давления и наличие свободного малоинерционного газогенератора низкого давления существенно улучшает и динамические характеристики ГТД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Моляков В. Д., Осипов М. И., Тумашев Р. З. Повышение эффективности режимов работы газотурбинного двигателя // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. – 2006. – № 3 (64). – С. 80–95.

2. Моляков В. Д., Гумашев Р. З. Особенности проектирования проточных частей турбин газотурбинных установок в зависимости от состава и параметров рабочей среды // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". – 2003. – № 2 (51). – С. 52–62.
3. Елисеев Ю. С., Манушин Э. А., Михальцев В. Е., Осипов М. И., Суrowцев И. Г. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.
4. Михальцев В. Е., Панков О. М., Юношев В. Д. Регулирование и вспомогательные системы газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1982. – 95 с.
5. Ядерные газотурбинные и комбинированные установки / Э.А. Манушин и др.; под общ. ред. Э.А. Манушина. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 272 с.
6. Котляр И. В. Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок. – Л.: Судостроение, 1966. – 290 с.
7. Котляр И. В. Переменный режим работы газотурбинных установок. – М.-К.: Машгиз, 1961. – 230 с.

Статья поступила в редакцию 29.01.2008

Валерий Дмитриевич Моляков родился в 1937 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1961 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры "Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки" МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 143 научных работ в области теории, проектирования и характеристик газотурбинных и комбинированных энергоустановок.

V.D. Molyakov (b.1937) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1961. PhD (Eng), assoc. professor of "Gas Turbine and Non-traditional Power Plants" department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 143 publications in the field of theory and design of gas turbine and combined power plants.

Михаил Иванович Осипов родился в 1938 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1963 г. Заведующий кафедрой "Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки" МГТУ им. Н.Э. Баумана, заслуженный работник высшей школы РФ, профессор, президент Восточно-Европейского регионального отделения Международной энергетической ассоциации. Автор 273 научных работ в области теории и проектирования газотурбинных и комбинированных энергоустановок, газодинамики, тепломассообмена.

M.I. Osipov (b.1938) graduated from Bauman Moscow Higher Technical School in 1963. Professor, head of "Gas Turbine and Non-traditional Power Plants" department of the Bauman Moscow State Technical University, honored worker of higher school of the Russian Federation, President of Eastern-European Regional Headquarters of International Energy Foundation. Author of 273 publications in the field of theory and design of gas turbine and combined power plants, gasdynamics, heat and mass exchange.

Лидия Ивановна Сыромятникова родилась в 1937 г., окончила МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1961 г., научный сотрудник кафедры "Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки" МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 59 научных работ в области теории, проектирования и характеристик газотурбинных и комбинированных энергоустановок.

L.I. Syromyatnikova (b.1937) graduated from Bauman Moscow Higher Technical School in 1961. Researcher of "Gas Turbine and Non-traditional Power Plants" department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 59 publications in the field of theory and design of gas turbine and combined power plants.