

Белов Михаил Сергеевич

ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА ТРЕХВАЛЬНЫХ
ПРИВОДНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Автореферат

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

Тюмень 2010

Работа выполнена на кафедре механики многофазных систем ГОУ ВПО
Тюменского государственного университета

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор, Заслуженный деятель науки РФ
Шабаров Александр Борисович

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор, Заслуженный деятель науки РФ
Антипьев Владимир Наумович

доктор технических наук,
профессор
Чекардовский Михаил Николаевич

Ведущая организация: ООО «Газпром трансгаз Сургут»

Защита состоится “ 30 ” _____ декабря _____ 2010 г. в 13 ч. 00 мин. на заседании
диссертационного совета Д 212.274.10 при Тюменском государственном уни-
верситете по адресу: 625003, г. Тюмень, ул. Перекопская, 15а.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Тюменского государствен-
ного университета по адресу: 625003, г. Тюмень, ул. Семакова, 18

Автореферат разослан “ 29 ” _____ ноября _____ 2010 г.

Учёный секретарь диссертационного совета
кандидат физико-математических наук

Матаев А.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Трубопроводный транспорт природного газа является наиболее эффективным видом поставки топлива и углеводородного сырья для газохимической промышленности как в России, так и за рубежом. В настоящее время основу парка газоперекачивающих агрегатов (ГПА), около 85%, составляют ГПА с газотурбинным приводом.

Широкое распространение в качестве привода нагнетателя природного газа получили трехвальные газотурбинные двигатели. Особенностью данного типа двигателя является возможность оптимизации турбомашин за счет независимого выбора скоростей вращения валов турбомашин высокого и низкого давления, а также силового вала, что обеспечивает лучшие эксплуатационные характеристики приводных установок

Высокий технический уровень эксплуатации оборудования зависит от совершенства систем технической диагностики.

Основой существующих методик параметрической диагностики являются термогазодинамические модели двигателя, имеющие ряд ограничений, не позволяющих сделать качественную оценку технического состояния трехвальных газотурбинных двигателей (ГТД). Существенными факторами влияющими на точность диагностирования параметров данного типа двигателей является наличие только газодинамической связи между контурами двигателя, а также потребность в использовании дополнительных расчетных и измеряемых параметров, по сравнению с одновальными и двухвальными двигателями. Поэтому совершенствование методов диагностики параметров трехвальных приводных двигателей – актуальная задача современной термогазодинамической диагностики.

Цель работы заключается в разработке метода термогазодинамической «дифференциальной» поузловой и «интегральной» диагностики параметров трехвальных приводных газотурбинных двигателей в условиях приемосдаточных испытаний и эксплуатации на компрессорных станциях.

Основные задачи. Для достижения данной цели необходимо:

- разработать теплофизическую модель и методику расчета термогазодинамических параметров (ТП) ГТД, по которой с достаточной для практики сте-

пенью точности можно определять основные параметры рабочего процесса с учетом охлаждения в процессе расширения газа в турбине, а также динамики разгона (торможения) роторов и прогрева (охлаждения) ГТД на переменных режимах;

- экспериментально обосновать разработанную теплофизическую модель и методику диагностического расчета на натурных трехвальных двигателях;

- применить методику параметрической диагностики, с учетом ограниченности измеряемых параметров, на различных этапах испытаний на стендах и в условиях компрессорных станций.

Научная новизна работы определяется тем, что впервые

- разработан и экспериментально обоснован метод диагностики параметров приводного трехвального двигателя, основанный на базовых законах термогазодинамики, позволяющий определять теплотехнические параметры при измерении ограниченного числа параметров;

- предложена и обоснована на основе расчетно-экспериментального исследования, методика термодинамического расчета необратимых процессов в охлаждаемых газовых турбинах с открытой системой охлаждения лопаток;

- разработана и экспериментально обоснована методика диагностики мощности и КПД ГТД на переходных режимах с учетом влияния механической и тепловой инерции на работу двигателя.

Достоверность научных положений обусловлена

- применением фундаментальных физических законов, использования наиболее достоверных обобщенных опытных данных, сопоставлением результатов расчета мощности и КПД двигателей с экспериментальными данными;

- использованием экспериментальных данных, полученных с помощью общепринятых при параметрической диагностике двигателей методик измерения во время проведения приемо-сдаточных испытаний на испытательном стенде прошедшем метрологическую аттестацию.

На защиту выносятся:

1. Метод и алгоритм диагностики термогазодинамических параметров приводных трехвальных ГТД при проведении приемо-сдаточных испытаний двига-

теля, учитывающие особенности реальных необратимых процессов протекающих в турбине с открытой системой воздушного охлаждения рабочих лопаток.

2. Результаты расчета и сопоставления с экспериментальными данными основных термогазодинамических параметров трехвальных газотурбинных двигателей.

3. Методика диагностического расчета параметров трехвальных двигателей с учетом влияния механической и тепловой инерции на работу двигателя на переходных режимах.

Практическая ценность работы заключена в разработке метода и алгоритмов термогазодинамической диагностики трехвальных приводных двигателей применимых при приемо-сдаточных испытаниях на заводских стендах и при мониторинге теплотехнических параметров двигателей на компрессорных станциях. Результаты выполненной работы внедрены при проведении теплотехнических испытаний на предприятии ПИИ ОАО «Газтурбосервис» и на Вынгапуровской компрессорной станции.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на XIII Всероссийской межвузовской научно-технической конференции «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели» (г. Москва МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2008 г.), на III областной межотраслевой научно-практической конференции молодых ученых и специалистов «Социальные, экономические и технические факторы развития экономики Тюменской области: молодежная составляющая» (г. Тюмень, Дом науки и техники, 2008 г.) на научных семинарах кафедры механики многофазных систем ТюмГУ(2007г., 2008г.), на школах семинарах молодых ученых «Теплофизика, гидрогазодинамика, теплотехника» (г. Тюмень, ТюмГУ, 2006 г., 2008 г.), на Тюменском межотраслевом научном и методологическом семинаре «Теплофизика, гидрогазодинамика, теплотехника» (г. Тюмень, ТюмГУ, 2009 г.).

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырёх разделов, заключения, списка литературы и приложения. Общий объём диссертации 125 страниц, в том числе 20 рисунков, 7 таблиц расположенных по тексту. Список литературы включает в себя 135 наименований.

Публикации. Результаты диссертации опубликованы в 6 работах, список которых приведен в конце автореферата, в том числе одна статья в журнале из перечня ВАК.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность проблем, рассматриваемых в диссертации, сформулирована цель и задачи работы, перечислены полученные результаты и их практическая ценность, представлены положения, выносимые на защиту, изложена структура работы.

В первом разделе описаны основные методы диагностики технического состояния газотурбинных двигателей (ГТД), такие как трибодиагностика; диагностика на основе анализа продуктов износа в продуктах сгорания; диагностика температурного состояния деталей; метод акустической эмиссии, радиография; магнитопорошковый метод; вихретоковый метод; ультразвуковой контроль; капиллярный контроль; вибрационная диагностика; акустическая диагностика; методы параметрической диагностики. Рассмотрены теплотехнические особенности испытаний ГТД. Дано определение технического состояния и режима работы, в частности, на основе данных для трехвальных двигателей производства НПКГ «Зоря-Машпроект». Выполнен анализ исследований параметрической диагностики технического состояния двигателей по измеренным и расчетным термогазодинамическим параметрам. Значительный вклад в развитие методов термогазодинамической диагностики внесли работы институтов: ВНИИГАЗ, ТюменьНИИГИПРОГАЗ, РГУ НГ им. И. М. Губкина, заводоизготовителей ГПА: НЗЛ им. Ленина, Сумский завод им. Фрунзе и др., а также работы ряда учёных: Аксенова Д. Т., Антипьева В.Н., Ахмедзянова А. М., Березина В. П., Галлиулина З. Т., Гаранина И.В., Зарицкого С. П., Зименкова Ю.Д., Иванова И. А., Карпова С.Ю., Козобкова П. И., Крылова Г. В., Леонтьева М.К., Лопатина А. С., Лозицкого А. П., Михайлиенко С.В., Назарьиной А. М., Новосёлова В. Ф., Огнева В.В. Поршакова Б. П., Ремизова В. В., Сальникова С.Ю., Сеницына Ю.Н. Степанова О. А., Степановой Г.С., Чекардовского М.Н., Чекардовского С.М., Черемина А.В., Шабарова А. Б., Шаповала А. Ф., Шинтяпина Р.В., Шуровского В. А., Яковлева Е. И. и многих других. На основе анали-

тического обзора опубликованных работ, сформулированы конкретные задачи, решаемые в данной работе.

Во втором разделе работы приведены базовые соотношения баланса массы и полной энтальпии, уравнения реальных процессов в узлах двигателя. Рассмотрены особенности детального расчета параметров состояния и теплофизических свойств рабочего тела, балансовые уравнения мощности на трех валах.

В подразделе 2.1 записана основная система уравнений для диагностического расчета установившихся термогазодинамических параметров рабочего тела применительно ГТД в целом и отдельным узлам. В данную систему входят закон сохранения массы (1), первое начало термодинамики для движущихся потоков газовых смесей (2), уравнения реальных политропических процессов сжатия (3) и расширения (4) в компрессорах и турбинах соответственно, и уравнения баланса мощностей на валах двигателя (5).

$$\sum_{k=1}^n G_{вых.k} = \sum_{k=1}^m G_{вх.k}, \quad (1)$$

$$\sum_{k=1}^n i_{вых.k}^* \cdot G_{вых.k} - \sum_{k=1}^m i_{вх.k}^* \cdot G_{вх.k} = Q + N, \quad (2)$$

$$\frac{T_{вых}^*}{T_{вх}^*} = \pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_{nk}}, \quad (3)$$

$$\frac{T_{вых}^*}{T_{вх}^*} = \pi_m^{*\frac{(1-\kappa)\eta_{nm}}{\kappa}}, \quad (4)$$

$$\left(\sum_{i=1}^{m_T} N_{Ti} \right) \eta_{мех.j} - \sum_{i=1}^{m_K} N_{ki} = N_{ej}, \quad (5)$$

где $G_{вых.k}$, $G_{вх.k}$, кг/с – массовые расходы компонент выходящих из узла и входящих в него; m и n – число компонент, $j=1,2,3$ – номер вала, i^* – полная энтальпия, Q и N подведённых к рабочему телу тепловая и механическая мощности, $(-N)=N_T$, $N=N_K$, – мощности турбин и компрессоров, $N=0$ для всех остальных узлов ГТУ, тепловая мощность, подведенная к рабочему телу в камере сгорания $Q = G_T Q_H^p \eta_{KC}$, N_e – полезная мощность, снимаемая с вала, $N_{e1}=N_{e2}=0$,

$N_{e3} = N_e$, π_{κ}^* , π_{τ}^* – степени сжатия в компрессоре и расширения в турбине, κ – истинный показатель адиабаты, m_{τ} – число турбин; m_{κ} – число компрессоров на данном валу; $\eta_{\text{мех},j}$ – КПД, учитывающий потери мощности в подшипниках.

Входящие в систему уравнений (1)-(5) замыкающие параметры и теплофизические свойства принимаются по обобщенным опытным данным.

В пределах трехвального газотурбинного двигателя вводим семь контрольных сечений. В каждом сечении требуется рассчитать или измерить температуру, давление и расход рабочего тела. Плотность рабочего тела в сечениях определяется по уравнению состояния газа. Количество измеряемых термодинамических параметров определяется конструктивными особенностями двигателей, а также возможностью установки дополнительных измерительных датчиков в условиях заводского испытательного стенда и компрессорных станций.

Уравнения (1), (2), (5), с учетом замыкающих соотношений позволят определить мощность двигателя N_e и коэффициент полезного действия $\eta_e = N_e / (Q_H^P \cdot G_T)$ по измерениям расхода топлива G_T , расхода воздуха G_B в сечениях при входе в двигатель, полных температур в сечениях при входе и при выходе из двигателя.

Расход воздуха через входное устройство при известных теплофизических свойствах рабочего тела определяется с учетом измеренных давлений и температур во входном сечении S :

$$G_{e.1} = \sqrt{\frac{\kappa}{R} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \cdot \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \cdot q(\lambda, \kappa) \cdot S, \left(\frac{\kappa \mathcal{Z}}{c}\right)$$

где $q(\lambda, \kappa)$ – газодинамическая функция (ГДФ) расхода, рассчитываемая через: отношение замеренных статического и полного давления на входе в двигатель - $\pi(\lambda, \kappa)$ ГДФ давления; ГДФ скорости $\lambda(\pi, \kappa)$, S – площадь контрольного сечения входного устройства, в котором измерялись полное давление P_1^* и температура T_1^* , R – газовая постоянная.

Определение полного и статического давления во входном сечении обеспечивает необходимое повышение точности диагностирования расхода воздуха и мощности двигателя.

В подразделе 2.2 рассмотрены особенности расчета термогазодинамических параметров турбин с широко применяемой в приводных ГТД открытой системой воздушного охлаждения сопловых и рабочих лопаток. Необратимый процесс расширения газа с отводом тепла и механической работы в турбине высокого давления (ТВД) моделируется в виде трех последовательных процессов: необратимое без отвода тепла расширение от давления за камерой сгорания P_3^* до давления P_q^* , отвод тепла охлаждения и повод массы охлаждающего воздуха в проточную часть при давлении P_q^* и необратимое без отвода тепла расширение от давления P_q^* до P_{41}^* - полного давления за ТВД. Последовательность расчета заключается в нахождении степени расширения до условного давления P_q^* (6), расчете условных температур начала отвода тепла (7), конца отвода тепла (8), смешения продуктов сгорания и охлаждающего воздуха (9), расчете конечной степени расширения (10) и температуры (11), расчете мощности охлаждаемой турбины(12).

$$\pi_1^* = K_p \cdot \sqrt{\frac{P_3^*}{P_{41}^*}}, \quad (6)$$

$$T_{q1}^* = T_3^* \cdot \pi_1^{* \frac{(1-k) \eta_{IT}}{k}}, \quad (7)$$

$$T_{q2}^* = T_{q1}^* - \frac{Q_{охл}}{G_\Gamma \cdot C_{p\Gamma}}, \quad (8)$$

$$T_{q3}^* = \frac{G_\Gamma \cdot C_{p\Gamma} \cdot T_{q2}^* + G_\epsilon \cdot C_{p\epsilon} \cdot T_\epsilon^*}{G_\Gamma \cdot C_{p\Gamma} + G_\epsilon \cdot C_{p\epsilon}}, \quad (9)$$

$$\pi_2^* = \frac{P_q^*}{P_{41}^*}, \quad (10)$$

$$T_{41}^* = T_{q3}^* \cdot \pi_2^{* \frac{(1-k)(\eta_{IT} - \Delta \eta_{охл})}{k}}, \quad (11)$$

$$N_{ТВД} = G_\Gamma \cdot C_{p\Gamma} \cdot (T_3^* - T_{q1}^*) + (G_\Gamma + G_\epsilon) \cdot C_{pсм} \cdot (T_{q3}^* - T_{41}^*) \quad (12)$$

где K_p – идентификационный параметр зависящий от конструкции охлаждаемых лопаток, отношения расходов охлаждающего воздуха в сопловых и рабочих лопатках и необходимый для согласования расчетных и реальных зна-

чений температуры газов за турбиной и мощности развиваемой данной турбиной, $\eta_{пт}$ – политропический КПД турбины высокого давления (ТВД), $\Delta\eta_{охл}$ – снижение политропического КПД охлаждаемой турбины из-за дополнительных гидродинамических потерь, $Q_{охл}$ – тепло отведенное от газа в процессе расширения, $G_{г}$ – расход продуктов сгорания при входе в ТВД, $G_{в}$ – расход охлаждающего воздуха, $C_{p,к}$ – удельная массовая истинная изобарная теплоемкость и показатель адиабаты продуктов сгорания и охлаждающего воздуха при средней температуре процесса.

В подразделе 2.3 предложена диагностическая модель турбомашин с учетом механической и тепловой инерции на переходных режимах работы и режимах прогрева и охлаждения трехвальных ГТД. Модель основана на уравнениях (1)-(5) и дополнена выражениями (13), (14).

$$\Delta N = J \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (13)$$

$$\Delta Q_{вн} = m \cdot C \cdot \frac{dT_{cp}^{dem}}{dt} \quad (14)$$

Уравнение баланса полной энтальпии (2) с учетом тепловой и механической инерции записывается в виде:

$$\sum_{k=1}^n i_{ввых.к}^* \cdot G_{ввых.к} - \sum_{k=1}^m i_{вх.к}^* \cdot G_{вх.к} = Q - \Delta Q_{вн} + N - \Delta N \quad (15)$$

В подразделе 2.4 рассмотрены особенности применения системы уравнений, предложенной в разделе 2.1, для расчета мощности и КПД в условиях заводской испытательной станции. Разработанный метод диагностики параметров ГТД включает в себя два основных варианта расчетов. Первый вариант расчета основан на измерении расхода воздуха и топлива $G_{в}$ и $G_{т}$, а также температуры воздуха T_1^* , топлива $T_{тг}^*$, и температуры продуктов сгорания за силовой турбиной T_4^* . Мощность двигателя определяется по соотношению следующему из уравнения (2):

$$N_e = (Q_n^p \cdot G_{тг} \cdot \eta_{кс} + C_{p,тг} \cdot G_{тг} \cdot T_{тг}^* + C_{pв} \cdot G_{в.1} \cdot T_1^* - C_{pг} \cdot G_{г} \cdot T_4^* - Q_{вн} - N_{мех}) \cdot \eta_{мех} \quad (16)$$

где Q_n^p – теплотворная способность топливного газа, $G_{тг}$ – расход топливного

газа, $\eta_{КС}$ – термический КПД камеры сгорания, $C_{p,ТГ}$ – теплоемкость топливного газа, $T_{ТГ}^*$ – полная температура топливного газа, $C_{p,В}$ – средняя удельная теплоемкость воздуха при температуре T_1^* , T_1^* – полная температура при входе в двигатель, $C_{pГ}$ – удельная теплоемкость продуктов сгорания при температуре T_4^* , T_4^* – полная температура газов за силовой турбиной(СТ), $Q_{вн}$, $N_{мех}$ – отвод тепловой и механической энергии от ГТД (тепловыделения с поверхности ГТД, нагрев масла, энергия затрачиваемая на привод навесного оборудования), $\eta_{мех,j}$ – коэффициент механических потерь мощности в опорах валов ГТД.

Данный вариант расчета удобен для использования в условиях ограниченного количества измеряемых параметров в условиях компрессорных станций.

Второй вариант подразумевает «дифференциальную» поузловую диагностику параметров двигателя. Используются результаты измерений на номинальном режиме или режиме частичной мощности всех или части давлений P^* и температур T^* в контрольных сечениях, а так же температуры топлива (рис.2), кроме температуры T_3^* и T_{42}^* , а так же в окружающей среде. Из уравнения баланса мощности на валах 1 и 2 находятся температуры T_3^* и T_{42}^* . Кроме того, измеряются угловые скорости вращения валов ω_1 , ω_2 , ω_3 и расходы воздуха и топлива $G_{в1}$ и G_T . Из уравнения (2) определяется коэффициент полноты сгорания в камере сгорания.

Использование балансового уравнения (2) для силовой турбины дает возможность определить мощность и КПД двигателя на рассматриваемом режиме.

$$N_e = (G_T \cdot C_{pГ} \cdot (T_{42}^* - T_4^*)) \cdot \eta_{мех} \quad (17)$$

В обоих вариантах КПД двигателя определяется $\eta_\ell = N_\ell / (Q_H^P \cdot G_T)$.

По измеренным давлениям в сечениях определяются степени сжатия в компрессорах и расширения в турбинах, температуры при выходе из турбомашин в адиабатических процессах, адиабатические КПД турбомашин и коэффициенты технического состояния $k_\eta = \eta^* / \eta_0^*$, где η_0^* – коэффициент полезного действия на соответствующем режиме в исходном состоянии.

Особенностями разработанного метода параметрической диагностики является: использование ограниченного количества параметров за счет примене-

ния соотношений (1)-(5); оценка технического состояния двигателя в целом с использованием соотношения (16) и при снижении технического состояния двигателя ниже допустимого значения проводится «дифференциальная» поузловая диагностика; сочетание моделей «интегральной» и «дифференциальной» диагностики на различных стадиях позволяет повысить достоверность определения технического состояния ГТД (при приемо-сдаточных испытаниях на заводском стенде; при вводе двигателя в эксплуатацию на КС и при мониторинге технического состояния двигателя в процессе эксплуатации).

Третий раздел включает в себя краткое техническое описание испытательного стенда ПИИ ОАО «Газтурбосервис», состоящего из блока агрегатов системы смазки и запуска ГТД 1, рессоры (блок агрегатов- газотурбинный двигатель) 2, двигателя на раме 3, платформы опорно-транспортной 4, газоотвода 5, углового патрубка (насадка) 6, трубы 7, рессоры (ГТД- редуктор) 12, редуктора на опоре 14, рессоры (редуктор- генератор) 11, турбогенератора типа Т-12-2РЭ У3 мощностью 12 МВт на раме 9, эстакады 8, муфты предельного момента 10, платов опорных 13,16, блока топливных агрегатов 15, защитной сетки 18, бака гравитационного 19(рис. 1). Представлена методика сбора и предварительной подготовки данных для расчетных сечений двигателя (рис. 2), конструктивная схема двигателя ДГ90 (рис.3) и перечень измеряемых и расчетных параметров в данных сечениях (табл.1). Рассмотрены особенности проведения теплотехнических испытаний двигателей в условиях эксплуатации и на заводском испытательном стенде.

В четвертом разделе проводится расчетно-теоретическое исследование термогазодинамических параметров трехвальных приводных двигателей (на примере двигателей ДР59Л и ДГ90). ГТД ДР59Л характеризуется высокой надежностью и большим сроком службы, наработка некоторых агрегатов превышает 100 тысяч часов. Номинальная мощность данного двигателя 10 МВт и КПД 27,6%. ГТД ДГ90 получил широкое распространение относительно недавно. Данный двигатель был конвертирован из судового ГТД М90 и установлен на ряде компрессорных станций взамен отработавших свой ресурс ГТД на ГПА «Коберра-182». Номинальная мощность двигателя 16 МВт и КПД 33,5%.

Отличительной особенностью ГТД ДГ90 (по сравнению с ДР59) является наличие открытого воздушного охлаждения рабочих и сопловых лопаток турбины высокого давления.

Приведенные в подразделе 4.1 исходные данные для расчета были получены на испытательном стенде ОАО «Газтурбосервис».

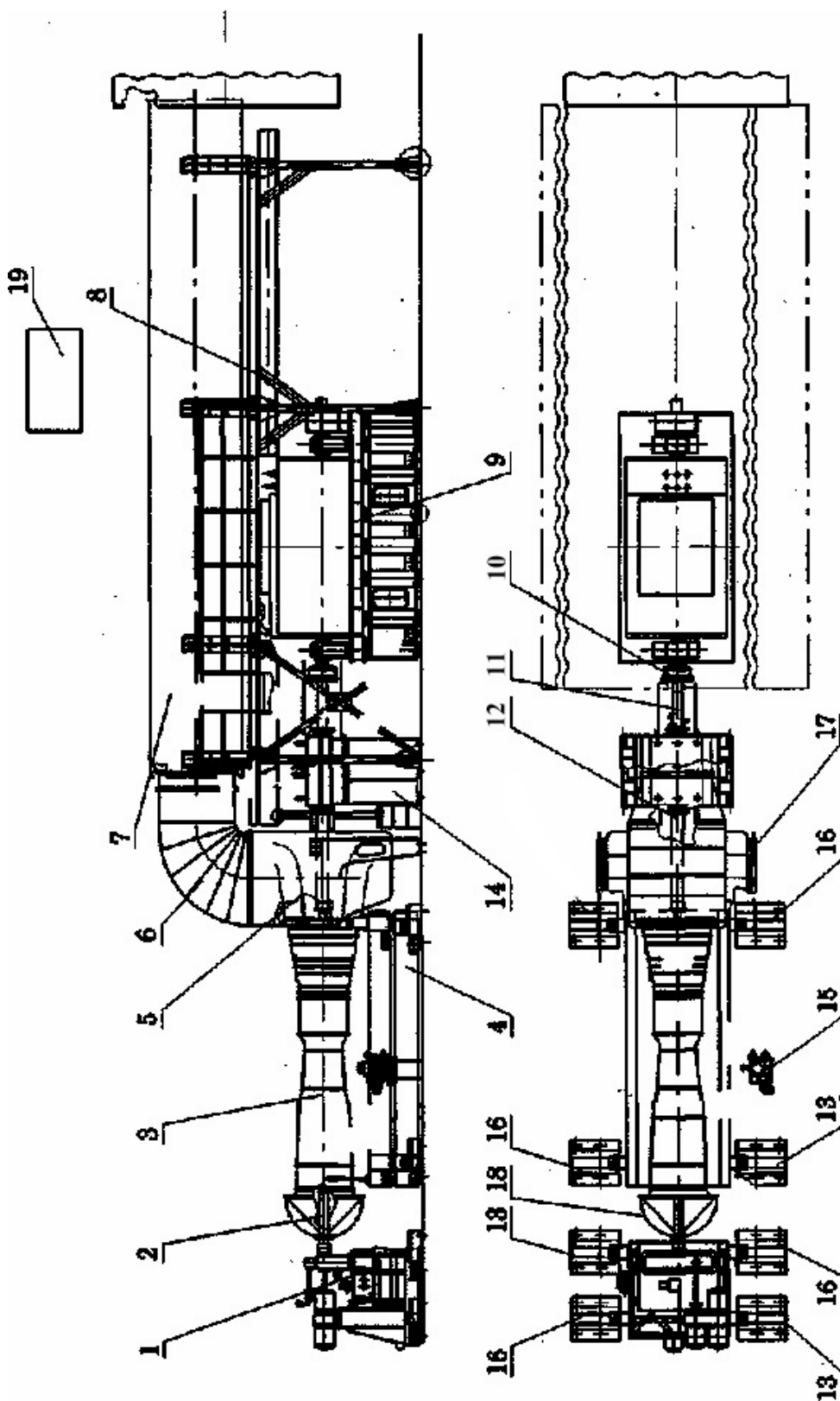


Рис. 3.1 – Принципиальная схема испытательного стенда.

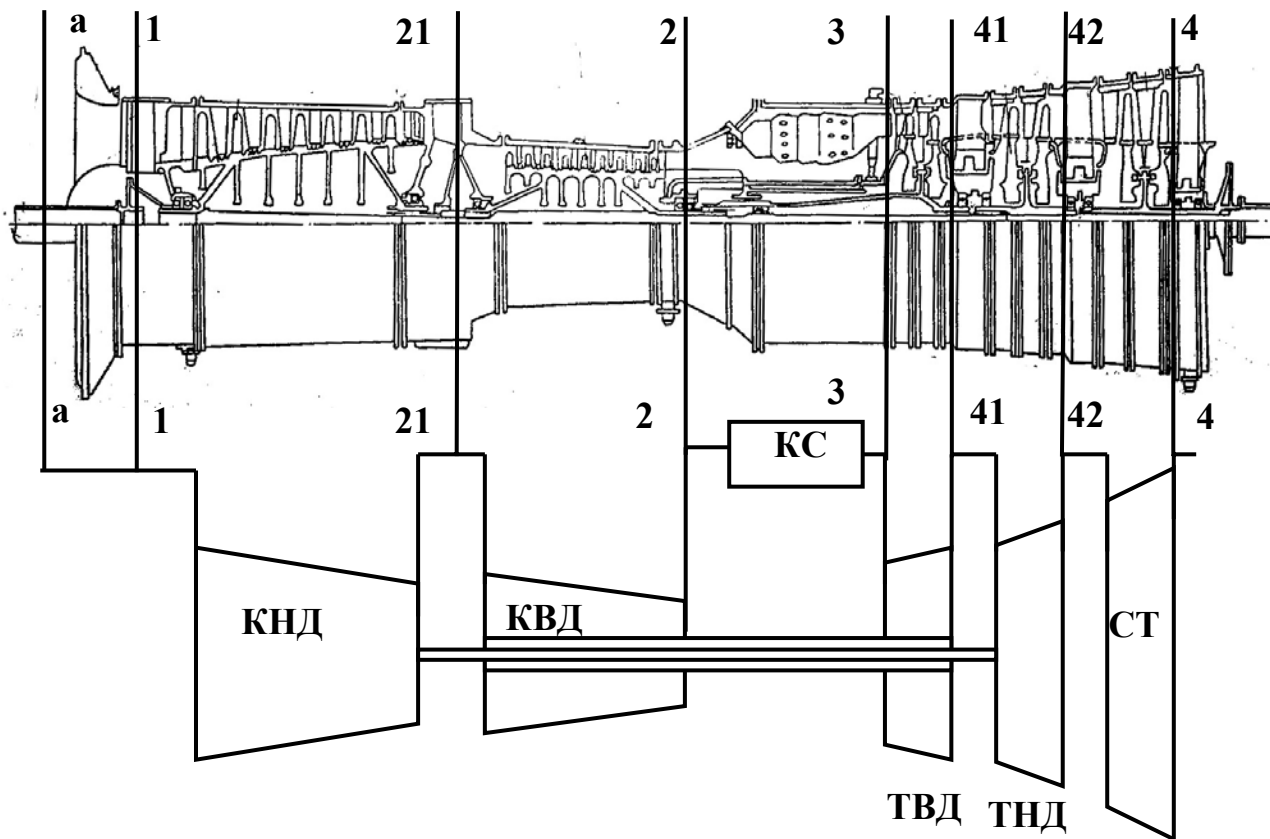


Рис.2 Схема контрольных сечений трехвального ГТД.

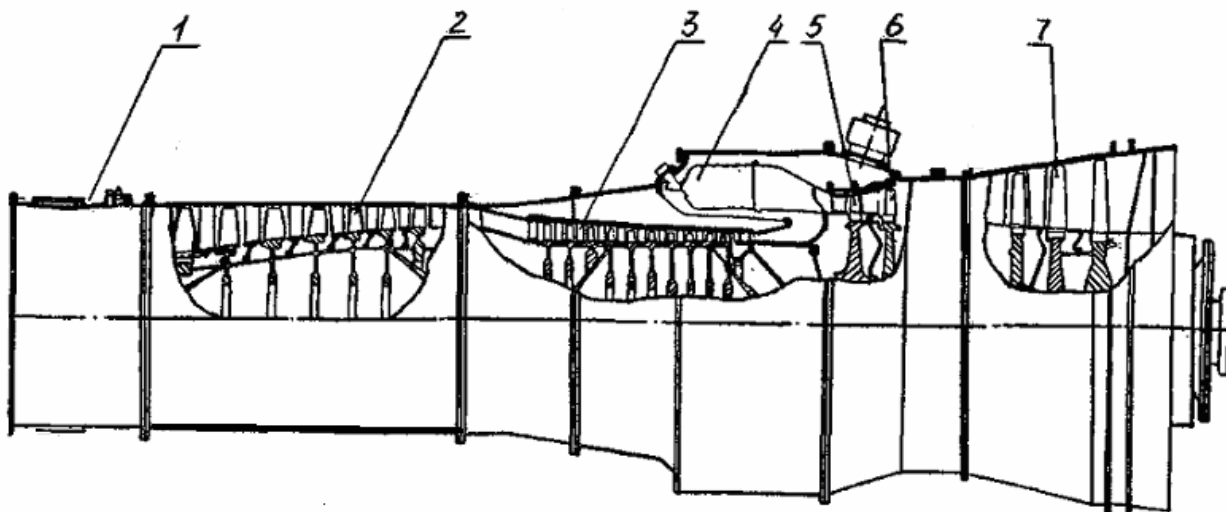


Рис.3. Конструктивная схема двигателя ДГ-90.

1 – входное устройство; 2 – компрессор низкого давления; 3 – компрессор высокого давления; 4- камера сгорания; 5 – турбина высокого давления; 6 – турбина низкого давления; 7 – турбина нагнетателя.

Измеряемые и расчетные параметры ГТД

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность при измерении	Размерность в СИ
1.	Частота вращения КВД	$n_{\text{КВД}}$	об/мин	Гц
2.	Частота вращения КНД	$n_{\text{КНД}}$	об/мин	Гц
3.	Частота вращения СТ	$n_{\text{СТ}}$	об/мин	Гц
4.	Объёмный расход топлива	Q_{T}	м ³ /ч	м ³ /с
5.	Массовый расход топлива	G_{T}	кг/ч	кг/с
6.	КПД ГТД	$\eta_{\text{ГТД}}$	%	-
7.	Мощность ГТД	$N_{\text{ГТД}}$	кВт	кВт
8.	Мощность генератора	$N_{\text{ген}}$	кВт	кВт
9.	Температура топливного газа	$T_{\text{TГ}}$	°С	К
10.	Теплотворная способность топливного газа	Q_{H}^{P}	ккал/м ³	кДж/кг
11.	Абсолютная плотность топливного газа	$\rho_{\text{абс.}}$	кг/м ³	кг/м ³
Сечение а-а				
12.	Атмосферное давление	P_{a}	мм.рт.ст.	Па
13.	Температура воздуха	T_{a}	°С	К
Сечение 1-1				
14.	Статическое давление воздуха	P_1	мм.вод.ст.	Па
15.	Полное давление воздуха	$P_{1\text{полн}}^*$	мм.вод.ст.	Па
Сечение 21-21				
16.	Давление воздуха за КНД	P_{21}^*	МПа	Па
17.	Температура воздуха за КНД	T_{21}^*	°С	К
Сечение 2-2				
18.	Давление воздуха за КВД	P_2^*	МПа	Па
19.	Температура воздуха за КВД	T_2^*	°С	К
Сечение 3-3				
20.	Давление газов за КС	P_3^*	МПа	Па
21.	Температура газов за КС	T_3^*	°С	К
Сечение 41-41				
22.	Давление газов за ТВД	P_{41}^*	МПа	Па
23.	Температура газов за ТВД	T_{41}^*	°С	К
Сечение 42-42				
24.	Давление газов за ТНД	P_{42}^*	МПа	Па
25.	Температура газов за ТНД	T_{42}^*	°С	К
Сечение 4-4				
26.	Давление газов за СТ	P_4^*	МПа	Па
27.	Температура газов за СТ	T_4^*	°С	К

В подразделе 4.2 приведены результаты расчетно-экспериментального анализа термогазодинамических параметров двигателя ДР59Л на номинальном режиме. Результаты расчета по разработанной в подразделе 2.4 диагностиче-

ской модели представлены в табл. 2. Установлено удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных значений эффективной мощности ГТД.

Таблица 2

Расчетные параметры двигателя ДР59Л на различных режимах

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Режим работы ГТД (1,0N – режим номинальной мощности)				
			0,5N	0,75N	0,8N	0,9N	1,0N
Расход воздуха	$G_{впр}$	кг/с	69,7	78,1	79,3	82,1	84,9
Расход топливного газа	$G_{тгпр}$	кг/с	0,4803	0,5894	0,6103	0,6511	0,6947
Мощность ГТД по варианту 1	N_e	кВт	5006	7049	7546	8412	9434
КПД ГТД по варианту 1	η_e	д.ед.	0,210	0,241	0,249	0,260	0,273
Мощность осевого компрессора	N_K	кВт	16557	20126	20985	22033	23295
Температура продуктов сгорания за КС	T_3^*	К	818	866	879	893	912
Мощность ГТД по варианту 2	N_e	кВт	5069	7096	7574	8438	9445
КПД ГТД по варианту 2	η_e	д.ед.	0,213	0,242	0,250	0,261	0,274
Мощность ГТД определенная экспериментально с помощью электрогенератора	N_e	кВт	4782	7113	7548	8514	9447

Ниже представлены расчетно-экспериментальные данные, приведенные к +25 °С на входе в двигатель, распределения температур по газоздушному тракту в зависимости от режима работы ГТД ДР59Л (рис. 4), распределения мощности на валах ГТД (рис.5), а также экспериментальные данные по разряжению на входе в двигатель(рис.6), статическому давлению за осевым компрес-

сором высокого давления (рис.7) и удельному расходу топливного газа (рис.8) в зависимости от режима работы двигателя.

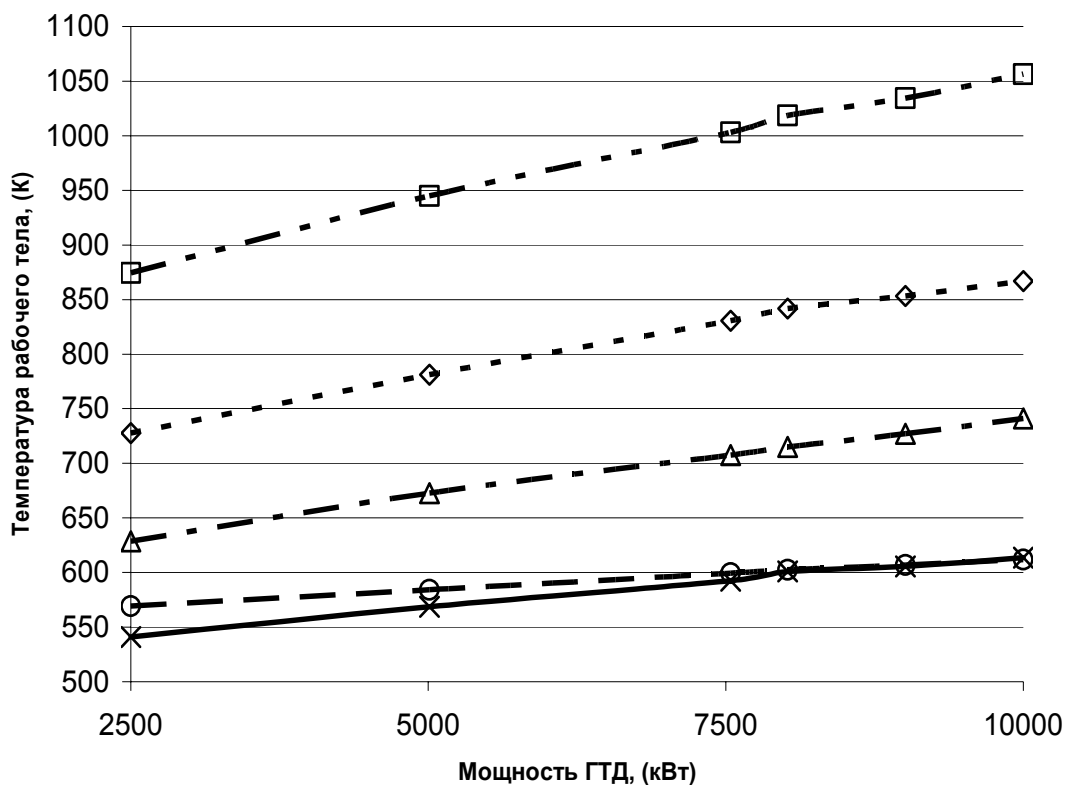


Рис.4. Изменение температуры за КВД(—), камерой сгорания(---), ТВД(.....), ТНД(-·-·-), СТ(----) в зависимости от режима работы ГТД.

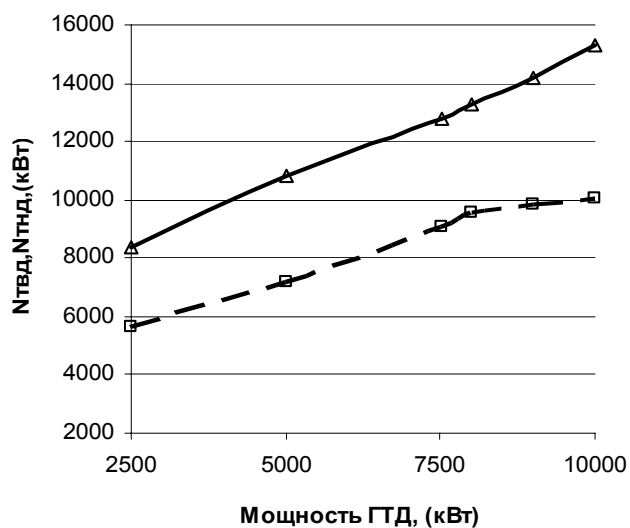


Рис.5 Изменение мощности ТВД(—) и ТНД(---) в зависимости от режима работы ГТД.

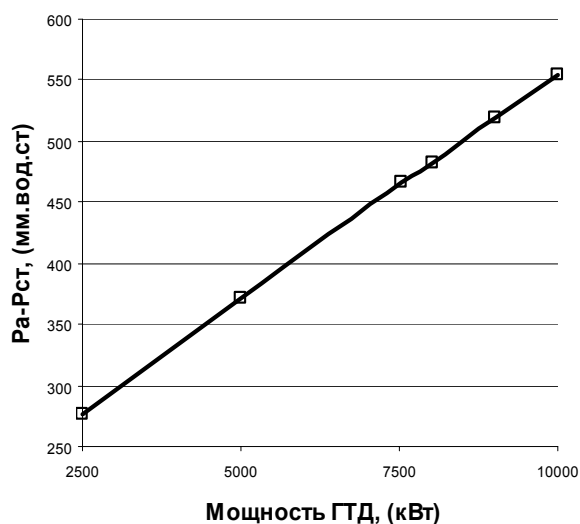


Рис.6. Изменение разряжения по каналу статического давления трубки Пито-Прандтля в зависимости от режима работы ГТД.

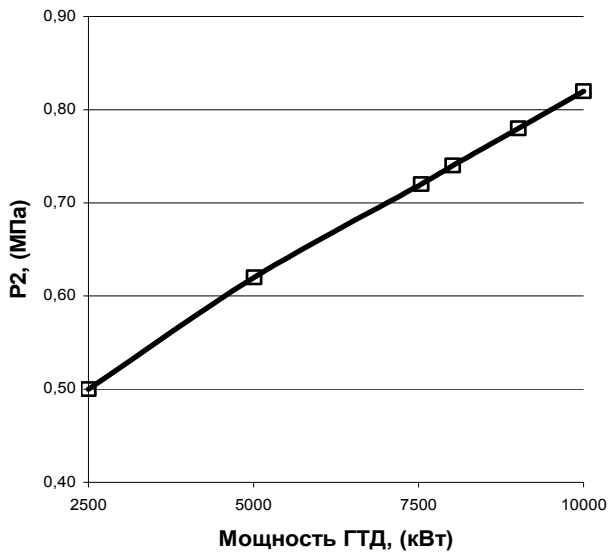


Рис.7. Изменение статического давления воздуха за КВД в зависимости от режима работы ГТД.

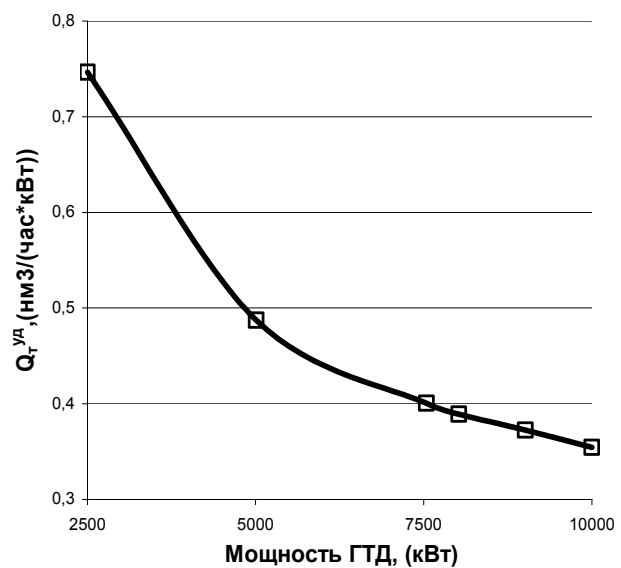


Рис.8. Удельный измеренный расход топливного газа в зависимости от режима работы ГТД.

Линии на рис.4,5,6,7,8 соединяют экспериментальные и расчетные значения параметров. Из рис.4 следует плавное возрастание расчетных (T_{3}^{*} , T_{42}^{*}) и измеренных (T_{2}^{*} , T_{41}^{*} , T_{4}^{*}) температур в контрольных сечениях с увеличением мощности. Минимальный удельный расхода топлива достигается при мощности $Ne \approx 1,2Ne_0$.

В подразделе 4.3 приведены исходные данные для расчетного анализа процесса расширения в ТВД ГТД ДГ90, представлен детальный расчет ТПП рабочего тела в реальном политропическом процессе расширения в турбине. В результате расчетов было установлено осредненное значение идентификационного коэффициента $Kp=0,89$, а снижение политропического КПД охлаждаемой турбины из-за дополнительных гидродинамических потерь составляет $\approx 0.015-0.02$. Эти коэффициенты могут уточняться по мере накопления экспериментальных данных. Результаты расчета мощности ТВД по представленной модели и мощности найденной по результатам экспериментального определения мощности двигателя с использованием балансовых уравнений отличаются не более чем на 0,3 %.

В подразделе 4.4 выполнен расчетный анализ мощности и КПД ГТД с учетом тепловой и механической инерции по «интегральной» методике, результаты расчета сопоставлены с экспериментальными данными (рис.9, рис.10).

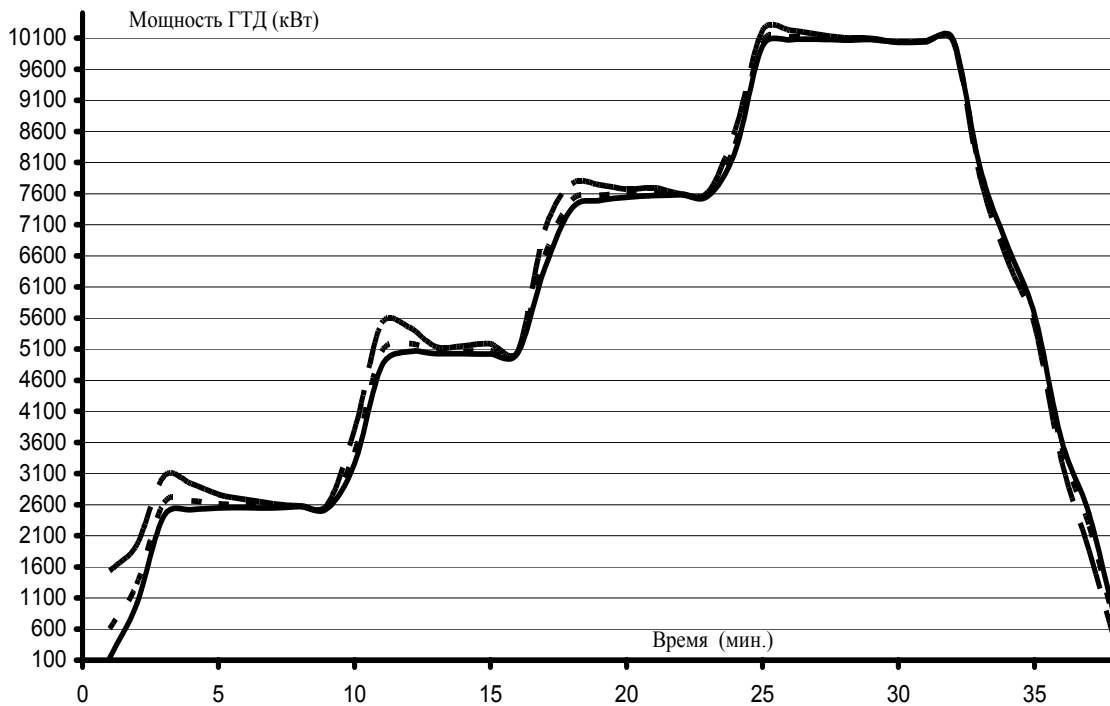


Рис.9. Сопоставление расчетной и измеренной мощности ГТД. Приведенная мощность ГТД рассчитанная по ТПП без учета нестационарности (---), Приведенная мощность ГТД рассчитанная по ТПП с учетом нестационарности (....), приведенная мощность ГТД (САУ) найденная по мощности генератора(—).

Продолжение роста КПД после выхода на стационарный режим, полученного экспериментальным путем (рис. 10) подтверждает наличие тепловой инерции выявленной по «интегральной» методике (рис.9). Забросы расчетной мощности (рис. 9) при смене режима работы ГТД свидетельствует о влиянии механической инерции.

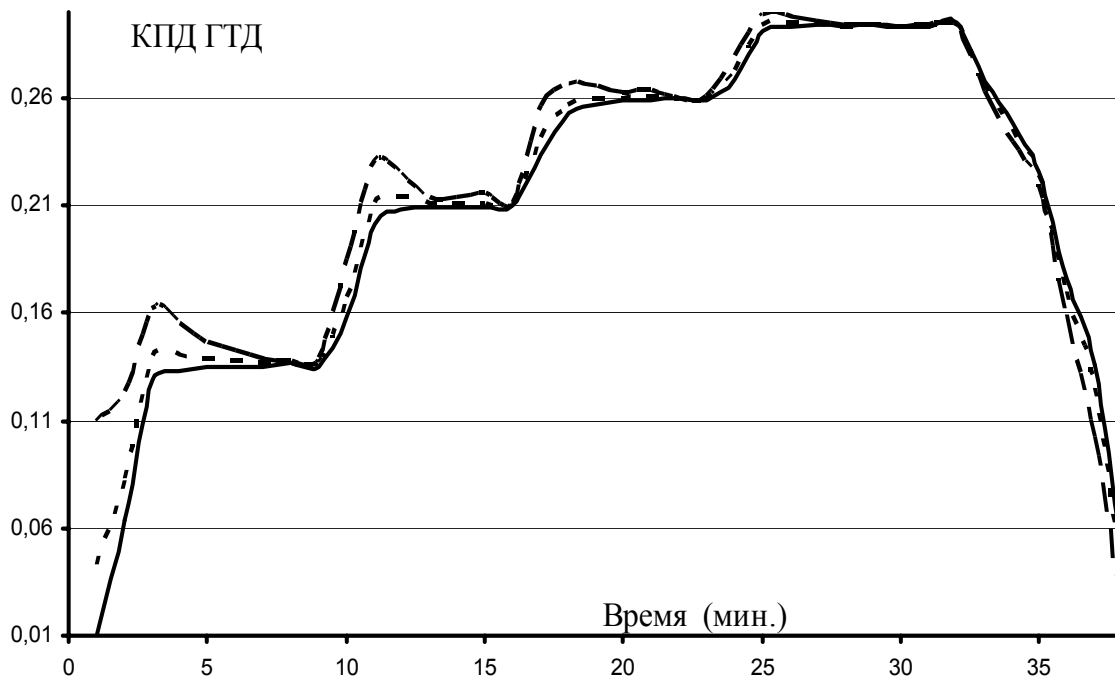


Рис.10. Сопоставление расчетных КПД двигателя (без учета нестационарности переходных режимов (---),с учетом нестационарности переходных режимов(....) и экспериментально полученного КПД (—)).

В подразделе 4.5 приведен пример использования разработанного метода термогазодинамической диагностики трехвальных приводных газотурбинных двигателей ДГ90 в условиях Вынгапуровской компрессорной станции, проведенных при участии автора.

Для достижения необходимой точности расчета были произведены дополнительные измерения расхода воздуха через входное устройство G_v и температуры продуктов сгорания за турбиной нагнетателя T_4^* .

Исследуемыми объектами являлись: ГТД ДГ90 прошедшие капитальный ремонт на предприятии ОАО «Газтурбосервис» и на предприятии НПКГ «Зоря-Машпроект», имеющими общую наработку с начала эксплуатации ≈ 5000 часов. Измерения параметров производились на номинальном режиме загрузки, задаваемыми по формулярной зависимости оборотов КВД от температуры на входе в двигатель.

Мощности двигателей определенные по вариантам «интегральной» и «частичной дифференциальной» (применительно к силовой турбине) методике термогазодинамической диагностики отличались не более чем на 100 кВт для каждого двигателя и составили ≈ 15 МВт. Погрешность определения мощности ГТД с учетом штатных средств измерения составила $\approx 2,5\%$ по предложенной методике, что существенно ниже чем погрешность определения мощности по измерению расхода газа через ЦБН с помощью переносного ультразвукового расходомера или работу сжатия.

Коэффициент технического состояния ГТД по мощности составил $K_N \approx 0,93$. Снижение технического состояния связано с загрязнением осевого компрессора за эксплуатационный период. Коэффициент технического состояния по степени сжатия $K_{\pi_k} \approx 0,89$.

Таким образом разработанный метод термогазодинамической диагностики ГТД, первоначально обоснованный при приемо-сдаточных испытаниях на испытательном стенде «Газтурбосервис» был успешно применен при теплотехнических испытаниях в реальных условиях эксплуатации на компрессорной станции.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан и обоснован, путем сопоставления с результатами натурных приемо-сдаточных испытаний, метод термогазодинамической диагностики трехвальных приводных газотурбинных двигателей, основанный на сочетании «дифференциальной» поузловой и «интегральной» по двигателю диагностических моделей.

2. Усовершенствована система измерений термогазодинамических параметров двигателя при приемосдаточных испытаниях двигателей, после капитального и аварийно-восстановительного ремонта, а также двигателей снятых с эксплуатации по гарантийным обязательствам, что позволило повысить полноту и достоверность «дифференциальной» диагностики.

3. Предложена методика диагностики двигателя с охлаждаемыми лопатками, учитывающая термодинамические особенности процесса расширения газа в турбине с конвективным охлаждением и выпуском охлаждающего воздуха в проточную часть.

4. Установлено, что имеющиеся отклонение расчетной мощности двигателя от экспериментальных значений на переходных режимах связано с влиянием инерции роторов и тепловой инерцией; разработан и экспериментально обоснован алгоритм расчета мощности и КПД двигателя с учетом нестационарности переходных процессов.

5. Показана эффективность разработанного метода термогазодинамической диагностики параметров трехвального двигателя, включающего «дифференциальную» поузловую и «интегральную» модели при приемосдаточных испытаниях на заводском стенде, контрольных испытаниях при вводе двигателя в эксплуатацию и мониторинге технического состояния двигателя в период эксплуатации двигателей на компрессорной станции магистральных газопроводов.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Белов М.С., Шабаров А.Б. Термогазодинамическая диагностика газотурбинных двигателей компрессорных станций. // Вестник Тюменского государственного университета, раздел физика, 2008, Вып. 6, С. 49-55 –журнал перечня ВАК.

2. Белов М.С., Шабаров А.Б. Разработка и внедрение системы диагностики мощности и эффективности двигателя в условиях приемо-сдаточных испытаний. // Сборник статей. - Тюмень: Издательство Тюменского государственного университета, 2007, С. 93-103.

3. Белов М.С., Шабаров А.Б. Термогазодинамическая диагностика газотурбинных двигателей компрессорных станций. // Тезисы докладов XIII всероссийской научно-технической конференции «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели». – М.: Печатный салон «СПРИНТ», 2008, С. 151-152

4. Белов М.С. Экспериментальное исследование термогазодинамических параметров газотурбинных двигателей. // (Научное издание) – Тюмень: ООО «Сити-пресс», 2010. - 40 с.

5. Белов М.С., Шабаров А.Б. Расчетно-теоретическое исследование термогазодинамических параметров. // (Научное издание) – Тюмень: ООО «Сити-пресс», 2010. - 40 с.

6. Белов М.С., Шабаров А.Б. Параметрическая диагностика газотурбинных двигателей. // (Научное издание) – Тюмень: ТГНГУ, 2010. - 40 с.

Отпечатано в типографии «Инвест-Д»
Тел.: 8-919-947-41-06
Заказ №01001 – от 25.11.2010
Формат 60x84 1/16 Усл. Печ. Л.1.
Бумага 80г. Печать цифровой офсет. Тираж 100 экз.
г.Тюмень, Республики, 211

