Виноградов С.М., Гаранин И.В., Кульчихин В.Г. Леонтьев М.К., Потапова О.Ю., Шабаев ВМ

СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПРИВОДОВ ГПА В УСЛОВИЯХ РЕМОНТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

СОДЕРЖАНИЕ

1. ВВЕДЕНИЕ
2. СТЕНДОВЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ПРИВОДОВ ГПА
2.1. Общие характеристики 15 2.2. Система автоматического управления испытательным стендом (САУ ИС) 17 2.3. Система вибрационного контроля и диагностики 26 2.4. Система параметрического контроля и диагностики 32
3. ПРОВЕДЕНИЕ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ДР59Л И ДЖ59Л35
 3.1. ПРОГРАММА ИСПЫТАНИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ДР59Л И ДЖ59Л ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ ВИБРАЦИОННОГО И ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ПАСПОРТОВ
4. МЕТОДЫ И АЛГОРИТМЫ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ НА СТАПИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ
4.1. Общие положения
5.1. Введение
6. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ
6.1. Общие положения

6.3.2.	Модели САУ 10	6
6.3.3.	Модель "Термогазодинамика-СТЕНД"10	8
6.3.4.	Модели расчета расхода воздуха11	3
6.3.5. ДР59Л	Результаты испытаний модели «Термогазодинамика - СТЕНД» для двигател 115	я
6.3.6.	Уточнение математической модели "Термогазодинамика - СТЕНД" 12	5
6.3.7.	Погрешности измерений и расчетных параметров	8
6.3.8. эффект	Сравнение результатов расчета параметров термогазодинамическо ивности	й 9
<i>6.3.9</i> .	Диагностические признаки технического состояния приводов ГПА	4
7. МОДЕ Ј	ІЬ "ТЕРМОГАЗОДИНАМИКА - КС"13	7
7.1. ME	ТОД МАЛЫХ ОТКЛОНЕНИЙ13	7
7.2. Ал	ГОРИТМ РАСЧЕТА МАТРИЦЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВЗАИМНОГО ВЛИЯНИЯ ПР	И
ОПРЕДЕЛЕН	НОМ НАБОРЕ ИЗМЕРЯЕМЫХ И РАССЧИТЫВАЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ 14	8
7.3. Про	ОВЕРКА АЛГОРИТМА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАТРИЦІ	Ы
КОЭФФИЦИ	иентов влияния	1
ЗАКЛЮЧЕ	НИЕ15	7
список и	СПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ 15	8

1. ВВЕДЕНИЕ

Одним из заключительных этапов в производстве газотурбинных установок (ГТУ) на серийных заводах или их восстановления на ремонтных предприятиях является этап проведения контрольных и приемо-сдаточных испытаний.

На этапе контрольных испытаний проводятся измерения основных параметров, отражающих состояние двигателя, их оценка и соответствие заданным значениям. После них принимается решение о передаче двигателя заказчику. На следующем этапе по определенной программе в присутствии представителей заказчика проводятся приемо-сдаточные испытания для подтверждения результатов контрольных. По результатам этих испытаний проводится приемка двигателя заказчиком.

В совместном российско-украинском предприятии ОАО "Газтурбосервис" на протяжении нескольких последних лет велись интенсивные работы по созданию и использованию испытательного стенда для проведения контрольных и приемо-сдаточных испытаний отремонтированных двигателей ДР59Л и ДЖ59, использующихся для приводов газоперекачивающих агрегатов (ГПА). Начаты работы по созданию второго стенда для проведения испытаний двигателя ДГ90.

Работающий стенд оснащен современной системой автоматического управления (САУ), системами вибрационного и параметрического контроля и диагностики. Создан отдел обеспечивающий контроля и диагностики, эксплуатацию стенда и проведение испытаний, развитие систем стенда и его оборудования, подготовку программ испытаний, обработку получаемых автоматизированных вибрационного развитие систем результатов, И параметрического контроля и т.д. Работой этого отдела обеспечиваются не только нужды предприятия, но и создается будущий задел для использования полученных результатов и разработок эксплуатирующими организациями.

Большие возможности испытательного стенда и его систем, накопленные за время эксплуатации стенда результаты, позволили **разработать и развить новую стратегию проведения стендовых испытаний приводов ГПА**. В основе этой стратегии можно выделить следующие основные положения:

- на базе систем стенда проведение углубленного анализа технического состояния восстановленных двигателей, их узлов и деталей для выявления дефектных или критических к эксплуатации узлов и деталей;
- выявление "слабых" мест в технологических и производственных процессах цехов предприятий с целью повышения качества и стабильности производства;
- сопровождение восстановленных двигателей индивидуальными техническими данными для использования на компрессорных станциях при эксплуатации по техническому состоянию;
- развитие методов и средств технической диагностики для контроля, диагностики и прогнозирования технического состояния двигателей, как в условиях предприятия, так и в условиях эксплуатирующих организаций;
- преемственность методов и средств ведения контроля и диагностики, использующихся на испытательных стендах и компрессорных станциях;
- использование стендов для обеспечения предприятия дешевой электроэнергией.

Реализация вышеперечисленных положений в рамках разрабатываемой стратегии предполагает необходимость оснащения стендов ремонтных предприятий развитыми системами контроля и технической диагностики, к

которым в первую очередь надо отнести систему автоматического управления (САУ), а также стационарные системы вибрационной и параметрической диагностики.

САУ предоставляет возможность полного управления работой двигателя в установленными процессе испытаний В соответствии С программами приемо-сдаточных испытаний, оперативного контрольных И контроля параметров и своевременного принятия решения в случае незапланированных ситуаций.

Сегодня многие САУ, используемые в качестве систем агрегатной автоматики компрессорных станций морально устарели и не отвечают современным требованиям. Они имеют низкую надежность, ограниченные возможности, не позволяют решать перспективные задачи в части эксплуатации ГПА по техническому состоянию. К современным и перспективным САУ предъявляется большое количество разнообразных требований, в том числе, по функциональным возможностям [34], [47]. Помимо контроля и управления они должны обеспечивать регулирование различных систем двигателя, отражать его текущее состояние, хранить эту информацию в архивах по времени, решать вопросы самодиагностики, взаимодействовать co диагностическими комплексами, отличаться гибкостью к стационарными развитию, обладать достаточным "интеллектом", и не требовать от персонала высокой квалификации для взаимодействия. Стендовые САУ и САУ для КС, несмотря на различные цели, которые достигаются при их применении, сегодня становятся близкими по используемой первичной аппаратуре, элементной базе для обработки сигналов с датчиков, архитектуре аппаратного и программного обеспечения, интерфейсами и т.д.

Необходимо отметить также стремление разработчиков САУ развивать диагностические возможности таких систем, в частности, наделять САУ возможностями систем вибрационной и параметрической диагностики механического оборудования, которые сегодня, как правило, существуют независимо от САУ [22, 26].

Применение стационарных систем вибрационной и параметрической диагностики может дать своевременную и правильную информацию о газотурбинных двигателей состоянии с целью принятия техническом соответствующих решений. В условиях предприятия – для оценки качества проведенного ремонта, выявления и диагностики возможных дефектов сборки, принятия решения о передаче двигателя заказчику, выявления нарушений в технологическом процессе восстановления двигателя и т.д. В условиях КС для оценки технического состояния, принятия решения о снятии двигателя с целью его ремонта, проведения внеочередных регламентных работ, возможности продолжения эксплуатации или продления ресурса и т.д.

Сегодня эти постулаты практически ни у кого не вызывают сомнения, однако создание и применение стационарных систем вибрационной и в России по существу находится только в параметрической диагностики начальной стадии. Лишь немногие стенды (в основном авиационных двигателестроительных предприятий) оснащены современными системами контроля вибраций. При этом диагностическая часть этих систем (вибрационная диагностика), как правило, развита явно недостаточно. Вопросы контроля термогазодинамических параметров в основном обеспечиваются стендовыми САУ, специализированные же системы параметрической диагностики, если и существуют в стендовом варианте, то решают достаточно узкие задачи предприятия-разработчика или производителя. Комплексные системы вибрационной и параметрической диагностики в стендовых условиях сегодня просто не существуют, хотя предпосылки для их появления давно назрели.

Сегодня большое распространение получили системы вибрационного контроля, в состав которых входят приборы для ручного контроля вибраций (портативные приборы) [1], [4]. Относительная дешевизна (по сравнению со

стационарными системами), возможность передачи собранной информации для углубленного анализа в соответствующие программы - анализаторы записанных сигналов, возможность накопления информации для последующего трендового анализа и диагностики делает их достаточно популярными. Вместе с тем, несомненно, и то, что эти системы не обеспечивают полноценного мониторинга технического состояния двигателей [13], [14], [20], [24]. В первую очередь это отсутствием стационарных вибрационных преобразователей, связано С возможными отличиями в режимах работы двигателя, на которых проводятся значительными промежутками времени между контрольными замеры, измерениями (до месяца и более) и т.д. К тому же затраты инженернотехнических центров (РИТЦ) на проведение выездного контроля достаточно высоки [4].

Постоянный мониторинг технического состояния газотурбинных установок на базе стационарных систем вибрационной диагностики, как признается во всем мире, намного эффективнее "ручного" контроля, хотя сами системы значительно дороже [37], [60].

Исследованиями ряда крупных И наиболее "продвинутых" В технологическом отношении иностранных компаний показано, что каждый доллар, потраченный на создание диагностических комплексов, экономит компании от 7 до 35 долларов. Это реальные деньги, которые могут быть потрачены на дополнительную продукцию, оплату труда, развитие производства. Кроме того, помимо экономии денег, более эффективно оборудование и персонал. Оборудование служит дольше, используется а вторые и третьи смены вместе с воскресными авралами для ремонта и обслуживания оборудования становятся просто ненужными.

Незапланированный, срочный останов турбоагрегата вследствие неисправности приводит к потере больших финансовых средств, а также опасен для работающего на станции персонала. Стоимость временного останова одного турбоагрегата для проведения технического осмотра и инспекции состояния обычно превышает \$ 100.000, хотя эту информацию можно получить и без вывода агрегата из магистрали. Возврат средств, затраченных на приобретение системы, обычно происходит при первом предотвращении неисправности. Предотвращение только одного незапланированного простоя может в два и более раз окупить вложения в диагностический комплекс для эксплуатации турбоагрегата по техническому состоянию (по данным фирмы Bently Nevada, USA).

По оценкам фирмы Bruel&Kjaer (Denmark) эксплуатация турбоагрегатов на газоперекачивающих станциях без использования диагностических комплексов, позволяющих непрерывно оценивать техническое состояние агрегатов, постоянно приводит к большим потерям денег и продукции. Плановые по времени капитальные ремонты оцениваются в суммы до \$100.000 затрат, чтобы только демонтировать, доставить к месту ремонта И проинспектировать газотурбинный двигатель (ГТД), когда это совсем не нужно. Возврат же затраченных средств на внедрение средств для эксплуатации ГТД по техническому состоянию происходит при предотвращении уже первой аварийной ситуации [60].

Фундаментальной работой в развитии методов вибрационной диагностики газотурбинных двигателей явилась работа Карасева В.А., Максимова И.П., Сидоренко М.К. [25] (1978). Методы, развитые авторами для авиационных ГТД, сегодня интенсивно используются и в диагностике механического оборудования для транспортировки газа, для различного рода энергоустановок и т.д. [18], [32], [48], [49], [52].

Среди зарубежных исследователей необходимо выделить Стюарта [59] (1976), описавшего количественные способы распознавания дефектов из вибрационных характеристик, Смита [58] (1980), предложившего способы использования полученных сигналов для целей диагностики, и ряда других [53],

[54], [55], [56]. Среди российских ученых необходимо выделить работы Балицкого [5], Биргера [10], Сидоренко [36], Сиротина [37] и др.

Одними из первых реальные шаги в России в развитии и использовании стационарных систем виброконтроля и диагностики сделали предприятия ВНИИГАЗ (система "АНТЕС-КАСКАД" [35]) и ИТЦ "Оргтехдиагностика" (системы АСД-З6СТ, "СДКО", "СВИД" [23], [24], [21]).

Система "АНТЕС-КАСКАД" в ее различных исполнениях обеспечивает функции сигнализации, защиты и промышленного мониторинга ГПА. Интенсивная эксплуатация системы на объектах ОАО "Севергазпром" показало ее надежность и достаточно высокую эффективность. До 82% дефектов, выявленных в процессе диагностики системой были затем подтверждены после вскрытия ГПА при выводе их в ремонт [17].

Автоматизированная система виброзащиты И диагностики газоперекачивающих агрегатов "СДКО" существует как в в стационарном, так и переносном исполнении. Универсальность конструкции и программных средств обеспечили ee востребованность V 000 "Сургутгазпром", "Ямбурггаздобыча", "Тюменьтрансгаз", "Волготрансгаз".

Системы параметрической диагностики, по сути, расширяют возможности САУ и дают возможность оценивать эффективность как ГТУ в целом, так и отдельных функциональных узлов – компрессоров, камер сгорания, турбин. Мониторинг параметров, на базе которых можно определять мощностные характеристики ГТУ, коэффициенты технического состояния, сегодня является важнейшим направлением в развитии диагностических комплексов [12], [39] Отличительной особенностью существующих и разрабатываемых систем параметрической диагностики является использование минимального набора измеряемых параметров и унификация методов для любых типов газотурбинных ГПА. В основе разработок, как правило, лежит известный метод оценки термодинамических параметров – метод малых отклонений [46], адаптированный к конкретным типам ГПА, и требующий наличия эталонных характеристик для каждого двигателя. Последнее требует участия предприятий-изготовителей или ремонтных предприятий при подготовке таких характеристик при стендовых испытаниях.

Результаты опытной эксплуатации систем вибрационной и параметрической диагностики позволяют сделать выводы об их высокой эффективности. Однако внедрение этих и подобных систем в общем числе КС незначительно. Помимо высокой стоимости существуют и другие причины такого положения. В частности, слабое развитие диагностической части систем вибрационного или параметрического контроля и диагностики, вследствие чего присутствует определенный скептицизм у эксплуатирующих организаций, приводящий к позиции выжидания.

Решение проблемы во многом зависит от уровня взаимодействия предприятий–производителей двигателей с эксплуатирующими организациями, наличия сопровождения двигателя в эксплуатации, а также участия предприятий в создании систем технической диагностики для использования на КС.

Сегодняшняя ситуация может быть охарактеризована следующим образом:

- взаимодействие предприятий-изготовителей, ремонтных и эксплуатирующих предприятий, как правило, отсутствует, либо представлено незначительно;
- заводы-производители и ремонтные предприятия практически не занимаются вопросами создания систем эксплуатации по техническому состоянию для ГПА, выпущенных 10...20 лет назад и находящихся в эксплуатации, задача решается силами региональных центров;

- вибрационной вложение средств В создание систем И параметрической диагностики только вновь ведется ДЛЯ создаваемых газотурбинных установок, крайне при этом незначительно:
- конструкции новых ГПА (в частности, газотурбинных приводов) недостаточно проработаны с позиций применения стационарных систем эксплуатации по техническому состоянию (отсутствуют датчики перемещений на опорах роторов, фазовые отметчики, датчики температуры на корпусах подшипников, замеры давлений и т.д.);
- у региональных инженерно-технических центров по эксплуатации компрессорного оборудования (РИТЦ) недостаточно людей и средств для квалифицированного решения проблем на местах;
- существующие специализированные диагностические центры на базе предприятий-производителей, позволяющие быстро решать возникающие в эксплуатации проблемы, работают в основном на собственные нужды;
- налицо монополизация отдельными научно-производственными организациями ОАО "Газпром" сферы разработок систем эксплуатации механического оборудования КС по техническому состоянию.

В противовес сказанному - становится совершенно ясным, что сопровождение двигателей в эксплуатации должно осуществляться не только соответствующими РИТЦ "Трансгазов", но и предприятиями, поставившими двигатель. Опыт работы ОАО "Газтурбосервис" показывает, что в слово "сопровождение" для ремонтного предприятия или предприятия-производителя приобретает совершенно новый смысл. К сопровождению может относиться:

- подготовка для каждого восстановленного двигателя его вибрационного паспорта и индивидуальных критериев оценки технического состояния;
- подготовка восстановленного ДЛЯ каждого двигателя его параметрического вместе соответствующими паспорта С параметрическими моделями оценки параметров ДЛЯ эффективности в процессе эксплуатации на КС;
- развитие на базе результатов стендовых испытаний методов вибрационной и параметрической диагностики, алгоритмов, программ и аппаратного обеспечения, как собственно для нужд предприятия, так и для эксплуатирующей организации – КС;
- адаптация стендовых систем вибрационной и параметрической диагностики к условиям конкретной эксплуатирующей организации;
- развитие методов и средств "удаленной диагностики" двигателей, для оперативной помощи эксплуатирующей организации и конкретным КС в принятии решений;
- проведение испытаний двигателей досрочно снятых из эксплуатации и определение причин неисправностей;
- совместно с эксплуатирующей организацией совершенствование методов обслуживания и проведения регламентных работ;
- помощь в принятии решения о выводе в ремонт или продлении ресурса, по результатам длительного мониторинга;

Понятно, что для решения таких задач предприятие должно иметь соответствующую стендовую базу. Стенды должны быть оснащены системами автоматического управления (САУ), развитыми измерительными средствами, системами вибрационного и параметрического контроля, диагностики, базой данных с характеристиками восстановленных двигателей т.д.

Несомненно, что обязательным условием для выполнения всего комплекса указанных работ является необходимость наличия в испытательном цехе предприятия отдела диагностики с высококвалифицированными специалистами.

2. СТЕНДОВЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ПРИВОДОВ ГПА

2.1. Общие характеристики

Среди основных систем стенда, контролирующих состояние испытуемого двигателя можно выделить следующие:

- система автоматического управления испытательного стенда (САУ ИС);
- система вибрационного контроля и диагностики;
- система параметрического контроля и диагностики.

В настоящее время в практике большинства предприятий, ведущих эксплуатацию оборудования по техническому состоянию, практически во всех отраслях промышленности, используются многоуровневые системы обработки данных. Отдельные представления и опыт такой обработки отражены в соответствующих стандартах, рекомендациях и руководствах по эксплуатации [13], [31], [34], [41].

В архитектуре стендовых систем ОАО "Газтурбосервис", работающих как для проведения контрольных и приемо-сдаточных испытаний, так и на сопровождение двигателей в эксплуатации, также можно выделить следующие шесть основных уровней получения и обработки данных:

- уровень, на котором производится сбор сигналов с датчиков, контролирующих работу двигателя, усиление, фильтрация, передача аналоговых сигналов на расстояние, преобразование сигнала в цифровое представление - данные;
- уровень первичной обработки данных в реальном масштабе времени, на котором проводится выборка полученных сигналов во временной области, их запись в базу данных (БД), сжатие и архивация данных, преобразование временного сигнала в частотный

диапазон. Данные могут быть получены из математических моделей;

- уровень мониторинга технического состояния путем сравнения полученных значений параметров процессов, протекающих в двигателе с ожидаемыми величинами или их предельными значениями, определяющими допустимые или аварийные значения параметров. Полученные оценки могут использоваться для определения технического состояния в оперативном режиме;
- уровень, на котором используются специальные алгоритмы диагностики, с помощью которых определяется реальное техническое состояние тех или иных деталей, узлов или двигателя в целом с указанием и ранжированием конкретного признака, параметрический формируются вибрационный И паспорта двигателя. На этом же уровне проводится оценка совершенства технологических процессов ремонта и восстановления двигателя;
- уровень, на котором делается прогноз технического состояния двигателя, отдельных узлов и деталей. На этом уровне может быть получена оценка о том, как будет развиваться дефект, сделан прогноз остаточного ресурса оборудования;
- интерфейсный уровень, предоставляющий возможность инженеру-оператору визуализировать информацию всех типов, со всех уровней, запротоколировать ее, получить ответ на вопрос, почему системы стенда поставили такой диагноз или сделали прогноз.

Каждый уровень неразрывно связан с предыдущими уровнями обработки данных. Более высокие уровни используют информацию нижних уровней. Например, спектральные характеристики вибрационных сигналов используются для оперативной оценки текущего состояния на уровне мониторинга, параметры, определяющие эффективность процессов в двигателе используются для диагностики состояния в трендовом анализе. Текущее состояние двигателя используется для прогнозирования возможного развития дефектов и т.д.

Системы стенда обмениваются между собой данными. Так, системы параметрического контроля и диагностики получает данные из САУ. САУ получает дополнительные данные из системы вибрационного контроля и диагностики.

Приведем основные виды используемых технологий на различных уровнях обработки данных. В терминологии стандарта OSA/CBM [57] эти технологии могут быть представлены следующей матрицей технологий, табл. 2.1. Жирным текстом выделены технологии, разработанные и в настоящее время используемые при стендовых испытаниях газотурбинных двигателей ДР59Л и ДЖ59Л. Остальные технологии находятся в состоянии внедрения или требуют установки стационарных систем контроля и диагностики на КС (перспективные разработки).

Приведем краткое описание используемых на стенде систем контроля параметров и диагностики.

2.2. Система автоматического управления испытательным стендом (САУ ИС)

САУ ИС ("КВАНТ-С") - совместная разработка ОАО "Газтурбосервис" и фирмы "Вега-ГАЗ" (г. Харьков) - предназначена для автоматизации процесса проведения испытаний под нагрузкой газотурбинных двигателей ДР50Л, ДЖ50Л, ДГ90, прошедших капитальный ремонт, а также для контроля за состоянием систем РУ-10 кВ и вспомогательного оборудования испытательного стенда [41]. В качестве нагрузки при испытаниях двигателей предусматривается турбогенератор типа Т-12-2РЭ УЗ.

Таблица 2.1

		Параметрический	Вибрационный
Уровень	САУ ИС	контроль и	контроль и
		диагностика	диагностика
	Давления	Все параметры из	Акселерометры
Датчики	Температуры	САУ	Фазоотметчики
Измеряемые	Акселерометры	Атмосферные условия	Частоты вращения
параметры	Частоты вращения	Давление на входе –	роторов
	роторов	статическое, полное	Датчики
	Электрические		перемещении
	параметры		
Перрициал	Тенератора Вактор нараматров	Βαιστου πουομοτμου	Βαντοη παηαματήου
обработка	Папаметны	Расход возлуха	Бектор параметров FFT прочие метолы
00000111	эффективности	Проссельные	
	эффективности	характеристики	 .Линейная линамика
		Параметры	(моделирование)
		эффективности	Нелинейная динамика
		Статистический	(моделирование)
		анализ	Статистический
			анализ
Мониторинг	Пороговый контроль	Пороговый контроль	Пороговый контроль
Диагностика	Пороговый анализ	Трендовый анализ	Пороговый анализ
состояния		Причинный анализ -	Трендовый анализ
		наборы правил для	Причинный анализ -
		оценки состояния	наооры правил для
		Статистический анализ	оценки состояния
			опатистический
			апализ А на пиз выбега
			Нестационарный
			анализ
Прогноз		Темпы снижения	Темпы изменения
состояния		параметров	критериев состояния
		эффективности	График обслуживания
		График обслуживания	
Сопровождение		Термодинамические	Вибрационные
		модели	паспорта
		Параметрические	Алгоритмы
		паспорта Корфитери	диагностики Маралира
		коэффициенты	у даленная диагностика
		ВЛИЯНИЯ А проритми и	
		пиагностики	
		диа постики Улаленная лиагностика	
Представление	Визуализания	Визуализания.	Визуализания
продотавление	протоколирование.	протоколирование.	протоколирование.
	экспертная оценка	экспертная оценка	экспертная оценка

В состав объекта автоматизации входят, рис.2.1:

- Газотурбинный двигатель (ДР59Л, ДЖ59Л, ДГ90) с системой маслоснабжения и топливорегулирующей системой. В качестве топлива для двигателя предусматривается природный газ. Загрузка двигателя в ходе испытаний предполагается электрогенератором Т-12-2РЭУЗ.
- 2. Электростартер.
- 3. Редуктор.
- Генератор Т-12-2РЭ УЗ мощностью 12 МВт. Комплектно с генератором поставляется устройство точной синхронизации и станция управления возбуждением.
- 5. Маслосистема редуктора и генератора.
- 6. Система охлаждения генератора.
- 7. Вспомогательное технологическое оборудование стенда:
 - система РУ-10 кB;
 - система подготовки топливного газа;
 - система пожарообнаружения и пожаротушения;
 - система контроля загазованности.

Управление агрегатом осуществляется с помощью средств отображения информации и органов управлении, установленных на пульте ИС, рис. 2.2. Сюда входят мониторы, на которых отображается весь ход испытания, параметры контроля и управления; клавиатура и манипуляторы типа «мышь», физические кнопки и переключатели.



Рис. 2.1 Общий вид бокса стенда с установленным двигателем



Рис. 2.2 Пультовая с экранами САУ ИС, системы вибрационного контроля и диагностики, системы параметрической диагностики, средствами ручного контроля и переключателями.

В качестве технической базы САУ используются программируемые логические контроллеры фирмы GE Fanuc , обладающие рядом достоинств:

- подтвержденная высокая эксплуатационная надежность;

- широкая номенклатура периферийных модулей, позволяющих проводить подключение первичной аппаратуры всех известных сигналов и исполнительных механизмов;

- наличие лицензионного математического обеспечения – стандартные пакеты системного и инструментального назначения;

- развитая система диагностики аппаратных и программных средств.

САУ ИС обеспечивает:

- повышение качества оценки технического состояния отдельных узлов, и двигателя в целом;

- возможность обработки результатов испытаний двигателей и получения систематизированной информации о состоянии узлов для последующего мониторинга двигателей в эксплуатации;

- анализ параметров, получаемых при испытании двигателей, с целью идентификации и локализации возможных дефектов двигателя;

 представление широкого спектра оперативной и ретроспективной информации о состоянии двигателя и всего технологического оборудования стенда.

САУ ИС обеспечивает выполнение следующих основных управляющих функций:

- автоматическую проверку готовности двигателя к пуску;

- автоматическую проверку готовности генератора к приему нагрузки;

 автоматическую или полуавтоматическую проверку каналов защит с помощью контрольно-поверочной аппаратуры и специальных тестовых программ;

- поэтапный пуск в период пуско-наладочных работ;

- холодную прокрутку;

- автоматический параметрический пуск двигателя с загрузкой или без загрузки;

- автоматическую нормальную остановку двигателя;

- автоматическую аварийную остановку двигателя по сигналам срабатывания защит или по команде оператора;

- экстренную остановку двигателя по команде оператора при отказе технических средств системы управления;

- автоматическую защиту двигателя и генератора на всех режимах испытаний;

- автоматическую стабилизацию заданного режима двигателя и генератора;

- управление регулятором подачи топлива с экрана рабочей станции или специально установленными кнопками: «Выше», «Ниже»;

- дистанционное управление отдельными режимами и исполнительными механизмами двигателя;

- дистанционное управление отдельными режимами и исполнительными механизмами генератора и относящегося к нему оборудования.

САУ ИС обеспечивает выполнение следующих основных информационных функций:

- сбор и обработку входных аналоговых сигналов;

- сбор и обработку входных дискретных сигналов;

- обмен информацией с локальными системами автоматизации (системы пожаротушения, обнаружения загазованности и др.);

- непрерывное отображение оперативной информации о текущих значениях технологических параметров;

 отображение по запросу оператора неоперативной информации о текущих значениях технологических параметров в цифровом и графическом виде;

- расчет в реальном масштабе времени ряда параметров (средняя температура продуктов сгорания, расход топливного газа, количество пусков и др.);

- автоматическое непрерывное представление информации о предупредительных и аварийных ситуациях, связанных с выходом технологических параметров за установленные пределы или срабатыванием защит;

- автоматическое запоминание первопричины срабатывания аварийной сигнализации;

- инициативные сообщения о невыполненных операциях на всех этапах работы двигателя и генератора, а также о неисправностях САУ ИС;

- справочную информацию по САУ ИС;

- автоматическое формирование массивов ретроспективной информации о штатных и аварийных режимах работы двигателя, включая действия оператора;

- представление по команде оператора расшифрованной информации о причинах невыполнения предпусковых условий и нарушениях на всех режимах работы двигателя и технологического оборудования стенда; (ГОТОВ К ПУСКУ, ПУСК, РАБОТА, НОРМАЛЬНАЯ ОСТАНОВКА, АВАРИЙНАЯ ОСТАНОВКА);

- формирование архивов аварийных событий с указанием времени их возникновения;

- учет количества пусков и наработки двигателя.

В объем документируемой информации входят:

- параметры, в том числе вычисляемые, подлежащие регулярной периодической регистрации согласно действующей инструкции;
- предупредительные сигналы;
- аварийные сигналы с фиксаций первопричины аварии;
- события, связанные с изменением состояния технологического оборудования по факту; события, взаимосвязанные с сигналами аварийной защиты, таблицы их изменения (тренды) в интервале
- параметры 2 мин. до аварии и 3 мин. после аварии.
- архивы аварийных параметров хранятся до санкционированного сброса или не менее одних суток с момента аварии.

Архивирование аналоговых параметров, реализуемых в защите, осуществляется со следующими циклами обновления:

Не более 1 секунды - следующие параметры двигателя:

- температура продуктов сгорания;
- вибрация;
- частота вращения КНД, КВД и СТ;
- давление масла-смазки.
- Генератор:
- температура на границе железо-медь;
- температура на границе медь-медь;
- ток статора;
- ток возбуждения возбудителя;
- ток ротора;
- напряжение генератора;
- мощность генератора активная;
- мощность генератора реактивная (потребляемая);
- мощность генератора реактивная (генерируемая).

Не более 5 секунд - остальные параметры двигателя и генератора.

При реализации функций регулирования САУ ИС обеспечивает:

- параметрический запуск двигателя;
- поддержание значения оборотов генератора (СТ) в соответствии с заданием оператора (отладочный режим);
- поддержание оборотов КВД;
- автоматическое регулирование подачи топлива;
- автоматическое регулирование охлаждением генератора по температуре охлаждающего воздуха путем поворота заслонок рециркуляционного устройства генератора;
- автоматическое регулирование активной и реактивной мощности генератора (в соответствии с заданием) при работе генератора.

При реализации функций регулирования предусмотрена «стратегия выживания», обеспечивающая безопасность двигателя при исчезновении используемых входных сигналов или сигналов управления исполнительными механизмами.

САУ ИС также обеспечивает:

- автоматический контроль целостности физических каналов связи с датчиками и цепей управления механизмами, функционирующими в режимах аварийной и экстренной остановки;
- диагностику программно-технических средств АСУ ИС;
- контроль функционирования блоков питания;
- защиту средств управления и информации от несанкционированного доступа;
- сохранность информации и прикладных программ функционирования при полном отключении внешних источников питания (допускается автоматический перезапуск программно-технических средств).

САУ ИС обладает средствами самоконтроля, что обеспечивает достижение следующих целей:

- повышение надежности и долговечности работы оборудования САУ ИС и сокращение затрат на его ремонты;
- минимальные затраты на доработку и адаптацию САУ ИС при ее использовании для разных типов двигателей;

2.3. Система вибрационного контроля и диагностики

Система вибрационного контроля и диагностики представляет собой комплекс аппаратных и программных средств, адаптированных к конкретным условиям стенда и конкретному типу двигателя. Система является штатной и используется для проведения контрольных и приемо-сдаточных испытаний (ПСИ).

В качестве первичной аппаратуры используются акселерометры CA-136 и усилители заряда компании Vibro-Meter (Швейцария).

Схема расположения датчиков на двигателе ДР59Л представлена на рис. 2.3 Акселерометры с первым индексом Г в имени установлены в верхних точках, и имеют горизонтальное направление измерений. Акселерометры с индексом В установлены в горизонтальной плоскости и имеют вертикальное направление измерений.



Рис. 2.3. Схема расположения вибрационных преобразователей (акселерометров) на двигателе ДР59Л

Для сбора сигналов, их первичной обработки, а также анализа и диагностики состояния используется система комплексной диагностики VibroNET 2.1 [38] - совместная разработка ОАО "Газтурбосервис" и Московского авиационного института. Система ориентирована на использование технических средств фирмы National Instruments®. Общая архитектура технической части системы показана на рис. 2.4.



Рис. 2.4

Для сбора акустической информации используются платы NI - 4472. Плата имеет восемь одновременно опрашиваемых каналов. Каждый канал содержит собственный 24-х разрядный АЦП. Частоты дискретизации АЦП могут быть от 1 до 102.4 kHz, что позволяет охватывать для анализа частотную область от 0 до 45..50 kHz. С помощью этих же плат можно осуществить измерение тахометрических сигналов (они способны принимать вольтовой сигнал в диапазоне ±10В). Все устройства в системе работают в едином времени (синхронизируются частотой 10 МГц).

Фильтрация на входе (аппаратная) двухступенчатая: первая ступень аналоговый фильтр (срезает частоты выше максимальной частоты квантования АЦП), вторая ступень – цифровой фильтр (настраиваемый, убирает частоты выше половины текущей частоты квантования).

Для установки платы используется шасси NI PXI 1000В. Шасси имеет 8 слотов для установки необходимых модулей в стандарте PXI. В первый слот устанавливается промышленный компьютер PXI-8176 со следующими характеристиками: Pentium III 1,26 ГГц, ОЗУ 256 МБ PC133 SDRAM, 10 ГБ НЖМД, интерфейс 100 BaseTX Ethernet, интерфейс GPIB (IEEE488.2) AGP SVGA 11 MB DRAM, 2 последовательных порта, параллельный порт, 2 USB, триггер, PS/2 разъем для мыши и клавиатуры. Операционная система Windows 98/NT/2000. Во второй и последующие слоты устанавливаются платы NI-4472.

Связь системы VibroNET 2.1 с САУ осуществляется по цифровой линии, рис. 2.5.



Рис. 2.5 Связь системы VibroNET 2.1 и САУ ИС

Общая архитектура программного обеспечения системы вибрационного контроля и диагностики показана на рис. 2.6.



Рис. 2.6

VibroNET 2.1состоит основных блоков: программы-ИЗ трех конфигуратора, сбора обработки программы И сигналов, программыанализатора.

<u>Программа - конфигуратор</u> обеспечивает:

- настройку параметров сбора;
- настройку параметров тахометрических каналов;
- настройку параметров вибрационных каналов и их градуировку;
- формирование диагностических признаков и их значений;
- защиту от несанкционированного доступа к файлам конфигурации и испытаний;
- импорт-экспорт файлов конфигурации и их протоколирование;
- просмотр файлов испытаний и выдачу их протоколов;
- запуск программы сбора и обработки сигналов измерительных каналов.

Программа сбора и обработки сигналов обеспечивает:

- автоматический сбор информации (реализаций) на стационарных режимах по программе АВТОСБОР;
- сбор информации (реализаций) по программе НЕПРЕРЫВНЫЙ СБОР по команде оператора;
- сбор одной реализации (1 БУФЕР) по команде оператора;
- сбор данных на нестационарных режимах приемистость, малый газ, выбег по программе МАГНИТОГРАФ по команде оператора;
- передачу данных по вибрациям в САУ;
- запись полученной информации в базу данных;
- визуализацию циклограммы эксперимента (частоты вращения роторов и СКЗ общего уровня вибрационных сигналов по времени);
- визуализацию значений частот вращения роторов, полученных с тахометрических каналов;
- цветовую сигнализацию при превышении допустимых значений частот вращения роторов и СКЗ общего уровня;
- вывод текущего времени и времени от начала работы программы;
- визуализацию осциллограмм тахометрических и вибрационных сигналов;
- получение текущей информации по всем каналам спектров текущих реализаций, каскадных диаграмм, огибающих частотных компонент (амплитудно-частотных характеристик);
- вывод предупреждающих сообщений;
- анализ текущего состояния с помощью диагностических алгоритмов и вывод диагностической информации;
- вывод протоколов испытаний;
- переход в программу анализатор.

<u>Программа - анализатор</u> предназначена для просмотра полученной информации и углубленного анализа с целью уточнения диагностических признаков состояния и их значений. Программа обеспечивает:

- просмотр и корректировку конфигурации;
- загрузку баз данных;
- загрузку испытания из базы данных;
- визуализацию циклограммы испытания (частоты вращения роторов и СКЗ общего уровня вибрационных сигналов по времени);
- выделение любой реализации, полученной в эксперименте и ее обработку (осциллограмма, спектр, спектр мощности с идентифицированными гармоническими компонентами, и т.д.);
- получение каскадной диаграммы вибрационных спектров и проведение анализа;
- получение огибающих гармонических компонент (амплитудных и фазовых характеристик);
- получение формы колебаний ГТД в местах установки датчиков;
- проведение анализа нестационарных сигналов;
- построение трендов параметров;
- проведение диагностики состояния;
- статистическую обработку полученной информации по многим испытаниям различных двигателей;
- вывод протоколов анализа;
- и т.д.

Уникальность системы в том, что в ней реализуются не только функции для проведения контрольных и приемо-сдаточных испытаний, но и функции мониторинга стендового комплекса "двигатель – генератор", который может работать несколько дней или недель без перерыва под нагрузкой [50]. Т.е система является прообразом стационарной системы для использования в условиях КС.

Система прошла опытную эксплуатацию и в настоящее время используется для проведения с ее помощью контрольных и приемо-сдаточных испытаний. Предполагается оснащение этой системой и других стендов предприятия, создание которых запланировано на ближайшее время.

Использование данных, накопленных в процессе испытаний двигателей на стендах предприятия (алгоритмы и модели, программные модули, вибрационные паспорта конкретных двигателей, критерии диагностики и их значения и т.д.) позволяют решать и другую задачу – мониторинг и диагностика двигателей для обеспечения эксплуатации агрегатов на КС по их техническому состоянию.

2.4. Система параметрического контроля и диагностики

В процессе сбора и оцифровки сигналов идет передача газодинамических данных в блок параметрической диагностики системы VibroNET 2.1 от САУ ИС (температур, давлений, расходов, значений электрической мощности и т.д.).

На рис. 2.7 показана архитектура программной части системы VibroNET 2.1, обеспечивающая взаимодействие с САУ. В систему включен дополнительный блок - сервер данных (DS) и цикличный буфер данных для синхронизации оцифрованных сигналов с информацией САУ. Блок ведет опрос сигналов с вибрационных каналов с заданной частотой, постоянно рассчитывает СКЗ и направляет эти данные в САУ. Одновременно система получает информацию от САУ по всем параметрам процессов.

Для организации связи между системами используется драйверы компании National Instruments, позволяющие организовать обмен данными с контроллерами САУ (Fanuc - Series 90-70 PLS).

Программный комплекс VibroNET с модулем подготовки и передачи данных СКЗ



Рис. 2.7

Полученные значения параметров далее используются в блоке параметрического анализа системы VibroNET 2.1.

Основные задачи, решаемые в блоке параметрического анализа:

- прием данных от стендовой системы автоматического управления (САУ ИС) и запись их в БД (температуры, давления, расходы и т.д.);
- визуализация циклограммы испытаний (параметров работы двигателя);
- сжатие информации;
- получение дроссельных характеристик испытуемого изделия;
- расчет основных показателей термодинамической эффективности в двигателе;
- формирование параметрического (термодинамического) паспорта испытуемого двигателя для использования в условиях эксплуатации на КС;
- диагностика технического состояния двигателя по параметрам эффективности;

- статистическая обработка полученной информации по многим испытаниям различных двигателей;
- вывод протоколов контроля, анализа, диагностики;
- получение трендов параметров эффективности в условиях КС;
- формирование графика проведения регламентных работ двигателя в условиях КС;
- и т.д.

3. ПРОВЕДЕНИЕ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ДР59Л И ДЖ59Л

3.1. Программа испытаний двигателей ДР59Л и ДЖ59Л для формирования вибрационного и параметрического паспортов

Одной из задач, которая решалась в процессе проведения испытаний первых отремонтированных двигателей являлась задача формирования программы стендовых испытаний с целью получения вибрационного и параметрического паспортов.

Под вибрационным паспортом двигателя понимается совокупность временных реализаций с датчиков вибраций, а также их представление в частотной области, т.е. в виде спектров вибраций двигателя в некотором частотном диапазоне, полученных на нескольких установившихся режимах или переходных режимах [15].

Для ремонтного предприятия вибрационный паспорт устанавливает соответствие вибрационных свойств узлов и деталей отремонтированного двигателя эталонным характеристикам.

Для эксплуатирующей организации вибрационный паспорт является гарантией, что вибрационные характеристики двигателя укладываются в ТУ, проведенный ремонт является качественным.

Вибрационный паспорт формируется экспериментально путем измерений вибраций на установившихся режимах работы двигателя в диапазоне от "ХОЛОСТОГО ХОДА" до "НОМИНАЛА", а также на нестационарных режимах. К нестационарным режимам можно отнести все переходные режимы и выбег роторов после холостого хода. Вибрационный паспорт содержит информацию, полученную для каждого установленного датчика в процессе испытаний двигателя по заданной программе. Параметрический паспорт двигателя создается в процессе ПСИ в автоматическом режиме. Включает информацию на каждом режиме, выбранном для целей последующего анализа и диагностики. Содержит все замеренные в процессе ПСИ параметры, рассчитанные термодинамические параметры и показатели термодинамической эффективности ГТД [5], являющиеся эталонными для использования в условиях КС.

Программа испытаний устанавливает:

- режимы работы двигателя в пределах одного испытания, на которых может проводиться диагностика;
- параметры режима;
- способ контроля стационарности режимов;
- продолжительность режимов;
- виды замеров и рассчитываемых результатов;
- и т.д.

Опыт использования системы VibroNET 2.1 показал, что для создания вибрационного И параметрического паспортов двигателя, последующей диагностики текущего технического состояния отремонтированного двигателя, информации накопления статистической достаточно одного испытания двигателя по достаточно короткой программе. В остальных случаях система должна использоваться только как система, ведущая текущий (в процессе контрольных испытаний) вибрационный или параметрический контроль по имеющимся уставкам (пороговый контроль) и критериям диагностики с выдачей предупреждающих сообщений.

Определяющим в определении программы испытаний являются измерения для проведения вибрационного контроля и получения вибрационного паспорта. Параметрический паспорт может быть получен достаточно просто в процессе проведения виброметрирования.
Создание вибрационного паспорта двигателя, накопление статистической информации для формирования диагностических критериев, проведение диагностики технического состояния двигателя предполагает использование данных, полученных на одинаковых и стационарных режимах работы двигателя. Адекватность режимов устанавливается по физическим оборотам ротора высокого давления (РВД).

В таблице 3.1 приведены принятые в программе испытаний режимы и их некоторые характеристики.

Таблица 3.1

N⁰	Режим	Параметры	Продолжи	Способ	Режим сбора
	(N -	режима,	тельность,	контроля	информации
	номинальная	n _{PBЛ.}	сек	продолжитель	
	мощность)	об/мин		ности режима	
1	Запуск		-	-	Автосбор
2	Холостой ход	4800	1000-1500	До выхода на	Автосбор
				стационарный	
				режим	
3	Ступенчатая	4800-7080	1500-2000		Автосбор
	загрузка				
	генератора				
	0.25N, 0.5N,				
	0.75N, 0.8N,				
	0.9N				
4	Режим	7080	1500-2000	До выхода на	Автосбор
	полной			стационарный	
	загрузки			режим	
	генератора				
	1N				
5	Холостой ход	4800	1000-1500	До выхода на	Автосбор
				стационарный	
				режим	
6	Выбег	4800-0	100-260	До полной	Магнитограф
				остановки	

Общее время испытания не должно превышать 6000–6500 сек. В этом случае количество накопленных временных реализаций при работе программы VibroNET 2.1 в режиме "Автосбор" не превысит 130-140.

При соблюдении данной программы испытаний для каждого двигателя может быть получена достаточно полноценная информация (вибрационный паспорт двигателя, параметрический паспорт двигателя), на основании которой (которых) можно принимать решение о состоянии конкретной машины, а также накапливать статистику для данного типа двигателей.

Следует иметь в виду, что для получения параметрического паспорта двигателя требуются режимы, на которых могут быть получены и записаны дроссельные характеристики восстановленного двигателя. В ряде случаев может оказаться достаточным использовать данные при дросселировании двигателя с шагом в несколько процентов.

Данные оценки в таблице 3.1 получены из результатов работ по определению диагностических режимов, представленных ниже.

3.2. Определение диагностических режимов для двигателей ДР59Л

Определение режимов работы двигателей, на которых может проводиться диагностика технического состояния, явилось одним из этапов в формировании программы испытаний. Основные требования к диагностическому режиму определяются теми алгоритмами, которые используется в диагностике. Для алгоритмов вибрационной диагностики на стационарных режимах эти требования будут:

- стационарность диагностических режимов;
- возможность разделения значимых для целей диагностики гармонических компонент вибрационного спектра.

Определение диагностических режимов для двигателей типа ДР59Л проводилось по результатам испытаний двигателя № Д00294528. Циклограмма испытаний представлена на рис. 3.1.



Рис.3.1

На циклограмме испытаний можно выделить следующие основные участки:

1. Холостой ход n _{PBД} = 4800 об/мин, рис. 3.2. Режим холостого хода для данного испытания является неустановившимся. Это отчетливо видно по кривой СКЗ датчика ГЗ квд. Очевидно, что двигатель должен достаточно долго находиться на этом режиме, чтобы кривые СКЗ приобрели стационарный вид.



Рис. 3.2



Рис. 3.3

Значительно меньшие колебания в СКЗ на режиме холостого хода после работы двигателя на режиме полной загрузки, рис. 3.3. Данную ситуацию в первом случае можно объяснить недостаточным прогревом двигателя. По мере прогрева жесткостные характеристики конструкции меняются, что влечет за собой изменение и динамических характеристик. Во втором случае двигатель прогрет, однако времени нахождения на режиме холостого хода (около 10 минут) также недостаточно, чтобы затухли все возникшие переходные процессы, и режим был полностью стационарным.

С учетом вышесказанного режим холостого хода перед остановом может быть использован в качестве диагностического, однако только после того как он станет стационарным (время стабилизации около 15 - 20 минут).

2. Режимы выхода на полную загрузку

Ступенчатый выход на полную загрузку сопровождается наличием существенных изменений в кривой СКЗ датчика ГЗ квд, рис. 3.4.



Рис. 3.4

Резкие изменения СКЗ по датчику ГЗквд связаны с резонансными зонами в достаточно узком частотном диапазоне. На рис. 3.5. выделена зона резкого усиления СКЗ и соответствующий участок кривой оборотов ротора ВД. Видно, что незначительное изменение оборотов РВД приводит к существенному увеличению значения СКЗ.





3. Режим полной загрузки генератором n _{РВД} = ~ 7080 об/мин, рис.3.7

Для данного двигателя режим полной загрузки характеризуется достаточно стабильными значениями СКЗ по всем штатным датчикам. Вместе с тем следует обратить внимание на участок в начале режима, где все еще присутствуют переходные процессы. С учетом этого данный режим можно использовать в качестве диагностического после 5-10 минут работы на нем. Следует отметить также тот положительный факт, что на данном режиме практически отсутствует совпадение значимых для диагностики гармонических компонент. Вместе с тем слабые компоненты, например подшипниковые гармоники, могут быть замаскированы шумом, который на данном режиме может быть существенным. Для выделения слабых компонент вибрационного сигнала могут быть использованы режимы выбега роторов при останове двигателя.



Рис. 3.7

На рис. 3.8 и 3.9, 310 показаны соответственно циклограмма перехода ГТУ с режима 0.9N на режим 0.8N со ступенчатым изменением оборотов РВД и некоторые дроссельные характеристики – изменение расхода воздуха через двигатель и мощность силовой турбины в зависимости от приведенных

оборотов РВД, полученные на этом переходе. Можно отметить достаточно гладкий процесс протекания характеристик, что говорит о возможности использования переходных режимов со стационарными участками для получения дроссельных характеристик ГТУ и достаточно высокой точности получаемых результатов.

Такой подход позволяет существенным образом снизить сложность стендовых испытаний для получения дроссельных характеристик, и полностью автоматизировать процесс их получения.

Рис. 3.8

Рис. 3.9

Рис. 3.10

3.3. Статистическая вибрационная модель двигателей ДР59Л

Нормы вибраций, устанавливаемые как государственными стандартами РФ, так и международными стандартами ИСО [13], определяют в основном амплитудные или среднеквадратические значения (СКЗ) общего уровня допустимых вибраций на невращающихся частях машин, и в частности, газотурбинных двигателей наземного применения, без привязки к конкретному месту установки вибрационного преобразователя.

Современные системы вибрационного контроля и диагностики технического состояния, как правило, используют спектральные оценки вибрационного состояния, по критериям, установленным на конкретный тип двигателя, либо критериям, установленным для конкретного двигателя (номера). Возможны следующие критерии:

- полосовые уставки на амплитуды или СКЗ на уровень вибраций в полосах частот, где находятся определяющие гармоники, в том числе в широкой полосе частот на тип двигателя с учетом места установки вибрационного преобразователя;
- уставки на значения амплитуд или СКЗ гармонических компонент вибрационного спектра, с учетом места установки вибрационного преобразователя [38].

Такой подход предполагают накопление достаточно большой статистики по допустимым уровням вибраций для газотурбинных двигателей ДР59Л и ДЖ59. Сегодня такая статистика накоплена для проведения полосового контроля состояния [31] и практически отсутствует по конкретным спектральным компонентам.

За время эксплуатации стенда и его систем были проведены испытания около 200 двигателей ДР59Л и ДЖ59. В результате испытаний получена обширная информация, которая была использована для установления критериев технического состояния двигателей данного типа. С учетом этого система

вибрационной диагностики была дополнена функциями, позволяющими автоматически обработать одновременно большое число двигателей (испытаний) находящихся в базе данных и получить соответствующую статистику. В частности, для каждого вибрационного канала информацию по значениям значимых вибрационных компонент в спектре, которые могут быть использованы для диагностики технического состояния.

Для получения статистической информации и формирования критериев состояния данного типа двигателя выбираются только испытания, проведенные по соответствующей программе. Для каждого двигателя в базе данных сохранялась только одна запись контрольных испытаний. Не рассматривались двигатели или их испытания, если были нарушения в измерительной аппаратуре, либо в полученной записи отсутствовали диагностические режимы. Для анализа использовались измерения 8 вибрационных преобразователей (рис.2.3), из которых ГПкнд, ГЗквд и ГКст установлены в штатных местах и в штатном направлении. Рассматривались вибрационные спектры, из которых выделялись соответствующие полосы или гармоники.

Как было выше показано наилучшим стационарным режимом с точки зрения диагностики является режим полной загрузки двигателя мощностью генератора n_{PBД} = 7000...7200 об/мин. На этом режиме достаточно хорошо разделяются гармонические составляющие, хотя и возможно резонансное усиление гармоники 2ХРНД.

В таблицах 3.2...3.3 представлены максимальные значения СКЗ гармонических компонент для режима полной загрузки для нескольких двигателей ДР59Л. Полосовые пороговые значения СКЗ, в которых находятся соответствующие гармоники, приведены для сравнения и взяты из методики M029.002 «Система качества. Вибрационное обследование блока двигателей агрегатов ГПА-10 (01) с двигателями ДР-59Л (Л1), находящихся в эксплуатации» [31]. Соответствующие столбцы выделены цветом. Превышения

гармониками полосовых уставок на допустимые и недопустимые значения обозначены тем же цветом. Следует иметь в виду, что СКЗ в полосе, в которой находится контролируемая гармоника, будет несколько выше, СКЗ самой гармоники. Синим цветом в таблице выделены значения, находящиеся в шуме (уровень шума принят равным 0.4 мм/сек).

Зеленым цветом выделены полосы частот, статистика для которых отсутствует в методике, но используются в системе вибрационного контроля и диагностики предприятия.

Таблица 3.2

Полоса контроля, Гц	Дискрет- ные составляю- щие	Рекомендуемые пороги СКЗ составляющих виброскорости,			Номе	ра иссл	едован	ных дві	игателе	й
	спектра	MM/(сек							
		Нормальное	Допустимое	Недопустим	294528	295244	298442	293187	294216	294530
65 - 80	1xPCT	5,1	7,0	11	1,11	1,45	1,03	1,21	1,39	3,84
80 - 95	1хРНД	6,0	7,3	9,8	1,11	1,65	1,60	3,11	1,98	3,98
95 - 130	1xPBД*	6,0	8,2	13,5	1,94	4,08	0,35	1,50	1,21	0,51
130 - 160	2xPCT*	2,0	2,4	3,2	1,13	0,89	0,85	0,65	0,61	1,14
160 - 190	2xPHД*	4,8	5,2	6,8	4,58	4,46	2,79	0,99	0,82	1,14
190 - 260	2xPBД*	2,4	4,9	6,4	0,53	1,37	0,22	0,41	0,31	0,15
195 - 240	3xPCT	1.5			1,04	1,30	0,91	0,14	0,21	0,17
240 - 285	3хРНД	1.5			1,26	1,30	0,92	0,26	0,19	0,18
285 - 390	3 <mark>xPB</mark> Д	1.0			0,27	0,87	0,10	0,18	0,15	0,20

Составляющие низкочастотных спектральных компонентов переднего фланца компрессора низкого давления (ГП КНД)

95 - 130	0,5х(РНД+									
	РВД)	1.5			0,25	0,27	0,84	0,36	0,23	1,06
130 - 160	1,5хРНД	3.0			0,58	2,73	0,24	1,40	1,15	0,16
160 - 190	1,5xPBД	5.0			4,58	4,42	2,79	0,71	0,43	0,89
190 - 260	РВД+РНД	1.5			0,21	1,47	0,23	0,48	0,12	0,14
260-400-1	1,5х(РНД+									
	РВД)*	2,2	3,6	6,0	0,12	0,44	0,09	0,14	0,12	0,08
260-400-2	1,5xPBД	1.0			0,14	0,47	0,22	0,16	0,20	0,06
10 - 400		13	19	23	5,80	6,50	2,20	3,20	2,80	4,20

Таблица 3.3

Составляющие низкочастотных спектральных компонентов заднего фланца компрессора высокого давления (ГЗ КВД)

Полоса контроля, Гц	Дискрет- ные составляю- щие спектра	Рекомендуемые пороги СКЗ составляющих виброскорости, мм/сек			Номеј	ра иссл	едовані	ных дві	игателе	й
		Нормальное	Допустимое	Недопустим	294528	295244	298442	293187	294216	294530
65 - 80	1xPCT	5,1	7,0	11	1,22	1,53	1,52	-	-	-
80 - 95	1xPHД	6,0	7,3	9,8	1,14	2,01	2,40	-	-	-
95 - 130	1xPBД*	6,0	8,2	13,5	1,74	5,10	0,77	-	-	-
130 - 160	2xPCT*	2,0	2,4	3,2	1,12	0,69	0,28	-	-	-
160 - 190	2xPHД*	4,8	5,2	6,8	1,12	0,98	0,39	-	-	-
190 - 260	2xPBД*	2,4	4,9	6,4	1,65	2,05	0,55	-	-	-
195 – 240	3xPCT	2.5			0,34	2,05	0,23	-	-	-

240 - 285	3хРНД	0.5			0,34	0,38	0,43	-		-
285 - 390	3хРВД	1.0			0,63	0,49	0,34	-	-	-
95 - 130	0,5х(РНД+									
	РВД)	1.0			0,32	0,62	0,34	-	-	-
130 - 160	1,5хРНД	3.0			0,77	2,50	0,16	-	-	-
160 – 190	1,5xPBД	2.0			0,49	1,50	0,39	-	-	-
190 - 260	РВД+РНД	3.5			0,58	3,37	0,59	-	-	-
260-400-1	1,5х(РНД+ рв л)*	2.2	3.6	6.0	0.22	0.57	0.20			
	ТЪД)*	2,2	5,0	0,0	0,22	0,37	0,20	-		-
260-400-2	1,5xPBД	1.0			0,19	0,57	0,59	-	-	-
10 - 400		12	17	24	4,70	2,70	8,00	-	-	-

Таблица 3.4

Составляющие низкочастотных спектральных компонентов фланца опорного венца турбины нагнетателя (ГК СТ)

Полоса контроля Гц	Дискрет- ные составляю- щие спектра	Рекомендуемые пороги СКЗ составляющих виброскорости, мм/с		 т- Рекомендуемые пороги СКЗ ю- составляющих виброскорости, мм/с 			Номе	ра иссл	едован	ных дв	игателе	й
		Нормальное	Допустимое	Недопустим	294528	295244	298442	293187	294216	294530		
65 - 80	1xPCT	5,1	7,0	11	5,10	1,72	2,48	4,54	4,67	4,31		
80 - 95	1хРНД	6,0	7,3	9,8	4,97	1,77	2,48	7,39	5,88	3,99		
95 - 130	1xPBД*	6,0	8,2	13,5	3,79	3,77	1,93	3,35	3,.04	1,26		
130 - 160	2xPCT*	2,0	2,4	3,2	1,32	0,51	0,62	0,91	0,69	1,42		
160 - 190	2xPHД*	4,8	5,2	6,8	1,32	0,63	0,56	1,50	1,06	1,42		

190 - 260	2xPBД*	2,4	4,9	6,4	1,77	1,63	0,43	0,75	0,69	0,47
195 – 240	3xPCT	2.0			0,52	1,58	0,16	0,53	0,69	0,53
240 - 285	3xPHД	1.0			0,52	0,46	0,29	0,56	0,49	0,29
285 - 390	3xPBД	0.5			0,36	0,49	0,31	0,26	0,21	0,25
95 – 130	0,5х(РНД+									
	РВД)	1.0			0,55	0,84	0,54	0,97	0,73	1,14
130 - 160	1,5xPHД	3.5			0,90	2,74	0,34	3,35	2,64	0,82
160 - 190	1,5xPBД	1.5			0,97	0,96	0,56	1,31	0,95	0,88
190 - 260	РВД+РНД	2.5			0,63	2,05	0,59	1,04	1,41	0,47
260-400-1	1,5х(РНД+									
	РВД)*	2,2	3,6	6,0	0,27	0,39	0,18	0,46	0,28	0,21
260-400-2	1,5xPBД	0.5			0,40	0,39	0,20	0,49	0,26	0,23
10 -400		12	16	24	6,50	4,90	3,40	7,10	6,50	4,70

Как уже было отмечено, значения полученных амплитуд гармоник для каждого двигателя оценивались в соответствии с методикой [31].

Следует сделать следующие замечания по данной методике:

- уставки на значения общего уровня вибраций в полосе в методике представлены только для режима полной загрузки. Такой подход не полностью использует возможности диагностической системы предприятия, с помощью которой можно оценивать состояние по многим режимам.
- в соответствие с методикой техническое состояние двигателя оценивается по СКЗ в соответствующей полосе частот. При этом, возможно, что в полосе находится несколько значимых компонент, которые могут определить состояние двигателя. С этих позиций

использование уставок для гармоник может оказаться более предпочтительным. В испытаниях проводимых предприятием первичная оценка вибрационного состояния проводится путем сравнения СКЗ гармоник с уставками на СКЗ соответствующих гармоник, полученными в результате обработки большого количества двигателей, прошедших контрольные испытания.

Дополнительно отметим, что в эксплуатации значения уставок должны формироваться по первым нескольким сотням часов работы двигателя на КС. Это связано с тем, что вибрационные свойства поставленного в эксплуатацию двигателя могут меняться с течением времени, прежде чем станут стабильными. Понятно, что такой подход может быть реализован только при использовании стационарных систем вибрационного контроля и диагностики.

Для указанного режима по всем шести представленным в таблице двигателям есть только одно превышение «нормального» уровня вибрации, определенного рекомендуемыми пороговыми значениями, как по СКЗ в роторной полосе частот 10-400 Гц, так и для прочих компонент.

Следует отметить, что ряд гармоник не имеет уставок из методики. Уставки для этих гармоник по критерию НОРМАЛЬНОЕ состояние были выбраны на основании обработки всех двигателей, прошедших испытания на стенде.

При появлении необходимости использования в диагностике новых компонент вибрационного спектра, можно оперативно получить и их уставки, используя возможности системы диагностики.

Стендовые испытания большого числа восстановленных двигателей позволили накопить соответствующую статистику по гармоническим компонентам вибрационного сигнала в местах установки вибрационных преобразователей, в том числе штатных.

Данная статистика позволила установить пороговые значения на гармонические компоненты по каждому вибрационному каналу, которые используются предприятием для оценки технического состояния в пороговом анализе и качества проведенного ремонта.

Превышение порогового значения требует проведения углубленной диагностики двигателя по имеющимся алгоритмам, что в свою очередь позволяет установить причину такого превышения.

Отсутствие превышения порога НОРМАЛЬНОЕ по всем компонентам вибрационного спектра для выбранных двигателей говорит о достаточно высоком качестве производственных и технологических процессов, используемых на предприятии, для восстановления двигателей ДР59Л [49].

4. МЕТОДЫ И АЛГОРИТМЫ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ НА СТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

4.1. Общие положения

Направление в развитии систем, обеспечивающих вибрационный пороговый контроль технического состояния двигателей, как при приемосдаточных испытаниях, так и в эксплуатации, сегодня является одним из приоритетных практически для всех газотранспортных организаций [3], [17], [35]. Вместе с тем, несомненно, и то, что такого контроля недостаточно для полноценной оценки технического состояния газотурбинных двигателей и необходимо развивать блоки диагностики и прогноза.

на рынке российскими и зарубежными разработчиками Сегодня большое количество предлагается достаточно различных систем, предназначенных для оценки технического состояния вращающихся машин с использованием вибрационных сигналов [22], [39], [40]. Архитектуры этих систем в своей первой части достаточно похожи и включают конфигураторы, калибровщики, сборщики, базы данных, анализаторы вибрационного сигнала и т.д. Некоторые системы дополнены стандартными алгоритмами оценки состояния и поиска неисправностей, либо средствами, позволяющими пользователям самостоятельно строить алгоритмы диагностики и прогноза. Но практически нет ни одной системы, которая была бы достаточно универсальной для решения задач диагностики конкретных машин и полностью отвечала бы запросам пользователей.

Эта часть наполнения систем является в настоящее время наиболее трудоемкой, требует большого количества фактического материала и должна прорабатываться для каждого типа двигателей самостоятельно. Такая работа может быть проведена компанией-поставщиком системы, либо

эксплуатирующей организацией, но в любом случае после получения определенной статистики в процессе проведения большого количества испытаний двигателей. В результате должны быть созданы алгоритмы диагностики и прогноза технического состояния конкретного двигателя, в перспективе, образующие экспертные системы принятия решений для конкретного типа машин.

С наших позиций наиболее приемлемый путь создания таких блоков – это работа соответствующего КБ-разработчика машины, предприятия-изготовителя, ремонтной организации и их постоянное взаимодействие с эксплуатирующими организациями – т.е. сопровождение в эксплуатации переданных заказчику машин.

Математическое описание связи между случаями повреждений и вибрационным сигналом возможно только в редких случаях. Слишком много сложных комбинаций откликов на меняющиеся свойства конструкции и внешние условия. Это и определяет сложность указанной задачи.

Все неисправности и дефекты, проявляющиеся на двигателях можно разделить на две основных группы [47]:

- неисправности и дефекты, связанные с изготовлением деталей и сборкой узлов двигателя;
- неисправности и дефекты, связанные с накоплением повреждений в процессе эксплуатации двигателя (ресурсные).

К неисправностям и дефектам, связанным с первой группой, в первую очередь относятся:

- дисбалансы роторов, вызванные неправильной балансировкой;
- выход размеров из допусков, что приводит к изменению жесткости роторов;
- смещения опор и перекос роторов;
- касание ротора о статор;

- дефекты подшипников, появившиеся в процессе ремонта;
- недотяжка болтовых стыков по роторам;
- резонансы, соответствующие критическим частотам роторов;
- и т.д.

К неисправностям и дефектам, связанным с эксплуатацией, относятся:

- разбалансировка роторов;
- изменение зазоров и натягов;
- ослабление креплений;
- разрушение подшипников;
- дефекты шестерен и опорных узлов приводов и агрегатов;
- обрыв лопаток;
- появление нагара на лопатках;
- появление трещин на лопатках компрессоров и турбин;
- появление трещин на валах;
- разрушение фундамента;
- и т.д

После ремонтно-восстановительных работ двигатель фактически приобретает статус нового двигателя, со всеми вытекающими отсюда последствиями. Так дефекты, которые могут быть в двигателе, – это дефекты, связанные только с качеством изготовленных и замененных деталей, а также качеством сборочных работ. Т.е. отсутствуют эксплутационные дефекты, спектр которых достаточно велик (от разбалансировки в процессе эксплуатации роторов до износа, появления трещин и разрушения отдельных деталей).

В связи со сказанным понятны основные направления в развитии диагностических алгоритмов стендовых систем вибрационной диагностики с позиций ремонтно-восстановительных работ. В настоящем разделе рассматриваются некоторые подходы, алгоритмы и результаты их применения для диагностики технического состояния отремонтированных и находящихся в эксплуатации двигателей предприятия ОАО "Газтурбосервис".

4.2. Алгоритмы диагностики

4.2.1. Основные положения

В процессе испытаний на стенде оценка состояния двигателя идет по общему уровню вибраций, регистрируемых каждым из 8 датчиков, установленных в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также по значениям гармонических составляющих вибрационных спектров, выбранными для проведения оценок.

В процессе испытаний работают две группы алгоритмов:

- алгоритмы порогового контроля;
- алгоритмы диагностики.

Алгоритмы первой группы предназначены только для установления признака, что неисправность существует и привязки его к конкретному ротору. Алгоритмы второй группы уточняют место неисправности.

Как уже отмечалось в разделе 2, в основе алгоритмов порогового контроля лежат "уставки" - предельные значения параметров вибрационного сигнала и его составляющих, входящих в вибрационные спектры и являющихся опорными для проведения дальнейшей диагностики. Введены три уровня значений общего уровня вибраций и гармонических компонент:

- норма;
- удовлетворительно;

• опасно.

В случае если значения общего уровня вибраций или соответствующей гармоники выходят за их границы, то ситуация фиксируется и выдается сообщение о ней.

Алгоритмы диагностики начинают работать после проведения испытания и окончания работы программы – сборщика по команде оператора. Работают группы, проверяющих одновременно все алгоритмы данной наличие соответствующих механизмов (источников) вибраций И ИХ вклад в вибрационное состояние. Это позволяет не только провести диагностику в случае появления превышения порогов, но и для "нормального" двигателя, все параметры которого находятся в норме. Хотя достоверность диагноза в этом случае значительно меньше, тем не менее, можно получить некоторую информацию о реальном состоянии машин, выходящих из цехов предприятия – неуравновешенности роторов, некоторых начальных несоосностях, состоянии подшипников и т.д.

При разработке диагностических алгоритмов, использовались следующие основные опорные моменты:

- использование данных по максимальному числу вибрационных каналов;
- выделение и использование гармонических компонент вибрационного сигнала в правилах определения состояния;
- использование известных в практике эксплуатации вращающихся машин связей компонент вибрационного сигнала с проявлениями различных неисправностей или состояний;
- определение и использование коэффициентов усиления (ослабления), устанавливающих связь между источником вибраций и местом датчика, регистрирующего эти вибрации;
- использование в правилах диагностики результатов математического моделирования вибрационных характеристик двигателей ДР59Л и ДЖ59;

- использование методов вероятностной оценки диагностируемого состояния;
- определение весового вклада конкретного источника вибраций в общее вибрационное состояние двигателя;
- проверка принятых алгоритмов проведение специальных экспериментов.

В основе алгоритмов лежит система оценки значимости признаков путем начисления соответствующих баллов, заменяющая вероятностную оценку определения причины повышенных вибраций.

В каждом алгоритме работает определенное количество условных операторов. Если условие выполняется (TRUE), то данному признаку начисляется как минимум 10 баллов. Если условие не выполняется (FALSE), то признаку начисляется 0 баллов. Для некоторых признаков, являющихся характерными (приоритетными) для данной неисправности, количество баллов увеличивается. Приоритетный признак в случае выполнения условия оценивается в 20 или более баллов (в зависимости от важности признака). Начисленные баллы суммируются для каждого алгоритма, рассчитывается вероятность (Р) существования каждой неисправности и на экране оператора высвечивается соответствующая информация - список всех возможных неисправностей и вероятности их существования.

Из литературы известно, что вероятность определения причины повышенных вибраций 0,8 является очень хорошей, а вероятность 0,6 является приемлемой [61]. Вероятность 0,8...1 на начальных этапах эксплуатации диагностических систем, построенных на вибрационных сигналах, практически не достижима. Это значит, что в вибрационной диагностике существует вероятность ошибки.

В ряде случаев для разных неисправностей (причин вибраций) могут быть установлены равные (близкие) вероятности их существования. В этом

случае требуется дополнительная статистическая информация, которая устанавливает нижний предел вероятности, когда данная причина имеет значимое влияние на уровень вибраций, для ее дальнейшей ликвидации при переборке двигателя.

Из выше изложенного следует, что алгоритмы, построенные по этому принципу, не позволяют однозначно определить причину возникновения вибраций, ее необходимо выбирать из нескольких, применяя дополнительные условия. В то же время могут существовать обе причины вибраций.

Как уже отмечалось, на этапе анализа работают все алгоритмы диагностики, в результате чего для каждой неисправности, для которой построен алгоритм поиска, устанавливается вероятность ее существования. После отработки последнего алгоритма все вероятности сортируются по их значению. Далее полученный результат оформляется в виде протокола испытания и диагностики состояния.

Количество выполненных правил может не являться определяющим фактором в определении механизма вибраций (дефекта), особенно в случае нормальных по вибрации машин. Для уточнения используется алгоритм оценки вклада механизма вибраций в общий уровень. Следует также иметь ввиду, что величина вклада в настоящем алгоритме может не определять опасность того или иного источника возбуждения и характеризовать техническое состояние соответствующего узла. Более того, практически незначительные по сравнению с общим шумом проявления подшипниковых гармоник или других частотных компонент могут сигнализировать о разрушении детали, практически не меняя общий уровень вибраций.

Определение вклада основных источников сигналов в СКЗ общего уровня проводится через весовой коэффициент. Пусть

- і номер канала;
- СКЗ_i СКЗ по каналу с номером i ;

- КхРНДі к-я гармоника частоты РНД по каналу с номером і;
- КхРВДі к-я гармоника частоты РВД по каналу с номером і;
- КхРСТі к-я гармоника частоты РВД по каналу с номером і;

Общие условия для определения вклада различных источников возбуждения колебаний в общий уровень следующие:

- СКЗ рассчитывается для каждого канала и определенного частотного диапазона
- СКЗ определяется как векторная сумма всех гармонических компонент спектра в заданном частотном диапазоне, т.е

СКЗ i =Сумма (A j),

где Ај – амплитуда гармоники; ј – порядок гармоники.

Далее в качестве примера определения весового коэффициента рассмотрим алгоритм, используемый при проверке разбалансировки ротора РНД двигателя ДР59Л. Как известно, разбалансировка ротора сопровождается в основном ростом первой роторной гармоники и незначительным увеличением 2-й и 3-й гармоник.

Тогда весовой коэффициент влияния остаточного дисбаланса соответствующего ротора на общий уровень вибраций для і –го канала может быть рассчитан как

Для разных каналов данный коэффициент может отличаться в несколько раз. Для формирования интегрирующего коэффициента по всем каналам можно воспользоваться следующим соотношением

Ki инт =
$$(K1+K2+...Kn) / n$$
,

где n – число каналов.

Аналогично для роторов высокого давления и ротора силовой турбины.

Окончательный результат в работе алгоритмов диагностики формируется в виде вероятностного и весового коэффициентов, показывающих состояние узла, рис. <u>4.1</u>.

	Вероятность		Наименование	Весовой коэффициент	
	70	- 1	Пиоболоно РНЛ	0.14	=
азбалансировка год	50	100	Дисбаланс РГД	0.79	
азбалансировка код	20	100	Дисбаланс РОД	0.72	
азралансировка клд	20	100	Дисоаланс РСТ	0.07	
	25	100	Перекос РНД	0.15	
азбалансировка пъд	22	100	Перекос РОД	0.00	
Ослабление соединений ротора ТВД	20	100	Касание РНП	0.07	
<асание РВЛ	13	100	Касание РВЛ	0.07	
Несоосность КНЛ относительно ТНЛ	8	100	Касание РСТ	0.06	
Разбалансировка СТ	5	100		0.00	
Ослабление соединений ротора КНД	0	100			
сасание ТНЛ	0	110			
Касание КНД	0				
Касание СТ	0				
Дефект шарикового подшипника опоры СТ	0				
Дефект упорного подшипника задней опоры КВД	0				
Дефект роликового подшипника задней опоры КВД	0	t Hill			
Дефект роликового переднего подшипника СТ	0				
Дефект роликового заднего подшипника СТ	0				
Дефект подшипника передней опоры КНД	0				
Дефект подшипника передней опоры КВД	0				

Рис.4.1

4.2.2. Принятые обозначения

Вся информация по расположению датчиков и их обозначениям представлена в таблице 4.1, на рис.4.2 и 4.3.

Таблица 4.1

Номер	Обозначение	Место расположения	
датчика			
01	ВП кнд;	Передняя опора КНД	Верт. напр
02	ВЗ квд;	Задняя опора КВД	Верт. напр
03	ВКтнд;	Корпус ТНД	Верт. напр
04	ВКст;	Корпус СТ	Верт. напр
05	ВПквд	Передняя опора КВД	Верт. напр
09	ГП кнд	Передняя опора КНД	Гор. напр.
10	ГЗ квд	Задняя опора КВД	Гор. напр.
11	ГКтнд	Корпус ТНД	Гор. напр.

12	ГКст	Корпус СТ	Гор. напр.
13	ГПквд	Передняя опора КВД	Гор. напр.
17	Осевой	Предняя опора КВД	Осевое напр.

Рис. 4.2. Расположение датчиков (двигатель ДР59Л)

Рис. 4.3 Кинематическая схема двигателя ДР59Л

Для использования опорных гармоник и дополнительных признаков, полученных путем обработки участков спектра, в алгоритмах диагностики вводятся символьные обозначения, которые включают в себя параметр гармонической составляющей, выделяемую гармонику, номер датчика (канала), индекс ротора, номер текущего замера. Формат описания опорных гармоник выглядит следующим образом, таблица 4.2:

Таблица 4.2

Обозначение гармоники	Номер датчика	Индекс ротора
KX	01, 02, 03, 04, 05	1

KS	09, 10, 11, 12, 13,	2
	17	3

Параметром гармоники является амплитуда виброскорости, мм/сек.

К – коэффициент, устанавливающий порядок гармоники К=1,2,3...;

Х – признак основной роторной гармоники;

S-признак гармоники с половинной роторной частотой;

L – признак, устанавливающий СКЗ общего уровня в полосе;

01,02,03,04,05 – номера датчиков (каналов) в вертикальном направлении;

09,10,11,12,13 – номера датчиков в горизонтальном направлении;

17 – номер датчика, измеряющий вибрации в осевом направлении;

Например: 1X022 – первая роторная гармоника, замеренная по датчику 02 для ротора с номером 2; 1S051– гармоника с частотой 0.5 от роторной частотой по датчику 05 для ротора с номером 1; 3S053 – гармоника с частотой 1.5 от роторной по датчику 05 для ротора 3;

В алгоритмах диагностики также используются следующие обозначения для основных частотных компонент подшипников:

F1105– частота FTF для подшипника с номером 11 по датчику с номером 05;

В1105 – частота BSF для подшипника с номером 11 по датчику с номером 05;

O1105- частота ВРFO для подшипника с номером 11 по датчику с номером 05;

I1105 – частота ВРГІ для подшипника с номером 11 по датчику с номером 05.

Количество диагностических алгоритмов составляет 38 единиц. В качестве примера приведем только один алгоритм - алгоритм поиска повышенных дисбалансов роторов и, в частности, ротора ТВД.

4.2.3. Алгоритм определения дисбалансов роторов

Цель данного алгоритма - определить ротор и ту его часть, которая вносит основной вклад в уровень вибраций.

Определение ротора с повышенным дисбалансом проводится известным способом – выделением роторной гармоники и сравнением ее амплитуды с другими роторными гармониками.

Определение части ротора, где находится дисбаланс, проводится с учетом следующего априорного положения - вибрации от проблемного узла или части ротора проявляются наибольшим уровнем роторных гармоник на вибрационном преобразователе, находящимся наиболее близко к нему. Здесь подразумевается, что коэффициент динамического усиления в этом случае, максимальный.

В качестве примера на рис. 4.3 для режима 1N показаны значения первых роторных гармоник по разным датчикам. Для ротора CT максимальные вибрации в местах установки датчиков ГКст (передняя опора CT) и ВКтнд (задний корпус THД). Для ротора НД максимальные вибрации по датчикам ВКтнд и ГКтнд (задняя опора THД) и датчикам ВПквд и ГЗквд (задняя опора КНД). Для ротора ВД максимальный уровень по датчикам ГПквд (передняя КВД) и ВКтнд (задняя опора TBД)

Рис. 4.3

Правило не бесспорно, так как уровень вибраций зависит от форм колебаний динамической системы двигателя, определяющих состояние на конкретном режиме по частотам вращения роторов, также ряда других факторов, например, демпфирующих характеристик конструкции. Соответствующая проверка алгоритмов диагностики в дальнейшем была проведена с помощью методов математического моделирования динамических систем двигателей ДР59Л и ДЖ59Л. Для моделирования использовалась программная система DYNAMICS R3.1 [29], [30], позволяющая рассчитывать собственные и вынужденные колебания сложных динамических систем газотурбинных двигателей.

В рамках этой модели проводилось определение критических частот вращения роторов (резонансных режимов), форм колебаний роторов и корпусов (в том числе, в местах установки вибрационных преобразователей), влияния дисбалансов на уровень вибраций в местах установки датчиков с учетом демпфирования колебаний, влияния дисбалансов на нагрузки в опорах и т.д.

Работа состояла из нескольких этапов. На первом этапе моделирования была получена линейная упруго-инерционная модель двигателя, состоящая их корпуса с подвеской, трех роторов – РНД, РВД и СТ.

Далее решалась задача идентификации математической модели двигателя, т.е. модель уточнялась по экспериментальным данным, полученных в процессе проведения контрольных испытаний на стенде ОАО "Газтурбосервис".

И, наконец, проводились исследования, целью которых было:

- проверка априорного заключения о том, что коэффициент динамического усиления уменьшается при удалении датчика от места возникновения вибрационного возбудителя;
- определение реального поведения значений коэффициентов динамического усиления для двигателей ДР59Л и ДЖ59;
 корректировка алгоритмов диагностики по результатам моделирования.

Набор правил для определения вероятностного коэффициента приведен в таблице 4.3.

<u>таолица 4.5</u>	Tac	блица	4.3
--------------------	-----	-------	-----

	Алгорит	гм 3 Дисбаланс ТВД
N⁰	Диагностические	Информация
	правила	оператору
1	1X032>0.50*L03=10	Диагностический признак - 1XPBД
2	1X112>0.50*L11=10	
3	1X032>1.00*1X031=20	140- 1X06Д (1202; 132)
4	1X112>1.00*1X111=20	120-
5	1X032>1.00*1X033=20	11.0-
6	1X112>1.00*1X113=20	10.0-
7	1X032>1.00*2X032=10	90-
8	1X112>1.00*2X112=10	ever 7.0-
9	2X032>1.00*3X032=10	60-
10	2X112>1.00*3X112=10	50-
11	3X032>1.00*4X032=10	4.U- 3.0- 1)XPL0 (69.7.2.4)
12	3X112>1.00*4X112=10	20-
13	1X032>1.00*1X011=10	
14	1X112>1.00*1X091=10	0.0 250 500 750 1000 1250 1500 1750 2000 2250 2500 National State
15	1X032>1.00*1X051=10	
16	1X112>1.00*1X131=10	
17	1X032>1.00*1X012=10	
18	1X112>1.00*1X092=10	
19	1X032>1.00*1X052=10	
20	1X112>1.00*1X132=10	
21	1X032>1.00*1X013=10	
22	1X112>1.00*1X093=10	
23	1X032>1.00*1X053=10	
24	1X112>1.00*1X133=10	
25	1X032>1.00*1X021=10	
26	1X112>1.00*1X101=10	
27	1X032>1.00*1X022=10	
28	1X112>1.00*1X102=10	
29	1X032>1.00*1X023=10	
30	1X112>1.00*1X103=10	
31	1X032>1.00*1X041=10	
32	1X112>1.00*1X121=10	
33	1X032>1.00*1X042=10	

34	1X112>1.00*1X122=10	
35	1X032>1.00*1X043=10	
36	1X112>1.00*1X123=10	

Редактор алгоритмов, используемый для формирования и подстройки алгоритмов диагностики, приведен на рис. 4.4. Этот же инструмент позволяет пользователю получить информацию о том, почему сделан соответствующий вывод.

<u>^</u> 1	Диатнос	-	•			
<u>v</u> .	Дефек	F			_	
	Разбал	ансировка КВД				
	<u>(</u>)5	Левая часть	Правая часть	МножительБаллы	Больше	
		1X102	1X101	1.00 20		
		ГармоникаНом	иер датчикаРотор	Значение		
		1.00 10	2	5.02	Сработало	
		ГармоникаНо	мер датчикæотор	Значение	\bigcirc	
		1.00 10	1	3.50		

Рис. 4.4

4.3. Пример диагностики технического состояния ДР59Л досрочно снятого из эксплуатации

Перенимая ОПЫТ лучших российских И зарубежных двигателестроительных и ремонтных фирм ОАО "Газтурбосервис" разработало программу проведения испытаний еще работоспособных двигателей, снятых из эксплуатации ПО различным причинам, ДО проведения ремонтновосстановительных работ [48].

Такая практика реализуется рядом авиационных предприятий и помогает в короткие сроки накопить информацию по взаимосвязи, выявленных в последующем процессе дефектации двигателя, неисправностей с их внешними проявлениями, например, в спектрах вибрационных сигналов штатных и дополнительных датчиков. Этот подход может оказаться более эффективным с точки зрения установления критериев диагностики и их значений, чем проведение специальных экспериментов на двигателях с заранее внесенными дефектами. Немаловажно и то, что финансовые затраты с таким подходом к развитию диагностических систем с целью повышения их достоверности могут быть существенно снижены.

И, наконец, такие испытания бесценны с точки зрения создания систем диагностики для условий эксплуатации на КС – комплексных систем вибромониторинга и параметрической диагностики.

Ниже представлены результаты анализа данных, полученных при испытаниях двигателя ДР59Л № Д00290475, прошедший капитальный ремонт в сентябре 2000 г. Двигатель не подвергался модернизации за исключением установки подшипников с усиленными сепараторами. После ремонта был установлен на КС19А (Башкирия). Общая наработка после ремонта составила 4946 часов, после чего был снят из эксплуатации по причине повышенных вибраций 30 октября 2003 г.

В реализацию вышеизложенных положений было принято решение перед разборкой и дефектацией установить двигатель на стенд цеха 35 и провести горячий запуск по установленной программе дл ПСИ. Контрольные испытания проведены 19 ноября 2003 г. Длительность первого горячего запуска составила 2 часа 30 минут, рис. 4.15.

Рис. 4.15 Циклограмма испытаний двигателя ДР59Л (№ Д00290475)

Основные режимы, установленные для двигателя при испытаниях: холостой ход; прогрев генератора; 0.25 от номинала мощности двигателя (0.25N); 0.50 от номинала мощности двигателя (0.5N); 0.75 от номинала мощности двигателя(0.75N); 1.0 от номинала мощности двигателя (1.0N). В процессе испытаний на режиме 0.75N проводилась регулировка давления в разгрузочных полостях.

Испытания показали повышенный уровень вибраций, существенно превышающий установленные предельные нормы.

Результаты работы диагностических алгоритмов выявили основные причины вибраций. При этом диагностика проводилась на всех полученных режимах.

В спектре на рис. 4.16 присутствуют все гармонические компоненты основной частоты ТВД - 0.5ХРВД, 1ХРВД, 2ХРВД, 3ХРВД, и выше.

Характерный признак разбалансировки, перекосов осей ротора и широкополосного возбуждения.

Рис. 4.16. Спектр по датчику ГКтнд. Режим 1N

В спектре на рис. 4.16 присутствуют все гармонические компоненты основной частоты ТВД - 0.5ХРВД, 1ХРВД, 2ХРВД, 3ХРВД, и выше. Характерный признак разбалансировки, перекосов осей ротора и широкополосного возбуждения. Аналогичный спектр проявился и по датчику ГКст, рис. 4.17. При этом половинная гармоника превысила как основную роторную частоту, так и прочие кратные гармоники.

Рис. 4.17. Спектр по датчику ГКст. Режим 1N

Результаты работы диагностических алгоритмов показаны на рис. 4.18.

Циагностика Диагностический режим 🥥	Время 6977.00	РНД 89.65 РВД	119.95 PCT 80.00
Наименование	Вероятность	Наименование	Весовой коэффициент 🔺
Разбалансировка КВД	64	Дисбаланс РНД	0.14
Разбалансировка ТВД	58	Дисбаланс РВД	0.72
Несоосность КВД относительно ТВД	36	Дисбаланс РСТ	0.06
Разбалансировка ТНД	32	Перекос РНД	0.17
Ослабление соединений ротора ТВД	28	Перекос РВД	0.60
Разбалансировка КНД	27	Перекос РСТ	0.18
Касание РВД	20	Касание РНД	0.07
Несоосность КНД относительно ТНД	19	Касание РВД	0.25
Ослабление соединений ротора КВД	15	Касание РСТ	0.67
Разбалансировка СТ	10		
Ослабление соединений ротора КНД	0		
Касание ТНД	0		
Касание КНД	0		
Касание СТ	0		
Дефект шарикового подшипника опоры СТ	0		
Дефект упорного подшипника задней опоры КВД	0		
Дефект роликового подшипника задней опоры КВД	0		
Дефект роликового переднего подшипника СТ	0		
Дефект роликового заднего подшипника СТ	0		
Дефект подшипника передней опоры КНД	0		
Дефект подшипника передней опоры КВД	0		<u> </u>
Диал	юстические правила	1	

Рис. 4.18 Результаты работы диагностических алгоритмов на режиме 1N
Среди полученных результатов - разбалансировка ротора ВД с высокими весовыми коэффициентами; несоосность роторов КВД и ТВД; ослабление соединений ротора КВД и касания РВД. Последующая разборка и дефектация узлов двигателя подтвердила наличие следов задевания в уплотнениях статора ТВД, что явилось прямыми следствием разбалансировки ротора высокого давления, рис. 4.19. К сожалению, оценка затяжек болтовых соединений ротора ТВД и нарушения соосности роторов КВД и ТВД не была произведена.



Рис. 4.19. Следы задеваний на уплотнениях статора ТВД

Диагностика на других стационарных режимах также подтвердила сделанные выводы перед разборкой двигателя, показав аналогичные результаты. Неожиданный результат автоматической диагностики на основании ранее представленных алгоритмов был получен на стационарных участках при переходе от режима 025N к режиму 0.5N. Среди прочих возможных дефектов отмечено наличие касания ротора ТНД с большим весовым вкладом в общий уровень вибраций, рис. 4.20.



Рис. 4.20 Циклограмма перехода режима 025N к режиму 0.5N

Циагностика диагностический режим 🥥	Время 2000.00	РНД 70.91 РВД	105.35 PCT 79.99
Наименование	Вероятность и	Наименование	Весовой коэффициент
Разбалансировка КВД	66	Дисбаланс РНД	0.19
Разбалансировка ТНД	52	Дисбаланс РВД	0.68
Несоосность КВД относительно ТВД	33	Дисбаланс РСТ	0.09
Разбалансировка КНД	32	Перекос РНД	0.18
Ослабление соединений ротора ТВД	22	Перекос РВД	0.72
Несоосность КНД относительно ТНД	21	Перекос РСТ	0.11
Разбалансировка СТ	18	Касание РНД	0.69
Ослабление соединений ротора КВД	15	Касание РВД	0.14
Касание ТНД	15	Касание РСТ	0.08
Касание КНД	12		
Касание РВД	12		
Касание СТ	10		
Ослабление соединений ротора КНД	0		
Дефект шарикового подшипника опоры СТ	0		
Дефект упорного подшипника задней опоры КВД	0		
Дефект роликового подшипника задней опоры КВД	0		
Дефект роликового переднего подшипника СТ	0		
Дефект роликового заднего подшипника СТ	0		
Дефект подшипника передней опоры КНД	0		
Дефект подшипника передней опоры КВД	0		
Дефект подшипника опоры ТВД	0	-	

Рис. 4.21 Результаты диагностики временного сигнала

Результаты дефектации показали наличие следов задевания и по корпусу ТНД (рис. 4.22, 4.23) и по уплотнениям статора ТНД (рис.4.24).



Рис. 4.22 Следы задеваний по корпусу ТНД



Рис.4.23 Следы задеваний по корпусу ТНД (увеличено)



Рис. 4.24. Следы задевания по уплотнениям статора ТНД

5. ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ - ВЫБЕГ

5.1. Введение

оцифровка Непрерывная временного сигнала является ОДНИМ ИЗ инструментов, которому в настоящее время начинает уделяться достаточно большое внимание разработчиками систем вибрационного контроля И диагностики. Возможность получения больших временных реализаций и появления мощных методов их обработки (каскадные диаграммы, спектральные карты, вейвлет анализ и др.) позволяет получать информацию, которая ранее была недоступна разработчикам газотурбинных двигателей и прочего вращающегося оборудования.

Авторами исследуется один из наиболее интересных режимов работы газотурбинного двигателя ДР59Л – выбег, когда основные гармоники становятся незначительными, уровень шума снижается, открывая тем самым доступ к выделению слабых составляющих в вибрационном сигнале, обнаружить которые на основных режимах работы двигателя не представляется возможным. В основе лежит метод усиления составляющих вибрационного сигнала на резонансных режимах двигателя, положение которых определяется с очень высокой точностью и может быть подтверждено также и результатами математического моделирования.

В процессе испытаний проводилась запись выбега роторов двигателя в режиме магнитографа. В результате формируется файл, который загружается для последующего анализа. Циклограмма выбега роторов, полученная после обработки этого файла данных представлена на рис.5.1.



Рис.5.1. Циклограмма выбега роторов

5.2. Каскадные диаграммы

На рис. 5.2 показана каскадная диаграмма, полученная на выбеге роторов. Можно практически сразу выделить зоны, которые соответствуют различным резонансным состояниям - 22 Гц, 37 Гц, 59 Гц. Один и тот же возбуждается резонанс системы последовательно различными возбудителями при достижении их частотой резонансной частоты (демпфированной частоты собственных колебаний).



Рис. 5.2. Каскадная диаграмма, полученная на выбеге в режиме сплошного сбора. Канал ГПкнд. Выделена частотная область 0-130 Гц

Использование средств системы VibroNET 2.1 для 3D визуализации каскадной диаграммы позволяет выделять достаточно уверенно и с высокой точностью и более слабые резонансные режимы. Среди этих средств – вертикальные и горизонтальные скроллеры, возможность выделения необходимого частотного диапазона, выделения необходимого интервала времени (количества спектров) во всей записи выбега роторов.

На рис. 5.3 показаны спектры каскадной диаграммы, наложенные друг на друга средствами 3D визуализации, с временными отсчетами от 50-ой до 160-ой секунды.



Рис. 5.3. Спектры каскадной диаграммы, наложенные друг на друга средствами 3D визуализации

На рис. 5.4 показана каскадная диаграмма выбега роторов в высокочастотной области. Можно уверенно выделить резонансную зону в районе 1800 Гц последовательно возбуждаемую рабочими колесами роторов двигателя.



Рис. 5.4 Высокочастотная область на выбеге роторов

5.3. Амплитудно-частотные характеристики

Дополнением к каскадным диаграммам являются огибающие гармоник (амплитудно-частотные характеристики), получаемые также по результатам непрерывной оцифровки. Следует отметить, что на выбеге не происходит пересечение огибающих гармоник (гармоники достаточно хорошо разделены, хотя за этим надо также следить). В результате огибающие достаточно хорошо отражают резонансные состояния газотурбинного двигателя, рис. 5.5.

Несомненен и тот факт, что по амплитуде резонанса можно следить об интенсивности (мощности) механизма возбуждения, связанного с той или иной причиной.



Рис. 5.5 Амплитудно-частотные характеристики

5.4. Спектральные карты

Пожалуй, наиболее мощным и точным инструментом для решения задачи выявления резонансных режимов газотурбинных двигателей во всей их полноте являются спектральные карты. Пакет виртуальных инструментов Order Analysis Tools также разработан в компании National Instruments® и адаптирован в систему VibroNET 2.1 [38]. Спектральные карты могут быть получены в различных сочетаниях параметров, например "Частота – время", рис. 5.6.



Рис. 5.6. Спектральная карта "Частота – время"

На карте красным цветом выделяются все резонансные зоны, возбуждаемые в процессе выбега. Масштабируя шкалу цветности можно подстраиваться под конкретные резонансные режимы, усиливая или ослабляя их на спектральной карте. Далее используя линии курсора можно с высокой точностью определять резонансные частоты.

5.5. Резонансные характеристики двигателя ДР59Л

Применение средств системы VidroNET 2.1 – сплошного сбора на режиме магнитографа, 3D – визуализации каскадных диаграмм и огибающих, спектральных карт в различном виде - позволило получить достаточно точную информацию о резонансных зонах двигателя ДР59Л (№ Д00290475), таблица 5.1.

Таблица 5.1

	Резонансная частота по различным каналам, Гц								
N⁰	Осевой	ГПкнд	ГПквд	ВПквд	ГЗквд	ГКтнд	ВКтнд	ГКст	
1	11	1213	11	1112	11	11	11	11	
2	22	17	17	2021	17	1718	20	17	
3	26	22	22	29	2022	22	30	22	
4	37	37	37	3637	37	3537	3738	37	
5	50	47	-	48	47	47	47	-	
6	56	5960	5657	59	56	-	57	5758	
7	6776	7879	-	77	71	6976	6570	7879	
8	99	97	9096	106107	8793	92100	80106	99	
9	120	115120	116120	117120	113120	113120	117120	120	
10	-	140	132	-	-	160	150	140	
11		170	-	-	180	175	176	170	

Следует отметить, что полученные резонансы соответствуют частотам собственных колебаний для системы с очень низкими частотами вращения роторов. Т.е. практически отсутствует влияние гироскопических эффектов, которые могут изменить положение резонансных зон на высоких частотах вращения роторов – в основном в сторону увеличения частоты.

В таблице одинаковым цветом выделены каналы для вибрационных преобразователей, установленных в одном поясе двигателя (поперечной плоскости), но имеющих разное направление измерения вибрационных сигналов.

Можно отметить, что для преобразователей, меряющих вибрации в вертикальной плоскости, значения частот для нижних резонансных зон выше по сравнению с направлением горизонтальным. Это полностью согласуется с условиями закрепления двигателя на стенде. Жесткая подвеска в вертикальном направлении и, практически, нулевая жесткость в горизонтальном направлении и определяют такое соотношение частот собственных колебаний. Из таблицы видно, что погрешность экспериментально полученных демпфированных собственных частот колебаний достаточно мала и не превышает нескольких герц. Очевидно, что данная информация является весьма важной для проектировщиков двигателей, ведущих отстройку узлов и деталей от резонансных режимов [32].

5.6. Пример 1. Использование режима магнитографа на выбеге для диагностики состояния подшипников

Сигналы от подшипников даже с достаточно развитым дефектом обладают незначительными амплитудами и часто маскируются в шуме.

Сигналы достаточно большого уровня, в несколько раз превышающие шум и, которые можно заметить в обычном спектральном анализе, чаще всего появляются в предаварийном состоянии, возможно, за несколько минут до полного разрушения подшипника со всеми вытекающими отсюда последствиями – разрушения лопаточных аппаратов, корпусов опор и т.д.

Система VibroNET 2.1 позволяет в какой-то мере решить проблему диагностики состояния подшипников, используя информацию, полученную на выбеге роторов в режиме магнитографа. В основе диагностики лежит эффект резонансного усиления гармонических компонент, соответствующих основным подшипниковым частотам и их кратностям. Если для двигателя (нового или после ремонта) имеется соответствующая информация, то, сравнивая ее с аналогичной, полученной после нескольких тысяч часов непрерывной работы в процессе текущих регламентных работ, можно провести оценку состояния подшипников. Очевидно также, что если существует некоторая статистика по предельным значениям амплитуд на соответствующих резонансах, то с некоторой вероятностью можно прогнозировать остаточный ресурс И подшипника.

Данная методика предполагает получение информации на выбеге роторов На рис. 5.7, 5.8, показаны огибающие (т.е. при останове двигателя). гармонических компонент, соответствующих основным подшипниковым FTF, BSF промежуточного подшипника двигателя ДР59Л, частотам "Газтурбосервис" поступившего В ремонт OAO И предварительно В протестированного на стенде.



Рис. 5.7. Огибающая гармонических компонент с частотой FTF вращения сепаратора



Рис. 5.8. Огибающая гармонических компонент с частотой BSF вращения тел качения

На всех графиках для всех частотных компонент существуют резонансные усиления соответствующих частотных компонент. Шумовой уровень в данном примере оценивается величиной 0.1...0.2 мм/сек. Амплитуды резонансов достигают 0.3 мм/сек. Появление резонансных усилений гармонических компонент с частотами подшипников может говорить о том, что существуют начальные изменения в состоянии данного подшипника (предполагается, что для кондиционного подшипника не существует причин возбуждения колебаний с указанными частотами).

После разборки двигателя и перед проведением ремонтных работ была проведена дефектация узлов и деталей. Явных разрушений на промежуточном подшипнике не наблюдалось. Однако следы повышенного износа

существовали. В частности, следы проскальзывания наружной обоймы в корпусе (рис. 5.9), следы на телах качения, изменивших их начальную геометрию, рис.5.10.

Сравнение времени выбега роторов (оценка времени выбега является обязательным процедурой при проведении контрольных испытаний), а также сравнение осциллограмм выбега (например, по огибающим временного сигнала в некоторой полосе частот) также могут дать косвенную информацию о состоянии подшипниковых узлов.



Рис. 5.9. Наружная обойма промежуточного подшипника со следами износа



Рис. 5.10. Ролик промежуточного подшипника со следами износа

5.7. Пример 2. Использование режима выбега для анализа посторонних шумов, замеченных в испытании

В данном разделе приводятся результаты испытаний двигателя ДР59Л зав. № Д00292120 на стенде цеха №35 с 17.11.2004 по 20.11.2004, на котором были отмечены нестандартные ситуации. Приведем хронологию испытаний, построенную на данных САУ и системы VibroNET 2.1:

Двигатель установлен на стенд 17.11.2004.

- Запуск №1- холодная прокрутка (ХП) произведен 17.11.2004 в 12:56. Максимальные обороты n_{квд}=665 об/мин, n_{кнд}=752 об/мин. Выбег роторов КНД – 449с, КВД – 399с в 12:58. При выбеге роторов посторонних шумов нет.
- Запуск №2 до прогрева двигателя (первый горячий запуск) произведен 17.11.2004 в 13:16. Режим полной загрузки 1N. Аварийный останов (AO)

в 13:21, вибрация по штатному месту на CT >17 мм/сек. Выбег ротора КНД – 54с, КВД – 102с, CT – 71с. При выбеге ротора посторонних шумов нет.

- Запуск №3 ХП- произведен 17.11.2004 в 13:33. Выбег роторов КНД 508с, КВД – 514с в 13:36. Вибрации по всем точкам в норме. При выбеге роторов посторонних шумов нет. n_{квл}=794 об/мин, n_{кнл}=749 об/мин.
- 4. Произведена протяжка крепления вибродатчиков и кронштейнов вибродатчиков на корпусе ГТД.
- Запуск №7 до прогрева двигателя (третий горячий запуск) 17.11.2004 в 19:38. Выбег роторов КНД – 58с, КВД – 117с, СТ – 86с в 09:20, 18.11.2004. При выбеге роторов прослушивается шум, периодически повторяющийся в районе ОВ ТВД и ЗК КВД.
- 6. В последующие запуски шум повторялся до запуска №23.
- При проведении запуска №24 ХП в 11:17 19.11.2004г. (в присутствии гл. специалистов) на охлажденном двигателе шум отсутствует (ХП прервана на оборотах n_{кнд}=260 об/мин по требованию главных специалистов).
- 8. По решению гл. специалистов на двигателе произведена наработка в течение 11 часов 40 минут (до 8:30 20.11.04г. для остановки в присутствии специалистов) на режиме 1.0N с тремя остановками НО (нормальный останов). После каждой остановки проведено по две ХП. При каждой остановке шум повторялся.
- Общая наработка двигателя составила 42 часа. 20.11.2004 в связи с периодически повторяющимся шумом произведен демонтаж двигателя и отправлен в цех 34 для исследования.
- 10.Общее число запусков: холодная прокрутка 28, до прогрева двигателя – 14. Общее число остановов: нормальный останов – 13, аварийный останов - 1.

Примечание: При ХП факультативная норма выбега с 700 об/мин до 0 об/мин - ротора КНД не менее 360сек, ротора КВД не менее 460сек. При горячем запуске норма выбега роторов с 1500 об/мин до 500 об/мин: ротора КНД не менее – 56сек, ротора КВД не менее – 104...154с

Анализ поведения двигателя позволил сделать некоторые обобщения.

Превышение аварийных уставок по вибрации зафиксировано только при первом горячем запуске двигателя. При дальнейших испытаниях уровни вибрации были в норме ТУ. По результатам анализа вибрационного сигнала с датчика расположенного в штатной точке №3, в момент аварийного останова, выявлено, что источником повышенной вибрации является ротор низкого давления. Его составляющая в этот момент была равной 14 мм/с, остальные составляющие спектра меньше 2,5 мм/сек. Каскадная диаграмма спектров приведена на рис. 5.11.

Автоматическая диагностика (рис. 5.12) показала, что основными дефектами при аварийном останове были: дисбаланс КНД с вероятностью 57% и весовым коэффициентом 0,7; несоосность КНД относительно ТНД с вероятностью 51% и весовым коэффициентом 0,86.



Рис.5.11 Каскадная диаграмма спектральных характеристик на режиме максимальных вибраций

Диагностика Диагностический режим 🌑	Время 1578.00	РНД 39.18 РВД 76.56	PCT 31.04
Наименование	Вероятность	Наименование	Весовой козффициент
Разбалансировка КНД	57	Дисбаланс РНД	0.70
Несоосность КНД относительно ТНД	51	Дисбаланс РВД	0.30
Разбалансировка КВД	50	Дисбаланс РСТ	0.06
Разбалансировка ТНД	38	Перекос РНД	0.86
Разбалансировка ТВД	22	Перекос РВД	0.37
Несоосность КВД относительно ТВД	21	Перекос РСТ	0.10
Касание ТНД	20	Касание РНД	0.11
Разбалансировка СТ	15	Касание РВД	0.69
Ослабление соединений ротора КНД	15	Касание РСТ	0.40
Касание КНД	15		
Касание РВД	13		
Ослабление соединений ротора ТВД	6		
Касание СТ	5		
Ослабление соединений ротора КВД	0		
Дефект шарикового подшипника опоры СТ	0		
Дефект упорного подшипника задней опоры КВД	0		
Дефект роликового подшипника задней опоры КВД	0 –		
Дефект роликового переднего подшипника СТ	0		
Дефект роликового заднего подшипника СТ	0		
Дефект подшипника передней опоры КНД	0		
Дефект подшипника передней опоры КВД	0		
Гл. тол			1

Рис. 5.12 Результаты диагностики в системе VibroNET 2.1

В то же время последующие горячие запуски не сопровождались повышенными вибрациями. Это говорит о том, что на первом запуске

вибрационные явления привели узлы конструкции, первоначально имевшие отклонения в сборке от ТУ, в нормальное состояние. Т.е произошло некоторое выравнивание и стабилизация положения деталей корпусов.

Другая нестандартная ситуация - посторонний шум на охлажденном двигателе не наблюдался. В то же время на всех испытаниях при горячем запуске при выбеге появляется посторонний шум.

При анализе вибросигналов, записанных во время выбега роторов, обнаружена зависимость частоты проявления шума от частоты вращения роторов. Как видно из рис. 5.13 в вибросигнале продолжительностью 1 сек имеется три шумовых всплеска (обведены кружками). Из рис. 5.14 в свою очередь видно, что частота 3 Гц в этот момент времени соответствует ротору высокого давления. Зависимостей проявления шума от частоты вращения ротора низкого давления во временных сигналах не обнаружено.



Рис. 5.13 Временной сигнал на 211 секунде записи выбега роторов



Рис. 5.14 Циклограмма выбега РНД и РВД (ротор СТ стоит)

Последующая переборка двигателя показала, что посторонний шум являлся следствием цепляния полок рабочих лопаток второй ступени ТВД за торцы блока сопловых лопаток, рис. 5.15, 5.16.

В качестве общего вывода по данному примеру можно отметить, что выбег при наличии соответствующих систем контроля вибрационных сигналов и их анализа может дать отличные результаты в оценке технического состояния приводов ГПА.



Рис. 5.15. Торец блока сопловых лопаток второй ступени ТВД со следами задира



Рис. 5.16. Выступающая полка рабочей лопатки второй ступени ТВД

6. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

6.1. Общие положения

В состав разрабатываемых систем для проведения оценки технического состояния газотурбинных двигателей в условиях эксплуатации неразрывной частью должны входить системы параметрического контроля и диагностики. Вместе с вибрационной диагностикой параметрический контроль может существенно повысить достоверность заключений о техническом состоянии машины.

Работа диагностических систем, использующих параметрическую диагностику, основывается на специальной обработке и анализе значений термогазодинамических параметров, измеряемых на работающем ГПА или двигателе на стенде. В самом общем случае это - давления, температуры, расходы рабочих тел (воздуха, топливного газа), частоты вращения роторов, эффективная мощность (при испытаниях на стенде).

При наличии достаточного количества измеряемых параметров можно не только контролировать состояние двигателя по их значениям (как это делает САУ), но и, используя известные подходы, с высокой точностью рассчитывать и проводить оценку параметров эффективности двигателя – гидравлических потерь, степени повышения давления в каскадах компрессоров, коэффициентов полезного действия, коэффициентов технического состояния и т.д.

Специальные диагностические алгоритмы позволяют также оценивать состояние проточных частей двигателей и нагнетателей - загрязнение деталей проточной части компрессора, эрозию и коррозию проточной части, нагарообразование, состояние камеры сгорания, состояние форсунок, состояние лопаток, раззазоривание (разрушение легко прирабатываемых покрытий) и т.д.

6.2. Анализ существующих и разрабатываемых систем параметрической диагностики ГТД

Параметрическая диагностика - это составная часть эксплуатации двигателей в составе ГПА по их техническому состоянию. Диагностическая система основывается на специальной обработке и анализе значений термогазодинамических параметров, измеряемых на работающем ГПА или двигателе на стенде. В самом общем случае это давления, температуры, расходы рабочих тел (воздуха, топливного газа, природного газа), частоты вращения роторов, эффективная мощность (при испытаниях на стенде).

Номенклатура И количество измеряемых параметров могут существенно отличаться при стендовых контрольных или приемно-сдаточных испытаниях и при работе двигателя в системе ГПА на КС. Во втором случае оснащенность измерительной аппаратурой ниже, чем В первом И. соответственно, меньше количество параметров, которые могут быть использованы для диагностики состояния.

Основой алгоритма диагностики должна служить математическая модель объекта диагностирования. Вид модели определяет полноту охвата и глубину диагностирования, а также точность диагноза.

Простейшие алгоритмы опираются на линеаризованные модели первого уровня, использующие описание связи между элементами двигателя уравнениями без учета зависимости теплоемкостей воздуха и продуктов сгорания ОТ температуры И с постоянными формально заданными коэффициентами потерь давления в газовоздушном тракте и к.п.д. отдельных узлов.

Математические модели второго уровня характеризуют двигатель более точными физическими связями между элементами с учетом изменения теплоемкостей рабочего тела и расчетом коэффициентов потерь в элементах двигателя. В основу практически всех используемых и описанных методов диагностирования заложен принцип сравнения оперативной информации, получаемой в процессе работы ГТУ, с базовой информацией. Источники базовой информации могут быть различны:

- паспортные данные двигателя и эталонные характеристики (характеристики компрессоров и турбин, дроссельные характеристики) для типа двигателя, предоставляемые заводом-изготовителем;

- индивидуальные параметры двигателя и характеристики, полученные при стендовых заводских испытаниях;

- индивидуальные параметры и характеристики двигателя, полученные в первые часы его работы.

ИТЦ «Оргтехдиагностика» ДАО «Оргэнергогаз» совместно С «Двигатели НК» Самарским НТК ИМ. Н.Д.Кузнецова разработаны автоматизированные системы диагностирования АСД-38СТ и АСД-36СТ газотурбинных приводов НК-38СТ и НК-36СТ [41]. Параметрическая диагностика является составной частью данных АСД, включающих также контроль и диагностику маслосистем, систем регулирования двигателя, его вибросостояния. При диагностировании используются помимо паспортных данных, включающих заводские номера, наработки к моменту начала работы ГТД с данной системой диагностики, дроссельные характеристики, данные приемно-сдаточных испытаний, а также базовые значения параметров, определяемые на установившихся режимах в начальный период эксплуатации. Кроме того, используются поправки, учитывающие отличия в работе двигателя на стенде и в условиях КС.

Методика локализации неисправностей опирается на диагностические модели узлов двигателя, в которых функциями являются отклонения характеристик этих узлов от соответствующих базовых значений, а именно: к.п.д. осевого компрессора, к.п.д. компрессоров низкого и высокого давления, турбин высокого И низкого давления, суммарного воздуха, расхода производительности КНД и КВД и т.д. Аргументами же в данных моделях служат отклонения измеренных и приведенных значений параметров от соответствующих базовых значений формулярным дроссельным по характеристикам.

Для получения диагностических моделей применяется эксперимент с математической моделью двигателя с системой регулирования, проведенный по многофакторным планам (дисперсионный анализ). Используется случайный выбор характеристик узлов в пределах допустимых значений. В результате – статистика возможных дефектов, параметров и взаимодействия параметров. Для обработки данных используется регрессионный анализ.

Несколько иная форма использования информации предложена Р.Н.Бикчетаем и А. Ванчиным [8], [9]. Диагностика технического состояния основана на сравнении параметров двигателя в эксплуатации и при стендовых Определяются относительные заводских испытаниях. изменения К.П.Д. отдельных узлов (ОК, ТНД и ТВД, СТ) с учетом отклонений параметров работы от результатов стендовых испытаний. Базовой информацией служат графики зависимостей показателей штатной системы измерений (*n*, *G* т, *P* и *T* цикловых газов и т.д.) от *Ne* при данных внешних условиях. Выводится зависимость к.п.д. узла от параметров из показаний штатной системы диагностирования (*p*1, *p*2,...) и комплекса стабильных параметров (*k*1,*k*2,...):

$$\eta_{y_{31a}} = f(p_1, p_{2,...,k1}, k_{2,...}) \quad . \tag{6.1}$$

В качестве диагностических признаков используются относительные изменения к.п.д. узлов. Например, для политропного к.п.д. осевого компрессора выведена следующая зависимость:

$$\eta_{n\kappa} = \frac{k-1}{k} \cdot \lg \pi_{\kappa}^* \cdot \left\{ \lg \left[\frac{Hoo}{2 \cdot Ta \cdot Cpm_{\epsilon}} \cdot \left(\overline{n_{\kappa 1}}^2 + \overline{n_{\kappa 2}}^2 \right) + 1 \right] \right\}^{-1}.$$
(6.2)

Здесь $\pi_{\hat{e}}^*$ - суммарная степень повышения давления в осевом компрессоре (ОК),

Ноо - теоретическая работа ОК,

Срт, - удельная теплоемкость воздуха,

$$\overline{n_{\hat{e}1}} = \frac{n_{\hat{e}1}}{n_{\hat{e}10}}$$
 и $\overline{n_{\hat{e}2}} = \frac{n_{\hat{e}2}}{n_{r20}}$ - относительные скорости вращения КНД и

КВД (по отношению к номинальным).

Аналогичным образом выражены и другие интересующие авторов параметры, а в качестве диагностических признаков предлагается использовать их относительные изменения.

Диагностирование технического состояния (TC) и прогнозирование трендов параметров TC согласно Шабарову А.Б. и Михайличенко С.В. [51] опирается на определение диагностических коэффициентов по отдельным узлам двигателей. В качестве базовой информации предлагается использовать паспортные зависимости основных параметров от приведенных оборотов и расходов топлива, например, $\eta_{\kappa 0}^*$ и $\pi_{\kappa 0}^* = f(G_{np0}, n_{np0})$. Диагностические коэффициенты для OK, например, в этом случае

- по к.п.д. компрессора
$$k_{\eta} = \frac{\eta_{\kappa}^*}{\eta_{\kappa 0}^*}$$

- по степени повышения давления

$$k_{\pi} = \frac{\pi_{\hat{e}}^*}{\pi_{\hat{e}0}^*}.$$
 (6.3)

Для камеры сгорания это коэффициенты TC по гидравлическим потерям, полноте сгорания, неравномерности температур; для турбин - по к.п.д. и мощности, для центробежного нагнетателя (ЦБН) – по к.п.д. и степени повышения давления, а для установки в целом - $k_{\eta TTY}$ - по эффективному к.п.д. и k_{NTTT} - по эффективной мощности.

[6] предлагается метод оценки B работе ΓПΑ состояния по термогазодинамическим параметрам, основанный на анализе тенденций изменения отклонений вычисляемых параметров – диагностических признаков (ДП) от эталонных (базовых) значений в процессе эксплуатации по результатам контрольных параметров (КП) изменений измерений И отклонений регистрируемых (измеренных) параметров (ИП). В качестве характеристик исправного состояния принимаются эталонные характеристики средние для данного типа ГТУ (для диагностических моделей обобщенного типа) или индивидуальные для конкретной ГТУ (для моделей индивидуального типа). Методы параметрической диагностики могут быть реализованы в двух видах: метод параметрического контроля и метод многофакторного диагностирования. Первый из них рассматривает оценку эффективности функционирования ГПА по изменению ДП, интегрально оценивающему влияние всех неисправностей проточной части. Многофакторное диагностирование дополняется распознаванием причин снижения эффективности и неисправностей их определяющих. Представлены различные методики исследования оборудования по ТГП, их сравнительный анализ. Авторами предлагается также методика распознавания неисправностей, которые приводят к снижению эффективной мощности ГТУ, падению к.п.д. и работе нагнетателя в предпомпажной зоне.

Для ГТУ, находящихся в эксплуатации, предлагается использование «экспресс-метода» [11]. Отличительная оценки выходных показателей особенность – использование минимального состава измеряемых параметров и унификация для любого типа газотурбинных ГПА. Особенность метода – совместное оперирование базовым параметром (идентифицирующим фактически развиваемую мощность) И управляющим параметром (информирующем о степени загруженности агрегата) Для ГТД с двухкаскадным компрессором в качестве базового параметра предлагается использовать значение частоты вращения одного из валов (в зависимости от закона регулирования), а в качестве управляющего – частоту вращения другого ротора.

Результирующие зависимости мощности и других газодинамических параметров от базового, управляющего параметров и наружных атмосферных условий получаются при использовании предварительно рассчитанных коэффициентов взаимного влияния для соответствующих законов регулирования.

Для ГТУ с двухкаскадными компрессорами, конвертированных из авиационных или судовых двигателей, в качестве базовых предлагается использовать индивидуальные дроссельные характеристики, позволяющие определять мощность агрегата, например, при регулировании $n_{H_{Z}} = var$. Фактическая мощность ГТУ в этом случае определяется следующим уравнением

$$Ne_{\phi} = \left[1 + \left(\frac{\delta Ne}{\delta n_{B\mathcal{A}}}\right) \cdot \delta n_{B\mathcal{A}} + \left(\frac{\delta Ne}{\delta T_{3}}\right) \cdot \delta T_{3} + \left(\frac{\delta Ne}{\delta p_{a}}\right) \cdot \delta p_{a}\right] \cdot Ne_{0} \quad . \tag{6.4}$$

 $\left(\frac{\partial Ne}{\partial n_{\scriptscriptstyle B\!/\!I}}\right)$, $\left(\frac{\partial Ne}{\partial \Gamma_3}\right)$, $\left(\frac{\partial Ne}{\partial p_a}\right)$ - коэффициенты взаимного влияния на мощность

частоты вращения вала ВД, температуры на входе в ОК, атмосферного давления для закона $n_{BД} = \text{var}$.

Эталонная мощность ГТУ, используемая при определении коэффициента технического состояния по мощности, представляет собой мощность, развиваемую при номинальном состоянии проточной части и текущих значениях управляющего параметра и окружающей среды. Определяется по аналогичной формуле:

$$Ne_{_{3m}} = \left[1 + \left(\frac{\partial Ne}{\partial n_{_{H}\mathcal{I}}}\right) \cdot \delta n_{_{H}\mathcal{I}} + \left(\frac{\partial Ne}{\partial T_3}\right) \cdot \delta T_3 + \left(\frac{\partial Ne}{\partial p_a}\right) \cdot \delta p_a\right] \cdot N_{_{e0}}.$$
(6.5)

Здесь коэффициенты влияния (в круглых скобках) – для закона регулирования $n_{H\pi}$ = var. Коэффициент технического состояния по мощности

$$K_N = \frac{Ne_{\phi}}{Ne_{m}}.$$
(6.6)

В предлагаемой разработке было решено использовать две основные математические модели для разных этапов существования двигателя:

при стендовых испытаниях используется более полная модель "Термогазодинамика-СТЕНД", работающая большим С количеством параметрической информации, получаемой работающего С двигателя. Соответственно, может быть получена и подробная выходная информация, используемая затем как эталонная (базовая) для поступившего в эксплуатацию К характеристикам лвигателя. эталонным относятся _ основные термодинамические параметры ДЛЯ выбранных режимов, показатели эффективности всего двигателя И отдельных узлов, дроссельные характеристики и т.д.;

- для компрессорных станций используется модель "Термогазодинамика – КС", использующая ограниченный набор измеряемых параметров, поступающих в САУ КС и эталонные характеристики, полученные на ранее стенде предприятия-изготовителя, либо ремонтного предприятия.

Общая архитектура всей системы параметрической диагностики представлена на рис. 6.1. Как видно из рисунка в качестве исходных данных используются:

- данные САУ, среди которых $n_{H\!Z}$, $n_{B\!Z}$, n_{CT} , T_B , $T_{TB\!Z}$, p_B , p_K , Q_T , $N_{_{C\!e\!H}}$;

- данные атмосферных условий T_{H}, p_{H}, φ ;

- данные по замерам статического и полного давлений на входе в двигатель $p_{cmamuческае}, p_{noлнoe};$

- термодинамические характеристики воздуха и топливного газа;

- геометрия проточной части.

Все термодинамические расчеты могут проводиться для нескольких выбранных с целью диагностики режимов (расчетных точек). Расчетная точка определяется либо по оборотам n_{BA} , либо по мощности ГТУ. В ней определяется весь набор термодинамических параметров и параметров эффективности ГТУ.

Дроссельные характеристики определяются в процессе проведения стендовых испытаний для каждого режима в довольно узком диапазоне частот вращения, охватывающем расчетную точку $(\overline{n_{np}} = \frac{n_{np}}{n_{np0}} = 0.9 - 1.1)$.

Просчитывается несколько точек по оборотам близким к расчетной точке, и несколько за счет изменения температуры на входе при постоянной частоте вращения ротора (необходимость этого показана далее).



Рис.6.1. Архитектура системы параметрической диагностики

6.3. Методика исследования оборудования по термогазодинамическим параметрам в условиях стенда предприятия

6.3.1. Условные обозначения

 Q_{τ} - объемный расход топливного газа, м³/с;

*G*_{*T*} - массовый расход топливного газа, кг/с;

 $\rho_{\rm H}$ - плотность газа при нормальных условиях, $\rho_{\rm H} = 0,69~{\rm kr/~m^3};$

 Q^{p} - теплотворная способность топливного газа, кДж/кг;

 Q_{H}^{p} - низшая теплотворная способность топливного газа, ккал/кг;

 Δp_{III} - перепад давления топливного газа на мерной шайбе, кгс/см²;

 p_{TT} - давление топливного газа на участке измерения перепада давления, кгс/см²:

 t_{TT} - температура топливного газа, °С.

 G_B – массовый расход воздуха, кг/с;

 φ - относительная влажность воздуха;

 p_{cm} , $p_{noлh}$ - статическое давление и давление торможения воздуха на входе в осевой компрессор, МПа;

 F_0 - площадь на входе, м²;

 ρ_{15} - нормальная плотность воздуха при 15 ⁰C, $\rho_{15} = 1,286$ кг/ м³;

 T_H и P_H - температура и давление наружного воздуха давление на входе в компрессор, К и Мпа;

T_{КНД} и *P_{КНД}* - температура и давление после компрессора низкого давления, К и Мпа;

T_{КВД} и *P_{КВД}* - температура и давление после компрессора высокого давления, К и Мпа;

 T_{Γ} - температура продуктов сгорания после камеры сгорания, К;

α - коэффициент избытка воздуха;

 G_{Γ} - расход продуктов сгорания, кг/с;

 C_{pB} , C_{pC} , $C_{p\Gamma}$ – расчетные теплоемкости воздуха, смеси и продуктов сгорания,

кДж /кг•К;

*Т*_{ТВД} - температура газов после турбины высокого давления, К;

*Т*_{*ТНД*} - температура газов после турбины низкого давления, К;

*T*_{*CT*} - температура газов после силовой турбины, К;

N_{КНД}, *N_{КВД}*, *N_{ОК}* - мощности компрессоров низкого, высокого давления, осевого компрессора, Мвт;

N_{TBД}, *N_{THД}*, *N_{CT}* - мощности турбин высокого, низкого давления, силовой турбины, кВт;

 $\eta^*_{{\scriptscriptstyle K\!H\!A}}$, $\eta^*_{{\scriptscriptstyle K\!B\!A}}$ - КПД компрессоров низкого и высокого давления;

 $\eta^*_{TBJ}, \eta^*_{THJ}, \eta^*_{CT}$ - КПД турбин высокого, низкого давления, силовой турбины;

N_e, - эффективная мощность ГТУ, МВт;

 η_{e} – эффективный к.п.д. ГТУ.

*N*_{ген} - электрическая мощность на выходных клеммах генератора, измеренная с помощью ваттметра., МВт;

*п*_{квл} - частота вращения ротора КВД, об/мин;

*n*_{*кнд*} - частота вращения ротора КНД, об/мин;

6.3.2. Модели САУ

Определение мощности на выходном фланце ГТД.

Мощность на выходном фланце ГТД N, МВт определить по формуле:

$$N = rac{N_{_{\mathcal{P}eh}}}{\eta_{_{ped}} \cdot \eta_{_{\mathcal{P}eh}}} \; ,$$

 η_{PEQ} - паспортный КПД редуктора (графики зависимости КПД от N_{ren} представлены в технологической инструкции ТИ ДР59-01);

 $\eta_{\rm {\it \Gamma EH}}$ - паспортный КПД генератора .

Определение массового расхода топливного газа:

$$G_{T} = K_{1} \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{III} \cdot (p_{TT} + 1,033) \cdot \rho_{H}}{(t_{TT} + 273) \cdot K}},$$

где

є - коэффициент расширения топливного газа;

К - коэффициент сжимаемости топливного газа.

Приведение параметров ГТД к расчётным атмосферным условиям на входе в ГТД. В качестве расчетных приняты температура атмосферного воздуха $t_{H}^{p} = 15$ °C, атмосферное давление $P_{H}^{p} = 760$ мм рт. ст.

Определение коэффициентов приведения параметров ГТД производится по формулам:

$$a = \sqrt{\frac{t_H^P + 273}{t_H^{M3M} + 273}}$$
$$\beta = \frac{P_H^P}{P_H^{M3M}}$$

где

α - коэффициент приведения по температуре атмосферного воздуха;
 β - коэффициент приведения по атмосферному давлению;
 Определение приведенных частот вращения роторов КВД и КНД:

$$n_{KBJ}^{\Pi P} = n_{KBJ}^{H3M} \cdot \alpha$$

 $n_{KHJ}^{\Pi P} = n_{KHJ}^{H3M} \cdot \alpha$

где

n^{ПР}_{КВД} - приведенная частота вращения ротора КВД, об/мин;

 $n_{KHZ}^{\Pi P}$ - приведенная частота вращения ротора КНД, об/мин.

Определение приведенной температуры газов за ТВД $t_{04}^{\Pi P}$, °С:

$$t_{04}^{\Pi P} = \left(t_{04}^{\Pi 3M} + 273\right) \cdot \alpha^2 - 273$$

Определение приведенного избыточного статического давления за КВД *P*^{*ПP*}_{*КВД*} кгс/см²:

$$P_{KB\mathcal{I}}^{\Pi P} = P_{KB\mathcal{I}}^{U3M} \cdot \boldsymbol{\beta}$$

Определение массового приведенного расхода топливного газа $Q_{\scriptscriptstyle M}^{\scriptscriptstyle \Pi \scriptscriptstyle P}$, кг/ч:

$$Q_M^{\Pi P} = Q_M^{H3M} \cdot \alpha \cdot \beta$$

Определение приведенной мощности ГТД N ів , МВт:

$$N_{\Pi P} = N \cdot \alpha \cdot \beta$$

Определение эффективного КПД ГТД в условиях стенда η_e , %:

$$\eta_e = \frac{8.6 \cdot N_{\Pi P} \cdot 10^4}{H_U \cdot Q_M^{\Pi P}}$$

6.3.3. Модель "Термогазодинамика-СТЕНД"

На рис. 6.2 показаны все наборы данных, используемые на входе в модель, а также рассчитываемые параметры, в том числе и параметры эффективности на выходе из модели.



Измеряемые параметры

Рис. 6.2. Модель «Термогазодинамика - СТЕНД».
Рассмотрим алгоритм определения основных термогазодинамических параметров двигателя и его основных узлов.

Температура газа перед турбиной высокого давления может быть определена как

$$T_{\Gamma} = T_{KBA} + \frac{Q_{H}^{p} \cdot G_{T} \cdot \eta_{KC}}{G_{B} \cdot C_{pB}}.$$
(6.7)

Низшая теплотворная способность топлива Q_H^p может быть рассчитана исходя из состава газа согласно методике [5] или принята равной $Q_H^p = 50056 \text{ кДж/кг}$ [45], теплоемкость

$$C_{pB} = 1,031 + 9,355 \cdot 10^{-5} \cdot t + 3,694 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 - 2,769 \cdot 10^{-10} \cdot t^3,$$
(6.8)

 $q_T = \frac{G_T}{G_T};$

где *t* – средняя температура процесса в градусах Цельсия.

Возможен и другой вариант расчета [2]:

$$T_{\Gamma} = \frac{Q_{H}^{p} \cdot q_{T} + C_{p\Gamma} \cdot q_{T} \cdot T_{0} + C_{pB} \cdot T_{KB\overline{\lambda}}}{C_{p\Gamma} \cdot (1 + q_{T})}, \qquad (6.9)$$

где

$$C_{pB} = 0.9379 + 0.000198 \cdot T;$$

 $C_{p\Gamma} = 0.9796 + 0.000283 \cdot T,$ (6.10)

Т – средняя температура процесса в градусах Кельвина.

Мощность турбины высокого давления

$$N_{TB\mathcal{A}} = G_{\Gamma} \cdot L_{TB\mathcal{A}} = (G_B + G_T) \cdot C_{p\Gamma} \cdot (T_{\Gamma} - T_{KB\mathcal{A}}), \qquad (6.11)$$

где $C_{p\Gamma}$ рассчитывается либо по формуле (6.8) при $t = \frac{T_{\Gamma} + T_{KBA}}{2} - 273$, либо по

формуле (6.10) при $T = \left(\frac{T_{\Gamma} + T_{KBA}}{2}\right).$

Мощность компрессора высокого давления

$$N_{KBJ} = N_{TBJ} \cdot \eta_{Mex}, \qquad (6.12)$$

где принимается

$$\eta_{Mex} = 0.98.$$

В свою очередь

$$N_{KBJ} = G_B \cdot C_{pB} \cdot (T_{KBJ} - T_{KHJ}), \qquad (6.13)$$

отсюда можно найти с использованием итерационного процесса температуру за компрессором низкого давления.

Задаваясь в первом приближении температурой $T_{KHA}^{(1)} = T_H$, подстановкой в уравнение (6.10) или (6.12) средней температуры в КВД $t = \frac{T_{KHA} + T_{KBA}}{2} - 273$, уточняется значение теплоемкости. Далее по формуле

$$T_{KHA} = T_{KBA} - \frac{N_{KBA}}{G_B \cdot C_{pB}}$$
(6.14)

рассчитывается температура $T_{KHZ}^{(2)}$ во втором приближении, которая сравнивается с ранее полученным значением. Уточнение ведется до относительной погрешности в 1%.

Далее можно рассчитать коэффициент политропного сжатия компрессора

$$n_{OK} = \frac{1}{\frac{\ln\left(\frac{T_{KBA}}{T_{H}}\right)}{\ln\left(\frac{p_{KBA}}{p_{H}}\right)}};$$
(6.15)

и, считая его общим для КНД и КВД, получить степени повышения давления в соответствующих компрессорах

$$p_{KH\mathcal{A}} = p_H \cdot \left(\frac{T_{KH\mathcal{A}}}{T_H}\right)^{\frac{n_{OK}}{n_{OK}-1}};$$
(6.16)

$$\pi_{KH\mathcal{A}}^* = \frac{p_{KH\mathcal{A}}}{p_H}; \quad \pi_{KB\mathcal{A}}^* = \frac{p_{KB\mathcal{A}}}{p_{KH\mathcal{A}}}; \quad (6.17)$$

и КПД компрессоров высокого и низкого давления

$$\eta_{KHJ}^{*} = \frac{T_{H} \cdot \left(\pi_{KHJ}^{*\frac{k}{k-1}} - 1\right)}{T_{KHJ} - T_{H}};$$
(6.18)

$$\eta_{KB\mathcal{I}}^{*} = \frac{T_{KH\mathcal{I}} \cdot \left(\pi_{KB\mathcal{I}}^{*\frac{k}{k-1}} - 1\right)}{T_{KB\mathcal{I}} - T_{KH\mathcal{I}}}.$$
(6.19)

Далее определяется мощность турбины низкого давления

$$N_{THA} = \frac{N_{OK}}{\eta_{Mex}} - N_{TBA}; \qquad (6.20)$$

где η_{Mex} принимается равным 0,98.

Температура за турбиной низкого давления определяется с помощью описанного выше итерационного цикла по следующей формуле

$$T_{THA} = T_{TBA} - \frac{N_{THA}}{G_{\Gamma} \cdot C_{\rho\Gamma}}.$$
(6.21)

Если в условиях стенда измерена мощность генератора, приводимого силовой турбиной, то можно рассчитать температуру за турбиной как

$$T_{CT} = T_{THA} - \frac{N_{ZEH}}{\eta_{Mex} \cdot G_{\Gamma} \cdot C_{p\Gamma}}.$$
(6.22)

Коэффициенты полезного действия турбин определяются с использованием политропного коэффициента расширения в турбинах при условии полного расширения или при известном давлении на выходе из свободной турбины как отношения индикаторных мощностей соответствующих турбин к адиабатическим.

$$n_{T} = \frac{1}{\ln\left(\frac{T_{\Gamma}}{T_{CT}}\right)};$$

$$1 - \frac{\ln\left(\frac{T_{\Gamma}}{T_{CT}}\right)}{\ln\left(\frac{p_{\Gamma}}{p_{CT}}\right)};$$
(6.23)

Перепад давления на турбине высокого давления

$$\boldsymbol{\pi}_{TB\mathcal{J}}^* = \left(\frac{T_{\Gamma}}{T_{TB\mathcal{J}}}\right)^{\frac{n_T}{n_T - 1}}; \,. \tag{6.24}$$

КПД турбины высокого давления

$$\eta_{TB\mathcal{A}}^{*} = \frac{T_{\Gamma} \cdot \left(1 - \pi_{TB\mathcal{A}}^{*\frac{1-k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}}}\right)}{T_{\Gamma} - T_{TB\mathcal{A}}}.$$
(6.25)

Соотношения аналогичные (6.24), (6.25) могут быть записаны и для остальных турбин.

Эффективная мощность ГТД равна мощности силовой турбины:

$$N_e = N_{CT}, ag{6.26}$$

а также

$$N_e = \frac{N_{\text{ген}}}{\eta_{\text{мех}}}.$$

Эффективный КПД ГТУ определяется

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_\tau \cdot Q_H^p}.\tag{6.27}$$

Как уже отмечалось, дополнительно нас стенде проводятся измерения полного давления на входе в двигатель. Это позволяет рассчитывать расход воздуха через двигатель.

К сожалению, процесс съема полного давления в настоящее время не автоматизирован и данные по давлениям с 4-х трубок Пито-Прандтля, равномерно-расположенных по окружности на относительном радиусе 0.6, снимаются с водяных манометров вручную. Процесс не очень трудоемкий, но требует участия человека и достаточной аккуратности.

Вручную снимается также атмосферное давление на входе и влажность воздуха. В базу данных (БД) системы параметрической диагностики непосредственно перед испытанием вручную вводятся также характеристики топливного газа.

Расход воздуха является одним из основных газодинамических параметров, через который можно определить параметры термогазодинамической эффективности двигателя в целом и его отдельных узлов. В контексте общего термогазодинамического расчета параметров эффективности (модель " Термогазодинамика–СТЕНД") проверялось три алгоритма определения расхода воздуха. В зависимости от используемого алгоритма определяется и версия полной модели " Термогазодинамика– СТЕНД":

- Модель 1 использует алгоритм расчета расхода воздуха через замеренное полное давление и свойства воздуха.
- Модель 2 использует алгоритм расчета расхода воздуха через замеренное полное давление и газодинамические функции воздуха.

Модель 3 – использует алгоритм расчета расхода воздуха через замеренную электрическую мощность на генераторе.

6.3.4. Модели расчета расхода воздуха

6.3.4.1. Модель 1

Динамическое давление воздуха в месте установки расходомера: $P_{dun} = P^* - P_{cm}.$

Плотность воздуха

$$\rho_B = 3,486 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{P_H}{T_H}.$$

Объемный расход воздуха

$$Q_B = F_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\partial u H}}{\rho_B}}.$$

*F*₀ - площадь сечения в месте замера давлений.

Массовый расход воздуха

$$G_{B}=\rho_{B}\cdot Q_{B}.$$

Приведенный к условным испытаниям расход воздуха

$$G_{Bnn} = G_B \cdot \frac{1}{k_{\omega}^R} \cdot \frac{1,0003}{k_z} \cdot \frac{101325}{p_H} \cdot \sqrt{\frac{T_H}{288}},$$

где $k_z = (340 - T_H) \cdot 6, 6 \cdot 10^{-6} + 1$ - коэффициент отличия плотности реального воздуха от плотности, определяемой уравнением состояния идеального газа;

$$k_{\omega}^{R} = \left(\frac{1+\omega}{1+1,61\cdot\omega}\right)^{0.5}$$
 - коэффициент влияния влажности на газовую

постоянную влажного воздуха;

$$\omega = \frac{0,622}{\frac{P_H}{\varphi \cdot P_S(t_H)} - 1}$$
 - влагосодержание воздуха;

 $P_{S}(t_{H})$ - давление насыщенного водяного пара при $t_{H} = T_{H} - 273$ в °C;

Па.

6.3.4.2. Модель 2

Использовались следующие зависимости:

$$\pi(\lambda) = \frac{P_{cm}}{P^*} = (1 - \frac{k - 1}{k + 1} \cdot \lambda^2)^{\frac{k}{k - 1}},$$

где λ - относительная скорость воздуха на входе в двигатель,

 P_{cm}, P^* - замеренные статическое и полное давления воздуха на входе в двигатель.

Определив $\pi(\lambda)$, можно найти относительную скорость:

$$\lambda = \sqrt{\left(1 - \frac{k+1}{k-1} \cdot \pi(\lambda)^{\frac{k-1}{k}}\right)},$$

далее газодинамическую функцию $q(\lambda)$:

$$q(\lambda) = \lambda \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

и с ее использованием определить расход воздуха через двигатель:

$$G_{B_{np}}=241,6\cdot q(\lambda)\cdot F_0,$$

где F_0 - площадь сечения в месте замера давлений.

6.3.4.3. Модель 3

Исходной информацией для данного расчета является мощность генератора N_e . Первоначально определяется мощность ГТУ - иначе мощность силовой турбины.

$$N_{CT} = \frac{N_e}{\eta_{ped} \cdot \eta_{reh}},$$

В свою очередь

$$N_{CT} = N_{TB\mathcal{A}+TH\mathcal{A}+CT} - \frac{N_{OK}}{\eta_m},$$

где *N*_{ТВД+ТНД+СТ} - суммарная мощность турбин,

*N*_{*OK*} - мощность осевого компрессора;

 η_m - механический КПД.

$$\begin{split} N_{OK} &= G_B \cdot Cp_B \cdot (T_K - T_H); \\ N_{TBJ+THJ+CT} &= (G_B + G_T) \cdot Cp_2 \cdot (T_3 - T_{CT}). \end{split}$$

T_H,*T_K*,*T₃*,*T_{CT}*-температуры на входе в двигатель, за компрессором, камерой сгорания, силовой турбиной.

Получаем систему уравнений с двумя неизвестными G_B, T_3 :

$$G_{B} \cdot Cp_{B} \cdot (T_{K} - T_{H}) = ((G_{B} + G_{T}) \cdot Cp_{\tilde{a}} \cdot (T_{3} - T_{CT}) - N_{CT})\eta_{m},$$

$$T_3 = T_K + \frac{Q^p \cdot G_T \cdot \eta_{KC}}{G_B \cdot Cp_B}$$

где Q^{p} - теплотворная способность топлива,

 $\eta_{\rm KC}$ - коэффициент полноты сгорания топлива.

Решив эту систему с использованием итерационного процесса, необходимого в силу зависимости теплоемкости рабочего тела C_T от средней температуры процессов в осевом компрессоре, в камере сгорания и в турбинах, можно найти температуру за камерой сгорания T_3 и расход воздуха G_B .

6.3.5. Результаты испытаний модели «Термогазодинамика - СТЕНД» для двигателя ДР59Л

На стенде предприятия для нескольких двигателей были проведены эксперименты, которые позволили:

- отработать методику и математические модели для оценки параметров термогазодинамической эффективности комплекса параметрической диагностики «Термогазодинамика - СТЕНД»;

- оценить точность используемых термогазодинамических моделей в комплексе «Термогазодинамика - СТЕНД»;

 отработать блок параметрической диагностики в системе VibroNET
 2.1 для использования в качестве штатной при проведении контрольных и приемо-сдаточных испытаний.

В системе VibroNET 2.1 все параметры принимаются от САУ с частотой 1 раз в секунду и записываются в БД системы. После испытания определяются все параметры рабочего тела по тракту двигателя, а также проводится расчет параметров термодинамической эффективности,

функциональных характеризующих техническое состояние основных Bce элементов двигателя. результаты после испытания двигателя регистрируются в протоколе, который И является параметрическим (термогазодинамическим) паспортом двигателя.

В таблице 6.1 представлен пример такого протокола испытаний технологического двигателя (испытание от 20 августа 2004 г). Испытание было проведено на технологической машине – двигателе ДР59Л, заводской № Д00299017. В качестве опорных точек были выбраны шесть режимов в долях от номинальной мощности ГТУ, а именно 0,25 N, 0,5 N, 0,75 N, 0,8 N, 0,9 N, 1,0 N. Для расчета расхода воздуха использовалась модель 1.

Таблица 6.1

	ΤΕΡΜΟΓ	АЗОДИНАМ	ИИЧЕС	КИЙ П	АСПОР	т двиі	ателя	ł
Дата	а: «20» ав	вгуста 2004		водской	і № дви	гателя:	Д002990)17
г.		-						
	Параметры	Единицы			Pe	жимы ра	боты ГТ	ГД
N⁰		измерения	0,25	0,5 N	0,75	0,8 N	0,9 N	1,0 N
			Ν		Ν			
п/п								
			Параме	тры, по	ступаюі	цие с С.	АУ	
1	n _{BД}	об/мин	6593	6904	7160	7214	7283	7355
2	n _{НД}	об/мин	4526	4916	5238	5292	5396	5492
3	n_{CT}	об/мин	4800	4799	4800	4799	4800	4801
4	G_T	м ³ /ч	1891	2477	3073	3186	3426	3635
5	$N_{\Gamma T \mathcal{I} n p u m eta}$.	МВт	2,598	5,042	7,536	8,010	9,065	10,038
6	N _{ген}	МВт	2,300	4,600	6,950	7,400	8,350	9,280
7	$\eta_{{\scriptscriptstyle \Gamma}{\scriptscriptstyle T}{\scriptscriptstyle I}{\scriptscriptstyle I}}$	%	14,4	21,4	25,6	26,3	27,8	29,0
8	T_T	⁰ C	21,3	26,3	27,7	27,9	28,0	28,6
9	$P_{KB\mathcal{I}}$	МПа	0,49	0,61	0,72	0,74	0,77	0,81
10	T_{KBA}	⁰ C	242,6	272,2	294,2	301,1	304,7	311,7
11	T_{TBA}	⁰ C	420,1	469,7	516,4	521,9	533,5	547,5
12	$T_{H cp}$	⁰ C	15,6	15,8	16,0	16,5	16,2	16,2
	-		Параме	тры, ре	гистрир	уемые в	зручную)
13	P_H	мм рт.ст.	747					
14	arphi	%	60					
			Дополн	ительни	ые замер)Ы		
15	$\overline{P_{cm.1}}$	MM	323	325	325	327	327	329
		вод.ст.						
16	$\overline{P_{cm.2}}$	MM	328	330	334	336	336	337

		вод.ст.						
17	$P_{cm.3}$	MM	318	326	330	330	332	333
		вод.ст.						
18	$P_{cm.4}$	MM	326	325	327	328	329	328
		вод.ст.						
19	P_{1}^{*}	мм вод.ст	590	690	785	802	840	874
20	P_2^*	мм вод.ст	595	696	793	812	850	888
21	P_{3}^{*}	мм вод.ст	591	693	785	807	842	880
22	P_4^*	мм вод.ст	591	688	785	805	843	879
23	T_{CTI}	⁰ C	265	281	297	298	304	307
24	T_{CT2}	⁰ C	256	280	293	296	304	310
25	Т _{СТЗ}	⁰ C	260	277	296	297	303	306
26	T_{CT4}	⁰ C	263	281	296	298	302	305
		1 2	Характ	еристик	и топли	івного г	аза	
27	$Q{\scriptscriptstyle H}$	ккал/м ³	7920					
28	$Q_{\scriptscriptstyle {\scriptscriptstyle {\cal G}}}$	ккал/м ³	8790					
29	ho _{abc}	кг/м3	0,6861					
		T	Параме	тры, по	лученни	ые расчо	етом	1
30	G_B	кг/с	58,86	68,79	76,99	78,37	81,01	83,46
31	$\pi^{*}_{{\scriptscriptstyle K}\!{\scriptscriptstyle H}\!{\scriptscriptstyle J}}$		2.804	3,208	3,597	3,540	3,513	3,620
32	$\pmb{\eta}^*_{{\scriptscriptstyle K\!H\!A}}$		0,858	0,863	0,873	0,869	0,875	0,878
33	$N_{KH\!\mathcal{I}}$	МВт	7,042	9,454	11,71	11,81	12,02	12,69
34	$P_{K\!H\!\mathcal{I}}$	МПа	0,279	0,319	0,358	0,352	0,350	0,361
35	Т _{КНД}	К	404,1	421,1	435,2	434,4	431,9	435,5
36	$\pmb{\eta}^*_{{\scriptscriptstyle K}\!{\scriptscriptstyle B}\!{\scriptscriptstyle J}}$		2,113	2,222	2,289	2,383	2,486	2,524
37	$\pmb{\eta}^*_{\scriptscriptstyle K\!B\!arDelta}$		0,863	0,869	0,880	0,876	0,881	0,884
38	$N_{KB\mathcal{I}}$	МВт	6,956	9,089	10,86	11,70	12,63	13,33
39	G_T	кг/с	0,362	0,475	0,589	0,611	0,657	0,697
40	T_3	К	799,3	858,9	913,0	925,6	942,4	959,3
41	P_{3}	Мпа	0,578	0,696	0,804	0,823	0,853	0,892
42	$\eta^{*}_{\scriptscriptstyle TB\!arDelta arDelta}$		1,872	1,910	1,898	1,945	1,970	1,976
43	$\eta^{*}_{\scriptscriptstyle TB\! arLefta }$		0,922	0,919	0,921	0,928	0,931	0,931
44	$N_{TB\mathcal{I}}$	МВт	7,098	9,274	11,08	11,94	12,89	13,60
45	P_{TBA}	МПа	0,309	0,364	0,423	0,423	0,433	0,451
46	$\pi^*_{{\scriptscriptstyle TH}\!\scriptscriptstyle {\mathcal A}}$		2,143	2,261	2,319	2,266	2,194	2,202
47	$oldsymbol{\eta}^*_{ extsf{TH} arLambda}$		0,923	0,920	0,923	0,929	0,932	0,932
48	N _{THД}	МВт	7,186	9,647	11,94	12,05	12,26	12,95
49	Р _{ТНД}	МПа	0,144	0,161	0,183	0,187	0,197	0,205
50	Т _{ТНД}	К	582,9	617,4	652,2	659,2	673,3	684,4
51	$\pi^*_{\scriptscriptstyle CT}$		1,446	1,618	1,833	1,876	1,980	2,057
52	$\eta^*_{\scriptscriptstyle CT}$		0,919	0,917	0,921	0,928	0,931	0,931

53	$\eta_{_{e}}$		0,159	0,194	0,232	0,241	0,257	0,267
54	N_{CT}	МПа	3,003	4,799	7,115	7,642	8,763	9,667
55	$G_{B np}$	кг/с	60,07	70,20	78,60	80,08	82,74	85,23
56	G_{Tnp}	кг/с	0,362	0,484	0,600	0,623	0,669	0,710
57	$n_{H\!arDeltanp}$	об/мин	4532	4923	5247	5306	5407	5503
58	$n_{B arDeta \ np}$	об/мин	6602	6914	7172	7233	7298	7370
59	N _{e np}	МВт	3,104	4,958	7,347	7,885	9,045	9,979

Для использования математической модели «Термогазодинамика -СТЕНД» в режиме реального времени на стенде необходимы значения расходов воздуха и температур за силовой турбиной (последние в настоящее время измеряются и заводятся в САУ стенда).

Для каждого конкретного двигателя их можно аппроксимировать некими зависимостями на основании данных, полученных после одного из испытаний двигателя. Аппроксимация может производиться любым способом. В простейшем варианте для исследуемого диапазона скоростей вращения зависимость расхода воздуха от скорости вращения РНД близка к линейной (рис.6.7) и описывается зависимостью $G_B = 0.02546 \times n_{HZ} - 56.4$.

Отклонение реальных значений в опорных точках от расходов, полученных с использованием этой зависимости, для текущего эксперимента не превышают 0,5%.



Рис.6.7. Зависимость расхода воздуха от скорости вращения ротора низкого давления

118

Таким же образом была подобрана зависимость средней температуры за силовой турбиной (получена по 4-м термопарам) от расхода воздуха

$$T_{CT} = 1,7857 \times G_{R} + 430,9$$



(рис.6.8):

Рис.6.8. Зависимости температуры за силовой турбиной от расхода воздуха по 4 термопарам

Аналогичные зависимости можно получить по оборотам ротора высокого давления, а также по различным приведенным параметрам. Введение этих зависимостей в математическую модель процесса позволяет получать интересующие нас характеристики в рассматриваемом диапазоне скоростей вращения роторов и мощностей ГТД.

Стабильность такого рода зависимостей от испытания к испытанию достаточно высокая. Этот факт позволяет рассматривать их как характеристики для нового (отремонтированного двигателя). В свою очередь эти зависимости могут быть использованы в алгоритмах параметрической диагностики как эталонные в условиях отсутствия соответствующих замеров, например на КС.

В таблице 6.3 показаны значения КПД, полученные по методике, заложенной в САУ и по рассматриваемой модели, а в таблице 6.4 –

приведенные мощности ГТД. При этом расчетах варьировалась теплотворная способность газа Q_{H}^{p} – низшее, среднее и максимальное значения. В САУ при расчете к.п.д. используется минимальное значение теплотворной способности газа.

Таблица 6.3

		Да	анные от	САУ				
η гтд, 20.08.2004	%	14,4	21,4	25,6	26,3	27,8	29,0	
Pa	ассчита	анный Kl	ТД ГТД ($(Q_H^p = 519)$	55 кДж/к	т)		
$\eta_{\Gamma T Д,\ 20.08.2004}$	%	15.9	19.4	23.2	24.1	25.7	26.7	
	Pa	ссчитанн	ый КПД	$\Gamma T Д (Q_H^p)$	= 48330	кДж/кг)		
$\eta_{\Gamma T Д,\ 20.08.2004}$	%	10,3	13,7	17,5	18,5	19,5	20,4	
Рассчитанный КПД ГТД($Q_{H}^{p} = 53640 \text{ кДж/кг}$)								
η гтд, 20.08.2004	%	19.1	22.1	25.5	26.4	27.3	28.1	
Таблица 6.4								
Данные от САУ								
N _{ГТД, 20.08.2004}	МВт	2,598	5,042	7,536	8,010	9,065	10,038	
Рассчитан	ная при	иведенна	я мощно	сть ГТД ($(Q_H^p = 519)$	55 кДж/к	сг)	
N _{ГТД, 20.08.2004}	МВт	3,104	4,958	7,347	7,885	9,045	9,979	
Paco	читани	ная при	веденная	и мощно	ость ГТ,	Д $(Q_H^p =$	48330	
кДж/кг)								
N _{ГТД, 20.08.2004}	МВт	1,856	3,263	5,114	5,610	6,356	7,043	
Рассчитан	Рассчитанная приведенная мощность ГТД ($Q_{H}^{p} = 53640 \text{ кДж/кг}$)							
N _{ГТД, 20.08.2004}	МВт	3,807	5,791	8,280	8,891	9,886		
							10,790	

Следует отметить, что для всех режимов кроме 0.25N, отклонения результатов, полученных в модели, от результатов САУ носят практически линейный характер и зависят от величины теплотворной способности.

На рис. 6.9 и 6.10 представлены зависимости приведенной мощности и КПД ГТД в зависимости от теплотворной способности газа и приведенных оборотов ротора высокого давления.



Рис.6.9. Значения приведенной мощности, полученные в САУ и в модели, в зависимости от теплотворной способности газа - средней Q ср, минимальной Q min, максимальной Q max



Рис.6.10. Значения КПД ГТУ, полученные в САУ и в модели, в зависимости от теплотворной способности газа - средней Q ср, минимальной Q min, максимальной Q max

Как видно из графиков наилучшая сходимость результатов полученных в САУ и термодинамической модели для приведенной мощности получается при использовании среднего значения теплотворной способности газа. Для КПД ГТУ – при использовании максимального значения теплотворной способности газа.

Так как для диагностики по термодинамическим параметрам используют в основном относительные изменения параметров, как для всего двигателя, так и отдельных агрегатов - КНД, КВД, ТВД, ТНД, СТ, расчеты могут проводиться с любым значением теплотворной способности. Это значение, естественно, должно быть один раз выбрано и далее не меняться.

Полученные для режима значения всех параметров в дальнейшем могут использоваться как базовые и при непосредственной оценке коэффициентов состояния двигателя и отдельных агрегатов, и при получении матриц коэффициентов влияния для параметрического паспорта двигателя.

Использование реальных значений теплотворной способности газа, естественно, предпочтительнее, однако эта величина требует наличия специальной лаборатории и должна определяться с высокой точностью.

Расчетными режимами, на которых можно проводить оценку термогазодинамической эффективности двигателя может быть любой, за исключением 0.25N. Значительные отклонения расчетных параметров для режима 0,25N связаны с неточностью определения для него некоторых констант. используемых В расчетах И существенно влияющих на термогазодинамические показатели. Это – коэффициенты сопротивления по тракту двигателя, КПД камеры сгорания, прочие принятые в расчете постоянные. Так для режима 0,25N были проведены расчеты для различных значений коэффициента полноты сгорания топлива в камере сгорания $\eta_{\kappa c}$, результаты представлены в таблице 6.5. При снижении $\eta_{\rm \tiny KC}$ от 0,98 до 0,95 приведенная мощность двигателя N_e снижается на 15,6%, а КПД ГТД η_e - на 18.2%.

Таблица 6.5

$\eta_{\scriptscriptstyle K\!C}$	0,98	0,97	0,96	0,95
N_e , MBT	3,104	2,953	2,798	2,603
$\eta_{{\scriptscriptstyle \Gamma}{\scriptscriptstyle T}{\scriptscriptstyle I}{\scriptscriptstyle I}}$, %	15,9	15,3	14,5	13,5

На рабочих режимах с достаточно высокими термогазодинамическими показателями влияние коэффициента полноты сгорания на величину КПД меньше, чем на нижних режимах. Для номинального режима 1,0 N аналогичный расчет дает изменение N $_{\Gamma TД np}$ на 11,0%, а $\eta_{\Gamma TД}$ - на 11,6% (таб. 6.6).

Таблица 6.6

$\eta_{_{K\!C}}$	0,98	0,97	0,96	0,95
N_e , MBT	9,979	9,539	9,166	8,881
$\eta_{{\scriptscriptstyle \Gamma}{\scriptscriptstyle T}{\scriptscriptstyle I}{\scriptscriptstyle I}}$, %	26,7	25,6	24,7	23,6



Другие результаты моделирования показаны на рис. 6.11 – 6.14

Рис. 6.11 Степени повышения давления для компрессора и турбины ДР59Л – моделирование



Рис. 6.12 Мощности функциональных узлов ГТУ – моделирование



Рис. 6.13 КПД функциональных узлов ГТУ – моделирование



Рис. 6.14 Температуры по тракту ГТУ – моделирование

6.3.6. Уточнение математической модели "Термогазодинамика - СТЕНД"

Расхождение между результатами расчета приведенной мощности и КПД с использованием замеренных полного и статического давлений воздуха на входе (расчет расхода воздуха по модели 1, нижнее значение теплотворной способности топливного газа Q min) и значений полученных по параметрам электрического генератора достигает 20....25%, рис. 6.9. Корректировка значений за счет теплотворной способности газа позволяет приблизить их.

Последующие оценки показали, что важнейшим фактором в повышении точности результатов является точность модели расчета расхода воздуха.

При уточнении математической модели расчета расхода воздуха были использованы следующих два дополнительных алгоритма:

 алгоритм расчета расхода воздуха через газодинамические функции при наличии замеров полного и статического давления воздуха на входе в двигатель (модель 2); алгоритм расчета расхода воздуха по замеренной электрической мощности генератора (модель 3); применение данного алгоритма позволяет существенно упростить проведение стендовых испытания, когда прямые замеры полного давления на входе в двигатель не производятся.

Рассмотрим эти варианты и дадим им оценку.

С учетом корректировки результаты обработки эксперимента от 20 августа 2004 г. с применением модели 2 представлены в таблице 6.7.

Таблица 6.7

	ТЕРМОГ	АЗОДИНАМ	ЛИЧЕС	КИЙ П	АСПОР	Т ДВИІ	ГАТЕЛЯ	F
Дат	а: «20» ав	вгуста 2004	3a	водской	і № дви	гателя:	Д002990	017
Г.	r	r						
	Параметры	Единицы			Pe	жимы ра	аботы ГТ	ГД
N⁰		измерения		0,5 N	0,75	0,8 N	0,9 N	1,0 N
					Ν			
П/П								
			Параме	тры, по	лученни	ые расч	етом	1
1	G_B	кг/с		66,45	74,03	75,33	78,09	80,58
2	$\pi^{*}_{{\scriptscriptstyle K\!H\!A}}$			2,988	3,289	3,228	3,214	3,321
3	$\pmb{\eta}^*_{{\scriptscriptstyle K}\!{\scriptscriptstyle H}\!{\scriptscriptstyle J}}$			0,864	0,874	0,870	0,876	0,879
4	$N_{KH\mathcal{I}}$	МВт		8,468	10,30	10,35	10,59	11,26
5	$P_{KH\mathcal{A}}$	МПа		0,298	0,327	0,322	0,320	0,331
6	T_{KHA}	К		411,6	422,9	421,8	419,8	423,8
7	$\pi^{*}_{\scriptscriptstyle K\!B\!arLeftaarLefta}$			2,384	2,502	2,611	2,717	2,750
8	$\eta^*_{\scriptscriptstyle K\!B\!arDelta}$			0,868	0,879	0,874	0,879	0,882
9	$N_{KB\mathcal{I}}$	МВт		9,445	11,40	12,25	13,16	13,87
10	G_T	кг/с		0,475	0,589	0,611	0,657	0,697
11	T_3	К		868,6	924,2	937,0	953,3	969,9
12	P_3	МПа		0,696	0,804	0,823	0,853	0,892
13	$\pi^*_{{\scriptscriptstyle T}\!{\scriptscriptstyle B}\!,\!{\scriptscriptstyle I}\!$			1,962	1,960	2,013	2,041	2,043
14	$\eta^{*}_{\scriptscriptstyle TB\!arDelta }$			0,941	0,943	0,952	0,949	0,948
15	$N_{TB\mathcal{I}}$	МВт		9,638	11,63	12,50	13,43	14,15
16	$P_{TB\mathcal{I}}$	МПа		0,354	0,408	0,409	0,418	0,436
17	$\pi^{*}_{TH\!arDelta}$			2,007	2,101	2,051	2,007	2,024
18	$\eta^*_{{\scriptscriptstyle TH}\!\scriptscriptstyle \mathcal{I}}$			0,942	0,943	0,952	0,949	0,948
19	N _{THД}	МВт		8,640	10,51	10,56	10,80	11,49
20	Р _{ТНД}	МПа		0,171	0,194	0,199	0,208	0,216
21	T_{THA}	К		626,7	664,1	671,4	684,9	695,7

22	$\pi^*_{\scriptscriptstyle CT}$		1,713	1,950	2,002	2,089	2,166
23	$\eta^*_{\scriptscriptstyle CT}$		0,942	0,943	0,951	0,949	0,947
24	$\eta_{_{e}}$		0,219	0,257	0,267	0,277	0,286
25	N_{CT}	МПа	5,371	7,813	8,417	9,401	10,03
26	G_{Bnp}	кг/с	67,70	75,45	76,84	79,61	82,16
27	$G_{T np}$	кг/с	0,484	0,600	0,623	0,669	0,710
28	$n_{H\!arDeltanp}$	об/мин	4923	5247	5306	5407	5503
29	$n_{B \amalg np}$	об/мин	6914	7172	7233	7298	7370
30	$N_{e np}$	МВт	5,551	8,072	8,688	9,709	10,64

Исходной информацией для расчета с использованием модели 3 является мощность генератора $N_{_{zen}}$. Результаты расчета, реализующего данный алгоритм, помещены в таблицу 6.8.

Таблица 6.8

	ТЕРМОГ	АЗОДИНАМ	ЛИЧЕС	КИЙ П.	АСПОР	т двиі	ГАТЕЛЯ	I
Дата	а: «20» ан	вгуста 2004	3a	водской	і № дви	гателя:	Д002990)17
Г.		-						
	Параметры	Единицы			Pez	жимы ра	боты ГТ	ГД
N⁰		измерения		0,5 N	0,75	0,8 N	0,9 N	1,0 N
					Ν			
П/П								
			Параме	тры, по	лученни	ые расчо	етом	
1	G_{e}	кг/с		67,30	74,50	75,79	78,42	80,56
2	$\pi^*_{{\scriptscriptstyle K\!H\!A}}$			3,150	3,410	3,360	3,334	3,420
3	$\eta^{*}_{{\scriptscriptstyle K\!H\!A}}$			0,863	0,873	0,870	0,876	0,879
4	$N_{KH\mathcal{I}}$	МВт		9,090	10,80	10,84	11,04	11,52
5	$P_{KH\!\mathcal{A}}$	МПа		0,314	0,340	0,334	0,332	0,341
6	$T_{KH\!\mathcal{I}}$	К		418,8	428,4	427,2	424,8	428,8
7	$\pi^*_{\scriptscriptstyle K\!B\!arDelta}$			2,260	2,404	2,509	2,619	2,686
8	$\eta^*_{\scriptscriptstyle K\!B\!arDelta }$			0,869	0,879	0,875	0,880	0,883
9	$N_{KB\mathcal{I}}$	МВт		9,060	11,04	11,89	12,81	13,59
10	G_T	кг/с		0,475	0,589	0,611	0,657	0,697
11	T_3	К		862,0	919,2	932,1	948,9	967,0
12	P_3	МПа		0,696	0,804	0,823	0,853	0,892
13	$\pi^*_{\scriptscriptstyle TB\!arDelta }$			1,920	1,937	1,982	2,014	2,025
14	$\eta^*_{\scriptscriptstyle TB\!arDelta}$			0,926	0,933	0,942	0,941	0,943
15	$N_{TB\mathcal{I}}$	МВт		9,250	11,27	12,14	13,08	13,87
16	P_{TBA}	МПа		0,362	0,415	0,415	0,423	0,440
17	$\pi^{*}_{TH\!arDelta}$			1,920	1,937	1,982	2,014	2,025
18	$\eta^*_{{\scriptscriptstyle TH}\!\scriptscriptstyle J}$			0,926	0,934	0,943	0,941	0,943

127

19	N _{THД}	МВт	9,280	11,02	11,07	11,27	11,76
20	P_{THA}	МПа	0,164	0,189	0,194	0,203	0,213
21	T_{THA}	К	620,0	658,8	666,2	680,2	692,6
22	$\pi^*_{\scriptscriptstyle CT}$		1,646	1,898	1,950	2,042	2,135
23	$\eta^*_{\scriptscriptstyle CT}$		0,925	0,933	0,942	0,941	0,944
24	$\eta_{_{e}}$		0,202	0,246	0,256	0,268	0,281
25	N_{CT}	МПа	4,886	7,300	7,760	8,780	9,730
26	G_{Bnp}	кг/с	68,6	75,90	77,31	79,95	82,13
27	G_{Tnp}	кг/с	0,484	0,600	0,623	0,669	0,710
28	$n_{H\!\mathcal{I}np}$	об/мин	4923	5247	5306	5407	5503
29	$n_{B arDeta \ np}$	об/мин	6914	7172	7233	7298	7370
30	N _{e np}	МВт	5,042	7.536	8,010	9,065	10,04

6.3.7. Погрешности измерений и расчетных параметров

В настоящем разделе остановимся на рекомендуемых значениях погрешности измеренных и рассчитанных параметров, определяющих термодинамические свойства и параметры эффективности ГТУ [45]. Эти значения определены на основе всестороннего анализа различных методов измерений, который сделан в литературе, а также их тщательной практической проверки.

В таблице 6.9 приведены рекомендуемые погрешности замеренных величин. Фактически указанная погрешность является минимально возможной и практически достижимой при использовании современных средств измерения

Таблица 6.9

TT	п	п слу
Наименование величины	Погрешность	Допустимая в САУ
	_	-
Расхол газообразного топлива. %	+ 1.0	0.5
	_ 110	
Электрицеская монность %	+ 0.5	0.25
электри неская мощность, 70	± 0.5	0.23
Температура газа перед турбинами %	+ 0.5	0.2
температура газа перед туроипами, 70	± 0.5	0.2
Температура топлива 0 С	+ 0.5	0.2
температура топлива, С	± 0.5	0.2
T_{eMI}	+ 0.2	0.2
температура атмосферного воздуха, С	± 0.2	0.2
Температура возлуха перел	+ 0.5	0.2
температура воздуха перед	± 0.5	0.2
		1

компрессорами, ⁰ С		
Барометрическое давления, мм.рт.ст.	± 0.5	0.5
Скорость вращения роторов, %	±0.2	0.1
Давление избыточное, %	± 0.3	0.5
Расход воздуха, %	± 1.0	0.5

Ориентируясь на эти значения, можно обеспечить достаточную точность и надежность итоговых величин. Крайние значения итоговых величин при принятой в табл. 6.9 точности измерений, приведены в таблице 6.10.

Таблица 6.10

Наименование величины	Номинальный режим	Режим холостого хода
Эффективная мощность	11.5 %	-
ГПА		
Эффективный КПД	1.9 %	-
Расход воздуха	1.1 %	1.1 %
КПД турбин	0.81.6 %	2.22.5 %
КПД компрессоров	0.51.2 %	0.71.7 %

Эти точности являются вполне удовлетворительными и дают возможность использования результатов математического моделирования параметров эффективности ГТУ на базе имеющихся замеров.

6.3.8. Сравнение результатов расчета параметров термогазодинамической эффективности

На последующих графиках представлено сравнение результатов расчета параметров термогазодинамической эффективности с использованием различных моделей.



Рис. 6.15 Зависимости расхода воздуха от приведенных оборотов

Можно отметить практически полную сходимость результатов расчета расхода воздуха по алгоритмам, используемым в модели 2 и модели 3, рис. 6.15. Это подтверждает высокое качество проводимых замеров полного и статического давления на входе в двигатель в процессе ПСИ и высокую точность расчета расхода воздуха (на номинальном режиме погрешность составляет < 0.5 %). Ошибка расчетов с моделью 1 в целом также незначительна и составляет ~ 3.5% по всем режимам.



Рис. 6.16 Зависимости приведенной мощности от приведенных оборотов

Расчет приведенной мощности в модели 3 проводится по формулам, используемым и в САУ, поэтому полученные значения одинаковы. Расчет приведенной мощности ГТУ в моделях 1 и 2 проводится в соответствии с термогазодинамических алгоритмом расчета основных показателей эффективности, в котором оценка некоторых коэффициентов достаточно Из рис. 6.16 видно, что приведенная мощность, полученная с условна. использованием модели 2, по сравнению со значениями модели 3 (САУ) имеет ошибку ~ 5.6 5%. Вместе с тем модель 1 дает более хорошую сходимость с моделью 3 (САУ) – погрешность < 0.6 %. Приведенная мощность САУ, определяемая по электрической мощности генератора рассчитывается с точностью до 0.25 %. Это позволяет использовать модель 3 для дальнейшей оценки параметров эффективности.



Рис. 6.17 Зависимости КПД ГТУ от приведенных оборотов

Наибольшее отличие в значении рассчитанного суммарного КПД ГТУ (рис. 6.17) и полученного в САУ дает модель 1 и составляет ~ 7 – 11 % в зависимости от режима. Худшее значение относится к режиму 0.5N. Наилучшую сходимость дает модель 2 (ошибка <2 %) и модель 3 (ошибка ~ 2.5 - 7 %). Для режима 1N погрешность определения КПД ГТУ составляет

не более 1.4 % (рекомендуемая <1.9%) Следует напомнить, что расчет КПД ГТУ в моделях 1, 2 и 3 проводился по рассчитанным КПД отдельных узлов всего двигателя.

Полученные результаты показывают достаточно высокую точность результатов, полученных по алгоритмам модели 2 и модели 3. Считая, что основным параметром, определяющим газодинамическое совершенство ГТУ, является приведенная мощность, можно принять для использования в диагностических целях модель 3.

Зависимости диагностических параметров по отдельным функциональным узлам показаны на рис. 6.18 – 6.20. Некоторое нарушение гладкости кривых по КПД связано с неточностью оценки ряда параметров (в частности, коэффициента полноты сгорания в КС). Требуется проведение дополнительных экспериментов с замерами температуры Тг за камерой сгорания на технологической машине. Это позволит повысить совершенство модели и следовательно точность диагностических оценок как на стенде, так и в условиях эксплуатации турбин на КС.



Рис. 6.18 Зависимости $\pi_{\text{кнд}}$ от приведенных оборотов



Рис 6.19 Зависимости $\pi_{{}_{KBJ}}$ от приведенных оборотов



Рис. 6.20 Зависимости $\eta_{\mbox{\tiny KHZ}}$ от приведенных оборотов



Рис. 6.21 Зависимости $\eta_{\text{квд}}$ от приведенных оборотов

6.3.9. Диагностические признаки технического состояния приводов ГПА

Параметры эффективности, полученные для восстановленной машины в процессе испытаний на стенде, не имеют длительной истории, а значит их трендовый анализ полностью исключен. Оценку состояния можно проводить только путем сравнения этих параметров с базовыми параметрами данного типа турбин, обычно предоставляемые предприятием – изготовителем . Однако необходимо учитывать, что параметры восстановленной машины могут отличаться от новой. Кроме этого ремонтным предприятием поводятся различного рада мероприятия по модернизации машин, что также может изменить в определенных пределах базовые параметры. В таких условиях на ремонтном предприятии более логично создать соответствующую базу данных характеристик и параметров эффективности, для всех проходящих восстановление машин.

Проводя соответствующую статистическую обработку этих параметров, можно определить их отклонение от базовых (параметров предприятия предприятия-изготовителя). При достаточном статистическом материале

134

можно построить соответствующие распределения параметров и получить базовые характеристики ГТУ, характерные для данного уточненные технологического процесса восстановления двигателя. Назовем ЭТИ Анализ отклонений характеристики эталонными. ОТ эталонных характеристик, к которым необходимо стремиться В процессе восстановления, в свою очередь может дать информацию об участках технологического процесса восстановления на ремонтном предприятии, необходимо модернизировать или совершенствовать. Другими которые словами статистика, полученная на стендах предприятия, позволит повысить качество ремонта газотурбинных установок.

Для решения этой задачи необходимы диагностические признаки, анализ которых даст необходимую информацию о состоянии двигателя и его узлов. В работе [2] критерии эффективности ГТУ формируются на базе системного анализа с применением теории вероятностей. Используется критерий качества осевого компрессора, зависящий от политропического КПД, расхода воздуха, мощности осевого компрессора, приведенной частоты вращения и степени сжатия. В группу параметров турбины входят эффективные мощности, КПД, расход топливного газа, которые формируют критерий качества турбины. Простым суммированием полученных критериев качества формируется суммарный комплексный критерий для ГТУ.

В нашем случае воспользуемся подходом, предложенным в работе [45], в которой для оценки технического состояния вводится ряд диагностических признаков, учитывающих отклонение параметров эффективности турбины с наработкой от турбины новой, и на основании которых строится комплексный критерий технического состояния.

В нашем случае будем сравнивать техническое состояние <u>восстановленной</u> турбины с техническим состоянием, определенным как <u>эталонное</u>. С учетом того, что двигатель после ремонта приобретает статус "нового", эти параметры можно определить следующим образом.

1. Коэффициент состояния по эффективной мощности

135

$$K_{\mathcal{H}} = \frac{N_{\mathcal{H}}^{H}}{N_{\mathcal{H}}^{\mathcal{H}}} \tag{6.28}$$

2. Приведенный коэффициент состояния по расходу топливного газа

$$K_T = \frac{G_T^H}{G_T^{\mathcal{P}}} \cdot \frac{1}{K_{\mathcal{P}}}$$
(6.29)

3. Приведенный коэффициент состояния по КПД компрессора НД

$$K_{KHJ} = \frac{\eta_{KHJ}^{H}}{\eta_{KHJ}^{9}} \cdot \frac{1}{K_{9\Phi}}$$
(6.30)

4. Приведенный коэффициент состояния по КПД компрессора ВД

$$K_{KBJ} = \frac{\eta_{KBJ}^{H}}{\eta_{KBJ}^{9}} \cdot \frac{1}{K_{9\Phi}}$$
(6.31)

5. Приведенный коэффициент состояния по КПД турбины НД

$$K_{THA} = \frac{\eta_{THA}^{H}}{\eta_{THA}^{\Im}} \cdot \frac{1}{K_{\Im \phi}}$$
(6.32)

6. Приведенный коэффициент состояния по КПД турбины ВД

$$K_{TBA} = \frac{\eta_{TBA}^{H}}{\eta_{TBA}^{\mathcal{P}}} \cdot \frac{1}{K_{\mathcal{P}\phi}}$$
(6.33)

7. Приведенный коэффициент состояния по КПД силовой турбины (СТ)

$$K_{CT} = \frac{\eta_{CT}^{H}}{\eta_{CT}^{9}} \cdot \frac{1}{K_{9\phi}}$$
(6.34)

8. Приведенный коэффициент состояния по эффективному КПД газотурбинной установки ГТУ

$$K_{\Gamma T Y par} = \frac{\eta_{\Gamma T Y}^{H}}{\eta_{\Gamma T Y}^{3}} \cdot \frac{1}{K_{3 \phi}}$$
(6.35)

Все коэффициенты определяются на конкретном режиме, определяемом по приведенной мощности *N_e*. Оценка может быть произведена и по нескольким режимам.

7. МОДЕЛЬ "ТЕРМОГАЗОДИНАМИКА - КС"

7.1. Метод малых отклонений

В условиях эксплуатации на КС количество измеряемых параметров определяется потребностями САУ. Эти параметры в первую очередь предназначены для контроля протекающих в двигателе процессов и практически не дают информации об эффективности узлов двигателя и ГТУ в целом – эффективной мощности ГТУ, КПД компрессоров, турбин.

Предлагаемая в данном разделе математическая модель для расчета термогазодинамических параметров ориентируется на замеры только тех параметров, которые поступают в САУ, и не требует дополнительных параметров, таких как, температуры газов за камерой сгорания, температуры газов за силовой турбиной, расхода воздуха или мощности силовой турбины и т.д., которые в условиях КС получить трудно или невозможно. В основе математической модели лежит метод малых отклонений.

Наиболее полно применительно к различным схемам авиационных ГТД этот метод проработан Черкезом [46], а для ГТД, используемых в наземных энергетических установках, - Ольховским [33]. Метод малых отклонений не является альтернативой другим методам термогазодинамического расчета, так как в своей основе использует данные замеров и детального газодинамического расчета для некоторого режима (режимов) работы двигателя, в котором определены основные параметры рабочего процесса, в том числе, такие как мощность и расход воздуха

Система основных уравнений, связывающая между собой малые отклонения параметров двигателя, может быть получена при использовании известного математического приема линеаризации нелинейных уравнений путем дифференцирования и замены истинных значений параметров их относительными изменениями. Каждому исходному уравнению, заданному аналитически или графически, соответствует уравнение в малых отклонениях, включающее отклонения всех переменных величин исходного

137

уравнения. Система уравнений в малых отклонениях, следовательно, столь же разрешима, сколь и исходная.

Удобство метода состоит в том, что независимо от поставленной задачи, числа переменных величин и характера связей между ними, решение может быть получено в виде явной аналитической зависимости. При газодинамическим диагностике двигателя по параметрам можно использовать полученные с помощью предлагаемого метода коэффициенты взаимного влияния параметров, выбранных в качестве функций И аргументов, для анализа изменения параметров, характеризующих его техническое состояние.

Следует отметить, что метод малых отклонений удобно использовать для газотурбинных двигателей, работающих в качестве привода в наземных установках, так как наиболее приемлемые по точности результаты он дает при изменениях параметров в не слишком широком диапазоне. Это полностью соответствует работе двигателя на стационарном режиме.

При формировании системы для расчета коэффициентов влияния могут быть использованы различные допущения, влияющие на точность решения и усложнение задачи, а также различные наборы независимых переменных и определяемых параметров.

Для двухкаскадного двигателя с отдельной силовой турбиной может быть принято допущение о том, что перепад на силовой турбине соизмерим с суммарным перепадом на ТВД и ТНД. При $\pi_{CT}^* = 3...4$ можно считать, что величина функции коэффициента скорости $g(\lambda_{CA})$ (входит в уравнение для определения расхода газа) в первом сопловом аппарате силовой турбины мало изменяется при изменении перепада в турбине. В этом случае при составлении системы уравнений, связывающих параметры двухвального ТРД и силовой турбины, можно рассматривать отдельно турбокомпрессорную часть – от входа в двигатель до соплового аппарата силовой турбины- и силовую турбину с выхлопным патрубком. При условии

 $g(\lambda_{CA})_{CT} \approx const$ процесс в турбокомпрессоре ничем не отличается от рабочего процесса двухвального ТРД с критическим режимом течения в реактивном сопле. Следовательно, допустимо использовать предлагаемые для данного двигателя зависимости [8], заменяя элементы уравнений, связанные с соплом, на соответствующие характеристики силовой турбины.

К вспомогательным коэффициентам, рассчитываемым для компрессоров и турбин низкого и высокого давления, относятся:

 $K_{1} = \frac{\delta L_{\kappa}}{\delta \pi_{\kappa}^{*}} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}}}{\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1} -$ коэффициент влияния степени повышения

давления в компрессоре на теоретическую работу компрессора;

$$K_{2} = \frac{\delta T_{\kappa}}{\delta (T_{\kappa} - T_{e})} = \frac{T_{\kappa} - T_{e}}{T_{\kappa}} = \left(1 + \frac{\eta_{\kappa}}{\pi_{\kappa}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}\right)^{-1} - \kappa o \Rightarrow \varphi \varphi u \downarrow u \in HT,$$

связывающий повышение температуры в компрессоре со степенью повышения давления и к.п.д. компрессора;

$$K_{3} = \frac{\delta L_{T}}{\delta \pi_{T}^{*}} = \frac{k_{T} - 1}{k_{T}} \cdot \frac{1}{\pi_{T}^{*\frac{k_{T} - 1}{k_{U}}} - 1} -$$
коэффициент, связывающий изменение

работы турбины и перепада на ней;

$$K_{4} = \frac{\delta T_{T}}{\delta (T_{T} - T_{T})} = \frac{T_{T} - T_{T}}{T_{T}} = \left[\frac{1}{\eta_{T} \cdot \left(1 - \pi_{T}^{\frac{1-k_{T}}{k_{T}}}\right)} - 1\right]^{-1}$$
 коэффициент,

учитывающий связь падения температуры с перепадом и к.п.д. турбины;

 $K_5 = \frac{\delta G_T}{\delta T_{\Gamma}} = \frac{T_{\Gamma}}{T_{\Gamma} - T_{\kappa}}$ - коэффициент влияния изменения расхода

топлива на температуру за камерой сгорания без учета изменения удельных теплоемкостей воздуха и газа, связанных с изменением температуры.

Коэффициенты $K_{10}, K_{11}, K'_{10}, K'_{11}, K_{12}$ описывают связи между параметрами, обусловленные характеристиками компрессора.

Характеристики при расчете ГТД используют обычно в виде, представленном на рис.7.2.



Рис. 7.2 Характеристики компрессора

По оси абсцисс откладывается приведенный секундный расход воздуха G_{Bnp} , по оси ординат – степень повышения давления π_e^* . На поле графика нанесены также линии постоянных приведенных оборотов $(n_{np} = const)$ и постоянных к.п.д. $(\eta_{\kappa}^* = const)$. На характеристике определяется расчетная (нулевая) точка, соответствующая полученным прямым расчетом параметрам: $G_{Bnp0}, \pi_{\kappa 0}^*, \eta_{\kappa 0}^*, n_{np0}$. Если двигатель работает при постоянной приведенной частоте вращения, то новая рабочая точка при изменении остальных параметров будет лежать на той же ветке, что и точка 0. Связи между параметрами могут быть получены графическим методом при использовании второй точки (точки 1) на характеристике компрессора:

$$\frac{\delta G_{Bnp}}{\delta \pi_{\kappa}^{*}} = \frac{G_{Bnp1} - G_{Bnp0}}{G_{Bnp0}} \cdot \frac{\pi_{\kappa 0}^{*}}{\pi_{\kappa 1}^{*} - \pi_{\kappa 0}^{*}} = K_{10};$$
$$\frac{\delta \eta_{\kappa}^{*}}{\delta \pi_{\kappa}^{*}} = \frac{\eta_{\kappa 1}^{*} - \eta_{\kappa 0}^{*}}{\eta_{\kappa 0}^{*}} \cdot \frac{\pi_{\kappa 0}^{*}}{\pi_{\kappa 1}^{*} - \pi_{\kappa 0}^{*}} = K_{11}.$$

Для определения этих двух коэффициентов и желательно иметь две точки при постоянных приведенных оборотах, но при этом меняющихся физических оборотах, компенсирующих изменение температуры воздуха на входе в компрессор.

В случае работы двигателя в другом режиме, когда $n_{np} \neq const$, совместная работа компрессора и турбины описывается на характеристике компрессора линией рабочих режимов, вид которой зависит от типа двигателя и режима его регулирования. Получив на линии рабочих режимов точку 2, близко расположенную к расчетной, можно определить графическим методом связь между параметрами:

$$K_{11}' = \frac{\delta \eta_{\kappa}^{*}}{\delta \pi_{\kappa}^{*}} = \frac{\eta_{\kappa 2}^{*} - \eta_{\kappa 0}^{*}}{\eta_{\kappa 0}^{*}} \cdot \frac{\pi_{\kappa 0}^{*}}{\pi_{\kappa 2}^{*} - \pi_{\kappa 0}^{*}};$$

$$K_{10}' = \frac{\delta G_{Bnp}}{\delta \pi_{\kappa}^{*}} = \frac{G_{Bnp2} - G_{Bnp0}}{G_{Bnp0}} \cdot \frac{\pi_{\kappa 0}^{*}}{\pi_{\kappa 2}^{*} - \pi_{\kappa 0}^{*}} = 1 - 0.5 \cdot K_{1} + 0.5 \cdot K_{11}';$$

$$K_{12} = \frac{\delta \pi_{\kappa}^{*}}{\delta n_{np}} = \frac{\pi_{\kappa 2}^{*} - \pi_{\kappa 0}^{*}}{\pi_{\kappa 0}^{*}} \cdot \frac{n_{np0}}{n_{np2} - n_{np0}}.$$

Линия рабочих режимов может быть получена аналитически из уравнения баланса мощностей компрессора и турбины, при ряде допущений имеющем вид

$$G_{Bnp} = const \cdot \frac{\pi_{\kappa}^{*}}{\sqrt{\pi_{\kappa}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}} \cdot \sqrt{\eta_{\kappa}^{*}} \cdot \sqrt{1 - \pi_{T}^{*\frac{1-k_{T}}{k_{T}}}}.$$

Предлагается вместо линии рабочих режимов использовать дроссельную характеристику. Зная параметры процесса в точке, отстоящей от расчетной по оборотам, например, на 1%, можно получить по приведенным формулам значения коэффициентов K'_{10}, K'_{11}, K_{12} .

Далее в расчетных формулах используются помимо выше приведенных коэффициенты K_m, K_n, K_l :

$$K_m = (K'_{10} - K_{10}) \cdot K_{12};$$
 $K_n = (K_{11} - K'_{11}) \cdot K_{12};$ $K_l = K_1 - K_{11}.$

При формировании системы для определения коэффициентов взаимного влияния используются следующие вспомогательные уравнения в малых отклонениях:

- изменение расхода воздуха через КНД

$$\delta G_{BKH\mathcal{A}} = A_m \cdot \delta n_{H\mathcal{A}} + A_{10} \cdot \delta \pi^*_{KH\mathcal{A}} + \delta p_H - 0,5 \cdot (1 + A_m) \cdot \delta T_B; \qquad (7.1)$$

- изменение расхода воздуха через КВД

$$\delta G_{BKBJ} = B_m \cdot \delta n_{BJ} + B_{10} \cdot \delta \pi^*_{KBJ} + \delta \pi^*_{KHJ} + \delta p_H - 0.5 \cdot (1 + B_m) \cdot \delta T_{KHJ}; \qquad (7.2)$$

- изменение работы КНД

$$\delta L_{KHJ} = A_n \cdot \delta n_{HJ} + A_l \cdot \delta \pi^*_{KHJ} - \delta \eta^*_{KHJ} + (1 - 0.5 \cdot A_n) \cdot \delta T_B; \qquad (7.3)$$

- изменение работы КВД

$$\delta L_{KBJ} = B_n \cdot \delta n_{BJ} + B_l \cdot \delta \pi^*_{KBJ} - \delta \eta^*_{KBJ} + (1 + 0.5 \cdot B_n) \cdot \delta T_{KHJ}; \qquad (7.4)$$

- изменения работ ТВД, ТНД, СТ

$$\delta L_{TBJ} = \delta T_{\Gamma} + B_{3} \cdot \delta \pi_{TBJ}^{*} + \delta \eta_{TBJ}^{*};$$

$$\delta L_{THJ} = \delta T_{TBJ} + A_{3} \cdot \delta \pi_{THJ}^{*} + \delta \eta_{THJ}^{*};$$

$$\delta L_{CT} = \delta T_{TBJ} + C_{3} \cdot \delta \pi_{CT}^{*} + \delta \eta_{CT}^{*}.$$
(7.5)

- изменения расхода газа через сопловые аппараты ТВД, ТНД, СТ

$$\delta G_{\Gamma T B \beta} = \delta q (\lambda_{CA})_{T B \beta} + \delta \pi^*_{K H \beta} + \delta \pi^*_{K B \beta} - 0,5 \cdot \delta T_{\Gamma};$$

$$\delta G_{\Gamma T H \beta} = \delta q (\lambda_{CA})_{T H \beta} + \delta \pi^*_{K H \beta} + \delta \pi^*_{K B \beta} - \delta \pi^*_{T B \beta} - 0,5 \cdot \delta T_{T B \beta};$$

$$\delta G_{\Gamma C T} = \delta q (\lambda_{CA})_{C T} + \delta \pi^*_{K H \beta} + \delta \pi^*_{K B \beta} - \delta \pi^*_{T B \beta} - \delta \pi^*_{T H \beta} - 0,5 \cdot \delta T_{T H \beta}.$$
(7.6)

Изменения температур, входящих в выше приведенные уравнения:

$$\begin{split} \delta T_{KH\mathcal{I}} &= A_2 \cdot A_n \cdot \delta n_{H\mathcal{I}} + A_2 \cdot A_l \cdot \delta \pi^*_{KH\mathcal{I}} - A_2 \cdot \delta \eta^*_{KH\mathcal{I}} + (1 - 0.5 \cdot A_2 \cdot A_n) \cdot \delta T_B; \\ \delta T_{TB\mathcal{I}} &= \delta T_{\Gamma} - B_3 \cdot B_4 \cdot \delta \pi^*_{TB\mathcal{I}} - B_4 \cdot \delta \eta^*_{TB\mathcal{I}}; \\ \delta T_{TH\mathcal{I}} &= \delta T_{TB\mathcal{I}} - A_3 \cdot A_4 \cdot \delta \pi^*_{TH\mathcal{I}} - A_4 \cdot \delta \eta^*_{TH\mathcal{I}}. \end{split}$$

(7.7)

$$\delta T_{KB\mathcal{A}} = B_2 \cdot B_n \cdot \delta n_{B\mathcal{A}} + B_2 \cdot B_l \cdot \delta \pi^*_{KB\mathcal{A}} - B_2 \cdot \delta \eta^*_{KB\mathcal{A}} + (1 - 0.5 \cdot B_2 \cdot B_n) \cdot \delta T_{KH\mathcal{A}} .$$

Изменение расхода топлива в камере сгорания

$$\delta G_T = \delta G_B + K_5 \cdot \delta T_{\Gamma} - (K_5 - 1) \cdot \delta T_{KBJ}, \qquad (7.8)$$

без учета изменения теплоемкостей.

Сама система формируется из следующих соотношений:

 зависимость между отношениями давлений в основных сечениях двигателя

$$\delta\pi_{CT}^* = \delta\pi_{KHJ}^* + \delta\pi_{KBJ}^* - \delta\pi_{TBJ}^* - \delta\pi_{THJ}^*, \qquad (7.9)$$

при условии постоянства потерь давления во входном устройстве, в камере сгорания и в переходниках между каскадами низкого и высокого давления;

2) уравнение баланса мощности на роторе НД

$$A_n \cdot \delta n_{H\mathcal{A}} + A_l \cdot \delta \pi^*_{KH\mathcal{A}} - \delta \eta^*_{KH\mathcal{A}} + (1 - 0.5 \cdot A_n) \cdot \delta T_B = \delta T_{TB\mathcal{A}} + A_3 \cdot \delta \pi^*_{TH\mathcal{A}} + \delta \eta^*_{TH\mathcal{A}};$$
(6.10)

3) уравнение баланса мощности на роторе ВД

$$B_n \cdot \delta n_{B\mathcal{A}} + B_l \cdot \delta \pi^*_{KB\mathcal{A}} - \delta \eta^*_{KB\mathcal{A}} + (1 - 0.5 \cdot B_n) \cdot \delta T_{KH\mathcal{A}} = \delta T_{\Gamma} + B_3 \cdot \delta \pi^*_{TB\mathcal{A}} + \delta \eta^*_{TB\mathcal{A}};$$
(7.11)

4) уравнения неразрывности потока между входными сечениями КНД и КВД

$$A_{m} \cdot \delta n_{H\mathcal{A}} - (1 - A_{10}) \cdot \delta \pi^{*}_{KH\mathcal{A}} - 0.5 \cdot (1 + A_{m}) \cdot \delta \Gamma_{B} = B_{m} \cdot \delta n_{B\mathcal{A}} + B_{10} \cdot \delta \pi^{*}_{KB\mathcal{A}} - 0.5 \cdot (1 + B_{m}) \cdot \delta \Gamma_{KH\mathcal{A}};$$

$$(7.12)$$

5) уравнения неразрывности потока между входным сечением КНД и первым сопловым аппаратом ТВД

$$A_{m} \cdot \delta n_{H\mathcal{A}} - (1 - A_{10}) \cdot \delta \pi^{*}_{KH\mathcal{A}} - 0.5 \cdot (1 + A_{m}) \cdot \delta T_{B} = \delta q (\lambda_{CA})_{TB\mathcal{A}} + \delta \pi^{*}_{KB\mathcal{A}} - 0.5 \cdot \delta T_{\Gamma}; \qquad (7.13)$$

уравнения неразрывности потока между сопловыми аппаратами
 ТВД и ТНД

$$(1-0,5\cdot B_3\cdot B_4)\cdot\delta\pi^*_{TB\mathcal{A}}-0,5\cdot B_4\cdot\delta\eta^*_{EB\mathcal{A}}=\delta q(\lambda_{CA})_{TB\mathcal{A}}-\delta q(\lambda_{CA})_{TH\mathcal{A}};$$
(7.14)

7) уравнения неразрывности потока между сопловыми аппаратамиТНД и СТ

$$(1-0,5\cdot A_3\cdot A_4)\cdot\delta\pi^*_{TH\mathcal{A}}-0,5\cdot A_4\cdot\delta\eta^*_{TH\mathcal{A}}=\delta q(\lambda_{CA})_{TH\mathcal{A}}-\delta q(\lambda_{CA})_{CT};$$
(7.15)

8) Дополнительная связь между параметрами осуществляется через изменение расхода топлива в камере сгорания:

$$A_{m} \cdot \delta n_{H\mathcal{A}} + A_{10} \cdot \delta \pi_{KH\mathcal{A}}^{*} + \delta p_{B} - 0.5 \cdot (1 + A_{m}) \cdot \delta T_{B} + K_{5} \cdot \delta T_{\Gamma} - (K_{5} - 1) \cdot \delta T_{KB\mathcal{A}} = \delta G_{T}.$$
(7.16)

Используя эти восемь уравнений, связь между температурами в различных сечениях (7.7) и характеристики турбин, связывающие между собой перепады, к.п.д., приведенные расходы газа, обороты и температуры (используя дополнительные графические зависимости, рис. 7.3), можно получить систему уравнений для определения коэффициентов взаимного влияния.



Рис. 7.3. Характеристики турбины

Проводя необходимые подстановки и перенося в левую часть члены с неизвестными параметрами, а в правую – с параметрами, определяемыми в процессе эксперимента, получаем систему, которая в матричном виде представляется следующим уравнением:

$$M_{Y} \cdot \delta Y = M_{X} \cdot \delta X, \tag{7.17}$$

где δY - столбец параметров, которые необходимо рассчитать,

δX - столбец измеряемых параметров,

 M_{Y}, M_{X} - матрицы коэффициентов системы.

Решение системы может быть представлено в виде

$$\delta Y = M \cdot \delta X, \tag{7.18}$$

где *М* - искомая матрица коэффициентов взаимного влияния.

Определяется эта матрица следующим уравнением
(7.19)

отклонения параметров бу и добавив к ним Получив расчетом отклонения основных параметров ГТУ

$$\delta N_e = \delta G_B + \delta L_{CT},$$

$$\delta \eta_e = \delta N_e - \delta G_T,$$
(7.20)

которые выражаются через параметры из столбцов *б*У и *б*Х, можно получить значения параметров, характеризующих техническое состояние двигателя, или использовать для диагностики состояния изменения этих параметров.

М коэффициентов взаимного Матрица влияния, полный набор параметров процесса на расчетном (базовом) режиме и дроссельные характеристики параметров двигателя в области расчетного режима являются параметрическим паспортом двигателя.

Дроссельные характеристики при дальнейшей эксплуатации двигателя будут являться эталонными, и служить для определения эталонных параметров узлов и всего двигателя в целом.

Основные дроссельные характеристики двигателя ДЖ59Л (№ ДОЖ 167140) в зависимости от относительного значения приведенной скорости вращения ротора высокого давления представлены на рис.7.4...7.6.



Рис. 7.4



Рис. 7.5



Рис. 7.6

Если набор измеряемых в эксплуатации параметров соответствует тому использовался при который столбцу δX , формировании матрицы коэффициентов взаимного влияния, то фактические значения интересных для параметров легко определить, подставляя диагностики В матричное уравнение (7.18) столбец отклонений замеренных значений параметров от

параметров расчетного режима. Отклонение любого параметра *α* определяется уравнением

$$\delta \alpha = \frac{\alpha_0 - \alpha_{\phi a \kappa m}}{\alpha_0},\tag{7.21}$$

где α_0 - значение параметра, соответствующее расчетному режиму,

 α_{dasm} - фактическое значение параметра.

Таким образом, определенный столбец δX используется в уравнении (7.17) для расчета параметров, определяемых как неизвестные параметры. Используя далее уравнения (7.11)-(7.13) и (7.27), определяем отклонения к.п.д. отдельных узлов двигателя, не связанные с изменением режима, отклонения эффективной мощности δN_e и к.п.д. $\delta \eta_e$ ГТУ. Далее определяются фактические значения этих параметров

$$N_{e\phi\phi\alpha\kappa} = N_{e0} \cdot (1 + \delta N_e);$$

$$\eta_{e\phi\phi\alpha\kappa} = \eta_{e0} \cdot (1 + \delta \eta_e).$$
(7.22)

Эталонные значения этих же параметров определяются по дроссельной характеристике с учетом изменения базового параметра – оборотов ротора ВД и изменения параметров на входе в двигатель (атмосферных условий). По этим значениям определяются коэффициенты состояния

- по мощности

$$K_N = \frac{N_{e\phi\phi a\kappa}}{N_{e \ni ma}};$$
(7.23)

- по к.п.д.

$$K_{\eta} = \frac{\eta_{e\phi\phi\alpha\kappa}}{\eta_{eman}}.$$
(7.24)

Аналогичным образом могут быть получены коэффициенты состояния для отдельных узлов двигателя.

7.2. Алгоритм расчета матрицы коэффициентов взаимного влияния при определенном наборе измеряемых и рассчитываемых параметров

При переходе к эксплуатации двигателя в условиях ограниченной входной информации на КС следует осуществить переход ко второму блоку системы параметрической диагностики «Термогазодинамика-КС», использующей параметрический (термогазодинамический) паспорт конкретного двигателя И, частности, его эталонные параметры, В коэффициентов дроссельные характеристики матрицы влияния, И сформированные для всех диагностических режимов.

Схема производимых замеров и части выходной диагностической информации блока «Термогазодинамика-КС», показана на рис.7.1.



Рис 7.1. Данные в модели «Термогазодинамика-КС».

Диагностическая информация в виде параметров эффективности вырабатывается в режиме реального времени, выводится в виде графиков и таблиц на экраны дисплеев. Кроме того, предполагается отслеживание этих параметров во времени – трендов параметров - для выявления причин ухудшения технического состояния двигателя и его узлов, а также для выявления предотказного состояния на стадии его развития.

На стенде имеется следующий набор измеряемых параметров:

 $T_{\scriptscriptstyle B}, p_{\scriptscriptstyle B}$ - температура и давление на входе в осевой компрессор,

*р*_{*квд*} - давление за компрессором высокого давления,

*Т*_{твд} - температура за турбиной высокого давления,

 $n_{\rm H\!\it I}, n_{\rm B\!\it I}$ - обороты роторов низкого и высокого давления,

*G*_{*т*} - расход топливного газа.

Исходя из этого, имеем столбец отклонений измеряемых параметров в следующем виде:

$$\partial X = \left\{ \partial T_B, \partial p_B, \partial \pi_{K\Sigma}^*, \partial p_{KBJ}, \partial T_{TBJ}, \partial n_{HJ}, \partial n_{BJ}, \partial G_T \right\}^T.$$

Дополнив систему уравнений введением нового параметра – суммарной степени давления в осевом компрессоре $\pi^*_{\kappa\Sigma}$ и дополнительным уравнением

$$\delta\pi^*_{\rm K\Sigma} = \delta\pi^*_{\rm KHJ} + \delta\pi^*_{\rm KBJ},$$

преобразуем исходную систему для расчета коэффициентов влияния к новому виду. Для того, чтобы избежать громоздких преобразований используем допущения о неизменности функций расхода $q(\lambda_{CA})$ в сопловых аппаратах ТВД и ТНД. Уравнения (7.9)-(7.16) заменяются с учетом исключения ряда параметров пятью следующими уравнениями:

 $\delta\eta^*_{KH\mathcal{A}} + Y_{14} \cdot \delta\eta^*_{TH\mathcal{A}} + A_l \cdot \delta\pi^*_{KB\mathcal{A}} = A_n \cdot \delta n_{H\mathcal{A}} + A_l \cdot \delta\pi^*_{K\Sigma} - \delta T_{TB\mathcal{A}} + X_{15} \cdot \delta T_B;$

$$Y_{21} \cdot \delta\eta^*_{KB\mathcal{A}} + \delta\eta^*_{KB\mathcal{A}} + Y_{23} \cdot \delta\eta^*_{TB\mathcal{A}} + Y_{25} \cdot \delta\pi^*_{KB\mathcal{A}} = X_{21} \cdot \delta n_{H\mathcal{A}} + B_n \cdot \delta n_{B\mathcal{A}} + X_{23} \cdot \delta\pi^*_{K\Sigma} - \delta T_{TB\mathcal{A}} + X_{25} \cdot \delta T_B;$$

$$Y_{33} \cdot \delta \eta^*_{TB\mathcal{A}} + A_{10} \cdot \delta \pi^*_{KB\mathcal{A}} = A_m \cdot \delta n_{H\mathcal{A}} - (1 - A_{10}) \cdot \delta \pi^*_{K\Sigma} + 0.5 \cdot \delta T_{TB\mathcal{A}} - 0.5 \cdot (1 + A_m) \cdot \delta T_B;$$

$$Y_{41} \cdot \delta\eta^*_{KH\mathcal{I}} + Y_{45} \cdot \delta\pi^*_{KB\mathcal{I}} = X_{41} \cdot \delta n_{H\mathcal{I}} - B_m \cdot \delta n_{B\mathcal{I}} + X_{43} \cdot \delta\pi^*_{K\Sigma} + X_{45} \cdot \delta T_B;$$

$$Y_{51} \cdot \delta\eta^*_{KH\mathcal{I}} + Y_{52} \cdot \delta\eta^*_{KB\mathcal{I}} + Y_{53} \cdot \delta\eta^*_{TB\mathcal{I}} + Y_{55} \cdot \delta\pi^*_{KB\mathcal{I}} = X_{51} \cdot \delta n_{H\mathcal{I}} + X_{52} \cdot \delta n_{B\mathcal{I}} + X_{53} \cdot \delta\pi^*_{K\Sigma} - K_5 \cdot \delta T_{TB\mathcal{I}} + X_{55} \cdot \delta T_B - \delta p_B + \delta G_T.$$

В результате получена система вида

$$M_{Y} \cdot \delta Y = M_{X} \cdot \delta X,$$

коэффициенты матриц M_{y}, M_{x} которой выражаются следующими зависимостями:

$$\begin{split} Y_{14} &= \frac{1}{1 - 0,5 \cdot A_3 \cdot A_4}; \ X_{15} = 1 - 0,5 \cdot A_n; \ Y_{21} = \left(1 - 0,5 \cdot B_n\right) \cdot A_2; \ Y_{23} = \frac{1 + B_4}{1 - 0,5 \cdot B_3 \cdot B_4}; \\ Y_{25} &= Y_{21} \cdot A_l - B_l; \ X_{21} = Y_{21} \cdot A_n; \ X_{23} = Y_{21} \cdot A_l; \ X_{25} = \left(1 - 0,5 \cdot B_n\right) \cdot \left(1 - 0,5 \cdot A_2 \cdot A_n\right); \\ Y_{33} &= -\frac{B_4}{1 - 0,5 \cdot B_3 \cdot B_4}; \ Y_{41} = 0,5 \cdot \left(1 + B_m\right) \cdot A_2; \ Y_{45} = Y_{41} \cdot A_l + A_{10} + B_{10} - 1; \\ X_{41} &= Y_{41} \cdot A_n + A_m; \ X_{43} = Y_{41} \cdot A_l + A_{10} - 1; \ X_{45} = 0,5 \cdot \left(1 + B_m\right) \cdot \left(1 - 0,5 \cdot A_2 \cdot A_n\right) - 0,5 \cdot \left(1 + A_m\right); \\ Y_{51} &= \left(K_5 - 1\right) \cdot \left(1 - 0,5 \cdot B_2 \cdot B_n\right) \cdot A_2; \ Y_{52} &= \left(K_5 - 1\right) \cdot B_2; \ Y_{53} = -K_5 \cdot Y_{33}; \end{split}$$

$$Y_{55} = Y_{51} \cdot A_l - Y_{52} \cdot B_n - A_{10}; \quad X_{51} = Y_{51} \cdot A_n - A_m; \quad X_{52} = Y_{52} \cdot B_n; \quad X_{53} = Y_{51} \cdot A_l - A_{10};$$
$$X_{55} = (K_5 - 1) \cdot (1 - 0.5 \cdot B_2 \cdot B_n) \cdot (1 - 0.5 \cdot A_2 \cdot A_n) + 0.5 \cdot (1 + A_m).$$

Используя решение системы в виде (7.18) и выражение (7.19), можно получить матрицу коэффициентов взаимного влияния M и искомый столбец параметров δY . В случае необходимости система уравнений и матрица M могут быть переформированы при изменении набора измеряемых и искомых параметров.

Решение может быть уточнено при учете изменения скорости течения в сопловых аппаратах турбин с использованием характеристик турбин или дроссельной характеристики. При этом дополнительные графические зависимости интерпретируются в виде простых линейных зависимостей:

$$\delta q(\lambda_{CA}) = a \cdot \delta \pi_T^* + b \cdot \delta \left(\frac{n}{\sqrt{T}}\right); \tag{7.25}$$

$$\delta\eta_T^* = c \cdot \delta\pi_T^* + d \cdot \delta\left(\frac{n}{\sqrt{T}}\right) \,. \tag{7.26}$$

где *n*, *T* – обороты ротора соответствующей турбины и температура на входе в ее сопловой аппарат.

Коэффициенты *a,b.c.d* определяются по параметрам расчетной точки и двух точек с характеристики турбины или дроссельной характеристики.

7.3. Проверка алгоритма расчета параметров с использованием матрицы коэффициентов влияния

На базе полученных в термогазодинамическом расчете данных о параметрах рабочего тела по газовоздушному тракту и параметрах отдельных узлов ГТД на различных режимах по мощности была проведена оценка точности математической модели «Термодинамика-КС». Для исследования использовались результаты испытаний двигателя ДР59Л с заводским номером № Д00299017

За базовый принят режим, соответствующий 100% мощности ГТД. Оценка проводилась по отклонениям от базового режима, зафиксированным в САУ для режима 90% мощности. Для этого режима также как и для базового имеется весь набор замеренных и рассчитанных параметров, что удобно для сопоставления результатов, полученных с использованием моделей «Термодинамика-СТЕНД» и «Термодинамика-КС».

В качестве параметров, относительные отклонения которых являются исходными при расчете по второй модели, используются согласно изложенному алгоритму обороты роторов низкого и высокого давления, суммарная степень повышения давления, температура газа за ТВД, параметры на входе, расход топлива.

Температура и давление воздуха на входе в двигатель оставались неизменными. При формировании матрицы коэффициентов влияния в качестве характеристик компрессоров использовались значения степеней повышения давления, КПД, приведенных расходов и оборотов, соответствующие дроссельным характеристикам. Неопределенными оставались вспомогательные коэффициенты, вычисляемые по веткам характеристик $n_{np} = const$. Однако после проведения ряда расчетов с разным наклоном соответствующей ветки характеристики были отмечены незначительные отклонения в результирующих матрицах и выходных параметрах, что совпадает с изложенным в литературе особенностями моделей, реализующих метод малых отклонений [46].

Столбец отклонений замеренных параметров согласно алгоритму выглядит для рассматриваемого процесса следующим образом:

$$\delta X = \left\{ \delta n_{H\mathcal{I}}, \delta n_{B\mathcal{I}}, \delta \pi^*_{K\Sigma}, \delta T_{TB\mathcal{I}}, \delta T_B, \delta P_B, \delta G_T \right\}^T = \left\{ -0.017, -0.01, -0.044, -0.017, 0, 0, -0.057 \right\}^T$$

Результирующий столбец, полученный при перемножении матрицы коэффициентов влияния для базового режима на столбец отклонений замеренных параметров:

$$\delta Y = \left\{ \delta \eta_{KHJ}^*, \delta \eta_{KBJ}^*, \delta \eta_{TBJ}^*, \delta \eta_{THJ}^*, \delta \pi_{KBJ}^* \right\}^T = \left\{ -0.004, 0.087, -0.075, 0.006, 0.026 \right\}^T$$

Следует отметить, что полученные в данном столбце отклонения в КПД компрессоров низкого и высокого давления не связаны с изменением режима (это изменение заложено в определение коэффициентов матрицы базового режима). В данном случае, когда не может быть выявлено изменение КПД за счет изменения технического состояния, полученные значения характеризуют относительные погрешности расчета.

Величина ошибки по второму параметру, т.е. по КПД компрессора высокого давления, по третьему – КПД турбины высокого давления (значения которого согласно расчету по первой модели изменилось всего на 0,3%) достаточно велика. Были проведены уточняющие расчеты с использованием зависимости функций скорости газа $q(\lambda)$ в сопловых аппаратах турбин высокого и низкого давления и в сопловом аппарате силовой турбины от степеней понижения давления в них. Получен откорректированный столбец параметров:

$$\delta Y = \{0.001, -0.03, 0.021, -0.008, -0.024\}^T$$
.

Здесь максимальная погрешность составляет 3%, что в первом приближении можно считать удовлетворительным.

Полученные с использованием дополнительных уравнений, представленных в алгоритме, значения расхода воздуха и эффективной мощности ГТД отличаются от рассчитанных при обработке эксперимента на 0,03 % и 0,35 % соответственно.

Проведены дополнительные расчеты для проверки алгоритма на других режимах. Исходными данными для расчета матриц коэффициентов влияния соответствующих режимов явились параметры, полученные при расчете с использованием термогазодинамической модели «Термодинамика-СТЕНД». Столбцы малых отклонений измеряемых на стенде параметров представлены в таблице 7.1.

Таблица 7.1

Парамет	Переход с одного режима по мощности на другой (базовый –								
ры	измеренный)								
	1,0N-	0,9N-	0,8N-	0,75N-	1,0N-	1,0N-			
	0,9N	0,8N	0,75N	0,5N	0,8N	0,75N			
	Малые отклонения измеренных параметров, используемые для								
	формиров	вания столб	бца <i>pz</i>						
$\delta n_{_{H\!$	-0,01748	-0,01927	-0,0102	-0,06147	-0,03642	-0,04625			
$\delta n_{\scriptscriptstyle B\!M}$	-0,00979	-0,00947	-0,00749	-0,03575	-0,01917	-0,02651			
$\delta\!\pi^*_{\scriptscriptstyle K\!\Sigma}$	-0,04400	-0,03450	-0,02380	-0,13410	-0,07692	-0,09890			
δT_{TBA}	-0,01706	-0,01438	-0,00692	-0,05916	-0,03120	-0,03790			
δT_{H}	0	0,00100	-0,00173	-0,00069	0,00100	-0,00070			
δP_{H}	0	0	0	0	0	0			
δG_T	-0,05750	-0,07000	-0,03547	-0,19395	-0,12350	0,154600			
	Поправочные коэффициенты, учитывающие зависимость								
	$\delta q(\lambda_{_{CA}})_{_i}=m_{_i}\cdot\delta\pi_{_{Ti}}$								
<i>m</i> ₁ (ТВД)	-1,4936	0,5092	0,0154	-1,1043	0	0,00805			
<i>m</i> ₂ (ТНД)	0,6200	-0,8331	-0,7225	0,2426	-0,5728	-0,6252			
$m_3(CT)$	-0,1975	-0,01976	-0,1588	-0,0688	-0,1102	-0,1245			

С использованием приведенных выше данных получены малые отклонения параметров, соответствующих столбцу *бY*, а также значения

153

расходов, приведенных мощностей и КПД ГТД для перечисленных переходов (смотри таблицу 7.2)

таолица 1.2	Т	аблица	7	.2
-------------	---	--------	---	----

Параметры	Переход с одного режима по мощности на другой (базовый –							
	измеренный)							
	1,0N-	0,9N-	0,8N-	0,75N-	1,0N-	1,0N-		
	0,9N	0,8N	0,75N	0,5N	0,8N	0,75N		
	Малые отклонения рассчитанных параметров, используемые							
	для форм	для формирования столбца <i>б</i> у						
$\delta \eta^*_{{\scriptscriptstyle K\!H\!A}}$	-0,0055	0,0026	- 0,00008	0,0114	0,0036	0,0017		
$\delta \eta^{*}_{\scriptscriptstyle K\!B\!arDelta}$	0,0914	-0,0896	-0,0077	0,1108	-0,0048	0,0340		
$\delta \eta^{*}_{\scriptscriptstyle TB\!arDelta }$	-0,0787	0,0490	-0,0315	-0,1111	-0,0228	-0.0604		
$\delta \eta^*_{\scriptscriptstyle THJ}$	0,0085	0,0227	0,0191	-0,0064	0,0243	0,0426		
$\delta\!\pi^*_{\scriptscriptstyle K\!B\!arLemma}$	-0,0272	-0,0406	-0,0443	-0,0650	-0,0639	-0.1050		
	Абсолютные значения параметров, полученные для второго							
	(измеренного) режима							
G_{B}	78,34	76,06	74,3	66,94	76,01	74,48		
N _{ГТДпр}	9,12	8,101	7,528	5,04	8,172	7,770		
η^*_e	0,2716	0,2595	0,25	0,2135	0,2636	0,2613		

Аналогичная таблица получена с учетом уточнения по дроссельным характеристикам турбин (таблица 7.3).

Таблица 7.3.

Парамет	Переход с одного режима по мощности на другой (базовый –							
ры	измеренный)							
	1,0N-	0,9N-	0,8N-	0,75N-	1,0N-	1,0N-0,75N		
	0,9N	0,8N	0,75N	0,5N	0,8N			
	Малые от	клонения	рассчитанни	ых параметр	ов, исполн	зуемые для		
	формиров	ания столб	бца <i>б</i> ү					
$\delta \eta^{*}_{{\scriptscriptstyle K\!H\!A}}$	-0,0001	0,0008	-0,0004	0,0162	0,0038	0,0018		
$\delta \eta^{*}_{{\scriptscriptstyle K}\!{\scriptscriptstyle B}\!{\scriptscriptstyle J}}$	-0,0024	-0,0265	-0,0035	- 0,032	-0,0042	0,0080		
$\delta \eta^*_{\scriptscriptstyle TB\!arDelta}$	-0,0026	0,0167	-0,0128	0,0111	-0,0022	-0,0247		
$\delta \eta^*_{{\scriptscriptstyle TH}\!\scriptscriptstyle{arDelta}}$	-0,0038	0,0022	-0,0059	-0,0195	-0,0081	-0,0131		
$\delta\!\pi^*_{\scriptscriptstyle K\!B\!arLambda}$	-0,0252	-0,0414	-0,0443	-0,0652	-0,0639	-0,1049		
	Абсолютные значения параметров, полученные для второго							
	(измеренного) режима							
G_{B}	78,40	75,98	74,29	67,10	76,01	74,47		
N _{ГТДпр}	9,077	8,192	7,528	4,97	8,255	7,630		

η^*_e	0,2704	0,2622	0,2514	0,2132	0,2659	0,2572	

155

Сравнение отклонений рассчитанных значений коэффициентов полезного действия с базовыми значениями показаны на рис. 7.2.



Рис. 7.2

Для всех режимов отклонения не превышают 2%. Отклонения КПД, рассчитанные по параметрам номинального режима n_{pBJ} пр =7370 об/мин (режим 1N) в диапазоне до n_{pBJ} = 7233 об/мин (режимы 0.9N и 0.8 N) не превышают 0.8 %.

Сравнение абсолютных значений базовых параметров (G_B , $N_{\Gamma T Д n p}$, η_e^*) двигателя ДР59Л и рассчитанными методом малых отклонений для различных режимов показаны на рис. 7.3, 7.4, 7.5.



Рис. 7.3







Рис. 7.5

Анализ полученных результатов показал также удовлетворительную расчета параметров различных базовых точность при режимах, коэффициентов используемых для получения матриц влияния, И корректирующих характеристик турбин в виде

$$\delta q(\lambda_{CA})_i = m_i \cdot \delta \pi_{T_i}$$
.

В таблице 7.4 приведены соответствующие результаты.

Параметры	Переход с одного режима по мощности на другой (базовый – измеренный)							
Парамстры	1,0N-0,8N-для формирования матрицы			1,0N-0,9N-для формирования матрицы				
	1,0N- 0,9N	Поправка по	Поправка по	1,0N- 0,8N	Поправка по	Поправка по		
		режимам 1,0N- 0,8N	режимам 1,0N-0,9N		режимам 1,0N- 0,9N	режимам 1,0N- 0,8N		
	Малые отклонения рассчитанных параметров, используемые для формирования столбца <i>б</i> у							
$\delta \eta^{*}_{{\scriptscriptstyle K}{\scriptscriptstyle H}{\scriptscriptstyle J}}$	0,0038	0,0043	0,0095	- 0,0122	-0,0200	-0,0121		
$\delta \eta^{*}_{_{K\!B\!\mathcal{I}}}$	0,0931	0,0953	-0,0256	- 0,0235	0,1800	-0,0234		
$\delta \eta^*_{\scriptscriptstyle TB \! arphi}$	-0,0873	-0,0792	0,0112	0,0076	-0,1784	-0,0027		
$\delta oldsymbol{\eta}^*_{ extsf{ iny THA}}$	0,0115	-0,0040	0,001	0,0137	0,0074	-0,0175		
$\delta\!\pi^*_{\scriptscriptstyle K\!B\!arLeftaeta}$	-0,0372	-0,0371	-0,0359	- 0,0403	-0,4220	-0,0403		
	Абсолютные значения параметров, полученные для второго (измеренного) режима							
$G_{\scriptscriptstyle B}$	78,41	78,57	78,42	75,79	75,58	75,79		
$N_{{\scriptscriptstyle \Gamma}{\scriptscriptstyle T}{\scriptscriptstyle I}{\scriptscriptstyle D}{\scriptscriptstyle np}}$	9,129	9,172	9,065	8,114	8,365	8,124		
η^*_e	0,2718	0,273	0,270	0,2628	0,269	0,265		

Следует отметить, что коэффициенты *m_i* рассчитывались по дроссельным характеристикам, причем малые отклонения были получены по отклонениям параметров режима, принятого в качестве измеренного, по отношению к режиму, взятому в качестве базового.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- Александрович Р.Б., Зарицкий С.П., Стрельченко А.Н., Чарный Ю.С. Организация периодического вибромониторинга ГПА с использованем вибросборщиков СК-1100 и удаленного доступа к данным. Труды XX тематического семинара «Диагностика оборудования и трубопроводов КС».- М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2001, ч.1. с. 99-106.
- Антонова Е.О., Галимский А.Ф., Чекардовский С.М., Критерии эффективности газотурбинных двигателей на базе системного анализа. Третья международная конференция "Энергодиагностика и CONDITION MONITORING". Сб. трудов. Том 2, Часть 2. Москва, 2001, с.22-27.
- Арабский А.К. Опыт использования вибродиагностических аппаратно-программных комплексов на Ямбургском газоконденсатном месторождении. – М. ООО "ИРЦ Газпром", НТС "Совершенствование технических средств системы диагностического обслуживания оборудования объектов ОАО "Газпром". 2002. с. 40-48.
- Арбузов А.П., Зарицкий С.П. Стрельченко А.Н., Чарный Ю.С. Новая система периодического вибромониторинга и вибродиагностики ГПА газотранспортного предприятия. – М., ООО "ИРЦ Газпром", XII международная деловая встреча "Диагностика - 2002", с.105-107.
- 5. Балицкий Ф.Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов, М.: Наука, 1984. 119 стр.
- Баранов В.Н., Богомолов В.П. и др. Исследование технического состояния оборудования системы теплогазоснабжения.- М.: РААСН, 2001.
- Бендат Дж., Пирсол А. Применение корреляционного и спектрального анализа.. М.: Мир, 1983. - 312 стр.

- 8. Бикчетай Р.Н., Ванчин А.Г. Оценка технического состояния газоперекачивающих двигателей агрегатов с газотурбинным приводом в условиях эксплуатации на основе учета отклонений режимов работы эталонных (индивидуальных OT заводских стендовых испытаний). - М. ООО "ИРЦ Газпром", ХХ тематический семинар "Диагностика оборудования и трубопроводов КС" 2001. с. 34-43.
- Р.Бикчетай, А.Ванчин. Диагностика технического состояния газотурбинных приводов ГПА. – Газотурбинные технологии, ноябрьдекабрь 2003.
- 10.Биргер И.А. Техническая диагностика. М.: Машиностроение, 1978, -239 стр.
- 11.Вертепов А.Г., Зарицкий С.П. Оценка выходных показателей ГТУ в эксплуатационных условиях экспресс - методом. – В сборнике материалов семинара «Диагностика оборудования и трубопроводов компрессорных станций».- М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2001.
- 12.Вялых И.Л., Михайлов Г.А., Фрейман В.Б., Фрейман К.В. Повышение эффективности параметрической диагностики. – В сб. материалов семинара «Диагностика оборудования и трубопроводов КС».- М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2001.
- 13.ГОСТ Р ИСО 10816-4-99. Контроль состояния машин по результатам измерения вибраций на невращающихся частях. Часть 4. Газотурбинные установки. Госстандарт России. Москва. ИПК. Издательство стандартов, 2000.
- 14. Дегтярев А.А., Колотников М.Е., Кульчихин В.Г., Леонтьев М.К., Некрасов С.С. Вибрационная диагностика технического состояния ГТД в составе газоперекачивающего агрегата. Вестник Московского авиационного института, Т.4. №4.2001, с.12-28.
- 15. Дегтярев А.А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей в условиях ограниченной информации. Диссертация на соискание

ученой степени кандидата технических наук. Рукопись. МАИ. 2002. - 100 стр.

- 16.Добрынин С.А., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. Методы автоматизированного исследования вибраций машин: Справочник/ М.: Машиностроение, 1987. - 224 с.
- 17.Засецкий В.Г., Тихвинский А.Н. Диагностическое обслуживание ГПА на КС с использованием систем АНТЕС-КАСКАД. Труды совещания "Диагностика оборудования и трубопроводов" 22-26 апреля 2002 г. ООО «ИРЦ Газпром», 2002.
- 18.Зарицкий С.П., Исламов B.H. Развитие И др. систем НК-38СТ, НК-36СТ. диагностирования двигателей В сб. «Диагностика оборудования и трубопроводов», № 5-6, М.: ООО «ИРЦ Газпром», 1999.
- 19.Зарицкий С.П, Семичастнов В.Г. Достоверность и эффективность диагностирования ГПА. –М. ООО "ИРЦ Газпром", НТС "Диагностика оборудования и трубопроводов". 2000. №4, с. 3-6
- 20.Зарицкий С.П., Стрельченко А.Н., Щеголев И.Л., Хамутов А.Л. Программно-аппаратные средства СВИД ИТ12 для мониторинга и диагностики ГПА. Третья международная конференция "Энергодиагностика и CONDITION MONITORING". Сб. трудов. Том 2, Часть 1. Москва, 2001 г., с.87 -86.
- 21.Зарицкий С.П. 0 методическом обеспечении системы диагностического обслуживания технологического И энергомеханического оборудования компрессорных станций. M. ООО "ИРЦ Газпром", НТС "О методическом и программном обеспечении системы диагностического обслуживания OAO "Газпром". 2001. с. 19-27
- 22.Зарицкий С.П. Опыт внедрения новых технических средств диагностического обслуживания оборудования КС. – М. ООО "ИРЦ Газпром", НТС "Совершенствование технических средств системы

диагностического обслуживания оборудования объектов ОАО Газпром ". 2002. с. 9-17

- 23.Зарицкий С.П., Исламов В.Н. и др. Опыт эксплуатации ГПА на базе авиационного привода с применением автоматизированных систем диагностирования. – В сб. материалов семинара «Диагностика оборудования и трубопроводов компрессорных станций».- М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2001.
- 24.Зарицкий С.П. Скакун А.Г., Стрельченко А.Н., Усошин В.А., Шайхутдинов А.З. Стационарные системы автоматизированной диагностики: перспективы развития, определенные опытом внедрения. Труды XX тематического семинара «Диагностика оборудования и трубопроводов КС».- М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2001, ч.1. с. 96-99.
- 25.Карасев В.А., Максимов И.П., Сидоренко М.К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей М., Машиностроение, 1978. 132 с.
- 26.Козлов Н.А., Сергеев С.В. Система автоматического управления на базе МСКУ-СС-4510: опыт эксплуатации. Газотурбинные технологии. Том 4. 2004 г. с. 24-26.
- 27.Костюков В.Н. Инвариантные методы вибродиагностики. Третья международная конференция "Энергодиагностика и CONDITION MONITORING". Сб. трудов. Том 2, Часть 2. Москва, 2001 г., с.49-59.
- 28.Крутелев М.Ю., Михайлов В.В. Обзор причин аварийных съемов двигателей ДР59Л в период с 1979 по 2000 г. Научно-технический сборник №2. Серия Диагностика оборудования и трубопроводов. Газовая промышленность. Москва 2002, с.31-36.
- 29.Леонтьев М.К., Иванов А.В., Дегтярев А.А. Программная система для расчета и анализа роторной динамики турбомашин Dynamics R3.1. Свидетельство об отраслевой разработке №2716. Отраслевой фонд алгоритмов и программ. Государственный информационный центр

информационных технологий. Министерство образования Российской Федерации.

- 30.Леонтьев М.К. Современные методы расчета динамических характеристик роторных систем. NASTRAN или DYNAMICS? "Двигатель", 2003, №33, с.14-16.
- 31.Методика M029.002 «Система качества. Вибрационное обследование блока двигателей агрегатов ГПА-10 (01) с двигателями ДР-59Л (Л1), находящихся в эксплуатации» ОАО Кртз "КОНСТАР"
- 32.В.Немков, В.Шабаев, С.Виноградов, И.Гаранин, М.Леонтьев, О.Потапова. Использование режима выбега роторов для определения резонансных режимов газотурбинных двигателей. "Двигатель", 2004, №6 (36), С.14-17.
- 33.Ольховский Г.Г. Энергетические газотурбинные установки.- М.: Энергоиздат, 1985.
- 34.Программа и методика испытаний. Двигатель ДР59Л. 559108000 ПМ ОАО «Газтурбосервис». 2000 г.
- 35.Райнов Б.М. Опыт эксплуатации вибродиагностической системы "Антес-Каскад" на объектах ООО "Севергазпром" – М. ООО "ИРЦ Газпром", НТС "О методическом и программном обеспечении системы диагностического обслуживания ОАО "Газпром". 2001. с. 59-64
- 36.Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1973. 224 стр.
- 37.Сиротин Н.Н., Коровкин Ю.М. Техническая диагностика авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1979, стр. 272.
- 38.Система VibroNET 2.1. Руководство пользователя. 2004 г.
- 39.Система VM 600. Описание. Компания Вибро-Метер. 2001 г.
- 40.Смирнов В.А. Применение программного обеспечения АРМИД-ЭКСПЕРТ фирмы ИНКОТЕС для создания систем вибрационной

диагностики газоперекачивающих агрегатов. Третья международная конференция "Энергодиагностика и CONDITION MONITORING". Сб. трудов. Том 2, Часть 1. Москва, 2001 г., с.78 -86.

- 41. Технологическая инструкция на проведение приемо-сдаточных испытаний ДР59Л на стенде бокса №4 цеха 35 ПИИ ОАО «Газтурбосервис» ТИ ДР59-01, 42 стр.
- 42. Тимашев С.А., Шалин М.Г. Применение метода эмпирической декомпозиции для вибродиагностики машин. Третья международная конференция "Энергодиагностика и CONDITION MONITORING". Сб. трудов. Том 2, Часть 2. Москва, 2001 г., с.3-14.
- 43. Тихвинский А.М. Исследование степени контролепригодности по вибропараметрам газоперекачивающего агрегате на примере ГПА-12П "Урал". Труды XX тематического семинара «Диагностика оборудования и трубопроводов КС».- М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2001, ч.1. с. 96-99.
- 44.Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. М.: Машиностроение. 1980. 296 стр.
- 45. Чекардовский М.Н. Методология контроля и диагностики энергетического оборудования системы теплогазоснабжения. Санкт-Петербург: ООО «Недра», 2001
- 46. Черкез А.Е. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений.- М.: Машиностроение, 1975.
- 47.Шабаев В.М., Вахрушев В.Н., Виноградов С.М., Гаранин И.В. Леонтьев М.К. Стендовая система вибрационного контроля и диагностики газотурбинных двигателей. Научно-практическая конференция "Образовательные, научные и инженерные приложения в среде LabVIEW и технологии National Instruments "Москва, Ноябрь 14-15, 2003 г. С.

- 48.Шабаев В.М., Кульчихин В.Г., Гаранин И.В. Леонтьев М.К. Испытания и диагностика газотурбинных двигателей на стенде ОАО "Газтурбосервис". Газотурбинные технологии. Том 4. 2004 г. С. 2-7.
- 49.Шабаев В., Немков В., Старых Л., Уласевич М. Авиационные стандарты качества при ремонте конвертированных судовых двигателей. Газотурбинные технологии. Том. 3. 2004 г. стр.
- 50.Шабаев В.М., Леонтьев М.К., Гаранин И.В. Концепция снижения энергоемкости и повышения качества отработки энергоустановок на базе ГТД. Труды IY Международного совещания по проблемам энергоаккумулирования и экологии в машиностроении, энергетике и на транспорте, М., ИМАШ РАН, 2004, стр. 4-6
- 51.Шабаров А.Б., Михайличенко С.В. Методика прогнозирования тренда параметров технического состояния ГПА компрессорных станций на основе термогазодинамичского диагностирования узлов. – В кн. «Проблемы магистрального и промыслового транспорта углеводов».- Тюмень: ТюмГИГУ, 2000.
- 52.Ширман А., Соловьев А.. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. Москва 1996.-480 с.
- 53.Downham, E., 1976, "Vibration in Rotating Machinery: Malfunction Diagnosis - Art & Science," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 1-6.
- 54.Guttlich, E.H., 1988, "A Method for Overall Condition Monitoring by Controlling the Efficiency and Vibration Level of Rotating Machinery," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 445-447.
- 55.Hill, J.W., and Baines, N.C., 1988, "Application of an Expert System to Rotating Machinery Health Monitoring," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 449-454.

- 56.Isermann, R., 1984, "Process Fault Detection Based on Modeling and Estimation Methods A Survey," Automatica, Vol. 20, pp. 387-404.
- 57.OSA/CBM for COM/DCOM. Advanced Technology Lab Prague/Rockwell Automation. 2002.
- 58.Smith, D.M., 1980, "Recognition of the Causes of Rotor Vibration in Turbomachinery," Proceedings of the Institution of Mechanical EngineersVibrations in Rotating Machinery, pp. 1-4.
- 59.Stewart, R.M., 1976, "Vibration Analysis as an Aid to the Detection and Diagnosis of Faults in Rotating Machinery," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 223-229.
- 60.Vibration Monitoring of Compressor Station Gas Turbines\ Application Notes, Brul&Kjer, Denmark
- 61.White E.R., Greaves R.W. An Overview of Airborne Vibration Monitoring Systems. SAE Technical Paper Series, 871731, Long Beach, Cal. USA, 1987, pp.10