

Д. А. Ахмедзянов, Ю. М. Ахметов, А. Е. Михайлов

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДВУХКОНТУРНОСТИ ТОПЛИВНОГО КОЛЛЕКТОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ В ОБЛАСТИ ЗАПОЛНЕНИЯ ОСНОВНОГО КОНТУРА

Разработана математическая модель ГТД с учетом неравномерного распределения топлива по топливному коллектору. Проведено исследование влияния неравномерного распределения топлива по коллектору при многофорсуночной схеме подачи топлива на эффективность рабочего процесса в камере сгорания и газотурбинном двигателе в целом. Проведено исследование процесса заполнения основного топливного коллектора на экономичность и эффективность рабочего процесса ГТД. *Авиационные двигатели; двухконтурная форсунка; моделирование рабочих процессов; камера сгорания*

По мере усложнения авиационных ГТД, приближения их параметров к предельно достижимому уровню, в условиях, когда требуется сокращение затрат (времени и других ресурсов) и повышение качества изделий, происходит коренной пересмотр технологии проектирования двигателей на основе новых информационных технологий в рамках CALS – компьютерной поддержки жизненного цикла промышленной продукции, реализации системного и объектного подходов, широкого использования математического моделирования.

На всех стадиях жизненного цикла, начиная от создания научно-технического задания до серийной эксплуатации, необходима математическая модель рабочего процесса двигателя как на установившихся режимах, так и в переходных процессах. Реальность требует постоянного совершенствования математических моделей, расширения числа учитываемых факторов, влияющих на характер протекания динамических процессов, так как усложняются конструктивные схемы двигателей, расширяется диапазон условий работы, повышаются требования к точности оценки параметров и технического состояния ГТД.

В данной работе рассматривается возможность учета в системе имитационного моделирования (СИМ) авиационных ГТД DVIGwp неравномерной подачи топлива при многофорсуночных схемах подачи и двухконтурности топливного коллектора при применении двухконтурных форсунок, а также разработка системы имитационного моделирования DVIG_DISTORTION [9].

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

В настоящее время на большинстве современных ГТД в основных камерах сгорания применяются многофорсуночные схемы подачи топлива с применением двухконтурных двухсоловых центробежных форсунок.

Применение двухконтурных форсунок позволяет в значительной степени расширить диапазон работы камеры сгорания при запуске ГТД, на дроссельных режимах и в высотных условиях за счет повышения давления впрыска на малых расходах (с автоматическим отключением основного контура).

При работе на режимах с малыми расходами топлива клапан 1 (рис. 1) закрыт и топливо в двигатель впрыскивается через центральный (дополнительный) контур 2 форсунки. С увеличением режима работы двигателя давление перед клапаном 1 растет и при определенной величине открывается второй контур (основной) 3 форсунки вследствие преодоления затяжки пружины 4 распределенной нагрузкой от давления топлива. Каналы двух контуров имеют различные проходные сечения. Проходные сечения первого контура меньше чем второго; малые сечения обеспечивают высокое давление впрыска и хорошее качество распыла топлива на малых расходах топлива. Проходные сечения второго контура больше, они позволяют пропустить через форсунку большое количество топлива без чрезмерного повышения давления впрыска [3, 4, 5].

Совместная расходная характеристика такой форсунки представлена на рис. 1. Участок *AB* характеристики соответствует подаче топлива через первый контур форсунки, *BC* – режиму открытия золотника клапана распределителя и *CD* – подаче топлива через оба канала форсунки. Действительный расход форсунки ото-

бражает кривая $ABCD$. Протяженность участка BC , соответствующего различным проходным сечениям второго контура распределителя с увеличением по мере возрастания давления топлива p_{Φ} , определяется заданным законом изменения площади сечения при перемещении золотника. Суммарная расходная характеристика по всем форсункам камеры сгорания определяется количеством головок жаровых труб, в которых устанавливаются форсунки. Индивидуальный расход топлива через каждую форсунку (и, следовательно, через каждую жаровую трубу) определяется положением каждой камеры и, как будет показано, высотой гидростатического столба уровня топлива в основном (или дополнительном) коллекторе (при горизонтальном расположении камеры сгорания).

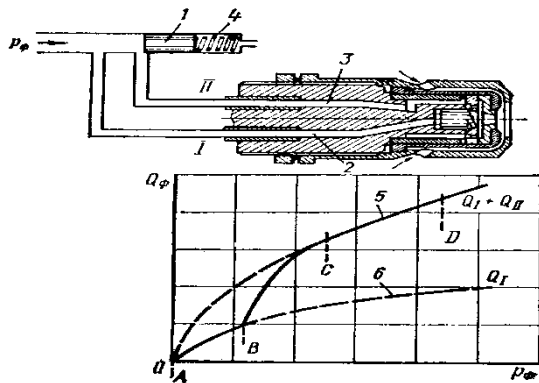


Рис. 1. Схема двухступенчатой двухсопловой форсунки с распределителем контуров и их совместная расходная характеристика

В открытой печати приведены проблемы, возникающие при применении на ГТД двухконтурных двухсопловых форсунок, однако детального исследования влияния недостатков подобной конструктивной схемы на эффективность рабочего процесса ГТД не приводится. В частности в монографии А. Лефевра [1] представлено следующее: «в двухсопловой форсунке обеспечивается высокое качество распыливания топлива при низких расходах благодаря большому перепаду давлений в узких тангенциальных каналах внутренней форсунки. В момент открытия клапана основного контура форсунки качество распыливания топлива ухудшается вследствие невысокого давления подачи топлива, а затем с ростом расхода распыливание улучшается. Для повышения качества распыливания топлива сразу после открытия клапана обычно увеличивают угол раскрытия конуса распыла дополнительного контура форсунки до значения, немного превышающего угол конуса

основного контура форсунки, с тем чтобы они сливаясь на малом расстоянии от форсунки, обменивались энергией. При этом распыливание топлива несколько ухудшается. Исследовано влияние силы тяжести на распределение топлива в многофорсуночных системах, используемых в большинстве ГТД. Неудовлетворительное распределение топлива происходит при низком давлении подачи, когда гидростатическое давление становится существенным для нижних форсунок. Увеличение давления открытия клапана несколько улучшает распределение топлива по коллектору».

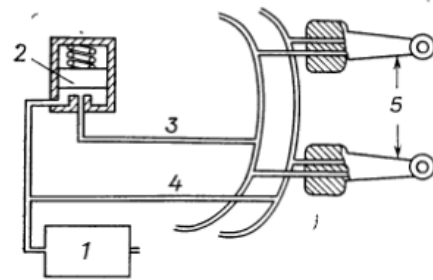


Рис. 2. Двухколлекторная многофорсуночная система подачи топлива с двухконтурными двухсопловыми форсунками, где 1 – топливный насос; 2 – клапан; 3 – основное топливо; 4 – дежурное топливо; 5 – двухсопловые форсунки

В [1] для решения данной проблемы предлагается установка индивидуального распределительного клапана для каждой форсунки, но этот способ приведет к значительному увеличению массы и усложнению конструкции, а также системы автоматического управления.

Таким образом, отсутствие каких-либо исследований по данной тематике в открытой печати указывает на актуальность проведения анализа влияния двухконтурности топливного коллектора на эффективность силовой установки в особых точках подключения основного топливного коллектора.

2. ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГТД С УЧЕТОМ НЕРАВНОМЕРНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА ПО ОСНОВНОМУ КОЛЛЕКТОРУ

В работе [2] проведено исследование влияния неравномерного распределения топлива по коллектору в процессе заполнения основного топливного коллектора с последовательным подключением отдельных форсунок на основные параметры камеры сгорания характеризующие эффективность ее работы. Выявлено значитель-

ное падение среднemasсовой полноты сгорания топлива в диапазоне расходов, соответствующих области подключения основного контура двухконтурной форсунки. Данный факт потребовал дальнейшего исследования проблем, возникающих в процессе заполнения основного топливного коллектора в составе ГТД.

Исследование проводилось в среде МетаСАПР САМСТО [7, 8] и созданной в ней системе имитационного моделирования (СИМ) авиационных ГТД DVIG_DISTORTION [9]. Использование среды МетаСАПР САМСТО обусловлено возможностью создания в данной среде собственных элементов, моделирующих интересные функциональные элементы и возможностью модифицировать уже созданные элементы [7, 8].

Для исследования принята следующая модель: одновальный турбореактивный двигатель с неизменяемой геометрией; КС трубчатокольцевой схемы, с десятью жаровыми трубами расположенными симметрично с интервалом в 36° ; в каждой жаровой трубе установлена одна двухконтурная двухсопловая форсунка с известной расходной характеристикой. Используются следующие исходные предпосылки:

1. Гидростатическое давление столба топлива в топливном коллекторе между первой и шестой жаровыми трубами равно 0,05 атм.

2. Коэффициент расхода форсунки равен единице.

3. Зависимость полноты сгорания топлива, поступающего через основной и дополнительный контуры от давления топлива в форсунках, принимается согласно данным [3, 4] в функциональной зависимости $\eta = f(\Delta p_T)$ (рис. 3).

4. Топливо, поступающее через основной контур форсунки не взаимодействует с распыленным топливом дополнительного контура (т. е. качество распыла топлива, поступающего через основной контур, определяется только перепадом давления на сопле форсунки).

5. Начало открытия дополнительного контура соответствует давлению перед РК – 0 атм.; начало открытия основного контура соответствует давлению перед РК – 12 атм.

6. Пропускная способность дополнительного контура форсунки $Q_I = 250$ л/час при $\Delta p_I = 12,0$ атм.; пропускная способность основного контура форсунки $Q_{II} = 777,7$ л/час при $\Delta p_{II} = 12,0$ атм.

7. Распределенность параметров по длине камеры сгорания не учитывается, и полнота сгорания определяется степенью распыла топлива по каждому контуру форсунки.

Кривая, представленная на рис. 3, построена по результатам экспериментального исследования изменения полноты сгорания от давления впрыска на стенде. Исследование проводилось на стенде при постоянном противодавлении. Расходная характеристика форсунок и характеристика полноты сгорания топлива представлены в виде функций от перепада давления топлива на сопле форсунки.

С помощью математического пакета Maple (ver. 11) по экспериментальной кривой зависимости полноты сгорания топлива от перепада давления топлива на сопле форсунки методом наименьших квадратов получена следующая аналитическая зависимость:

$$\eta_i = \frac{l + m \cdot p_i + n \cdot p_i^2 + g \cdot p_i^3}{o + r \cdot p_i + s \cdot p_i^2 + t \cdot p_i^3} + u. \quad (1)$$

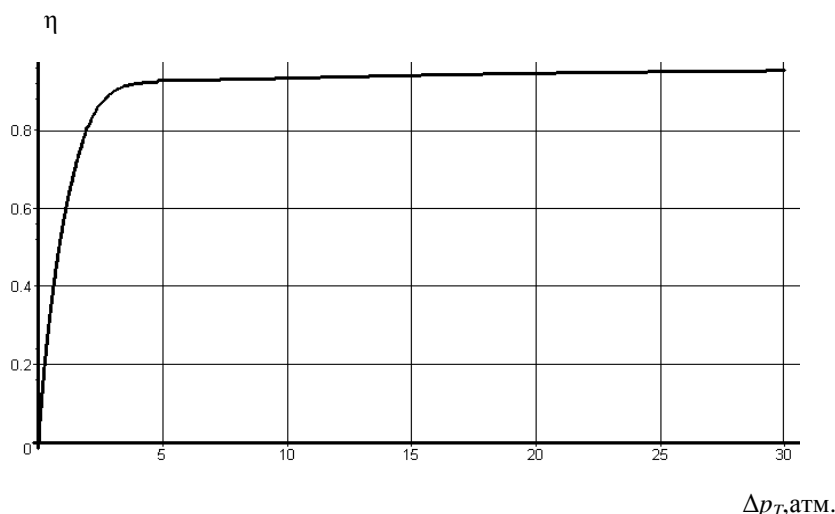


Рис. 3. Изменение полноты сгорания топлива в зависимости от перепада давления на форсунке в интервале давлений от 0 до 30 атмосфер

Соответствующие коэффициенты представлены в табл. 1.

Таблица 1

Коэффициенты аппроксимационной зависимости

<i>L</i>	-575,865
<i>M</i>	126712,856
<i>N</i>	-30898,829
<i>G</i>	15895,182
<i>R</i>	6735,47
<i>S</i>	-21055,617
<i>T</i>	16483,865
<i>U</i>	0,004243
<i>O</i>	135720,639

За основу взята идентификационная модель одновального ТРД с неизменяемой геометрией проточной части (рис. 4).

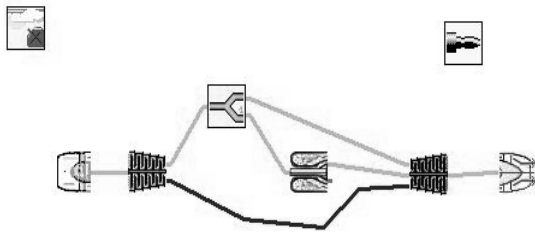


Рис. 4. Топологическая схема модели одновального ТРД в СИМ DVIG_DISTORTION

Данная модель может быть модифицирована следующим образом.

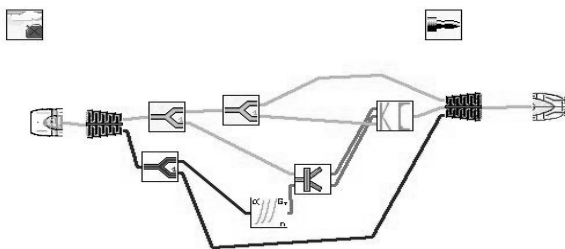


Рис. 5. Топологическая схема модели одновального ТРД с установленной в КС двухконтурной форсункой в СИМ DVIG_DISTORTION

Модель, представленная на рис. 5, отличается наличием регулятора подачи топлива и специально созданного функционального элемента «Распределительный клапан», в котором происходит распределение топлива между основным и дополнительным топливными коллекторами. Данная модель позволяет исследовать влияние ухудшения распыла топлива в процессе открытия основного контура фор-

сунки на параметры камеры сгорания в отдельности, а также на параметры турбомашин и двигателя в целом.

Учет заполнения основного топливного коллектора требует создания двухмерной модели ГТД. Двухмерность модели проявляется в неравномерном распределении топлива по топливному коллектору. Это обусловлено тем, что в форсунках, находящихся на различном уровне, давление топлива является различным из-за влияния сил гравитации. В свою очередь это приводит к тому, что в жаровых трубах топливо сгорает с различной полнотой и массовый расход топлива через жаровые трубы неодинаков. В результате предполагается наличие окружающей неравномерности среднemasсовых температур по жаровым трубам. Полные давления по жаровым трубам одинаковы, так как используется зависимость $\sigma_{КС} = f(\lambda_K)$, которая не учитывает различную степень подогрева в жаровых трубах. Статические параметры по жаровым трубам предполагаются одинаковыми.

Учет неравномерности температурного поля перед турбиной приводит к необходимости представления турбины с учетом подводимого из каждой жаровой трубы газа в виде десяти (по числу жаровых труб) парциальных секций. Входные параметры каждой секции различны. Каждая секция турбины работает на индивидуальном расходе газа и входной температуре, соответственно удельная работа и мощность секций различны.

Учет неравномерности распределения топлива по топливному коллектору приводит к тому, что за компрессором происходит изменение параметров, как по длине проточной части, так и по сечению двигателя.

На рис. 6 представлены следующие функциональные элементы: 1 – внешние условия; 2 – входное устройство; 3 – компрессор; 4, 6 – отбор газа; 5 – разветвитель газового потока; 7 – жаровая труба; 8 – сектор турбины; 9 – общие результаты; 10 – смеситель газового потока; 11 – выходное устройство; 12 – сумматор мощности; 13 – регулятор мощности; 14 – разветвитель механического потока; 15 – распределительный клапан; 16 – регулятор подачи топлива; 17, 18 – отбор мощности.

Элементы 1–4, 6, 9, 11, 16–18 работают согласно стандартному алгоритму, разработанному для СИМ DVIGwp [7].

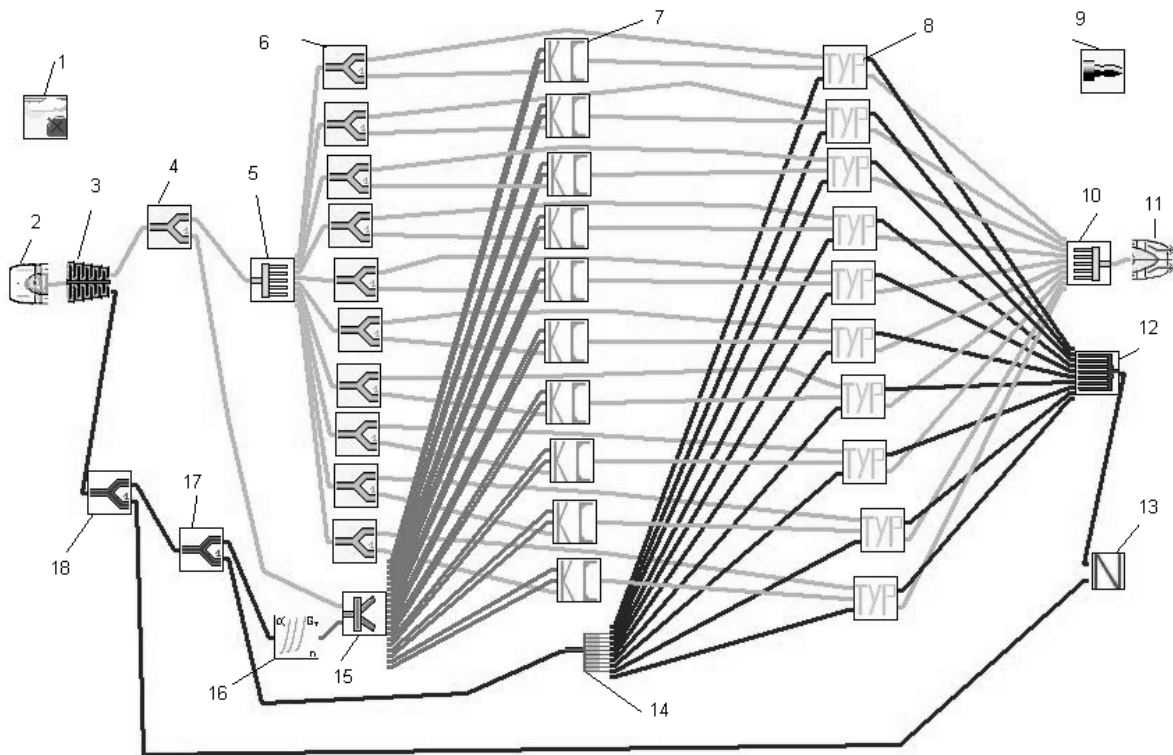


Рис. 6. Модель одновального ТРД с неравномерным распределением топлива по коллектору в СИМ DVIG_DISTORTION

Элемент 7 «Жаровая труба» представляет собой модифицированный элемент «Камера сгорания» и отличается наличием двух входных топливных и одного газового потоков. С помощью этого моделируется рабочий процесс жаровой трубы с установленной в ней двухконтурной двухсopловой форсункой. Из элемента функционального элемента «Распределительный клапан» приходят два топливных потока, соответствующих контурам установленной в жаровой трубе форсунки и имеющих различное давление и соответственно различный массовый расход топлива.

Функциональный элемент «Жаровая труба» имеет следующий алгоритм. Расход воздуха, который используется для окисления топлива, распыленного через дополнительный контур форсунки:

$$G_{\text{Вдоп}} = \frac{G_{\text{Тдоп}}}{G_{\text{Тдоп}} + G_{\text{Тосн}}} G_B; \quad (3)$$

- коэффициент избытка воздуха для топлива, распыленного через дополнительный контур форсунки:

$$\alpha_{\text{доп}} = \frac{1}{L_0 \cdot q_{\text{Тдоп}}}; \quad (4)$$

- полнота сгорания топлива, распыленного через дополнительный контур форсунки в зависимости от состава смеси:

$$\eta_{\alpha_{\text{доп}}} = f(\alpha_{\text{доп}}); \quad (5)$$

Для учета влияния состава смеси на полноту сгорания топлива используется характеристика типа $\eta_2 = f(\alpha)$ [5].

Принято, что расход воздуха, пришедший в жаровую трубу (газовый поток), разбивается пропорционально расходам топлива через основной и дополнительный контуры.

- относительный расход топлива через основной контур форсунки:

$$q_{\text{Тосн}} = \frac{G_{\text{Тосн}}}{G_{\text{Восн}}}; \quad (6)$$

- расход воздуха который используется для сгорания топлива, распыленного через основной контур форсунки:

$$G_{\text{Восн}} = \frac{G_{\text{Тосн}}}{G_{\text{Тдоп}} + G_{\text{Тосн}}} G_B; \quad (7)$$

- коэффициент избытка воздуха для топлива распыленного через основной контур форсунки:

$$\alpha_{\text{осн}} = \frac{1}{L_0 \cdot q_{\text{Тосн}}}; \quad (8)$$

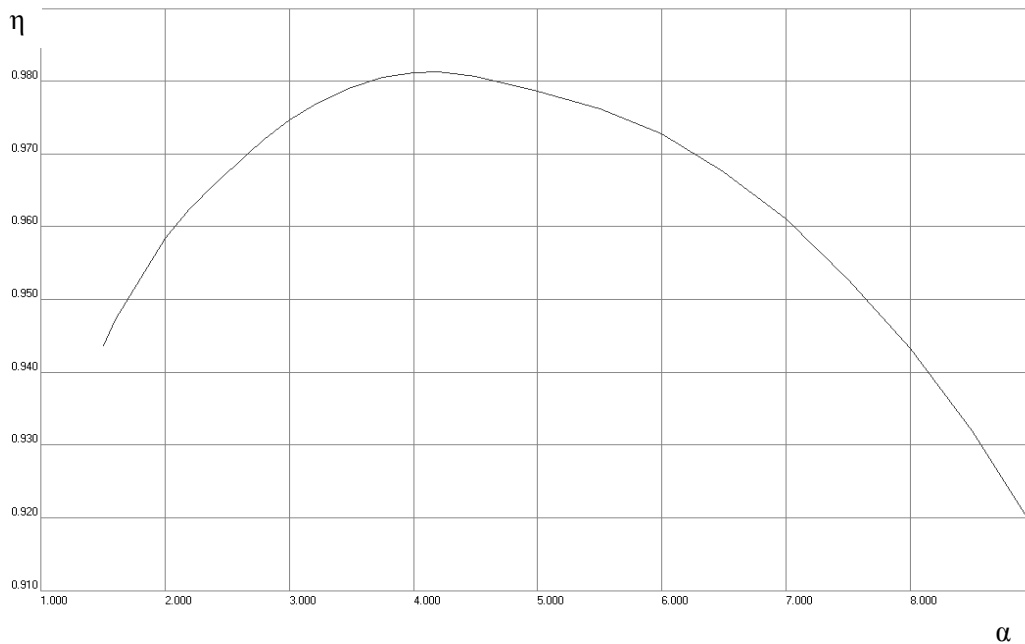


Рис. 7. Зависимость полноты сгорания топлива от состава топливо-воздушной смеси

• полнота сгорания топлива, распыленного через основной контур форсунки в зависимости от состава смеси:

$$\eta_{\text{аосн}} = f(\alpha_{\text{осн}}); \quad (9)$$

• для оценки влияния качества распыла топлива используется зависимость полноты сгорания топлива, от перепада давления на форсунке:

$$\eta_p = \frac{l + m \cdot p_i + n \cdot p_i^2 + g \cdot p_i^3}{o + r \cdot p_i + s \cdot p_i^2 + t \cdot p_i^3} + u; \quad (10)$$

где p_i – перепад давления топлива на сопле дополнительного и основного контуров форсунки.

Соответствующие коэффициенты аппроксимации представлены в таблице 1. Суммарный расход газа на выходе из КС:

$$G_{\Gamma} = G_B + G_{\text{Доп}} + G_{\text{Тосн}}; \quad (11)$$

• относительный расход топлива средне-массовый:

$$q_{\text{ТГ}} = \frac{G_{\text{Тосн}} + G_{\text{Доп}}}{G_B}; \quad (12)$$

• средне-массовый коэффициент избытка воздуха:

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{1}{L_0 \cdot q_{\text{ТГ}}}; \quad x_{\Sigma} = 1/\alpha_{\Sigma}; \quad (13)$$

• суммарная энтальпия газа на выходе:

$$i_{\text{изб}} = \frac{\left[G_{\text{Тосн}} \cdot \left(\frac{H_u \cdot \eta_{\text{росн}} \cdot \eta_{\text{аосн}} + i_{\text{Тосн}}}{4,1868} \right) + i_B \cdot G_B \right]}{G_{\Gamma}} + \frac{G_{\text{Доп}} \cdot \left(\frac{H_u \cdot \eta_{\text{рдоп}} \cdot \eta_{\text{адоп}} + i_{\text{Тдоп}}}{4,1868} \right)}{G_{\Gamma}}; \quad (14)$$

• средне-массовая температура газа на выходе из КС:

$$T_{\Gamma} = f(i_{\text{изб}}; 293,16; x_{\Sigma}); \quad (15)$$

На полноту сгорания топлива в камере сгорания оказывают влияние два фактора – качество распыла топлива (величина перепада давления топлива на сопле форсунки) и состав топливо-воздушной смеси (величина коэффициента избытка воздуха). Полнота сгорания топлива, распыленного контуром форсунки, определяется как произведение полнот сгорания, определяемых по характеристикам, представленным на рис. 3 и 7.

Элемент 8 «Секция турбины» представляет собой модифицированный элемент «Газовая турбина». Отличается тем, что мощность турбины рассчитывается не по мощности компрессора, а исходя из входных данных у каждой секции индивидуально. Все секции турбины имеют одинаковую частоту вращения, которая приходит по потоку из компрессора.

Энтальпия газа на входе:

$$i_{\text{вх}} = f(T_{\text{вх}}; 293,16; x_{\text{вх}}, a); \quad (16)$$

- энтальпия охлаждающего воздуха:

$$i_{\text{охлСА}} = f(T_{\text{охл}}; 293,16; x_{\text{охл}}, a); \quad (17)$$

- расчетная пропускная способность:

$$A_{\text{Тр}} = G_{\text{вх}} \cdot \sqrt{T_{\text{вх}}} / P_{\text{вх}}; \quad (18)$$

- энтальпия газа в горле соплового аппарата:

$$i_{\text{СА}} = \frac{i_{\text{вх}} \cdot G_{\text{вх}} + i_{\text{охл}} \cdot G_{\text{охлСА}}}{G_{\text{вх}} + G_{\text{охлСА}}}; \quad (19)$$

- температура газа в горле соплового аппарата:

$$T_{\text{СА}} = f(i_{\text{СА}}; 293,16; x_{\text{СА}}, a); \quad (20)$$

- приведенная частота вращения рабочего колеса турбины для расчета с помощью характеристики:

$$n_{\text{пр}} = \frac{n}{\sqrt{T_{\text{вх}}}}; \quad (21)$$

- температура газа на выходе при изоэнтропийном течении:

$$T_s = f(1/\pi_T; T_{\text{СА}}; x_{\text{СА}}, a); \quad (22)$$

- пропускная способность турбины, снятая с характеристики:

$$A_T = f(n_{\text{пр}}; \pi_T); \quad (23)$$

- коэффициент полезного действия турбины, снятый с характеристики:

$$\eta_T = f(n_{\text{пр}}; \pi_T); \quad (24)$$

- удельная работы турбины:

$$L_T = -f(T_{\text{СА}}; T_s; x_{\text{СА}}; a) \cdot 4,1868 \cdot \eta_T; \quad (25)$$

- мощность турбины:

$$N_T = L_T \cdot G_{\text{СА}}; \quad (26)$$

- относительная пропускная способность:

$$\bar{A}_T = \frac{A_{\text{Тр}}}{A_T}; \quad (27)$$

- энтальпия газа за рабочим колесом турбины без учета охлаждения:

$$i_{\text{ПК}} = i_{\text{СА}} - L_T / 4,1868; \quad (28)$$

- температура газа за рабочим колесом без учета охлаждения РК:

$$T_{\text{ПК}} = f(i_{\text{ПК}}; 293,16; x_{\text{СА}}; a); \quad (29)$$

- энтальпия газа на выходе из турбины с учетом охлаждения РК:

$$i_{\text{вых}} = \frac{i_{\text{ПК}} \cdot G_{\text{СА}} + i_{\text{охл}} \cdot G_{\text{охлПК}}}{G_{\text{СА}} + G_{\text{охлПК}}}; \quad (30)$$

- температура газа на выходе из турбины:

$$T_{\text{вых}} = f(i_{\text{ПК}}; 293,16; x_{\text{вых}}, a); \quad (31)$$

- давление газа на выходе из турбины:

$$P_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вх}}}{\pi_T}; \quad (32)$$

Для моделирования рабочего процесса ГТД на нерасчетных режимах используется зависимость относительной пропускной способности и полного адиабатического КПД турбины от степени понижения полного давления в турбине.

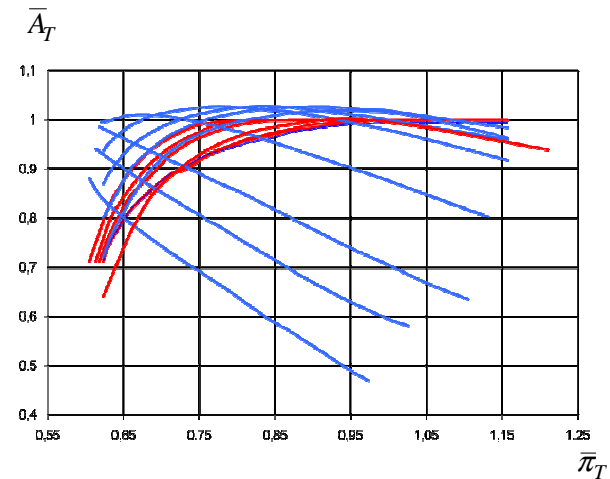


Рис. 8. Обезразмеренная характеристика турбины в СИМ DVIG_DISTORTION

Рассмотрим элемент, с помощью которого непосредственно происходит распределение топлива по коллекторам, а затем по контурам форсунок. Для этого разработан функциональный элемент 15 «Распределитель контуров», который работает следующим образом: из регулятора подачи топлива в элемент поступает топливный поток, который определяет суммарный расход топлива через камеру сгорания. Этот поток распределяется по десяти форсункам с разбиением по контурам форсунки по следующей методике [2] (рис. 9).

На рис. 10 представлено распределение перепадов давления топлива на форсунках, находящихся на различном уровне в топливном коллекторе в процессе его заполнения. Представлены четыре диапазона перепадов давления топлива на форсунках, кратных гидростатическому давлению столба топлива в полностью заполненном коллекторе.

Индекс I в рассматриваемом алгоритме соответствует параметрам, характеризующим дополнительный контур форсунки, индекс II соответствует параметрам основного контура.

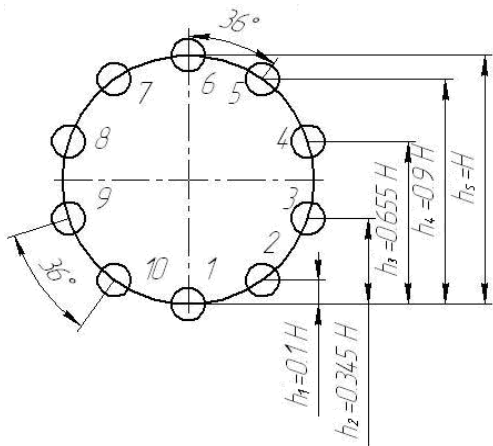


Рис. 9. Схема расчетного топливного коллектора с указанием высоты гидростатического столба топлива

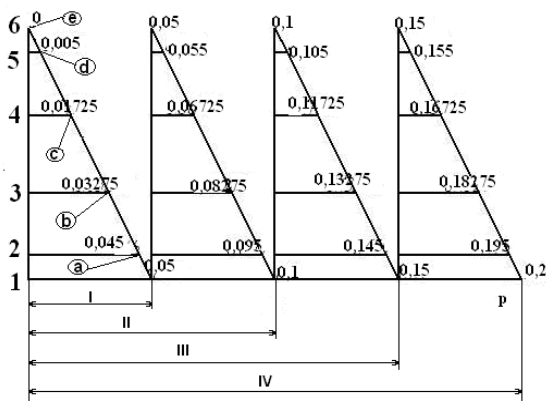


Рис. 10. Изменение перепада давления топлива в основном контуре форсунки по 10 жаровым трубам

Исходя из заданного расположения жаровых труб в камере сгорания (рис. 9), были получены формулы для расчета гидростатического давления столба топлива, соответствующего уровню форсунки в основном топливном коллекторе:

$$h_1 = \frac{H}{2} \cdot (1 - \cos(36)) \text{ (атм.);} \quad (33a)$$

$$h_2 = \frac{H}{2} \cdot (1 - \cos(72)) \text{ (атм.);} \quad (33б)$$

$$h_3 = \frac{H}{2} \cdot (1 - \cos(108)) \text{ (атм.);} \quad (33в)$$

$$h_4 = \frac{H}{2} \cdot (1 - \cos(144)) \text{ (атм.);} \quad (33г)$$

$$h_5 = H \text{ (атм.);} \quad (33д)$$

где H – гидростатическое давление столба топлива, по высоте равного высоте топливного коллектора (атм.).

С учетом описанных выше предпосылок можно получить функциональные зависимости

для перепадов давления на форсунках, находящихся на различном уровне в топливном коллекторе. При высоте столба топлива h в пределах $0 < h \leq h_1$, т. е. когда заполнена только нижняя форсунка, перепад давлений определяется как

$$\Delta h_1 = h \text{ (атм.);} \quad (34)$$

• при дальнейшем нарастании столба топлива $h_1 < h \leq h_2$ перепад давления на форсунках будет:

$$\Delta h_1 = h \text{ (атм.);} \quad (35a)$$

$$\Delta h_{2,10} = (h - h_1) \text{ (атм.);} \quad (35б)$$

• при $h_2 < h \leq h_3$:

$$\Delta h_1 = h \text{ (атм.);} \quad (36a)$$

$$\Delta h_{2,10} = (h - h_1) \text{ (атм.);} \quad (36б)$$

$$\Delta h_{3,9} = (h - h_2) \text{ (атм.);} \quad (36в)$$

• при $h_3 < h \leq h_4$:

$$\Delta h_1 = h \text{ (атм.);} \quad (37a)$$

$$\Delta h_{2,10} = (h - h_1) \text{ (атм.);} \quad (37б)$$

$$\Delta h_{3,9} = (h - h_2) \text{ (атм.);} \quad (37в)$$

$$\Delta h_{4,8} = (h - h_3) \text{ (атм.);} \quad (37г)$$

• при $h_4 < h \leq h_5$:

$$\Delta h_1 = h \text{ (атм.);} \quad (38a)$$

$$\Delta h_{2,10} = (h - h_1) \text{ (атм.);} \quad (38б)$$

$$\Delta h_{3,9} = (h - h_2) \text{ (атм.);} \quad (38в)$$

$$\Delta h_{4,8} = (h - h_3) \text{ (атм.);} \quad (38г)$$

$$\Delta h_{5,7} = (h - h_4) \text{ (атм.);} \quad (38д)$$

• при $h_5 < h$, т. е. при полном заполнении коллектора, перепады давления на форсунках можно вычислить следующим образом:

$$\Delta h_1 = h \text{ (атм.);} \quad (39a)$$

$$\Delta h_{2,10} = (h - h_1) \text{ (атм.);} \quad (39б)$$

$$\Delta h_{3,9} = (h - h_2) \text{ (атм.);} \quad (39в)$$

$$\Delta h_{4,8} = (h - h_3) \text{ (атм.);} \quad (39г)$$

$$\Delta h_{5,7} = (h - h_4) \text{ (атм.);} \quad (39д)$$

$$\Delta h_6 = (h - h_5) \text{ (атм.);} \quad (39е)$$

Массовый расход топлива через форсунку вычисляется по формуле:

$$G = f \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot p} \cdot \rho, \quad (40)$$

где f – площадь сечения форсунки; ρ – плотность топлива; p – перепад давления топлива на форсунке; μ – коэффициент расхода форсунки.

Площади сечений контуров:

$$f_I = \frac{Q_I \cdot \sqrt{\rho}}{3600 \cdot 1000 \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_I}}, \quad (41)$$

$$f_{II} = \frac{Q_{II} \cdot \sqrt{\rho}}{\mu \cdot 3600 \cdot 1000 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{II}}};$$

Исходя из формул (40) и (41) зависимости массового расхода топлива через дополнительный контур (G_{Ii}) и основной контур (G_{IIi}) от перепада давления могут быть представлены в следующем виде:

$$G_{Ii} = f_I \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot p_{Ii} \cdot 101325}; \quad (42a)$$

$$G_{II1} = f_{II} \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta h_1 \cdot 101325}; \quad (42б)$$

$$G_{II2,10} = f_{II} \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta h_2 \cdot 101325}; \quad (42в)$$

$$G_{II3,9} = f_{II} \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta h_3 \cdot 101325}; \quad (42г)$$

$$G_{II4,8} = f_{II} \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta h_4 \cdot 101325}; \quad (42д)$$

$$G_{II5,7} = f_{II} \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta h_5 \cdot 101325}; \quad (42е)$$

$$G_{II6} = f_{II} \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta h_6 \cdot 101325}; \quad (42ж)$$

где $p_{Ii} = \Delta h_i + 12$ (атм.), p_{Ii} – перепад давления топлива на форсунке дополнительного контура; Δh_i – перепад давления топлива на форсунках основного контура.

Суммарный массовый расход топлива через форсунку определяется следующим образом:

$$G_{fi} = G_{Ii} + G_{IIi}, \quad (43)$$

где G_{Ii} – массовый расход через дополнительный контур i -й форсунки; G_{IIi} – массовый расход топлива через основной контур i -й форсунки.

Тогда суммарный массовый расход топлива в топливном коллекторе будет:

$$G_{\Sigma} = \Sigma G_{Ii} + \Sigma G_{IIi}; \quad (44)$$

Значение G_{Σ} приходит по топливному потоку из регулятора подачи топлива. Далее в элементе решается уравнение вида (44) методом Ньютона и определяются значения перепадов давления на соплах обоих контуров форсунок. По значениям перепадов давления рассчитываются двадцать расходов топлива, которые проходят через контуры форсунок. Соответствующие значения перепада давления и массового расхода топлива отправляются по потокам в жаровые трубы.

В результате представления турбины в виде десяти парциальных секций, каждая из которых вырабатывает свою мощность, возникает проблема баланса мощностей между турбиной и компрессором, что является ключевым вопро-

сом при согласовании режимов работы турбокомпрессора. Эта проблема решается путем добавления в математическую модель функционального элемента «Регулятор мощности», с помощью которого осуществляется согласование компрессора и турбины. Согласование производится путем поддержания коэффициента мощности $K_N = \frac{N_T}{N_K}$ равным единице.

3. ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕРАВНОМЕРНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА ПО КОЛЛЕКТОРУ НА ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГТД

Для исследования влияния неравномерного распределения топлива по коллектору в области заполнения основного топливного коллектора с последовательным подключением форсунок построена дроссельная характеристика ТРД. Расчет характеристик проводился при условиях моделирования, представленных в табл. 2.

Таблица 2

Закон расчета в СИМ DVIGwp	
Варьируемый параметр	Поддерживаемый параметр
Приведенный расход воздуха на входе в компрессор, $G_{впр}$	Коэффициент баланса мощности компрессора и турбины K_N
Степень повышения давления воздуха в компрессоре π_K	Площадь критического сечения реактивного сопла $F_{СКК}$
Приведенный расход топлива в камере сгорания $G_{тпр}$	Физическая частота вращения ротора n

На рис. 11 представлена линия совместной работы компрессора и турбины в возможном диапазоне частот вращения от максимала до ограничения по запасу устойчивой работы компрессора при частоте вращения 65% от максимальной. При дальнейшем снижении физической частоты вращения ротора происходит срабатывание механизации компрессора, моделирование работы которой не входило в задачи данного исследования. На рис. 12 представлено изменение массового расхода топлива в процессе дросселирования двигателя.

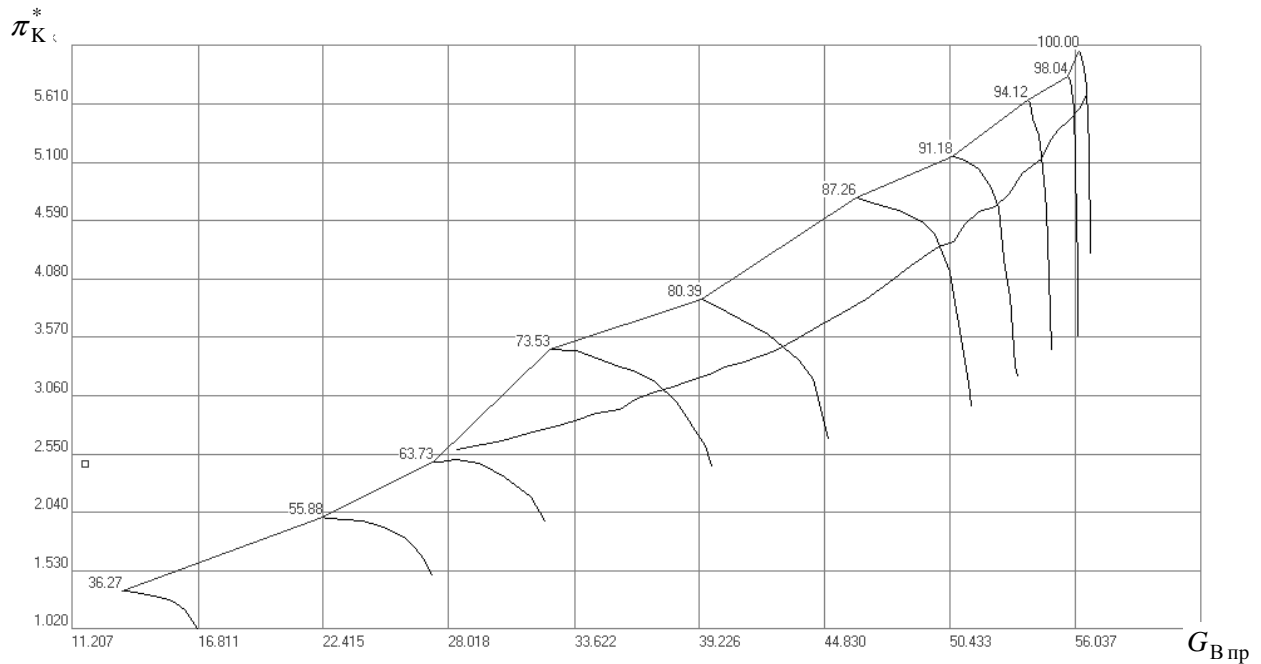


Рис. 11. Линия рабочих режимов на характеристике компрессора

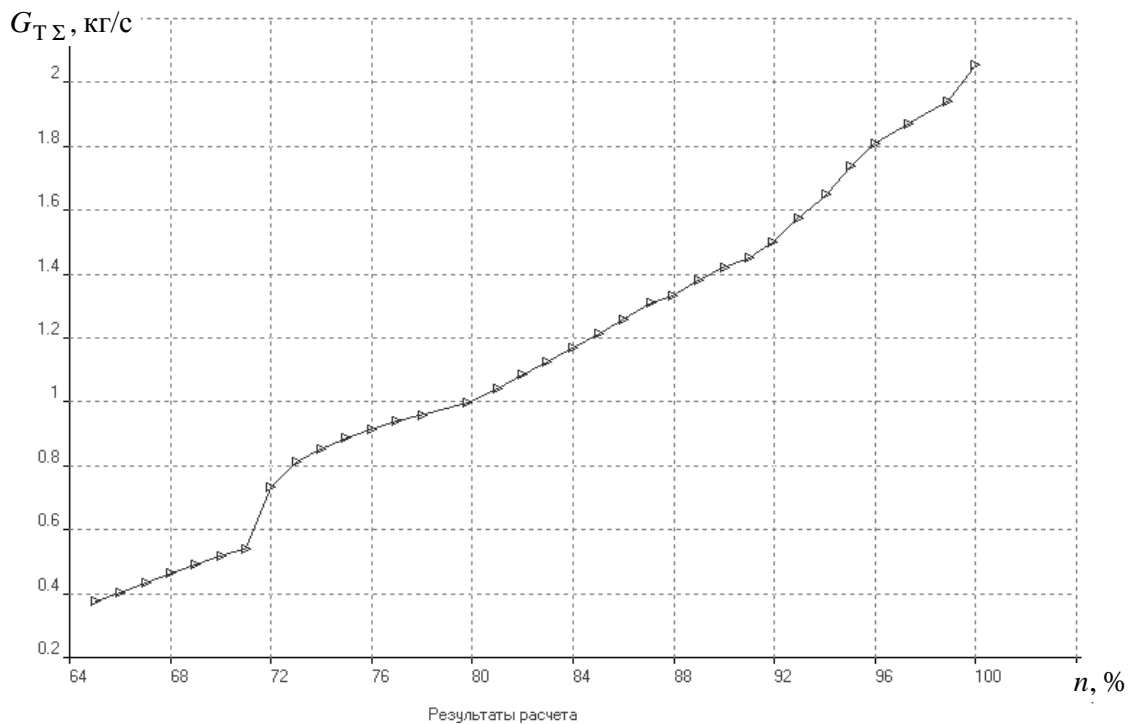


Рис. 12. Зависимость суммарного расхода топлива через распределительный клапан от частоты вращения ротора

Анализ рис. 12 указывает на качественно верное протекание зависимости расхода топлива по частоте вращения, до 70% работает только дополнительный коллектор, после 70% начинают работать совместно дополнительный и основной коллектора, что сопровождается значительным нарастанием суммарного расхода топлива.

На рис. 13 представлено изменение полноты сгорания топлива, распыленного через основной контур двухконтурной двухсопловой центробежной форсунки в процессе дросселирования одновального ТРД с неизменяемой геометрией проточной части.

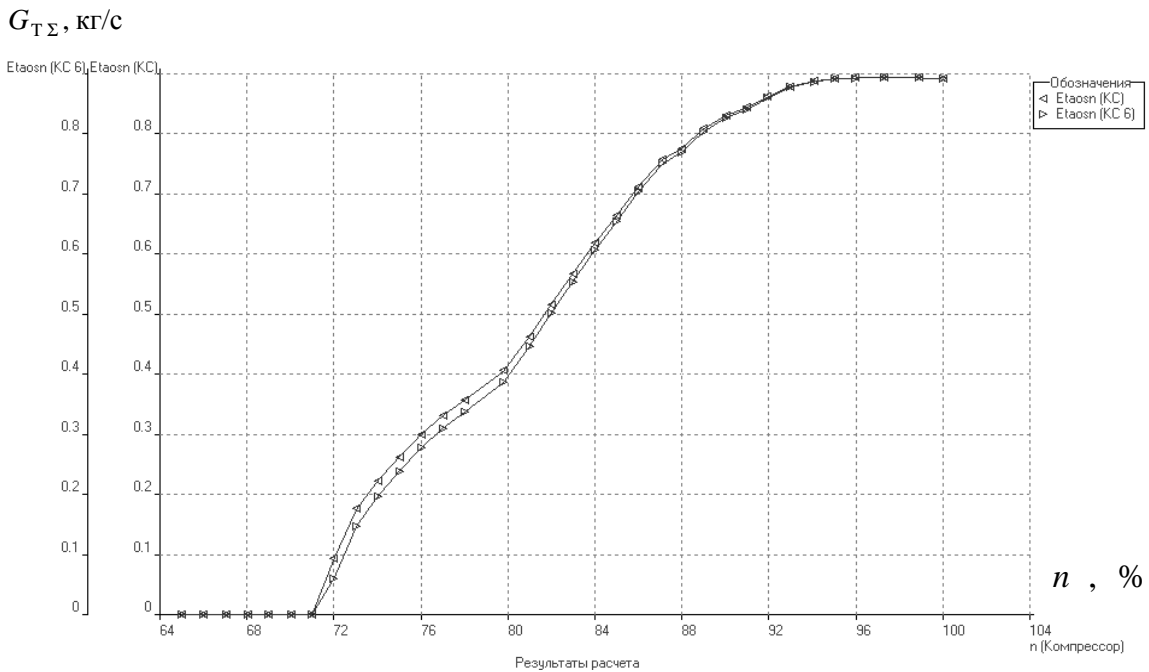


Рис. 13. Зависимость полноты сгорания топлива, распыленного через основной контур двухконтурной двухсопловой форсунки

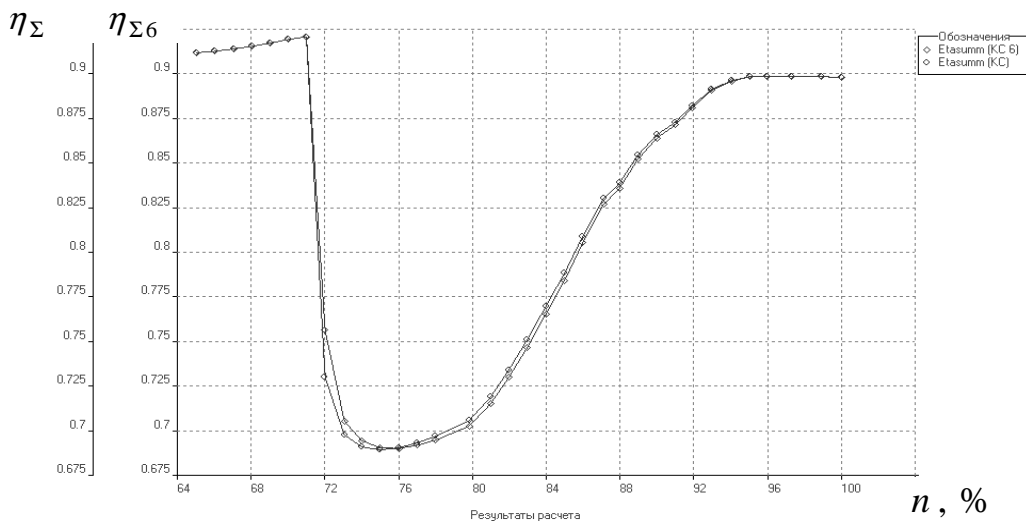


Рис. 14. Зависимость среднемассовой полноты сгорания топлива в верхней и нижней жаровых трубах от частоты вращения ротора

Анализ кривой, представленной на рис. 14, указывает на интервал значительного падения среднемассовой полноты сгорания топлива в области подключения основного контура двухконтурной форсунки. Среднемассовая полнота сгорания топлива определяется следующим образом:

$$\eta_{\Sigma i} = (\eta_{II} \cdot G_{II} + \eta_{III} \cdot G_{III}) / G_{\Sigma i}, \quad (45)$$

где $\eta_{\Sigma i}$ – среднемассовая полнота сгорания топлива; η_{II} – полнота сгорания топлива, распыленного дополнительным контуром форсунки; η_{III} – полнота сгорания топлива, распыленного

основным контуром форсунки; G_{II} – расход топлива через дополнительный контур форсунки; G_{III} – расход топлива через основной контур форсунки; $G_{\Sigma i}$ – суммарный расход топлива через форсунку. Данная формула соответствует усреднению по массовому расходу топлива через двухконтурную форсунку (что является правомерным исходя из допущения об отсутствии взаимодействия между конусами распыла топлива основного и дополнительного контуров форсунки).

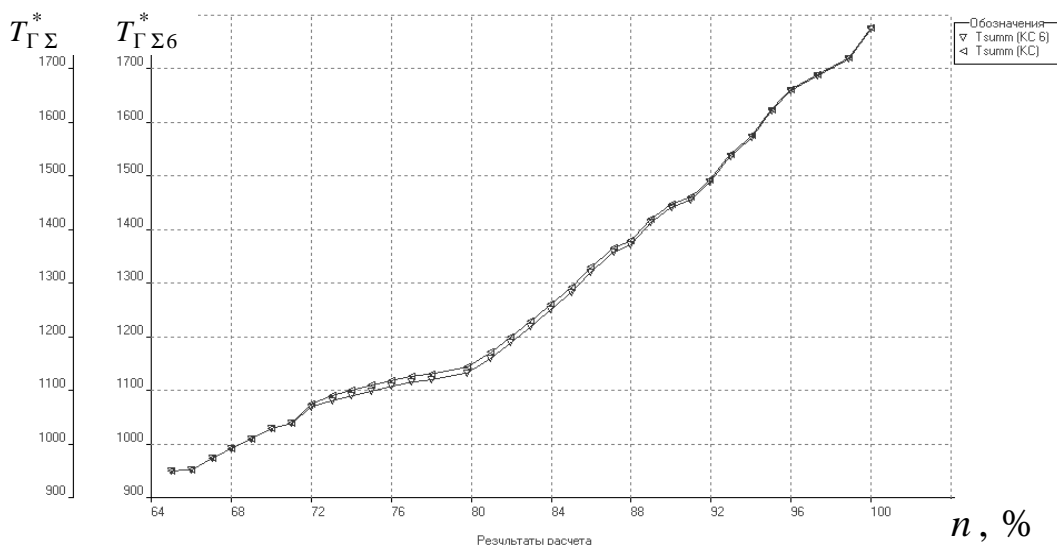


Рис. 15. Зависимость осредненной по расходу (среднемассовой) температуры газа на выходе из нижней и верхней жаровых труб

В рассматриваемом диапазоне частот вращения (проблемы запуска ГТД и заполнения основного топливного коллектора не рассматриваются) полнота сгорания топлива, распыленного дополнительным контуром форсунок, практически не изменяется, находясь в диапазоне значений порядка (0,91–0,92), что является удовлетворительным значением для эффективности работы камеры сгорания на промежуточных частотах вращения ротора. Таким образом, среднемассовая полнота сгорания определяется в первую очередь полнотой сгорания топлива, распыленного основным контуром, а также соотношением расходов форсунки.

Анализ рис. 14–15 указывает на незначительное расслоение кривых среднемассовой полноты сгорания топлива и температуры газа на выходе из камеры сгорания между жаровыми трубами (наибольшая неравномерность поля температур между жаровыми трубами не превышает 11 К). Следовательно, уровень разработанной математической модели рабочего процесса ГТД с неравномерным распределением топлива по контурам форсунок не позволяет выявить значительной неравномерности поля среднемассовых температур по жаровым трубам. Таким образом, представление камеры сгорания в виде жаровых труб и турбины в виде парциальных секций представляется нецелесообразным с точки зрения величины получаемого эффекта, что требует проведения дальнейших работ по повышению адекватности математической модели.

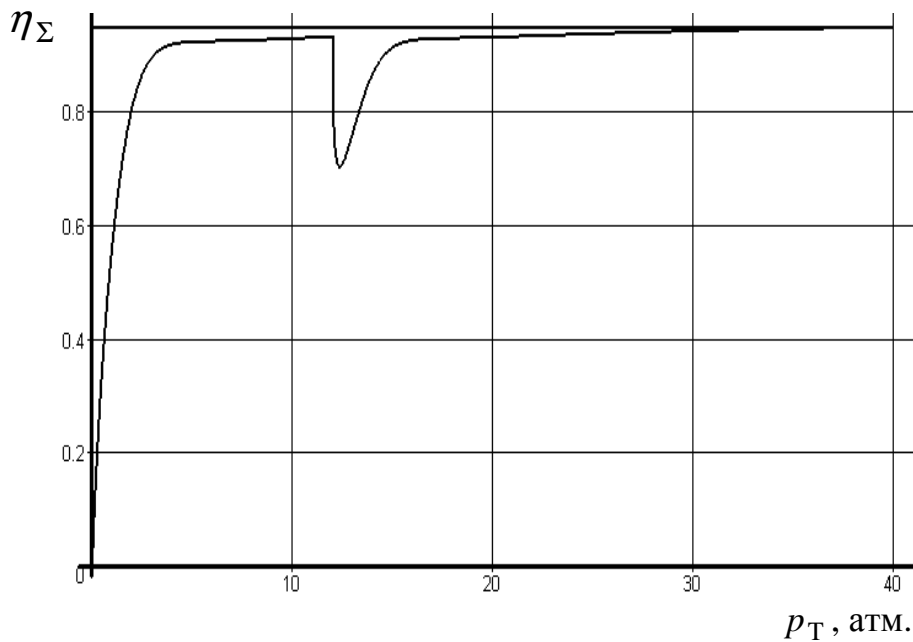
Также встает вопрос о проведении исследования по определению наиболее оптимального способа декомпозиции ГТД рассматриваемой

схемы на функциональные элементы, для анализа влияния неравномерного распределения топлива по коллектору на эффективность ГТД в особых точках подключения основного (или дополнительного) топливного коллектора.

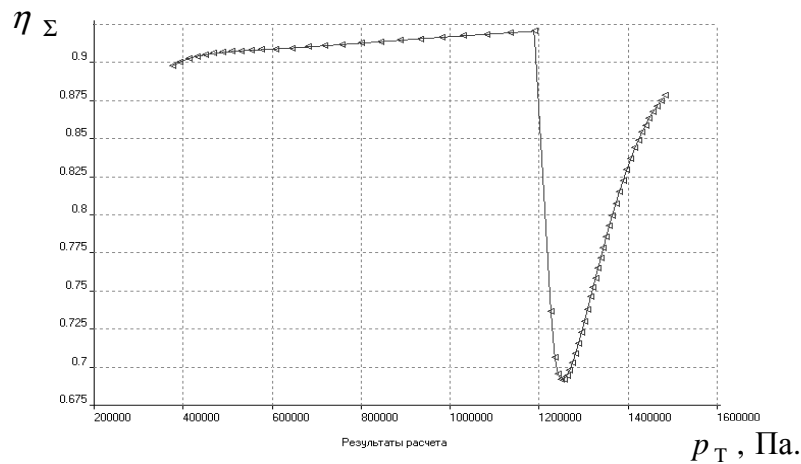
Кривые, представленные на рис. 16, подтверждают предположение, сделанное в [2], о значительном падении среднемассовой полноты сгорания топлива в области заполнения основного топливного коллектора. Диапазон давлений на рис. 16, б сужен относительно характеристики на рис. 16, а, что связано с ограничениями по области рабочих режимов ГТД, связанными с обеспечением требуемой газодинамической устойчивости компрессора.

4. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДВУХКОНТУРНОСТИ ТОПЛИВНОГО КОЛЛЕКТОРА НА ОГРАНИЧЕНИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМ РЕЖИМАМ ГТД

Одним из основных требований к летательному аппарату (ЛА) и его силовой установке (СУ) является обеспечение диапазона требуемых значений высот и скоростей полета. В процессе исследований выявлено значительное падение эффективности работы камеры сгорания в процессе заполнения основного топливного коллектора. Для эффективного использования силовой установки в составе летательного аппарата предполагается выработка ограничений по эксплуатационным режимам работы силовой установки. Левая граница области допустимых эксплуатационных режимов (кривая 4) соответствует минимально допустимому значению полного давления воздуха на входе в двигатель.



а



б

Рис. 16. Зависимость среднемассовой полноты сгорания топлива в жаровой трубе от давления впрыска топлива: а – моделирование в Maple ver. 11 [2]; б – моделирование в СИМ DVIG_DISTORTION

Верхняя граница (линия 3) соответствует минимальной допустимой скорости прямолинейного полета (статический «потолок») на максимальной высоте полета. Правая граница (линия 2) соответствует максимально допустимой скорости полета. Правая наклонная граница (кривая 1) соответствует максимальному допустимому скоростному напору потока воздуха на входе в двигатель ($q_{\max} = \rho_H \cdot \frac{V^2}{2}$).

Пространство, ограниченное кривыми 1, 2, 3, 4, представляет собой область допустимых эксплуатационных режимов силовой установки в составе летательного аппарата (рис. 17). Точка А соответствует максимальному числу М поле-

та у Земли из ограничения по скоростному напору набегающего потока. Точка В соответствует предельному значению высоты полета с максимальным числом М исходя из ограничения по скоростному напору набегающего потока. Точка С соответствует минимально допустимому полному давлению воздуха на входе в двигатель $p_{ВХ}^*$ на максимальной высоте полета.

При пониженных температурах воздуха на входе в двигатель ($T_{ВХ}^* \leq 330 K$) выбран закон регулирования $n_{пр} = \text{const}$. Поддержание постоянной приведенной частоты вращения ротора позволяет при изменении внешних условий поддерживать постоянной рабочую точку на характеристике компрессора.

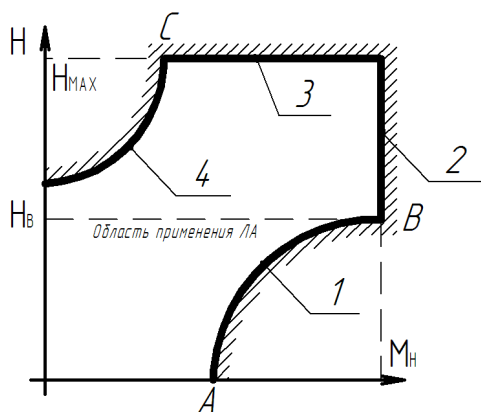


Рис. 17. Типичный характер эксплуатационных ограничений по силовой установке и летательному аппарату

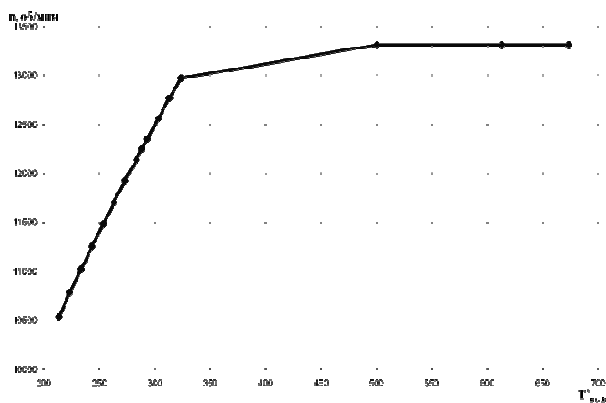


Рис. 18. Зависимость физической частоты вращения ротора от полной температуры воздуха на входе в двигатель

Данный способ регулирования при пониженных температурах воздуха является наиболее оптимальным с точки зрения эффективности рабочего процесса в основных узлах [6]. При температурах воздуха на входе в двигатель $T_{вх}^{*} \geq 500 \text{ K}$ используется закон регулирования $n = \text{const}$. Данный закон выбран исходя из обеспечения прочностной надежности изделия и ограничения по максимальной частоте вращения ротора. В диапазоне температур воздуха на входе в двигатель $330 \leq T_{вх}^{*} \leq 500 \text{ K}$ выбран переходный закон регулирования от $n_{пр} = \text{const}$ до $n = \text{const}$. Описанные закономерности представлены на рис. 18.

Кривая 1 на рис. 19 соответствует граничному значению расхода топлива, при котором начинается заполнение основного топливного коллектора. Кривая 2 соответствует давлению топлива в основном контуре двухконтурной двухсопловой центробежной форсунки $p_T = 1,4 \text{ атм}$, что согласно [1] соответствует пре-

дельному минимальному значению давления топлива для обеспечения удовлетворительного распыла топлива. В области, ограниченной кривыми 1 и 2, происходит неудовлетворительный распыл топлива основным контуром форсунки, который сопровождается значительным падением среднemasсовой полноты сгорания топлива в камере сгорания.

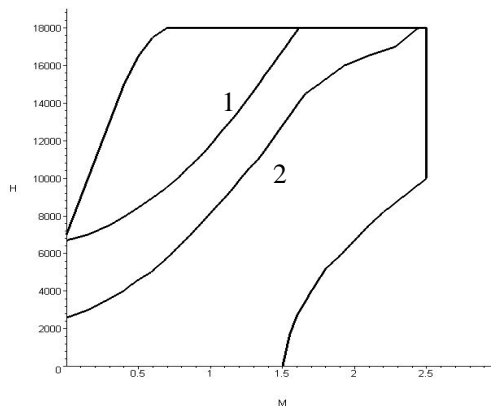


Рис. 19. Изолинии расхода топлива на области эксплуатационных режимов силовой установки

Таким образом, на области эксплуатационных режимов выявлена зона неоптимального использования силовой установки, нахождение рабочей точки в которой приводит к значительному росту удельного расхода топлива и ухудшению других параметров ГТД.

Как правило, нахождение рабочей точки в данном коридоре не является режимом длительного установившегося полета летательного аппарата. Однако наличие выявленной области негативно сказывается на высотно-скоростных и дроссельной характеристиках ГТД. Наличие области значительного падения среднemasсовой полноты сгорания в КС может оказаться существенным при определении динамических характеристик ГТД, что является определяющим для современных сверхманевренных истребителей и перехватчиков, силовые установки которых значительную долю времени работают на неустановившихся режимах работы. Наличие области резкого падения среднemasсовой полноты сгорания в области заполнения основного топливного коллектора может существенно сказаться на времени приемистости ГТД, а также требуемых избытках топлива для обеспечения заданного времени переходного процесса. Также данный факт может оказать значительное влияние на работу силовой установки летательного аппарата штурмовой авиации, работающей в области низких высот и скоростей полета.

ВЫВОДЫ

В ходе исследования разработана математическая модель ГТД с учетом возможности неравномерного распределения топлива по коллекторам при двухколлекторной многофорсуночной системе подачи топлива в камеру сгорания (с применением в жаровых трубах двухконтурных двухсопловых центробежных форсунок).

Выявлено значительное влияние на эффективность работы камеры сгорания и ГТД в целом процесса заполнения основного топливного коллектора. В момент открытия распределительного клапана происходит резкое снижение среднemasсовой полноты сгорания топлива в жаровой трубе, что подтверждает результаты полученные в [2].

Проведена оценка влияния неравномерного распределения топлива по коллектору в момент начала его заполнения на основные параметры режима ГТД. Выявлено недостаточное влияние неравномерного распределения топлива по коллектору на неравномерность поля температур на выходе из КС, что требует дальнейшего уточнения математической модели ГТД. Однако на данном этапе разработанная математическая модель может быть применима для разработки и оптимизации систем распределения топлива по коллекторам, для моделирования неравномерного распределения топлива по коллектору при засорах или нагаре на отдельных форсунках.

Выявлена область неэффективного использования силовой установки на характеристике эксплуатационных режимов, что позволяет использовать разработанную математическую модель для выработки рекомендаций по оптимизации траектории летательного аппарата. Также данная математическая модель применима для выбора наиболее оптимального закона подачи топлива при различных законах управления силовой установкой на установившихся и неустановившихся режимах работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лефевр А.** Процессы в камерах сгорания ГТД: М.: Мир, 1986. 566 с
2. Исследование изменения параметров работы камеры сгорания в процессе заполнения основного контура двухконтурной форсунки / Д. А. Ахмедзянов [и др.] // Вестник УГАТУ. 2008. Т. 11, № 2(28). С. 12–20.
3. Исследование рабочего процесса в камерах сгорания газотурбинных двигателей: Сб. ст. М.: Машиностроение, 1964. 81 с.

4. **Леонтьев В. Н., Сиротин С. А., Теверовский А. М.** Испытание авиационных двигателей и их агрегатов. М.: Машиностроение, 1976. 216 с.

5. **Пчелкин Ю. М.** Камеры сгорания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1984. 392 с.

6. **Кулагин В. В.** Теория расчет и проектирования авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термодинамический анализ. Кн. 1. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. Кн. 2. М.: Машиностроение, 2003. 616 с.

7. Термогазодинамический анализ рабочих процессов ГТД в компьютерной среде DVIGw / Д. А. Ахмедзянов [и др.]. Уфа: УГАТУ, 2003. 162 с.

8. **Тунаков А. П., Кривошеев И. А., Ахмедзянов Д. А.** САПР газотурбинных двигателей. Уфа: УГАТУ, 2005. 272 с.

9. **Ахмедзянов Д. А., Ахметов Ю. М., Михайлов А. Е.** Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2010612065. Система термогазодинамического моделирования газотурбинных двигателей DVIG_DISTORTION. М.: Роспатент, 2010.

ОБ АВТОРАХ

Ахмедзянов Дмитрий Альбертович, проф. каф. авиац. двигателей, зам. декана ФАД. Дипл. инж. по авиац. двигателям и энерг. установкам (УГАТУ, 1997). Д-р техн. наук по тепл., электроракетн. двигателям и энергоустановкам ЛА (УГАТУ, 2007). Иссл. в обл. рабочих процессов в авиац. ГТД на установившихся и неустановившихся режимах, САПР авиац. ГТД.



Ахметов Юрий Мавлютович, доц. каф. прикл. гидромех., зам. ген. дир. НИИТ. Дипл. инж.-мех. по авиац. двиг. (УАИ, 1959). Канд. техн. наук по тепл. двиг. (МАИ, 1978). Иссл. в обл. газогидр. течений и систем управления энергоустановок.



Михайлов Алексей Евгеньевич, асп. каф. авиац. двиг. Дипл. инж. по авиац. двиг. и энерг. установкам (УГАТУ, 2008). Иссл. в обл. раб. процессов ГТД на установившихся и неустановившихся режимах работы.

