

ISSN 1998-6629

ВЕСТНИК

САМАРСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЕВА

№ 2 (13)

Материалы VI Всероссийской
научно-практической конференции
«Процессы горения, теплообмена
и экология тепловых двигателей»
(г. Самара, 9-10 октября 2007 г.)

2007

ВЕСТНИК
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

№ 2 (13)

2007

Главный редактор
В. А. Сойфер

Заместители главного редактора
В. Л. Балакин, С. В. Лукачев, Е. В. Шахматов

Ответственный секретарь
А. Г. Прохоров

Редакционная коллегия:
Г. П. Аншаков, Н. Ф. Банникова, В. А. Барвинок, С. К. Бочкарев,
Ф. В. Гречников, А. И. Ермаков, В. Г. Засканов, Н. Л. Казанский,
Л. И. Калакутский, В. Р. Каргин, В. А. Комаров, Н. Е. Конюхов,
А. Н. Коптев, В. С. Кузьмичев, С. А. Прохоров, В. В. Салмин,
Ю. Л. Тарасов, А. Н. Тихонов, Ю. Ф. Широков, И. Л. Шитарев,
В. П. Шорин

Журнал входит в утвержденный ВАК Минобрнауки РФ Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, выпускаемых в Российской Федерации, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук, и включен в общероссийский каталог ОАО "Роспечать".

Подписной индекс 18264

© Самарский государственный аэрокосмический университет
443086 Самара, Московское шоссе, 34
Тел. (846) 267 48 41
Электронная почта: vest@ssau.ru

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУР И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ <i>В. Ю. Абрашкин, П. Е. Юдин</i>	9
СТУПЕНЧАТАЯ КОМБИНИРОВАННАЯ ВИХРЕВАЯ СИСТЕМА ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ ПРИБОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ <i>В. П. Алексеенко, В. В. Бирюк</i>	15
ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ТОПЛИВНОМ БАЛЛОНЕ С КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ ПРИРОДНЫМ ГАЗОМ ПРИ БЕЗДРЕНАЖНОМ ХРАНЕНИИ <i>Т. В. Ашихмина</i>	21
ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В КАМЕРЕ ДОЖИГАНИЯ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЕМ НК-37 <i>Д. Ю. Бантиков, В. Н. Лавров, А. М. Постников</i>	28
ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ <i>Е. В. Беляева, М. Ю. Орлов, Д. А. Угланов</i>	34
ВИХРЕВОЙ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ЭЛЕКТРОИСТОЧНИК ДЛЯ ОБОРУДОВАНИЯ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ <i>В. В. Бирюк, Д. В. Лобзин, Г. А. Смоляр</i>	42
ДИАГНОСТИКА КАЧЕСТВА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ФАКЕЛЕ РАСПЫЛЕННОГО ФОРСУНКАМИ ТОПЛИВА ОПТИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ <i>А. Ю. Васильев, А. А. Свириденков, В. И. Ягодкин</i>	48
СРАВНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ФОРСУНОК, РАБОТАЮЩИХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА <i>А. Ю. Васильев</i>	54
КАРС-ДИАГНОСТИКА ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ, РАЗРЯДОВ И ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ <i>К. А. Верещагин, Д. Н. Козлов, В. В. Смирнов, О. М. Стельмах, В. И. Фабелинский</i>	62
МОДЕЛИРОВАНИЕ ЯВЛЕНИЯ БЕДНОГО СРЫВА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>Л. Ю. Гомзиков, Ю. Г. Куценко, С. Ф. Онегин</i>	67

МЕТОД РАСЧЕТА ИНТЕНСИВНОСТИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПОТОКА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ	
<i>А. В. Григорьев, В. А. Митрофанов, О. А. Рудаков, А. В. Соловьева</i>	72
ВОЗДЕЙСТВИЕ ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА И ТУРБУЛЕНТНОСТИ НАБЕГАЮЩЕГО ПОТОКА НА ТЕПЛООТДАЧУ В СОПЛОВУЮ РЕШЕТКУ ТУРБИНЫ И ОПТИМИЗАЦИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ	
<i>А. В. Григорьев, О. А. Рудаков, А. В. Соловьева</i>	77
ОЦЕНКА ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ В ТОПЛИВНОМ БАЛЛОНЕ С КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ	
<i>А. И. Довгялло, Д. А. Угланов, Т. В. Ашихмина</i>	83
УПРАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ГОРЕНИЯ АЛЮМИНИЕВО-ВОЗДУШНОГО ФАКЕЛА В СПУТНОМ ПОТОКЕ ВОЗДУХА	
<i>А. Г. Егоров, А. Н. Попов</i>	87
СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ И ГОРЕНИЕ В ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С ЗАКРУТКОЙ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА	
<i>Р. Д. Еникеев</i>	93
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОМБИНИРОВАННОГО СГОРАНИЯ В ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ	
<i>Р. Д. Еникеев, М. Д. Гарипов, А. О. Борисов, А. А. Черноусов</i>	97
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ ТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВОЙ СТРУИ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ В НАРОДНОМ ХОЗЯЙСТВЕ	
<i>В. А. Зубарев, Р. Ю. Шафеев</i>	103
ВИЗУАЛИЗАЦИЯ СТРУКТУРЫ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ ТЕНЕВЫМИ И ИНТЕРФЕРЕНЦИОННЫМИ МЕТОДАМИ	
<i>С. И. Иншаков</i>	108
ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ	
<i>Ю. Л. Ковылов, Д. А. Угланов</i>	114
РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ НИЗКОЭМИССИОННОГО ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ	
<i>В. Н. Лавров, А. М. Постников, Ю. И. Цыбизов, Г. Д. Мальчиков, В. В. Гребнев, А. В. Морозов</i>	118
ВЫГОРАНИЕ БЕДНОЙ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ПРИ ВНУТРЕННЕМ И ВНЕШНЕМ ПОДЖИГАНИИ ПРОДУКТАМИ СГОРАНИЯ	
<i>А. И. Майорова, А. А. Свириденков, В. И. Ягодкин</i>	128
ВЛИЯНИЕ ХИМИЧЕСКОГО СОСТАВА ТОПЛИВА НА ВЫБРОС БЕНЗ(А)ПИРЕНА АВТОМОБИЛЯМИ	
<i>С. Г. Матвеев, М. Ю. Орлов, И. В. Чечет</i>	134

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ДОВОДКА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД <i>Б. Г. Мингазов</i>	137
ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОСТИ ПЕРЕХОДА ПОДЗЕМНОГО ТРУБОПРОВОДА ЧЕРЕЗ СЕЙСМИЧЕСКИЙ РАЗЛОМ <i>С. Н. Перов, Ю. В. Скворцов, С. И. Аграфенин</i>	141
РАЗРАБОТКА ИНФРАКРАСНОГО ГАЗОВОГО ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА НА БАЗЕ ВИХРЕВОГО ЭЖЕКТОРА <i>Ш. А. Пиралишвили, А. И. Гурьянов, Р. И. Иванов</i>	151
ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ БЛОКА ДОЖИГАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ ДВИГАТЕЛЯ НК-37 <i>А. М. Постников, Ю. И. Цыбизов, В. М. Белкин, В. И. Васильев, В. П. Чикин</i>	155
КОНЦЕПЦИИ ПРИМЕНЕНИЯ ДЕТОНАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ В АВИАЦИОННЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ <i>Р. Б. Сейфетдинов</i>	161
ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНО-СТОИМОСТНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ <i>М. В. Силюянова, И. В. Завалишин</i>	168
ИССЛЕДОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ ОТРЫВОМ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ В ДИФFUЗОРНЫХ КАНАЛАХ ПРИ ПОМОЩИ ВИХРЕВЫХ ЯЧЕЕК <i>С. А. Смирнов, С. В. Веретенников</i>	172
СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЙ ТОПЛИВА В ФОРСУНОЧНЫХ МОДУЛЯХ С ТРЕХЪЯРУСНЫМ ЗАВИХРИТЕЛЕМ <i>В. В. Третьяков</i>	178
ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В МИКРОФАКЕЛЬНОМ ГОРЕЛОЧНОМ УСТРОЙСТВЕ <i>В. В. Цатиашвили</i>	185
ВЛИЯНИЕ ВИХРЕВЫХ ГОРЕЛОК НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕР СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ <i>А. М. Цыганов</i>	191

CONTENTS

TECHNICAL SCIENCES

TEMPERATURE'S FIELDS AND HYDRAULIC LOSSES IN COMBUSTION CHAMBERS OF SMALL GAS TURBINE ENGINES <i>V. Yu. Abrashkin, P. E. Yudin</i>	9
MULTISTAGE COMBINE SWIRL COOLING SYSTEM FOR AIRCRAFT'S BOARD EQUIPMENT <i>V. P. Alekseenko, V. V. Biruk</i>	15
NUMERICAL MODELING OF PHYSICAL PROCESSES IN FUEL TANK REFUELED BY CRYOGEN CONVENTIONAL GAS WITH UNDRAINAGED STORAGE <i>T. V. Ashihmina</i>	21
NUMERICAL SIMULATION OF WORKING PROCESS IN AFTERBURNER CHAMBER OF VAPOUR GAS MACHINE WITH NK-37 ENGINE <i>D. Y. Bantikov, V. N. Lavrov, A. M. Postnikov</i>	28
THE WAYS OF OPERATING PROCESS' IMPROVEMENT IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES <i>E. V. Belyaeva, M. Y. Orlov, D. A. Uglanov</i>	34
VERTEX THERMOELECTRIC SUPPLIER FOR GAS PROVIDED STATIONS <i>V. V. Biruk, D. V. Lobzin, G. A. Smolyar</i>	42
DIAGNOSTICS OF QUALITY MIXING IN SPRAY OF THE FUEL NOZZLES BY OPTICAL METHODS <i>A. Yu. Vasiliev, A. A. Sviridenkov, V. I. Yagodkin</i>	48
COMPARISONS OF PERFORMANCES OF VARIOUS INJECTOR TYPES USED AIR FLOW <i>A. Yu. Vasiliev</i>	54
CARS DIAGNOSTIC OF GAS FLOW, ELECTRICAL CHARGE AND BURNING PROCESSES <i>K. A. Vereshagin, D. N. Kozlov, V. V. Smirnov, O. M. Stelmakh, V. I. Fabelinski</i>	62
SIMULATION OF LEAN BLOW OUT PROCESS INSIDE GAS TURBINE COMBUSTOR <i>L. Y. Gomzikov, Yu. G. Kutsenko, S. F. Onegin</i>	67

COMPUTATIONAL METHOD OF THE GAS FLOW TURBULENCE INTENSITY AT THE GAS TURBINE ENGINE COMBUSTION CHAMBER OUTLET	
<i>A. V. Grigoriev, V. A. Mitrofanov, O. A. Rudakov, A. V. Soloveeva</i>	72
EFFECT OF THE INLET FLOW GAS TEMPERATURE FIELD AND TURBULENCE ON HEAT TRANSFER IN THE TURBINE NOZZLE CASCADE AND COMBUSTION CHAMBER OPTIMIZATION	
<i>A. V. Grigoriev, O. A. Rudakov, A. V. Soloveeva</i>	77
THERMAL CYCLING TOUGHNESS ESTIMATION OF FUEL TANK REFUELED BY CRYOGEN PRODUCT	
<i>A. I. Dovgyallo, D. A. Uglanov, T. V. Ashihmina</i>	83
COMBUSTION CHARACTERISTICS MANAGEMENT OF AIR-ALUMINUM FLAME IN CO-CURRENT AIR FLOW	
<i>A. G. Egorov, A. N. Popov</i>	87
MIX FORMING AND BURNING IN HEAT ENGINES WITH TWISTING OF AIR PUNCH	
<i>R. D. Enikeev</i>	93
MATHEMATICAL MODEL OF COMBINED COMBUSTION IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES	
<i>R. D. Enikeev, M. D. Garipov, A. O. Borisov, A. A. Chernousov</i>	97
THERMODYNAMIC EFFECT OF GAS STREAM DIVISION AND ITS USING IN DIFFERENT FIELDS OF HUMAN ACTIVITY	
<i>V. A. Zubarev, R. U. Shafeev</i>	103
VISUALIZATION OF GAS FLOWS STRUCTURES BY MEAN OF SCHLIEREN AND INTERFEROMETRY METHODS	
<i>S. I. Inshakov</i>	108
DIFFERENT FACTORS INFLUENCE UPON FILLING RATIO OF PISTON ENGINE	
<i>Y. L. Kovylov, D. A. Uglanov</i>	114
DEVELOPING OF LOW EMISSION FUEL BURNING SYSTEM IN GAS TURBINE ENGINES	
<i>V. N. Lavrov, A. M. Posthikov, Yu. I. Tsibizov, G. D. Malchikov, V. V. Grebnev, A. V. Morozov</i>	118
LEAN FUEL-AIR MIXTURE BURNING IN THE CASES OF INWARD AND OUTWARD IGNITION BY COMBUSTION PRODUCTS	
<i>A. I. Mayorova, A. A. Sviridenkov, V. I. Yagodka</i>	128
THE INFLUENCE OF FUEL CHEMICAL SPECIATION ON CAR EXHAUST OF BENZ(A)PYRENE	
<i>S. G. Matveev, M. Yu. Orlov, I. V. Chechet</i>	134

AUTOMATED ACCURATE FINISHING OF GAS TURBINE ENGINE'S COMBUSTION CHAMBER <i>B. G. Mingazov</i>	137
FAULT CROSSING SAFETY ESTIMATION FOR THE UNDERGROUND PIPELINE <i>S. N. Perov, Yu. V. Skvortsov, S. I. Agrafenin</i>	141
INFRARED GAS BURNING DEVICE DEVELOPING BASED ON TWISTING EJECTOR <i>Sh. A. Piralishvili, A. I. Gurianov, R. I. Ivanov</i>	151
THE DESIGNING PRINCIPES OF AFTERBURNER SYSTEM FOR HIGH EFFICENCY VAPOUR GAS MACHINE BASED ON NK-37 ENGINE <i>A. M. Posthikov, Yu. I. Tsibizov, V. M. Belkin, V. I. Vasiliev, V. P. Chikin</i>	155
DETONATION BURNING CONCEPCIA APPLICATION IN AVIATION POWER-PLANTS <i>R. B. Seyfedinov</i>	161
FEATURES OF THE COST-FUNCTION ANALYSIS IN THE PROCESS OF GAS-TURBINE ENGINES COMPETITIVE STRENGTH HEIGHTENING <i>M. V. Silujanova, I. V. Zavalishin</i>	168
BOUNDARY LAYER SEPARATION INVESTIGATION IN DIFFUSION CHANNELS WITH SWIRLING CELLS <i>S. A. Smirnov, S. V. Veretennikov</i>	172
FUEL DISTRIBUTION COMPARISON ANALYSIS IN THREE-STAGE SWIRLING SPRAYER MODULES <i>V. V. Tretyakov</i>	178
COMPUTATIONAL PROCESSES SIMULATION INSIDE OF MICRO SCALE BURNER <i>V. V. Tsatiashvili</i>	185
THE INFLUENCE OF SWIRL BURNERS ON CHARACTERISTICS OF GAS TURBINE ENGINES' COMBUSTION CHAMBERS <i>A. M. Tsiganov</i>	191

ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУР И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2007 В. Ю. Абрашкин, П. Е. Юдин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрены особенности формирования полей температуры газа для камер сгорания (КС) малоразмерных газотурбинных двигателей (ГТД). Разработана уточненная модель расчета коэффициента гидравлического сопротивления, представлены результаты по влиянию конструктивных параметров камеры сгорания на неравномерность температурного поля газового потока, предложены рекомендации по проектированию и доводке этого узла в малоразмерных ГТД.

В работе представлены результаты по исследованию аэродинамической структуры течения и гидравлических потерь в камерах сгорания малоразмерных ГТД, а также влияние их конструктивных и режимных параметров на характеристики выходного поля температуры газа.

В качестве объектов испытаний использовались модели и натурные КС ряда отечественных малоразмерных ГТД первого типоразмера [1] следующих конструктивных схем [2]:

- прямоточная, кольцевого типа с подачей воздуха в наружный кольцевой канал (КС двигателя МД-120);

- прямоточная, трубчато-кольцевого типа (КС двигателя МД-45);

- противоточная, кольцевого типа (КС изделия ВД-100). Характерной особенностью указанного изделия являлась тороидальная структура течения в первичной зоне жаровой трубы.

Выше описанные объекты испытаний позволили в имеющемся диапазоне схемных решений современных КС МГТД исследовать влияние конструктивных и режимных параметров на выходные характеристики полей температуры газа.

Если в большинстве существующих полноразмерных КС обтекание жаровой трубы, как правило, «симметричное», то в малоразмерных ГТД – более сложное, что приводит к дополнительным потерям полного давления во внутреннем кольцевом канале и, следовательно, к разнице статических давлений на обечайках жаровой трубы.

Так, например, для КС двигателя МД-120 расход воздуха, поступающего в наружный канал, зависит от приведенной скорости потока, в то время как через внутренний смеситель остается практически постоянным. Это объясняется тем, что увеличиваются потери полного давления на поворот потока во внутренний канал, которые составляют от 10 до 40 % общих потерь σ_k [3].

На рис. 1 приведено влияние раскрытия жаровой трубы (в данном случае за счет уменьшения площади $F_{см}^H$) на характеристики КС двигателя МД-120.

При распределении воздуха по смесителям согласно рекомендациям для полноразмерных ГТД ($S_{F_0}/F_K = 1,30...1,34$) камера сгорания характеризуется высоким уровнем неравномерности выходного поля температур ($\theta_j^{max} \approx 0,35 \div 0,37$; $Q_h^{max} \approx 1,17$), наличием нагара на внутренней стенке жаровой трубы и низким уровнем полноты сгорания h_T .

Как показывают исследования [2], минимальному уровню окружной и радиальной неравномерности ($\theta_j^{max} \approx 0,22 \div 0,26$; $\theta_h^{max} \approx 1,07...1,04$) соответствует область $\Sigma F_0/F_K = 1,25...1,1$ примерно равных расходов через смесители.

Так как наружная обечайка жаровой трубы камер сгорания малоразмерных ГТД «работает» под избыточным перепадом давления, то можно предположить, что любые неравномерности потока на выходе из диффузора прежде всего оказывают влияние

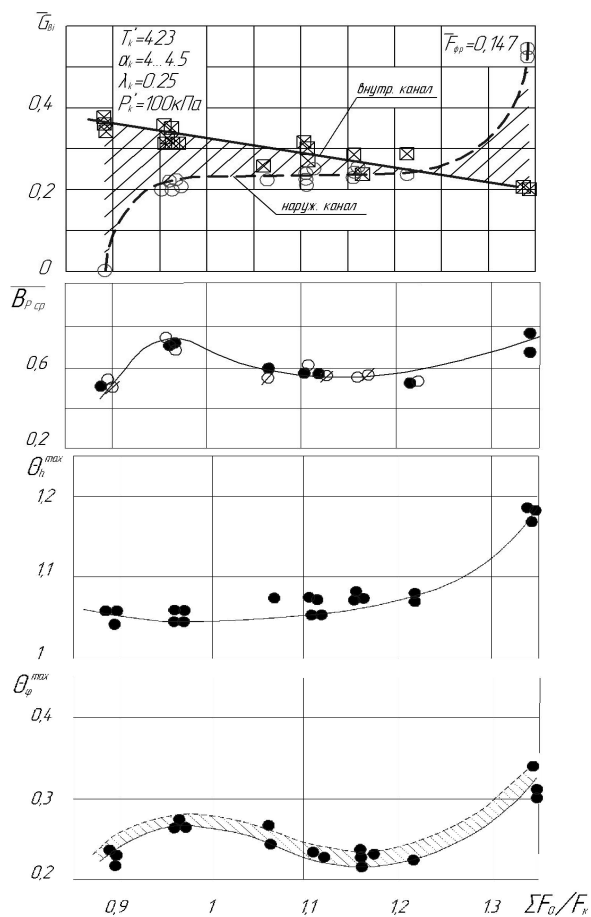


Рис. 1. Влияние раскрытия жаровой трубы на характеристики КС двигателя МД-120

именно на характеристики ПТГ в окружном направлении.

В качестве примера приведено влияние остаточной закрутки потока $j_{ост}$ на уровень θ_j^{max} (см. рис. 2) для камеры сгорания двигателя МД-120.

Минимальное значение $\theta_j^{max} = 0,22...0,24$ достигается при смещении отверстий смесителя относительно первого ряда на наружной обечайке жаровой трубы на угол $j = 13...17^\circ$ от исходной компоновки, что примерно равно $j_{ост} = 17^\circ$. В такой конструкции реализуется шахматное расположение струй первого ряда и наружного смесителя, которое способствует более интенсивному перемешиванию и выравниванию характеристик поля температуры газа в окружном направлении.

Известно [4], что при заданной длине жаровой трубы неравномерность поля температуры газа на выходе из камеры сгорания

и гидравлические потери в ней определяются одними и теми же относительными геометрическими параметрами ($SF_0/F_{ж}$, F_{KK}/SF_0 , $F_{фр}/SF_0$) и степенью подогрева газа. Повышение потерь в жаровой трубе путем уменьшения эффективной площади отверстий является инструментом в руках конструктора для обеспечения требуемых характеристик камеры (θ_j^{max} , θ_h^{max} , η_2) [5]. Поэтому еще на стадии эскизного проектирования необходимо иметь интегральные модели, позволяющие с достаточной точностью оценивать потери полного давления (ζ_K или σ_K).

Проведенные исследования [2] показывают, что известные модели [4, 6] применительно к малоразмерным камерам сгорания рассматриваемых схем дают погрешность в определении коэффициента гидравлических потерь до 50...100%. Поэтому на основе обобщения и анализа имеющихся экспериментальных данных разработана уточненная модель расчета коэффициента гидравлического сопротивления для геометрически подобных камер сгорания малоразмерных ГТД

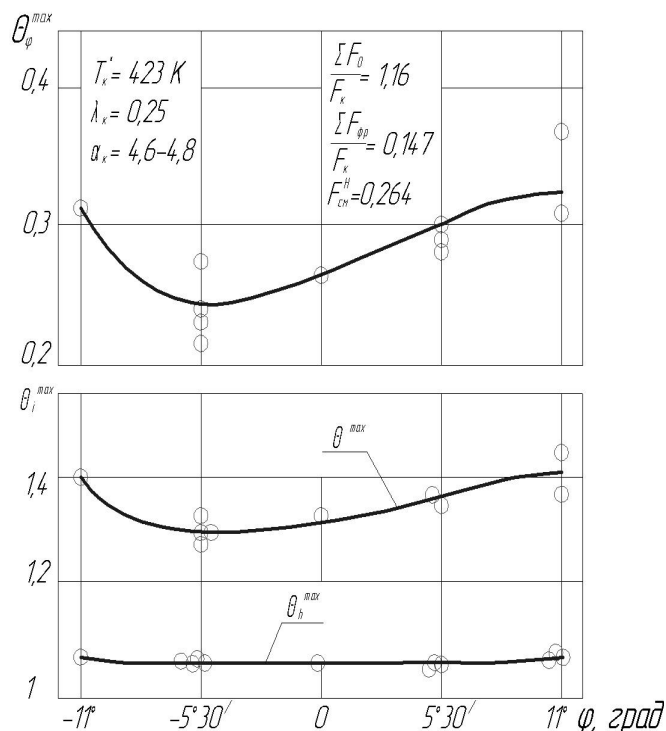


Рис. 2. Влияние остаточной закрутки на выходе из компрессора на характеристики выходного поля температуры газа камеры сгорания двигателя МД-120

с расходом воздуха $G_B = 0,3...2,5$ кг/с:

$$x_K = x_D + K_F \left[x_0 \left(\frac{F_K}{mF_0} \right)^2 + x_T \right],$$

где x_D - потери на диффузоре; x_0 - потери на жаровой трубе; x_T - тепловые потери.

$$x_D = K_1 \cdot K_2 \cdot \left(1 - \frac{1}{c \cdot \Pi_D} \right)^2, \quad K_F = f(\Sigma F_0 / F_K),$$

$$x_T = K_{\Delta T} \left(\frac{F_K}{F_{ж}} \right)^2 \cdot \left(\frac{T_{\Gamma}^*}{T_K^*} - 1 \right),$$

$$K_{\Delta T} = 26,94 \cdot \exp[-10,12(F_K / F_{ж})]$$

при $F_K / F_{ж} = 0,12...0,3$. Рекомендованные значения $K_1, K_2, K_{\text{от}}$ приведены в [2].

Значения x_D, x_0 и m определяются по рекомендациям, приведенным в [6].

Поправочный коэффициент $K_{\Delta T}$ учитывает форму жаровой трубы и неравномерность полей T_{Γ}^* и W_{Γ}^* в зависимости от отношения $F_K / F_{ж}$. Для КС МГТД $K_{\Delta T} \approx 8...1$ ($K_{\Delta T} = 2,2...0,5$ - ПКС). Коэффициент K_F учитывает схему КС (прямоточная, противоточная или трубчато-кольцевая). Для камер сгорания двигателя МД-120

$$K_F = 0,58 \cdot \exp(0,2 \cdot x + 0,1x^2 + 0,06x^3),$$

где $x = mF_0 / F_K$.

Для КС двигателя МД-45 и ВД-100 $K_F = 1$. На рис. 3 дано сравнение расчетных и экспериментальных значений ζ_K . Погрешность определения гидравлических потерь для геометрически подобных КС не превышает $\pm 5,5\%$.

Для исключения индивидуальных различий жаровых труб испытания проводились на нескольких вариантах исследуемых камер сгорания с многократным дублированием измерений после переборок.

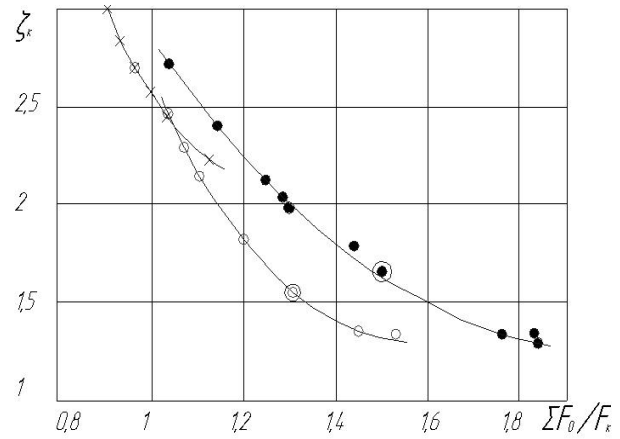


Рис. 3. Зависимость x_K от отношения $\Sigma F_0 / F_K$ для исследуемых вариантов КС МГТД: -о- КС двигателя МД-120, -●- КС двигателя МД-45, -х- КС двигателя ВД-100

Проведенные исследования показали, что изменение аэродинамической структуры течения и состава топливно-воздушной смеси в первичной зоне оказывает весьма существенное влияние на неравномерность температурного поля камеры. Благодаря этому появляется реальная возможность воздействия на Θ_{ϕ}^{max} и Θ_h^{max} с помощью режима работы первичной зоны, что можно использовать при доводке и совершенствовании существующих и создании новых камер сгорания.

Одной из причин увеличения уровня неравномерности поля температур на выходе из КС является неодинаковое распределение топлива по форсункам. Подтверждением этого служит зависимость $\Theta_{\phi}^{max}, \Theta_h^{max}$ от начальной неравномерности распределения топлива, полученная в результате обобщения экспериментальных данных (рис. 4), где $K_T = (q_{Tmax} - q_{Tmin})/q_{Tcp}$. Следует особо отметить, что радиальная эпюра при изменении K_T в диапазоне от 0,1 до 4 не претерпевает заметных изменений.

Особый интерес для формирования окружной неравномерности КС МГТД представляет область, в которой при небольшом изменении $K_T \approx 0,2...0,32$ уровень Θ_{ϕ}^{max} изменяется примерно в 2,5 раза $\Theta_{\phi}^{max} \approx 0,2...0,5$,

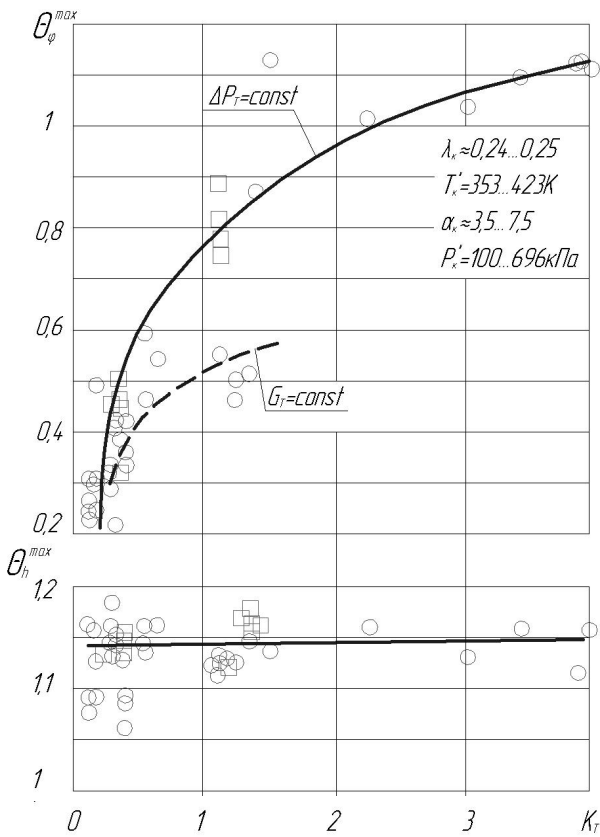


Рис. 4. Влияние начальной неравномерности распределения топлива по форсункам на характеристики выходного поля температуры газа камер МГТД

что, по-видимому, объясняется незавершенностью процесса в зоне горения и догоранием несгоревшей ТВС на струях смесителя. Отмеченное обстоятельство позволяет более обоснованно подходить к выбору допустимого уровня разброса расходных характеристик топливных форсунок. Рекомендуемое значение $K_T \leq 0,2$. Анализ литературных данных показывает, что на характеристики поля температуры газа на выходе из КС значительное влияние оказывает глубина проникновения струй вторичного воздуха \bar{B}_p . При этом для полноразмерных КС $\bar{B}_{p\text{ опт}} \approx 0,5...0,6$.

На рис. 1 показано влияние раскрытия \bar{F}_{cm}^H на глубину проникновения $\bar{B}_{p\text{ ср}}^H$ и θ_j^{max} для КС двигателя МД-120.

При этом оптимальное соотношение $\Sigma F_0/F_K \approx 1,1...1,2$, а величина $\bar{B}_{p\text{ ср}} = 0,5...0,55$. Следует также отметить, что течение в наружном кольцевом канале менее стабильно, чем

во внутреннем, т. к. площадь, которую должен заполнить поток воздуха, гораздо больше ($\bar{F}_{KK}^H/\bar{F}_{KK}^{BH} \approx 3...5$). При увеличении расхода происходит более полное заполнение наружного кольцевого канала и неравномерность потока уменьшается.

В результате проведенных на первом этапе работ удалось экспериментально установить оптимальную величину и взаимное расположение отверстий для подвода воздуха, поэтому в дальнейших исследованиях использовались доработанные КС.

С целью выяснения влияния изменения проходных сечений фронтального устройства ($\bar{F}_{\text{фр}}$), наружного и внутреннего смесителей (\bar{F}_{cm}^H и \bar{F}_{cm}^H) на выходное поле температуры и распределение воздуха по кольцевым каналам на одном из вариантов КС проведен комплекс исследований в широком диапазоне изменения их характерных площадей:

$$F_{\text{фр}}/SF_0=0...0,225; F_{cm}^H/SF_0=0...0,3; F_{cm}^{BH}/SF_0=0...0,253.$$

По степени влияния их можно расположить в следующем порядке (см. рис. 5): фронтальное устройство, наружный смеситель, внутренний смеситель. Изменение площади фронтального устройства оказывает наибольшее воздействие на уровень θ_j^{max} и практически не влияет на максимальный уровень ра-

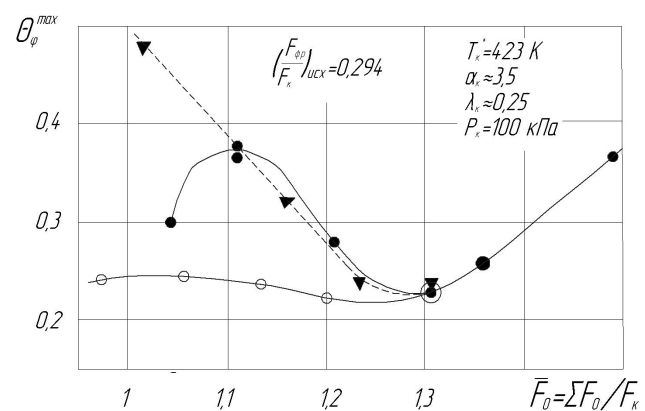


Рис. 5. Влияние раскрытия жаровой трубы на q_j^{max} камеры сгорания двигателя МД-120:

$$-\bullet- \bar{F}_{cm}^H = \text{var}; -\circ- \bar{F}_{cm}^{BH} = \text{var}; -\blacktriangledown- \bar{F}_{\text{фр}} = \text{var}$$

диальной неравномерности [2]. Это является прямым следствием незавершенности процесса горения в первичной зоне, в результате чего на струях вторичного воздуха происходит догорание топливо-воздушной смеси, т.е. смеситель формирует выходное ПТГ дожиганием ТВС, не сгоревшей в первичной зоне.

На рис. 6 приведены результаты исследований по влиянию степени «раскрытия» жаровой трубы камеры сгорания (трубчато-кольцевого типа) двигателя МД-45.

Видим, что зависимость имеет качественно один и тот же характер протекания, что и для двигателя МД-120 (рис. 5), но отличается градиентом изменения $\theta_j^{max} = f(\bar{F}_0)$ и уровнем минимальной неравномерности θ_j^{max} при одном и том же значении $\bar{F}_0 = 1,25 \dots 1,35$.

При этом

$$\left(\theta_j^{max}\right)_{МД-120} = 0,22 \dots 0,23,$$

$$\left(\theta_j^{max}\right)_{МД-45} = 0,15 \dots 0,16.$$

С физической точки зрения это объясняется тем, что для трубчато-кольцевой КС двигателя МД-45 легче обеспечить пониженную неравномерность сносящего потока из-за более равномерного обтекания головок жаровой трубы [5].

Так как уровень минимальной окруж-

ной неравномерности наблюдается при равенстве расходов воздуха $G_{в\ cм}^H$ и $G_{в\ cм}^{6H}$, то одним из направлений обеспечения равномерного поля температур в КС МГТД прямой схемы является поиск способов выравнивания расходов через смесители. Как показывают исследования [2], этого можно достичь выравниванием профиля скорости на входе в наружный смеситель путем выбора соответствующего шага между отверстиями первого ряда и смесителя на наружной обечайке ЖТ при неизменной площади отверстий первого ряда.

Таким образом, результаты экспериментальных исследований показали, что при проектировании камер сгорания МГТД для обеспечения требуемых характеристик неравномерности выходного поля температуры газа необходимо согласовать процессы, протекающие в первичной зоне и зоне смешения с конструктивными и режимными параметрами:

- исходя из целевого назначения МГТД, выбрать наиболее рациональную схему камеры сгорания;
- обеспечить минимально возможную неравномерность температурного поля сносящего потока;
- согласовать глубину проникновения струй смесительного воздуха наружной и внутренней обечаек жаровой трубы;
- обеспечить необходимую аэродинамическую структуру течения в кольцевых каналах и жаровой трубе.

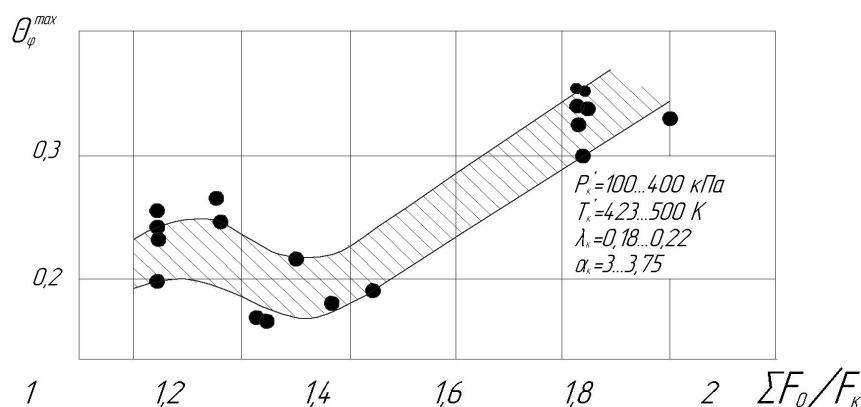


Рис. 6. Влияние отношения $\Sigma F_0 / F_{\kappa}$ на характеристики выходного поля температур газа КС двигателя МД-45

С целью получения минимальных значений окружной неравномерности Q_j^{max} температурного поля необходимо:

- учитывать величину остаточной закрутки потока $j_{ост}$ путем смещения отверстий наружного смесителя и первого ряда отверстий на угол $j_{смещ.от} \approx j_{ост}$ относительно штатного “коридорного” расположения (а. с. №296080);

- выравнивание расходов воздуха через внутренний и наружный смеситель путем выбора соответствующего шага между отверстиями первого ряда и смесителя на наружной обечайке жаровой трубы (а.с. №293564).

Ядро радиальной эпюры формировать путем изменения площади отверстий наружного смесителя, а на периферии - за счет подачи системы пристенных струй. Также предложены рекомендуемые диапазоны конструктивных и режимных параметров для КС МГТД различных конструктивных схем. Использование разработанных мероприятий для камер сгорания двигателей МД-120, МД-45 и ВД -100 показало их высокую эффективность и позволило в кратчайшие сроки получить требуемые характеристики по неравномерности температурного поля газового потока с учетом потерь полного давления.

Список литературы

1. Пономарев Б. А., Тихонов А. М. Малоразмерные газотурбинные двигатели: Настоящее и будущее // Конверсия в машиностроении. – 1994. - №1. - С. 12-16.

2. Абрашкин В. Ю. Формирование полей температуры газа на выходе из камер сгорания малоразмерных ГТД. Дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. – Самара, 2006. – 152с.

3. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД, проблемы и некоторые пути повышения его эффективности /Лукачев В. П., Ланский А. М., Абрашкин В. Ю., Диденко А. А., Зубков П. Г., Ковылов Ю. Л., Матвеев С. Г., Цыганов А. М. Шамбан М. А., Яковлев В. А. // Вестник СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Вып. 1. – Самара: СГАУ, 1998. - С. 11-39.

4. Полякова М. В. Связь неравномерности поля температуры газа на выходе из кольцевых камер сгорания ГТД с потерями полного давления в них // Труды ЦИАМ. - № 987. - 1982. – 10 с.

5. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. - М.: Мир, 1986. – 566 с.

6. Рудаков О. А., Саркисов А. А., Саливон Н. Д. Сигалов Ю. В. Конструкция, теория и расчет камер сгорания ГТД: Учебное пособие, часть 1. – С. Петербург, 1993. – 170 с.

TEMPERATURE'S FIELDS AND HYDRAULIC LOSSES IN COMBUSTION CHAMBERS OF SMALL GAS TURBINE ENGINES

© 2007 V. Yu. Abrashkin, P. E. Yudin

Samara State Aerospace University

It is shown formation peculiarities of gas temperature fields for combustion chambers of small gas turbine engines. It is described the more sharp calculation model of hydraulic resistance ratio, also in details it is shown the influence of combustion chambers' design parameters on gas flow's temperature fields and it is proposed recommendations for design and production of combustion chambers for small gas turbine engines.

СТУПЕНЧАТАЯ КОМБИНИРОВАННАЯ ВИХРЕВАЯ СИСТЕМА ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ ПРИБОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

© 2007 В. П. Алексеенко, В. В. Бирюк

Самарский государственный аэрокосмический университет

В статье рассматривается устройство ступенчатой комбинированной вихревой системы термостатирования приборного оборудования летательных аппаратов на основе самовакумирующейся делящей вихревых труб.

Одним из вариантов автоматического регулирования параметров вихревой системы термостатирования (ВСТ) для расширения устойчивого диапазона её работы является автоматический выбор комбинаций работы нескольких вихревых труб, различающихся не только геометрическими размерами, но и конструктивно. Для этой цели можно использовать каскадные и ступенчатые

комбинированные по типу вихревых труб (ВТ) ВСТ.

В ОНИЛ-9 КуАИ была разработана вихревая система охлаждения [4] (ВСО) “Вихрь” (рис. 1).

ВСО “Вихрь” с самовакумирующейся вихревой трубой (СВТ) представляет собой двухкаскадную комбинированную систему, состоящую из делящей (ДВТ) и самовакуу-

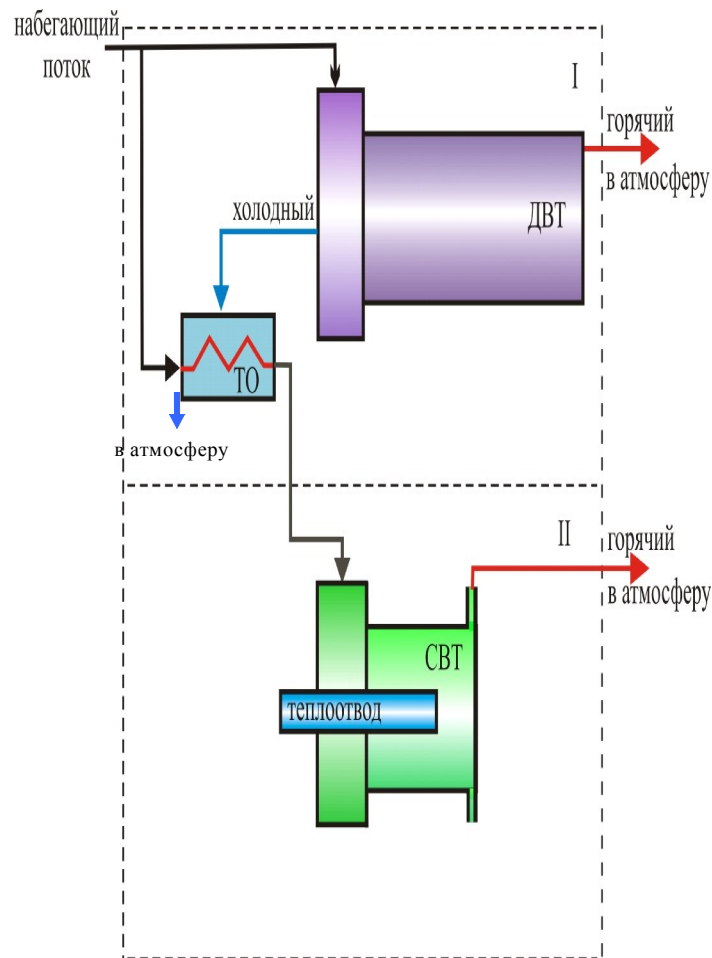


Рис. 1. Схема ВСО “Вихрь” с СВТ и ДВТ

мирующей вихревых труб. Набегающий поток воздуха частично поступает на вход ДВТ первого каскада, частично в теплообменник ТО. В ДВТ происходит разделение потока на две части: холодный и горячий. Горячий поток воздуха через дроссель покидает ДВТ и выбрасывается в атмосферу. Холодный поток выходит через диафрагму и подается в теплообменник, где участвует в охлаждении поступающего в теплообменник набегающего потока воздуха, затем выбрасывается в атмосферу.

Охлажденный поток из теплообменника первого каскада поступает на вход СВТ второго каскада. В СВТ холодный поток воздуха используется для охлаждения стержня-теплоотвода, а горячий выбрасывается в атмосферу.

Недостатком каскадной ВСТ является довольно большие масса и габариты, а также высокий расход воздуха.

Этих недостатков лишены ступенчатые ВСТ.

С ростом скорости полета заметно возрастает степень повышения давления при динамическом сжатии набегающего потока, что при оптимальных потребных для эффективной работы СВТ степенях расширения π позволяет избыточную часть располагаемой степени расширения использовать для предварительного охлаждения воздуха, т. е. создать ступенчатую комбинированную схему.

В состав многоступенчатой комбинированной ВСТ в качестве первой степени входит СВТ и несколько ступеней ДВТ, которые отличаются друг от друга геометрическими размерами ВТ. Воздух, подаваемый на вход ВТ, в зависимости от режима работы может являться набегающим потоком или холодной компонентой потока от предыдущей ступени. СВТ используется для охлаждения цилиндрического тела, находящегося внутри трубы и расположенного на оси.

Так как СВТ работает эффективно в относительно узком диапазоне изменения высотно-скоростных характеристик (ВСХ), то подбором размеров ДВТ и режимов функционирования ступеней достигается перекрытие всего диапазона ВСХ, определяемых для ЛА четвертого и пятого поколений при сохранении устойчивой работы ВСТ.

На основе проектировочных расчетов разработаны варианты многоступенчатых комбинированных ВСТ на основе СВТ, эффективно работающих во всем диапазоне высотно-скоростных характеристик. Расчет количества N ступеней производился по относительной температуре стержня $q_{ст}$. При выборе количества ступеней ВСТ определяющим является обеспечение условия:

$$q_{ст. рас} < q_{ст. тр},$$

где $q_{ст. рас}$ – расчетное значение относительной температуры стержня; $q_{ст. тр}$ – требуемое значение относительной температуры стержня.

Если соотношение $q_{ст. рас} / q_{ст. тр} > 1,1$, то устойчивую работу ВСТ обеспечивает одна СВТ. Если $q_{ст. рас} / q_{ст. тр} < 1,1$, то необходимо применять многоступенчатую схему. Диапазон допустимых температур стержня 273...293 К.

Располагаемая степень расширения π ВСТ является произведением степеней расширения π_i каждой ступени:

$$\pi = \pi_1 \cdot \pi_2 \cdot \dots \cdot \pi_m. \quad (1)$$

Температура T_m холодного потока после $(m-1)$ ступеней ДВТ и на оси СВТ определяется по выражению:

$$T_m = \theta_{x1} \cdot \theta_{x2} \cdot \dots \cdot \theta_{x(m-1)} \cdot \theta_{oc} \cdot T_1^*, \quad (2)$$

где q_{xi} – соответствует величине π_i .

Температура потока на внешней поверхности стержня определяется по формуле

$$T_{rc}^* = T_1^* \cdot \theta_{ст}. \quad (3)$$

Оптимальной разбивкой [1] степени расширения газа по ступеням является равномерная разбивка

$$\pi_1 = \pi_2 = \dots = \pi^{\frac{1}{m}}. \quad (4)$$

На рис. 2 показана функциональная схема трехступенчатой комбинированной ВСТ.

Система содержит ступени I-III, в состав каждой из которых входит вихревая труба (I - СВТ, II и III – ДВТ1 и ДВТ2), входной клапан и соединительные патрубки. К выходам ДВТ второй и третьей ступеней подключены

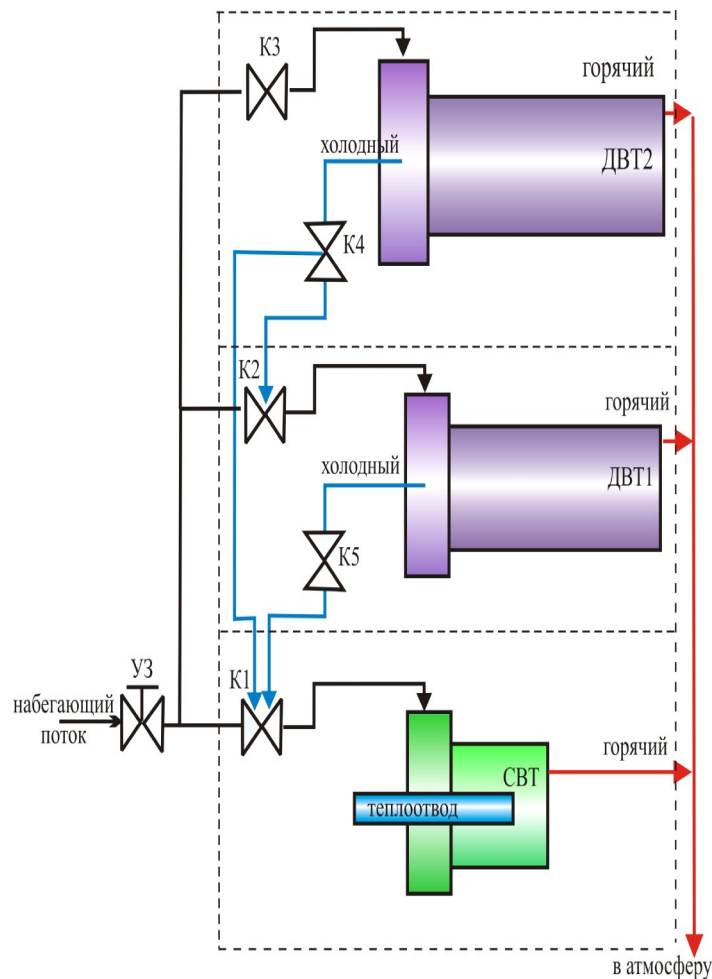


Рис. 2. Функциональная схема многоступенчатой комбинированной ВСТ на основе СВТ и ДВТ

перепускные клапаны К4 и К5 для последовательного соединения ступеней в зависимости от режима работы ВСТ. На входе в ВСТ устанавливается управляемая заслонка УЗ, регулирующая площадь проходного сечения воздухозаборника.

В СВТ холодный воздух используется для охлаждения цилиндрического стержня, расположенного на оси трубы, а из ДВТ холодная компонента воздуха в зависимости от номера режима поступает либо на вход СВТ, либо через соответствующие клапаны на вход ДВТ соседней ступени.

При скоростях $M \leq 1,4$ и высотах $H = 0 \dots 23000$ м к УЗ подключается ступень с СВТ, с изменением скорости и высоты поле-

та для компенсации динамического нагрева к УЗ подключается ступень с наименьшими геометрическими размерами ДВТ, а затем с наибольшими. Режим работы ВСТ определяется автоматически по показаниям датчика температуры, расположенного на охлаждаемом стержне.

Управление положением заслонки может осуществляться двумя способами.

Первый способ: заслонка может находиться в двух положениях - полностью открытой или полностью закрытой. Положение заслонки определяется ВСХ полета летательного аппарата. При $V_{\text{min}} \leq V \leq V_{\text{пр}}$ заслонка полностью открыта и обеспечивает установленные режимы работы ВСТ. При $V < V_{\text{min}}$

и $V > V_{пр}$ заслонка закрыта, так как при этих условиях ВСТ практически не работает.

Второй способ: плавное изменение положения заслонки от полностью закрытого до полностью открытого. Этот способ применяется при необходимости более точного поддержания температуры стержня.

Таблица 1 иллюстрирует алгоритм работы коммутирующего устройства (КУ), управляющего работой клапанов К1...К5 в соответствии с алгоритмом работы ВСТ при первом способе управления положением заслонки.

На рис. 3 показана функциональная схема устройства автоматического управления режимами работы ВСТ на основе СВТ по заданной температуре цилиндрического стержня приборного оборудования, находящегося на оси СВТ, при

фиксированном положении управляемой заслонки воздухозаборника.

Работа автоматики этой ВСТ основана на последовательном переборе режимов работы, обеспечивающих устойчивое функционирование данной системы.

Сигнал в виде напряжения U_c , снимаемый с датчика температуры, подается на два компаратора Ком.1 и Ком.2, на вторые входы которых поступают опорные напряжения U_{T1} и U_{T2} . Уровень U_{T1} соответствует нижней допустимой температуре стержня (273 К), уровень U_{T2} соответствует верхней допустимой температуре стержня (360 К). Если температура стержня $T_c > 360$ К, то на выходе компаратора появляется сигнал $U_{„1”}$, который через ключ Кл. 1, управляемый генератором

Таблица 1. Режимы работы трехступенчатой ВСТ на основе СВТ

№ п.	Состояние клапанов (направление движения воздуха)					Функционирующие ВТ
	К1	К2	К3	К4	К5	
1	УЗ→СВТ	-	-	-	-	СВТ
2	ДВТ1→СВТ	УЗ→ДВТ1	-	-	ДВТ1→СВТ	СВТ+ДВТ1
3	ДВТ2→СВТ	-	УЗ→ДВТ2	ДВТ2→СВТ	-	СВТ+ДВТ2
4	ДВТ1→СВТ	ДВТ2→В1	УЗ→ДВТ2	ДВТ2→ДВТ1	ДВТ1→СВТ	СВТ+ДВТ1+ ДВТ2

Примечание: ДВТ N – подключение клапана к входу ДВТ (N=1,2); - клапан закрыт.

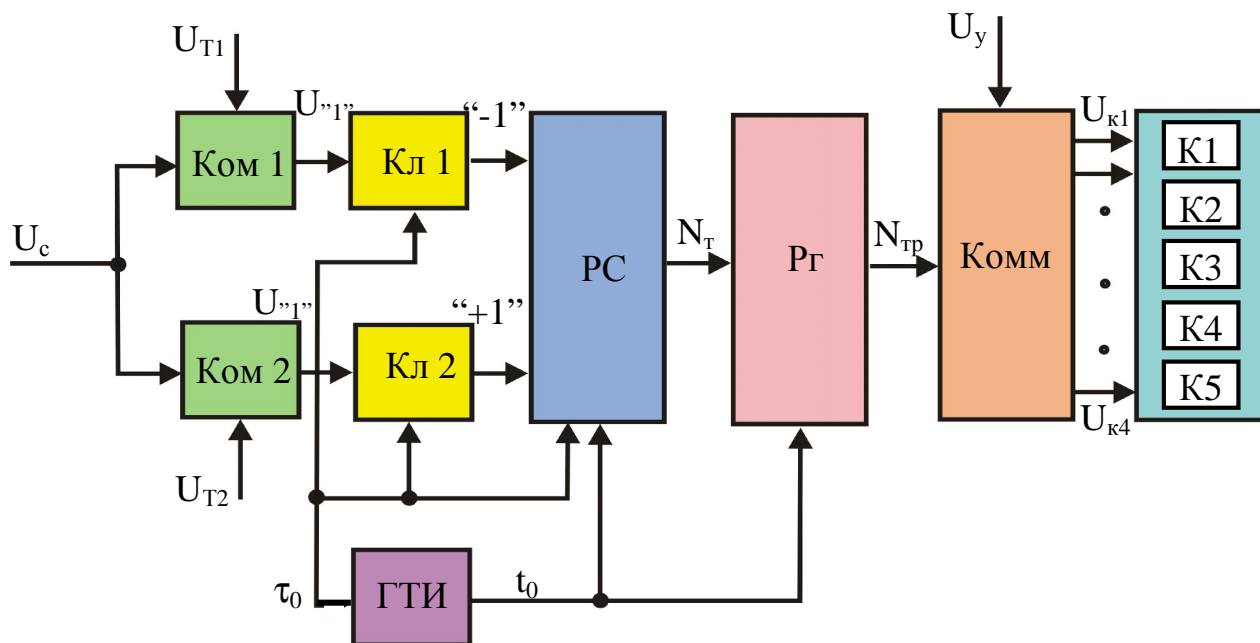


Рис. 3. Функциональная схема устройства автоматического управления режимами работы ВСТ

тактовых импульсов ГТИ, поступает в виде счетного импульса “-1” на вычитающий вход реверсивного счетчика РС. Если $T_c < 273 \text{ K}$, то сигнал U_{n1} через Кл. 2 поступает в виде счетного импульса “1” на суммирующий вход реверсивного счетчика РС. Обнуленное (000) состояние реверсивного счетчика соответствует полностью закрытому положению заслонки воздухозаборника. При всех других состояниях РС заслонка находится в полностью открытом положении. РС производит счет импульсов от 000 до 110. Каждому состоянию РС, кроме обнуленного, соответствует один из пяти режимов работы ВСТ. Код $N_{\text{Тр}}$ режима с выхода реверсивного счетчика заполняется в регистре P_r , который управляет работой коммутатора Комм. Коммутатор направляет сигналы U_y управления к клапанам (К1...К5) ВСТ. В зависимости от номера режима сигналы $U_{k1} \dots U_{k4}$ управляют состоянием клапанов в соответствии с табл. 1. В схеме предусмотрена тактовая частота опроса регистра с периодом t_0 . Таким образом,

если заслонка находится в закрытом положении, то это положение будет зафиксировано в течение всего цикла заполнения счетчика.

Если температура стержня находится в пределах нормы, то управляемая заслонка фиксируется в открытом положении, так как на выходах компараторов не формируются сигналы U_{n1} . Вследствие роста температуры стержня происходит переполнение реверсивного счетчика, что соответствует переходу в нулевой режим, означающий закрытие заслонки воздухозаборника.

Многоступенчатая ВСТ на основе СВТ с системой автоматического выбора режима работы значительно расширяет диапазон работы по высотам и скоростям полета летательного аппарата с заданной точностью термостатирования температуры стержня, используемого в качестве теплоотвода.

Таблица 2 поясняет взаимосвязь режимов работы ВСТ на основе СВТ с показателями ВСХ. Режимы определены при заданной температуре стержня 273 К.

Таблица 2. Взаимосвязь режимов работы ВСТ на основе СВТ с показателями ВСХ

Н км	р М	1,04	1,16	1,49	1,66	1,86	2,22	2,50	3,34	5,50	7,44	8,00
		0,30	0,50	0,80	0,90	1,00	1,15	1,25	1,50	2,00	2,35	2,50
0		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
1		3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4
5		1	1	1	1	1	2	2	2	4	4	4
8		1	1	1	1	1	2	2	2	3	4	4
10		1	1	1	1	1	1	2	2	3	4	4
12		1	1	1	1	1	1	2	2	3	4	4
17		1	1	1	1	1	1	2	2	3	4	4
20		-	-	1	1	1	1	2	2	3	4	4
25		-	-	-	-	-	-	-	-	4	4	4

Список литературы

1. Алексеенко В. П., Бирюк В. В., Леонovich Г. И., Лукачев С. В. Вихревые системы термостатирования. - Самара: Самарский научный центр РАН, 2005. - 179 с.
2. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. - Самара, 1997. - 292 с.
3. Пиралишвили Ш. А., Поляев В. М., Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения. – М.: УНПЦ «Энергия», 2000. – 411 с.
4. Бирюк В. В. Применение вихревого эффекта разделения газов в конверсионных разработках // Материалы Всероссийской НПК. – Самара: СГАУ, 1994. - С. 10.
5. Серебряков Р. А., Бирюк В. В. Вихревой эффект энергетического разделения газов в системах охлаждения и кондициониро-

вания // Вестник МАИ. - №10. - 1994. - С. 33-34.

6. Мартынов А. В., Бродянский В. М. Что такое вихревая труба? - М.: Энергия, 1976.

7. Серебряков Р. А., Бирюк В. В. Практическое применение вихревого эффекта // Конверсия. - №10 - 1994. - С.19-20.

8. Алексеенко В. П. Математическое регулирование вихревых систем термостатирования // Физические основы эксперимен-

тального и математического моделирования процессов газодинамики и теплообмена в энергетических установках: /Труды XIII Школы – семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. - Санкт-Петербург, 2001. - С. 73-76.

9. Ranque G. L. Experiences sur la Detente Giratoire avec Productions. Simultanees sur la d'ur Echappement d'Air froid. Journal de Physique et le Ra-dium, Suppi, 1933. p. 112-115.

MULTISTAGE COMBINE SWIRL COOLING SYSTEM FOR AIRCRAFT'S BOARD EQUIPMENT

© 2007 V. P. Alekseenko, V. V. Biruk

Samara State Aerospace University

In this paper it is described the design of multistage combine whirlwing cooling system chilled aircraft's board equipment. This system is based on the principle of selfevacuated divided whirlwing tubes.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ТОПЛИВНОМ БАЛЛОНЕ С КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ ПРИРОДНЫМ ГАЗОМ ПРИ БЕЗДРЕНАЖНОМ ХРАНЕНИИ

© 2007 Т. В. Ашихмина

Самарский государственный аэрокосмический университет

В работе представлена методика численного моделирования процессов в топливном баллоне, способном обеспечивать как криогенную заправку сжиженным природным газом (СПГ), так и заправку компримированием. Полученные результаты расчетов подтверждают реальные перспективы создания опытных образцов универсального баллона, их испытания и эксплуатации.

Экономические и эксплуатационные требования, предъявляемые к емкостям хранения газов и криогенных жидкостей, требуют создания более совершенных конструкций, способных выдерживать большое давление, иметь увеличенный ресурс работы, способствовать снижению потерь рабочего тела и удовлетворять технологиям ускоренной заправки.

В случае использования природного газа на транспорте он заправляется в баллоны до давления 20 МПа. Заправка осуществляется на газонаполнительных станциях путем компримирования, при этом продолжительность заправки составляет несколько минут и сопровождается нагревом баллона, что снижает ресурс последнего, влечет его недозаправку или увеличивает время наполнения.

В последнее время в качестве передовой распространяется технология использования природного газа из криогенно-жидкого состояния. Это требует создания новых топливных емкостей и систем для различных видов транспорта, разработки новых нормативов и инструкций по эксплуатации.

Очевидно, что объективно полезным, своевременным и актуальным будет разработка и создание универсального оборудования, способного удовлетворять существующим технологиям применения компримированных газов и криогенных жидкостей.

Целью исследований, представленных в публикациях автора настоящей статьи, является создание технологии, обладающей новыми функциональными способностями и

повышенными эксплуатационными характеристиками, а именно - универсальной емкости для хранения и транспортировки газов как в компримированном, так и в криогенно-жидком состоянии.

На рис. 1 представлена конструкция такого универсального баллона [1].

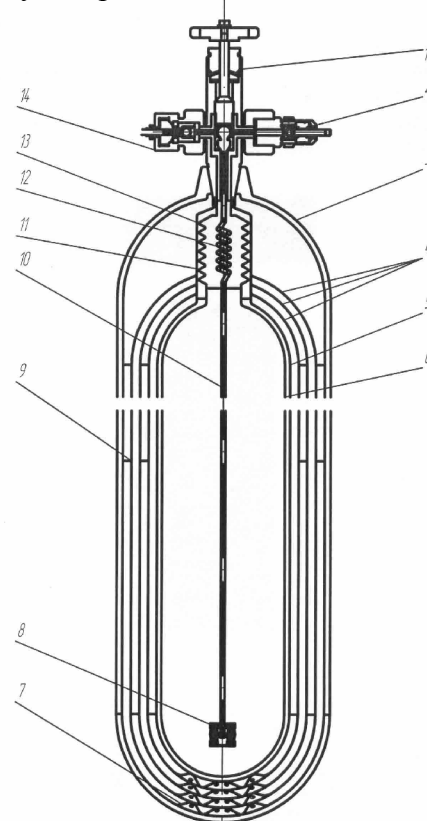


Рис. 1. Конструктивная схема универсального газового баллона: 1 – вентиль; 2 – клапан предохранительный; 3 – баллон; 4 – экраны; 5 – теплоизоляция; 6 – термос; 7 – тарелка прижимная; 8 – фильтр; 9 – вставка амортизационная; 10 – трубка заборная; 11 – сиффон; 12 – змеевик; 13 – стакан; 14 – заправочный штуцер

После заправки во внутреннюю (термосную) емкость баллона [1] (рис. 1) криогенного продукта при подводе тепла извне поведение жидкости и газа в газовой полости может быть различным. Физические процессы в такой системе предсказать довольно сложно, и они будут зависеть не только от конструкции баллона, но и от начального состояния баллона и внешних условий.

Начальное состояние баллона определяется остаточным давлением и температурой перед заправкой, а также температурой криоагента (переохлажденная жидкость, состояние насыщения и т. д.). Внешние условия могут меняться во времени: в начале баллон теплый, затем следует захлаживание баллона за счет испарения части жидкости, при этом тепло подводится только от стенки баллона, а тепловые потоки из окружающей среды незначительны, следующая фаза – возрастание теплопритоков к стенке баллона из окружающей среды. Типичным может быть либо случай отсутствия теплопритоков из внешней среды (теплоизолированный сосуд), либо ничтожно малые внешние тепловые потоки.

Предлагается рассмотреть поведение рабочего тела в баллоне при отсутствии внешних теплопритоков (изолированный баллон).

В начальный момент времени можно ожидать испарения жидкости. При этом часть испарившейся жидкости в виде паров перетекает в газовую полость, а другая часть остается в освободившемся после испарения объеме $\Delta V_{ж}$ над жидкой фазой.

Поступление холодных паров в газовую полость можно организовать несколькими способами. С целью снижения продольного градиента температуры по стенке баллона предполагается направить холодный газ сначала в полость внутренней (прилегающей к термосу) прослойки, а затем в радиальном направлении через перфорацию в экранах он будет перемещаться к периферии (рис. 2).

Следует отметить, что при движении к стенке расход газа будет уменьшаться в пределе до нуля. Не следует считать это перемещение газа аналогом конвективного движения, например, при естественной конвекции. Именно для предотвращения конвекции в газовой полости она разделена экранами на ряд узких прослоек, но массоперенос за счет натекания испарившейся части жидкости будет иметь место.

Таким образом, с одной стороны, от стенки баллона к термосу осуществляется передача тепла теплопроводностью как через многослойную стенку, что должно способ-

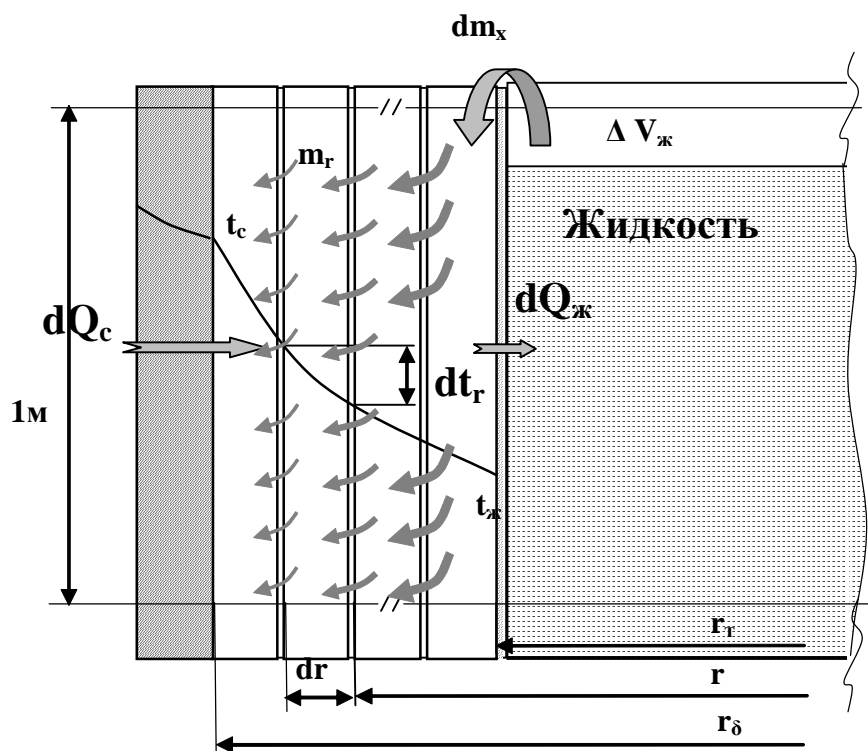


Рис. 2. Схема для постановки задачи и разработки алгоритма расчета процессов в баллоне

ствовать прогреву газа, но, с другой стороны, натекание в газовые прослойки низкотемпературных паров испарившейся жидкости приводит к захлаживанию газа и, в конечном счете, стенки баллона. Температурное поле в газовой полости будет изменяться во времени, причем распределение массы газа произойдет в соответствии с объемами кольцевых газовых прослоек и значениями температуры в них.

Предварительная оценка энергетике этих процессов представлена в [2]. Сложность задачи заключается в том, что рассматриваемая термодинамическая система «газовая полость-жидкость» не является равновесной. Как подсистема газовая полость является открытой (т. е. с переменной массой рабочего тела), и теплоперенос осуществляется теплопроводностью через многослойную газовую стенку со встречным потоком газа с переменным по радиусу расходом, причем эти процессы не стационарны.

Предшествующие данному анализу предварительные расчеты показали, что для любого временного промежутка натекающая в газовую полость масса по величине составляет не более 5 % от массы находящегося там газа, а сам процесс полной газификации криопродукта по времени занимает от 10 часов до нескольких суток.

Эти обстоятельства позволяют предположить условия квазистационарности процессов на выбранном шаге расчета по времени Δt . Так как изменение объема жидкости $\Delta V_{ж}$ за счет испарения незначительно, и сама газовая полость без учета объема газа в термосе имеет постоянный объем, то для рассматриваемого момента времени процессы в газовой полости можно рассматривать как при $V = const$. Термодинамика такого процесса рассмотрена в [3]. Однако известные решения приведены с допущениями равновесности процессов.

Если отвлечься от источника поступления газа и условно убрать экраны, разделяющие газовую полость, то задача для последней будет поставлена следующим образом.

Для рассматриваемого момента времени необходимо определить:

- количество тепла, транспортируемого через газовую полость к жидкости;
- количество испарившегося криопродукта;
- текущие параметры жидкости;
- текущие параметры в газовой полости;
- текущие значения температуры стенки баллона.

В случае испарения жидкости и натекании ее в газовую полость, тепло, подводимое к газу, определится разницей между dQ_c и $dQ_{жс}$. Очевидно, что при стационарном процессе переноса тепла теплопроводностью $dQ_c = dQ_{жс} = dI_c$. При квазистационарном (во временном промежутке Dt) процессе при натекании холодной массы m_x часть тепла dQ_c будет расходоваться на изменение внутренней энергии натекающей массы газа dm_x :

$$dQ_c - dQ_{жс} = dU_x. \quad (1)$$

Этот процесс аналогичен рассмотренному у В. П. Исаченко [4] в задаче о теплопроводности пористой стенки со стационарным транзитным потоком жидкости через поры. В этом случае правомерно сделать такие же, как в [4], допущения о том, что температура основного и вновь поступающего газа на координате r одинакова, а перенос тепла можно представить как теплопроводность основного газа и теплообмен между ним и поступающими массами газа $dm_{x,r}$.

Получение функции температурного поля по радиусу $t = t(r)$ в условиях постоянства $m_{x,r}$ и изменения I, C_v, r затруднительно по причине сложности задания функций $I = I(P, T), C_v = C_v(P, T)$ для реального газа. В связи с этим предлагается пошедшее на изменение внутренней энергии газа тепло определять по осредненным параметрам.

Изменение внутренней энергии вновь поступившей массы газа в каждую газовую прослойку $dm_{x,r}$ определится

$$du_{xr} = m_{xr} \cdot C_{vr} \cdot dt_r,$$

при этом $m_x = \int_{r_i}^{r_B} m_{xr}(r) \cdot dr.$

Здесь определение распределения $m_{xr} = f(r)$ аналитическим путем также весьма сложно и не точно. Поэтому были выполнены расчеты вручную с использованием реальных табличных значений теплофизических свойств рабочего тела (для метана), которые показали, что поступившая в газовую полость масса dm_x распределяется в каждой газовой прослойке объемом $dV = 2prdr$ практически поровну. Этого следовало ожидать, так как газ распределится в кольцевых полостях пропорционально их объемам, которые, в свою очередь, пропорциональны текущему радиусу r и обратно пропорционально температуре, являющейся также линейной функцией радиуса

$$t = t_{жс} + \left(\frac{t_c - t_{жс}}{r_B - r_T} \right) \cdot (r - r_T).$$

Таким образом, dU_x определится интегральной суммой du_{xr} по всем слоям.

С учетом вышеизложенного средневзвешенное по массе значение температуры газа в газовой полости будет соответствовать среднеарифметическому значению

$$\bar{t} = \frac{t_c + t_{жс}}{2}.$$

До такого среднего температурного уровня \bar{t} нагреется натекающая масса холодного газа dm_x , и изменение ее внутренней энергии как доли от изменения внутренней энергии всей массы газа в полости составит:

$$dU_x = dm_x (C_v \cdot \bar{t} - C_v \cdot t_{жс}), \quad (2)$$

где значения C_v взяты при соответствующих значениях t .

Таким образом, для рассматриваемого момента времени при заданном линейном распределении температуры газа по радиусу имеется возможность определить dQ_c и $dU_x \approx DU_x.$

Тепловой поток от стенки определится теплопроводностью:

$$dQ_c = \frac{p(t_c - t_{жс})}{\frac{1}{2\bar{I}} \ln \frac{r_B}{r_T} + \frac{1}{2I_{из}} \ln \frac{r_{из}}{r_T}} \cdot dt, \quad (3)$$

где \bar{I} - среднее значение теплопроводности газа;

$I_{из}$ - теплопроводность изоляции термоса (если она присутствует).

Уравнение энергии для газовой полости с внешним подводом тепла и натеканием массы газа будет выглядеть следующим образом:

$$dQ_c - dQ_{жс} + i_x \cdot dm_x = dU, \quad (4)$$

где $(dQ_c - dQ_{жс})$ - тепло, равное разности подводимого и отводимого теплового потока, идет на dU_x , т. е.

$$dQ_c - dQ_{жс} = dU_x, \quad (5)$$

где dU - изменение внутренней энергии газа в полости за счет внешнего тепла и натекания массы холодного газа.

В свою очередь, dU как полный дифференциал можно выразить следующим образом:

$$dU = \bar{C}_v \cdot m \cdot dT + \bar{C}_v \cdot T \cdot dm, \quad (6)$$

где m и T соответственно масса и температура газа в газовой полости.

Подстановка (5) в (4) дает следующее уравнение:

$$dU_x + i_x \cdot dm_x = dU \quad (7)$$

или с учетом (6)

$$dU_x + i_x \cdot dm_x = \bar{C}_v \cdot m \cdot dT + \bar{C}_v \cdot T \cdot dm_x. \quad (8)$$

Уравнение (8) необходимо рассмотреть более подробно.

Как уже отмечалось, dU_x есть изменение внутренней энергии поступившей массы холодного газа за счет внешнего тепла, а dU - это изменение внутренней энергии всего газа за счет натекания холодной массы dm_x . Причем первая ее составляющая в (8) обусловлена изменением температуры для всей массы газа, а вторая – привнесением энергии с массой dm_x . Таким образом, физически причины для dU_x и dU разные.

Суммарный эффект изменения внутренней энергии газа можно считать алгебраической суммой dU_Σ и уравнение (8) запишется в следующем виде:

$$i_x \cdot dm_x = -dm_x (\bar{C}_v \cdot T - C_{v,жс} \cdot T_{жс}) + \bar{C}_v \cdot m \cdot dT + \bar{C}_v \cdot T \cdot dm_x \quad (9)$$

После преобразований получаем

$$i_x \cdot dm_x = \bar{C}_v \cdot m \cdot dT + C_{v,жс} \cdot T_{жс} \cdot dm_x,$$

откуда изменение температуры в газовой полости определится следующим образом:

$$dT = \frac{i_x \cdot dm_x - C_{v,жс} \cdot T_{жс} \cdot dm_x}{\bar{C}_v \cdot m}. \quad (10)$$

При расчете численным методом $dm_x \approx \Delta T$.

Таким образом, новое значение температуры газа в газовой полости на следующем временном шаге определится через приращение ΔT :

$$T_{i+1} = T_i + \Delta T. \quad (11)$$

Основываясь на приведенных выше соотношениях, был разработан алгоритм и составлена программа расчета.

Алгоритм содержит следующую последовательность расчетных действий:

- задаются конструктивные параметры баллона, параметры заправки, начальные параметры рабочего тела в баллоне, температура стенки и др.;

- расчет ведется на один погонный метр цилиндрического баллона;

- для первого шага расчета определяют параметры состояния газа в газовой полости баллона, параметры жидкости, насыщенных паров над жидкостью в термосной емкости, занимаемые ими объемы и массы;

- задаваясь в качестве шага расчета величину испарившейся доли жидкости $\Delta m_{жс}$, рассчитывается потребное количество тепла, необходимое для его испарения;

- исходя из последней и располагаемой тепловой мощности (3) определяется время процесса для текущего шага расчета;

- по потере энтальпии стенки баллона находится ее температура;

- масса испарившейся жидкости расчетным образом распределяется между освобожденным в термосе объемом и газовой полостью баллона;

- по температуре и удельному объему в газовой полости находится давление в баллоне;

- по изменению внутренней энергии в газовой полости за счет притока низкотемпературных паров Δm_x из термоса уточняется значение температуры стенки;

- с новыми данными по состоянию рабочего тела и стенки баллона расчет входит в новый цикл.

Следует отметить, что все теплофизические характеристики рабочего тела и стенки баллона, а также изоляции термосной емкости на каждом временном шаге определялись по формулам, полученным после обработки таблиц с достоверностью аппроксимации не ниже 0,98.

Расчеты, проведенные для баллонов различных типов показали, что процессы изменения параметров являют собой монотонные функции по времени (рис. 3), причем температурные зависимости для стенки, жидкости и газа в газовой полости асимптотически приближаются к равновесному состоянию, характеризующемуся равенством температуры по всему объему баллона, а давление соответствует давлению насыщения при данной температуре, причем в зависимости от типа баллона давление может быть как ниже, так и выше критического.

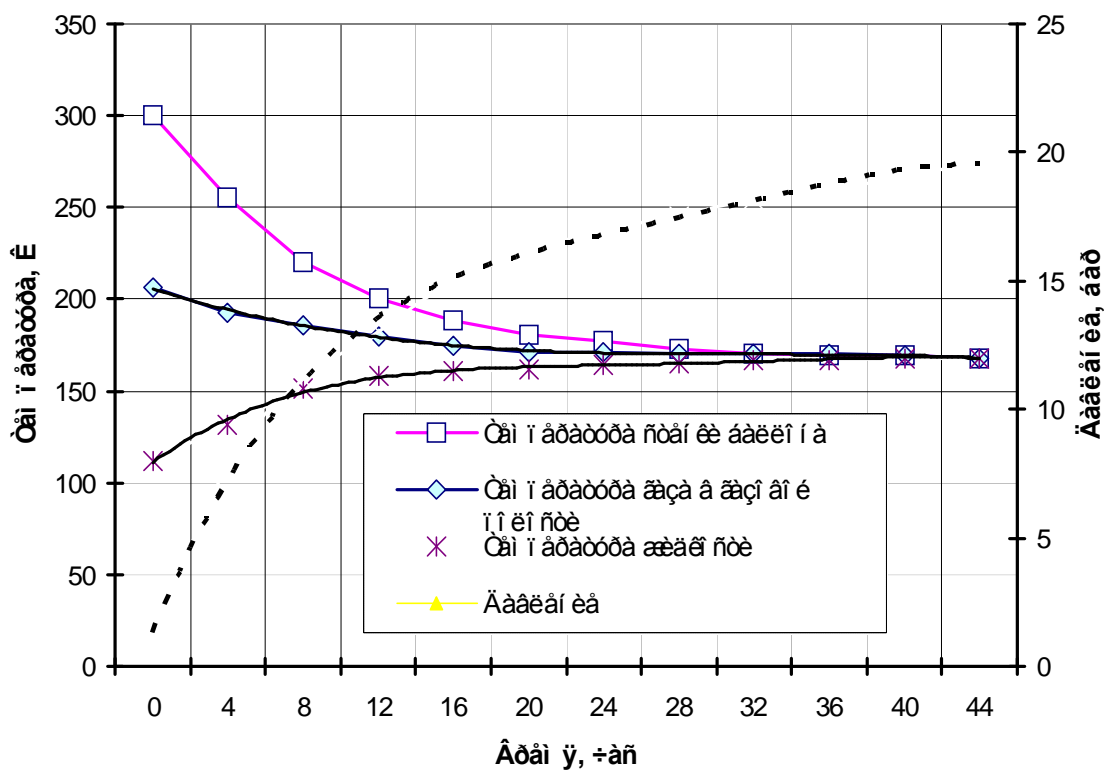


Рис. 3. Изменение параметров в баллоне при бездренажном хранении СПГ (баллон автомобильный, объем 40 л, эксплуатационное давление 20 МПа, наружный диаметр 0,212 м, толщина стенки 6 мм, масса заправки 4,04 кг природного газа, температура заправки 112 К, давление заправки 0,1 МПа. Время прогрева до равновесного состояния (температура 168 К, давление 1,96 МПа) – 44 часа)

Интересным является тот факт, что для баллонов других типоразмеров (наружный диаметр до 0,377 м, эксплуатационное давление до 30 МПа) равновесная температура оказалась также на уровне 160 ... 170 К, и только для баллонов из нелегированной стали (с большей толщиной стенки) равновесная температура достигала уровня 180... 190 К.

Расчеты на прочность показали, что термические напряжения в стенке даже на первых минутах после заправки криопродуктом на два порядка ниже, чем напряжения от внутреннего давления.

Таким образом, представленные в настоящей публикации методика и результаты расчетов позволяют утверждать, что универсальный баллон, способный обеспечивать как криогенную заправку СПГ, так и заправку компримированием, имеет реальные перспек-

тивы к созданию опытных образцов, их испытаниям и эксплуатации.

Список литературы

1. Топливный баллон./ Довгялло А. И., Лукачев С. В. и др./ Патент № 2163699, Россия, МПК 7F17C9/02, 99114577/06 заявл. 02.07.1999, опубл. 27.02.2001. Бюл. № 6.
2. Довгялло А. И., Ашихмина Т. В. Особенности постановки задачи расчета процессов для универсального газового баллона как неклассической двухфазной системы и оценка его температурного состояния // Вестник СГАУ № 1(9). – Самара, 2006. – С. 133-137.
3. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. - М.: «Энергия», 1968.
4. В. П. Исаченко, В. А. Омпова, А. С. Сукомел. Теплопередача. - М.: Энергоиздат, 1981.

**NUMERICAL MODELING OF PHYSICAL PROCESSES IN FUEL TANK
REFUELED BY CRYOGEN CONVENTIONAL GAS
WITH UNDRAINAGED STORAGE**

© 2007 T. V. Ashihmina

Samara State Aerospace University

This paper deals with the method of numerical modeling of physical processes in fuel tank, which can be refueled by cryogen conventional gas or compressed conventional gas. Calculation data confirm real prospects of creating of universal tanks pilot models and their tests and exploitation.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В КАМЕРЕ ДОЖИГАНИЯ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЕМ НК-37

© 2007 Д. Ю. Бантиков, В. Н. Лавров, А. М. Постников

ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, Самара

В данной статье представлены результаты численного моделирования процессов смешения и горения смеси газов в камере дожигания блока дожигающего устройства, разработанного для парогазовой установки. Описаны особенности конечно-элементной модели элемента системы стабилизации. Приведены и проанализированы уровни температур, полноты сгорания и эмиссии оксидов азота для различных режимов работы.

Для сокращения времени конструкторских разработок и уменьшения материальных затрат на испытания и доводку камер сгорания находят все большее применение пакеты программ, предназначенные для определения параметров и характера процессов горения, протекающих в двигателе.

Таким образом, конструктор получает возможность перед изготовлением и испытанием деталей и узлов провести исследование математических моделей этих узлов, получая результаты с большой вероятностью достоверности. Это позволяет увеличить число рассматриваемых вариантов конструкции для выбора наиболее оптимального, уменьшить число натурных испытаний, а значит сократить время и уменьшить стоимость изготовления и доводки узлов.

В данной работе представлены результаты численного моделирования процессов смешения и горения смеси газов в камере дожигания (КД) блока дожигающего устройства (БДУ), разрабатываемого для парогазовой установки. При проведении расчетов ставились задачи оптимизации конструкции системы стабилизации горения, системы подвода топлива и оценки величины эмиссии оксидов азота и полноты сгорания на выходе из КД.

Для выполнения данных задач разработан набор моделей системы стабилизации, различающихся размерами и конструкцией стабилизаторов, числом ячеек сетки и заложеными моделями образования оксида азота. На основании анализа результатов расчета созданных моделей определена оптималь-

ная система стабилизации процесса горения и подводов топлива.

На базе выбранной оптимальной конструкции системы стабилизации горения и подвода топлива создана окончательная конечно-элементная модель камеры дожигания, состоящая из двух частей и обеспечивающая достаточную точность вычислений при приемлемом времени расчета.

Первая часть представляет собой симметричный сектор проточной части камеры дожигания, включающий в себя половину горизонтального стабилизатора с восемью форсунками, центральный цельный радиальный стабилизатор и трубку подачи топлива на радиальный стабилизатор с восемью форсунками (рис. 1). Длина зоны горения за стабилизатором ограничена одним метром. Вторая часть модели представляет собой прямоугольник длиной девять метров, имитирующий область за стабилизаторами первой части, в которой происходит процесс догорания и перемешивания потоков газа.

Сетка моделей комбинированная (рис. 2). На входе в первую модель и в отверстиях подвода топлива (метана) задается граничное условие массового расхода рабочего тела с равномерным профилем скорости. На выходе из модели задается постоянное по сечению статическое давление. По бокам модели указывается условие симметрии сектора в составе системы стабилизации. К поверхностям, определяющим объемы твердых тел модели, применяется условие “прилипания” потока.

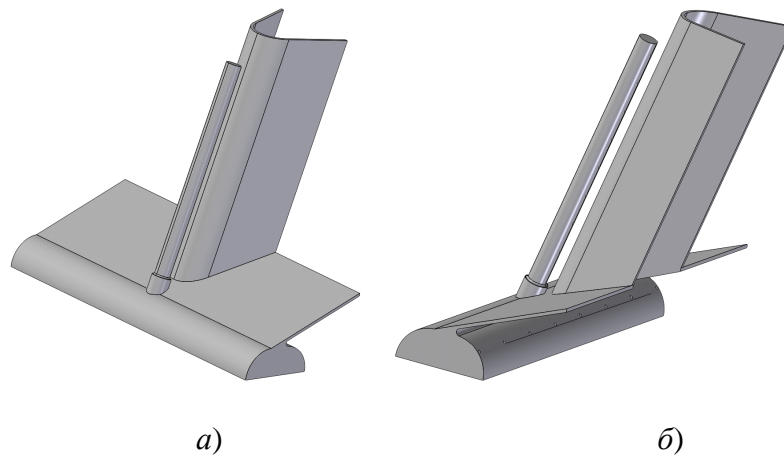


Рис. 1. Стабилизатор пламени камеры дожигания: а – вид по потоку; б – вид против потока

На входе во вторую модель задается граничное условие скоростного входа. При этом задаются поля скоростей, температур и составляющих смеси, полученные в выходном сечении первой части модели и перенесенные во вторую часть модели через промежуточный файл.

Модель системы стабилизации пламени рассчитывалась в статической постановке задачи с применением двухпараметрической стандартной модели турбулентности $k-\epsilon$.

При моделировании процесса горения считалось, что наблюдается горение чистого метана в затурбинных газах ГТУ в пределах

модели конечных объемов/распада вихря *Finite-Rate/Eddy-Dissipation*, представляющей собой моделирование уравнений переноса, описывающих конвекцию, диффузию и источники членов каждого компонента смеси.

При расчете величины образования оксидов азота NO_x использовались модели образования “термических” NO (образуются вблизи поверхности стехиометрии в зоне высоких температур) и “быстрых” NO (образуются в первичной зоне сгорания через реакции N_2 с углеводородными радикалами), образование NO из топлива и через реакции

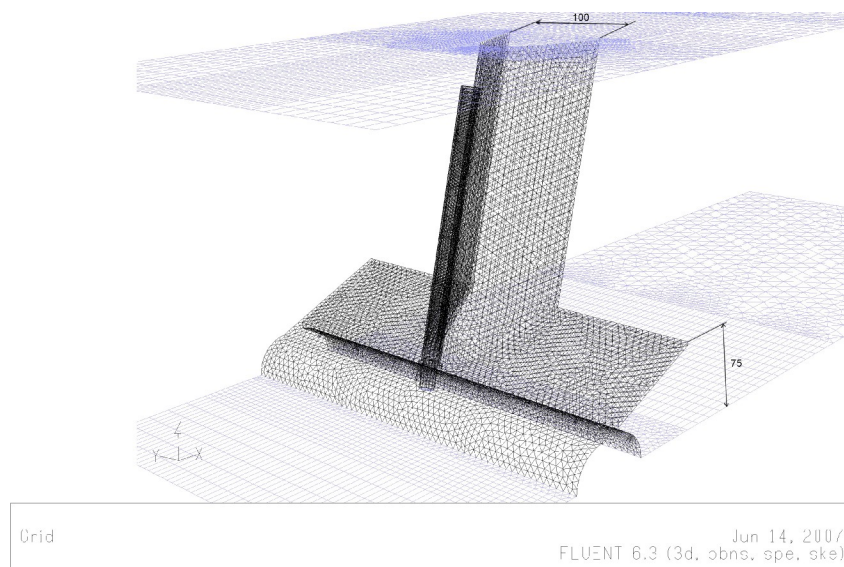


Рис. 2. Сетка ячеек расчетной модели стабилизатора

с N_2O . При расчете также применялся механизм уменьшения концентрации NO (“дожигания NO ”).

Результаты расчетов первой модели на максимальном режиме работы ($t_H = -30$ °С, $N = 100$ %) представлены на рисунках 3...5.

На рисунке 3 даны линии тока, демонстрирующие обтекание вертикального уголка. Рисунки 4 и 5 демонстрируют распределение температуры газа и массовой концентрации оксидов азота за вертикальным уголком. Как показывают расчеты, картина течений и процессов смешения и горения топлива на других режимах работы камеры дожи-

гания качественно не отличается от картины, рассчитанной для максимального режима и приведенной на рисунках 3...5.

На рис. 6 представлен процесс смешивания горячего и холодного газа во второй части модели.

В результате проведенных расчетов были определены параметры рабочего процесса в КД. Расчет значений проводился методом осреднения величин по массе в выходном сечении модели. Результаты расчетов сведены в табл. 1.

Проведенные расчеты созданной математической модели позволили не проводя

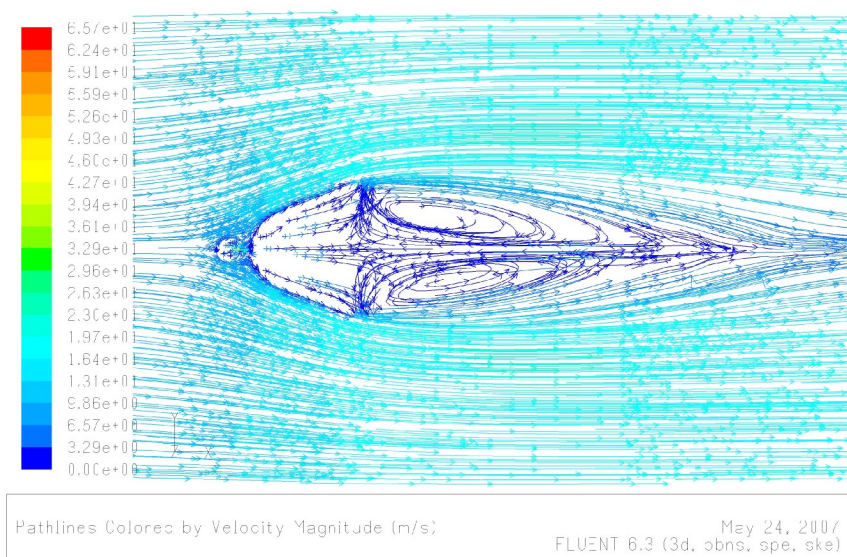


Рис. 3. Течение в плоскости вертикального уголка

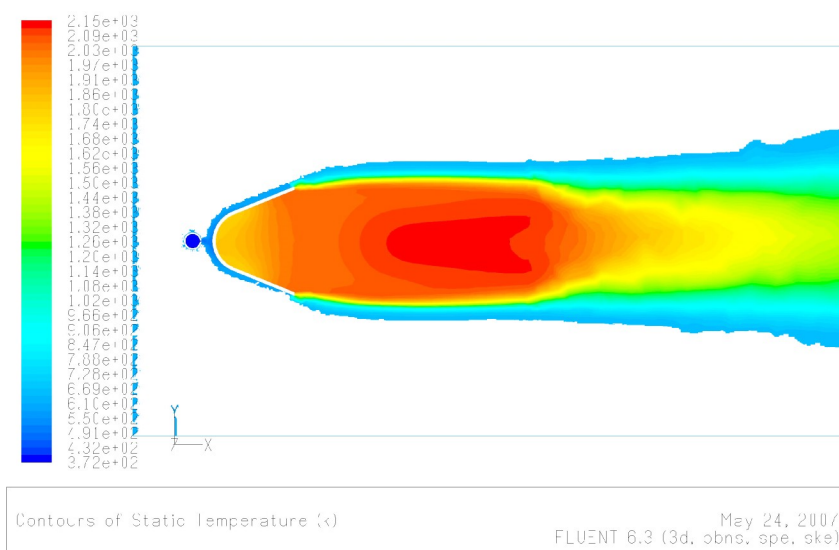


Рис. 4. Линии постоянной температуры за вертикальным уголком

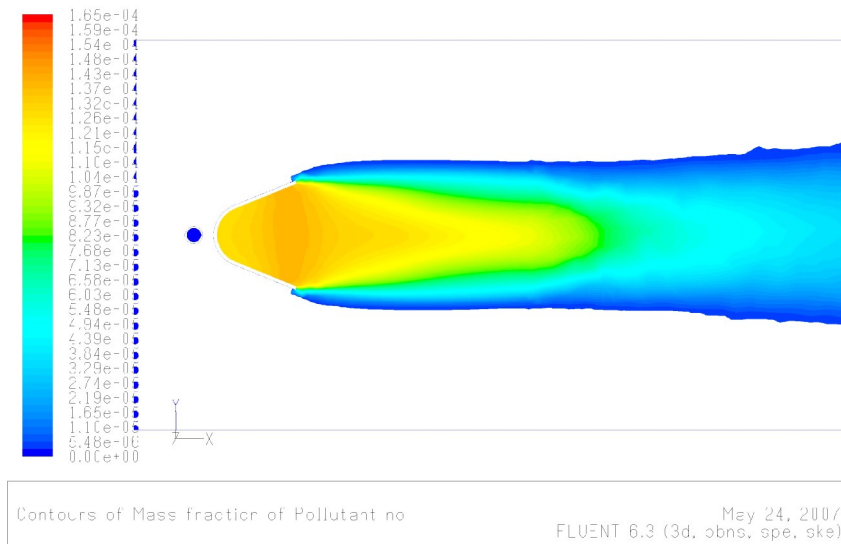


Рис. 5. Линии постоянной массовой концентрации оксидов азота за вертикальным уголком (кг/кг)

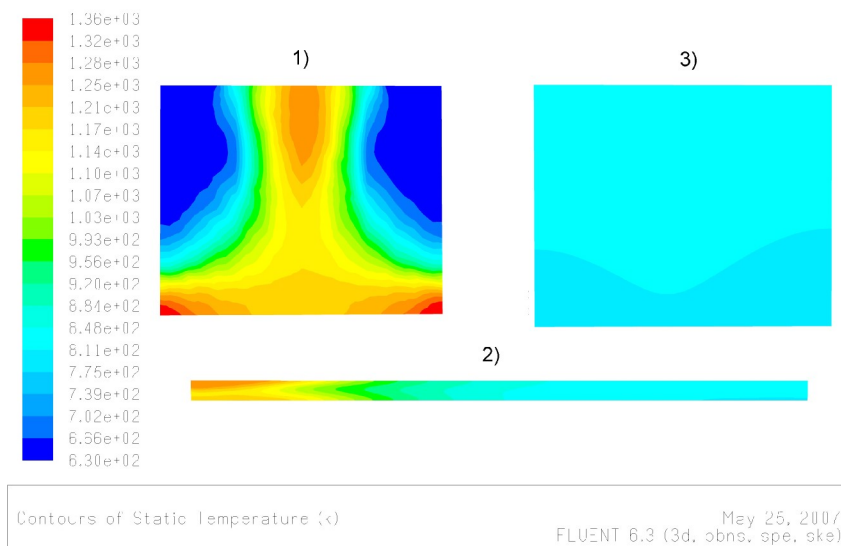


Рис. 6. Линии постоянной температуры в продольной плоскости X-Z (2) и в плоскостях Y-Z на входе (1) и на выходе (3) из КД

экспериментальных исследований выбрать близкую к оптимальной компоновку камеры дожига и оценить ее основные характеристики. На основании проведенных расчетов для выбранной конструкции можно ожидать, что:

1. Фронтное устройство с выбранными размерами стабилизаторов обеспечивает температурное поле с неравномерностью 20 °С.

2. Величина полноты сгорания топлива составляет 99,9 % и сохраняется постоянной по режимам работы установки.

3. Величина прироста эмиссии оксидов азота NO_x при изменении режима работы БДУ мало меняется и составляет около 12 ppm.

4. При увеличении коэффициента избытка топлива a наблюдается уменьшение области горения, снижение температуры на выходе из камеры дожига, снижение полноты сгорания топлива и уменьшение величина выбросов оксидов азота. Увеличение температуры затурбинных газов приводит к увеличению температуры на выходе из камеры дожига и росту величины выбросов

Таблица 1. Рассчитанные параметры на выходе из БДУ

t_H	°C	-30		+30	
N	%	50	100	50	100
$T_{\text{вых сред.}}$	К	797,44	813,97	839,90	817,73
$d_{T \text{ теор}}$	%	-0,57	-2,65	-2,07	0,64
$C_{\text{CH}_4 \text{ } 10\text{м}}$	%	0,0415	0,0374	0,0275	0,0638
$C_{\text{O}_2 \text{ } 10\text{м}}$	%	14,946	15,238	15,711	16,274
$h_{\text{БДУ}}$	%	99,959	99,963	99,973	99,936
$W_{\text{вых сред.}}$	м/с	9,1352	11,795	10,195	9,6194
C_{NO_x}	мг/кг	8,3572	8,8114	11,567	9,7341
C_{NO_x}	мг/нм ³	17,322	18,231	23,846	19,989
C_{NO_x}	ppm	8,4340	8,8755	11,610	9,7320

оксидов азота. Совместное влияние этих факторов приводит к тому, что при изменении режима работы величина выбросов оксидов азота остается примерно на одном уровне.

5. Основной вклад в образование оксидов азота вносят “термический” и “быстрый” механизмы образования NO . Величина образования NO из топлива и через реакции с N_2O и уменьшения концентрации NO вследствие реакции с продуктами сгорания (“дожигания” NO) незначительна.

6. Было определено, что основной механизм образования оксидов азота – “термический”. Поэтому величина массовой концентрации NO растет по мере удаления от стабилизатора, что объясняется ростом температур. Так как наблюдается распространение огневого факела за пределы первой модели, то на режимах работы установки с высокими расходами топлива величина концентрации NO будет заниженной.

7. Величина температуры на выходе из камеры дожигания возрастает по высоте модели. Это связано с высокими температурами за радиальным стабилизатором и его наклоном по потоку газа.

8. Аэродинамика течения во фронтальном устройстве показывает, что имеется развитие обратных токов в следе за стабилизаторами, соответствующих теоретическим данным и в плоскости симметрии поперечного стабилизатора существует вихрь, направленный вдоль стабилизатора. Оба фактора способствуют хорошей стабилизации пламени и надежному пламяперебросу от дежурной

зоны фронтального устройства к основным стабилизаторам.

На основании анализа разработанной модели системы стабилизации можно сделать следующие заключения:

9. Результаты расчетов, полученные в случае применения плоских моделей, могут носить только ориентировочный характер, так как плоская модель не позволяет достоверно смоделировать процесс подачи топлива из форсунки.

10. Характер получаемой картины обтекания стабилизаторов (форма и число обратных токов) зависит от размеров, числа и распределения элементов. Слишком большой размер элемента в данной модели может привести к сильному осреднению параметров потока и разрушению вихря. Поэтому размер элемента следует выбирать в 10...20 раз меньше характерного размера вихря. Число элементов по длине модели определяет характер представлений о смешении потоков. Большой размер элементов в данной модели приводит к “затягиванию” процесса смешивания и горения.

11. Форма и число зон обратных токов в модели, а также их расположение в пространстве зависят от формы и размеров трехмерной модели. Наиболее общую картину течения дает совместная модель радиального и горизонтального стабилизаторов.

В заключение следует отметить, что точность получаемых результатов напрямую зависит от сложности применяемой модели и числа конечных ячеек. Точность результа-

тов может быть повышена при использовании единой модели, состоящей из нескольких цельных стабилизаторов и разбитой на мелкоэлементную сетку. В условиях ограниченности машинных ресурсов хорошие результаты обеспечивает разбиение модели на отдельные части, связанные данными в промежуточных файлах.

Список литературы

1. Ю. Г. Куценко. Численные методы оценки эмиссионных характеристик камер сгорания газотурбинных двигателей. - Екатеринбург-Пермь: УрО РАН, 2006. – 142 с.
2. Ф. Г. Тухбатуллин, Р. С. Кашапов. Малотоксичные горелочные устройства газотурбинных установок. – М.: ОАО Издательство “Недра”, 1997. – 155с.: ил.

NUMERICAL SIMULATION OF WORKING PROCESS IN AFTERBURNER CHAMBER OF VAPOUR GAS MACHINE WITH NK-37 ENGINE

© 2007 D. Y. Bantikov, V. N. Lavrov, A. M. Postnikov

JSC SNTK named by N.D. Kuznetsov

The results of the numerical modeling of the gases mixing and gases mixture combustion processes in the afterburning chamber of the afterburning module for the combined-cycle plant are presented in the article. The characteristic features of the finite-element model of the stabilization system element are described. The burning gases mixture temperature levels, combustion efficiency and nitrogen oxides emission at different operating modes are given and analysed.

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

© 2007 Е. В. Беляева, М. Ю. Орлов, Д. А. Угланов

Самарский государственный аэрокосмический университет

В статье рассмотрены основные пути совершенствования рабочего процесса в двигатели внутреннего сгорания, используемые зарубежными фирмами – производителями двигателей. Выделены основные направления работ, описаны серийные конструктивные схемы с указанием их преимуществ.

Основные задачи, решаемые при проектировании современных бензиновых и дизельных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) - это повышение топливной экономичности и снижение токсичности отработавших газов. Обе эти задачи решаются в основном за счет совершенствования рабочего процесса.

С точки зрения общей конструкции бензиновый и дизельный двигатель мало, чем отличаются друг от друга, так как оба состоят из цилиндров, поршней, шатунов и т.д. Правда, детали дизельного двигателя существенно усилены, чтобы воспринимать более высокие нагрузки, так как степень сжатия у него намного выше (19...24 против 9-11 у бензинового). Долгое время считалось, что принципиальное отличие этих двигателей заключается в способах формирования топливно-воздушной смеси, ее воспламенения и сгорания. Если у бензинового двигателя смесь образуется во впускной системе, а в цилиндре воспламеняется от искры свечи зажигания, то в дизельном двигателе подача топлива и воздуха происходит раздельно: в цилиндры поступает чистый воздух, а в конце сжатия в камеру сгорания форсунками под большим давлением впрыскивается топливо, которое самовоспламеняется от контакта с нагретым до 700-800 °С воздухом. Этот процесс сопровождается резким нарастанием давления в цилиндре - отсюда повышенная шумность и жесткость работы дизеля. Такая организация рабочего процесса позволяет

использовать более дешевое топливо и работать на очень бедных смесях, что определяет высокую экономичность. По экологическим характеристикам дизельный двигатель также несколько превосходит бензиновый: при работе на бедных смесях выбросы вредных веществ, особенно оксида углерода заметно ниже. К характерным недостаткам дизельных двигателей обычно относят повышенную шумность и вибрацию, меньшую литровую мощность и трудности холодного пуска. Однако в современных конструкциях эти проблемы в основном уже решены.

С точки зрения конструкции камеры сгорания существует несколько типов дизельных двигателей: с неразделенной и разделенной конструкцией камеры сгорания. В первых, называемых также дизелями с непосредственным впрыском (рис. 1), топливо впрыс-

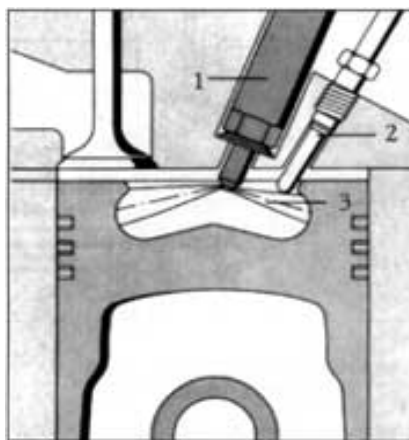


Рис. 1. Камера сгорания дизеля с непосредственным впрыском
1-форсунка; 2-свеча накаливания; 3-камера сгорания

кивается в надпоршневое пространство, а камера сгорания выполнена в поршне.

Наиболее распространенными долгое время были дизели с разделенной камерой сгорания. В них впрыск топлива осуществляется не прямо в цилиндр, а в дополнительную камеру. Такие камеры часто выполнялись с вихревой закруткой потока (рис. 2). Они выполнялись в головке блока цилиндров и соединялись с цилиндром специальным каналом. При сжатии воздух попадал в вихревую камеру и интенсивно закручивался, что улучшало процесс смесеобразования. Самовоспламенение начиналось в вихревой камере, а затем продолжалось в основной камере сгорания. Применение разделенной камеры сгорания позволяло снизить темп нарастания давления в цилиндре, что способствовало снижению шумности и повышению максимальных оборотов.

Предкамерные дизели (рис. 3) имеют специальную форкамеру, соединенную с цилиндром несколькими небольшими каналами, форма и сечение которых подбирались таким образом, что между цилиндром и форкамерой возникал большой перепад давления, вызывающий течение газов с большой скоростью. Такая конструкция позволяла увеличить ресурс, снизить уровень шума и токсичности, а также обеспечить пологую характеристику крутящего момента.

Таким образом, в дизелях с неразделенной камерой в процессе смесеобразования

топливо равномерно распределяется по камере сгорания за счет большого числа струй. Для конструкции с камерой сгорания в поршне характерно пленочное смесеобразование, когда топливо подается на стенку камеры и его пары, попадая в вихрь воздуха, хорошо с ним перемешиваются. В вихрекамерных дизелях поток воздуха закручивается при вытеснении его в вихревую камеру в процессе сжатия, а топливо впрыскивается в быстро вращающийся вихрь. В предкамерных дизелях смесеобразование осуществляется вследствие поступления воздуха и топлива из предкамеры в основную камеру, вызванного начавшимся сгоранием и повышением давления в предкамере.

Работы по совершенствованию дизелей привели к тому, что в Европе этот тип двигателей используется на более, чем на 40 % автомобилей. В некоторых странах (Австрия, Бельгия, Франция) таких автомобилей более половины. Такой рост применения дизелей объясняется их использованием не только на грузовиках, но и на легковых автомобилях. Поскольку вторые отличаются более высокими динамическими качествами, то это стало возможным с переходом от предкамерных дизелей на двигатели с неразделенной камерой сгорания (впервые на легковом автомобиле «Фольксваген», 1996 г.). Долгое время непосредственный впрыск применялся только в низкооборотных дизелях большого рабочего объема, что объяснялось трудностями

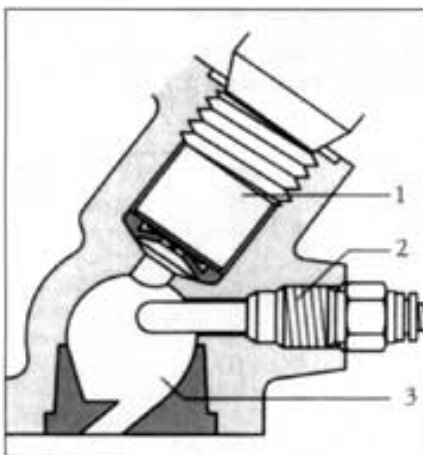


Рис. 2. Вихрекамерный дизель
1 - форсунка; 2 - свеча накаливания;
3 - камера сгорания

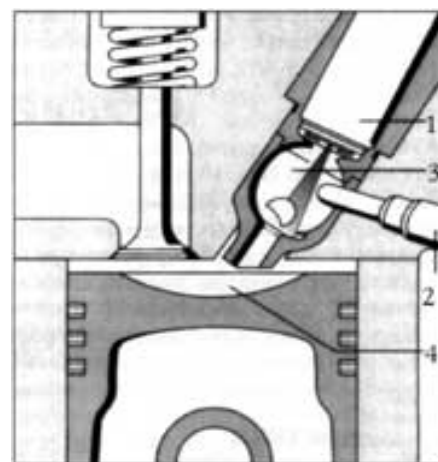


Рис. 3. Предкамерный дизель
1 - форсунка; 2 - свеча накаливания;
3 - форкамера; 4 - камера сгорания

ми организации процесса сгорания, а также повышенными шумом и вибрацией. В последние годы, благодаря появлению топливных насосов высокого давления (ТНВД) с электронным управлением и двухступенчатого впрыска топлива, удалось оптимизировать процесс сгорания в таких двигателях в результате удалось получить устойчивую работу на частоте оборотов коленчатого вала свыше 4000 об/мин, улучшить экономичность и снизить шум и вибрацию. На дизелях с непосредственным впрыском стали использовать двухфазный впрыск, в котором топливо подавалось двумя дозами: пилотной и основной. За счет этого удалось оптимизировать задержку самовоспламенения и снизить жесткость работы двигателя. С точки зрения систем питания дизелей с непосредственным впрыском четко выражены два направления: использование насос-форсунок и применение накопительных магистралей (так называемый «коммон рейл»). Первые обеспечивают точное дозирование за счет высокого давления впрыска (до 205 МПа), вторые - при несколько меньших давлениях (порядка 160 МПа) - лучшее управление самим процессом впрыска. В насос-форсунках закон впрыска определяется сечением каналов и жесткостью пружин, изменять можно только начало впрыска и количество подаваемого топлива. В системах «коммон рейл» открытием форсунок управляют соленоиды, что позволяет ускорить открытие форсунки и впрыснуть топливо за меньший промежуток времени (с учетом дальнейшего роста давления в пер-

спективных системах). Тем самым можно улучшить экологические характеристики дизеля. Таким образом, топливная аппаратура в современных дизелях практически определяет уровень их мощностных и экологических характеристик.

В конце 20 века появились и бензиновые двигатели с системой непосредственного впрыска бензина в цилиндры (например система GDI фирмы «Мицубиси», рис. 4). Впрыск бензина прямо в цилиндр позволяет управлять распределением топлива в камере сгорания, увеличивает быстроту реагирования двигателя на управляющее воздействие и обеспечивает сгорание очень бедной топливовоздушной смеси (достигается стабильное сгорание сверх бедной топливовоздушной смеси в соотношении до 40:1, тогда как топливовоздушное соотношение для нормальной системы распределенного впрыска топлива составляет от 12,5 до 15:1).

Для формирования необходимого распределения топлива по камере сгорания в системе GDI используется углубление в днище поршня, которое направляет смесь топлива с воздухом дальше к свече зажигания в виде послойной топливовоздушной смеси. При этом облако топливовоздушной смеси с оптимальным для воспламенения соотношением располагается около свечи зажигания, и от него легко воспламеняется бедная топливовоздушная смесь на всем пространстве камеры сгорания. Сжигание обедненной топливовоздушной смеси позволяет значительно снизить расход топлива как на холостом

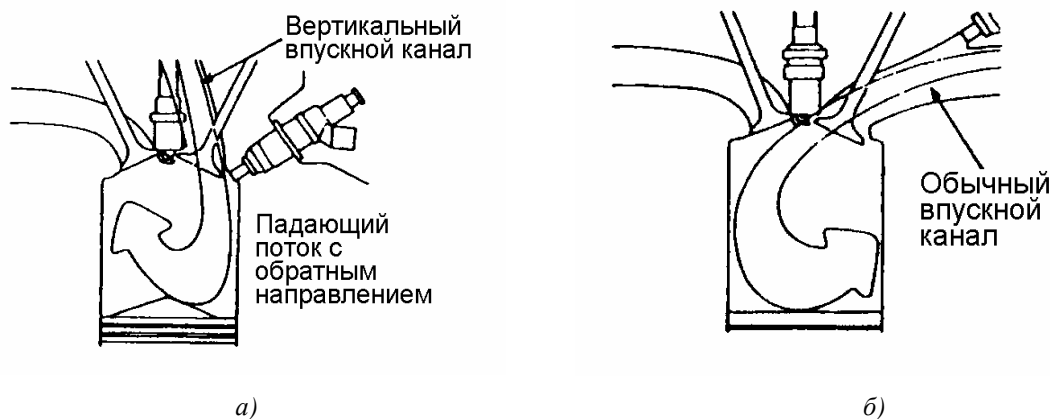


Рис. 4. Распределение топливовоздушной смеси в системе GDI (а) и при обычном впрыске (б)

ходу (до 40 %), так и при движении с постоянной скоростью (20 – 25 % на скоростях до 100 км/ч).

В системе GDI положительную роль также играет эффект охлаждения камеры сгорания на впуске. Это позволяет несколько повысить мощность двигателя за счет лучшей объемной эффективности и более высокой степени сжатия (12 за счет того, что эффект охлаждения предотвращает появление детонации). Подобные принципы были также реализованы в двигателях FSI фирмы «Фольксваген». Однако такие двигатели оказались очень требовательны к качеству топлива, а обедненные режимы - неэффективны в условиях европейских дорог.

Одной из последних новинок в области бензиновых ДВС являются новые моторы с непосредственным впрыском фирмы «Мерседес-Бенц» (технология HCCI, заявленное начало производства - 2009 год). В этих двигателях используется концепция «контролируемого самовоспламенения». В большинстве ранее использовавшихся камер сгорания бензиновых ДВС был ярко выражен фронт пламени. В новых двигателях при сжатии топливовоздушной смеси до температуры воспламенения возгорание происходит не в одной точке, а сразу по всему объему (технология HCCI предусматривает воспламенение топливовоздушной смеси в цилиндре путем ее сжатия). Так как в отличие от искрового зажигания, а также от процесса сгорания в дизельном двигателе, технология HCCI позволяет реализовать высвобождение энергии топлива при низкотемпературном сгорании смеси сразу во всем объеме камеры сгорания, то все топливо, находящееся в цилиндре, сгорает одновременно. Данный процесс позволяет получить ту же мощность, что и у обычного бензинового двигателя, при меньшем расходе топлива. Механизм получения однородной смеси при непосредственном впрыске не раскрывается. Заявлено, что двигатель также оснащен турбонаддувом и системой изменения фаз газораспределения. На прототипе при рабочем объеме 1,8 л получена мощность 238 л.с. и расход топлива 6 л на 100 км.

Для рабочего процесса системы HCCI необходима относительно высокая темпера-

тура двигателя. Поэтому в период прогрева холодного двигателя используется обычное искровое зажигание. В режиме HCCI используется обедненная смесь, поэтому КПД такого бензинового двигателя оказывается близким к КПД дизеля, но при этом для очистки отработавших газов можно использовать только традиционные устройства (для дизелей используются дорогостоящие системы снижения токсичности отработавших газов). Степень сжатия двигателя, использующего технологию HCCI, такая же, как у обычных бензиновых двигателей с непосредственным впрыском топлива, а в качестве топлива могут быть использованы уже имеющиеся в продаже сорта бензина. С точки зрения разработчиков системы, наиболее трудной задачей, решаемой при создании технологии HCCI, является управление процессом сгорания. Если при использовании искрового зажигания для этого могут использоваться угол опережения зажигания и интенсивность искрового разряда, то при использовании технологии HCCI, где при сгорании отсутствует факел пламени, чтобы добиться требуемых характеристик двигателя приходится осуществлять сложное синхронное регулирование состава смеси и температуры.

Приведенные концепции развития смецеобразования в ДВС показывают, что грань между реализацией рабочих процессов в бензиновых и дизельных двигателях стирается и работы фирм по созданию новейших ДВС направлены на создание двигателей, которые объединяли бы преимущества циклов Отто и Дизеля.

Для обеспечения оптимальных мощностных параметров двигателя, высокой экономичности и снижения токсичности отработавших газов ведущими автопроизводителями мира также применяется регулировка фаз газораспределения. В настоящее время она реализуется двумя способами: сдвигом фаз и масштабированием (в виде изменения подъема клапана).

Конструктивно сдвиг фаз реализуется проще, но он менее эффективен в плане увеличения мощности и может быть реализован только в схемах с двумя распределительными валами, т. к. уменьшение или увеличение

перекрытия клапанов при изменении оборотов двигателя выполняется обычно поворотом вала, управляющего впускными клапанами. Однако рост мощности от увеличения перекрытия клапанов на высоких оборотах двигателя при этом ограничивается снижением дозарядки топливо-воздушной смесью в результате уменьшения угла закрытия клапана после прохода НМТ. Регулировка фаз газораспределения за счет масштабирования диаграммы подъема кулачка может быть осуществлена в виде попеременно работающих кулачков с различной разверткой: на малых и высоких оборотах. При этом в первом случае фазы сужаются, а во втором – расширяются. Такая схема реализована еще в 80-х годах прошлого века на одном из двигателей фирмы «Хонда» (VTEC-2 DOHC) за счет размещения на распределительном вале двух комплектов кулачков (широкого с большим подъемом для высоких оборотов и узкого с малым подъемом), с которыми работали два комплекта рокеров, один из которых соединяется с другим гидравликой при помощи подпружиненного штифта. В 1991 году появилась система VVT фирмы Toyota. В этой системе профиль кулачков не меняется, но на каждом из двух распределительных валов (отвечающих за впуск и выпуск) стоят гидравлические фазовращатели, изменяющие моменты впуска и выпуска относительно ВМТ поршневой группы. Дальнейшим развитием этой системы является система

«VVT*i*» (*i* - использование чисто электронного управления), в которой появился механизм, изменяющий высоту подъема впускных клапанов.

Одной из самых совершенных конструкций изменения фаз газораспределения является система Double VANOS фирмы БМВ. В ней оба распределительных вала, управляющих соответственно впускными и выпускными клапанами, могут поворачиваться относительно начального положения, изменяя моменты начала впуска и выпуска (длина фаз, определяемая профилем вала, постоянна), а также продолжительность перекрытия клапанов (фаза, когда впускной и выпускной клапаны открыты одновременно). Однако эта система обеспечивает оптимальные условия работы мотора только при полностью открытой дроссельной заслонке. При работе двигателя на режимах частичной нагрузки дроссельная заслонка создает во впускном трубопроводе разрежение, которое ухудшает наполнение цилиндров. Целесообразно было бы открывать впускной клапан только на время, необходимое для наполнения цилиндра горючей смесью. В двигателях БМВ, как и у Тойоты появилась механическая система управления не только фазами, но и подъемом впускных клапанов. К Double VANOS добавился механизм, изменяющий высоту подъема впускных клапанов (система VALVETRONIC, рис. 5). Реализовано это было следующим образом: между рас-



Рис. 5. Реализация системы VALVETRONIC

пределительным валом и каждой парой впускных клапанов поместили дополнительный рычаг, в зависимости от положения оси вращения которого изменяется закон движения клапанов. Положение его оси, в свою очередь, задается вращением дополнительного эксцентрикового вала от электромотора. В результате и высота подъема клапанов, и, соответственно, продолжительность фазы впуска изменяются в зависимости от положения педали газа, что позволило избавиться от дроссельной заслонки и за счет этого на 10-18 % снизить расход топлива по сравнению с мотором, оснаненным только Double VANOS. С увеличением числа оборотов величина открытия клапанов увеличивается. При этом уменьшается сопротивление газовым потокам внутри цилиндра, скорость продувки и наполнения цилиндра топливовоздушной смесью возрастает. Кроме того, увеличивается действие так называемого инерционного эффекта. Топливовоздушная смесь внутри цилиндра запирается клапанами при гораздо большем давлении, ее плотность выше, чем при минимальных оборотах. При минимальных оборотах ход клапана мал, поэтому уменьшается эффект перекрытия клапанов, что и позволяет снизить расход топлива.

Совершенствование систем газораспределения не ограничивается только изменени-

ем фаз. Так, фирма («Ауди») решает эту задачу за счет увеличения количества клапанов до пяти клапанов на цилиндр (рис. 6). Работы над пятиклапанной системой проводились «Ауди» с 1984 года, но их результаты вначале использовались только на спортивных автомобилях. На серийных двигателях фирмы эта схема нашла применение с 1994 года. Такое решение позволяет увеличить эффективное проходное сечение клапанной системы, оптимизировать наполнение цилиндра, обеспечить лучшее распределение заряда по камере сгорания и в результате улучшить экономичность и экологические характеристики. Кроме того, в пятиклапанной головке цилиндра увеличение расстояния между клапанами и свечой зажигания позволяет, исходя из возможностей технологий, применяемых для отливки головки блока цилиндров, обеспечить лучшее отделение свечного колодца от выпускных каналов и увеличить, таким образом, эффективность охлаждения соответствующего участка головки. В результате особенностью данной конструкции ДВС с пятью клапанами на цилиндр является сравнительно малая, несмотря на высокую степень наполнения цилиндров, склонность этих ДВС к возникновению в них детонации. В пятиклапанной системе «Ауди» используется три канала впускных клапанов, которые, сходясь, образуют овальное отверстие, к ко-

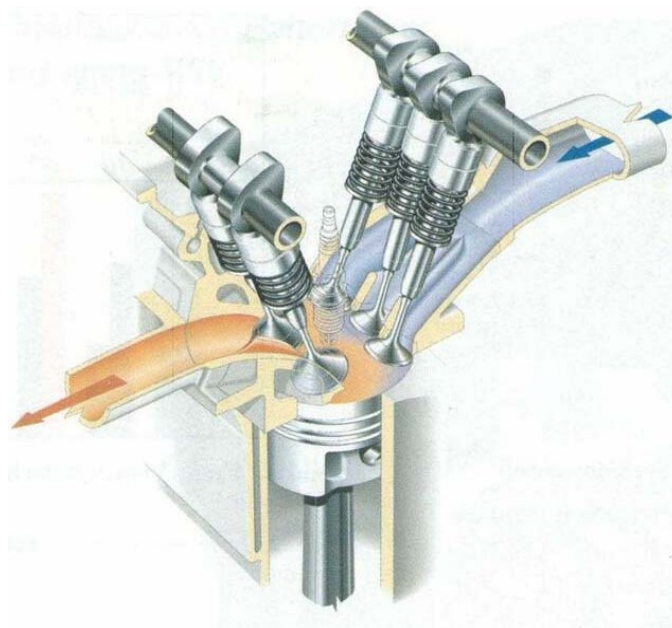


Рис. 6. Пятиклапанная система «Ауди»

торому присоединяется фланец впускного трубопровода. Благодаря своей конструкции каналы создают завихрения впускаемого воздуха, достаточные для обеспечения достаточно малой склонности ДВС к возникновению в нем детонации, в том числе и при использовании систем управления составом смеси (адаптации состава смеси) по коэффициенту избытка воздуха, в которых значение этого коэффициента (лямбды) предполагается поддерживать по возможности близким к единице. Кроме того, конструкция каналов допускает применение двухструйных клапанных форсунок, ориентирующих струи впрыскиваемого топлива в направлении всех трех впускных клапанов. При этом практически все топливо распыляется в направлении тарелок клапанов, и лишь самый минимум топлива попадает на стенки цилиндра, точнее, не на сами стенки, а на перемычки между каналами. Конструкция выпускных каналов аналогична конструкции выпускных каналов двигателя с четырьмя клапанами на цилиндр.

Многоклапанные двигатели отличаются тем, что уже при небольшой высоте подъема клапанов их клапанными системами обеспечиваются большие проходные сечения, вследствие чего эти двигатели весьма чувствительны к точности соблюдения параметров впускных и выпускных каналов, а также к точности настройки фаз газораспределения. Только при соблюдении названных условий в таких двигателях может быть обеспечен требуемый коэффициент наполнения цилиндров и эффективная очистка цилиндров от остаточных газов. Интересно, что на некоторых двигателях фирмы «Опель» пошли также на изменение числа клапанов, но в другую сторону. В их системе «VarioCam» на режиме малых нагрузок перекрывается один из впускных клапанов. При этом скорость во втором возрастает, поток начинает закручиваться по спирали и обедненная смесь лучше перемешивается и полнее сгорает.

Для повышения мощности ДВС достаточно длительное время используется наддув. В двигателях TSI фирмы «Фольксваген» наддув выполнен двухступенчатым: вначале давление повышается компрессором, а затем за счет турбонаддува. Это сделано для того, что-

бы во время интенсивного разгона, когда турбина еще не развила необходимую скорость, давление воздуха на впуске поднимает механический компрессор, а после выхода турбины на рабочий режим она берет функции обеспечения повышения давления на впуске на себя. На высоких нагрузках и компрессор, и турбонаддув действуют параллельно. При отсутствии необходимости в высоком крутящем моменте электроника переводит работу двигателя на атмосферный режим. Для этого привод механического компрессора осуществляется через магнитную электронную муфту, которая позволяет быстро подключать или отключать компрессор. Все в совокупности позволяет в широком диапазоне оборотов иметь большой крутящий момент. Чтобы получить плавную характеристику крутящего момента также используются впускные коллекторы переменной длины. Так, на самом мощном в мире атмосферном двигателе фирмы AMG M156 E63 (510 л.с. и 630 Нм) длина впускного канала за 0,1 с способна изменяться вдвое. Длинный впускной канал используется для разгона воздушного потока для получения динамического наддува на низких оборотах и невысоких скоростях, когда встречный воздушный поток невелик, а на средних и высоких оборотах длина канала уменьшается, так как необходимость в искусственном ускорении воздушного потока отпадает, дополнительно уменьшаются аэродинамические потери на трение.

Наибольшие возможности по улучшению наполнения цилиндров без увеличения числа и размера клапанов, изменения их подъема и фазы впуска дает электромагнитный привод клапанов. При тех же времени открытия и высоте подъема определяющий параметр «время-сечение» будет больше, так как электромагнитный клапан открывается и закрывается значительно быстрее. За счет этого можно увеличить крутящий момент двигателя примерно на 7 %.

На опытном образце четырехцилиндрового мотора БМВ с электромагнитными клапанами и непосредственным впрыском бензина привод клапанов устроен следующим образом: подпружиненный клапан помещен между двумя электромагнитами, которые

удерживают его в крайних положениях: закрытом и открытом. О текущем положении клапана микропроцессору выдает информацию специальный датчик. Это необходимо, чтобы снизить до минимальной его скорость в момент касания седла. Количество воздуха, поступающего в цилиндр, определяется временем открытия клапана - высота подъема не регулируется. Изменение программы управления клапанами позволяет отключать отдельные клапаны, а, следовательно, и цилиндры. Это дает возможности по обеспечению эффективного «торможения двигателем», повышению экономичности и т. д.

Вышесказанное свидетельствует о том, что большинство работ конструкторов в области ДВС направлено на оптимизацию рабочего процесса ДВС с целью достижения максимальной экономичности и лучших эко-

логических характеристик при достаточных мощности и крутящем моменте. Для достижения этих целей используются:

- непосредственный впрыск в дизелях в совокупности с электронным управлением;
- оптимизация впускных трубопроводов, сечений клапанов и их количества;
- разработка различных систем регулирования фаз газораспределения бензиновых моторов;
- широкое применение наддува как в дизелях, так и для бензиновых двигателей;
- внедрение электронных систем управления форсунками и клапанами.

Список литературы

Рекламные проспекты автомобильных фирм «Ауди», «БМВ», «Даймлер-Бенц», «Мицубиси», «Опель», «Хонда», «Фольксваген».

THE WAYS OF OPERATING PROCESS' IMPROVEMENT IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

© 2007 E. V. Belyaeva, M. Y. Orlov, D. A. Uglanov

Samara State Aerospace University

In this paper it is shown the main ways of operating process' improvement in internal combustion engines used by foreign companies that produce engines. It is dedicated main work directions and described serial engine designs with their advantages.

ВИХРЕВОЙ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ЭЛЕКТРОИСТОЧНИК ДЛЯ ОБОРУДОВАНИЯ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

© 2007 В. В. Бирюк¹, Д. В. Лобзин², Г. А. Смоляр²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²НПО «Арсенал», г. Киев

Рассмотрены вопросы применения устройств на базе вихревого эффекта энергетического разделения газа и термоэлектрического преобразователей для нужд газораспределительных станций. Подробно приведены результаты исследования промышленного образца термоэлектрического агрегата генерации электроэнергии мощностью 8,4Вт. Дополнительно рассмотрена вихревая система обогрева редукторов давления сжатого газа типа РЛДКМ-100.

При эксплуатации газораспределительных станций (далее ГРС) возникает ряд технологических проблем, существенно снижающих надежность их работы. Это, в первую очередь, - обмерзание элементов затвора регуляторов давления при дросселировании газа, приводящее к изменению проходного сечения в каналах и выводу регулятора из строя. Другая проблема - обеспечение электропитанием штатного оборудования ГРС. Современные компьютеризованные комплексы коммерческого учета газа, автоматизированные системы управления регуляторами давления, автоматические системы одоризации требуют надежного и стабилизированного электропитания, которое не может быть обеспечено сетевым электропитанием в современном его состоянии.

Чаще всего эти проблемы решаются сжиганием небольшой части природного газа, проходящего через ГРС, в котлах-подогревателях газа, отопительных котлах водяного обогрева регуляторов давления, термоэлектрических генераторах с газовыми горелками в качестве источника тепла и т.п.

Используются также энергетические ресурсы самого газового потока, в частности потенциальная энергия сжатого газа. Этот привлекательный источник энергии используется в турбодетандерах [1], струйно-реактивных турбинах [3]. Вопросу их применения посвящено множество исследований и разработок.

Потенциальную энергию сжатого газа можно также использовать для обогрева ре-

гуляторов давления, сепарации влаги, генерации электроэнергии и как источник энергии для работы вихревых труб [2...4].

Использование энергии сжатого газа часто преподносится авторами разработок (особенно турбодетандеров) как ее утилизация, однако это не так. Рассмотрим газораспределительную станцию как термодинамическую систему, у которой параметры на входе и выходе заданы в определенном диапазоне. Причем вне зависимости от процессов, проходящих внутри системы, параметры на входе и выходе системы должны соответствовать заданным.

Определенные стандартами газовой промышленности диапазоны параметров газа на входе и выходе ГРС приведены в таблице 1.

Параметры газа, определенные стандартом, на входе в ГРС: давление (изб.) 1,7...5,5 МПа, температура 278...288 К; на выходе: при максимальном расходе газа давление 0,6...1 МПа, при минимальном расходе газа - 0,1 МПа, температура в этих случаях одинакова 273...278 К.

При выполнении указанных требований к температуре выходного потока газа о возможности "утилизации" какой-либо энергии речь уже не идет. Даже при простом редукции запаса потенциальной энергии сжатого газа не достаточно для обеспечения заданной температуры на выходе ГРС и газ приходится подогревать.

Рассмотрим три возможных процесса расширения газа от начальных параметров $P_1 = 3,5$ МПа и $T_1 = 15^\circ\text{C}$ до конечного давле-

Таблица 1. Располагаемые параметры газового потока на газораспределительной станции

Режим работы	Параметры газа			
	На входе		На выходе	
	Давление (изб.), кгс/см ²	Температура, °С	Давление (изб.), кгс/см ²	Температура, °С
Максимальный расход газа	18...55	5...15	6	0...5
Минимальный расход газа	18...55	5...15	1	0...5

ния $P_0 = 0,6$ МПа: редуцирование, расширение в турбодетандере и расширение в вихревой трубе.

Для термодинамического сравнения процессов выбрано такое соотношение параметров, чтобы при простом редуцировании выходящий поток газа соответствовал заданным требованиям.

При редуцировании газа на рассматриваемом перепаде давлений (рис. 1, диаграмма «а») величина дроссель-эффекта составит $\Delta T_{op} \approx 15$ К и температура газа на выходе будет удовлетворять нижней границе $T_0 \approx 273$ К.

Работу турбодетандера рассмотрим на примере установки УТДУ-2500-М У1 АО «Турбогаз». Согласно паспортным данным расширение газа в указанной установке происходит следующим образом (рис. 1, диаграмма «б»).

Газ перед детандером нагревают до $T_2 = 313$ К при постоянном давлении P_1 (изо-

барный нагрев 1-2) и редуцируют до давления $P_3 = 2,2$ МПа (дросселирование 2-3), при этом температура снижается до $T_3 = +308$ К.

Работа турбодетандера (изоэнтропа 3-4) происходит в диапазоне давлений $P_3 = 2,2$ МПа - $P_4 = 1,0$ МПа. После чего газ редуцируется до выходного давления $P_0 = 0,6$ МПа (адиабатное дросселирование 4-5). В результате газ имеет температуру $T_5 \approx -353$ К и требует подогрева до $T_0 = 273$ К (изобарный нагрев 5-0) [1].

Как видно из диаграммы, работа, совершаемая газом в детандере в данном случае, равна количеству тепла, затраченного на подогрев газа. Таким образом, фактически детандер не утилизирует потенциальную энергию сжатого газа, а срабатывает тепло сгоревшего в подогревателях газа или другого топлива. При других соотношениях давлений на входе и выходе ГРС отношение количества выработанной электроэнергии к теплу,

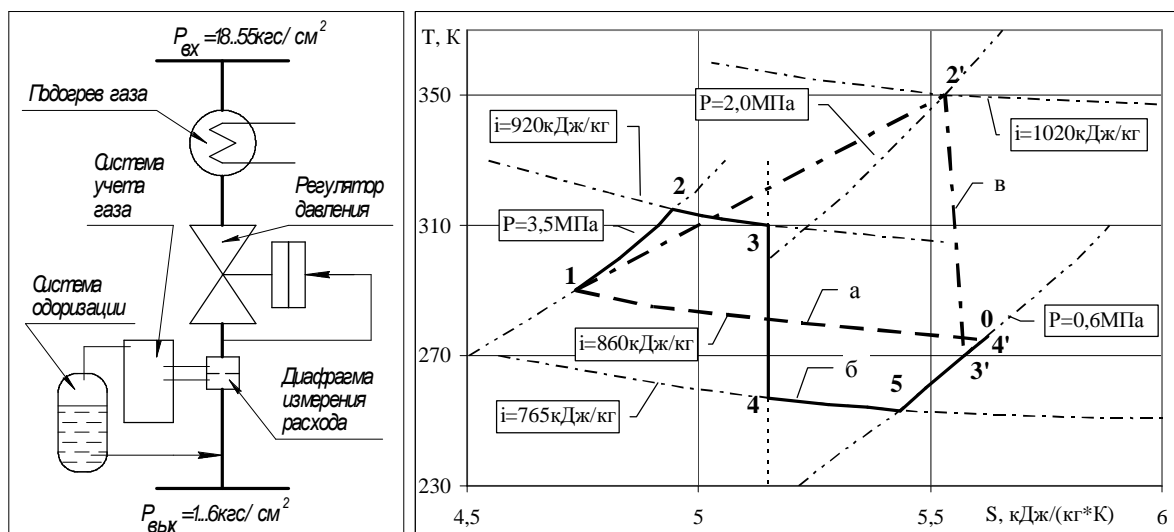


Рис. 1. Принципиальная схема ГРС и диаграммы процессов расширения газа на ГРС: а) дросселирование; б) расширение в турбодетандере; в) расширение в вихревой трубе

подведенному к газу, может быть несколько больше или меньше.

Высокая эффективность преобразования тепловой энергии в электрическую обусловлена тем, что затраты на работу компрессорной станции по сжатию газа входят в стоимость газа для потребителей.

Наиболее эффективно применение турбодетандеров на тепловых электростанциях, где в качестве источника тепла используется “бросовое” тепло отработанного пара, и на газовых промыслах, где газ имеет высокую температуру, а вырабатываемый турбодетандером холод используется для сепарации влаги из газа.

Применение турбодетандеров для обеспечения собственных нужд ГРС в электроэнергии нецелесообразно ввиду существенных затрат на сжигаемый газ. На территории Украины затраты на подогрев газа для работы одного турбодетандера мощностью 100 Вт будет составлять \$ 3000 в год.

Применение для образования энергии сжатого газа вихревой трубы значительно уменьшает его потери при сжигании.

Например, при использовании охлаждаемой вихревой трубы (ОВТ) с отводом тепла от ее камеры энергетического разделения

к какому-либо агрегату, реализующему процесс генерации электроэнергии (паросиловому циклу или термоэлектрическому генератору), и сбросом тепла от указанного агрегата в выходящий поток газа (рис. 1, диаграмма «в»), термодинамические процессы происходят практически между точками 1 и 0 [5].

Газ, разгоняясь в сопле ВТ, расширяется в пристеночных слоях до давления $P_2 = 2,0$ МПа, одновременно нагреваясь за счет тепла от осевых слоев газа и отдавая тепло агрегату генерации электроэнергии (отрезок 1-2). Затем газ расширяется в осевых слоях до давления P_0 , отдавая тепло пристеночным слоям (отрезок 2' - 3'). Вышедший из ВТ поток газа воспринимает тепло от агрегата генерации электроэнергии и сбрасывается в выходящую магистраль ГРС (отрезок 3' - 4').

Делящая вихревая труба работает аналогично с тем отличием, что имеется два потока газа - горячий и холодный.

Если учесть, что КПД использования потенциальной энергии сжатого газа в ВТ в сравнении с изэнтропным расширением $\approx 30\%$, а КПД агрегата генерации электроэнергии составляет до 20 % в паросиловом цикле и до 3 % в термоэлектрическом генераторе, то точка 4' практически будет совпа-

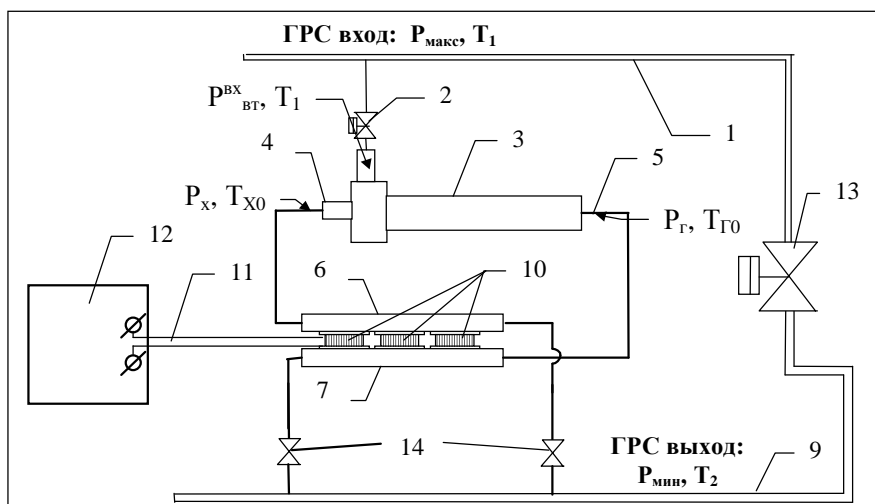


Рис.2. Принципиальная схема и компоновка электрогенератора ТЭГ-ВТ в составе ГРС:

1 - магистраль газа высокого давления; 2 - регулирующий клапан; 3 - вихревая труба (ВТ) делящая противоточная; 4 - коллектор холодного потока ВТ; 5 - коллектор горячего потока ВТ; 6 - “холодный” теплообменник; 7 - “горячий” теплообменник; 9 - магистраль низкого давления; 10 - термоэлектрические модули; 11 - соединительный кабель; 12 - потребитель электроэнергии; 13 - штатный регулирующий клапан; 14 - задвижка

дать с точкой 0 и дополнительный подогрев газа перед отводом из ГРС не требуется.

При использовании вихревых труб в качестве обогревателей регуляторов давления газа на ГРС тепло от горячих потоков в вихревой трубе будет полностью переходить через конструкцию регулятора к холодным потокам.

Таким образом, если не требуется генерация большой электрической мощности для внешних потребителей (применение турбодетандеров эффективно при $N \geq 0,5$ МВт [3]), то задача обеспечения собственных потребностей ГРС может быть успешно решена применением вихревых труб в сочетании с термоэлектрическим агрегатом генерации электроэнергии. Вихревая труба может быть применена для местного обогрева критичных к обмерзанию элементов конструкции регуляторов давления без дополнительного подогрева всего потока газа.

Для электропитания комплексов учета газа был разработан и изготовлен опытный образец ТЭГ-ВТ (шифр ТЭГ-14/06, расчетное напряжение питания потребителя - не менее 14 В по цепи постоянного тока, - не менее 0,6А, рис. 2) [6]. В основе его конструкции -

ОВТ калибра 32 мм и система из 16 серийных термоэлектрических модулей МТ2-127-1,6.

Генератор успешно прошел технологические (на сжатом воздухе) и натурные (на природном газе в составе штатного оборудования ГРС) испытания.

При $P_1 \geq 2,0$ МПа (соответствующий расходу газа $G \geq 1000$ нм³/час) генератор обеспечивает заданный режим электропитания 14 В x 0,6 А, а при $P_1 \geq 3,5$ МПа ($G \geq 1700$ нм³/час) генератор обеспечивает двукратное превышение требований – 27 В x 0,6 А.

Приведенные параметры газового потока реализуются на большей части ГРС, а, следовательно, ТЭГ-14/06 может служить основой для обеспечения их автономным электропитанием.

По заказу ООО “Контакт” (г. Дружковка Донецкой области, Украина) были разработаны системы обогрева регуляторов давления типа РЛДКМ-100 и УРД-50 с использованием ОВТ. Вихревые трубы были вписаны в конструкцию так, чтобы обогревать непосредственно исполнительные элементы конструкции регуляторов.

В регуляторе типа УРД (рис. 3) применение двух ОВТ позволило разделить холод-

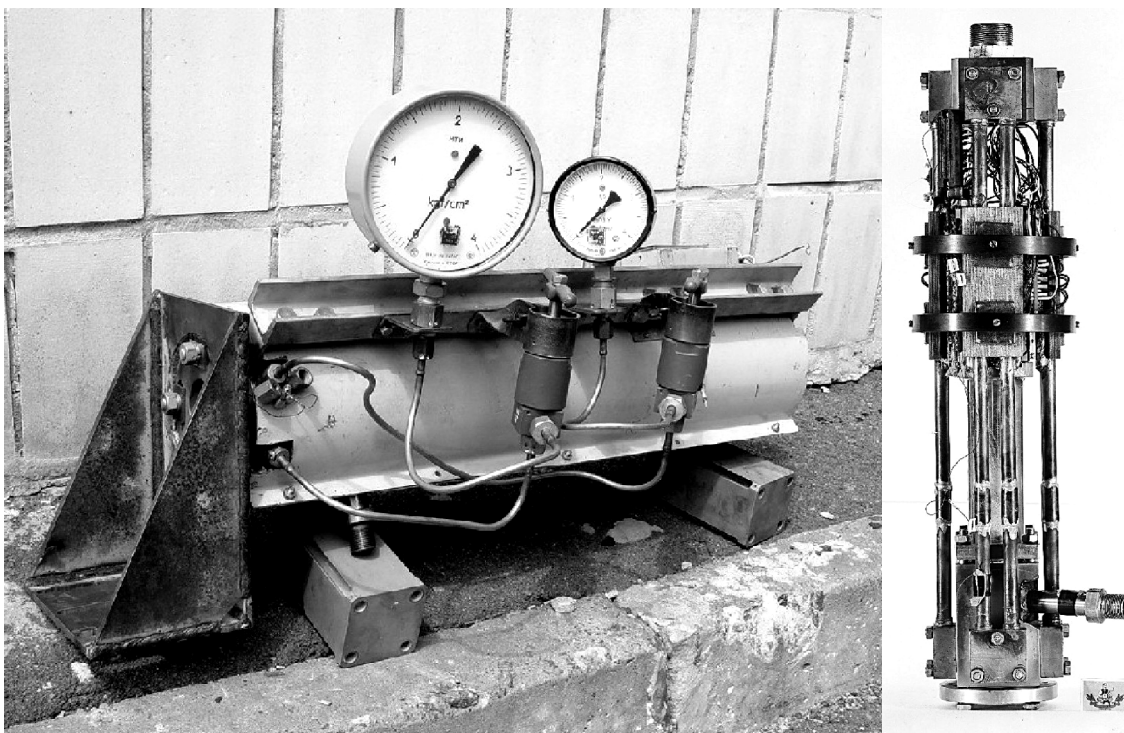


Рис. 3. Термоэлектрический генератор ТЭГ-14/06 с вихревой трубой в качестве источника тепла

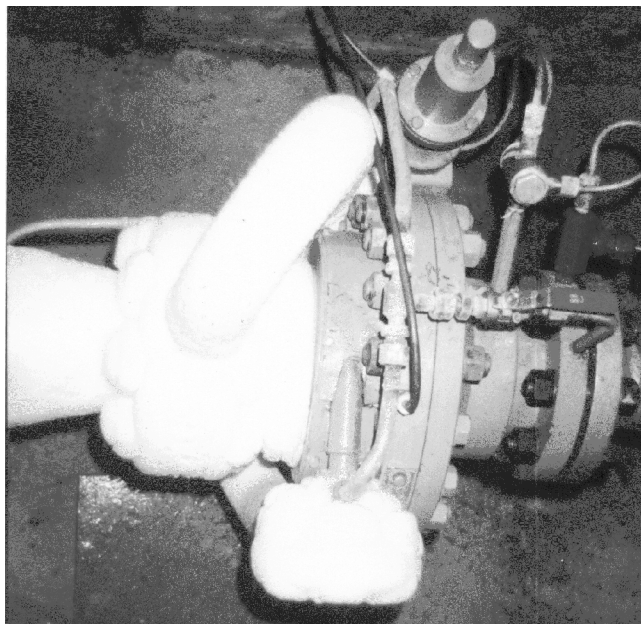


Рис.4. Регулятор типа УРД-50 с обогревом корпуса двумя однопоточными вихревыми трубами

ную зону от чувствительной мембраны и затвора регулятора.

Регуляторы РДКМ-100 и УРД-50 с обогревом успешно эксплуатируются в составе нескольких ГРС Киевского и Донецкого ЛВУМГ.

Температура газа на выходе ГРС, как при применении ТЭГ-14/06, так и при применении РДКМ-100 и УРД-50 с обогревом от ОВТ была такой же, как и при простом редуцировании.

Авторами запатентован способ регулирования давления перед входом в систему редуцирования, позволяющий решить проблему введения ОВТ с нерегулируемым соплом в газовую магистраль ГРС.

Выводы

В ГРС, как термодинамической системе с заданными входными выходными параметрами, потенциальная энергия сжатого газа может быть использована либо при подводе тепла от внешнего источника, либо при организации процесса редуцирования газа.

Установки на основе вихревых труб, предназначенные для генерации электроэнергии и обогрева элементов конструкции регуляторов давления, не требуют дополнительного подогрева газа и являются перспективной альтернативой при необходимости генерации относительно небольшой мощности

для собственных нужд газораспределительной станции.

Список литературы

1. Зарницкий Г. Э. Теоретические основы использования энергии давления природного газа. -М.: "Недра", 1968. - 297 с.
2. Способ подогрева расширяющегося потока газа и устройство для его реализации: Пат. РФ 2143650, 1998 / Белостоцкий Ю. Г., Никулихин В. Г., Кошелев А. М.
3. Жидков М. А., Комарова Г. А., Гусев А. П., Исхаков Р. М. Взаимосвязь сепарационных и термодинамических характеристик трехпоточных вихревых труб // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2001. - № 5. - С.8-11.
4. Гусев А. П., Исхаков Р. М., Жидков М. А., Комарова Г. А. Система подготовки попутного газа нефтедобычи к транспорту с применением регулируемой трехпоточной вихревой трубы // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2000. - № 7. - С. 16-18.
5. Бирюк В. В. Основы расчета характеристик вихревых авиационных систем охлаждения. - Самара: СГАУ, 1997. - 60 с.
6. Кротевич В. А., Лозбин Д. В., Погребной Е. Л., Смоляр Г. А. Опыт создания автономной системы электропитания для газовой промышленности // Нефть и газ. - 2004. - № 7. - С. 30-34.

VERTEX THERMOELECTRIC SUPPLIER FOR GAS PROVIDED STATIONS

© 2007 V. V. Biruk¹, D. V. Lobzin², G. A. Smolyar²

Samara State Aerospace University¹

NPO «Arsenal», Kiev²

This article deals with device based on vertex effect of energy gas' deviation and thermoelectric transformer for gas provided system. In details it is shown investigation results of thermoelectric device used for electric energy generation with power 8,4W. Additionally it is described heating system for high pressure reducer RLDKM-100.

УДК 621.452.3.034

ДИАГНОСТИКА КАЧЕСТВА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ФАКЕЛЕ РАСПЫЛЕННОГО ФОРСУНКАМИ ТОПЛИВА ОПТИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

© 2007 А. Ю. Васильев, А. А. Свириденков, В. И. Ягодкин

Центральный институт авиационного моторостроения, г. Москва

Использование предложенного метода диагностики параметров топливовоздушного факела позволяет находить пространственные и временные неоднородности концентраций капель и их размеры в реальных фронтальных устройствах. Проведенное исследование распыливания топлива с пластины показало возможность применения этого устройства в энергетических установках для улучшения характеристик распыла по сравнению с распылом свободной струи в сносящем потоке.

Эмиссионные характеристики камер сгорания энергетических установок во многом определяются качеством распыливания топлива форсунками. Улучшение смешения топлива с воздухом может уменьшить эмиссию NO_x , увеличить эффективность работы камеры сгорания, уменьшить размер камеры сгорания, уменьшить неустойчивость горения и увеличить сроки эксплуатации двигателей.

Чем меньше размеры капель, тем меньше время их испарения, так как возрастает суммарная поверхность капель, что ускоряет теплопередачу. Однако, с другой стороны, капли очень маленьких размеров следуют за потоком. В результате может уменьшиться проникновение распыленных капель в поток газа, что затруднит получение однородной топливно-воздушная смеси. Основываясь на теоретических вычислениях и экспериментальных работах, различные исследователи рекомендуют оптимальные значения среднего заутеровского диаметра SMD 15-25 мкм.

Кроме среднего диаметра, также важен максимальный размер капель. Крупные капли уменьшают распыление и увеличивают проникновение топлива, вызывая орошение стенок камеры сгорания. Чтобы проиллюстрировать эффект размера капель, легко вычислить, что капля с диаметром 40 мкм имеет топливную массу в восемь раз превосходящую массу 20 мкм капель и к тому времени, когда 20 мкм капли полностью испарятся, большая капля будет все еще иметь диаметр ~ 38 мкм.

Поэтому важно не только создание фронтальных устройств, обеспечивающих необходимые параметры топливо-воздушной смеси, но и иметь средства контроля как осредненных по времени распределений концентраций и размеров капель, так и их пульсационных значений в каждой точке горючей смеси.

Наиболее современным и информативным методом определения этих параметров в настоящее время является метод, основанный на флуоресценции возбуждаемого лазером флуоресцирующего красителя, добавляемого в жидкость. Этот метод в основном применялся для определения осредненных величин концентрации. В данной работе флуоресцентный метод использован для получения как средних по времени концентраций капель керосина в факеле распыла, так и для вычисления пульсаций концентрации. Для создания лазерной плоскости использован импульсный лазер ИТО «Лагран» на длине волны 447,1 нм при частоте повторения импульсов до 25 Гц и длительностью 40 нс. Энергия в импульсе равнялась 8 мДж. Размеры прямоугольного пучка составляли 2 x 4 мм на расстоянии 100 мм от лазера, его расходимость - 1,5 x 4 мрд. Лазерная плоскость формировалась с помощью цилиндрических и сферической линз с фокусированием луча в изучаемой части потока. Длина перетяжки составляла около 50 мм. Лазерная плоскость, пройдя через продольное (x, y) или поперечное (горизонтальное) (x, z) сечение факела распыленного топлива, подкрашенно-

го флуоресцирующей присадкой оксихинолина, частично рассеивается на каплях (Ми-рассеяние), при этом синий свет с длиной волны $\lambda = 447,1$ нм возбуждает флуоресценцию в зеленом диапазоне спектра длин волн. Цветное изображение сечения топливного факела лазерной плоскостью регистрируется за один или несколько импульсов света цифровой фото- или видеокамерой, оптическая ось которой направлена под углом к лазерной плоскости. Таким образом, в каждой точке изображения сечения факела лазерной плоскостью регистрируются интенсивности флуоресценции I_F и вертикально поляризованная компонента Ми-рассеянного на каплях света I_S по отношению к плоскости рассеяния (измерения). Информация с видеокамеры подается на ЭВМ. В представленной работе регистрация интенсивностей I_F и I_S производилась под углом 30° к горизонтальной лазерной плоскости. Согласно [1] оптимальная величина концентрации флуоресцирующей добавки около 20 ppm.

Величины $D_{32} = K \langle D^3 \rangle / \langle D^2 \rangle$ при $D_{32} > 10$ мкм вычисляются из уравнений для интенсивностей рассеянного света

$$I_S(x, z) = a \langle D^2 \rangle N I_0 = a C_S I_0,$$

$$I_F(x, z) = b \langle D^3 \rangle N I_0 = b C_V I_0,$$

где N - концентрация капель; a и b - константы, определяемые экспериментально; I_0 - интенсивность падающего света; C_S и C_V - поверхностная и объемная концентрации аэрозоля; x, z - координаты каждой точки поперечного сечения факела. Отсюда выражения для среднего заутеровского диаметра D_{32} капель и C_V имеют вид:

$$D_{32} \sim I_F / I_S, \quad C_V \sim I_F.$$

Для калибровки метода одновременно проведены измерения размеров и концентрации капель в факеле распыла хорошо исследованной (эталонной) пневматической форсунки методом рассеяния на малые углы и методом флуоресценции. Для получения распределений по радиусу концентрации и размеров капель проведено преобразование Абеля распределений по хордам концентрации и размеров, полученных методом рассеяния на малые углы. По средним по всему поперечному сечению факела величинам концентрации и размерам капель были определены значения констант в выше приведенных формулах. Эти значения использовались в дальнейшем при проведении данных исследований. На рис. 1 приведены результаты такой обработки для распределений концентраций по радиусу (R) факела центробежной форсунки. Аналогичные распределения размеров

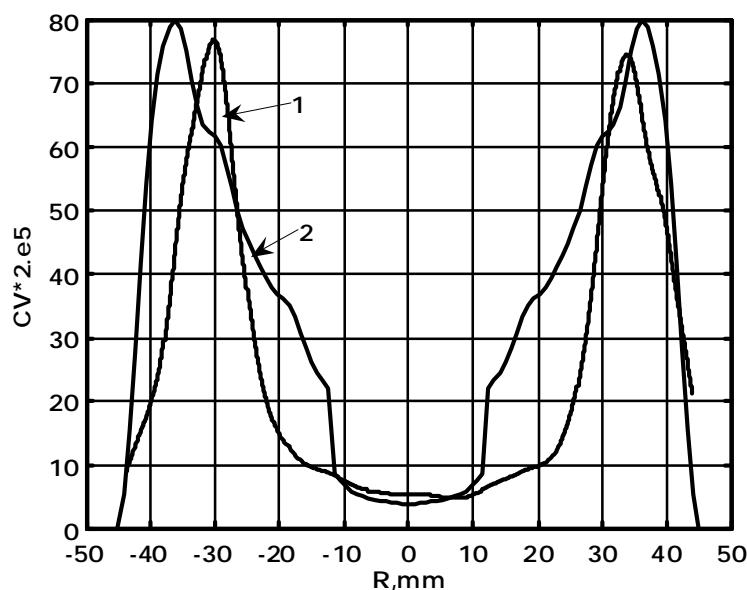


Рис.1. Распределение по радиусу факела центробежной форсунки концентрации капель воды на расстоянии $Y=40$ мм, $DP = 8$ бар, 1-метод флуоресценции, 2-метод рассеяния на малые углы

капель приведены на рис. 2. Распределения, полученные двумя методами измерений, удовлетворительно согласованы за исключением области больших градиентов концентрации в центральной части факела. Это расхождение возможно связано с ошибками, возникающими при преобразовании Абеля экспериментальных данных, представляющих недостаточно гладкие функции.

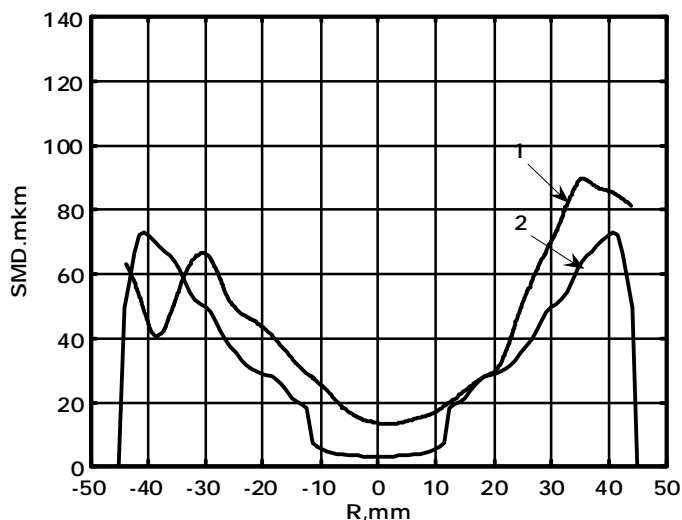


Рис. 2. Распределение по радиусу факела центробежной форсунки диаметров капель воды на расстоянии $Y = 40$ мм, $DP = 8,0$ бар, 1 - метод флуоресценции, 2 - метод рассеяния на малые углы

Для определения пульсаций концентрации при постоянных параметрах режима течения (отклонение в расходах топлива и воздуха составляло менее 1 %) проводилась многократная съемка факела распыла. Для исключения изменений концентрации, связанных с колебаниями оси факела, в каждом изображении находился центр масс и по нему определялся центр факела. После вычисления центра факела находились его границы. Для всех изображений для данного сечения факела граница бралась постоянной и равной максимальной из всех рассматриваемых изображений. Затем определялось среднее значение распределения концентрации и вычислялось среднеквадратичное отклонение от среднего значения.

Изложенный метод определения характеристик топливо-воздушного факела приме-

нен авторами для исследования распыла с кромки пластины, помещенной в поток сносящего воздуха. На рис. 3 приведена фотография струи топлива натекающего на пластину, помещенную в плоский канал, в потоке воздуха. Три стенки канала выполнены из стекла. Параллельно четвертой стенке установлена прозрачная пластина, с которой стекает топливная пленка, образуемая при соударении струи топлива с пластиной. Разрушение пленки наблюдалось и фотографировалось за пластиной и на выходе из канала. Основное внимание в данной работе уделено распределениям концентрации капель за пластиной и ее пульсациям по пространству и времени.

В качестве распыливающего устройства использовалась форсунка типа Нукиямы Танака, наклоненная под углом 35° к продольной оси канала. Внутренний диаметр трубки для подачи топлива равнялся 1 мм. Топливо при перепаде давления на форсунке $\Delta P_\phi = 340$ кПа подавалось со скоростью 18 м/с в сносящий поток воздуха, имеющий скорость 53 м/с. На рис. 4 показаны распределения средних относительных значений концентрации в направлении x на расстоянии $y_0 = 22$ мм от края пластины. Эти распределе-

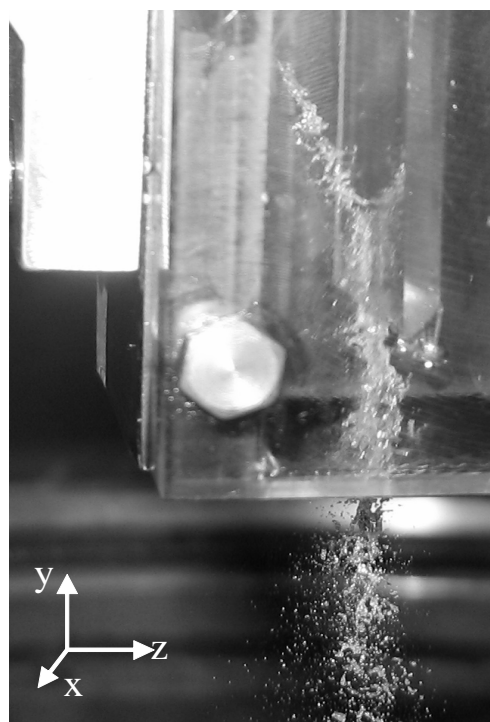


Рис. 3. Струя топлива в плоском канале в сносящем потоке воздуха

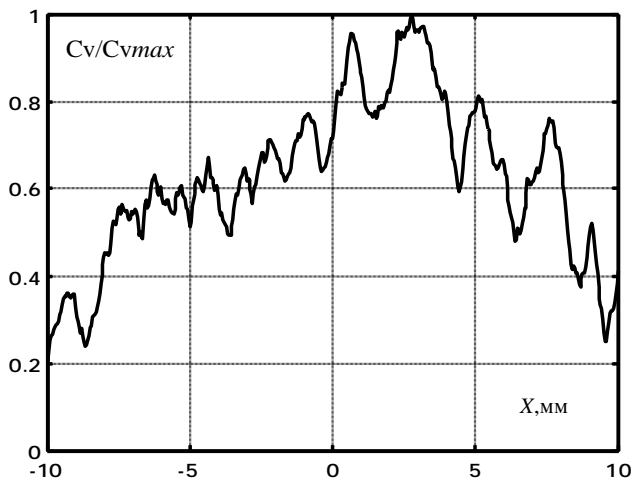


Рис. 4. Распределение осредненной концентрации в продольном направлении

ния получены из значений средних концентраций топлива в плоскости (x, z) путем осреднения вдоль оси z . Точка $(x = 0, z = 0)$ соответствует координате центра струи в месте ее соприкосновения с пластиной. Из приведенных на рис. 4 распределений относительной концентрации видно, что при взаимодействии с поверхностью из-за неустойчивости течения вдоль пластины образуется периодическая структура концентрации капель. Аналогично ведут и распределения пульсаций концентрации (рис. 5). Распределение осредненной вдоль оси x концентрации в поперечном направлении z гладкое с максимумом вблизи поверхности пластины (рис. 6). Максимальное значение пульсаций концентрации (рис. 7) не превышало 14 %,

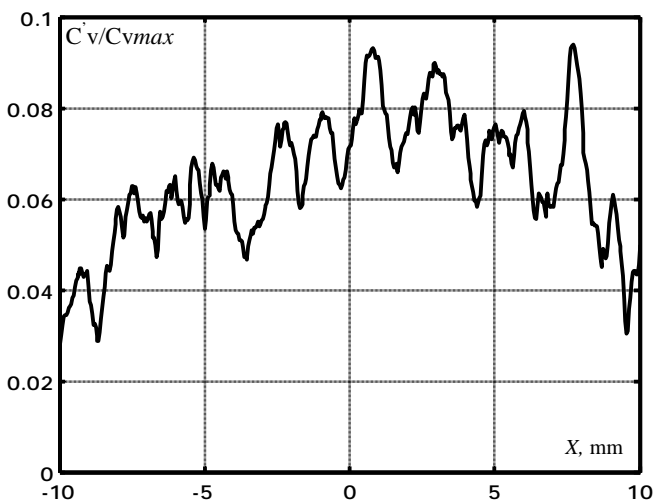


Рис. 5. Распределение пульсационной составляющей концентрации в продольном направлении

что меньше, чем пульсации концентрации топлива в факеле центробежной форсунки [2]. Максимальная концентрация в рассматриваемых экспериментах $C_{vmax} = 5,1 \times 10^{-4}$. Распределения размеров капель в поперечном направлении представлено на рис. 8. Наиболее крупные капли наблюдались в центральной области следа за распыливающей пластинкой. Уменьшение размера капель на гра-

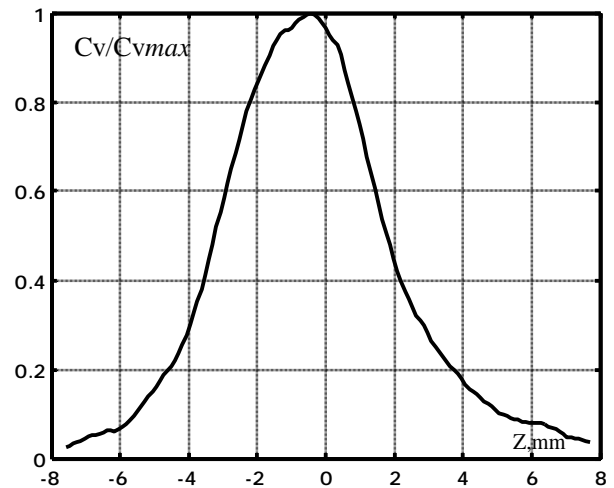


Рис. 6. Распределение осредненной концентрации в поперечном направлении

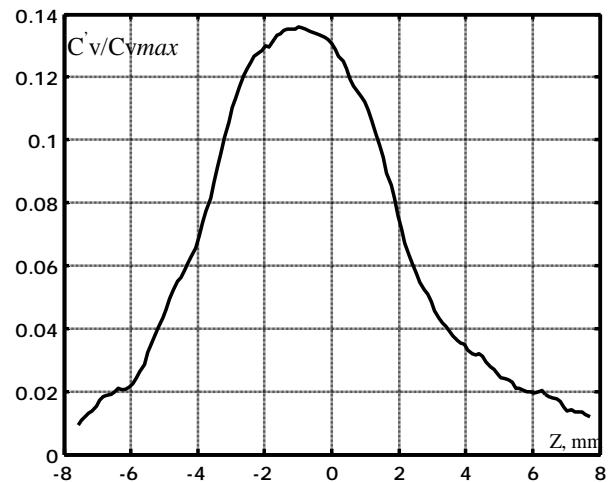


Рис. 7. Распределение пульсационной составляющей концентрации в поперечном направлении

нице факела связано с вторичным дроблением капель в потоке воздуха. Приведенные выше результаты относятся к распыливанию струи топлива, выходящей из сопла без спутного потока воздуха. При подаче соосного топлива воздуха со скоростью 74 м/с (7 % от расхода топлива) характеристики факела распыла за пластинкой меняются. Спутный воз-

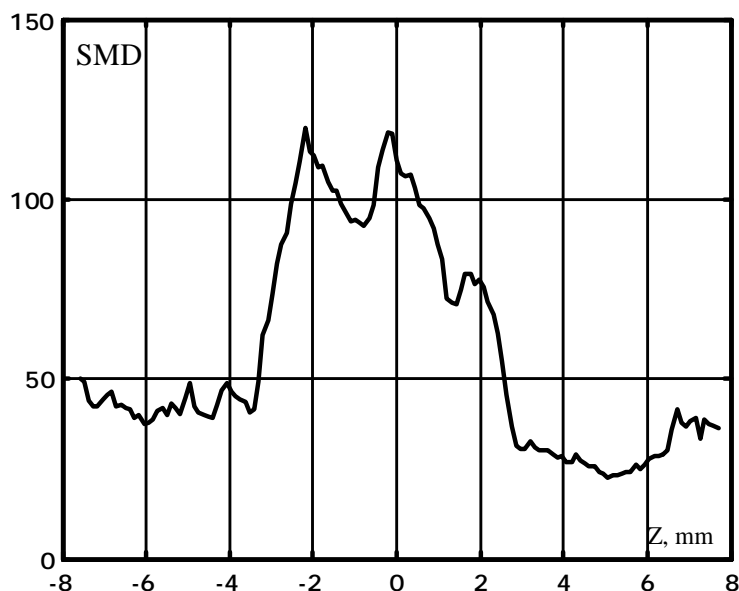


Рис. 8. Распределение размеров капель в поперечном направлении

дух разрушает периодическую структуру концентрации топлива вдоль пластины. В распределение концентрации (рис. 9) вблизи точки удара струи о пластину появляется ярко выраженный минимум (40 % от максимального значения концентрации). Как заметил Вейс [3], когда распыливающий воздух, сосный со струей топлива, взаимодействует со стенкой, образуется застойная зона. Струя отклоняется от ее первоначального направления и растекается в радиальных направлениях вдоль поверхности стенки. Одновременно происходит и уменьшение пульсаций концентрации приблизительно на 15 %. Спутный

воздух также приводит к сужению факела в поперечном направлении (z). Увеличение скорости движения пленки вдоль пластины приводит к ее утончению, что в свою очередь вызывает уменьшение размеров капель за пластиной на 30 %.

Заключение. Использование предложенного метода диагностики параметров топливоздушного факела, позволяет находить пространственные и временные неоднородности концентраций капель и их размеры в реальных фронтных устройствах. Проведенное исследование распыливания топлива с пластины показало возможность применения

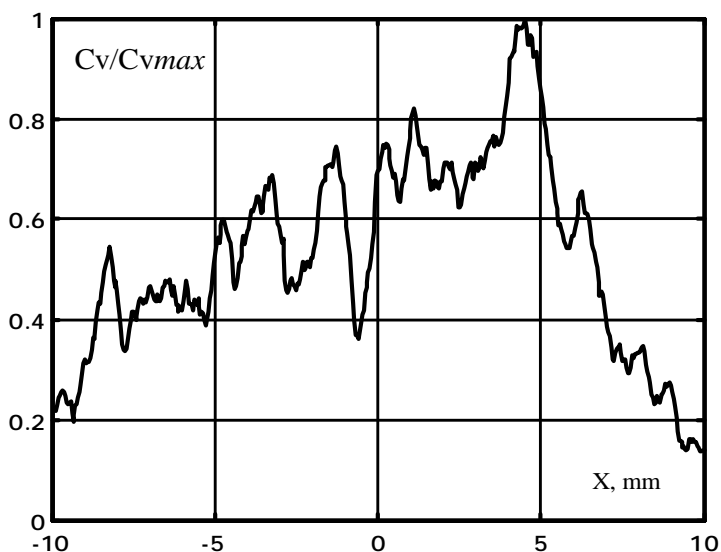


Рис. 9. Распределение осредненной концентрации в продольном направлении при подаче сосного воздуха в форсунку

этого устройства в энергетических установках для улучшения факела распыла по сравнению со свободной струей в сносящем потоке.

Благодарности. Работа поддержана Российским фондом фундаментальных исследований, проект № 05-08-17942, №07-08-00573.

Список литературы

1. Le Gal P., Farrugia N., Greenhalgh D. A.: Laser Sheet Dropsizing of Dense Sprays, «Optics & Laser Technology», 1999, 31, p.75-83.

2. А. Ю. Васильев, А. И. Майорова, А. А. Свириденков, В. И. Ягодкин. Проектирование и экспериментальное исследование форсуночных модулей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева. – 2006. - № 2. - Ч.2. - С. 131-135.

3. C. Weiss. The liquid deposition fraction of sprays impinging vertical walls and flowing films, International Journal of Multiphase Flow, 2005, Vol. 31, pp. 115-140.

DIAGNOSTICS OF QUALITY MIXING IN SPRAY OF THE FUEL NOZZLES BY OPTICAL METHODS

© 2007 A. Yu. Vasiliev, A. A. Sviridenkov, V. I. Yagodkin

Central Institute of Aviation Motors, Moscow

Use of the offered method of diagnostics of parameters air-fuel spray allows finding spatial and time heterogeneity of concentration of drops and their sizes in real front devices. Carried out research atomization fuel from a plate has shown an opportunity of application of this device in engines for improvement of a spray in comparison with atomization of free jet in a cross flow stream.

СРАВНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ФОРСУНОК, РАБОТАЮЩИХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

© 2007 А. Ю. Васильев

Центральный институт авиационного моторостроения, Москва

В работе приведена обобщенная классификация форсуночных устройств. Разработана классификация устройств с использованием энергии воздушного потока для распыла топлива. Дано общее описание принципов работы форсунок относящихся к каждой отдельной группе. Проведен сравнительный анализ устройств по мелкости распыливания от отношения расходов воздуха и топлива, перепада давления воздуха и безразмерного коэффициента K .

К настоящему времени в газотурбинных двигателях используется или предполагается использовать огромное количество разнообразных форсуночных устройств, отличающихся не только конструкцией, но и принципами, на которых основана система распыла топлива. Для упрощения выбора типа требуемого форсуночного устройства в каждом конкретном случае необходимо разработать их классификацию. Основным пунктом требований, предъявляемых к форсуночным устройствам, является хорошее распыливание

топлива, следовательно, наиболее логичным будет классифицировать устройства по типу превращения подаваемого объема топлива в ансамбль капель топливовоздушного факела, т. е. по типу распыливания. Тип распыливания наиболее просто разделить по основной энергии, затрачиваемой на распыл жидкости, т. е. использовать для классификации так называемый энергетический подход [1-3]. Схема общей классификации форсунок и их разделение по 3 основным и 3 промежуточным (комбинированным) группам приведена на рис. 1.



Рис. 1. Общая классификация распыливающих устройств

Гидравлическое распыливание – процесс, при котором на распад формы жидкости расходуется энергия самой жидкой формы (собственные колебания струи, потеря устойчивости пленкой).

Механическое распыливание - процесс, при котором распад формы жидкости происходит под действием внешних, не аэродинамических, сил (акустические резонаторы, электрические поля, механическое воздействие движущихся частей форсунки).

Пневматическое распыливание – процесс, при котором на распад формы жидкости расходуется энергия подводимого в форсунку воздуха от основного компрессора двигателя (распыливание форм жидкости потоками воздуха).

Комбинированное механическо-гидравлическое распыливание – процесс, при котором в распаде формы жидкости принимает участие не только энергия самой жидкой формы, но и пассивного внешнего источника (распыл с поверхности).

Комбинированное механическо-пневматическое распыливание – процесс, при ко-

тором в распаде формы жидкости принимает участие не только энергия подводимого в форсунку воздуха от основного компрессора, но и внешнего источника, включая воздух большего давления, чем располагаемый в двигателе (ударно-пневматическая форсунка, форсунки с эмульсированием, форсунки с подводом воздуха от внешнего источника).

Комбинированное гидравлическо-пневматическое распыливание – процесс, при котором в распаде формы жидкости принимает участие как энергия самой жидкой формы, так и энергия подводимого в форсунку воздуха от основного компрессора (комбинированные центробежно-пневматические форсунки).

Классификация форсунок справедлива лишь для одинаковых «идеальных» условий, например, работа форсунки в незамкнутом пространстве в неподвижной газовой среде. Иначе, например при работе в камере сгорания центробежной форсунки, пленка топлива может не успевать распасться самостоятельно, а будет разрушена высокоскоростным потоком воздуха. То есть центробежная фор-

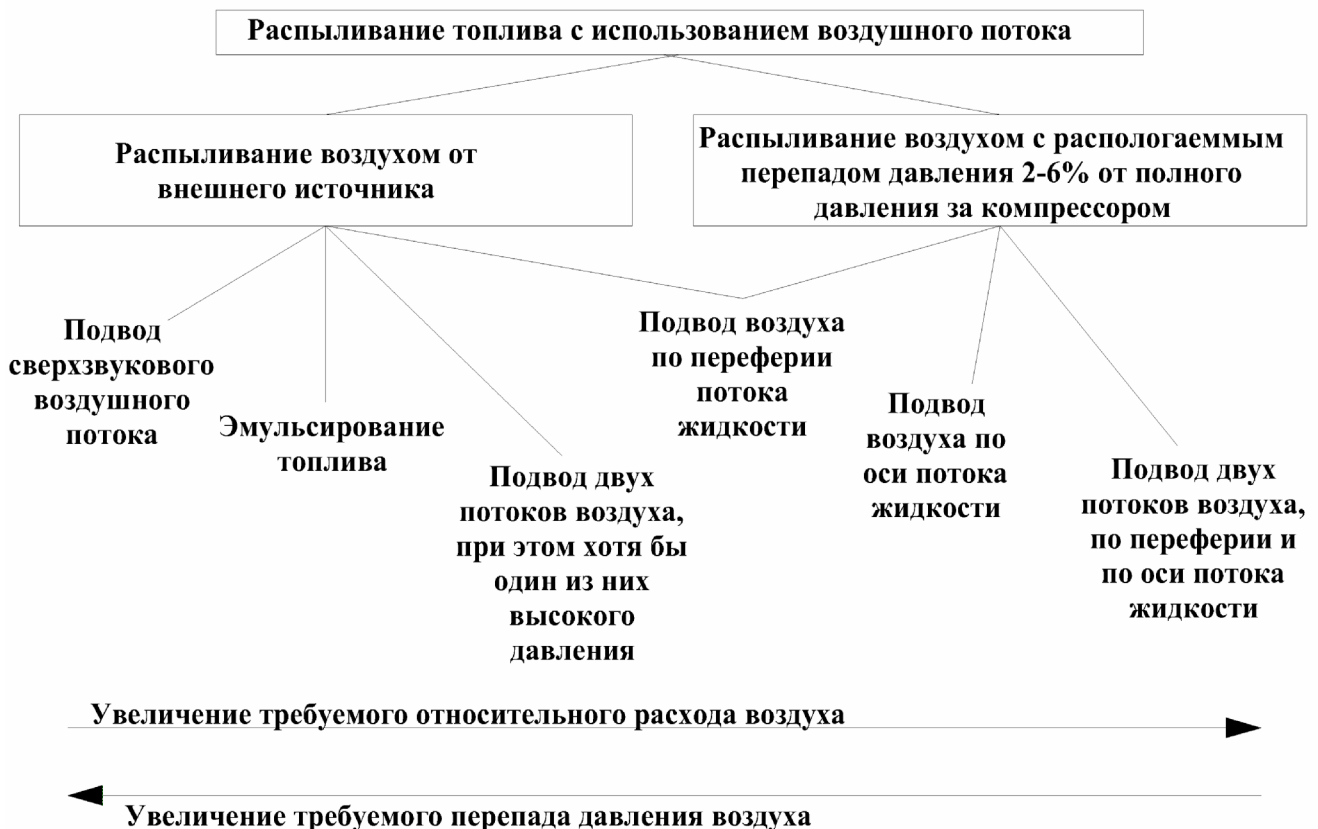


Рис. 2. Классификация форсуночных устройств с использованием энергии воздушного потока для распыла топлива

сунка переместилась бы по классификации из группы гидравлического распыла топлива до группы пневматического распыла.

На рисунке 2 приведена классификация форсуночных устройств с использованием энергии воздушного потока для распыла топлива, т.к. появившееся в последние годы огромное количество конструкций форсунок с пневматическим распылом также требует классификации хотя бы для более полного понимания принципов их работы. Классификация распыливающих устройств разработана по месту подвода воздушного потока. Такие системы распыливания топлива делятся на устройства с использованием вспомогательного воздуха, подаваемого от внешнего источника (баллон или дополнительный компрессор), и устройства, работающие с имеющимся перепадом давления воздуха, нагнетающимся основным компрессором газотурбинного двигателя.

Ряд устройств с использованием вспомогательного воздуха начинается с форсунок с подачей сверхзвукового воздушного потока или так называемых акустических распылителей. Для получения требуемых характеристик по мелкости распыливания им достаточно небольшого относительного (к топливу) расхода воздуха с большим перепадом давления. Струя или пленка жидкости подвергается воздействию ультразвуковых колебаний воздуха, создаваемых генератором, и распадается на капли. Ультразвуковые распылители используются в основном в медицине, в технологических агрегатах.

Следующей группой в ряду устройств с использованием вспомогательного воздуха стоят так называемые в литературе форсунки с эмульгированием или барботированием топлива. В этом типе форсунок потоки воздуха и топлива смешиваются непосредственно в каналах форсунки до прохождения смеси сопла. Как показано в работе [4], в зависимости от отношения расходов поток топлива может приобретать структуру аэрозоля, вытесняться на стенку или, заполняя весь объем, содержать в себе воздушные пузыри. На выходе из форсунки вследствие резкого падения давления объем газовой фазы также резко увеличивается, разрывая окружающую

его жидкую фазу на мелкие капли. К недостаткам можно отнести повышенную склонность к возникновению пульсаций концентраций и необходимость высокого давления подачи эмульгирующего воздуха. К достоинствам можно отнести возможность получения сверхмелких диаметров капель. В работе [5] описана шестиструйная форсунка для МГТД с подводом воздуха высокого давления в топливный коллектор и обдувочным воздухом под экран (рис. 3а). На рис. 3б показана пневматическая форсунка с эмульсированием в каналах топливного шнека вблизи сопла и внешним закрученным потоком воздуха [6].

Следующей группой в ряду устройств с использованием вспомогательного воздуха стоят форсунки с подводом двух потоков, периферийного и осевого; при этом хотя бы один из потоков - высокого давления. Форсунки с подводом воздуха от внешнего источника могут быть различных схем, сходных со схемами пневматических форсунок. Низконапорная, по топливу, форсунка описана в работе [7]. На рис. 3в представлена ее схема.

Группа форсунок с подводом воздуха по периферии потока топлива является переходной между рядом устройств с использованием вспомогательного воздуха и рядом форсунок пневматической схемы. Это означает, что для экстремальных условий работы при низких температурах или для распыливания вязких топлив может быть создана форсунка этого типа, работающая либо при постоянной подаче вспомогательного воздуха, либо при кратковременном ее включении с последующей работой от располагаемого перепада давления воздуха. А для обычных условий эксплуатации может быть создана форсунка, работающая постоянно от располагаемого перепада давления воздуха. И эти форсунки могут иметь одинаковую конструкцию. На рис. 4ж представлена схема такой форсунки.

Форсунки с подводом воздуха по оси потока топлива могут распыливать лишь объемную форму жидкости - кольцевую пленку, сформированную закручивающим аппаратом. Вообще такие форсунки в основном используются совместно с внешним завихри-

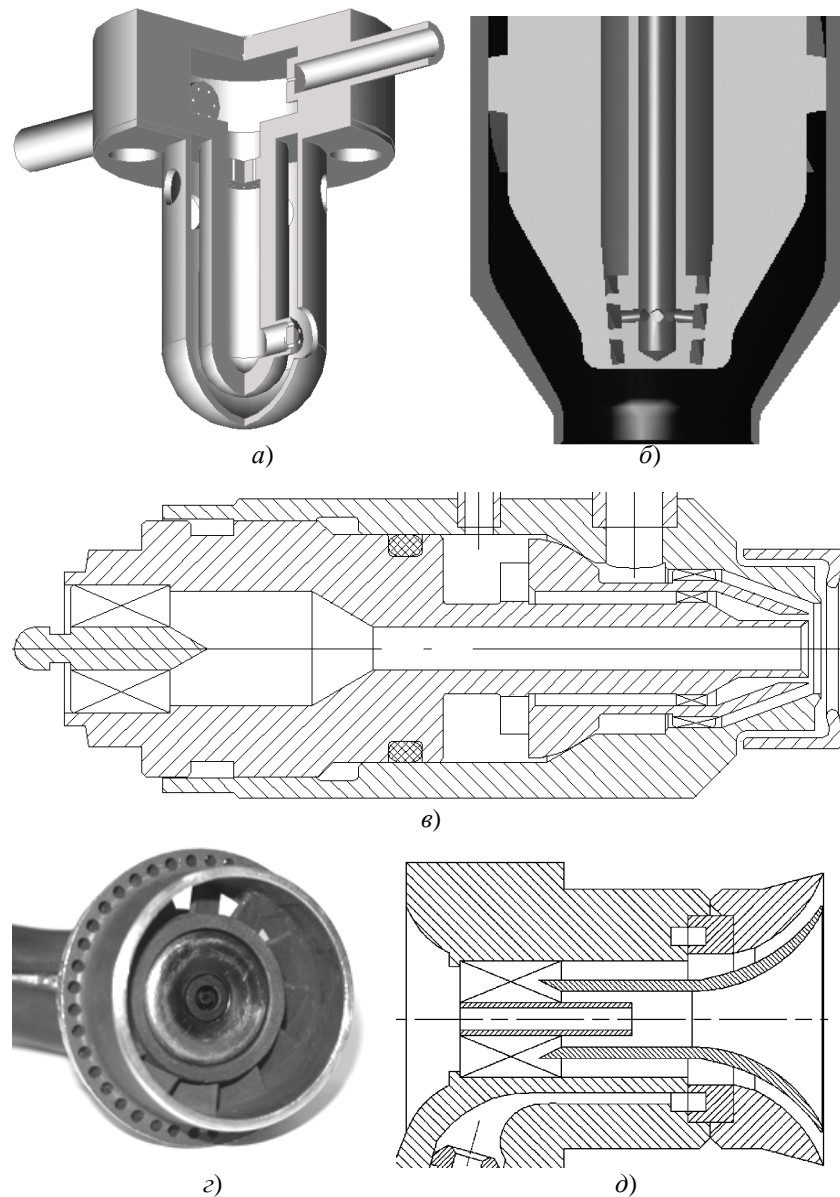


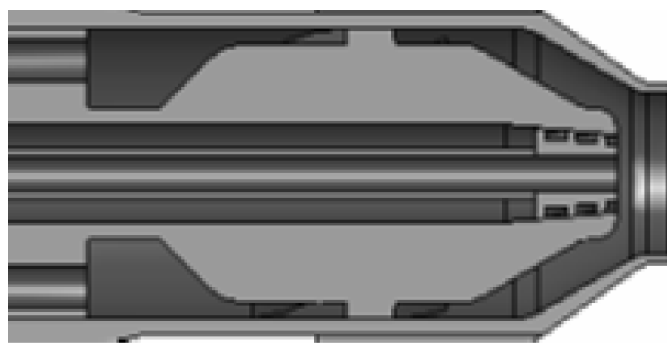
Рис. 3. Схемы исследованных форсуночных устройств

телем, потому что без внешнего ограничивающего потока высокоскоростной центральной поток отражал бы часть капель топлива на периферию, в районе кромки сопла. В работе [8] приводятся данные по модификации форсунки типа ПС-90 и ее внешнего завихрителя (рис. 3г) с целью уменьшения давления подачи топлива и улучшения дисперсных характеристик факела. Форсунка такого же типа показана на рис. 3д, проведены ее испытания как с внешним завихрителем, так и автономно.

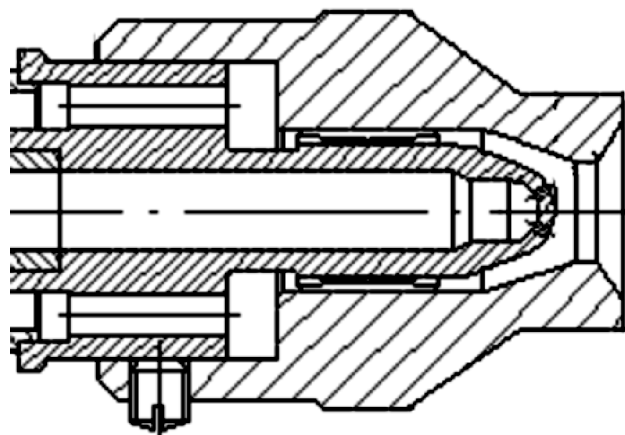
Форсунки с подводом двух потоков воздуха по периферии и по оси потока жидкости наиболее применимы в камерах сгорания

газотурбинных двигателей. Описанная в работе [9] форсунка с закруткой периферийного потока воздуха и протоком по оси факела, показанная на рис. 4е, относится к такому типу устройств. Принципы работы данной форсунки отличаются от других устройств тем, что центральный поток воздуха (на режимах запуска и малого газа) служит лишь для поддержания заданного направления топливной пленки и практически не участвует в распыливании.

При выборе типа пневматического распыливающего устройства зачастую возникают ограничения, связанные либо с недостатком массового расхода воздуха, выделенного



е)



ж)

Рис. 4. Схемы форсуночных устройств, разработанных в ЦИАМ

на распыл топлива, либо с низким перепадом давления воздуха на фронтном устройстве (особенно на режиме запуска). Приведенные на рис. 5-7 графики помогут в выборе типа устройства для конкретных параметров разрабатываемого или модернизируемого двигателя. Буквенная маркировка кривых на рис. 5-7 соответствует позициям на рисунках 3-4. Эксперименты выполнены при атмосферном давлении на керосине марки ТС-1.

На рис. 5 приведено сравнение экспериментально полученной мелкости капель различных распыливающих устройств с использованием воздушного потока в зависимости от величины отношения расходов воздуха к топливу (AAFR). На рис. 6 приведено аналогичное сравнение в зависимости от максимальной (для двух потоков) величины перепада воздуха. Видно, что кривая «б», соответствующая эмульсионно-пневматической форсунке, позволяет получить мелкие капли

(12 мкм) при минимальном соотношении расходов воздуха и топлива (0,375), но для этого необходимо использовать большой перепад по воздуху (430 кПа). Эмульсионная форсунка, разработанная ранее, - кривая «а» - позволяет получить сверхмелкие размеры капель (10 мкм), но при большем отношении расходов (0,9) и достаточно большом перепаде (270 кПа). Основная пневматическая форсунка – кривая «ж» - также работает при минимальных отношениях AAFR, но не позволяет достичь требуемой мелкости капель в 20 мкм даже при больших перепадах давления по воздуху (50 кПа). Пневматическая форсунка с центральным протоком воздуха – кривая «е» - позволяет получить хорошую мелкость капель (20 мкм) при 25 кПа перепада и 13 мкм при 35 кПа, при AAFR 0,45-0,55. Форсунка с подводом воздуха от внешнего источника в один из каналов – кривая «в» - позволяет получить удовлетвори-

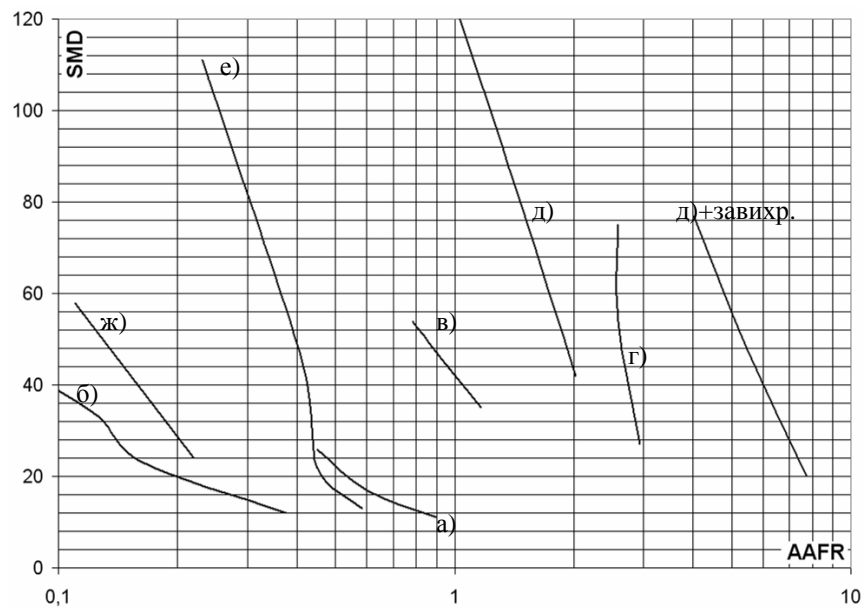


Рис. 5. Зависимость мелкости аэрозолей, генерируемых различными форсуночными устройствами, от отношения расходов воздуха к топливу

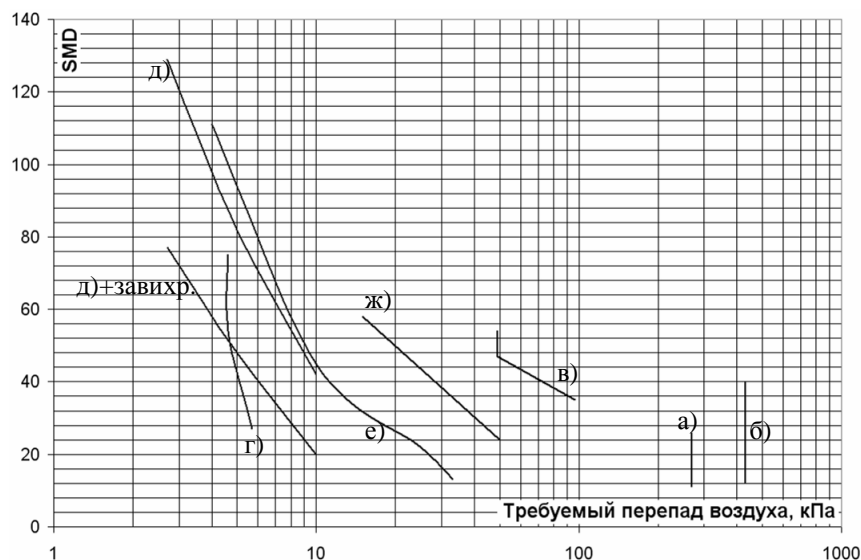


Рис. 6. Зависимость мелкости аэрозолей, генерируемых различными форсуночными устройствами, от максимального (для двух потоков) перепада давления воздуха

ную мелкость (порядка 40 мкм) при средних перепадах давления. Кривая для форсунки «д» даже при значительных отношениях AAFR немного не достигает значения в 40 мкм, но для этого форсунке требуется минимальный перепад. При работе совместно с внешним завихрителем происходит додробливание капель топлива, что позволяет еще более снизить необходимый перепад для достижения уровня в 20 мкм. Однако доработанная форсунка типа ПС-90 (кривая «г»)

позволяет получить лучшие результаты по сравнению с кривой «д+завихритель».

В работе [10] приведена зависимость SMD от безразмерного коэффициента K , позволяющая сравнивать качество распыливания различными пневматическими форсунками. Зависимость для исследуемых устройств приведена на рис. 7. Видно, что наиболее удачными получаются устройства, показанные на рис. 4.

Графики на рис. 5-6 помогают упрощать

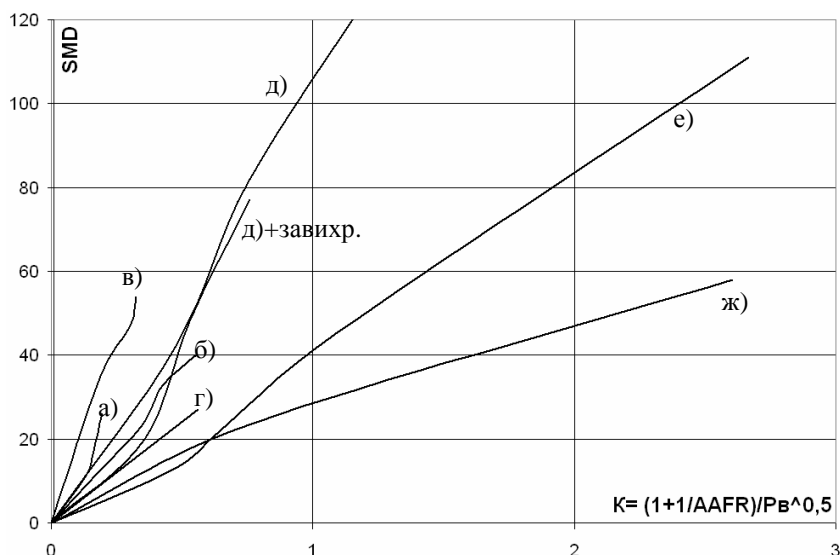


Рис. 7. Сравнение типов распыливающих устройств по качеству распыливания в соответствии с формулой, полученной в работе [10]

титель выбор типа форсунки при проектировании в зависимости от того, какими возможностями обладает двигатель: подачей большего расхода воздуха на распыл или большим перепадом на фронтальном устройстве. График на рис. 7 позволяет оценить качество разработанного и испытанного распыливающего устройства с точки зрения мелкости распыливания.

Работа поддержана Российским фондом фундаментальных исследований, проект № 07-08-00573.

Список литературы

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. – М.: МИР, 1986.
2. Бородин В. А., Дитякин Ю. Ф., Клячко Л. А., Ягодкин В. И. Распыливание жидкостей. – М.: Машиностроение, 1967.
3. Пажи Д. Г., Галустов В. С. Основы техники распыливания жидкостей. – М.: Химия, 1984.
4. Kleinstreuer C., Two-Phase Flow: Theory and Applications, New York, 2003.
5. Васильев А. Ю., Свириденков А. А., Третьяков В. В., и др. Экспериментальное определение характеристик пневматических форсунок и их сопоставление с результатами расчетов // Вестник Самарского государ-

ственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева. - №2. – 2002. - С.15-20.

6. Furletov V. I., Noil T., Rollin G., Yagodkin V. I., Vasilev A. Yu. Patent EP № 05291870.3.

7. Безменов В. Я., Ягодкин В. И. Акиншин Н. С., Васильев А. Ю. Патент РФ №2003115177 «Низконапорная форсунка и способ распыла топлива», Дата публикации: 2004.11.20.

8. Васильев А. Ю., Майорова А. И., Свириденков А. А., Ягодкин В. И. Проектирование и экспериментальное исследование форсуночных модулей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева. - 2006. - № 2(10). Часть 2. - С. 131-135.

9. Фурлетов В. И., Ягодкин В. И., и др. Проектирование и исследование форсуночного модуля со струйной аэрацией топливовоздушного факела, для малоэмиссионных камер сгорания // Сборник ЦИАМ 2001-2005. Основные результаты научно-технической деятельности. Том 1. - М.: ЦИАМ. – С. 450-454.

10. O'Shaughnessy P.J., Bideau R.J., Quingping Zheng, 1998, "Injector geometry effect in plain jet airblast atomization", ASME, 9867-445.

**COMPARISONS OF PERFORMANCES OF VARIOUS
INJECTOR TYPES USED AIR FLOW**

© 2007 A. Yu. Vasiliev

Central Institute of Aviation Motors, Moscow

Common classification of injector devices are carried out in paper. The classification of devices used air flow energy for atomization fuel is developed. The general descriptions of spraying principles for each separated group are given. Influence of the ratio of fuel-air flow rate and air pressure drop on SMD is depicted.

КАРС-ДИАГНОСТИКА ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ, РАЗРЯДОВ И ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ

© 2007 К. А. Верещагин, Д. Н. Козлов, В. В. Смирнов,
О. М. Стельмах, В. И. Фабелинский

Институт общей физики им. А. М. Прохорова РАН, г. Москва

Обсуждаются вопросы, связанные с применением нелинейно оптического метода спектроскопии рассеяния КАРС в исследованиях газовых потоков, пламен и разрядов. Показано, что с помощью этого метода невозможной локальной диагностики можно получать не только качественную, но и количественную информацию о частотах и уширениях линий в спектрах рассеяния молекулярных переходов, о функциях распределений молекул по состояниям, температурах в диапазоне 10 - 4000 К, а также о процессах распределения и передачи молекулярной энергии.

Для определения газовых параметров наряду со спектроскопическими данными молекул очень важно обладать также и информацией о сдвиге и уширении молекулярных переходов. С целью получения информации такого рода в ИОФ РАН был создан уникальный ИК-КАРС-спектрометр высокого разрешения, и впервые были одновременно записаны инфракрасные спектры поглощения и спектры когерентного антистоксова рассеяния света (КАРС). С этим спектрометром была получена обширная информация о структуре колебательно-вращательных уровней энергии многих молекул, обеспечив необходимую базу данных для количественно-

го анализа и газовой термометрии [1]. На рис. 1 показаны полностью разрешенный КАРС-спектр Q-ветви колебания ν_1 и ИК-спектр Q-ветви колебания ν_3 молекулы $^{74}\text{GeH}_4$.

При исследовании уширения спектральных линий молекулярных газов в диапазоне давлений от 0,01 до 100 атм была изучена столкновительная динамика различных молекул. Эти результаты также обеспечивают необходимое основание для правильных процедур измерения газовой плотности и температуры.

Развитые методы импульсного возбуждения и КАРС-зондирования (с временным

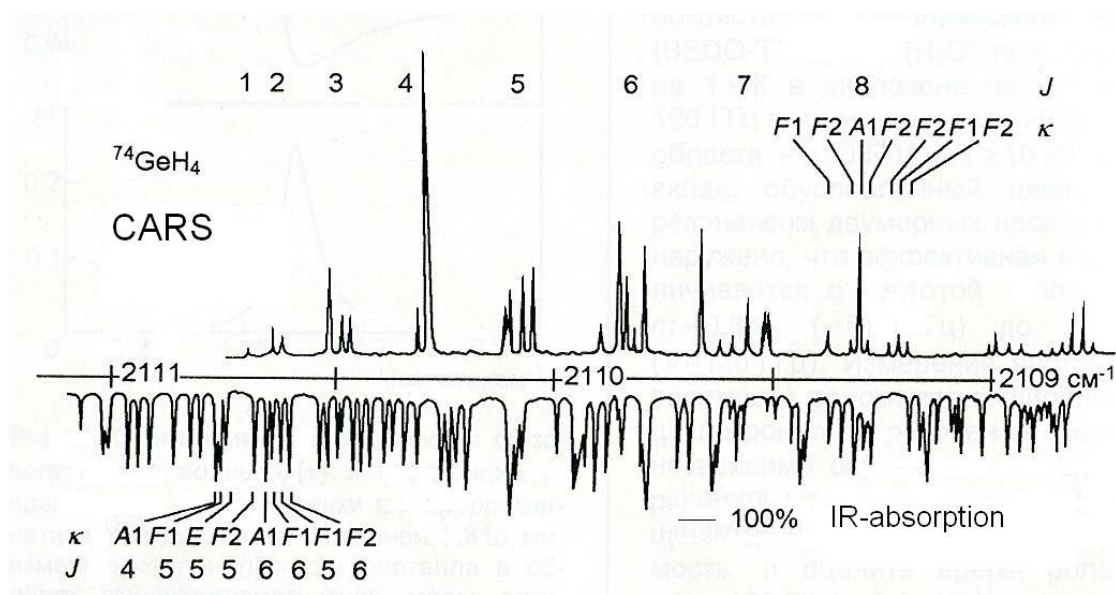


Рис. 1. Полностью разрешенный КАРС-спектр Q-ветви колебания ν_1 (верхний спектр) и ИК-спектр Q-ветви колебания ν_3 (нижний спектр) молекулы $^{74}\text{GeH}_4$

разрешением $\sim 10^{-8}$ сек) оказались очень эффективными для исследований временной эволюции распределения молекулярной энергии между внутренними (колебательной и вращательной) степенями свободы и исследований по-уровневой кинетики возбужденных молекулярных систем [2]. Так, были измерены константы скоростей столкновительного колебательно-колебательного обмена в N_2 и в SF_6 , являвшиеся (как известно из литературы), соответственно, самой низкой и самой высокой из скоростей этих процессов.

На рис. 2а,б приведены спектры колебательно-вращательных переходов молекул азота, возбужденных в разряде. Показано временное поведение функции распределения по колебательным уровням. Спектры с разрешенной вращательной структурой позволяют измерять в той же самой точке разряда вращательную функцию распределения и получить вращательную (при 100 тор равную поступательной), температуру $T = 328$ К.

Проводились совместные эксперименты с Центральным Институтом Аэрогидродинамики (ЦАГИ), в которых были выполнены диагностика сверхзвуковых газовых потоков и термометрия пламени смесей N_2 /воздух в высокотемпературной сверхзвуковой камере сгорания [3]. Изучались харак-

терные особенности сильно охлажденных (до 10 К) сверхзвуковых струй с различными значениями числа Кнудсена. При этом экспериментально наблюдалось преобразование типа потока от вращательно-неравновесного до потока с явно выраженными признаками процессов конденсации [4]. На рис. 3 показаны населенности вращательных уровней. Вращательные температуры не равны поступательной и, кроме того, различны для четных и нечетных спиновых модификаций молекул азота.

Исследовались условия смешивания газов и передача колебательного возбуждения от одного газа многокомпонентного сверхзвукового потока к другому. Для этих целей была создана полномасштабная установка, обеспечивающая смешение компонентов смеси (с предварительным возбуждением в разряде одного из газов) в дозвуковом потоке и последующее сверхзвуковое истечение. Энергия, содержащаяся во внутренних степенях свободы молекул в потоке, измерялась на основе КАРС-спектров.

На рис. 4 показана передача колебательной энергии от азота, возбужденного в разряде, к молекулам CO. В зависимости от условий смешивания газов эффективность передачи энергии была различной.

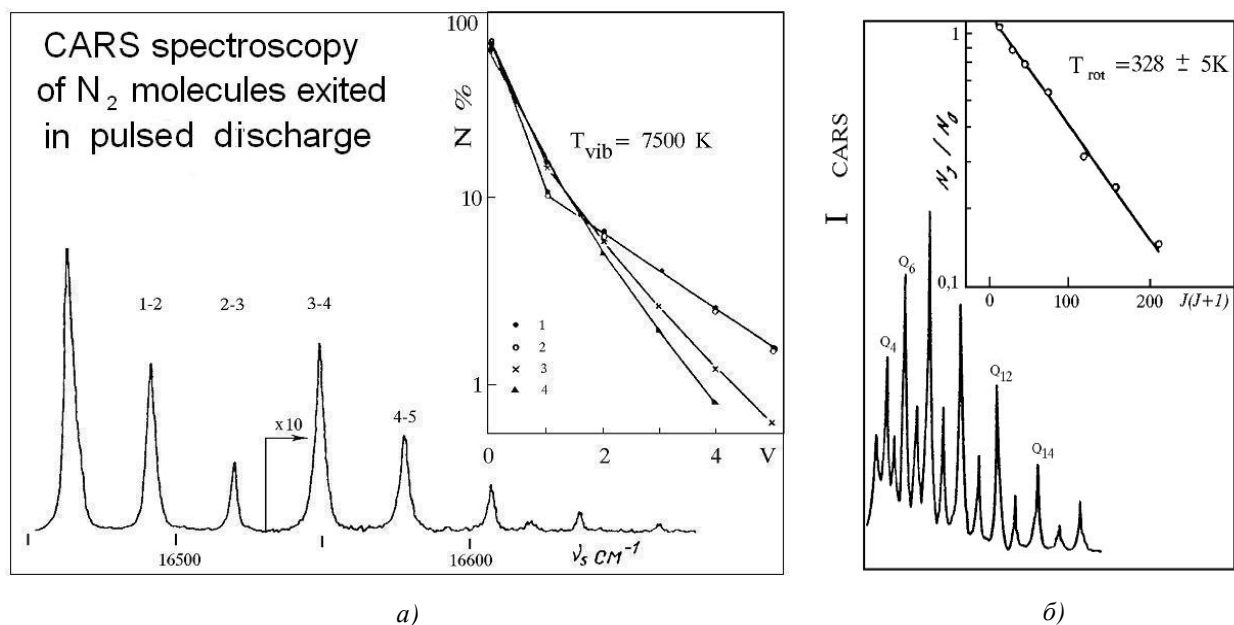


Рис. 2. Спектры колебательно-вращательных переходов молекул азота, возбужденных в разряде, и соответствующие функции распределения по колебательным (а) и вращательным (б) уровням энергии

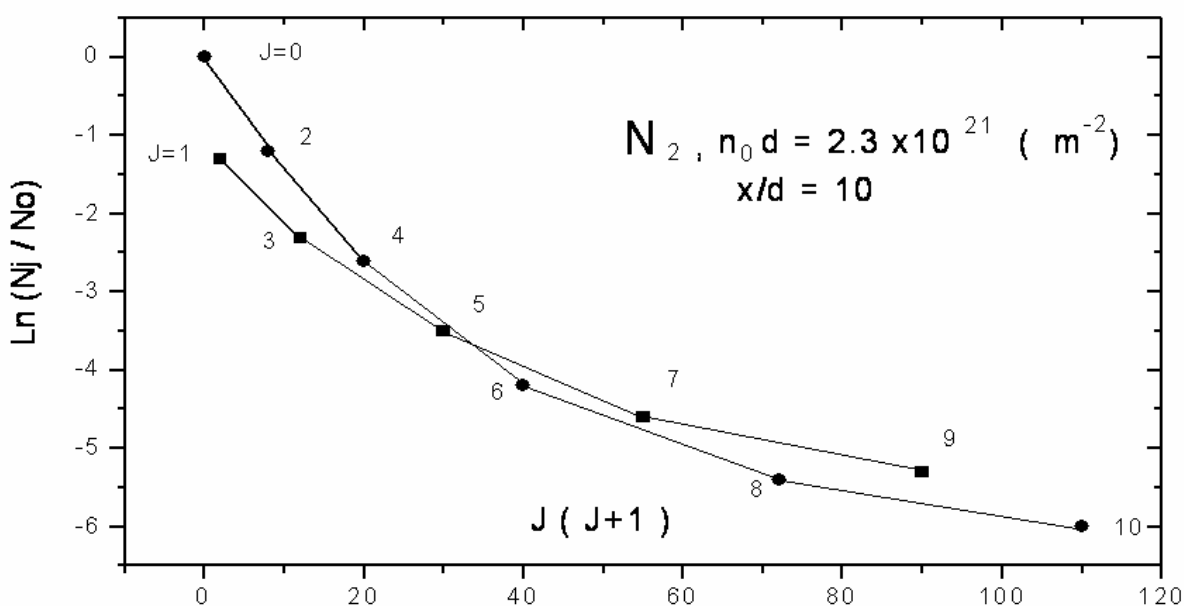


Рис. 3. Населенности вращательных уровней. Вращательные температуры не равны поступательной и, кроме того, различны для четных и нечетных спиновых модификаций молекул азота

В совместной измерительной компании ONERA (Франция), ИОФ РАН (Россия) и DLR (Германия), на стендах ONERA было промерено пространственное распределение температуры внутри камеры сгорания (жидкий O_2 /газообразный H_2) [5]. При диагностике турбулентных пламен по одной «рабочей» молекуле, в частности, по водороду, в течение теста весьма часто происходит потеря сигнала даже в одной и той же измерительной точке. Такое может случаться как за счет плохого смешения (нет водорода в точке измерения), так и за счет полного сгорания водорода (опять нет водорода в точке измерения). В первом случае в измерительном объеме не будет ни водорода, ни воды, тогда как во втором – пары воды должны присутствовать в значительном количестве. Поэтому мы применили комбинированное зондирование по двум «рабочим» молекулам сразу: горючее (водород) и продукт (вода). Одновременное КАРС-зондирование по молекулам H_2 и H_2O всегда дает информацию хотя бы по одной из молекул, и, следовательно, позволяет глубже и детальнее исследовать процессы смешения и горения. Отметим, что согласие между температурными профилями, полученными по H_2 и H_2O КАРС-спектрам (средние значения и стандартные отклонения),

было удовлетворительным, особенно в зоне, где сгорание частично закончено.

На рис. 5 представлены три КАРС-спектра молекул H_2 и H_2O , полученные последовательно в трех лазерных вспышках (10^{-8} сек) в одной и той же точке камеры сгорания, которые иллюстрируют расширенные возможности диагностики по двум «рабочим» молекулам.

На основе этих измерений были сделаны следующие заключения. Исследуемый поток был чрезвычайно турбулентным, что следует из величины флуктуаций, измеренных за одну лазерную вспышку («мгновенных») температур. Вдоль по газовому потоку стратификация значительна вблизи инжектора, но исчезает далее вниз по потоку по мере перемешивания компонентов.

Итак, представленные результаты показывают, что КАРС является мощным диагностическим инструментом. При этом успешному применению КАРС-диагностики к исследованиям технического горения должен предшествовать сбор основных молекулярных данных (как спектроскопических, так и кинетических), если для исследуемых пламен и «рабочих» молекул такие данные отсутствуют.

Исследовательская команда из ИОФ РАН обладает знаниями и опытом вкуже с

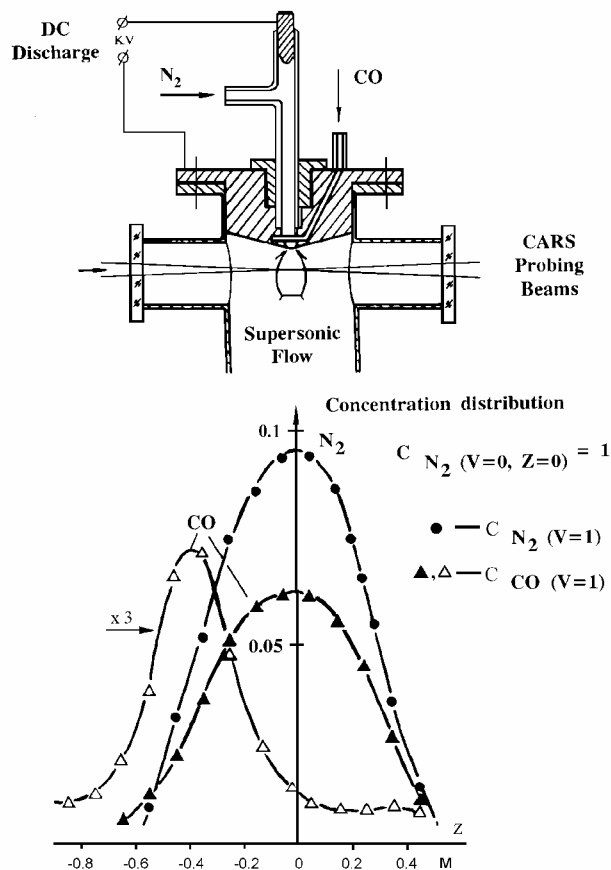


Рис. 4. К передаче колебательной энергии от азота, возбужденного в разряде, к молекулам CO

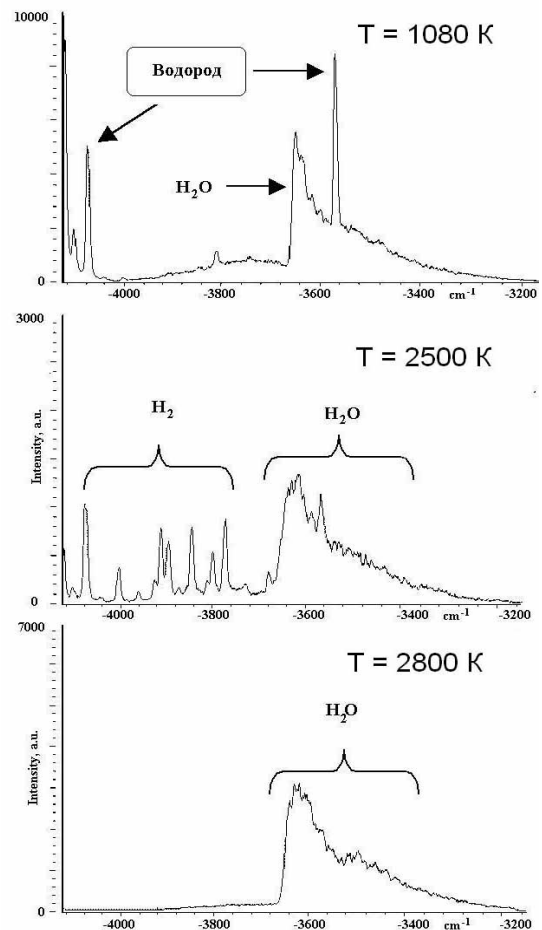


Рис. 5. КАРС-спектры молекул H_2 и H_2O , полученные последовательно в трех лазерных вспышках (10^{-8} сек) в одной и той же точке камеры сгорания

необходимым оборудованием, чтобы обеспечить КАРС-диагностику и получение качественной и количественной информации как в фундаментальных исследованиях, так и в прикладных задачах диагностики химических составов, измерения распределения населенностей и температур в разрядах, химических реакторах, газовых потоках и технических камерах сгорания.

Список литературы

1. S. Yu. Volkov, D. N. Kozlov, V. V. Smirnov. High-resolution CARS-IR spectroscopy of spherical top molecules// Coherent Raman Spectroscopy/ Ed: G. Marowsky and V. V. Smirnov, Springer-Verlag, 1992. p.129-147.
2. S. I. Valyansky, K. A. Vereschagin, A. Yu. Volkov, V. V. Smirnov and V. I. Fabelinsky. CARS measurement of intra-mode V-V exchange rate constants of nitrogen // Chem.

Phys. Letts. 1990. v. 140. N1. p. 59-64.

3. K.A.Vereschagin, V.I.Ivanov, V.A.Sabelnikov, V. V. Smirnov, O. M. Stel'makh, V. I. Fabelinsky, W. Clauss, M. Oswald. Temperature measurements by CARS in hydrogen-fuelled scramjet combustor// Aerosp.Sci.Technol. 2001. v. 5. p. 347-355.

4. A. A. Ilyukhin, R. L. Pykhov, G. Marowsky and V. V. Smirnov. Rotational temperature behaviour in superconic jet expansions of nitrogen // Appl. Phys. 2000. B70. p.127-131.

5. F. Grisch, P. Bouchardy, L. Vingert, V. V. Smirnov, O. M. Stel'makh, W. Clauss, M. Oswald. CARS Measurements at High Pressure in Cryogenic LOX/GH2 Jet Flames // Progress in Astronautics and Aeronautics/ed. V. Young, M. Habiballah, M. Popp and J. Hulka. 2004. v.200. Chap. 10. p. 369-404.

**CARS DIAGNOSTIC OF GAS FLOW, ELECTRICAL
CHARGE AND BURNING PROCESSES**

© 2007 K. A. Vereshagin, D. N. Kozlov, V. V. Smirnov, O. M. Stelmakh, V. I. Fabelinski

A.M. Prokhorov general physics institute Russian academy of sciences

It is described questions of CARS spectroscopy nonlinear optical method using in investigations of gas flows, burns and electrical charges. It is shown that the using of this local diagnostic method allows receiving not only quality information, but also quantitative data about frequencies and lines' width in diffusion specters of molecular transitions, functions of molecule condition's distribution, temperatures in range 10-4000K and about processes of molecule energy distribution and transmission.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЯВЛЕНИЯ БЕДНОГО СРЫВА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2007 Л. Ю. Гомзиков, Ю. Г. Куценко, С. Ф. Онегин

ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

Дано описание модели турбулентного горения, позволяющей смоделировать процесс дестабилизации фронта пламени. Эта модель позволяет учесть различные физико-химические процессы, которые приводят к срыву пламени. Проведено сравнение результатов расчетов с данными эксперимента для двухзонной камеры сгорания газотурбинного двигателя. Результаты расчетов показали хорошее согласование с экспериментом, тем не менее требуется дальнейшее тестирование и развитие модели.

Введение. Современные нормы по эмиссии вредных веществ привели к разработке и использованию технологии горения заранее перемешанной бедной топливовоздушной смеси в камерах сгорания газотурбинных двигателей промышленного применения. Хорошее смешение бедной смеси в камере сгорания на номинальном режиме работы уменьшает уровень эмиссии NO, но на режимах частичной нагрузки может иметь место бедный срыв пламени. Для того чтобы обеспечить безопасный режим работы газотурбинного двигателя на всех нагрузках применяются камеры сгорания с двумя зонами горения: дежурной (диффузионной) и основной (гомогенной). Принцип работы этих камер сгорания основан на использовании дежурного горелочного модуля, создающего диффузионное пламя, для того, чтобы обеспечить стабилизацию в гомогенной зоне пламени на низких режимах работы путем притока тепла. Однако при диффузионном горении расположение фронта пламени определяется смешением, пламя стабилизируется на поверхности стехиометрии, что приводит к высокой температуре горения смеси и повышает уровень эмиссии NO. Уменьшить уровень эмиссии NO можно путем уменьшения расхода топлива в дежурную зону. Однако при этом может возникнуть другая проблема, уже касающаяся зоны горения заранее перемешанной топливовоздушной смеси. В основной зоне должна быть обеспечена требуемая полнота сгорания топлива и стабилизация пламени. Следовательно, должен быть найден компромисс по распределению расходов

воздуха и топлива в дежурную и основную зоны для того, чтобы обеспечить низкий уровень эмиссии NO и полноту сгорания на всех режимах работы камеры сгорания.

Проектирование и доводка двухзонной камеры сгорания – сложный процесс, требующий большого объема экспериментальных и конструкторских работ. Этот объем можно значительно сократить с помощью использования трехмерного численного моделирования процессов в камере сгорания. Следовательно, есть необходимость в разработке математических моделей, способных описать процессы стабилизации и срыва пламени в диффузионных и гомогенных зонах горения, а также предсказать уровень эмиссии оксида азота.

Существуют два широко используемых класса моделей турбулентного горения:

1. Модели, основанные на понятии поверхностного горения во фронте пламени.
2. Модели, в рамках которых подразумевается, что процесс горения происходит в объеме топливовоздушной смеси.

Типичный представитель первого класса моделей – «флеймлет» модель, являющаяся привлекательным методом для моделирования физико-химических процессов в камере сгорания. Концепция «флеймлет» модели была разработана независимо несколькими группами исследователей: Гибсон, Либби [1, 2], Уильямс [3], Кузнецов [4], Билгер [5], Петерс [6]. В рамках этой модели процесс горения происходит в тонком слое, называемом фронтом пламени. Существуют две модификации «флеймлет» модели, описывающие

процессы поверхностного горения в диффузионном и гомогенном пламени. Одним из достоинств «флеймлет» модели является то, что она дает реалистичную информацию относительно распределения атомарного кислорода O и уровня температуры во фронте пламени, что позволяет получить хорошее согласование с данными эксперимента по уровню эмиссии NO . Но в рамках применяемых ранее постановок эта модель не может корректно описать процесс срыва пламени.

В данной работе процесс дестабилизации горения был численно исследован в рамках «флеймлет» модели с использованием модифицированных формулы Зимонта и выражения скорости распространения фронта пламени в гомогенной смеси.

Структура фронтов пламени. Как известно, в традиционных камерах сгорания ГТД процесс окисления топлива и, как следствие, выделения тепла происходит в так называемой зоне фронта пламени. Следовательно, фронт пламени является поверхностью, разделяющей свежую и сгоревшую топливовоздушную смесь. На рис. 1 представлены поле температуры и расположение фронтов в двухзонной камере сгорания. В первичную зону камеры сгорания подается топливо, формирующее диффузионный факел, через ос-

новные отверстия подается гомогенная смесь. Внутри этой камеры сгорания существуют два различных типа фронта пламени.

Первый тип – диффузионный фронт пламени. Формирование поверхности диффузионного фронта пламени определяется процессом смешения топлива и окислителя. Следовательно, возникновение и существование диффузионного фронта пламени зависит от взаимодействия процессов кинетики химических реакций и радиационного теплообмена, отвечающих за тепловой баланс пламени, а также турбулентной диффузии компонентов смеси внутри фронта пламени.

Второй тип фронта пламени – гомогенный фронт пламени. Он образуется в случае горения заранее перемешанной смеси топлива с воздухом. В этом случае возникновение фронта пламени зависит от скорости протекания химических реакций. Разрушение фронта пламени происходит при уменьшении тепловыделения из-за обеднения топливовоздушной смеси из-за разрыва его поверхности турбулентными вихрями. Очевидно, что при обеднении смеси необходим постоянный источник тепла, поддерживающий достаточно высокую скорость реакций во фронте. Этим источником является диффузионный фронт пламени, передающий тепловую энер-

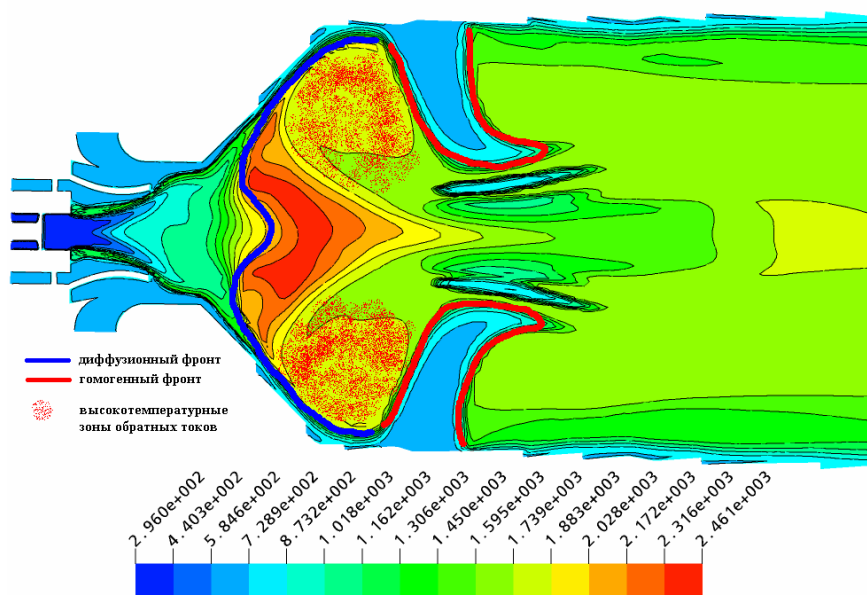


Рис. 1. Схематическое расположение фронтов пламени внутри двухзонной камеры сгорания ГТД

гию через высокотемпературные рециркуляционные зоны, существующие в рассматриваемой камере сгорания ГТД.

Математические модели. Для проведения расчетов мы использовали следующие математические модели: уравнения Навье-Стокса, *k-ε* RNG модель турбулентности, «флеймлет» модель для смешанного (диффузионного и гомогенного) режима горения. Эта модель основана на решении уравнений для массовой доли восстановленного топлива *Z*, ее вариации и степени завершенности реакции:

$$\frac{\partial(\rho \tilde{c})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \tilde{u}_j \tilde{c})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{m_i}{s_c} \frac{\partial \tilde{c}}{\partial x_j} \right) + r_u S_T |\text{grad} \tilde{c}|. \quad (1)$$

Скорость распространения фронта пламени в турбулентном потоке заранее перемешанной смеси вычисляется по формуле

$$S_T = A Gu^{r3/4} S_L^{1/2} I_u^{-1/4} I_t^{1/4}. \quad (2)$$

Скорость распространения фронта пламени в турбулентном потоке S_T пропорциональна скорости распространения фронта пламени в ламинарном потоке S_L . Для определения скорости распространения фронта пламени в ламинарном потоке обычно применяется соотношение

$$S_L = S_L(Z). \quad (3)$$

Очевидно, что это соотношение не подходит для моделирования процесса стабилизации пламени. Например, в этом случае не

возможно учесть процесс передачи тепла от высокотемпературных рециркуляционных зон для поддержания фронтов пламени.

В этой работе предложено следующее соотношение для скорости распространения фронта пламени в ламинарном потоке:

$$S_L(Z, T, C) = S_L(Z, T) Z_{\text{ог}}(Z) T_{\text{ог}}(Z, T, C) * C_{\text{ог}}(Z, C) C_{\text{ог}}(Z, C) \quad (4)$$

ZT-функция *C-функция*

и модифицированное выражение для формулы Зимонта:

$$S_T = A \underbrace{E}_{E\text{-функция}} \underbrace{F}_{F_{\text{огр}}\text{-функция}} Gu^{r3/4} S_L^{1/2} I_u^{-1/4} I_t^{1/4}. \quad (5)$$

Применение этих формул позволяет определить местоположение фронта пламени (рис. 2). В табл. 1 приведена информация по функциям, введенным для описания распространения фронта пламени и пределов его существования.

Результаты расчетов. Результаты расчетов для трех режимов, различающихся значением коэффициента избытка воздуха топливовоздушной смеси, подаваемой через основные отверстия в гомогенную зону, представлены в табл. 2. В процессе расчетов, как и в эксперименте, уменьшался расход топлива в дежурную зону, расположенную в первичной зоне камеры сгорания. Было получено хорошее согласование с данными эксперимента по коэффициенту избытка воздуха в дежурной зоне, при котором происходит срыв пламени в гомогенной зоне.

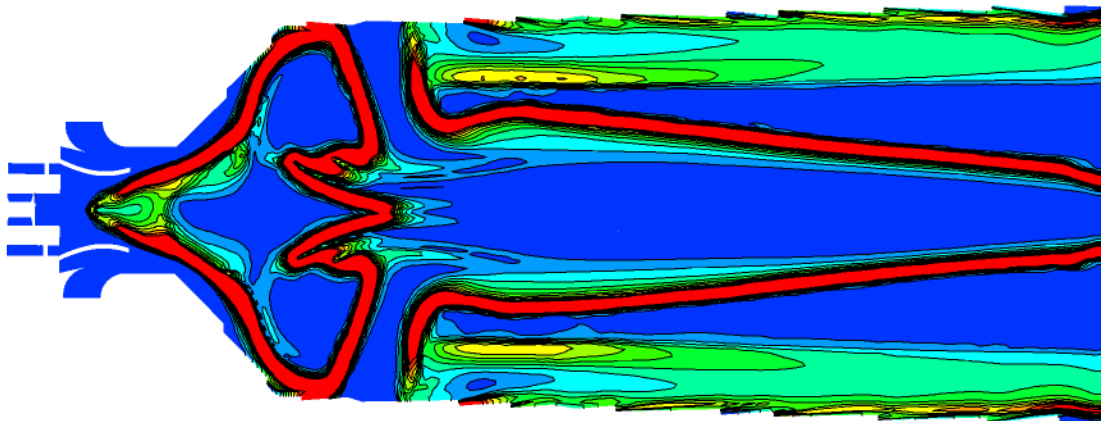


Рис. 2. Расчетное расположение поверхности фронта пламени (градиент *C*)

Таблица 1. Физический смысл функций

Функция	Член	Физический смысл
ZT	$S_L(Z, T)$	Влияние состава и температуры смеси на скорость распространения фронта пламени
	$Z_{огр}(Z)$	Пределы воспламенения смеси: концентрация топлива (богатый и бедный)
	$T_{огр}(Z, T, C)$	Пределы воспламенения смеси: температура воспламенения
C	$C_f(Z, C)$	Уменьшение скорости распространения фронта пламени вследствие присутствия продуктов сгорания
	$C_{огр}(Z, C)$	Пределы существования фронта пламени вследствие задержки воспламенения и высокой концентрации продуктов сгорания
E	$E_{огр}$	Разрушение фронта пламени вследствие влияния мелкомасштабных турбулентных вихрей

Заключение. Разработана математическая модель для моделирования явления бедного срыва пламени. Эта модель основана на принципах «флеймлет» модели горения с модифицированной формулой Зимонта для того, чтобы учесть дестабилизацию фронта пламени из-за влияния процесса турбулентности. Также предложена новая формула для расчета скорости распространения фронта пламени в ламинарном потоке. Эта формула учитывает влияние концентрационных пре-

делов воспламенения, нагрева топливовоздушной смеси, температуры воспламенения и состава частично сгоревшей смеси.

Предложенная математическая модель была применена для моделирования процесса бедного срыва в гомогенной зоне камеры сгорания газотурбинного двигателя. Результаты расчетов показали хорошее согласование с экспериментом, тем не менее требуется дальнейшее тестирование и развитие модели.

Таблица 2. Результаты расчетов

α гом. зоны	2,23	2,06	1,86
α деж. зоны, эксперимент	3,0...3,54	3,60...4,17	4,25...5,27
α деж. зоны, расчет	3,03...3,24	3,73...4,04	4,85...5,39

Список литературы

1. P. A. Libby and K. N.C. Bray. Implications of Laminar Flamelet Model in Premixed Turbulent Combustion, *Combust. Flame*, 39:33.

2. C. H. Gibson and P. A. Libby. On turbulent, flows with fast chemical reaction. Part II - the distribution of reactants and products near a reacting surface. *Combustion Science and Technology*, Vol. 6, pp. 29-35, 1972.

3. R. A. Williams. Recent advances in theoretical descriptions of turbulent diffusion flames. In S. N. B. Murthy, editor, *Turbulent*

Mixing in Nonreactive and Reactive Flows, pp. 189-208, Plenum Press, New York, 1975.

4. Yu. Ya. Buriko, V.R. Kuznetsov, D. V. Volkov, S. A. Zaitsev and A. F. Uryvsky. A test of a flamelet model for turbulent nonpremixed combustion *Combustion and Flame*, Volume 96, Issues 1-2, 1994, pp. 104-120.

5. Fletcher R. S., Heywood J. B. A model for nitric oxide emissions from aircraft gas turbine engines. – AIAA Paper № 71-123.

6. N. Peters. Laminar diffusion flamelet models in non-premixed turbulent combustion, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 1984, vol. 10, pp. 319-339.

**SIMULATION OF LEAN BLOW OUT PROCESS INSIDE
GAS TURBINE COMBUSTOR**

© 2007 L. Y. Gomzikov, Yu. G. Kutsenko, S. F. Onegin

JSC Aviadvigatel

In this paper a model describing flame destabilization process is presented. This model takes into account various physical processes, which lead to flame destabilization. Results of simulation show a good agreement with obtained data of test. Nevertheless, the proposed approach requires further validation and development.

УДК 621.438

МЕТОД РАСЧЕТА ИНТЕНСИВНОСТИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПОТОКА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2007 А. В. Григорьев, В. А. Митрофанов, О. А. Рудаков, А. В. Соловьева

ОАО «Климов», г. Санкт-Петербург

Обоснована формула для оценки величины интенсивности турбулентности потока газа на выходе из камеры сгорания газотурбинного двигателя и показана связь этой величины со значениями ее конструктивных параметров.

В настоящее время при решении задачи гидроаэродинамики вычислительными методами для газотурбинного двигателя возникает проблема оценки параметров турбулентности потока на выходе из такого элемента конструкции, как камера сгорания.

В работах [1, 2, 3] авторами предложен интегральный подход к оценке характеристик турбулентности потока газа, связывающий параметры турбулентности с размерами канала переменной или постоянной геометрии, в котором происходит течение потока сплошной среды.

Запишем уравнение Навье-Стокса для установившегося турбулентного течения, представив истинную скорость потока сплошной среды как сумму средней скорости потока (с осреднением по Рейнольдсу) и ее пульсационной составляющей в форме

$$\begin{aligned} & ru \frac{\partial W}{\partial x} + rv \frac{\partial W}{\partial y} + rw \frac{\partial W}{\partial z} + \\ & + ru' \frac{\partial W'}{\partial x} + rv' \frac{\partial W'}{\partial y} + rw' \frac{\partial W'}{\partial z} = \\ & = m_t \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) - \left(\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial P}{\partial z} \right), \end{aligned}$$

где W – вектор средней скорости потока сплошной среды (жидкости, газа); P, r – давление и плотность потока сплошной среды; u, v, w – проекции вектора средней скорости потока на декартовы оси координат, μ_1 – коэффициент динамической вязкости жидкости или газа; знак «'» обозначает пульсационные составляющие скорости потока (знак, обозначающий осреднение по времени, опускаем).

Произведем преобразование написанного выше уравнения, умножив его левую и

правую части на величину $dV = dx dy dz$, а также вводя понятие элементарного массового расхода dG жидкости или газа через элемент поверхности, нормальный к линии тока, являющейся диагональю параллелепипеда со сторонами $dx dy dz$, ограничивающими этот элемент:

$$dF = dy dz \cos(L, x) = dx dz \cos(L, y) = dx dy \cos(L, z);$$

$$\frac{u}{\cos(L, x)} = \frac{v}{\cos(L, y)} = \frac{w}{\cos(L, z)} = W; dG = rW dF,$$

где dF – площадь элемента поверхности, нормального к линии тока; L обозначает направление вдоль линии тока.

Преобразованное уравнение с использованием формулы Грина, а также принимая $m_t = const$ в рассматриваемом объеме, интегрируем в следующих пределах:

$$\begin{aligned} & \int_{G_L}^G dG \int_{W_1}^{W_2} dW = m_t \frac{dW}{c} \iint_{S_P} \frac{\partial \bar{U}}{\partial n} dS - \\ & - \frac{dP}{c} \iiint_{V_P} \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} + \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) dx dy dz - \\ & - F_m \int_{-W'}^{W'} r W' dW'; \end{aligned}$$

где G_L – массовый расход жидкости (газа) через трубку тока; G – массовый расход жидкости (газа) через рассматриваемый объем V_P ; S_P – площадь поверхности, охватываю-

щей рассматриваемый объем; dS – площадь элемента поверхности, охватывающей рассматриваемый объем; F – площадь проходного сечения канала рассматриваемого объема; d – изменение величины параметра от выхода из рассматриваемого объема до входа в этот объем; $\bar{U} = \frac{W}{dW}$; $\bar{P} = \frac{P}{dP}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения параметров в пространстве рассматриваемого объема (параметры в числителе представляют собой местные значения);

$$\bar{n} = \frac{\bar{x}}{\cos(n, x)} \mathbf{i} + \frac{\bar{y}}{\cos(n, y)} \mathbf{j} + \frac{\bar{z}}{\cos(n, z)} \mathbf{k};$$

$\bar{x} = \frac{x}{c}$; $\bar{y} = \frac{y}{c}$; $\bar{z} = \frac{z}{c}$; n – нормаль к поверхности, охватывающей рассматриваемый объем; c – характерный размер рассматриваемого объема; $\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$ – единичные орты; m – средняя величина параметра в диапазоне его изменения от выхода из рассматриваемого объема ко входу в этот объем; индексы «1» и «2» обозначают соответственно вход в рассматриваемый объем и выход из него.

Изменение величины давления на протяжении области турбулентного движения определим в соответствии с [2]:

$$dP = -Kr_m W_m^2 \left(\left(\frac{dW}{W_m} \right)^2 + B \frac{\bar{l}_P}{Re} \right);$$

здесь K, B – коэффициенты пропорциональности; \bar{l}_P – относительная длина рассматриваемого объема.

Произведя интегрирование и преобразования, получим

$$\frac{G}{V_p} dW \left(1 - CA_{\bar{U}} \frac{m_l}{c^2 \frac{G}{V_p}} \right) + r (W')^2 F_m = \frac{Kr_m W_m^2 \left(\left(\frac{dW}{W_m} \right)^2 + B \frac{\bar{l}_P}{Re} \right)}{c} A_{\bar{P}};$$

$$\text{где } A_{\bar{U}} = \frac{\iint_{S_p} \frac{\partial \bar{U}}{\partial \bar{n}} dS}{S_p}; A_{\bar{P}} = \frac{\iiint_{V_p} \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} + \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) dx dy dz}{V_p} -$$

функции, учитывающие влияние неравномерности распределения параметров в пространстве рассматриваемого объема; C – коэффициент пропорциональности; комплекс $\frac{m_l}{c^2 \frac{G}{V_p}}$

представляет собой соотношение скоростей молекулярного и конвективного переноса количества движения в потоке [(кг/с м³)/(кг/с м³)], с другой стороны $\frac{m_l}{c^2 \frac{G}{V_p}} \sim \frac{\bar{l}_P}{Re}$.

Правая часть написанного выражения характеризует работу сил давления, обусловленных переменной геометрией канала и сил трения, затрачиваемую на изменение количества движения потока в пространстве рассматриваемого объема и «порождение» турбулентности; слагаемые в левой части характеризуют перенос потоком импульса с учетом вязкости среды и кинетическую энергию турбулентных пульсаций скорости потока в пространстве рассматриваемого объема.

Окончательно после преобразований получаем

$$\varepsilon^2 = KA_{\bar{P}} \left[\left(\frac{\delta W}{W_m} \right)^2 + B \frac{\bar{l}_P}{Re} \right] \frac{V_p}{F_m \chi} - \left(\frac{\delta W}{W_m} \right) \left(1 - A_{\bar{W}} C_1 \frac{\bar{l}_P}{Re} \right). \quad (1)$$

Левая часть полученного соотношения есть критерий Кармана $\varepsilon^2 = \frac{(W')^2}{W_m^2}$; C_1 – коэффициент пропорциональности.

В общем виде для потока с неравномерным распределением параметров в пространстве рассматриваемого объема $A_{\bar{P}}, A_{\bar{W}}$ являются функцией гидродинамических, геометрических критериев $\frac{dW}{W_m}, \frac{\bar{l}_P}{Re}, \bar{l}_P, \frac{V_p}{F_m c}$ и начальной неравномерности распределения

параметров на входе в рассматриваемый объем.

Соотношение (1) подтверждено опубликованными экспериментальными данными по измерению параметров турбулентности в конфузоре канале, смешивающихся спутных турбулентных струях и в пограничном слое, набегающего на пластину потока [2].

В работе [4] приведены данные по измерению интенсивности турбулентных пульсаций потока воздуха при втекании в него поперечных струй на модели смесителя камеры сгорания с варьированием следующих параметров: $\frac{G_1}{G_2}$ – отношения массовых рас-

ходов воздуха в поперечных струях и в основном потоке; $\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}}$ – отношения площа-

дей поперечного сечения канала для основного потока и суммарной эффективной площади отверстий для подвода воздуха в основной поток (m – коэффициент расхода); t – шага между отверстиями подвода воздуха; l – длины от отверстий до сечения измерения интенсивности турбулентных пульсаций. Измерения производились при условии изотермичности взаимодействующих потоков и постоянства геометрии канала для основного потока с $H = \text{const}$, где H – высота исследуемого канала.

Пределы изменения варьируемых параметров в [3]:

$$\frac{G_1}{G_2} \approx 0,2...0,45; \quad \frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} \approx 3...13;$$

$$\frac{t}{H} \approx 0,44...1,02; \quad \frac{l}{H} \approx 0,5...1,8.$$

Экспериментальные данные в [3] описываются выражением (1), которое после их обработки приобретает вид

$$e^2 = (1 + \bar{l})^{-0,5} \left(0,029 \left(\frac{dW}{W_m} \right)^2 + 0,0748 \left| \frac{dW}{W_m} \right| \right) + 0,002; \quad (2)$$

$$\text{здесь } \frac{dW}{W_m} \sim \frac{\frac{G_1}{G_2} \frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} - 1}{\frac{G_1}{G_2} \frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} + 1}; \quad \frac{V_p}{F_m c} = \text{const}; \quad \bar{l} = \frac{l}{H}.$$

На рис. 1 представлено сопоставление расчетных (обозначение на рисунке – «расч.») и экспериментальных данных (обозначение на рисунке – «эксп.»).

Перейдем к интегральной оценке интенсивности турбулентных пульсаций в камере сгорания, используя (2). Для всего объема жаровой трубы камеры сгорания, где происходят процессы турбулентного смешения,

с учетом того, что $\frac{G_1}{G_2} = 1$, выражение (2)

приобретает вид

$$e^2 = (1 + \bar{l}_r)^{-0,5} \left(0,029 \left(\frac{\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} - 1}{\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} + 1} \right)^2 + 0,0748 \sqrt{\left(\frac{\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} - 1}{\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} + 1} \right)^2} \right) + 0,002; \quad (3)$$

где \bar{l}_r – относительная длина от последнего ряда отверстий жаровой трубы до сечения выхода из камеры сгорания (относительная длина газосборника жаровой трубы камеры сгорания).

Рис. 2 иллюстрирует влияние величины параметра $\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}}$ на интенсивность турбулентных пульсаций в камере сгорания. Расчет произведен по (3) при $\bar{l}_r = 1,1$. По оси ординат графика на рис. 2 отложены значения интенсивности турбулентных пульсаций в процентах.

График на рис. 3 иллюстрирует влияние на «затухание» интенсивности турбулентных пульсаций длины газосборника жаровой трубы при $\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} = 9$.

Расчетные соотношения (2) и (3) могут быть использованы для оценки интенсивности турбулентных пульсаций на входе в сопловой аппарат турбины при решении дифференциальных уравнений газовой динамики численными методами применительно к газотурбинному двигателю.

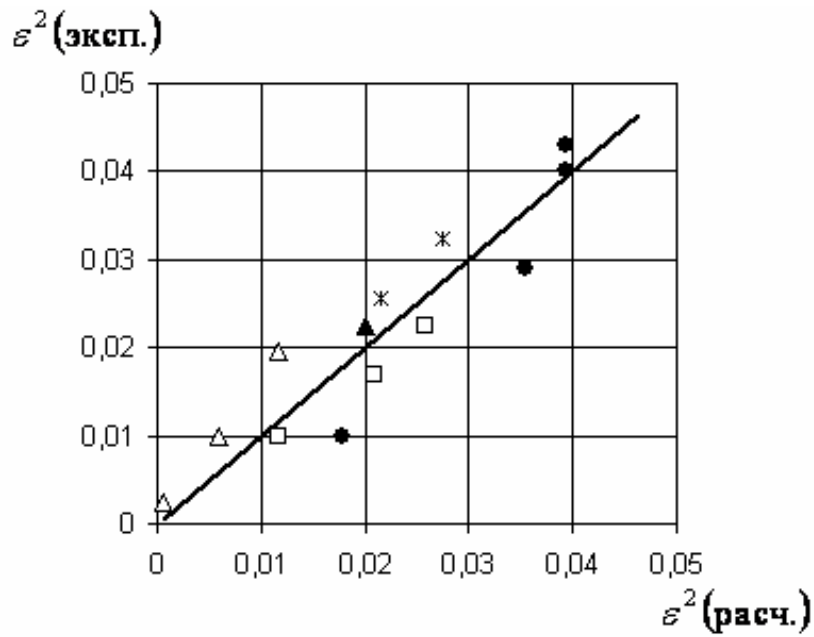


Рис.1. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по измерению интенсивности турбулентных пульсаций

$$\bullet - \frac{t}{H} = 1,02; \frac{F_{ж}}{SmF_{Ож}} = 13,2; \frac{G_1}{G_2} = var; \bar{l} = 1,1;$$

$$\triangle - \frac{t}{H} = 0,44; \frac{F_{ж}}{SmF_{Ож}} = 3,25; \frac{G_1}{G_2} = var; \bar{l} = 1,1;$$

$$\square - \frac{t}{H} = 0,44; \frac{F_{ж}}{SmF_{Ож}} = 6,5; \frac{G_1}{G_2} = var; \bar{l} = 1,1;$$

$$\blacktriangle - \frac{t}{H} = 0,44; \frac{F_{ж}}{SmF_{Ож}} = 4; \frac{G_1}{G_2} = 0,12; \bar{l} = 1,1;$$

$$\text{Ж} - \frac{t}{H} = 0,44; \frac{F_{ж}}{SmF_{Ож}} = 4; \frac{G_1}{G_2} = 0,22; \bar{l} = var - \text{экспериментальные точки,}$$

соответствующие различным геометрическим и гидродинамическим параметрам испытываемых моделей [4]

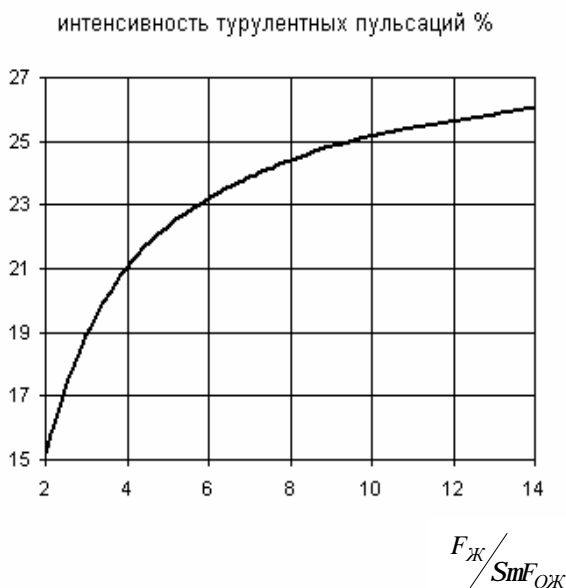


Рис. 2. Влияние на интенсивность турбулентных пульсаций относительной суммарной площади отверстий жаровой трубы камеры сгорания



Рис. 3. Влияние на интенсивность турбулентных пульсаций длины газосборника жаровой трубы камеры сгорания

Список литературы

1. Митрофанов В. А., Рудаков О. А. Определение параметров турбулентности потока газа в камере сгорания на основе интегрирования и преобразований уравнений Рейнольдса и Навье-Стокса // Вестник СГАУ. - 2003. - №2. - С.92-96.

2. Митрофанов В. А., Рудаков О. А. Критериальная модель турбулентных явлений в потоке сплошной среды при ее движении по каналу переменной геометрии // Пром. теплотехника.- 2004. - №3.

3. Григорьев А. В., Митрофанов В. А., Рудаков О. А., Сигалов Ю. В. Теоретическое обоснование критического числа Рейнольдса как функции гидродинамических и геометрических критериев потока // Уткинские чтения. Материалы конференции. Т.2. - СПб.: БГТУ, 2005.

4. Безменов В. Я., Онищик И. И. Экспериментальное исследование процесса смешения газовых потоков в моделях смесителей кольцевых камер сгорания ГТД / Технический отчет. – ЦИАМ, 1965.

COMPUTATIONAL METHOD OF THE GAS FLOW TURBULENCE INTENSITY AT THE GAS TURBINE ENGINE COMBUSTION CHAMBER OUTLET

© 2007 A. V. Grigoriev, V. A. Mitrofanov, O. A. Rudakov, A. V. Soloveeva

JSC Klimov

Formula for evaluation of the gas flow turbulence intensity value at the gas turbine combustion chamber outlet was substantiated and relation of this value to its design parameters was shown.

ВОЗДЕЙСТВИЕ ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА И ТУРБУЛЕНТНОСТИ НАБЕГАЮЩЕГО ПОТОКА НА ТЕПЛООТДАЧУ В СОПЛОВУЮ РЕШЕТКУ ТУРБИНЫ И ОПТИМИЗАЦИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

© 2007 А. В. Григорьев, О. А. Рудаков, А. В. Соловьева

ОАО “Климов”, г. Санкт-Петербург

На основе анализа совместного влияния на теплоотдачу в сопловой решетке турбины неравномерности поля температуры газа и турбулентности набегающего потока обоснованы оптимальные относительные значения длины газосборника и суммарной площади отверстий жаровой трубы камеры сгорания.

Функциональная связь между рабочим процессом в камере сгорания и тепловым состоянием турбины осуществляется посредством формирования структуры потока газа на входе в турбинную сопловую решетку.

Структура потока характеризуется не только распределением температуры газа, но и турбулентностью потока, принудительно создаваемой смешением поперечных, спутных, встречных и закрученных струй газа в жаровой трубе. Причем, что показано в работах [1] и [2], как неравномерность поля температуры газа, так и интенсивность турбулентных пульсаций скорости потока формируются одинаковыми геометрическими критериями камеры сгорания. Эти же критерии, наряду с другими, определяют все характеристики камеры сгорания [3].

Влияние степени турбулентности ϵ потока, набегающего на лопатку, на локальные значения коэффициента теплоотдачи a_2 весьма велико. В работах [4] и [5] приведены экспериментальные данные по влиянию турбулентности набегающего потока на локальные значения коэффициента теплоотдачи и на потери полного давления в проточной части турбины. Так, при изменении входной турбулентности с 0,6 % до 12,2 % значение критерия Нуссельта по газу растет в 3 раза, а при изменении интенсивности турбулентности с 5% до 30% КПД ступени понижается на 2...3%.

Влияние рабочего процесса в камере сгорания на теплоотдачу в сопловой аппарат турбины проявляется через взаимодействие неравномерности поля температуры газа (воз-

действие местной максимальной температуры газа на стенку лопатки) и турбулентности потока (изменение коэффициента теплоотдачи от газа к стенке).

Следовательно, актуальным является установление связи глубины охлаждения сопловой лопатки турбины, характеризующей ее тепловое состояние, с фактической структурой потока за камерой сгорания, определяемой ее геометрическими размерами.

Для получения математической расчетной зависимости выполним следующий анализ.

Преобразуем уравнение баланса тепла, передаваемого от газа к стенке лопатки и тепла, отводимого от этой стенки охлаждающим ее воздухом, и получим следующее выражение:

$$\frac{\theta_l}{1-\theta_l} = K\phi \cdot \frac{\alpha_{охл}}{\alpha_2}, \quad (1)$$

где $\theta_l = \frac{T_{max} - T_l}{T_{max} - T_k}$ – глубина охлаждения со-

пловой лопатки; T_{max}, T_k, T_l – соответственно, температуры максимальная, местная газа на выходе из камеры сгорания; воздуха за компрессором и температура стенки лопатки; $\alpha_{охл}$ и α_2 – соответственно, коэффициенты теплоотдачи от стенки к охлаждающему воздуху и от газа к стенке; $K\phi$ – коэффициент формы, учитывающий различие температуры лопатки и тонкой плоской стенки. Он мало зависит от условий теплообмена [6].

Безразмерная температура лопатки или глубина охлаждения q_l получила широкое распространение в практике для оценки системы охлаждения как и безразмерный

расход охлаждения $\bar{G}_{охл} = \frac{G_{охл}}{G_z}$. Зависимость

$\theta_{l_0} = f(\bar{G}_{охл})$ определяется экспериментально при определенном значении интенсивности турбулентности e_0 . Практика испытаний показывает, что $e_0 = 2-6\%$ [7]. Разработчики турбины располагают необходимыми экспериментальными данными для лопаток двигателя-прототипа с учетом конвективной или конвективно-пленочной системы охлаждения. Такая форма представления опытных данных удобна, т.к. позволяет избежать громоздких расчетов и повысить достоверность определения температуры лопатки [6].

Расход воздуха на охлаждение, в частности первого соплового аппарата, может быть определен с помощью указанной экспериментальной зависимости.

Однако следуют учитывать фактическую турбулентность на входе в турбину, создаваемую камерой сгорания.

Запишем уравнение (1) для потока газа с известной турбулентностью e_0 , при которой экспериментально определялось значение q_{l_0} и для реальных значений e и $q_{лe}$:

$$\frac{\theta_{l_0}}{1 - \theta_{l_0}} = K\phi \cdot \frac{\alpha_{охл}}{\alpha_{ze_0}} \quad \text{и} \quad \frac{\theta_{лe}}{1 - \theta_{лe}} = K\phi \cdot \frac{\alpha_{охл}}{\alpha_{ze}}$$

Разделим друг на друга правые и левые части этих уравнений и, учитывая, что $a_{охл} = const$ и $K\phi = const$, получим

$$\frac{\theta_{l_0}(1 - \theta_{лe})}{\theta_{лe}(1 - \theta_{l_0})} = \frac{\alpha_{ze}}{\alpha_{ze_0}} \quad (2)$$

В работе [4] исследован характер влияния турбулентности набегающего потока на локальные значения критерия Нуссельта в районе входной кромки сопловой лопатки. Измерялась продольная составляющая пульсационной скорости. Используя результаты аппроксимации и после преобразований, запишем

$$\frac{\alpha_{ze}}{\alpha_{ze_0}} = \frac{N_{иe}}{N_{иe_0}} = \frac{1 + 0,4\epsilon^{0,28}}{1 + 0,4\epsilon_0^{0,28}} \quad (3)$$

Из уравнений (2) и (3) после преобразований получим

$$\theta_{лe} = \frac{1}{\frac{1 + 0,4\epsilon^{0,28}}{1 + 0,4\epsilon_0^{0,28}} \cdot \frac{1 - \theta_{l_0}}{\theta_{l_0}} + 1} \quad (4)$$

Но глубина охлаждения лопатки по определению однозначно связана с коэффициентом неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания q_{max} [8]:

$$\theta_{лe} = \frac{\theta_{max} + \theta_0}{K_f + \theta_{max}} \quad (5)$$

где $q_{max} = \frac{T_{max} - T_z}{T_z - T_k}$ – коэффициент неравномерности поля температур газа; T_z – средне-массовая температура газа на выходе из камеры сгорания; $\theta_0 = \frac{T_z - T_l}{T_z - T_k}$; $K_f = \frac{T_z - T_{охл}}{T_z - T_k} = 1$, т.к. для сопловой лопатки $T_{охл} = T_k$.

Приравнивая правые части уравнений (4) и (5) окончательно имеем

$$\theta_{l_0} = \frac{1}{\frac{(1 - \theta_0)(1 + 0,4\epsilon_0^{0,28})}{(1 + 0,4\epsilon^{0,28})(\theta_{max} + \theta_0)} + 1} \quad (6)$$

Формула (6) даст возможность определить расход воздуха на охлаждение входной кромки сопловой лопатки для реальных условий турбулентности набегающего потока газа с помощью экспериментальной зависимости $q_{l_0} = f(G_{охл})$, например, из работы [6] или из работы [8] с учетом конвективной или конвективно-пленочной системы охлаждения.

При $e > e_0$ увеличивается коэффициент теплоотдачи от газа и, чтобы компенсировать рост температуры стенки лопатки свыше допустимой, необходимо увеличить за счет увеличения расхода охлаждающего воздуха.

При $e = e_0$ формула (6) принимает вид выражения (5) $q_{ле} = q_{л0}$ и охлаждение лопатки зависит только от неравномерности поля температуры газа.

Коэффициент неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания определяется по следующей формуле [1, 8]:

$$\theta_{max} = 1,2 \frac{0,377 \left[0,0144 \left(\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} \right)^2 - 0,178 \left(\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} \right) + 1 \right]}{e^{\bar{l}_r} \left(\frac{F_{ж}}{F_{вых}} \right)^{1,11} \left[1 - 1,19 e^{-\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}}} \right]}, \quad (7)$$

где $\bar{l}_r = \frac{l_r}{h_{cp}}$ – относительная длина газосборника жаровой трубы; l_r – длина газосборника от сечения проходящего через отверстия смесителя до входных кромок соплового аппарата; $h_{cp} = \frac{H_{жс} + h_{вых}}{2}$ – средняя высота газосборника; $H_{жс}$ – высота кольцевого сечения на входе в газосборник; $h_{вых}$ – высота сопловой лопатки; $F_{жс}$ – площадь поперечного сечения жаровой трубы в миделе; $\Sigma \mu F_{ож}$ – суммарная эффективная площадь всех отверстий и щелей жаровой трубы; $F_{вых}$ – площадь поперечного сечения на входе в сопловый аппарат; $F_{жс}$ – площадь поперечного сечения кольцевого канала камеры сгорания.

Интенсивность турбулентных пульсаций в камере сгорания (на входе в сопловый аппарат) можно рассчитывать по формуле [2]

$$\varepsilon^2 = \frac{1}{(1 + \bar{l}_r)^{0,5}} \left[0,029 \left(\frac{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} - 1}{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} + 1} \right)^2 + 0,0748 \frac{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} - 1}{\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} + 1} \right] + 0,0017, \quad (8)$$

где ε^2 – квадрат отношения пульсационной составляющей скорости потока к осредненной скорости потока.

Из выражений (6), (7) и (8) следует, что глубина охлаждения входной кромки сопловой лопатки может быть функцией цели при

оптимизации размеров камера сгорания, определяющих структуру потока на выходе и формирующих как поле температуры газа, так и турбулентность потока.

На примере проанализируем влияние длины газосборника жаровой трубы камеры сгорания на тепловое состояние охлаждаемой сопловой решетки по формулам (6), (7) и (8) для условий, близких к реальному высокотемпературному двигателю:

$$T_z = 1667 \text{ К}; T_{\kappa} = 782 \text{ К}; T_{\lambda} = 1373 \text{ К};$$

$$\frac{F_{ж}}{F_{вых}} = 2,54; \frac{F_{жс}}{\Sigma \mu F_{ож}} = 1,8.$$

Отношение площади жаровой трубы к суммарной площади отверстий близко к оптимальному его значению $\frac{F_{ж}}{\Sigma \mu F_{ож}} = 6,85$ [9],

т.е. обеспечивает минимальный недожог топлива и минимальные выбросы оксидов углерода.

Из анализа графиков на рис. 1 следует, что каждому значению длины газосборника соответствует вполне определенные значения как коэффициента неравномерности поля температуры газа, так и интенсивности турбулентности потока. Причем q_{max} и e уменьшаются с увеличением длины газосборника.

На рис. 2 кривая 1 показывает зависимость глубины охлаждения сопловой лопатки по входной кромке от относительной длины газосборника камеры сгорания. Эта зависимость проявляется через воздействие максимальной местной температуры газа и турбулентности потока за камерой сгорания на теплоподвод от газа к стенке лопатки при допустимой температуре $T_{\lambda} = 1373 \text{ К}$.

Кривая 2 построена для постоянного значения $e_0 = 4 \%$ и характеризует влияние только неравномерности поля температуры газа.

Для $\bar{l}_r = 1,1$ на кривых 1 и 2 видно, что для компенсации увеличения температуры лопатки сверх допустимой 1373 К за счет роста турбулентности с $e_0 = 4 \%$ до $e = 22,6 \%$ необходимо повысить $q_{л0}$ с 0,502 до 0,554,

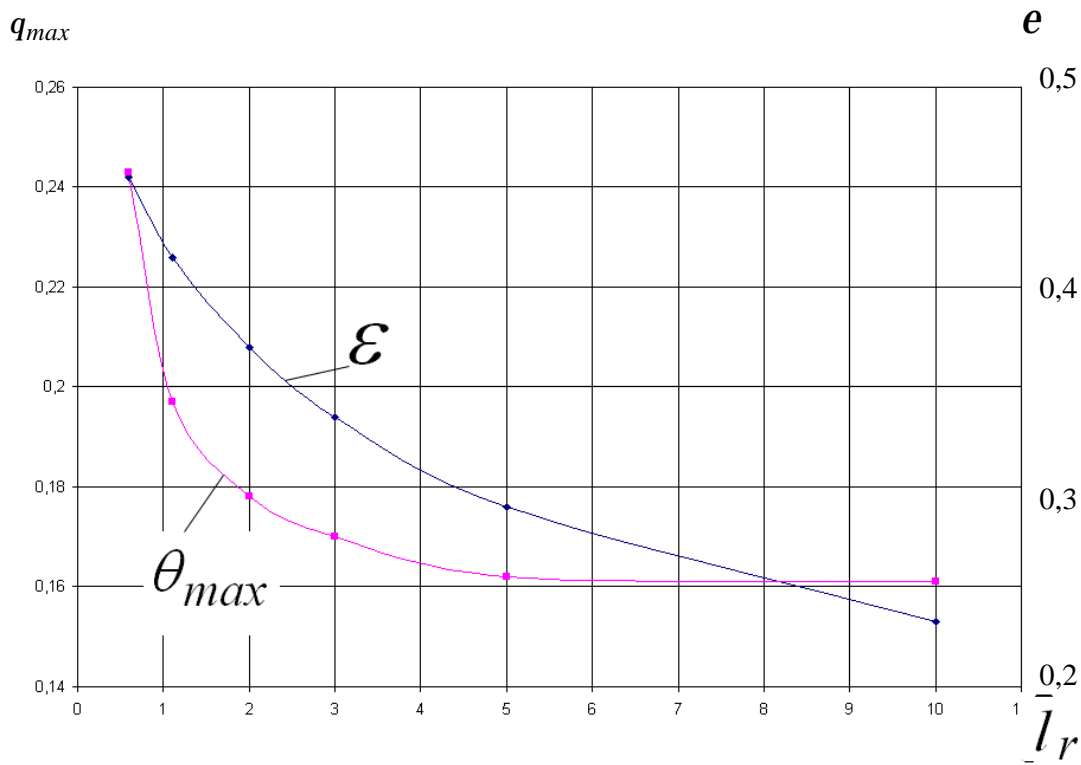


Рис. 1. Изменение q_{max} и ϵ в зависимости от относительной длины газосборника \bar{l}_r

по формулам 7 и 8, $\frac{F_{ж}}{SmF_{ож}} = 6,85$

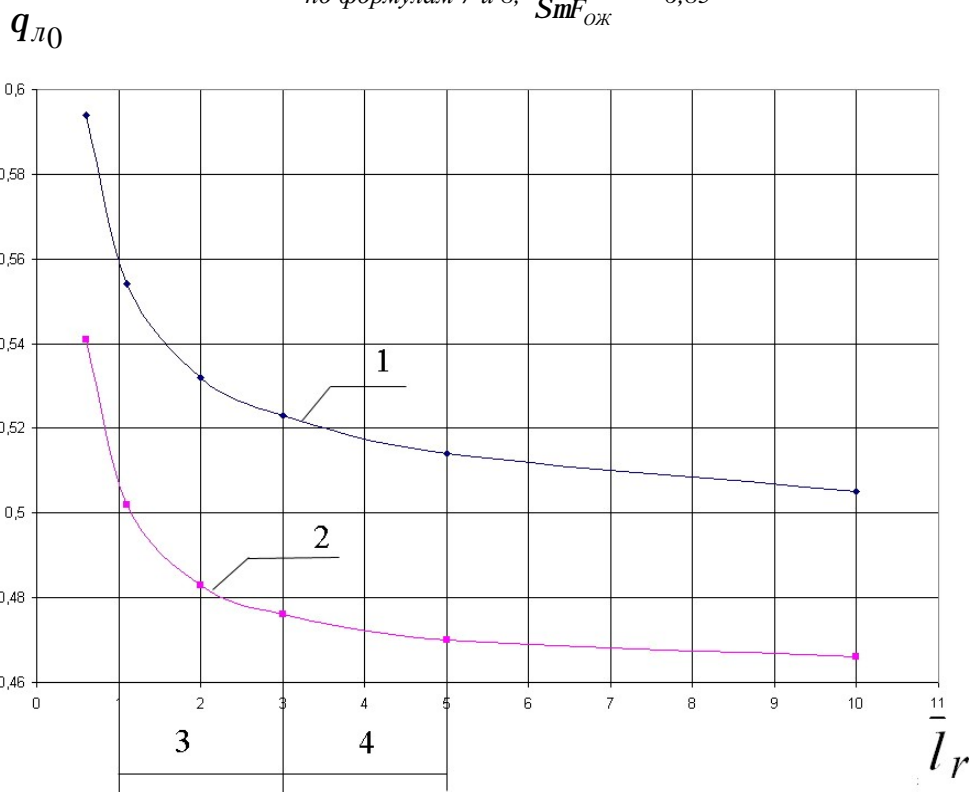


Рис. 2. Влияние относительной длины газосборника жаровой трубы на глубину охлаждения входной кромки сопловой лопатки для $T_a = 1373 K$, $T_z = 1667 K$, $T_k = 782 K$:

1 – совместное влияние q_{max} и ϵ по формуле (6); 2 – влияние только q_{max} по формуле (5);

3 – диапазон изменения \bar{l}_r для прямоточных камер сгорания. Меньшие значения \bar{l}_r для турбореактивных двигателей многорежимных самолетов;

4 – диапазон измерения \bar{l}_r для противоточных камер сгорания турбовинтовых и турбовальных двигателей

т.е. на 10 % (пересчет по формуле (6)). Это повышение можно осуществить за счет увеличения расхода охлаждаемого лопатку воздуха $\bar{G}_{охл}$ на 33 %, пользуясь экспериментальной кривой $q_{л0} = f(\bar{G}_{охл})$ из работы [6] для конструкции сопловой лопатки типа СФ-6.

Из рассмотрения рис. 1 и рис. 2 следует, что применение противоточных камер сгорания с длинными газосборниками предпочтительнее для теплового состояния турбины.

Так, изменение длины газосборника \bar{l}_r с 1,1 до 5 приводит к понижению ϵ с 22,6 % до 17,6 % и q_{max} с 0,34 до 0,26 и к экономии расхода охлаждающего воздуха $G_{охл}$ на 25 %.

На рис. 3 показано влияние относительной площади отверстий жаровой трубы на глубину охлаждения сопловой лопатки при $\bar{l}_r = 1,1$. Минимальное значение $q_{л0}$ обеспечивается при значении $\frac{F_{ж}}{\Sigma F_{ОЖ}} = 6-8$.

Таким образом, анализ влияния структуры потока на выходе из камеры сгорания на теплоотдачу в турбине показывает, что:

- при расчете охлаждения турбины необходимо учитывать фактическую турбулентность потока за камерой сгорания, причем интенсивность турбулентных пульсаций за-

висит от геометрических критериев камеры сгорания [2] – \bar{l}_r и $\frac{F_{ж}}{\Sigma F_{ОЖ}}$;

- полагая безразмерную глубину охлаждения сопловых лопаток $q_{л0}$ функцией цели, следует считать оптимальными значениями

критериев $\bar{l}_{r\text{опт}} = 2-3$, $(\frac{F_{ж}}{\Sigma F_{ОЖ}})_{\text{опт}} = 6-8$;

- противоточная схема камеры сгорания (ТВД с центробежным компрессором) предпочтительнее для уменьшения теплоотдачи от газа в сопловую решетку по сравнению с прямоточной камерой сгорания и может обеспечить экономию охлаждающего лопатку воздуха на 25 %.

Список литературы

1. Рудаков О. А., Митрофанов В. А. и др. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Основы теории и алгоритм расчета. Учебное пособие – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2006 - 60 с.

2. Григорьев А. В., Митрофанов В. А., Рудаков О. А., Соловьева А. В. Метод расчета интенсивности турбулентности потока газа // Труды Всероссийской научно-технической конф. «Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей». Вып.6. – Самара: Самарский гос. аэрокосм.ун-т, 2007.

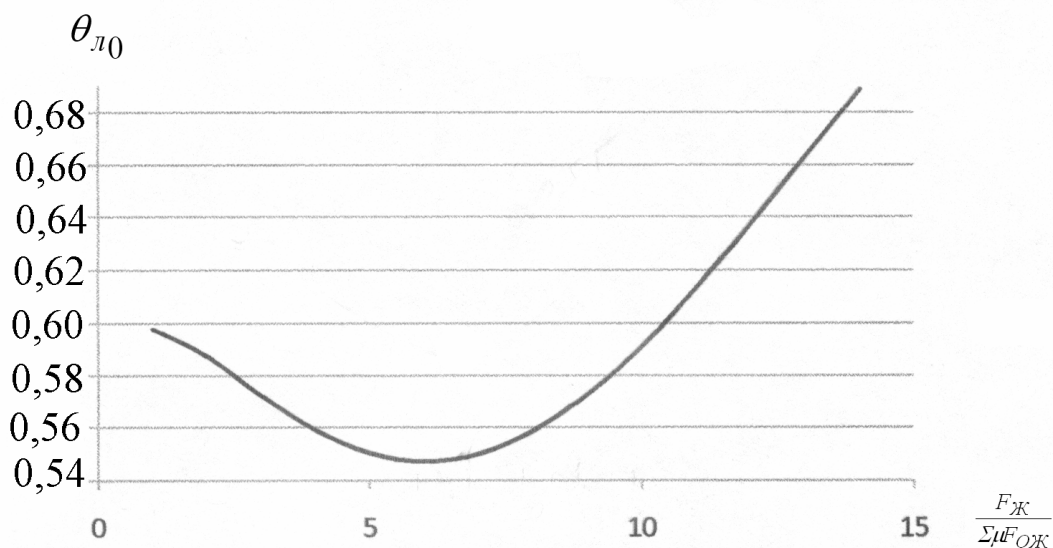


Рис. 3. Влияние относительной суммарной площади отверстий жаровой трубы на глубину охлаждения входной кромки сопловой лопатки для $T_a = 1373$ К, $T_z = 1667$ К, $T_k = 782$ К

3. Митрофанов В. А., Рудаков О. А., Саркисов А. А. Интегральная математическая модель камеры сгорания // Теплоэнергетика. - 2004. - № 2. - С.68-71.

4. Зысина-Моложен Л. М., Роост Э. Г. Влияние турбулентности набегающего потока на локальную теплоотдачу в турбинных сопловых решетках // Теплоэнергетика. - 1979. - № 4. - С.31-36.

5. Зысина-Моложен Л. М. и др. Влияние турбулентности на потери в проточной части турбины // Энергомашиностроение. - 1970. - № 7. - С.23-25.

6. Гриценко Е. А., Лукачев С. В. и др. Некоторые вопросы проектирования авиа-

ционных газотурбинных двигателей. – Самара: СНЦ РАН, 2002. - 527 с.

7. Локай В. Н. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Теория, конструкция и расчет. Учебник для вузов – 3-е изд. перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1979. – 447 с.

8. Рудаков О. А. и др. Конструкция, теория и расчет камер сгорания газотурбинных двигателей. Учебное пособие. ч. I – СПб: С-Петербургский гос.техн.ун-т, 1993. - 170 с.

9. Митрофанов В. А., Рудаков О. А., Сигалов Ю. В. Оптимизация теплообменных процессов в камере сгорания газотурбинных двигателей // Тяжелое машиностроение. – 2005. - № 6. - С. 4-5.

EFFECT OF THE INLET FLOW GAS TEMPERATURE FIELD AND TURBULENCE ON HEAT TRANSFER IN THE TURBINE NOZZLE CASCADE AND COMBUSTION CHAMBER OPTIMIZATION

© 2007 A. V. Grigoriev, O. A. Rudakov, A. V. Soloveeva

JSC Klimov

Optimal relative values of the gas collector length and the combustion chamber flame tube air holes total area were substantiated on the basis of analysis of mutual effect of the inlet flow gas temperature field irregularity and turbulence on heat transfer in the turbine nozzle cascade.

ОЦЕНКА ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ В ТОПЛИВНОМ БАЛЛОНЕ С КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ

© 2007 А. И. Довгялло, Д. А. Угланов, Т. В. Ашихмина

Самарский государственный аэрокосмический университет

В настоящей статье приводится решение задачи определения напряжений в стенке универсального газового баллона в условиях его взаимодействия с испаряющимся криоагентом. Для решения этой задачи использован метод расчета нестационарной теплопроводности для исследования температурных напряжений. Анализ полученных данных позволяет заключить, что на протяжении всего процесса газификации температурные напряжения в стенке баллона не превышают предел прочности.

Идея универсального газового баллона, например для пригородного газа [1], заключается в том, что он может заправляться как компримированием до рабочего давления (20 – 40 МПа), так и заправкой сжиженным природным газом (СПГ). В последнем случае криоагент заливается во внутренний сосуд, снаружи которого между ним и внутренней стенкой баллона располагается многослойная теплоизоляция типа ЭВТИ. Изоляция здесь служит для предотвращения конвективных токов и защищает стенку от теплового удара. При этом теплообмен между стенкой баллона СПГ обусловлен только теплопроводностью газообразного метана, находящегося в кольцевой газовой полости.

Поведение рабочего тела в баллоне рассчитывалось по специальным методикам [2]. При этом было показано, что прогрев жидкой фазы, ее испарение и перераспределение жидкой и газообразной фракций осуществляется в сравнительно большой промежуток времени (до двух суток). Спустя это время параметры рабочего тела приходят к равновесному состоянию всего баллона, при этом равновесная температура достигает значения $-80...-100^{\circ}\text{C}$, а давление не превышает $2...3$ МПа.

Такие параметры позволяют ожидать малые напряжения в стенке баллона. Все это с учетом универсальности баллона по способу заправки способствует увеличению его ресурса. Несмотря на то, что задачи теплофизики применительно к баллону можно считать в определенном объеме решенными,

вопросы оценки уровней напряжений, и, соответственно, термоциклическая прочность требует отдельной проработки. В настоящей статье приводится решение задачи определения напряжений в стенке баллона в условиях его взаимодействия с испаряющимся криоагентом.

Задача определения термоупругих напряжений сводится к совместному решению прочностной задачи и задачи нестационарной теплопроводности.

Для решения этой задачи использован метод расчета нестационарной теплопроводности для исследования температурных напряжений [3]. Возможность представления задач термоупругих напряжений простыми и надежными функциональными операторами позволяет сравнительно несложно определить поля температурных напряжений при любых переменных во времени тепловых воздействиях.

После заполнения баллона криагентом жидкость начинает испаряться, и испарившаяся доля криопродукта перераспределяется по слоям газовой полости.

Введем для стенки баллона с внутренним R_1 и наружным R_2 радиусами относительный радиус $r = r/R_1$. Тогда дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности внутри стенки баллона при смешанных граничных условиях третьего и второго рода в безразмерных координатах приводится к виду:

$$\frac{\partial T}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r},$$

$$[T(r, Fo)]_{Fo=0} = T_0; \quad (1)$$

$T_0 = T_0(c) = const$ – начальная температура стенки,

$$\left[\frac{\partial T}{\partial r} - Bi \cdot T(r, Bi) \right]_{r=1} = -Bi \cdot j_2(Fo);$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=k} = \frac{R_1}{l} \cdot j_1(Fo), \quad (2)$$

где $Fo = a \cdot t / R_1^2$; $Bi = a \cdot R_1 / l$;

$k = R_2 / R_1 > 1$; $1 \leq r \leq k$.

После соответствующих преобразований [3] относительная избыточная температура стенки для рассматриваемого случая охлаждения выразится соотношением:

$$q(r, Fo, Bi, k) = \frac{T_{cp} - T(r, Fo)}{T_{cp} - T_0} = D(Bi, k) \cdot \left[\frac{(k-1) \cdot Bi + 2}{Bi} - \frac{(k-r)^2}{k-1} \right] \cdot \exp[-A(Bi, k) \cdot Fo]. \quad (3)$$

Тангенциальные и радиальные напряжения с учетом [3] в цилиндрической стенке находятся по формулам:

$$s_j = \frac{b \cdot E}{1-n} \cdot \frac{1}{r^2} \times \left[\frac{r^2 + 1}{k^2 - 1} \int_1^k T(r, Fo) r dr + \int_1^k T(r, Fo) r dr - T(r, Fo) r^2 \right]; \quad (4)$$

$$s_r = \frac{b \cdot E}{1-n} \cdot \frac{1}{r^2} \left[\frac{r^2 - 1}{k^2 - 1} \int_1^k T(r, Fo) r dr - \int_1^k T(r, Fo) r dr \right] \quad (5)$$

Если подставить значение текущей локальной температуры $T(r, Fo)$, полученное по выражению (3) в формулы (4), (5), то безразмерные напряжения:

$$\bar{s}_j = \frac{(1-n) \cdot s_j}{b \cdot E \cdot (T_{cp} - T_0)}; \quad \bar{s}_r = \frac{(1-n) \cdot s_r}{b \cdot E \cdot (T_{cp} - T_0)}$$

определяются формулами:

$$\bar{s}_j = -D(Bi, k) \cdot N(r, k) \cdot \exp[-A(Bi, k) \cdot Fo]; \quad (6)$$

$$\bar{s}_r = D(Bi, k) \cdot M(r, k) \cdot \exp[-A(Bi, k) \cdot Fo]. \quad (7)$$

Значения $D(Bi, k)$ и $A(Bi, k)$ вычисляются по соотношениям:

$$A(Bi, k) = \frac{10Bi[Bi \cdot (k-1)(k+3) + 12]}{(k-1)[Bi^2 \cdot (k-1)^2 \cdot (11k+5) + 10Bi \cdot (k-1) \cdot (5k+3) + 60 \cdot (k+1)]}; \quad (8)$$

$$D(Bi, k) = 2,5 \cdot w \cdot Bi \cdot [Bi \cdot (k-1) \cdot (5k+3) + 12 \cdot (k+1)] \quad (9)$$

$$w^{-1} = Bi^2 \cdot (k-1)^2 \cdot (11k+5) + 10 \cdot Bi \cdot (k-1) \cdot (5k+3) + 60 \cdot (k+1)$$

Формулы (8, 9) позволяют определять напряжения при любых значениях Bi и параметров стенки баллона k . По приведенным выше соотношениям были определены значения параметров, входящих в расчетные формулы (таблица 1).

Таблица 1

Параметр	Значение
R_1 , мм	100
R_2 , мм	106
$k = R_1 / R_2$	1,06
l , Вт/м К	16,3
$a = \lambda / \rho \cdot c$, м ² / с	$0,85 \cdot 10^{-5}$
$Fo = a \cdot t / R_1^2$	$0,00085 \cdot \tau$
a , Вт/м ² ·К	22,9
$Bi = a R_1 / l$	0,013
$B(Bi, k)$	0,066
$D(Bi, k)$	0,068
$A(Bi, k)$	2,27

$$s_z = \frac{p_g \cdot D_2}{2(R_2 - R_1)}, \quad (10)$$

$$s_{эквIV} = \sqrt{s_z^2 + s_r^2 + s_j^2 - (s_z s_r + s_j s_r + s_z s_k)}, \quad (11)$$

$$s_{эквIV} \leq [s] , \quad (12)$$

$$[s] = \frac{s_T}{n} . \quad (13)$$

С использованием этих параметров были вычислены значения относительных избыточных температур стенки на внутренней поверхности баллона с учетом их зависимости от времени $q(r, Fo, Bi, k)$, распределение температуры в стенке баллона $T(r, Fo)$ как функции времени, а также радиальные и касательные напряжения $s_r(r)$, $s_j(r)$ в стенке баллона. Напряжения, создаваемые давлением испаряющегося газа (график изменения давления газа по времени, представлен в статье «Численное моделирование процессов в топливном баллоне с криогенной заправкой природным газом при бездренажном хранении»), определяются с помощью известного

выражения 10. Результаты расчетов представлены на рис. 1. В соответствии с ГОСТом [5] запас прочности принимается $n = 2$. Анализ полученных данных позволяет заключить, что на протяжении всего процесса газификации напряжения в стенке баллона не превышают предел прочности, равный, например для баллона БК-6601-400 ТУ, изготовленного из стали 45, $s_T = 890$ МПа. Таким образом, напряжения в стенке баллона в рассматриваемом случае значительно ниже, т. е. на порядок, чем при заправке компримированием по сравнению с $s_T = 890$ МПа.

Если учесть практику эксплуатации баллона как топливной емкости для автомобиля даже с учетом эпизодической полной газификации СПГ до параметров заправки компримированием, то можно утверждать, что ресурс баллона увеличивается минимум в три раза.

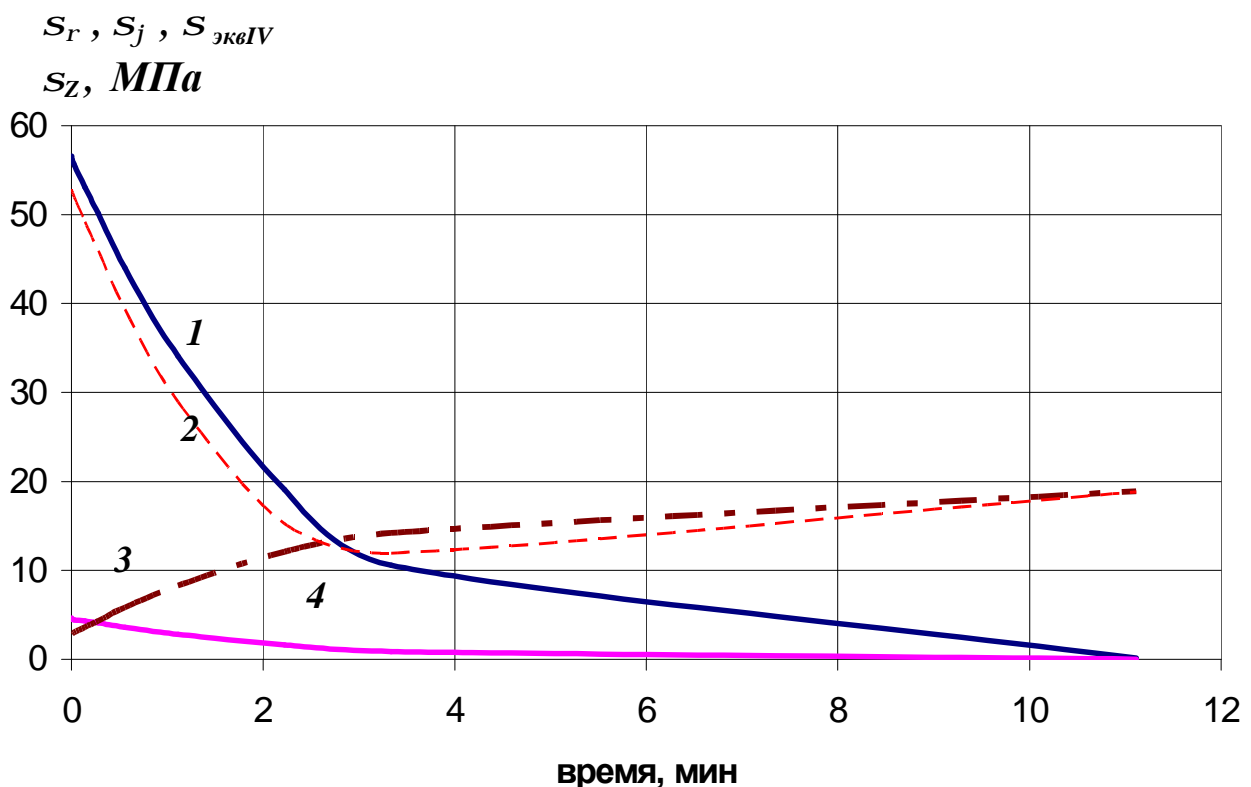


Рис. 1. График изменения термических радиальных s_r (1), эквивалентных напряжений $s_{эквIV}$ (2), напряжений создаваемых давлением испаряющегося газа (3) и касательных s_j напряжений в стенке баллона (4)

Список литературы

1. Топливный баллон/ Довгялло А. И., Лукачев С. В. и др.// Патент № 2163699, Россия, МПК 7F17C9/02, 99114577//06 заявл. 02.07.1977, опубл. 27.02.2001. Бюл. №6.
2. Т. В. Ашихмина, А. И. Довгялло. Особенности постановки задачи расчета процессов для универсального газового баллона как неклассической двухфазной системы и оценка его температурного состояния // Вестник СГАУ. – 2006. - № 1. - С. 133-137.
3. Цой П. В. Методы расчета задач тепломассопереноса. - М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
4. Справочник металлиста, 2 том. - М.: Машгиз, 1958. – 975 с.
5. ГОСТ 949 – 73. Баллоны стальные малого и среднего объема для газов на $P \leq 16$ МПа (200 кгс/см²). Технические условия.
6. Стрижало В. А., Филин Н. В., Куранов Б. А. Прочность материалов и конструкций при криогенных температурах. – Киев: Наук. Думка, 1988. – 240 с.

THERMAL CYCLING TOUGHNESS ESTIMATION OF FUEL TANK REFUELED BY CRYOGEN PRODUCT

© 2007 A. I. Dovgyallo, D. A. Uglanov, T. V. Ashihmina

Samara State Aerospace University

In this paper it is described the decision of task of determination tensions in the universal gas tank's wall in terms its interaction with vaporizing cryoagent. In order to decide this task it is used the method of unstationary heat conducting calculation for temperature tensions' investigation. The received data's analyzing allows saying that during gazification process tank wall's temperature tensions are less than tension strength.

УПРАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ГОРЕНИЯ АЛЮМИНИЕВО-ВОЗДУШНОГО ФАКЕЛА В СПУТНОМ ПОТОКЕ ВОЗДУХА

© 2007 А. Г. Егоров, А. Н. Попов

Тольяттинский государственный университет

Представлены результаты экспериментальных исследований характеристик горения алюминиево-воздушного факела и способ управления характеристиками горения факела в спутном потоке воздуха ($M = 0 \dots 0,6$).

Результаты проведенных исследований показали, что геометрическими параметрами и характеристиками горения алюминиево-воздушного факела можно эффективно управлять с помощью кольцевых лопаточных завихрителей с диффузорной насадкой ($S = 1,8 \dots 2,0$).

Скорость горения топлива и, в конечном счете, полнота его выгорания во многом зависят от условий воспламенения частиц и теплового уровня в начальной зоне горения. Одним из наиболее распространенных случаев повышения температуры среды в зоне воспламенения топлива служит рециркуляция части нагретых продуктов сгорания в начальную область зоны горения. Как правило, рециркуляция возникает в результате ввода воздуха закрученной струей, создающей подсос горячих газов в центральную часть зоны воспламенения.

Закрутка потока широко используется в камерах сгорания двигателей ЛА как средство управления размерами пламени, его формой, стабилизацией и интенсивностью горения.

С точки зрения организации процесса горения одно из наиболее существенных и полезных явлений в закрученных струйных течениях - образование приосевой рециркуляционной зоны, которая существенно укорачивает длину факела и расстояние от горелки, на котором происходит стабилизация пламени. Форма и размер рециркуляционной зоны и соответствующей области с повышенным уровнем турбулентности оказывает решающее влияние на устойчивость факела, интенсивность процесса горения и другие характеристики пламени [1].

Поэтому на начальном этапе были проведены исследования влияния геометрических параметров закручивающего устройства на размеры обратных токов за горелочным устройством в изотермических условиях. Было определено влияние формы насадки и количества лопаток завихрителя (параметра закрутки S) на размер и форму зоны обратных токов.

Так, результаты экспериментов при одинаковом параметре закрутке $S = 1,8$ без насадки и с цилиндрической насадкой показали, что длина зоны рециркуляции, полученная с завихрителем без насадки, была 166 мм, с цилиндрической насадкой (длиной 65 мм) - 190 мм.

Этот факт объясняется тем, что в потоке за кольцевым лопаточным завихрителем (с цилиндрической выходной частью) при малых значениях параметра закрутки S образуется длинная тонкая зона обратных токов (при $S \approx 0,7$, $L \approx 3,5d$). По мере роста интенсивности закрутки узкая зона обратных токов удлиняется и достигает максимальной протяженности приблизительно при $S = 1,5 \dots 2,0$, затем при $S > 2$ становится шире и короче [1].

В опытах при том же значении параметра закрутки S с диффузорной насадкой длиной 200 мм и углом раскрытия 60° длина зоны обратных токов составила ~ 350 мм. Следовательно, длина зоны обратных токов с диффузорной насадкой по сравнению с вариантом без насадки увеличилась вдвое. Наши результаты подтверждаются данными [2], где отмечено, что диффузорное сопло, установленное на выходе из закручивающего устройства, значительно увеличивает рециркуляци-

онную зону. Так, диффузор с полууглом раскрытия 35° при относительной длине $L_0/d_z = 0,7$ увеличивает максимальный диаметр зоны обратных токов более чем в два раза, а при значении $L_0/d_z = 3$ - более чем в три раза.

На горелочном устройстве с диффузорной насадкой определялось влияние параметра закрутки S на размеры зоны рециркуляции. Было получено, что с увеличением параметра закрутки S от 1,8 до 2,0 длина зоны рециркуляции увеличивается с 350 до 400 мм.

Таким образом, исследования аэродинамической картины течения за горелочным устройством с завихрителем и различными типами насадок показали возможность образования за ними ЦТРЗ, форму, размеры и интенсивность которой можно изменять в широком диапазоне конструкцией насадки и параметром закрутки S .

На рис. 1 показаны горелочные устройства с цилиндрической и диффузорной насад-

ками, а также конструкция лопаточного завихрителя с прямыми лопатками, расположенными под углом 45° к оси горелки.

Следующий этап исследования заключался в определении эффективности применения завихрительных устройств в условиях работы горелочного устройства в спутном потоке воздуха. Испытания проводились на открытом стенде в условиях окружающей среды, при атмосферном давлении $P_H = 447...450$ мм рт. ст. и температуре $T_H = 27...30$ °С в спутном потоке воздуха, скорость которого изменялась в диапазоне $M = 0...0,6$.

Замер температуры в факеле осуществлялся при помощи тепловизора АГА-680, состоящего из блока камеры, индикатора теплового изображения и индикатора выделенной строки. Экран индикатора выделенной строки фотографировался камерой АНФ с частотой 1 кадр/с. На экране индикатора теплового изображения визуализировалась кар-

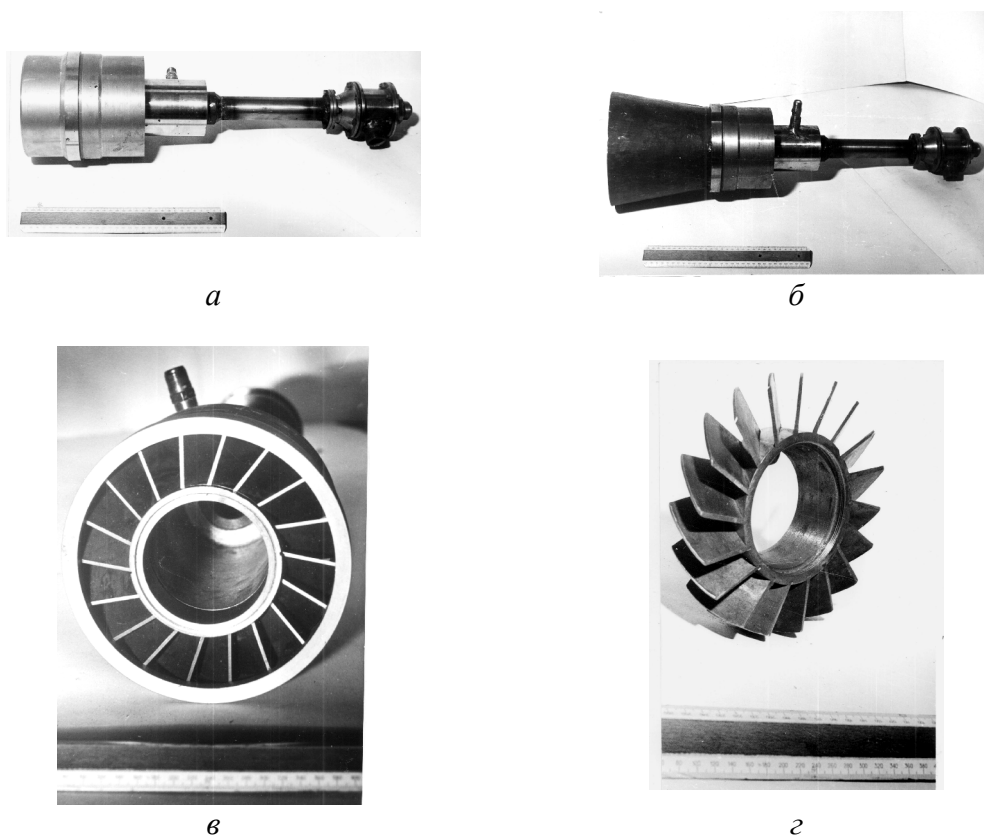


Рис. 1. Общий вид горелочных устройств: а - горелка с цилиндрической насадкой; б - с диффузорной насадкой; в - вид со стороны среза камеры; г - конструкция завихрительного устройства с прямыми лопатками ($\alpha = 45^\circ$)

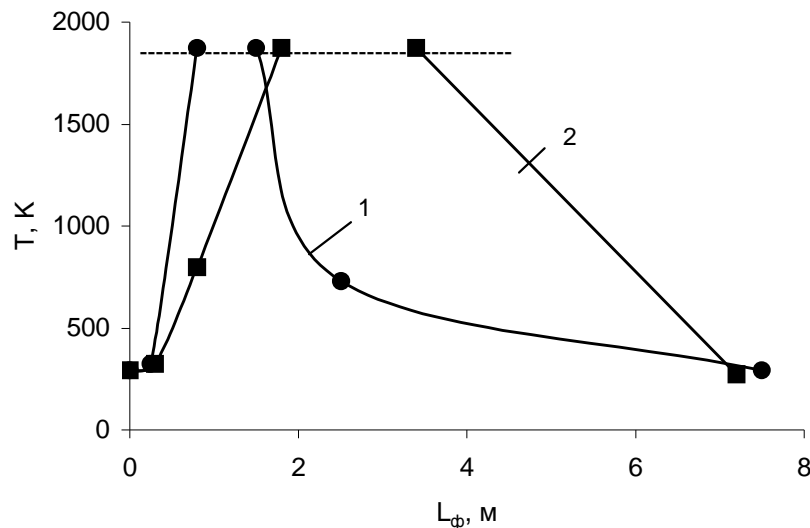


Рис. 2. Изменение температуры на оси факела в зависимости от a :
горючее - АСД-4 + АПС-1 + ПА-1 (в соотношении 10:5:4 по объему)
пунктирная линия - предельное значение температуры, измеряемое тепловизором АГА-680;
1 - $a = 0,7$; 2 - $a = 2,6$

тина относительного распределения температуры в струе (более интенсивный фон соответствовал более высокой температуре). Индикатор выделенной строки обеспечивал визуализацию распределения температуры по оси струи в реальном времени с частотой 16 строк/с.

Следует отметить, что верхний предел измерения температуры для тепловизора АГА-680 составлял 1873 К, тогда как температура пламени, зафиксированная нами методом прожигания вольфрамовых сеток и полученная в [3] пирометрическим способом, превышает 3000 К и соответствует температуре кипения окиси алюминия (3600...3850 К).

В процессе испытаний проводилась также и киносъемка факела.

Изменение температуры на оси затопленного алюминиево-воздушного факела в зависимости от значения a показано на рис. 2.

Из рисунка видно, что максимальные значения температуры на оси факела с ростом a смещаются от среза камеры. Так, при $a = 0,7$ значение температуры $T = 1873 \text{ К}$ зафиксировано на расстоянии 0,5...1,5 м, а при $a = 2,6$ - на расстоянии 1,8...3,8 м от среза камеры.

На рис. 3 показан прямоточный турбулентный алюминиево-воздушный факел в спутном потоке воздуха $M = 0,6$:



Рис. 3. Прямоточный алюминиево-воздушный факел в спутном потоке воздуха $M = 0,6$:
горючее - АСД-4 + АПС-1 + ПА-1 (в соотношении 10:5:4 по объему); $a = 1,2$

Из рисунка видно, что спутный высокоскоростной поток воздуха в нескольких местах «пережимает» факел, который имеет неопределенные очертания и сильно размыт.

Изменение температуры вдоль оси алюминиево-воздушного факела в спутном потоке воздуха с закруткой и без закрутки показано на рис. 4.

Из рисунка видно, что рост температуры в закрученном алюминиево-воздушном

факеле начинался раньше, чем в прямоточном, и длина факела сократилась в 2 раза.

Полученные результаты наших испытаний совпадают с данными [1], где отмечено, что в закрученном факеле смешение происходит быстрее, чем в незакрученном, несмотря на большой поток массы. Распределение температуры по радиусу в первом случае более равномерно, а вдоль оси температура нарастает до больших значений, причем рост

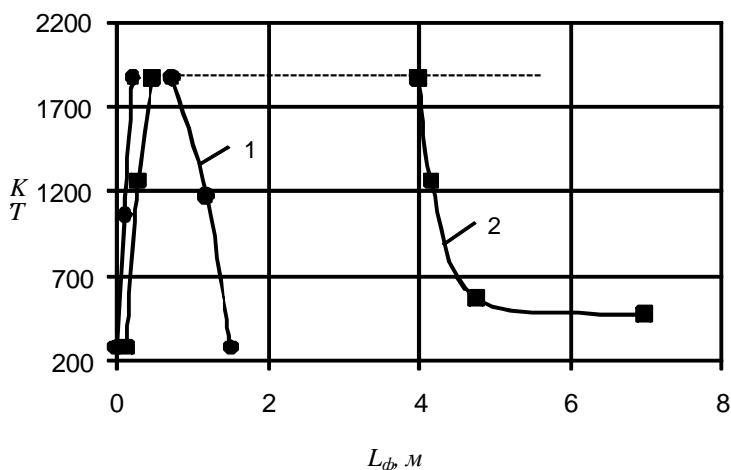


Рис. 4. Изменение температуры на оси факела:
горючее - АСД-4 + АПС-1 + ПА-1 (в соотношении 10:5:4 по объему);
 $a = 2,4$; скорость спутного потока воздуха $M = 0,4$;
1 - закрученный факел $S = 2,0$ (диффузорная насадка); 2 - прямоточный факел

температуры в закрученном потоке начинается раньше, чем в незакрученном, - на расстоянии одного диаметра за срезом горелки.

К сожалению, значение $T = 1873$ К является предельным для тепловизора АГА-680, в силу чего отсутствовала возможность сравнить максимальные значения температур в закрученном и прямоточном алюминиево-воздушном факеле.

Влияние конструктивных параметров горелочного устройства (конструкция насадки) на алюминиево-воздушный факел в спутном потоке воздуха показано на рис. 5.

Из рисунка видно, что применение кольцевых лопаточных завихрителей с прямыми лопатками оказывает благоприятное воздействие на турбулентный алюминиево-воздушный факел в спутном потоке воздуха, поскольку факел существенно сократился по

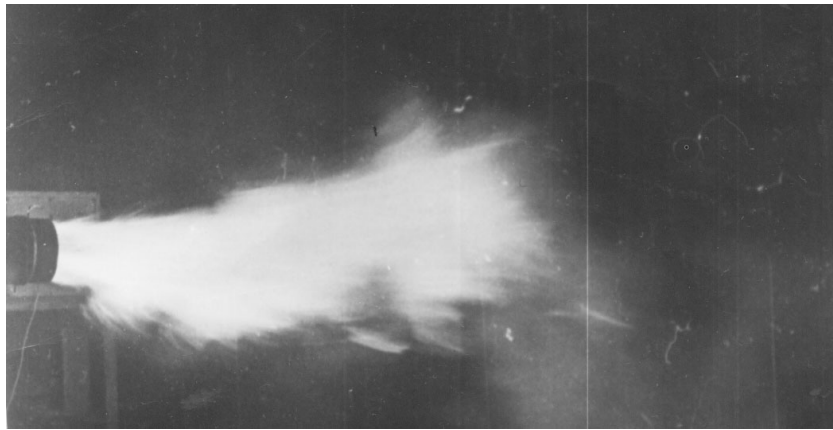
длине, отличается более четкими формами и устойчив к размыванию по сравнению с прямоточным (см. рис. 3).

Также видно, что конструкция насадки влияет на длину и форму факела.

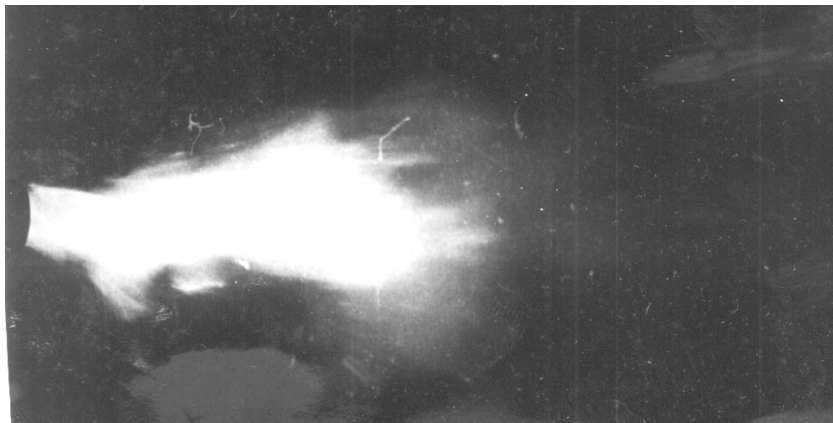
Изменение температуры вдоль оси алюминиево-воздушного факела в зависимости от конструкции насадки и параметра закрутки S показано на рис. 6.

Из рисунка видно, что длина факела в опытах с диффузорной насадкой в сравнении с цилиндрической уменьшается с 2,5 до 1,5 м и нарастание температуры происходит раньше.

Это объясняется тем, что диффузорное сопло значительно увеличивает рециркуляционную зону в диаметре. Поток массы в обратном течении также возрастает, и выгорание факела происходит на более коротком



а



б

Рис. 5. Алюминиево-воздушный факел в спутном потоке воздуха:
горючее - АСД-4 + АПС-1 + ПА-1 (в 10:5:4 частей по объему);
 $M = 0,4$; $a = 2,4$; параметр закрутки $S = 2,0$; а - цилиндрическая насадка; б - диффузорная насадка

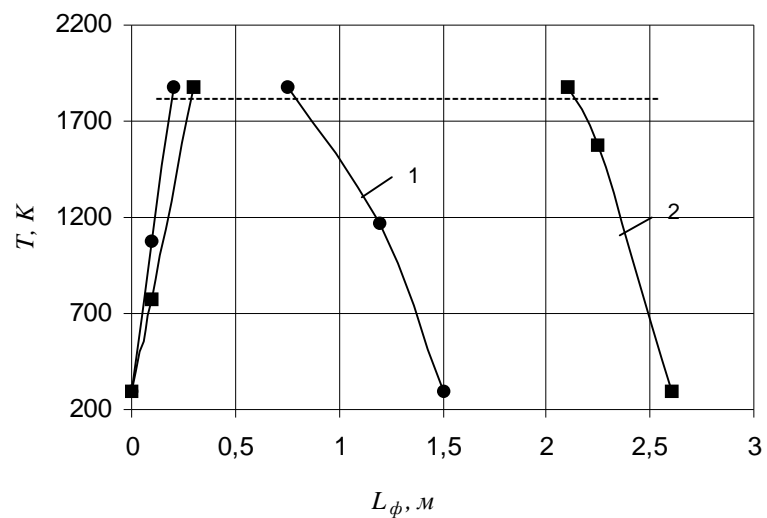


Рис. 6. Зависимость температуры на оси факела от параметра закрутки S и формы насадки:
горючее - АСД-4 + АПС-1 + ПА-1 (в соотношении 10:5:4 по объему);
 $a = 2,4$; $M = 0,4$; 1 - диффузорная насадка ($S = 2,0$); 2 - цилиндрическая насадка ($S = 1,8$)

расстоянии от среза горелки. Кроме того, установка диффузора на выходе из закручивающего устройства может приводить к уменьшению коэффициента гидравлического сопротивления на 20 - 30 % [2].

Таким образом, результаты проведенных исследований показали, что геометрическими параметрами и характеристиками сгорания в затопленном алюминиево-воздушном факеле можно управлять посредством изменения a , а в спутном высокоскоростном

потоке воздуха - с помощью кольцевых лопаточных завихрителей.

Список литературы

1. Гупта А.К., Лилли Д. Ж., Сайред Н. Закрученные потоки. - М., 1987. - 588 с.
2. Chigier N. A., Beer J. M., Trans. ASME 86D. J. Basic Eng. № 4. P. 788.
3. Похил П. Ф., Беляев А. Ф., Фролов Ю. В. и др. Горение порошкообразных металлов в активных средах. - М.: Наука, 1972. - 293 с.

COMBUSTION CHARACTERISTICS MANAGEMENT OF AIR-ALUMINUM FLAME IN CO-CURRENT AIR FLOW

© 2007 A. G. Egorov, A. N. Popov

Togliatti State University

The report presents the results of an experimental study of combustion characteristics of an air-aluminum flame and method of management of combustion characteristics in a co-current air flow ($M = 0...0,6$).

The study reveals that geometry and characteristics of an air-aluminum flame combustion can be effectively managed by using circular vane swirlers and a diffusion nozzle ($S = 1,8...2,0$).

СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ И ГОРЕНИЕ В ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С ЗАКРУТКОЙ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА

© 2007 Р. Д. Еникеев

Уфимский государственный авиационный технический университет

В статье приведены данные, иллюстрирующие влияние вихревого движения заряда на показатели тепловых двигателей. Показана возможность регулирования вихревого движения заряда в цилиндре двигателя с двухконтурной системой впуска. Приведены данные экспериментов, подтверждающие улучшение эффективных показателей и токсичности двигателя на частичных режимах без ухудшения наполнения и иных показателей двигателя по внешней скоростной характеристике.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) как с принудительным воспламенением, так и с воспламенением от сжатия, отличаются тем, что рабочее тело непосредственно связано с производством работы в пределах одной и той же рабочей камеры, где происходит сжатие, горение и расширение. Поле скоростей течения рабочего тела – наиболее существенный фактор, управляющий процессом горения. В двигателях с принудительным воспламенением оно определяет скорость фронта горения, в дизелях – смешение топлива с воздухом и скорость горения. Скоростное поле влияет на механизмы многих важных процессов переноса, включая интенсивность отвода теплоты к стенкам цилиндра. Создание высокотурбулизированного течения, необходимого для горения, прямо связано с наполнением двигателя и, следовательно, влияет на его максимальную мощность.

Обеспечение высокого наполнения ДВС всегда являлось актуальной задачей. В работах Рудого Б. П. [1] показано, что для получения предельного для данной степени сжатия коэффициента наполнения наиболее эффективна схема газоздушного тракта, содержащая индивидуальные для каждого цилиндра настроенные впускные и выпускные патрубки и ресиверы, отделяющие настроенные и ненастроенные участки впускной и выпускной систем. Эффективность этой схемы определяется максимальным использованием волновых явлений для целей газодинамического наддува и очистки. Схема доказала свою эффективность в многочисленных конструкциях и является доминиру-

ющей, по крайней мере, в части систем впуска двигателей с внутренним смесеобразованием, а также двигателей с распределенным впрыском топлива.

Многообразие требований, предъявляемых к современным ДВС наряду с требованием высокого наполнения, вызывают необходимость развития этой схемы. В настоящей работе решалась задача создания требуемого характера внутрицилиндрового течения воздушного заряда для обеспечения экономичности двигателя в поле режимов и удовлетворения нормам токсичности.

Течение газа в рабочей камере. Совершенство преобразования химической энергии топлива в механическую работу определяется совершенством процессов сгорания, протекающих в норме и в условиях ДВС при малом объеме камеры сгорания, при положении поршня вблизи верхней мертвой точки. Сама возможность завершения сгорания рабочей смеси в течение миллисекунд определяется как фактором турбулизации рабочего тела, так и фактором наличия в нем среднего движения. При компактной геометрии рабочей камеры на такте сжатия среднее движение смеси может быть описано как закрученное течение в объеме, обусловленное, в основном, остаточным количеством движения смеси или воздуха, попавших в цилиндр при впуске.

Внутрицилиндровое течение формируется под влиянием струй свежей смеси (воздуха), поступающего в цилиндр в процессе впуска, и в той или иной степени модифицируется на стадии сжатия. Временной срез

поля этого течения на момент завершения процесса газообмена или на момент начала сгорания будем именовать «газодинамическим состоянием заряда» (ГДСЗ). Для упрощенного описания ГДСЗ в этом течении выделяют две составляющие: осредненное (закрученное, вихревое течение заряда как целого) и турбулентные движения (более мелко-масштабные хаотические движения, которые накладываются на осредненное течение). Количественно ГДСЗ в целом характеризуют интегральные величины кинетической энергии или момента количества движения осредненной составляющей движения и турбулентной составляющей. Принимая грубо осредненное движение чисто вращательным, можно оперировать единственной интегральной характеристикой этого движения – величиной момента количества движения. Более удобным является представление той же величины безразмерным вихревым отношением Ω , которое определяется как отношение угловой скорости вращения «вихря» в рабочей камере числу оборотов коленчатого вала двигателя.

Большое число работ посвящено исследованиям процесса сгорания, в которых определяется влияние ГДСЗ на скорость горения или на продолжительность сгорания, выраженную в градусах угла поворота коленчатого вала ДВС. Такие исследования проводились непосредственно на двигателях, на модельных установках и методами численного моделирования. Исследованиями выявлено, что характер осредненного течения и уровень турбулизации оказывают влияние на протекание турбулентного сгорания в ДВС и, тем самым, во многом определяют экономические, эксплуатационные и экологические показатели.

Экспериментальное исследование. Анализ возможных способов создания вихревого движения заряда в цилиндре показал, что существующие в настоящее время методы, такие как заширмление клапанов, спиральные впускные каналы, крыльчатки и т.д., не позволяют изменять степень завихрения заряда при заданном расходе воздуха и снижают наполнение на режимах внешней ско-

ростной характеристики. В настоящем исследовании применена двухконтурная система впуска [2], в которой подача воздуха осуществляется двумя потоками, один из которых выполнен оптимальным по критерию наполнения, а второй, стыкуемый тангенциально с первым вблизи впускных клапанов, позволяет создавать регулируемое вихревое движение заряда.

Эксперименты ставили целью показать возможность снижения удельного эффективного расхода топлива и токсичности отработавших газов двигателя с двухконтурной системой впуска за счет изменения интенсивности вихревого движения заряда. Кроме того, ставилась задача показать, что двухконтурная система впуска не ухудшает показатели двигателя по внешней скоростной характеристике. Для проведения экспериментов создана исследовательская установка на базе бензинового двигателя с распределенным впрыском топлива. Эксперимент заключался в снятии серии регулировочных характеристик по составу смеси и углу опережения зажигания, а также внешних скоростных характеристик двигателя в базовой комплектации и двигателя в комплектации двухконтурной системой впуска.

Система впуска базового двигателя и основной контур двухконтурной системы впуска выполнены в соответствии со схемой, оптимальной по критерию наполнения [1]. Изменение степени завихрения в двигателе с двухконтурной системой впуска обеспечивалось изменением соотношения расходов воздуха через контура при неизменном суммарном расходе воздуха через двигатель. Таким образом, двигатель в базовой комплектации соответствует двигателю с двухконтурной системой впуска с нулевой степенью вихреобразования.

Регулировочные характеристики по составу смеси и углу опережения зажигания снимались на различных режимах от глубокого дросселирования до полного открытия дроссельной заслонки. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания снимались при составах смеси, соответствующих минимальным удельным эффективным расходам топлива. Внешние скоростные ха-

рактические снимались при оптимальных регулировках состава смеси и угла опережения зажигания на каждой точке характеристики. Анализ характеристик показал:

1. Наибольший эффект от применения двухконтурной системы впуска наблюдается на режимах глубокого дросселирования и низких частотах вращения вала двигателя при максимальном завихрении заряда в цилиндре. На этих режимах вялая внутрицилиндровая газодинамика базового двигателя компенсируется интенсивным вихреобразованием в двухконтурной системе. На каждом режиме может быть найдено соотношение расходов воздуха через контура, дающее наибольший эффект по расходу топлива и токсичности отработавших газов.

2. Диапазон устойчивой работы двигателя на режимах глубокого дросселирования при применении двухконтурной системы впуска расширяется в зону бедных смесей более чем на 20 %.

3. Минимальные удельные эффективные расходы топлива по регулировочным характеристикам по составу смеси при применении двухконтурной системы впуска снижаются на 11-22 % на режимах глубокого дросселирования и на 0-5 % на частичных режимах. Минимумы удельных эффективных расходов топлива при применении двухконтурной системы впуска смещаются в сторону обеднения на 7-10 % на режимах глубокого дросселирования и на 5-7 % на частичных режимах.

4. При работе двигателя с коэффициентами избытка воздуха, соответствующими минимальным значениям удельных эффективных расходов топлива, выбросы оксида углерода при применении двухконтурной системы впуска снижаются на 60-70 % на режимах глубокого дросселирования и частичных режимах, а выбросы углеводородов - на 2-18 %. Минимальные значения выбросов оксида углерода и углеводородов по регулировочным характеристикам по составу смеси при применении двухконтурной системы впуска меняются мало. Однако минимумы выбросов углеводородов при применении двухконтурной системы впуска смещаются в

сторону обеднения на 6-10 % на режимах глубокого дросселирования.

5. Минимальные удельные эффективные расходы топлива по регулировочным характеристикам по углу опережения зажигания при применении двухконтурной системы впуска меняются мало. Минимумы удельных эффективных расходов топлива при применении двухконтурной системы впуска смещаются в сторону меньших углов опережения зажигания на 20-40 %, что свидетельствует об увеличении скоростей горения.

6. Эффективные показатели двигателя и токсичность отработавших газов на режимах внешней скоростной характеристики при применении двухконтурной системы впуска не ухудшаются. Максимальный крутящий момент двигателя возрастает на 1,5 %. Коэффициент наполнения, минимальный удельный эффективный расход топлива и токсичность отработавших газов меняются мало.

Улучшение эффективных показателей и токсичности двигателя на режимах глубокого дросселирования и частичных режимах, устойчивая работа двигателя на бедных смесях могут быть объяснены интенсивным вихреобразованием в двухконтурной системе, сохраняющимся в цилиндре к моменту воспламенения и горения. Следствием этого должно быть уменьшение цикловой невоспроизводимости. Определение цикловой невоспроизводимости осуществлялось индцированием базового двигателя и двигателя с двухконтурной системой впуска. Индцировались двигатель в базовой комплектации и двигатель с разделенной системой впуска с промежуточной степенью вихреобразования. Обработка данных заключалась в определении коэффициента цикловой невоспроизводимости, рассчитываемого как отношение среднего квадратичного отклонения максимального давления к среднему значению максимального давления за определенное количество циклов. Анализ данных показал, что на режимах глубокого дросселирования и частичных режимах коэффициент невоспроизводимости циклов при применении двухконтурной системы впуска уменьшается на 26-48 %.

Проведенное исследование позволяет сделать следующие выводы:

1. Двухконтурная система впуска позволяет создать вихревое движение заряда во впускной трубе двигателя. Вихревое движение заряда сохраняется в цилиндре двигателя к моменту воспламенения и горения.

2. Интенсивность вихревого движения заряда, определяемая коэффициентом закрутки, при заданной геометрии системы впуска определяется соотношением расходов воздуха через контуры.

3. Для каждого режима работы двигателя, определяемого частотой вращения вала и расходом воздуха, может быть определена оптимальная интенсивность вихревого движения заряда

4. Завихрение заряда на впуске приводит к существенному, на десятки процентов, улучшению эффективных показателей и токсичности двигателя на режимах глубокого

дросселирования и частичных режимах. Улучшение показателей вызвано увеличением скоростей горения и снижением цикловой невоспроизводимости.

5. Улучшение показателей двигателя на режимах глубокого дросселирования и частичных режимах не сопровождается ухудшением наполнения и иных показателей двигателя по внешней скоростной характеристике.

Список литературы

1. Рудой Б. П. Оптимальная схема газозвдушного тракта четырехтактного двигателя внутреннего сгорания // ИВУЗ: Машиностроение. - № 9. - 1976.

2. Еникеев Р. Д. Газозвдушный тракт четырехтактного ДВС // МГТУ. Международный симпозиум «Образование через науку». Материалы докладов секции «Двигатели внутреннего сгорания». Отдельный выпуск. - Москва, 2005. - С. 107.

MIX FORMING AND BURNING IN HEAT ENGINES WITH TWISTING OF AIR PUNCH

© 2007 R. D. Enikeev

Ufa state aviation technical university

The article deals the data illustrated the charge swirl motion impact to heat engines parameters. This paper describes the opportunity of swirl motion regulation in the engine with separated induction system. The experimental data confirm effective and emission parameters improving without power and volumetric efficiency decreasing in WOT operation.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОМБИНИРОВАННОГО СГОРАНИЯ В ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

© 2007 Р. Д. Еникеев, М. Д. Гарипов, А. О. Борисов, А. А. Черноусов

Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассмотрен рабочий цикл многотопливного поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС), который реализуется за счет организации комбинированного воспламенения и сгорания. Представлена математическая модель двухэтапного по показателю И. И. Вибе комбинированного сгорания. Проведено сопоставление расчетных и экспериментальных данных.

В работе [1] сформулирована гипотеза о возможном способе осуществления перспективного (унифицированного) рабочего процесса, который позволит объединить лучшие качества двух типов поршневых двигателей (топливную экономичность дизеля, удельную мощность бензинового) и должен работать на всей номенклатуре современных товарных топлив и топливах из растительного сырья, среди которых наиболее перспективным был признан обводненный этанол.

Процесс реализуется за счет вдува компрессор-форсункой непосредственно в рабочую камеру двигателя богатой топливовоздушной струи, которая воспламеняется однократным искровым разрядом вблизи ее границ. Этим обеспечивается первый этап сгорания, характерный для бензинового двигателя. В результате повышения давления и температуры несгоревшей части топливовоздушной смеси, обусловленного сгоранием части смеси, воспламененной искрой, на втором этапе происходит многоочаговое воспламенение и сгорание, характерное для рабочего процесса дизельного двигателя. При этом уровень неоднородности топливовоздушной смеси должен быть таким, чтобы, с одной стороны, исключить возможность возникновения детонации с интенсивностью, близкой к максимальной, с другой стороны, обеспечить максимально возможную степень использования имеющегося в рабочей камере двигателя воздуха. Удовлетворить эти противоречивые требования вероятно возможно, если организовать процесс таким образом, чтобы концентрационная неоднородность

имела место на локальном уровне, а сами очаги локальной неоднородности были относительно равномерно распределены по объему камеры сгорания. Предполагается, что локальное образование детонационных волн, ослабляющихся в процессе распространения (благодаря неоднородной структуре смеси) до такого уровня, который не представляет опасность для конструкции двигателя и не ухудшает его эффективные показатели, допустимо. Самовоспламенения может и не быть при использовании высокооктановых топлив, например, водных растворов этанола. Тогда процесс будет одноэтапным.

Таким образом, процесс подвода теплоты в унифицированном рабочем процессе представляет собой комбинацию процессов воспламенения и сгорания традиционных типов поршневых ДВС (дизельных и бензиновых). В крайних своих проявлениях сгорание в предлагаемом процессе будет аналогичным сгоранию в этих типах двигателей. Для теоретического анализа рабочего процесса требуется математическая модель комбинированного сгорания. Поэтому целью данной работы является разработка математической модели комбинированного сгорания.

Для достоверного описания еще не исследованного рабочего процесса эмпирические параметры, содержащиеся в математической модели, должны иметь физически обоснованные интервалы варьирования и при определенных значениях описывать процессы сгорания в дизельных и бензиновых двигателях, как крайних случаев предлагаемого рабочего процесса. Наиболее широкое рас-

пространение получила модель сгорания И. И. Вибе [2], поскольку из всех моделей именно она наиболее точно описывает процессы сгорания в различных типах поршневых (и не только) ДВС при лишь двух опытных параметрах, обладающих известным интервалом изменения значений. Автором модели была проведена опытная проверка 35 характеристик выгорания различных видов дизельных и бензиновых двигателей, а также характеристик выгорания в стационарном и пульсирующем потоках. Обработка экспериментов показала, что единственная эмпирическая функция, использованная в данной модели, выражена относительно простой степенной зависимостью, которая отображает объективную закономерность, присущую сгоранию в различных типах двигателей внутреннего сгорания [2].

Для анализа предлагаемого рабочего процесса требуется именно подобная модель, которая, во-первых, содержала бы минимум опытных параметров, во-вторых, имела бы параметры с тем же физическим смыслом. Но модель И. И. Вибе ориентирована на описание процессов сгорания, в течение которых не происходит смены режима горения. Например, кинетического режима – диффузионным, фронтального – объемным, из-за чего может трансформироваться и закономерность изменения скорости переработки свежей смеси. Для процесса с комбинированным воспламенением и сгоранием эту модель необходимо модифицировать. Ниже эта модель приведена.

В соответствии с моделью И. И. Вибе уравнение выгорания до момента самовоспламенения задается по формуле:

$$x_1 = 1 - \exp \left[\ln(1 - x_z) \left(\frac{j - j_c}{j_z} \right)^{m+1} \right],$$

где x_1 – доля топлива, сгоревшего к данному моменту времени на первом этапе сгорания, x_z – доля топлива сгорающего к моменту практического конца реакции, j_z – общая продолжительность сгорания, j_c – угол опережения зажигания, m – показатель характера сгорания.

После самовоспламенения процесс сгорания приобретает качественно иной характер. Сгорание сопровождается появлением новых очагов воспламенения. Аналогично [2] зададим кривую выгорания в виде:

$$x_2 = 1 - \exp \left(-n \int_0^t r dt \right)$$

где r – относительная плотность эффективных центров в данный момент времени. В работе [2] вид функции $r = f(t)$ был принят следующим:

$$r = kt^m,$$

т. е. предполагалось, что при $t = 0$, $r = 0$. Что означает отсутствие химической реакции в начальный момент времени. В нашем случае начало второго этапа сгорания является продолжением первого с уже развитой химической реакцией. Обозначим $r(0) = r_0$ и запишем функцию $r = f(t)$ в виде $r = r_0 + kt^m$, тогда

$$x_2 = 1 - \exp \left(- \left(nr_0 + \frac{nk}{m+1} t^{m+1} \right) \right) \quad (1)$$

где x_2 – отношение сгоревшей массы топлива на втором участке к данному моменту времени к массе всего топлива сгорающего на втором участке. Обозначим $nk = K_1$, $nr_0 = K_2$. Определим неизвестные константы K_1 и K_2 . Начальное условие – равенство скоростей переработки топлива в момент самовоспламенения соответственно первого и второго этапов сгорания:

$$dm_{m1}/dt = dm_{m2}/dt, \text{ или } M_0 dx/dt = M_{02} dx_2/dt,$$

где M_0 – начальная масса топлива в КС, $M_{02} = M_0 - M_0 x_0$ – масса топлива оставшегося к моменту начала второго этапа сгорания, x_0 – доля топлива сгоревшего к моменту самовоспламенения (массовая доля топлива сгоревшего на первом участке сгорания). Отсюда

$$W_{20} = W_{10}/(1-x_0) = W_0, \quad (2)$$

где W_{10} , W_{20} – относительные скорости выгорания топлива в момент самовоспламенения соответственно для первого и второго этапов сгорания. Найдем из (1) W_2 :

$$W_2 = \frac{dx_2}{dt} = (K_2 + K_1 t^{m_2}) \exp\left(-K_2 t - \frac{K_1}{m_2 + 1} t^{m_2 + 1}\right)$$

Из условия (2) получим, что $K_2 = W_0$. Время t , присутствующее в уравнениях для второго этапа, является временем относительно момента самовоспламенения. Обозначим через t_{z2} продолжительность второго участка сгорания. При $t = t_{z2}$, $x_2 = x_{z2} = (x_z - x_0) / (1 - x_0)$, тогда из (2) можно найти K_1 . Окончательно получаем уравнение выгорания для второго этапа сгорания:

$$x_2 = 1 - \exp\left(\ln\left(\frac{x_z - x_0}{1 - x_0}\right) \left(\frac{t}{t_{z2}}\right)^{m_2 + 1}\right) \exp\left(W_0 t \left(\left(\frac{t}{t_{z2}}\right)^{m_2} - 1\right)\right)$$

Перейдем от времени к углам: $t = j / 6n$, где n – частота вращения коленчатого вала (об/мин).

$$x_2 = 1 - \exp\left(\ln\left(\frac{x_z - x_0}{1 - x_0}\right) \left(\frac{j - j_0}{j_{z2}}\right)^{m_2 + 1}\right) \times \exp\left(W_0 \frac{j_{z2}}{6n} \left(\left(\frac{j - j_0}{j_{z2}}\right)^{m_2 + 1} - \frac{j - j_0}{j_{z2}}\right)\right)$$

где j – угол поворота коленчатого вала, j_0 – угол момента самовоспламенения, $j_{z2} = j_z - (j_0 - j_c)$ – продолжительность второго этапа сгорания. Суммарная кривая выгорания будет выглядеть следующим образом: $x = x_2(x_z - x_1) + x_1$, где

$$\begin{cases} x_2 = 0, & \text{при } j < j_0, \\ x_1 = x_0, & \text{при } j \geq j_0. \end{cases}$$

Для полученной кривой тепловыделения достаточно задать общую продолжительность сгорания, момент самовоспламенения и показатели горения каждого из этапов. Показатели характера сгорания имеют тот же физический смысл, а соответственно те же интервалы варьирования, что и в уравнении И. И. Вибе. Математическая модель встроена в систему имитационного моделирования (СИМ) ДВС «Альбея» [3], которая позволяет определить индикаторные и эффективные параметры двигателя в любой момент времени.

На рис. 1, 2, 3 представлены расчетные и экспериментальные кривые изменения давления и скорости нарастания давления dp/dj в рабочей камере экспериментального двух-

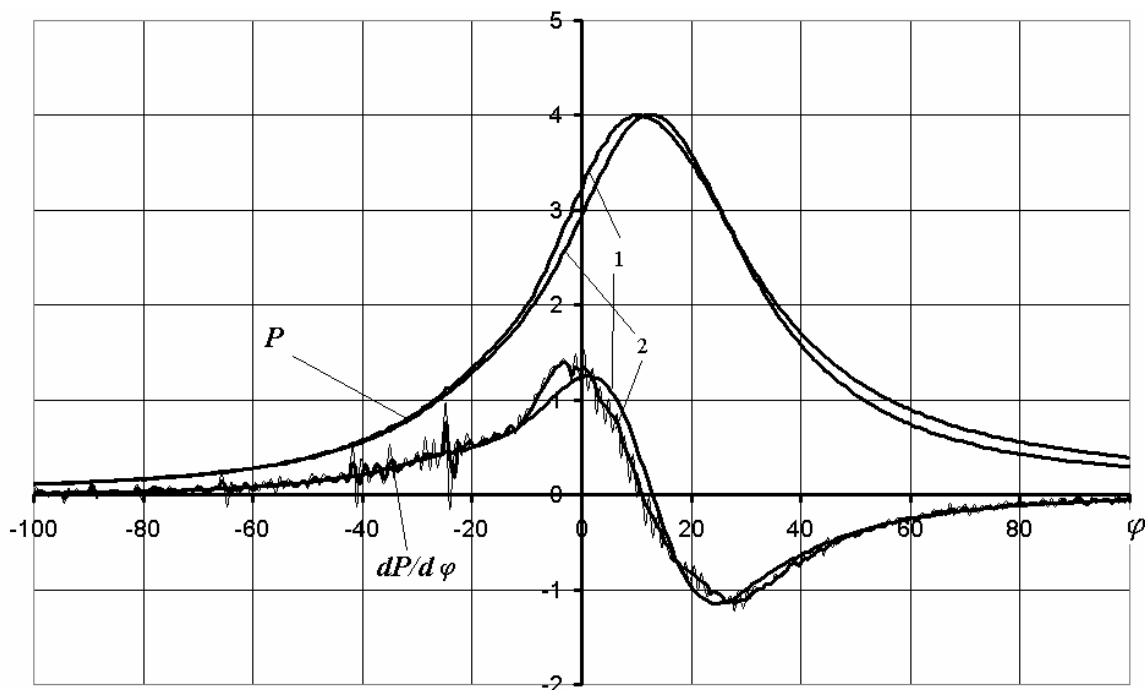


Рис. 1. Диаграммы изменения давления P (МПа) и dp/dj (МПа/град) от угла поворота коленчатого вала j , $n = 3000$ об/мин; топливо – этанол (70%): 1 – расчетные кривые; 2 – экспериментальные кривые

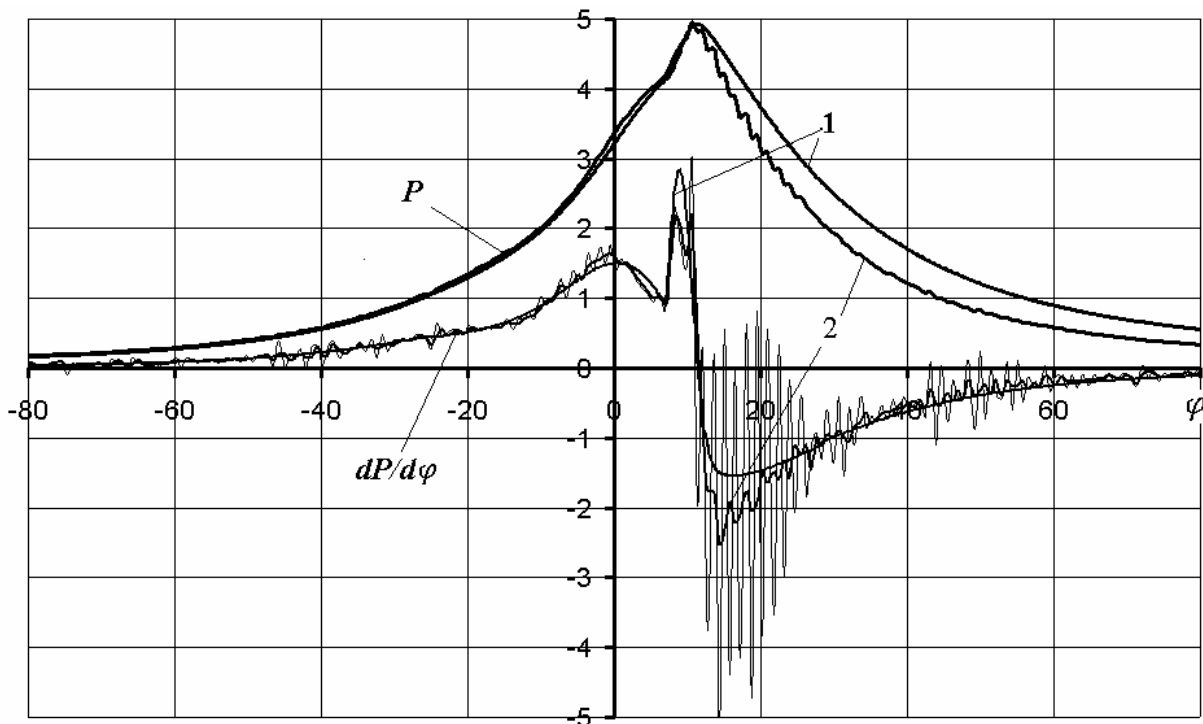


Рис. 2. Диаграммы изменения давления P (МПа) и dp/dj (МПа/град) от угла поворота коленчатого вала j , $n = 3000$ об/мин; топливо – бензин: 1 – расчет; 2 – эксперимент

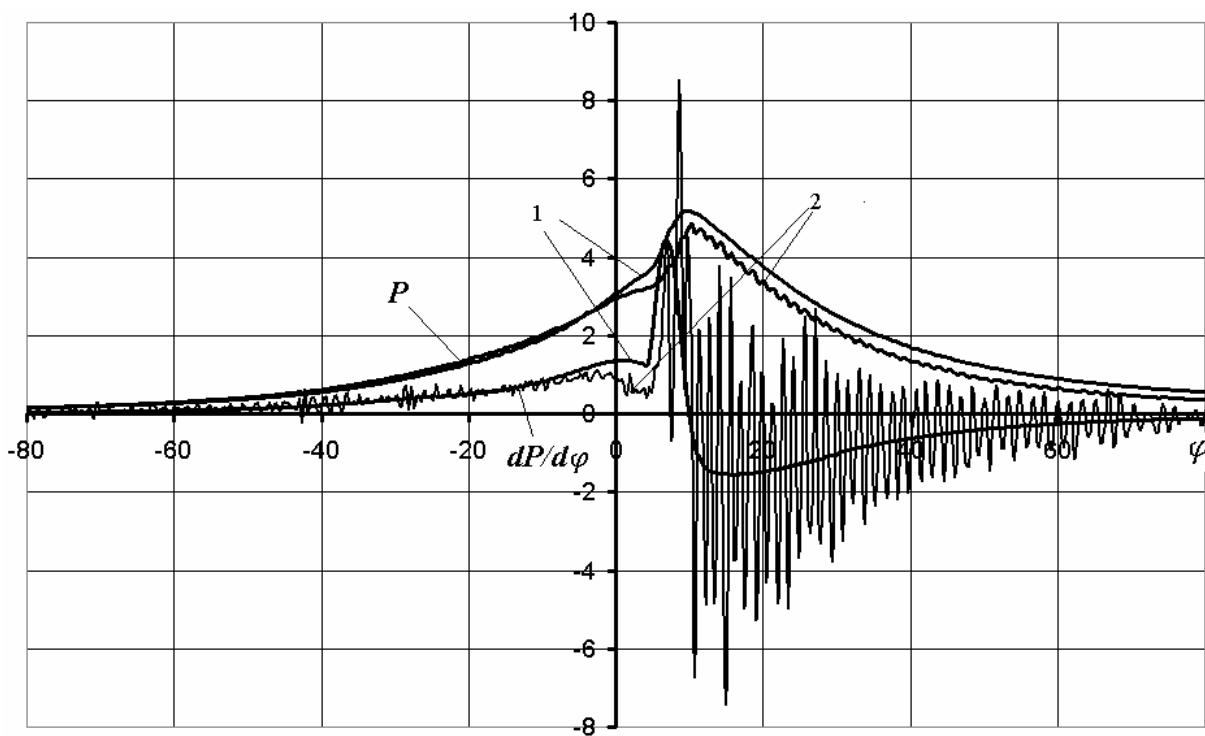


Рис. 3. Диаграммы изменения давления P (МПа) и dp/dj (МПа/град) от угла поворота коленчатого вала j , $n = 3000$ об/мин; топливо – дизельное: 1 – расчет; 2 – эксперимент

тактного двигателя со степенью сжатия 12,5 по углу поворота вала при сгорании 70%-го водного раствора этанола, бензина и дизельного топлива. На рис. 4 приведены соответствующие расчетные и экспериментальные индикаторные диаграммы для карбюраторной версии двигателя (степень сжатия 8,5).

При работе на водном растворе этанола (рис. 1) процесс сгорания протекает как в обычных бензиновых двигателях (рис. 4.), без появления каких-либо признаков самовоспламенения или ускорения пламени в несгоревшей части заряда. При работе на бензине и дизельном топливе (рис. 2, 3) процесс сгора-

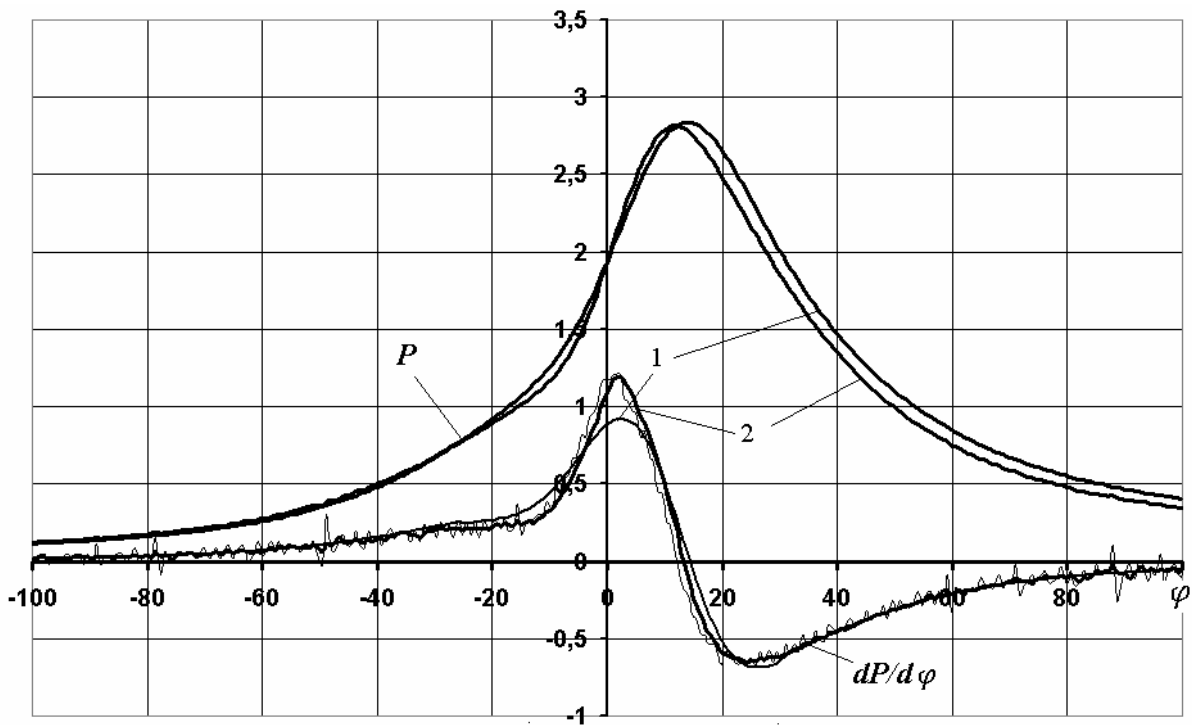


Рис. 4. Диаграммы изменения давления P (МПа) и $dp/d\varphi$ (МПа/град) от угла поворота коленчатого вала φ ; карбюраторная версия двигателя: 1 – расчетные кривые; 2 – экспериментальные кривые

ния протекает аномальным для двигателей с искровым воспламенением образом. Видно, что кривая скорости нарастания давления имеет «двугорбый» характер. Второй пик скорости нарастания давления в новом рабочем процессе следует отнести к многоочаговому сгоранию смеси, воспламенившейся от сжатия, вызванного сгоранием ее части. Это хорошо прослеживается по характерным флуктуациям на кривых давления и $dp/d\varphi$.

В расчетах показатель характера сгорания для первого периода сгорания принимался равным 3 (данное m типично для бензиновых двигателей). Для бензина наблюдается практически полное совпадение с экспериментом. Некоторое отличие расчетной и экспериментальной кривой в первый период сгорания для дизельного топлива объясняется, видимо, ухудшенным топливом по объему воздуха, в связи с чем полнота сгорания была ниже, чем в бензиновом варианте и расчете. Наибольшее совпадение расчетных данных с экспериментальными для второго этапа сгорания получилось при $m \approx 1,5$ (для обоих топлив). В случае моделирования процесса горения водного раствора этанола показатель

m принимался постоянным и равным 3 для всего периода сгорания, также как и в случае горения бензина в серийной версии двигателя.

Таким образом, разработана математическая модель комбинированного воспламенения и сгорания, которая в сочетании с СИМ «Альбея» позволяет на стадии проектирования спрогнозировать характеристики рабочего цикла двигателя (давление, скорость нарастания давления).

Список литературы

1. Еникеев Р. Д., Гарипов М. Д. Рабочий процесс перспективного поршневого ДВС/ Р.Д. Еникеев, М. Д. Гарипов // Вестник УГАТУ. - 2006. - Т.7, №3. – С. 12 – 22.
2. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателя. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя. - Свердловск: Машгиз, 1962. – 269 с.
3. Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро): Учебное пособие / Горбачев В. Г., Загайко С. А., Рудая Н. В. и др. – Уфа: Уфимск. гос. авиац. тех. ун-т, 1995. - 112 с.

**MATHEMATICAL MODEL OF COMBINED COMBUSTION
IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

© 2007 R. D. Enikeev, M. D. Garipov, A. O. Borisov, A. A. Chernousov

Ufa State Aircraft Technical University

Work cycle of multifuel piston internal combustion engine, which is realized by means of the organizations of combined ignition and combustion, is considered. Mathematical model of two stage combined combustion, on I. I. Vibe factor, is presented. Matching of numerical and experimental data is carried out.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ ТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВОЙ СТРУИ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ В НАРОДНОМ ХОЗЯЙСТВЕ

© 2007 В. А. Зубарев¹, Р. Ю. Шафеев²

¹Приволжско-Уральский региональный центр МЧС России

²Отряд государственной противопожарной службы №22
Республики Башкортостан при МЧС России

В статье представлено экспериментальное и теоретическое исследование термодинамического эффекта температурного разделения газовой струи при ее высокоскоростном истечении, а также рассмотрены области его применения в народном хозяйстве.

Известны исследования высокоскоростных газовых струй, в результате которых установлен эффект температурного разделения газовой струи - термодинамический эффект [1].

Предысторией настоящих исследований явились исследования причин самовоспламенения газовых фонтанов при их глушении. Воспламенение природного газа возможно в смеси с воздухом при температурах более 600°C. Объяснить появление таких температур законами аэродинамики оказалось невозможным.

Были проведены стендовые и промышленные экспериментальные исследования этого явления, в результате которых было установлено, что при падении газовой струи на плоскость под углом $\alpha = 75-80^\circ$ (критический угол атаки) и приближении h соплового устройства диаметром d к этой плоскости при соотношении $h/d=0,7..2,0$ (критический коэффициент приближения) происходит скачок температурного разделения газовой струи (рис. 1), на остром углу - горячий, а на тупом - холодный потоки.

При исследовании зависимости температуры от скорости газовой струи установлено, что кривые горячего и холодного потоков представляют собой параболы (рис. 2) с фокальными параметрами, соответственно:

$$P_T = 120 \text{ и } P_X = 480.$$

На основании чего выведены экспериментальные формулы расчета горячих и холодных потоков [1]:

$$t_T = 4 \cdot 10^{-3} \cdot V^2 + t_0, \quad (1)$$

$$t_X = -1 \cdot 10^{-3} \cdot V^2 - t_0, \quad (2)$$

где V - скорость газовой струи, м/с, t_0 - исходная температура, °С.

Это явление объясняется теоретическими исследованиями. При ударе газовой струи о плоскость по законам аэродинамики из уравнения Бернулли [2] образуется повышение температуры:

$$t_c = \frac{V^2}{2g \cdot i \cdot c_p} + t_0, \quad (3)$$

где g - ускорение свободного падения; i - энтальпия; c_p - теплоемкость двухвалентного газа.

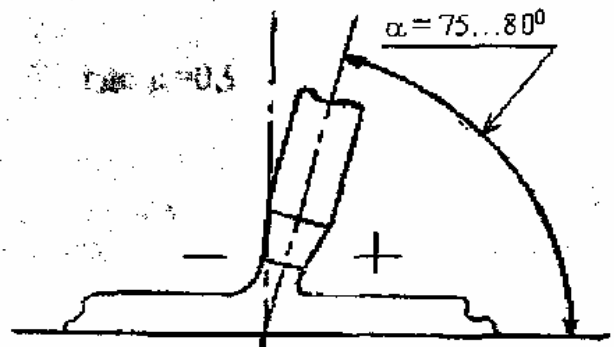


Рис. 1. Схема разделения газовой струи на горячий и холодный потоки при ударе о плоскость

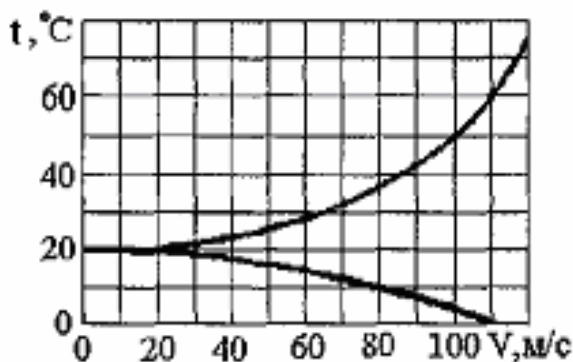


Рис. 2. 1 график зависимости температурного разделения газовой струи от скорости истечения

После удара о плоскость газовая струя с температурой t_c на критическом угле атаки закручивается в жесткий вихрь, в котором возникает эффект Ранка [2, 3]. Из теплового баланса вихревой трубы, в соответствии с работой [3], следует повышение температуры горячего воздуха

$$t_r = t_c + \frac{mDt_x}{(1-m)}, \quad (4)$$

где $m=0,9$ - массовая доля холодного потока; $\Delta t = (\Delta t_{x_{\text{вн}}}) + (\Delta t_x)$ - эффективность нагрева; $(\Delta t_{x_{\text{вн}}}) = t_c - t_x$ - расчетная температура холодного потока; $t_x = -1^\circ\text{C}$; $s(\Delta t_x) = 6^\circ\text{C}$ - потери температуры на испарение влаги при влажности газа 100%.

Подставляя в формулу (5) значение из формулы (4) получим формулы расчета потоков газа:

$$t_r = \frac{V^2}{2g \cdot i \cdot c_p} + \frac{mDt_x}{(1-m)} + t_0,$$

или

$$t_r = 5 \cdot 10^{-4} V^2 + 9Dt_x + t_0 \quad (5)$$

и соответственно

$$t_x = 5 \cdot 10^{-4} V^2 - 0,1Dt_r + t_0. \quad (6)$$

Для расчета температурных потоков правомерно применение формул (1; 2; 5 и 6).

В практических расчетах достаточно найти одну из температур потока, преимущественно горячего, и из теплового баланса газовой струи определить температуру другого потока.

Из сравнительного анализа по таблице 1 и графику (рис. 3) видно постоянное математическое опережение температуры горячего потока на 63°C относительно экспериментальной, что объясняется математической точностью расчета. Формулы (1; 3; 5 и 6) рекомендуется применять для расчета температур потоков газовой струи.

Настоящий термодинамический эффект температурного разделения газовой струи при высокоскоростном истечении может быть использован в летательных аппаратах и гидро- и ветроэнергетике, что представляет собой большое хозяйственное значение в сбережении ископаемых энергоресурсов и получении дешевой энергии (рис. 4).

Таблица 1

№	Скорость газового потока, м/с	Температура по математической формуле 5, °C	Температура по математической формуле 6, °C	Δt , °C
1	50	93	30	63
2	100	123	60	63
3	200	243	180	63
4	300	443	380	63
5	340	543	480	63
6	400	723	660	63
7	500	1083	1020	63
8	600	1523	1460	63
9	700	2043	1980	63
10	800	2643	2580	63

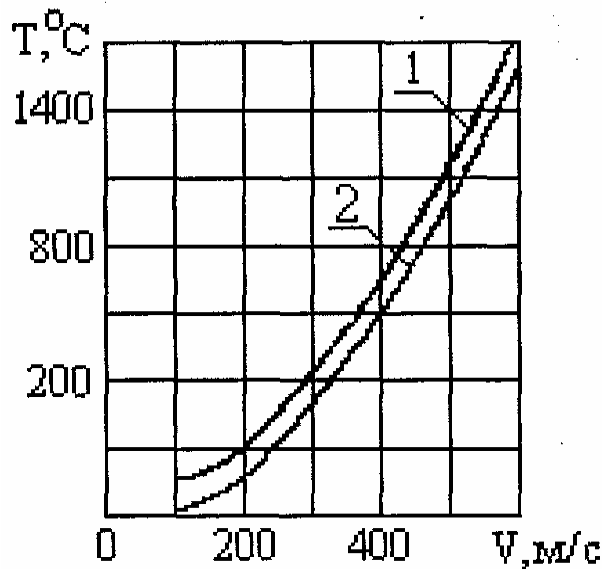


Рис. 3. Графики теоретической (1) и экспериментальной (2) температуры газового потока

Общей схемой таких тепловых установок является воздушный компрессор (К) с давлением нагнетания от 10 до 50 кг/см и более, мощностью до 500 кВт. Нагнетательный трубопровод компрессора (К) соединен с расширительным цилиндром (РЦ) малой емкости который сообщается с ресивером (Р). Из расширительного цилиндра (РЦ) производится подача воздуха под давлением на температурный разделитель (ТР), после которого трубопроводы горячего и холодного воздуха снабжены пробковыми кранами (ПК) выброса в атмосферу или подачи потребителю горячего (Г) или холодного (Х) воздуха. После потребителя воздух поступает в обратный трубопровод на всасывающий патрубок (ВП) компрессора. Т. е. компрессор (К) за-

кольцовывается тем или иным потоком для работы на себя. Горячий или холодный поток воздуха с соответствующим потенциалом температуры, многократно проходя через температурный разделитель (ТР), многократно увеличивает свой температурный потенциал до любых высоких или низких температур. Такая рекуперация тепловых потоков показывает преимущества перед преобразованием энергии в электричество. В эту пользу указывают простота эксплуатации таких установок, безопасность и отсутствие каких-либо регулирующих устройств, аккумуляция энергии. При расчете температур при рекуперации по общему балансу:

$$m_{\Gamma} t_{\Gamma} = m_{\text{х}} t_{\text{х}}, \quad (7)$$

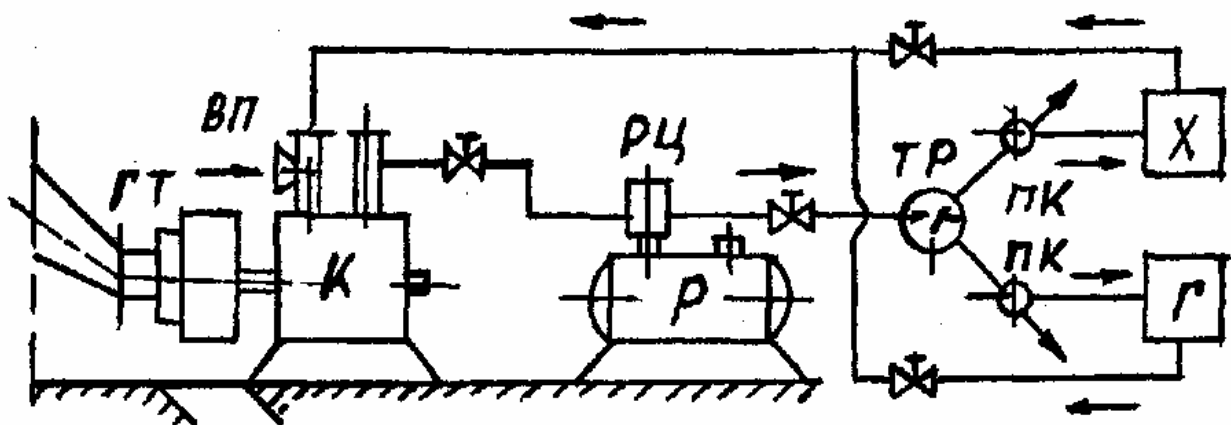


Рис. 4. Схема тепловой гидроустановки

где доли масс m_2 и m_x определяются из теплового баланса вихревой трубы

$$MDt_x = (1 - m)Dt_T. \quad (8)$$

Для расчета горячего потока воздуха принимают $m = 0,9$, что соответствует углам наклона газовой струи к полости 75 ... 80.

На рис. 5 показана схема температурной рекуперации горячего и холодного пото-

ков воздуха в зависимости от скорости истечения и времени. Кривые температур рекуперации показывают прямую зависимость от производительности компрессора. Поэтому при выборе компрессора следует руководствоваться не только напором давления, но и производительностью.

Выбор компрессора производится по мощности установки, в частном гидротурбины (ГТ) или механического привода.

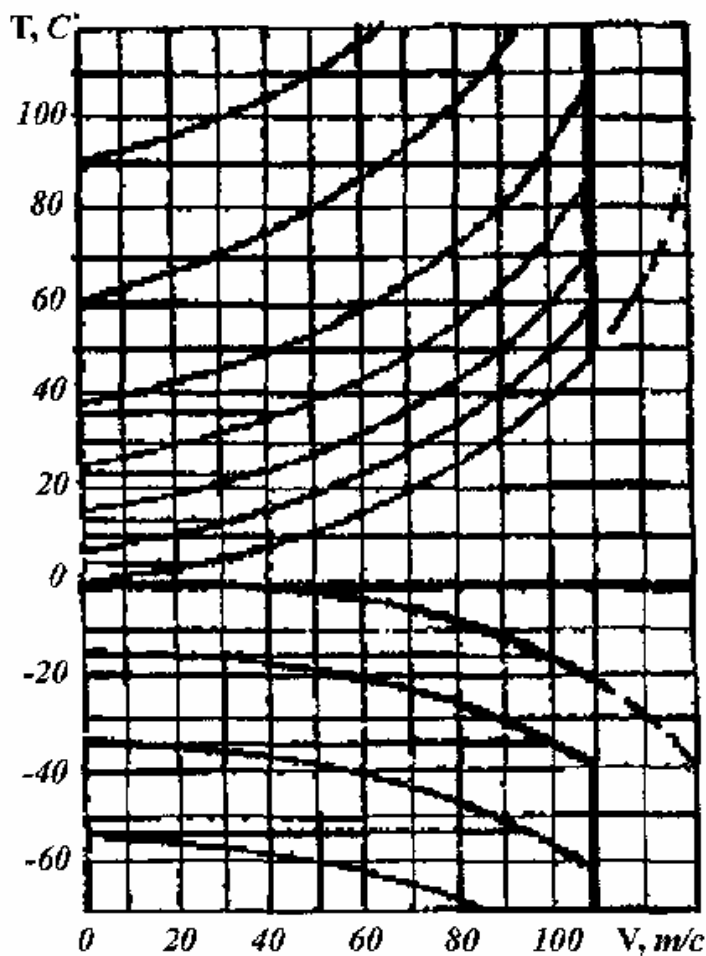


Рис. 5. Схема температурной рекуперации потоков воздуха

Список литературы

1. Прокопов О. И. Исследование газовой струи при коптаже скважин // Известия ВУЗов: Нефть и газ. - 2000. - № 6. - С. 29-34.
2. Фабрикант Н. Я. Аэродинамика. - М.: Госиздат техн. теор. литературы, 1949. - 49 с.

3. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. - М.: Машиностроение, 1969. - 64 с.
4. Мартынов А. В. и др. Что такое вихревая труба. - М.: Энергия, 1976.

**THERMODYNAMIC EFFECT OF GAS STREAM DIVISION AND
ITS USING IN DIFFERENT FIELDS OF HUMAN ACTIVITY**

© 2007 V. A. Zubarev¹, R. U. Shafeev²

¹Volga-Ural region department of EMERCOM OF RUSSIA

²State fireman department of Bashkortostan Republic

This paper deals with thermodynamic effect of gas stream division during high-speed outflow and its using in different fields of human activity.

ВИЗУАЛИЗАЦИЯ СТРУКТУРЫ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ ТЕНЕВЫМИ И ИНТЕРФЕРЕНЦИОННЫМИ МЕТОДАМИ

© 2007 С. И. Иншаков

Центральный аэрогидродинамический институт им. проф. Н. Е. Жуковского (ЦАГИ),
г. Жуковский

Представлены результаты использования классических рефрактометрических методов исследования прозрачных потоков газа: прямотеневого, теневого и интерферометрического в современных условиях в трубном и баллистическом экспериментах. Даны границы применимости каждого метода.

О сути визуализации. Тело, помещенное в поток воздуха, будет оказывать на него воздействие, в свою очередь возмущенный поток будет по III закону Ньютона оказывать такое же воздействие на тело. Отсюда открываются два направления исследований.

Во-первых, можно изучать воздействие потока на модель – например, измерять распределенные силы нормального давления, действующие на тело, или регистрировать силы и моменты, действующие на всю модель. Во-вторых, можно изучать возмущенный поток, а именно – характер, структуру и координаты этих возмущений, и по ним восстанавливать силовое воздействие на модель. Этот вид испытаний называется визуализацией обтекания модели. Для полного исследования характеристик летательного аппарата необходима как регистрация нагрузок на модель, так и визуализация его обтекания, в идеале эти исследования должны проводиться одновременно.

Испытания в аэродинамической трубе без визуализации – это буквально исследования с закрытыми глазами.

Возмущения в потоке можно обнаружить по многим признакам. Принцип действия теневых и интерференционных приборов основывается на использовании одного и того же физического явления – реакции светового пучка на изменение показателя преломления среды. Показатель преломления потока (n) однозначно связан с его плотностью формулой Гладстона – Дейла [1]: $k = (n-1)/r$, где k – постоянный коэффициент для данного газа и для данной длины волны. Так, для воздуха при 0°C и $P_a = 10^5$ Па

$k = 0,22575$ для желтой D-линии натрия ($\lambda = 0,589$ мкм), размерность плотности – г/см³. Можно показать, что измеряемые интерферометром величины являются функциями показателя преломления среды $n(x, y, z)$, получаемые с помощью теневых приборов – функциями градиентов показателя преломления $\left(\frac{\partial n}{\partial x}; \frac{\partial n}{\partial y}; \frac{\partial n}{\partial z}\right)$, а получаемые с помощью прямотеневых установок – функциями второй производной от показателя преломления среды $\left(\frac{\partial^2 n}{\partial x^2}; \frac{\partial^2 n}{\partial y^2}; \frac{\partial^2 n}{\partial z^2}\right)$ [1].

Прямотеневой метод визуализации течений

Наиболее простым методом визуализации является прямотеневой метод, регистрирующий вторую производную показателя преломления среды. Схема его реализации в баллистическом эксперименте представлена на рис. 1, 2. На рис. 1 представлена картина обтекания конуса, а на рис. 2 – стереопара выстрела из дробового ружья.

Основным элементом, влияющим на качество визуализации в этом методе, является яркий импульсный точечный источник света. Данные снимки получены с помощью искрового источника длительностью 1 мкс и энергией порядка 1 Дж. Размер искры был порядка 1 мм. Этот метод хорошо работает при нормальных атмосферных условиях.

Визуализация теневыми приборами

На аэродинамических трубах для визуализации сверхзвуковых и околозвуковых

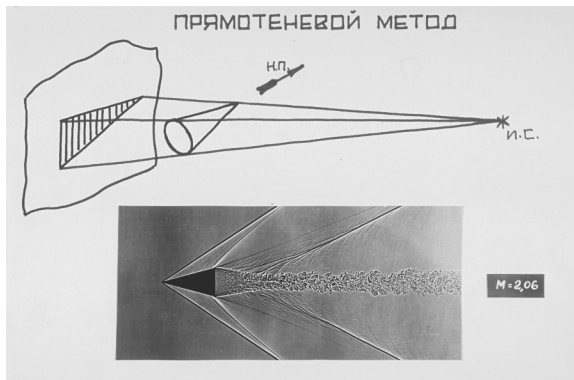


Рис. 1

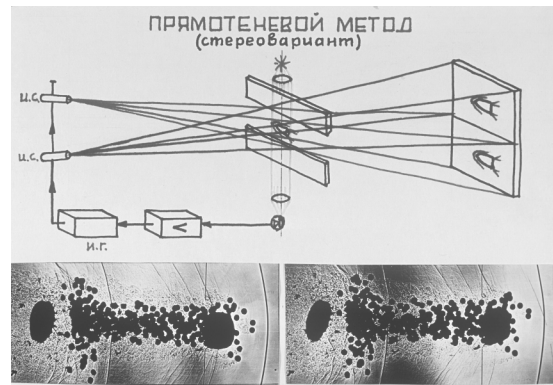


Рис. 2

течений широко используются серийные теневые приборы, например ИАБ 451 с полем визуализации диаметром 230 мм производства Казанского оптико-механического завода. Схема теневого прибора, работающего по методу Теплера, представлена на рис. 3 [2]. Для выделения структуры потока требуется источник света малых размеров, это достигается с помощью фокусировки изображения нити лампы накаливания (1) на осветительную диафрагму (3). Фокусировка производится с помощью линзы конденсора (2). Штатная диафрагма представляет из себя щель, размер которой регулируется микрометричес-

ким винтом. Исследуемый объем пространства просвечивается параллельным пучком света, исходящим из осветительной диафрагмы. Пучок может быть сформирован или линзовой системой, как было предложено Теплером, или зеркальной системой, как сделано в приборе ИАБ 451 (рис. 3). После прохождения рабочей части аэродинамической трубы (5) с объектом исследования (6) лучи снова собираются в фокусе приемной части оптической системы (линзовой или зеркальной). Вблизи этого фокуса располагается визуализирующая диафрагма (7) - нож Фуко. При прохождении объекта (6) параллель-

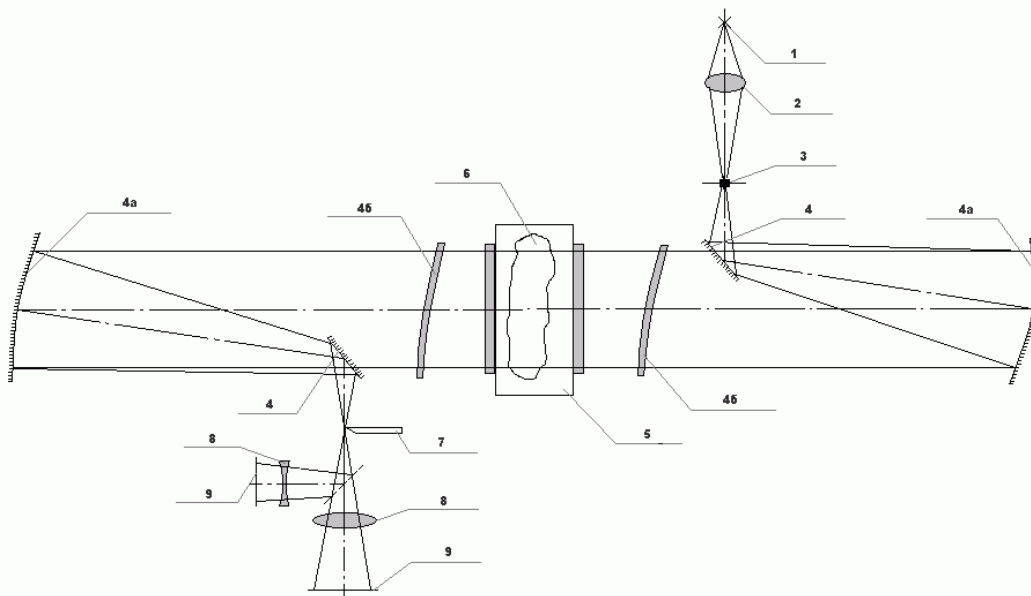


Рис. 3

1 - источник света, 2 - конденсор, 3 - осветительная диафрагма, 4а - элемент поверхности сферического зеркала, 4б - мениск для компенсации aberrаций сферического зеркала, 5 - рабочая часть аэродинамической трубы, 6 - исследуемый объект, 7 - визуализирующая диафрагма (нож Фуко), 8 - объектив, 9 - экран

ность лучей нарушается из-за изменения показателя преломления. Изменением положения ножа Фуко можно, например, убрать из светового пучка лучи, отклоненные на тот или иной угол. При этом в плоскости изображения (9), которую формирует объектив (8), будут затемнены области, вызвавшие отклонения лучей. Визуализирующей диафрагмой может быть не только острая кромка ножа, но и другие приспособления, например, нить и т. д. Примеры изображений, полученных с помощью теневого прибора с линзовой системой и различными визуализирующими диафрагмами, представлены на рис. 4, 5.

На рис. 4 представлено обтекание заостренного цилиндра и осесимметричного воздухозаборника, на рис. 5 представлено обтекание профиля при различных положениях визуализирующей нити. Метод по праву является классическим и широко используется

в аэродинамическом эксперименте.

Интерферометр Маха-Цендера

В классическом интерферометре происходит суперпозиция двух световых потоков, один из которых проходит исследуемую область, а другой является опорным. Схема подобного интерферометра и результаты представлены на рис. 6. Недостатком данной схемы является значительная виброчувствительность и большой вес системы (порядка 1000 кг), что исключает ее мобильное использование.

Интерферометр сдвига

Данным недостатков лишен интерферометр сдвига, разработанный Государственным Оптическим Институтом им. академика С. И. Вавилова (ГОИ) по техническому заданию ЦАГИ. Схема прибора и его внешний вид представлены на рис. 7.

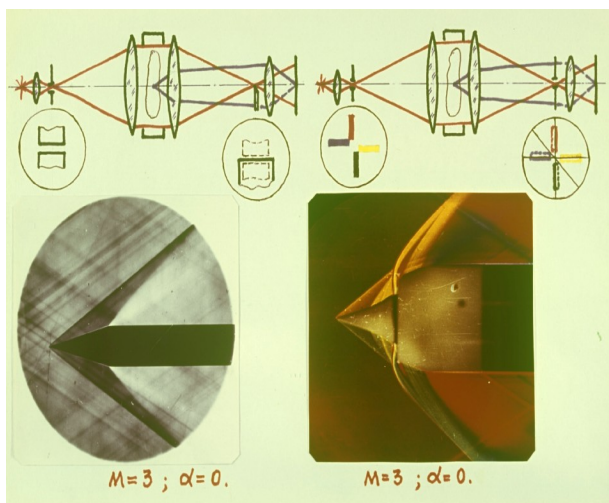


Рис. 4

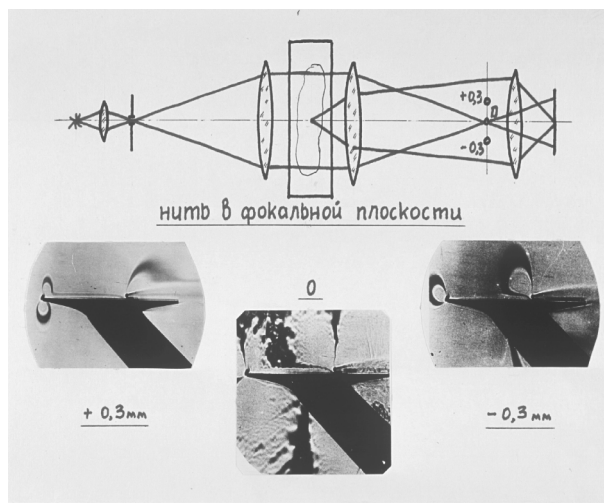


Рис. 5

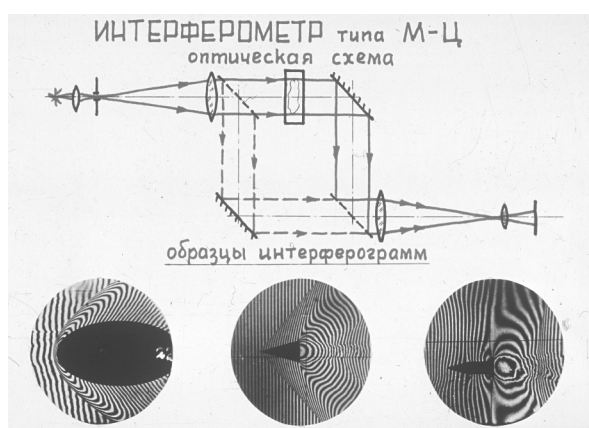


Рис. 6



Рис. 7

Универсальный интерферометр сдвига (примерные размеры 250*250*400 мм) предназначен для исследования прозрачных неоднородностей в твердых, жидких и газообразных средах, для исследования качества поверхностей вогнутых сферических и асферических поверхностей и, главным образом, для исследования газодинамических полей большого размера. Интерференция в этой схеме достигается путем наложения двух световых потоков, прошедших одну и ту же неоднородность, но сдвинутых относительно друг друга в боковом направлении. Величина сдвига может меняться в широком диапазоне. Результаты использования интерферометра сдвига представлены на рис. 8. Прибор работал в основном варианте системы со сферическим зеркалом диаметром $\varnothing=500$ мм и радиусом кривизны $R = 5000$ мм. Сферическое зеркало и собственно прибор устанавливались по обе стороны рабочей части аэродинамической трубы на отдельных неамортизированных основаниях.

Визуализация крупномасштабных вихревых структур в турбулентной струе

Фото и видеорегистрация чистой струи и струи, возбужденной гармоническим акустическим сигналом, проводилась в акустической заглушенной камере размером 10х5х4,7м³ [3]. Исследовалась холодная струя, истекающая из конического сопла диаметром 4 см со скоростью 40-140 м/с ($M = 0,12 \dots 0,42$). В отдельных экспериментах скорость истечения струи составляла 200 м/с. Источником продольного акустического возбуждения служил

громкоговоритель. Частота акустического возбуждения f_{ex} изменялась в диапазоне 600-2500 Гц. Для выделения в струе крупномасштабных вихревых структур на фоне некоррелированных мелкомасштабных пульсаций применялся метод, который можно назвать методом оптического усреднения. Изображение исследуемой части струи многократно экспонируется на один и тот же кадр, при этом повторяющиеся события выделяются, а случайные - сглаживаются. Регистрация осуществлялась в проходящем свете с использованием интерферометра сдвига. Источник света был импульсный, работающий в режиме стробоскопа, с частотой световых импульсов, которые можно плавно изменять в диапазоне 0 - 300 Гц. Частота световых стробоскопических импульсов $f_s = f_{ex}/n$ выбиралась максимально возможной так, чтобы выполнялось условие $f_s \leq 300$ Hz. При такой частоте периодически возникающие события в одном и том же месте струи (здесь это периодически образующиеся на начальном участке струи вихревые кольца) многократно экспонируются на один кадр, а небольшое рассогласование частоты стробоскопа и частоты облучения позволяет добиться эффекта высокоскоростной видеосъемки применительно к повторяющимся событиям.

На рис. 10 представлены видеокадры возбужденной струи при различных скоростях истечения, полученные при стробоскопическом освещении и настройке интерферометра на горизонтальный сдвиг волновых фронтов. С помощью интерферометра сдви-

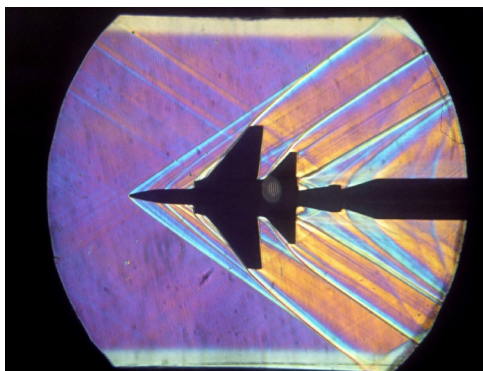


Рис. 8

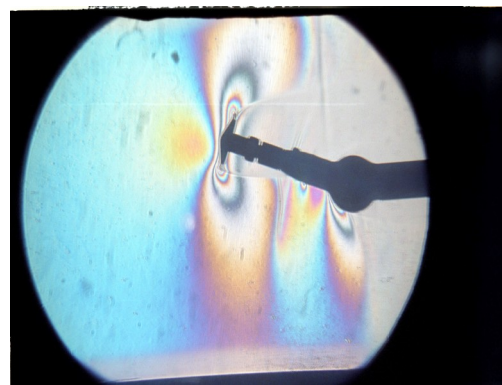


Рис. 9

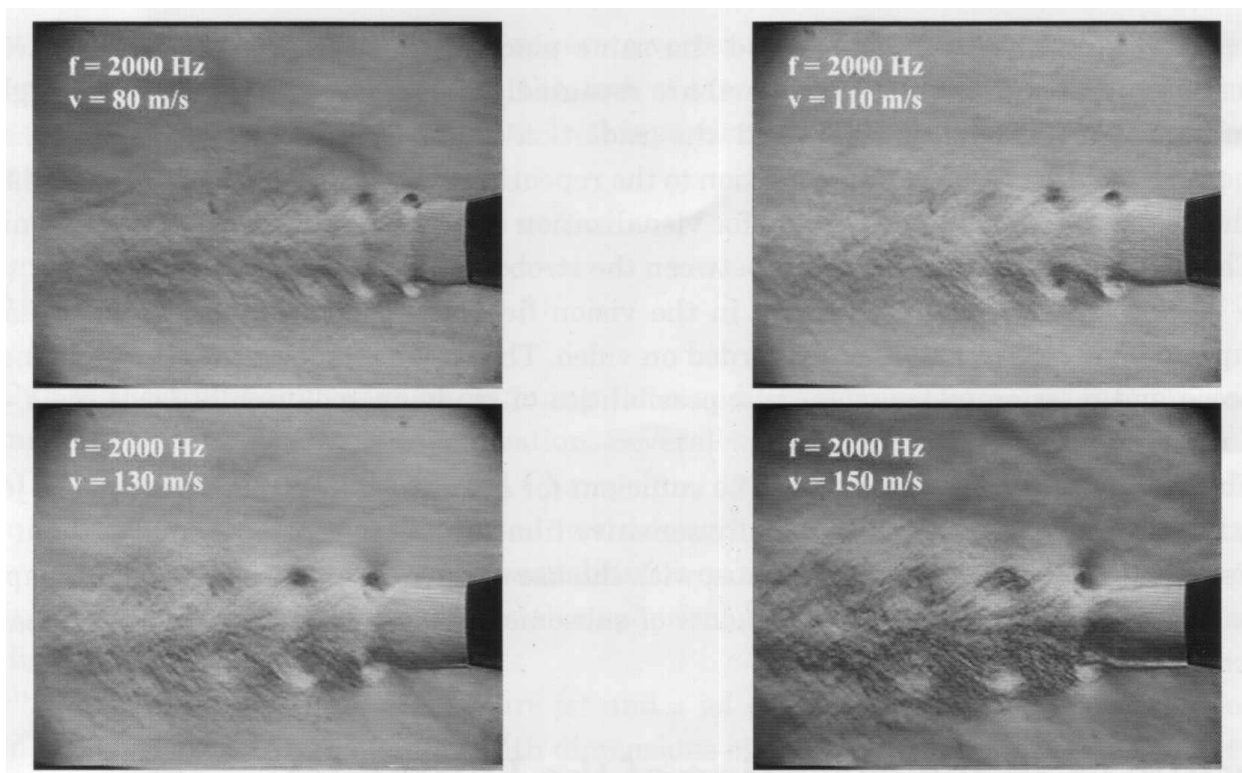


Рис. 10

га была зарегистрирована динамика движения отдельного вихревого кольца в воздухе (рис. 11).

Заключение

В результате представленной работы показано, что теневые и интерференционные методы по-прежнему являются надежным средством визуализации течений. В частности:

- Прямотеневой метод является наиболее простым при визуализации ударных волн при нормальном давлении и температуре.

- Классический метод Теплера с различными визуализирующими диафрагмами надежно выделяет оптические неоднородности в широком диапазоне плотностей газа, но из-за своих массогабаритных характеристик оборудование, реализующее этот метод, является стационарным.

- Система визуализации с интерферометром сдвига обеспечивает визуализацию и качественный анализ двухмерных дозвуковых течений вокруг моделей при скоростях набегающего потока $v \geq 20$ м/с без местного подогрева при длине хода световых лучей в неоднородной зоне ~ 2 м.

- Использование сдвигового интерферометра совместно со стробоскопическим освещением позволило выявить динамику когерентных структур в струе.

- Последняя система может работать в мобильном варианте.

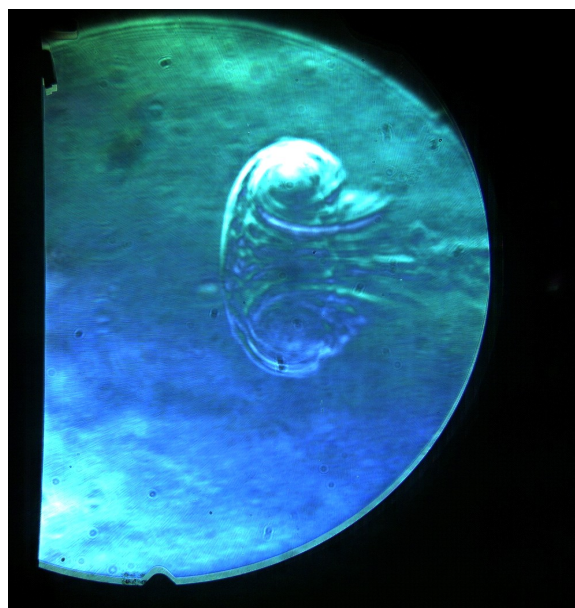


Рис. 11

Список литературы

1. H. Schardin. Die Schlierenverfahren und ihre Anwendungen. Ergebnisse der exacten Wissenschaften, XX, 1942.
2. Л. А. Васильев Теневые методы. - М, 1968.
3. Kopiev V. F., Zaitsev M. Yu., Inshakov S. I., Guriashkin L. P. Visualization of Large-scale Vortex Structures in Excited Turbulent Jets, Journal of Visualization, Vol. 6, No 3(2003).

VISUALIZATION OF GAS FLOWS STRUCTURES BY MEAN OF SCHLIEREN AND INTERFEROMETRY METHODS

© 2007 S. I. Inshakov

The Central Aerohydrodynamic Institute (TsAGI), Zhukovsky

Results of utilization classic refractometry methods such as schlieren and interferometric for investigation of transparent flows in modern aerodynamic experiment are presented. Restrictions of all represented methods are described.

ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2007 Ю. Л. Ковылов, Д. А. Угланов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Предлагается наряду с известными формулами для вычисления использовать новое выражение, хорошо иллюстрирующее влияние различных факторов на протекание процесса наполнения.

Известны факторы, влияющие на заполнение цилиндра поршневого двигателя свежим зарядом, и их влияние на величину коэффициента наполнения

$$h_v = \frac{M_{cз}}{M_T},$$

характеризующего качество этого процесса.

Здесь $M_{cз}$ - масса свежего заряда, поступившего в цилиндр в процессе наполнения; M_T - масса свежего заряда, которая могла бы теоретически заполнить рабочий объем цилиндра V_k . Основными влияющими факторами являются:

- Степень сжатия - e ;
- Параметры свежего заряда на входе в цилиндр - P_k, T_k (наддув);
- Дозарядка за счет инерционности потока во впускном клапане - $j_{доз}$;
- Параметры остаточных газов в конце такта выпуска - P_r, T_r, g_r ;
- Параметры свежего заряда в конце такта наполнения - P_a, T_a ;
- Подогрев свежего заряда в цилиндре - DT ;
- Гидравлическое сопротивление впускной системы - DP_a ;
- Гидравлическое сопротивление выпускной системы - DP_r ;
- Очистка цилиндра за счет продувки - $j_{оч}$;
- Соотношение теплоемкостей остаточных газов и свежего заряда - j' .

В учебной литературе различного времени издания и разных научных школ [1...6] комбинации перечисленных факторов в пред-

лагаемых формулах для расчета величины коэффициента наполнения заметно отличаются друг от друга.

Так, в учебниках, написанных в МГТУ им. Баумана, МАДИ (ТУ), СПб ТУ, а это, как известно, ведущие научные школы в России по специальности «Двигатели внутреннего сгорания», приводятся расчетные формулы

$$h_v = j_{доз} \cdot \frac{e}{e-1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + DT + j' \cdot g_r \cdot T_r}, \quad (1)$$

$$h_v = j_{доз} \cdot \frac{e}{e-1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + DT + j' \cdot j_{доз} \cdot g_r \cdot T_r}, \quad (2)$$

и (только для четырехтактных ДВС)

$$h_v = j_{доз} \cdot \frac{e}{e-1} \cdot \frac{T_k}{T_k + DT} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \left(1 - \frac{P_r \cdot j' \cdot j_{оч}}{e \cdot P_a} \right), \quad (3)$$

$$h_v = j_{доз} \cdot \frac{e}{e-1} \cdot \frac{T_k}{T_k + DT} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \left(1 - \frac{P_r \cdot j' \cdot j_{оч}}{e \cdot j_{доз} \cdot P_a} \right). \quad (4)$$

В учебных пособиях, где излагается методика и алгоритм теплового расчета ДВС, встречаются как указанные формулы (пособия, разработанные в МАДИ и в МАИ), так и отличающиеся от них. Например, в пособиях [5, 6] коэффициент наполнения предлагается рассчитывать так:

$$h_v = \frac{T_\kappa}{T_\kappa + DT} \cdot \frac{1}{e - 1} \cdot \frac{1}{P_\kappa} \cdot (j_{\text{доз}} \cdot e \cdot P_a - j_{\text{оч}} \cdot P_r) \quad (5)$$

При подстановке в (1) выражения для коэффициента остаточных газов

$$g_r = \frac{T_\kappa + DT}{T_r} \cdot \frac{j_{\text{оч}} \cdot P_r}{j_{\text{доз}} \cdot e \cdot P_a - j_{\text{оч}} \cdot P_r}$$

можно получить формулу (5), что дает основания считать их идентичными, но без учета коэффициента j' .

Формулы (5) и (3) практически совпадают, если в (5) вынести за скобку произведение $j_{\text{доз}} \cdot e \cdot P_a$, но остается различие в комбинации коэффициентов $j_{\text{доз}}$, $j_{\text{оч}}$ и j' .

В результате использование этих выражений для изучения влияния различных факторов на процесс наполнения цилиндра свежим зарядом и для непосредственного расчета величины h_v встречает ряд затруднений, изложенных ниже.

Так, расчет по формулам (1...5) дает разные значения h_v . Используя величины параметров, входящих в формулы, из примера расчета бензинового двигателя в широко распространенном пособии [5]:

$$e = 8,5; T_\kappa = 293 \text{ К}; P_\kappa = 0,1013 \text{ МПа}; \Delta T = 8 \text{ К}; T_a = 337 \text{ К}; T_r = 1060 \text{ К}; j_{\text{доз}} = 1,1; j_{\text{оч}} = 1; P_r = 0,118 \text{ МПа}; P_a = 0,0863 \text{ МПа}; g_r = 0,0495,$$

можно показать, что (при $j' = 1,162$ из [2])

$$\text{по формуле (1) } h_v = 0,8597,$$

$$\text{по формуле (2) } h_v = 0,8455,$$

$$\text{по формуле (3) } h_v = 0,8406,$$

$$\text{по формуле (4) } h_v = 0,8582,$$

$$\text{по формуле (5) } h_v = 0,8826.$$

Разброс значений составляет примерно 5%. Можно считать его незначительным, но он требует объяснений.

Кроме того, структура перечисленных выражений имеет некоторые противоречия с физическим смыслом, которые всегда сложно обходить в учебном процессе.

Если в соотношении

$$h_v = \frac{M_{c3}}{M_T}$$

массу теоретического заряда рассчитывать по плотности действительного заряда на входе в двигатель (как и M_{c3})

$$M_T = r_\kappa \cdot V_h$$

и принять, что свежий заряд заполнил весь объем цилиндра V_a , то получится выражение

$$h_v = \frac{e}{e - 1} \quad (6)$$

для предельно возможного значения коэффициента наполнения $h_{v \text{ пред}}$.

Учитывая этот результат, на первый взгляд может показаться, что формулы (1) и (2) позволяют получить значение $h_v > h_{v \text{ пред}}$. Это не может не вызывать вопросы, особенно у вновь изучающих процессы в ДВС. Во всех показанных формулах параметр P_κ , отражающий наличие и величину наддува двигателя, располагается в знаменателе, что может навести на мысль об обратной зависимости h_v от этого фактора, хотя это и противоречит физическому смыслу процесса.

В связи с изложенным предлагается для объяснения влияния различных факторов на величину коэффициента h_v (но не для расчета его величины) принять, что в конце такта наполнения его можно представить как соотношение объема свежего заряда V_{c3} , поступившего в цилиндр, и рабочего объема цилиндра V_r , т.е.

$$h_{Va} = \frac{V_{c3}}{V_h}.$$

Так же, как это было принято в полученном выше выражении для $h_{v \text{ пред}}$. С учетом дозарядки

$$h_v = h_{Va} \cdot j_{\text{доз}}.$$

Тогда, сравнивая параметры остаточных газов в конце такта выпуска (без учета продувки цилиндра во время перекрытия клапанов)

$$P_r \cdot V_c = 8314,3 \cdot T_r \cdot M_r$$

и в конце такта наполнения

$$P_a \cdot V_{oz} = 8314,3 \cdot T_a \cdot M_r ,$$

можно получить следующее выражение для объема остаточных газов, который «мешает» объему свежего заряда V_{c3} заполнить весь объем цилиндра V_a ,

$$V_{oz} = \frac{P_r \cdot T_a}{P_a \cdot T_r} \cdot V_c . \quad (8)$$

Здесь M_r – количество молей остаточных газов, V_c – объем камеры сгорания.

Поскольку в нижней мертвой точке, т.е. в конце такта наполнения

$$V_a = V_{c3} + V_{oz} , \quad (9)$$

то, используя формулы (7) и (8), можно записать

$$V_a = V_h \cdot h_{Va} + \frac{P_r \cdot T_a}{T_r \cdot P_a} \cdot V_c ,$$

или поделив на V_c

$$e = (e - 1) \cdot h_{Va} + \frac{P_r \cdot T_a}{P_a \cdot T_r} .$$

Отсюда с учетом дозарядки

$$h_v = j_{доz} \cdot \left(h_{V_{пред}} - \frac{1}{e - 1} \cdot \frac{P_H + DP_r}{P_\kappa - DP_a} \cdot \frac{T_a}{T_r} \right) . \quad (10)$$

Эта формула не противоречит физическому смыслу, поскольку получена из соотношения объемов V_{c3} , V_a , V_h и V_{oz} , на основе которых и формируется понятие *коэффициента наполнения*. Ее структура также непротиворечива, поскольку соответствует традиционной логике изучения тех или иных процессов: «результат идеального протекания процесса минус какие-либо потери».

Анализ формулы (10) помогает яснее представить суть влияния на коэффициент h_v различных факторов, перечисленных в начале статьи:

1. Дозарядка ($j_{доz}$), если она происходит, положительно влияет на h_v , поскольку позволяет хотя бы частично скомпенсировать

неизбежные потери (см. второй член в скобках).

2. Чем выше степень сжатия (e) при прочих равных условиях, тем меньше относительная величина объема камеры сгорания V_c , тем меньше относительный объем остаточных газов V_{oz} (см. формулу (8)), т. е. возрастает относительный объем свежего заряда (см. (9)) и коэффициент наполнения.

3. Если выпуск отработавших газов осуществлять в вакуум ($P_H = 0$), то при отсутствии гидравлического сопротивления выпускной системы ($DP_r = 0$) коэффициент наполнения достигнет своей предельной величины.

4. Чем выше гидравлическое сопротивление выпускной (DP_r) и впускной (DP_a) систем, тем ниже коэффициент наполнения.

5. Чем выше наддув (чем более P_κ) двигателя, тем выше коэффициент наполнения. Но следует помнить, что с ростом P_κ увеличивается и температура воздуха за агрегатом наддува T_κ , что ведет к росту температуры T_a и к снижению коэффициента наполнения. Видимо, по этим двум показателям следует искать оптимум.

6. Чем выше температура T_a газов в цилиндре в конце такта наполнения, тем больший объем займут остаточные газы (см. формулу (8)), следовательно, уменьшится объем, занимаемый свежим зарядом, т.е. снизится h_v .

7. Чем выше температура остаточных газов T_r в конце такта выпуска, тем меньше количество молей остаточных газов в объеме V_c , следовательно и меньше их объем (V_{oz}) в конце такта наполнения, т.е. больше объем V_{c3} , выше коэффициент наполнения.

Таким образом, предлагаемая формула (10) позволяет достаточно четко проиллюстрировать влияние различных факторов на коэффициент наполнения h_v , т.е. на мощность, развиваемую поршневым двигателем.

Список литературы

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1983. - 400 с.

2. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. проф. д-ра техн. наук

Н. Х. Дьяченко. - Л.: Машиностроение (Ленинград. отд-ние), 1974. - 552 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб./ Луканин В. Н., Морозов К. А., Хачиян А. С. и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 368 с.

4. В. К. Кошкин, Н. А. Лапушкин. Расчет быстроходных двигателей внутреннего сгорания/ Под ред. В. К. Кошкина. - М.:

Гособоронгиз, 1952. - 250 с.

5. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебн. пособие для вузов./ А. И. Колчин, В. П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.

6. В. Г. Кадышев, С. В. Тиунов. Расчет рабочего процесса поршневых и комбинированных автотракторных двигателей / Учебное пособие. - Набережные Челны: КамГПИ, 2002. – 62 с.

DIFFERENT FACTORS INFLUENCE UPON FILLING RATIO OF PISTON ENGINE

© 2007 Y. L. Kovylov, D. A. Uglanov

Samara State Aerospace University

In this paper it is proposed alongside with known calculation formulas a new formula, which shows very well an influence of different factors upon filling process in piston engine.

УДК 621.452.322

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ НИЗКОЭМИССИОННОГО ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

© 2007 В. Н. Лавров¹, А. М. Постников¹, Ю. И. Цыбизов¹,
Г. Д. Мальчиков², В. В. Гребнев³, А. В. Морозов³

¹ОАО «СНТК им. Н.Д.Кузнецова», г. Самара

²Самарский государственный аэрокосмический университет

³ООО «РосЭко», г. Тольятти

Исследовано влияние каталитических нейтрализаторов на снижение концентрации CO и NO_x в продуктах сгорания газотурбинного двигателя. На основании выполненных исследований предложена система низкоэмиссионного горения, включающая камеру сгорания и каталитический нейтрализатор в выхлопной системе двигателя.

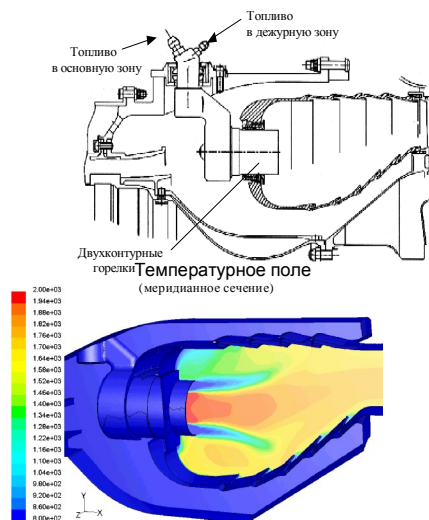
Газотурбинные установки (ГТУ) с высокими параметрами термодинамического цикла со степенью сжатия компрессора – $p_k \geq 20$ широко используются в качестве приводов нагнетателей газоперекачивающих агрегатов (ГПА), электрогенераторов в блочно-модульных электростанциях, а также на железнодорожном и автомобильном транспорте. Одной из основных проблем, решаемых при создании этих ГТУ, является проблема снижения выбросов вредных веществ (оксидов азота NO_x и монооксида углерода CO). Основным направлением при этом является разработка так называемых «сухих» систем горения (без впрыска воды или пара), основанных на сжигании бедной гомогенной топливоздушная смеси (ТВС). Такие системы горения с малоэмиссионными камерами сгорания (МКС) без применения специальных устройств являются однорежимными, т.е. обеспечивают низкие выбросы одновременно NO_x и CO в узком рабочем диапазоне мощностей вблизи максимального режима.

В настоящее время действуют «жесткие» требования по нормированию эмиссии NO_x и CO в выхлопе ГТУ в широком диапазоне изменения мощности ГТД (от 0,5 номинала до максимального режима). Прослеживается тенденция к дальнейшему снижению допустимых норм на выброс вредных газов. Нормирование выбросов вредных веществ конкретных ГТУ производит заказчик, основываясь, как правило, на национальных нормативных документах. В Российской Феде-

рации действует ГОСТ 28775-90 для газоперекачивающих агрегатов с газотурбинными приводами и ГОСТ 29328-92 для газотурбинных установок привода электрогенераторов. В ОАО «ГАЗПРОМ» (заказчик) принят стандарт организации СТО ГАЗПРОМ 2-3,5-038-2005, предназначенный для определения показателей выбросов вредных веществ ГТУ и соответствия их требованиям нормативных документов.

Обычно ОАО «ГАЗПРОМ» требует при создании новых ГТУ и модернизации существующих снижения NO_x до уровня 50 мг/м^3 , по CO – от 100 мг/м^3 до 300 мг/м^3 . (По эмиссии CO – это среднее значение концентраций $C_{co}^{15\%}$ по трем точкам при максимальном минимальном и среднем значениях температуры газа за турбиной в измеренном диапазоне $(0,7 \dots 1,0)N_{ном}$). Энергетики в настоящее время устанавливают более жесткие нормы: 50 мг/м^3 по NO_x и по CO при работе на природном газе в рабочем диапазоне мощностей $(0,5 \dots 1,0)N_{ном}$.

На рис. 1 показана МКС высокоэффективного двигателя НК-38СТ ($p_k > 25$). Здесь же приведены основные параметры двигателя и технические решения, внедренные в конструкцию МКС. Результаты измерений эмиссии этого двигателя в виде зависимости приведенной к 15% кислорода концентрации NO_x и CO от приведенной мощности и при различной величине подачи топлива в дежурную зону (1-й контур, G_{m1k}) представлены на рис. 2. Из анализа этих данных следует, что



Технические решения
•23 съёмные двухконтурные, двухзонные горелки.
•Отсутствие загромождения на входе в завихрители горелок.
Улучшенная система охлаждения и эффективное теплозащитное покрытие
Основные параметры
•Расход воздуха - 52 кг/с.
•Расход топлива - 3420 кг/ч.
Температура на входе - 800 К
Температура на выходе - 1500 К
•Давление - 25,6 кг/см ²
Кoeffициент избытка воздуха $a_{кс} = 3,28$
Окружная неравномерность < 50 °
Эмиссия: NO _x £ 50 мг/м ³ CO £ 50 мг/м ³

Рис. 1. Малоэмиссионная камера сгорания двигателя НК-38СТ

на номинальном режиме работы двигателя при $N_{пр} = 16$ Мвт эмиссия NO_x и CO не превышает 50 мг/м³. Однако, если следовать требованиям СТО ГАЗПРОМ 2-3,5-038-2005, где приведенная концентрация CO определяется как средняя величина по трем измеренным точкам при максимальном, минимальном и среднем значениях температурах газа в условиях эксплуатации, то эмиссия CO превышает норму 300 мг/м³.

Практика эксплуатации высокоэффективных ГТУ с современными МКС, показывает, что принятые системы регулирования работы двигателя по оборотам (мощности) не обеспечивают требуемую эмиссию CO на низких и переходных режимах, а так же при отрицательных температурах окружающей среды.

Известно [1], что CO образуется вследствие:

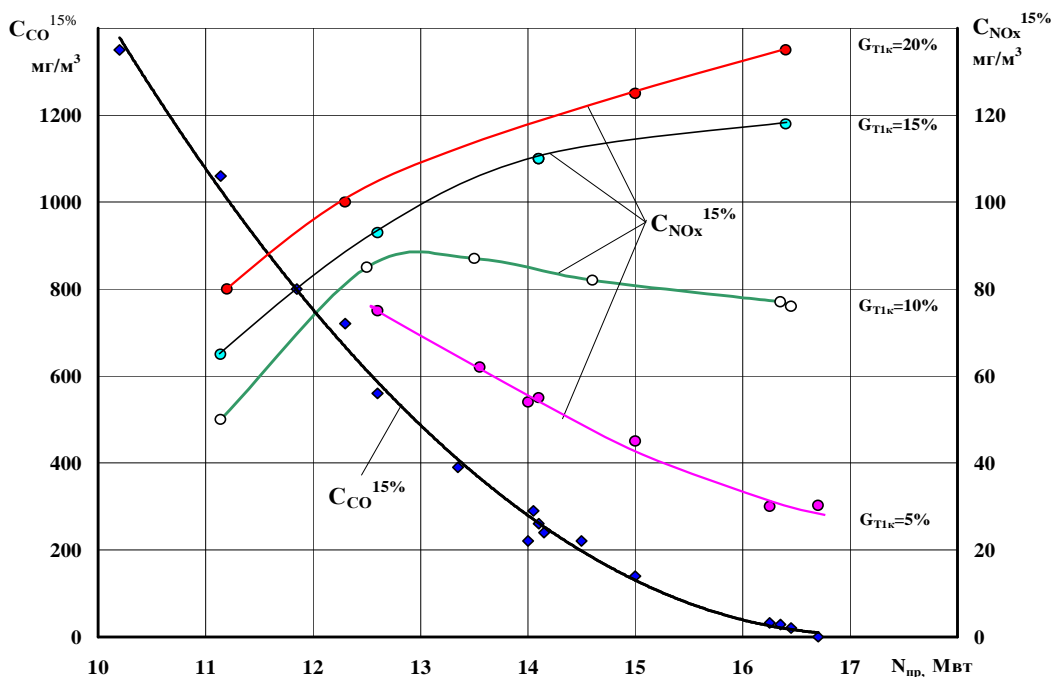


Рис. 2. Результаты испытаний малоэмиссионной камеры сгорания в составе двигателя

- нехватки кислорода при горении богатых смесей ($a < 1,0$) (здесь a - коэффициент избытка воздуха, равный $a = \frac{G_B}{L_o G_T}$,

G_B, G_T - соответственно расход воздуха и топлива, L_o - стехиометрический коэффициент соотношения компонентов);

- диссоциации CO_2 при высоких температурах;

- неполного сгорания топлива в бедных ($a > 1,0$) хорошо перемешанных ТВС;

- наличия холодного пристеночного слоя в традиционной схеме заградительного охлаждения стенок жаровой трубы.

В последних двух случаях можно снизить CO практически до нуля, если правильно организовать рабочий процесс горения с до окислением CO в после-пламенных зонах и использовать не традиционную систему охлаждения. Окисление CO идет относительно медленно (особенно в условиях МКС) и именно скорость окисления CO является фактором, определяющим выбор времени пребывания (длины камеры), необходимого для завершения реакций.

Методы снижения выброса CO основаны на представлениях о физико-химических закономерностях его образования:

- обеспечения состава смеси в зоне горения ближе к $a = 1,1 \dots 1,3$;

- увеличения объема зоны горения и времени пребывания в ней (что особенно актуально для ТВС с $a > 1,3$);

- если смесь в зоне горения $a > 1,3$, то необходимо стремиться к диффузионному горению, т.е. компоненты подавать в камеру отдельно, предварительно их не перемешивая.

Все перечисленные методы невозможно реализовать в МКС, т.к. они приводят к резкому увеличению NO_x . Установлено, что только в очень узком диапазоне температур ($T_{nl} = 1750 \dots 1850$ К) можно одновременно добиться требуемых уровней выбросов NO_x и CO .

В конечном итоге большинство простых технических решений направлены на то, чтобы обеспечить нужный уровень темпера-

тур пламени во всем объеме зоны горения, исключив «горячие» локальные области, на номинальном режиме. Еще сложнее удержать этот уровень во всем рабочем диапазоне мощностей ГТУ.

Для выполнения требований по эмиссии выхлопных газов ГТД разрабатываются системы низкоэмиссионного горения, обычно включающие:

- собственно камеру сгорания для сжигания бедной гомогенной (предварительно перемешанной) ТВС при температуре пламени не выше 1750 К;

- систему регулирования процесса горения путем строго дозированной подачи топлива по нескольким контурам в зависимости от режима работы ГТД и условий окружающей среды;

- систему управления воздухом в камере сгорания, обычно перепускающей воздух из первичной зоны горения в зону смешения на низких режимах работы для поддержания оптимального соотношения «топливо-воздух» в зоне горения;

- механизмы регулирования компрессора.

Наглядным примером исполнения ГТУ с системой низкоэмиссионного горения может служить ГТУ LM6000+ фирмы Дж.Электрик, которая включает собственно камеру сгорания, регулятор управляющий многоконтурной подачей топлива в отдельные группы горелок с целью поддержания требуемой температуры пламени в этих горелках, механизмы регулирования и управления компрессором (специальные клапаны и регулируемые направляющие аппараты) для поддержания оптимального расхода воздуха в камеру [1, 2].

Очевидным недостатком такой системы низкоэмиссионного горения является конструктивная сложность, высокая стоимость и трудности в ее эксплуатации, что обуславливает необходимость проработки альтернативных методов уменьшения эмиссии CO на пониженных режимах.

На возможные перспективы улучшения экологических характеристик ГТУ указывает опыт использования каталитических нейтрализаторов в двигателях внутреннего сгорания и ГДТ. Так, например, датская компа-

ния «Хальдер топсе А/О» с 1990 г. выпускает установки каталитической очистки выхлопных газов стационарных дизельных двигателей и газовых турбин. Недостатком таких установок является их большие габариты и требуемые площади для монтажа. Установка нейтрализации автономна и служит дополнением к системе низкоэмиссионного сжигания топлива.

Опыт эксплуатации малогабаритных каталитических нейтрализаторов ДВС показывает, что объем нейтрализатора для промышленной ГТУ можно существенно уменьшить и разместить его в канале выхлопного устройства, то есть каталитический нейтрализатор (КН) становится узлом двигателя и может быть включен в систему низкоэмиссионного сжигания топлива. КН, изготовленные по автомобильной технологии, имеют ресурс в составе ДВС порядка 3000 часов, что соизмеримо с ресурсом ГТУ. В составе ГТУ условия работы КН облегчены: при бедном сжигании газа образуется мало частиц сажи, температурный диапазон выхлопного газа находится вблизи максимума эффективности катализатора, а отсутствие больших забросов температуры выхлопных газов исключает его возгорание.

Положительным обстоятельством при этом является то, что во время проведения плановых работ при обслуживании ГТУ допустима периодическая замена каталитических элементов для их последующего восстановления.

Таким образом, исследование отечественных разработок КН, например, по автомобильной технологии применительно к ГТУ семейства НК (НК-38СТ, НК-36СТ, НК-37, НК-361), представляется оправданным и исключительно целесообразным. В связи с этим на специально спроектированной установке были исследованы 9 вариантов КН в габаритных размерах «штатного» нейтрализатора, используемого в выхлопных патрубках автомобилей семейства ВАЗ (изготовитель ЗАО РОСЭКО). Испытания проведены в объеме, предусматривающем:

- определение гидравлических характеристик;

- определение влияния КН на экологические характеристики продуктов сгорания углеводородного топлива при температурах и скоростях потока за свободной турбиной применительно к двигателям семейства НК;

- испытания по надежности при имитации возможного заброса температуры газа при запуске двигателя.

Выбросы вредных веществ измерялись газоанализатором ДАГ-16. Ввиду того, что практически не отмечено влияние КН на эмиссию NO_x , то проверялась в основном эффективность снижения выброса CO .

В качестве критерия эффективности КН было принято отношение концентрации CO на входе и на выходе из него, названная коэффициентом снижения концентрации CO или коэффициентом нейтрализации.

Концентрация CO на входе в КН определялась режимом горения в камере-подогревателе, уровень которой зависел от расхода воздуха через подогреватель и установленной температурой выхлопного газа (расхода топлива в камеру).

При имитации скоростей воздуха на входе в КН получено ограничение из-за снижения устойчивости процесса горения в камере-подогревателе.

Температура выхлопного газа оказалась в качестве определяющего параметра при работе КН. На рис. 3 показано изменение коэффициента снижения концентрации CO в зависимости от температуры на входе в КН. Сравнительные испытания проведены при скорости газа на входе 50...60 м/с.

Влияние входной скорости газа на качество нейтрализации CO представлено на рис. 4, при этом надо иметь в виду, что для катализа важна не сама скорость, а время пребывания газа в КН. Поэтому для оптимизации коэффициента нейтрализации в условиях двигателя, видимо, придется варьировать длиной и пористостью каталитических элементов. Из представленной на графике рис. 4 крутой зависимости коэффициента нейтрализации от скорости можно предположить, что для данной конструкции КН имитация скорости выхлопного газа в ГТУ ~ 130 м/с в диапазоне температур 400...500°C

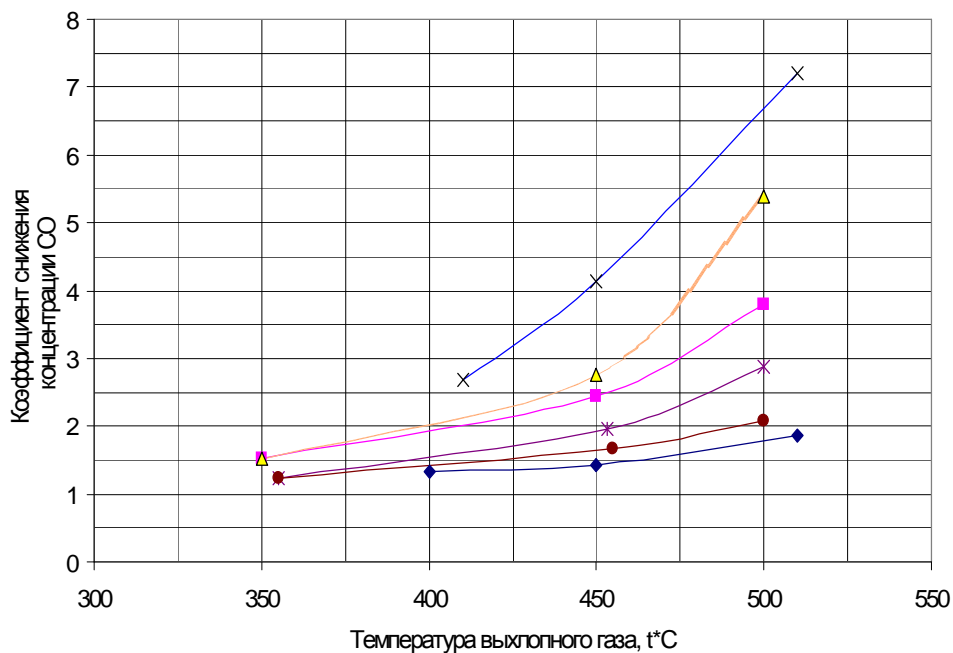


Рис. 3. Эффективность нейтрализации CO в различных типах катализаторов при одинаковом расходе выхлопного газа

снизит коэффициент нейтрализации незначительно.

Как показывают испытания, имеется еще один фактор, определяющий коэффициент нейтрализации - коэффициент избытка кислорода в выхлопном газе. С увеличением доли кислорода, величина которого примерно на 1% растет на выходе из КН, окисление CO происходит более интенсивно, что осо-

бенно важно для работы ГТУ на низких режимах и при отрицательных температурах воздуха окружающей среды.

Гидравлическое сопротивление всех исследованных КН незначительно отличается друг от друга и составляет величину 2...2,7 % при относительной скорости $I = 0,08$, что вполне приемлемо для ГТУ.

Таким образом, проведенные на стен-

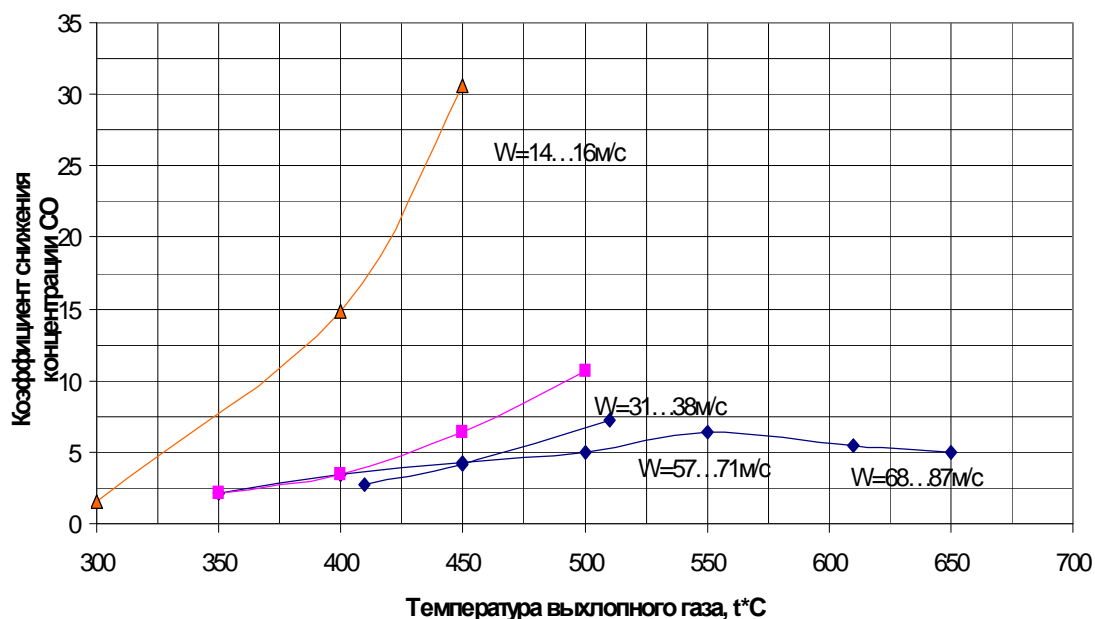


Рис. 4. Эффективность нейтрализации CO от температуры и скорости выхлопного газа

довой установке экспериментальные исследования каталитических нейтрализаторов CO , изготовленных по автомобильной технологии, на стендовой установке СНТК в диапазоне температур выхлопных газов ГТУ 300...500 °С показали их высокую эффективность.

На основании анализа выполненных исследований для ГТУ предлагается новая система низкоэмиссионного сжигания топливного газа, где обеспечивается разделение функций снижения выбросов вредных веществ: NO_x – в малоэмиссионной камере сгорания и CO – в простых каталитических нейтрализаторах автомобильного типа, устанавливаемых в выхлопной системе. За счет этого существенно упрощается конструкция двигателя, системы управления ГТУ, повышается его эксплуатационная технологичность и снижаются затраты.

Конструкция системы низкоэмиссионного горения в ГТУ

Система низкоэмиссионного сжигания топливного газа в ГТУ включает: кольцевую МКС с горелками предварительного гомогенного смешения топлива с воздухом с двухконтурной подачей топлива (дежурное и основ-

ное) и каталитический нейтрализатор оксида углерода, установленный в выхлопном тракте ГТУ за свободной турбиной (рис. 5). На рис. 5 схематично представлены: регулируемый ВНА 1; компрессор 2; кольцевая КС 3 с двухконтурной подачей топлива (дежурное и основное) с горелками с предварительным смешения топлива с воздухом, регулируемую по специальной программе; турбина 4; свободная турбина 5; выхлопное устройство 6, состоящее из осерадиального кольцевого поворотного диффузора и газосборника; КН оксида углерода 7, установленный за свободной турбиной.

Конструкция КН показана на рис. 6. Нейтрализатор выполнен в кольцевом канале выхлопного устройстве ГТД за свободной турбиной, образованном двумя оболочками 1 - наружной и внутренней, связанными между собой ребрами 2, и представляет из себя несколько съемных сегментов 3, установленных в поперечном сечении канала, с окнами, в которых монтируются каталитические элементы цилиндрической или иной формы 4, дающей минимальное загромождение проходного сечения выхлопного канала. Каталитические элементы выполнены по автомобильной технологии.

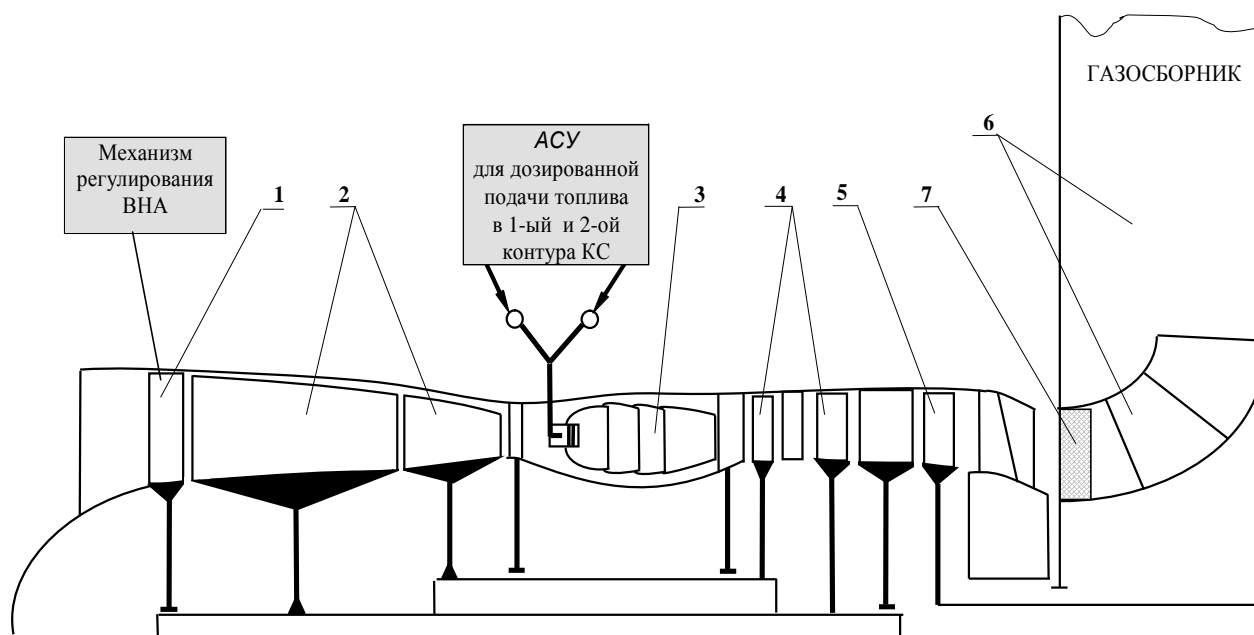


Рис. 5. Принципиальная схема ГТУ с системой низкоэмиссионного горения

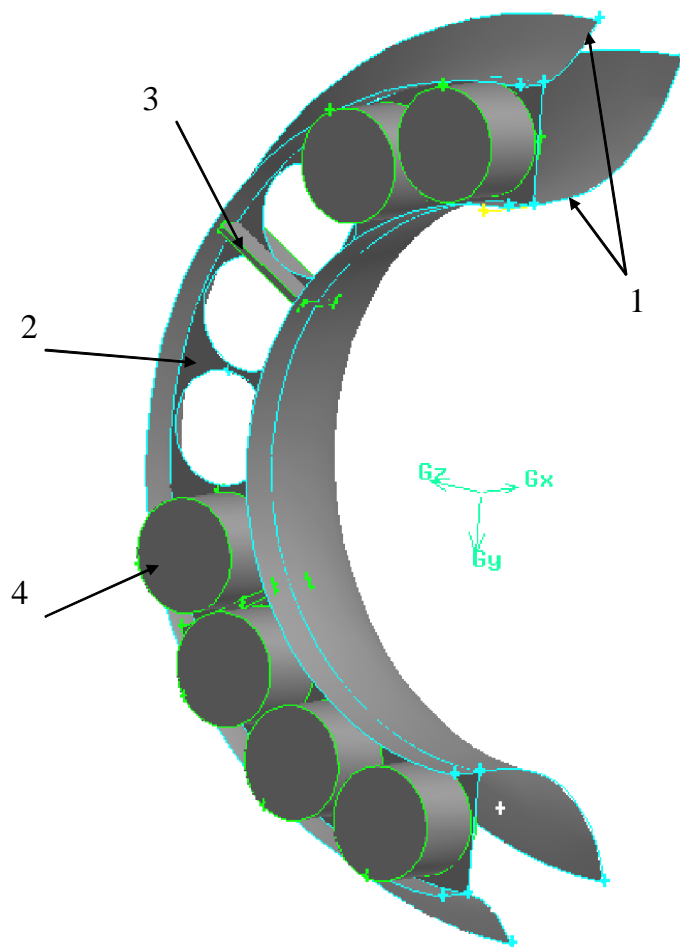


Рис. 6. Каталитический нейтрализатор окислов углерода

Работа ГТУ с системой низкоэмиссионного сжигания топливного газа

Рассмотрим работу системы низкоэмиссионного сжигания топлива на примере эксплуатации двигателя НК-38СТ. После выхода двигателя на минимальный рабочий режим, что составляет 0,7 номинала, по заданной программе производится регулировка расхода топлива в дежурную зону КС для уменьшения эмиссии NO_x до требуемых значений (рис. 2). При этом ухудшается эффективность горения основного топлива и образуется значительное количество оксида углерода. Регулирование дежурного контура по эмиссии NO_x продолжается вплоть до максимального режима работы двигателя. Для получения минимальных выбросов оксидов азо-

та на максимальном режиме работы двигателя требуется высокое качество предварительного смешения основного топлива с воздухом.

Образующийся при горении в камере на низких режимах оксид углерода в выхлопном газе дожигается (окисляется) на каталитической поверхности нейтрализатора. На режимах близких к номинальному снижение CO происходит в основном за счет интенсификации горения в КС. Эффективность КН определяется уровнем температуры выхлопного газа и каталитическими свойствами металлов, используемых в нейтрализаторе. Для ГТУ НК-38СТ выполнен расчет температуры выхлопного газа и возможное снижение выброса CO в диапазоне режимов 0,5...1,2 номинала и температур окружающей среды от $+45^{\circ}C$ до $-50^{\circ}C$ (рис. 7 и 8).

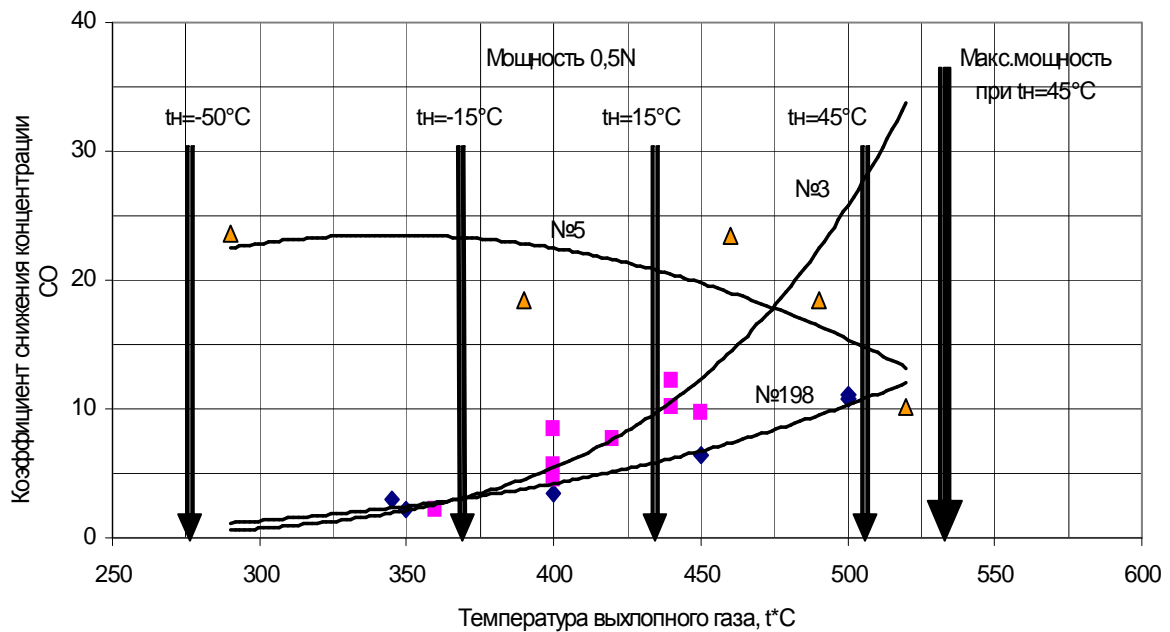


Рис. 7. Диапазон изменения температуры выхлопного газа при работе двигателя НК-38СТ и эффективность исследованных нейтрализаторов

Возможность промышленного применения каталитических нейтрализаторов в системах низкоэмиссионного горения ГТУ

В условиях эксплуатации ГТУ анализируется целесообразность применения КН для улучшения эмиссионных характеристик установки.

Если ставится задача полного (99% дожигания оксида углерода), то требуются автономные крупногабаритные установки каталитической очистки, но на практике часто бывает необходимость снизить только пиковые выбросы CO для улучшения экологического состояния среды.

Для ГТУ максимальные выбросы CO имеют место на переходных режимах (от запуска до начала рабочего диапазона 0,5...0,7 номинала) и в начале рабочего диапазона до $\approx 0,8$ номинального, которые увеличиваются при низкой температуре окружающей среды t_n .

Как показывает оценочный расчет, автомобильный КН со степенью очистки 80...90 % позволяет на порядок снизить выброс оксида углерода, при этом за счет гидравлической потерь в каналах нейтрализато-

ра (2...3 %) эффективное КПД установки снижается не более, чем на 0,15 %.

Использование некоторых типов достаточно дешевых каталитических элементов для нейтрализации не всегда могут обеспечить, например, требование отраслевого стандарта Газпрома ОТС 2-3.5-038-2005, нормирующего эмиссию газотурбинных двигателей – приводов в ГПА. Для обеспечения достаточной степени очистки выхлопного газа КН требуется, чтобы температура газа была не ниже 400°C, что реализуется только в высоконапряженных газотурбинных установках с $p_k > 20$ при положительных температурах окружающей среды. С понижением температуры воздуха окружающей среды эффективности КН может оказаться недостаточной даже для высоконапряженных ГТУ.

Влияние t_n на эмиссию CO показано на примере стендовых испытаний ГТУ НК-38СТ. На рис. 8 представлены экспериментальные зависимости концентрации CO, приведенные к 15 % O₂, от температуры выхлопного газа перед свободной турбиной СТ для двух температур окружающей среды: $t_n = -3^\circ\text{C}$ (кривая 1) и $t_n = +13^\circ\text{C}$ (кривая 2). Видно, что с понижением температуры воз-

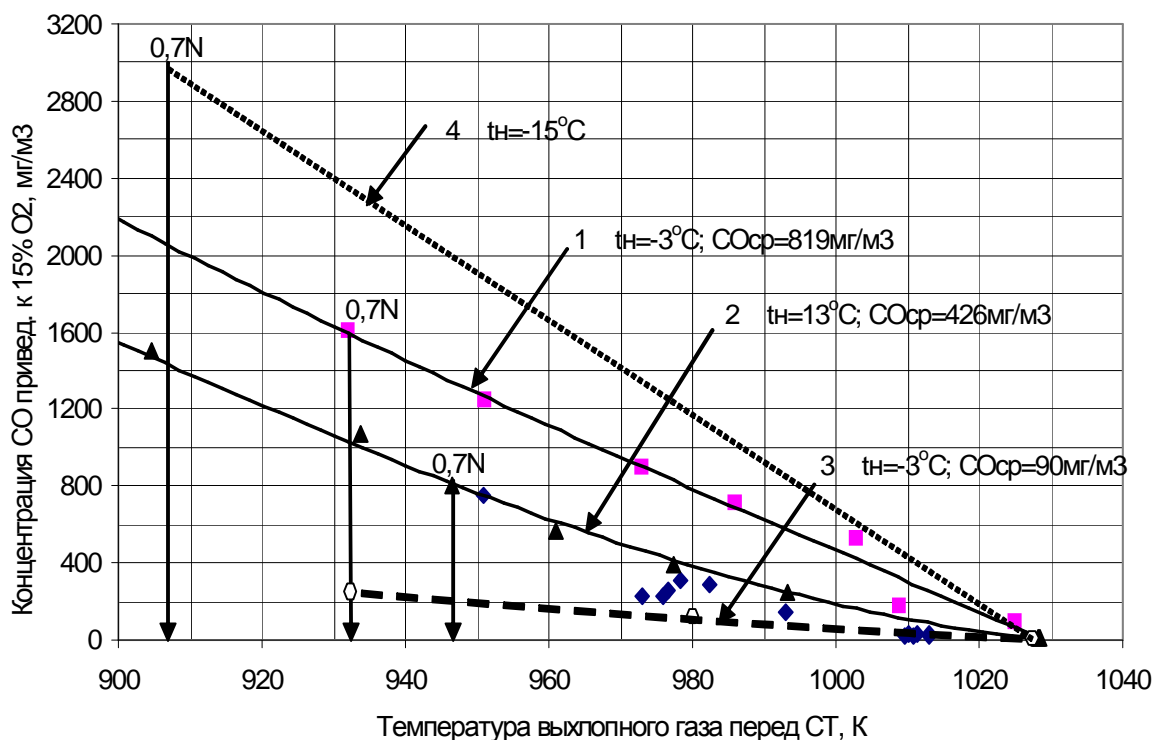


Рис. 8. Изменение эмиссии CO от режима двигателя и температуры окружающей среды

духа t_n на 16°C средняя концентрация CO увеличилась с 426 до 819 мг/м³. Эмиссия окиси углерода на этих испытаниях не соответствует норме отраслевого стандарта Газпрома для ГТУ НК-38СТ. Расчет показывает, что при использовании одного из исследованных КН средняя эмиссия CO ГТУ при работе в условиях $t_n = -3^\circ\text{C}$ снижается до 90 мг/м³ (кривая 3) и будет удовлетворять отраслевым нормам. Однако, при дальнейшем снижении температуры воздуха окружающей среды до -15°C эмиссия CO еще возрастет (кривая 4), а режим 0,7 номинала будет реализован при более низкой температуре выхлопного газа.

Другой исследованный КН в наибольшей степени отвечает этим условиям, он более эффективно снижает выбросы CO при отрицательных температурах окружающего

воздуха и, следовательно, расширяет класс ГТУ по степени сжатия воздуха в компрессоре, в которых целесообразно применять КН автомобильного типа, в меньшую сторону.

Окончательное решение по выбору оптимального варианта должно быть принято после испытаний натурного образца КН и экономического обоснования.

Список литературы

1. Постников А. М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ. - Самара: Самарский научный центр РАН, 2002. - 286 с.
2. Гриценко Е. А., Данильченко В. П., Лукачев С. В., Резник В. Е., Цыбизов Ю. И. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. - Самара: Самарский научный центр РАН, 2004. - 266 с.

**DEVELOPING OF LOW EMISSION FUEL BURNING
SYSTEM IN GAS TURBINE ENGINES**

© 2007 V. N. Lavrov¹, A. M. Postnikov¹, Yu. I. Tsibizov¹,
G. D. Malchikov², V. V. Grebnev³, A. V. Morozov³

¹JSC SNTK named by N.D. Kuznetsov

²Samara State Aerospace University

³JSC RosEco

In this paper it is shown the influence of catalytic neutralizers on CO and NO_x concentrations decreasing in gas turbine engine's burning products. It is proposed based on investigations burning low emission system, which include the combustion chamber and the catalytic neutralizer in engine's exhaust system.

УДК 532.517.4: 536.46

ВЫГОРАНИЕ БЕДНОЙ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ПРИ ВНУТРЕННЕМ И ВНЕШНЕМ ПОДЖИГАНИИ ПРОДУКТАМИ СГОРАНИЯ

© 2007 А. И. Майорова, А. А. Свириденков, В. И. Ягодкин

Центральный институт авиационного моторостроения, г. Москва

Предложена простая феноменологическая модель горения, учитывающая расширения «бедной» области воспламенения с ростом температуры и влияние закрутки на скорость горения. Сравнение двух схем выгорания турбулентной закрученной струи бедной однородной топливовоздушной смеси показывает, что средняя полнота сгорания топлива на начальном участке порядка одного диаметра трубы выше для обращенной схемы организации горения с поджиганием снаружи. Полное выгорание смеси для традиционной схемы с воспламенением смеси изнутри осуществляется быстрее.

Постановка задачи

Рассматривалось смешение и горение в двух потоках в трубе с внутренним диаметром $2R_o = 86$ мм (рис. 1). Один из потоков выходил из кольцевого канала, другой - из внутренней соосной трубы с внутренним диаметром $2R_I = 66$ мм. В обращенной схеме (рис. 1,а) в наружный кольцевой канал поступали высокотемпературные продукты сгорания стехиометрической смеси паров керосина с воздухом. Во внутреннюю трубу подавалась смесь паров керосина с воздухом с температурой 810 К (коэффициент избытка воздуха составлял $a = 2,2$). Суммарный расход газа через систему $G_{tot} = 1,46$ кг/с. Давление газа принималось равным 2,9 МПа. Процентная

доля расхода продуктов сгорания составляла 26 %. В качестве альтернативной схемы рассматривалась обычная, традиционная схема (рис. 1,б), в которой в наружный кольцевой канал поступала свежая смесь с такой же процентной долей расхода и скоростью подачи, что и в обращенной конфигурации. Из этого условия определяется $R_I = 27$ мм. Продукты сгорания стехиометрической смеси подавались вдоль оси. На оси модели был установлен цилиндр-стабилизатор, имитирующий форсунку с радиусом $R_h = 10$ мм. Предполагалось, что на входе во внутренний канал установлен осевой завихритель. В наружном канале течение считалось незакрученным.

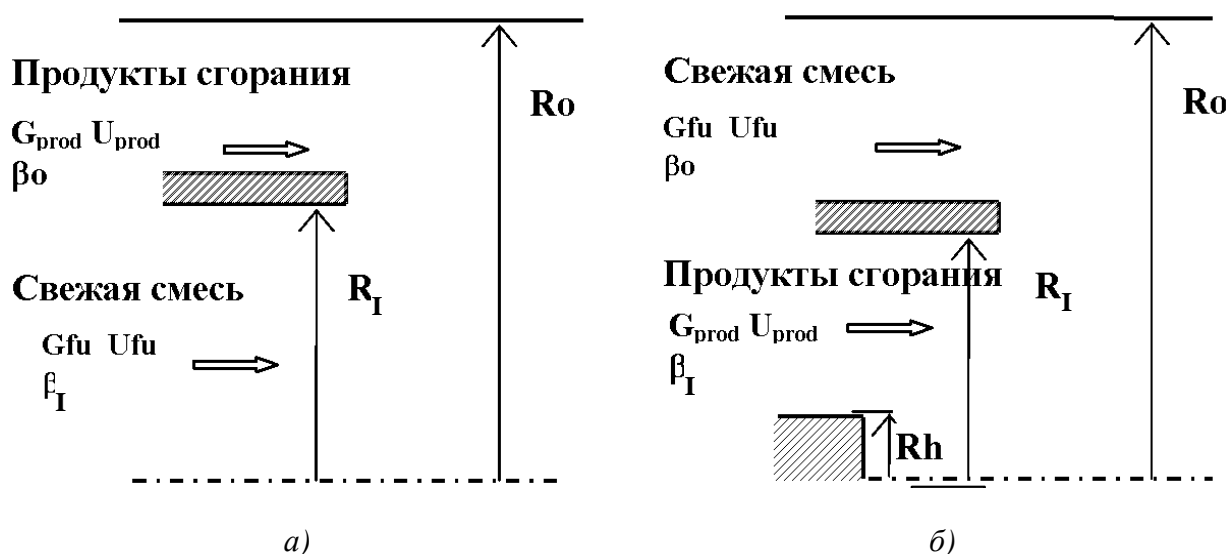


Рис. 1. Схемы расчетных областей: а – обращенная схема, б – традиционная схема

Методика расчета

Двумерная система стационарных уравнений Рейнольдса и сохранения полной энтальпии решалась конечно-разностным итерационным методом. Для нахождения коэффициентов турбулентной диффузии использовались два уравнения двухпараметрической модели турбулентности, учитывающей влияние вращения на турбулентные характеристики.

Для расчета концентраций реагирующих газов применялась модификация предложенной в [1] модели горения, основанной на представлении о поджигании горючей смеси выбросами сгоревшего газа в предположении простой одноступенчатой реакции. Модель использует уравнение переноса для средней относительной концентрации продуктов сгорания c , в котором объемная средняя скорость образования продуктов R_c связывается с коэффициентом турбулентной вязкости и турбулентной скоростью распространения пламени u_t .

$$R_c = \frac{S_c}{4} \frac{u_t^2}{n_t} rc(1-c), \text{ кг}/(\text{м}^3 \text{ с}) \quad (1)$$

Здесь S_c - турбулентное число Шмидта.

В случае горения однородной смеси [1] $c^0 m_{prod}$ (массовой доле продуктов сгорания). В настоящей работе исследуется смешение двух потоков с разными коэффициентами избытка воздуха. Относительная концентрация, равная степени развития реакции, должна поэтому определяться как

$$c = (m_{prod} - m_{prod}^{mix}) / (m_{prod}^e - m_{prod}^{mix}).$$

Индексы mix и e здесь и далее означают чистое смешение потоков и полное сгорание смеси. Для описания процесса смешения в модель дополнительно необходимо включить уравнение переноса консервативной скалярной величины (безразмерной функции Шваба-Зельдовича).

В отсутствие закрутки величина $u_t = u_t^0$ связана с нормальной скоростью распространения ламинарного пламени u_n соотношением

$$\frac{u_t^0}{\sqrt{k}} = q \frac{u_n}{\sqrt{k}} + 2.4 / \sqrt{\ln \left(1 + \frac{\sqrt{k2 / \text{parctg}(l_t / l_n)}}{u_n} \right)}, \quad (2)$$

следующим из теории турбулентного распространения пламени. Здесь q - степень подогрева при полном сжигании смеси. При расчете смешения потоков с различной начальной температурой считаем $q = T_e / T_{mix}$ (T - температура газовой смеси, К).

Для расчета u_n в [2] предложены аппроксимирующие опытные данные формулы, учитывающие расширение «бедной» области воспламенения с ростом температуры:

$$u_n = \begin{cases} u_{lim} + A_1 \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{a_L} \right) \left(\frac{1}{a_1} - \frac{1}{a} \right) \text{ при } a_M \leq a \leq a_L \\ u_{lim} + A_2 \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{a_2} \right) \left(\frac{1}{a_R} - \frac{1}{a} \right) \text{ при } a_R \leq a \leq a_M \\ 0 \quad \text{при } a > a_L, a < a_R \end{cases}, \text{ м/с} \quad (3)$$

$$100 / (1 + a_L L_M) = c_{TL}^0 = c_{TL}^0 (T_L - T) / (T_L - 293);$$

$$u_{max} = u_{max}^0 (T / T^0)^2 (p / p^0)^{-0.25}.$$

Здесь a_L, a_R - нижний и верхний концентрационный предел распространения пламени, A_1, A_2 - константы, определяемые по максимальной скорости распространения пламени u_{max} (для керосина при нормальных условиях $a_L^0 = 1,4, a_R^0 = 0,65, u_{lim}^0 = 0,06$ м/с, $u_{max}^0 = 0,4$ м/с при $a_M = 0,9$). Индекс 0 соответствует $T^0 = 293$ К, $p^0 = 0,1$ МПа; $1/a_L = 1/a_M + (1/a_M - 1/a_L)$; $1/a_2 = 1/a_M + (1/a_M - 1/a_R)$; L_M - молярный стехиометрический коэффициент, T_L - температура продуктов сгорания на нижнем концентрационном пределе распространения пламени в нормальных условиях c_{TL}^0, p - статическое давление. Предельная скорость u_{lim} считалась константой, зависящей только от вида топлива.

В случае закрутки потока выбросы продуктов сгорания переносятся не только за счет турбулентных пульсаций, но и под дей-

ствием выталкивающей силы аналогично подъему горячего газа в поле силы тяжести. Впервые увеличение скорости горения, связанное с появлением в закрученных потоках центростремительной силы, повышающей скорость распространения пламени к центру вращения топливовоздушной смеси, наблюдалось в опытах Люиса (Lewes) [3], в которых измерялась скорость движения пламени по газовоздушной смеси вдоль трубы, вращающейся вокруг одного конца. Этот эффект носит название “центробежного”, или “эффекта Льюиса”.

Как установлено в [3], в закрученном потоке пламя распространяется по быстрейшему из двух механизмов: турбулентного переноса и всплывания пузырей сгоревшего газа.

$$u_t = \max(u_t^0, u_b), \text{ м/с} \quad (4)$$

Здесь u_b – скорость плавучести выбросов сгоревшего газа.

Свяжем теперь u_b с вращательной компонентой осредненной скорости U_j . На движущийся в закрученном потоке объем продуктов сгорания действуют две направленные в противоположные стороны силы: плавучести F_B и сопротивления F_R . Сила плавучести является результирующей выталкивающей F_A и центробежной F_C сил и зависит, как и в гравитационном поле, от разности плотностей горячих продуктов сгорания и окружающей их холодной смеси.

Из определения центробежной силы

$$F_c = r_e S L g_j = r_{mix} S L g_j T_{mix} / T_e, \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2. \quad (5)$$

Здесь S – эффективная площадь поперечного сечения пузыря сгоревшего газа, L – его длина, $g_j = U_j^2 / r$ – центростремительное ускорение.

Выталкивающая сила определяется аналогично архимедовой в поле силы тяжести

$$F_A = r_{mix} S L g_j, \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2. \quad (6)$$

Отсюда

$$F_B = F_A - F_C = r_{mix} S L g_j (1 - T_{mix} / T_e), \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2. \quad (7)$$

Сила сопротивления находится из классической формулы:

$$F_R = 0,5 C_R S u_b^2, \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2, \quad (8)$$

где C_R – безразмерный коэффициент сопротивления.

Скорость плавучести пузыря сгоревшего газа найдем из условия равновесия сил плавучести и сопротивления:

$$F_R = F_B. \quad (9)$$

Опыты показывают, что величина C_R близка к постоянной. Используя определения F_B , F_R , получим из (9)

$$u_b = [C_1 L g_j (1 - T_{mix} / T_e)]^{1/2}, \text{ м/с}. \quad (10)$$

Длину пузыря продуктов сгорания можно считать пропорциональной расстоянию до оси вращения: $L = C_2 r$. Тогда, подставив определение g_j в (10), получим формулу для расчета u_b по характеристикам осредненного движения:

$$u_b = C_B V_j (1 - T_{mix} / T_e)^{1/2}, \text{ м/с}. \quad (11)$$

Здесь C_1 , C_2 , $C_{R'}$, C_B – безразмерные константы.

Для определения эмпирической константы C_B обратимся к экспериментам [4]. В этой работе изучалось распространение пламени метана в вихревых кольцах (PIV measurements). Наблюдаемое соотношение между скоростью распространения пламени к центру вихря и максимальной вращательной компонентой скорости в вихре было близко к линейному. Считая, что для больших a в опытах на практике измеряется скорость плавучести выбросов продуктов сгорания ($u_t^0 < u_b$), находим из зависимости, полученной в [4] для бедной смеси (степень подогрева б) $C_B \cong 0,82$.

Результаты расчета

В расчете угол установки лопаток завихрителя во внутренней трубке b_i изменялся от 0 до 75° с шагом 5°. Как показывают расчеты, в незакрученном потоке зона горения локализуется в слое смешения. Рассмотрим случай закрученного потока в обращенной схеме. Поток горючей смеси отбрасывается к наружной стенке. С ростом закрутки образуется низкоскоростная зона возвратного течения, вытянутая вдоль оси (рис. 2).

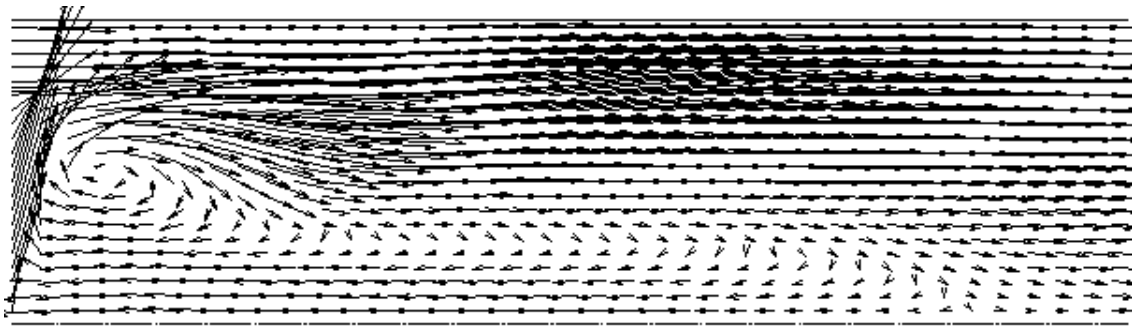


Рис. 2. Векторное поле скорости в обращенной схеме (подача в наружный канал продуктов сгорания стехиометрической смеси); $b_1 = 70^\circ$

Анализ расчетных данных показывает, что повышение полноты сгорания в закрученном потоке связано с четырьмя факторами:

1) ростом площади границы соприкосновения двух потоков из-за вытеснения слоя смешения наружу при осевым рециркуляционным течением;

2) ростом интенсивности турбулентности и, следовательно, интенсификацией смешения из-за увеличения градиента осевых составляющих скорости на границе отрывной зоны и из-за возникновения тангенциального сдвигового слоя;

3) распространением пламени вблизи оси вверх по потоку. Этот механизм проявляется при больших углах закрутки (с обра-

зованием вблизи оси длинной области отрывного течения скорость потока падает, что стабилизирует процесс горения);

4) увеличением скорости горения за счет переноса выбросов продуктов сгорания к центру вращения («эффект Льюиса»). Действие центробежного эффекта локализуется у нижней границы сдвигового слоя, где он усиливает смешение в дополнение к турбулентному переносу. Этот процесс доминирует при углах закрутки $35-55^\circ$.

Рассмотрим теперь течение в традиционной схеме. В этом случае за торцом стабилизатора формируются дополнительные вихри (рис. 3), поэтому зона возвратного течения вблизи оси образуется при меньших уг-

VECTOR VELOCITY FLOW FIELD

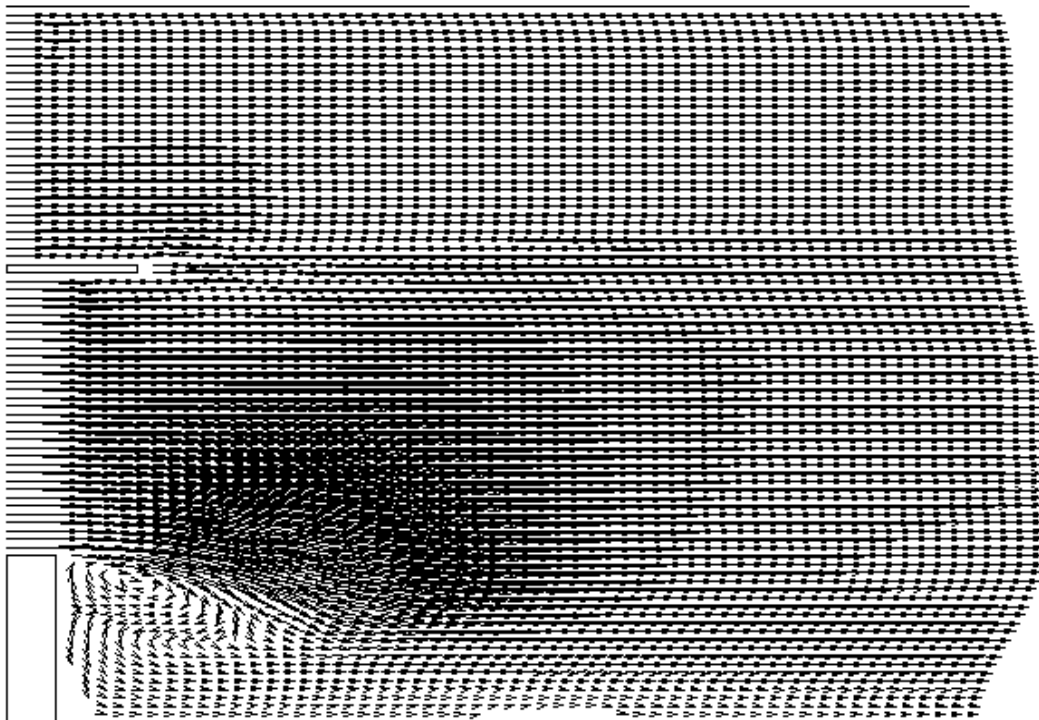


Рис. 3. Векторное поле скорости в традиционной схеме с цилиндрическим стабилизатором (подача во внутренний канал продуктов сгорания стехиометрической смеси); $b_1 = 35^\circ$

лах закрутки, чем в схемах без стабилизатора, однако она находится в области уже сгоревшего газа. С другой стороны, в обычной схеме радиальная высота слоя свежей смеси меньше, чем в обращенной (15,5 мм и 33 мм). Поэтому слой смешения быстрее достигает границы области и процесс выгорания смеси может осуществиться на меньшей длине трубы. Наконец, влияние центробежного эффекта на полноту сгорания при поджигании свежей смеси изнутри практически незаметно, так как всплывание выбросов продуктов сгорания происходит по направлению к оси вращения, где свежая смесь отсутствует.

Сравнение эффективности выгорания бедной смеси для обычной и обращенной схем проведено на рис. 4. Как видно из этого рисунка, при сохранении массовых расходов и скоростей горючей смеси средняя полнота

сгорания топлива на начальном участке порядка одного диаметра трубы выше для обращенной схемы организации горения с поджиганием снаружи (главным образом, за счет центробежного эффекта). Полное выгорание смеси для традиционной схемы с воспламенением смеси изнутри осуществляется быстрее, что, в основном, связано с меньшей высотой слоя свежей смеси. Отметим, однако, что традиционная схема течения при углах закрутки продуктов сгорания выше 40° оказывается неустойчивой (на оси возникает неустойчивая система вихрей). Такие потоки могут иметь повышенную чувствительность к акустическим колебаниям газа и приводить к автоколебаниям при горении в камере.

Работа поддержана Российским фондом фундаментальных исследований, проекты № 05-08-17942 и № 07-08-00573.

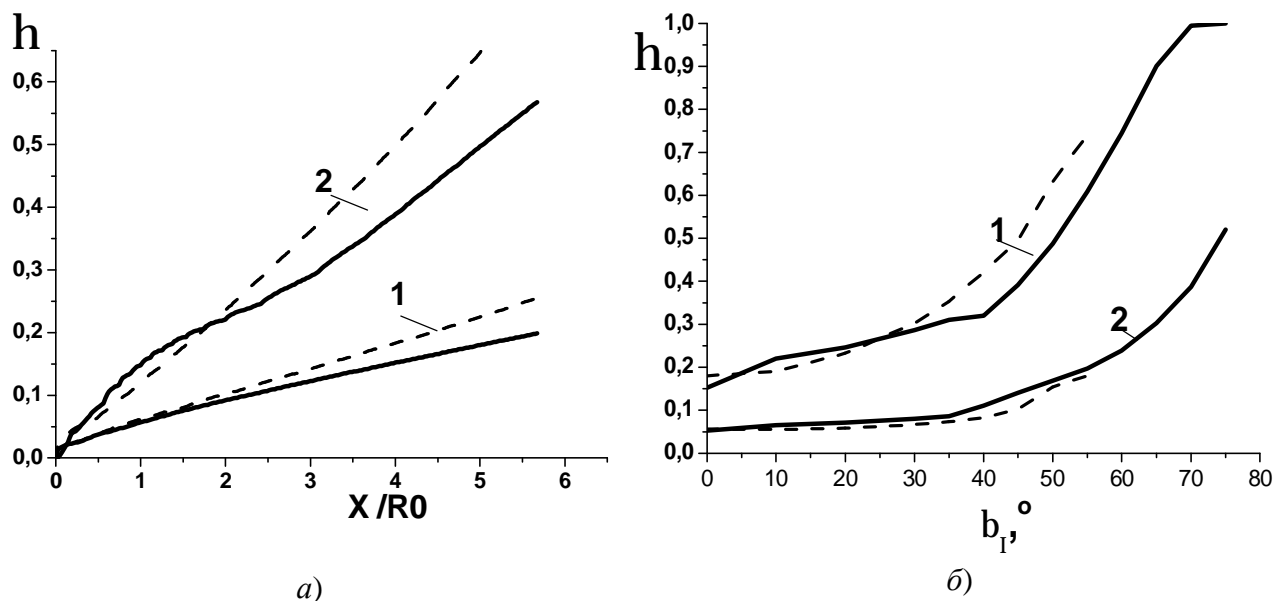


Рис. 4. Сравнение эффективности выгорания бедной смеси для традиционной (поджигание изнутри) и обращенной (поджигание снаружи) схем;
 сплошные линии - обращенная схема, пунктир - традиционная схема;
 а - зависимость средней полноты сгорания от расстояния до места соприкосновения коаксиальных потоков; 1 - без закрутки; 2 - $\beta_1 = 45^\circ$;
 б - зависимость средней полноты сгорания от угла закрутки потока во внутренней трубе;
 1 - $x/R_0 = 4$; 2 - $x/R_0 = 1$

Список литературы

1. Ляшенко В. П., Ягодкин В. И. Расчет течения реагирующего газа за стабилизатором пламени в плоском канале//ФГВ. - 1983. - № 5. - С. 54- 59.
2. Майорова А. И., Фурлетов В. И., Ягодкин В. И. Расчет процесса горения бедной смеси при смешении закрученных потоков // Химическая физика. - 2004. - Т.23. № 8. - С. 45-48.
3. G. D. Lewis. Centrifugal-force effect on combustion//14 symposium (international) on combustion. The combustion institute. 1973. P.413-419.
4. K. Asato, A. Ogura, Y. Doi. Characteristics of Flow Field and Flame Propagation in a Vortex Ring//20 th International Colloquium on the Explosions and Reactive Systems. Monreal, Canada. 2005. Extended Abstract. 4 P.

**LEAN FUEL-AIR MIXTURE BURNING IN THE CASES OF INWARD
AND OUTWARD IGNITION BY COMBUSTION PRODUCTS**

© 2007 A. I. Mayorova, A. A. Sviridenkov, V. I. Yagodkin

Central Institute of Aviation Motors, Moscow

The combustion model, based on the idea of combustible mixture ignition by turbulent pulsations of the burned gas moles, is proposed. The model includes increasing of lean region of ignition with temperature increase and gas swirling effect on burning rate. Comparison of the two schemes of burnings of lean mixtures in proposition of equal mass flows and velocities of fuel mixtures shows that at swirling only central flow mean burning efficiency at initial part of tube is more for inverted (outward) scheme of ignition. Full burning of mixture for tradition scheme is realized more effectively.

УДК 621.452.32

ВЛИЯНИЕ ХИМИЧЕСКОГО СОСТАВА ТОПЛИВА НА ВЫБРОС БЕНЗ(А)ПИРЕНА АВТОМОБИЛЯМИ

© 2007 С. Г. Матвеев, М. Ю. Орлов, И. В. Чечет

Самарский государственный аэрокосмический университет

В статье проанализировано влияние химсостава топлива на канцерогенность выхлопа двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в свете изменения требований к качеству отечественных топлив, предложены мероприятия по повышению экологии автомобильных бензинов, обеспечивающие сохранение их основных характеристик.

Увеличение количества автомобилей в российских городах ведет не только к пробкам на улицах, но и к росту загрязнения окружающей среды составляющими выбросов двигателей. Одним из самых опасных их компонентов является бенз(а)пирен (БП)-полициклический ароматический углеводород (ПАУ), обладающий канцерогенными и мутагенными свойствами. БП также служит индикатором присутствия других канцерогенных ПАУ в продуктах сгорания углеводородных топлив. В настоящее время автотранспорт, наряду с выбросами предприятий теплоэнергетики, является одним из основных источников загрязнения городов канцерогенами. Так, например в 2005 году среднегодовые концентрации бенз(а)пирена превышали предельно допустимую концентрацию (ПДК) в Уссурийске в 4,4 раза, во Владивостоке - в 3,2 раза, а в Находке - в 2,6 раза. Средняя по городам России концентрация бенз(а)пирена превышала допустимую норму в 3 раза. Наибольшие среднемесячные концентрации бенз(а)пирена в 2005 году превышали допустимую санитарную норму в Уссурийске в 7 раз, Владивостоке – в 5 раз, а в Находке - в 4,5 раза [1]. Подобное состояние дел свидетельствует о необходимости борьбы с выбросами канцерогенов автомобилями.

В общем случае канцерогенные выбросы автомобилей определяются качеством смесеобразования, соотношением воздух/бензин, организацией процесса горения в камере сгорания, видом используемого топлива и многими другими факторами [2]. При этом одним из особо значимых факторов является химический состав используемого топлива.

В работе [3] было показано, что канцерогенность продуктов сгорания углеводородного топлива при неизменных характеристиках процесса горения в основном определяется содержанием в нем ароматических углеводородов. Кроме того, их содержание в топливе способствует образованию стойких аэрозолей типа “смога” и повышенному нагарообразованию, что нарушает нормальную работу ДВС и снижает его ресурс.

В настоящее время основным топливом, используемым отечественными автомобилями, остается бензин, одним из основных эксплуатационных требований к которому является детонационная стойкость. Как известно, детонационная стойкость бензина зависит от его углеводородного состава. При этом наибольшей детонационной стойкостью обладают ароматические углеводороды, а наименьшей – изопарафиновые углеводороды. Ранее содержание ароматических углеводородов в отечественных товарных бензинах составляло до 55 % (об.). В США, исходя из экологических требований, для бензина содержание бензола ограничивают до 0,8 %, а суммарной ароматики - до 25 %. В Европе в соответствии со стандартом EN 228 для обеспечения норм на выбросы автотранспортом Евро-3 с 2000 года были установлены нормы на неэтилированные бензины по содержанию бензола не более 1,0 %, а ароматических углеводородов – 42 %. Требования к качеству бензинов, обеспечивающих выполнение норм Евро-4 (введены в 2005 году), ограничили содержание ароматических углеводородов до 30 %. Поскольку отечественный ГОСТ Р 51105-97 “Бензины для автомобильного транспорта” предусматривает доведение пре-

бований к отечественным автобензинам до уровня европейских норм (EN 228), то в перспективе в нашей стране будут производиться бензины с меньшим, чем ранее, содержанием ароматических углеводородов.

В соответствии с требованиями ТУ 38.401-58-296-01 к качеству дизельных топлив, максимальное количество полициклических ароматических углеводородов в них ограничено 11 % по объему. В соответствии с [4] в существующих дизтопливах суммарное количество ароматических углеводородов может составлять до 28 % по массе, причем количество моноциклических ароматических углеводородов колеблется от 20 до 22 % (масс). Таким образом, видно, что содержание ароматических углеводородов в современных бензинах даже превышает соответствующую величину для дизельных топлив.

Для оценки влияния содержания в топливе различных ароматических углеводородов на процесс образования бенз(а)пирена было выполнено специальное модельное исследование. Для исключения влияния процессов распыливания, испарения и смесеобразования, эксперименты выполнялись на установке, обеспечивающей сжигание предварительно подготовленной топливо-воздушной смеси. Базовым топливом являлся изооктан, в который вводились добавки ароматических углеводородов. Температура на вхо-

де в модельную камеру сгорания в экспериментах поддерживалась равной 500 К. Опыты проводились при атмосферном давлении и коэффициенте избытка воздуха (a_0) равном 0,5. Пробы на БП отбирались на оси модельной камеры сгорания и при времени пребывания (t_{II}), соответствующем 10 мс.

На рис. 1 представлены данные о образовании БП при сжигании изооктана с добавками таких веществ, как толуол, бензол и *a*-метилнафталин. Для количественной оценки использовался параметр $EI_{БП}$, характеризующий массу образовавшегося БП, приходящуюся на килограмм сгоревшего топлива. Из рисунка видно, что добавки *a*-метилнафталина, имеющего в своей структуре два бензольных кольца, влияют на образование бенз(а)пирена сильнее, чем добавки бензола и толуола, относящихся к однокольцевой ароматике.

Рис. 2 иллюстрирует опыты по исследованию влияния добавок в изооктан полициклических ароматических углеводородов на примере БП. Оказалось, что в условиях, соответствующих проводимому эксперименту, добавка всего 0,7 мг БП к килограмму топлива увеличивает уровень $EI_{БП}$ с 0,8 до 2,7 мг/кг, т.е. более, чем в три раза.

Для определения влияния молекулярной структуры топлива и содержания водорода в нем на интенсивность синтеза БП по-

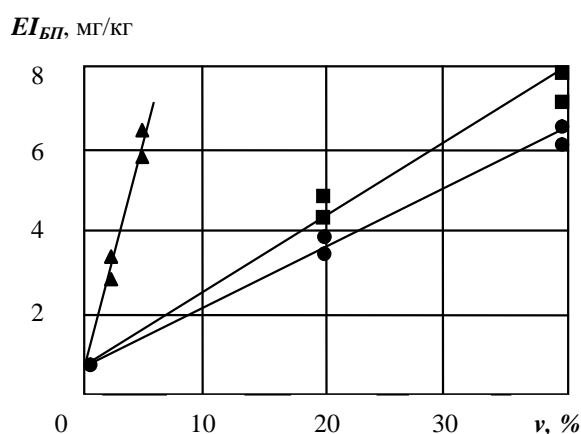


Рис. 1. Зависимость выхода БП от содержания ароматических углеводородов (v) в смеси с изооктаном ($a_0 = 0,5$; $t_{II} = 10$ мс):
 ■ - добавка бензола в изооктан;
 ● - добавка толуола в изооктан;
 ▲ - добавка *a*-метилнафталина в изооктан

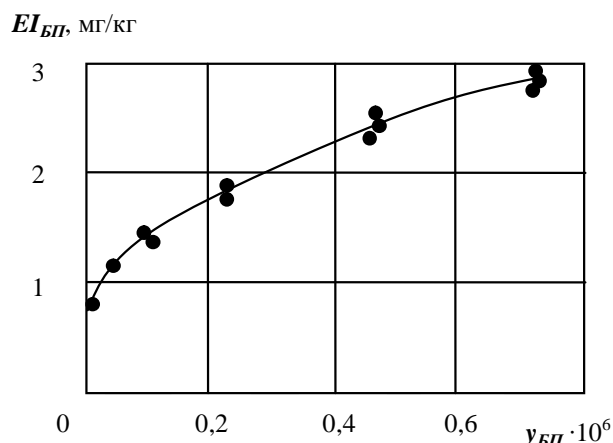


Рис. 2. Зависимость выхода БП от массового содержания БП ($y_{БП}$) в смеси с изооктаном ($a_0 = 0,5$; $t_{II} = 10$ мс)

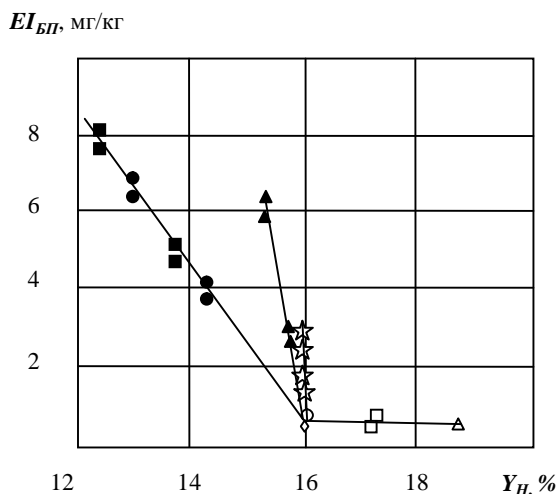


Рис. 3. Зависимость массового выхода БП от содержания водорода в топливе (Y_H) ($a_0 = 0,5$; $t_{II} = 10$ мс):

- Δ - пропан; \square - н-гексан; \diamond - н-октан;
 \circ - изооктан; \star - (изооктан+БП); \blacktriangle - (изооктан+а-метилнафталина);
 \blacksquare - (изооктан+бензол); \bullet - (изооктан+толуол)

лученные данные обобщены в виде зависимостей EI_{BP} от процентного массового содержания водорода в топливе (Y_H).

Анализ графика, представленного на рис. 3, свидетельствует о том, что влияние ароматических углеводородов на рост уровня образования бенз(а)пирена усиливается в ряду моноциклические - бициклические - полициклические ароматические углеводороды. В соответствии с этим закономерен вывод, что с точки зрения уменьшения выбросов канцерогенов автомобильными двигателями необходимо уменьшать не суммарное содержание ароматических углеводородов в топливах, а конкретно - содержание многокольцевых ароматических углеводородов. Таким образом, при сохранении детонационной стойкости бензина в определенных пределах

можно будет значительно снизить канцерогенность выхлопа ДВС.

Список литературы

1. <http://www.1rre.ru/news/doc/1301>
2. Лукачев С. В., Матвеев С. Г., Горбатко А. А. Образование и выгорание бенз(а)пирена при сжигании углеводородных топлив. - М.: Машиностроение, 1999. - 152 с.
3. Матвеев С. Г., Орлов М. Ю., Лукачев С. В. Исследование влияния химического состава углеводородных топлив на образование бенз(а)пирена // Химическая физика процессов горения и взрыва: Докл. XI симпозиума по горению и взрыву. - Черноголовка: ИХФЧ РАН, 1996. - Т.2. - С.154-156.
4. Синельников А. Ф., Балабанов В. И. Автомобильные масла, топлива и технические жидкости. - М.: За рулем, 2007. - 160 с.

THE INFLUENCE OF FUEL CHEMICAL SPECIATION ON CAR EXHAUST OF BENZ(A)PYRENE

© 2007 S. G. Matveev, M. Yu. Orlov, I. V. Chechet

Samara State Aerospace University

In this paper it is analyzed the influence of fuel chemical speciation on IC-engine blast carcinogenicity, which relates to change of native fuel's requirements. It is proposed measures for increasing of car benzins' ecology, which provide keeping of their characteristics.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ДОВОДКА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

© 2007 Б. Г. Мингазов

Казанский государственный технический университет им. А. Н. Туполева

Особое место при доводке узлов газотурбинного двигателя (ГТД) отводится камере сгорания, которая требует большого объема экспериментальных исследований, как в лабораторных, так и в стендовых условиях. Применение компьютерных программ, реализующих математические модели, как в проектировочных, так и в поверочных расчетах, облегчает процесс проектирования и доводки, а также существенно уменьшает их стоимость.

Основным требованием при доводке камер сгорания является обеспечение высокой надежности, эффективности ее работы и снижения выбросов.

Известно [1, 3], что для этого необходимо обеспечить хорошее смешение топлива с воздухом и улучшить процесс выгорания топлива, при этом распределение температуры газов по длине жаровой трубы должно иметь максимальные значения в зоне горения (не более 2000 К) и минимальное время пребывания продуктов сгорания в области высоких температур. Необходимое распределение температур газа можно обеспечить путем соответствующей организации подвода вторичного воздуха по тракту жаровой трубы. В данной работе рассмотрен алгоритм получения требуемых характеристик камеры сгорания с помощью системы автоматизированной доводки, применение которой позволяет значительно уменьшить объем этих работ. Данная система основана на одномерном моделировании внутрикамерных процессов: распыливания, испарения, смешения и выгорания топлива по длине жаровой трубы.

В ходе автоматизированной доводки требуется получить оптимальное распределение воздуха по длине жаровой трубы, обеспечивающее высокую полноту сгорания, надежность работы при минимальных выбросах токсичных компонентов.

1. На начальном этапе расчетов формируется облик камеры сгорания, который может быть получен на основе среднестатистических данных и гидравлического расчета, или на основе прототипа, имеющего:

- конфигурацию наружной и внутренней оболочки жаровой трубы;
- раскрытие фронтального устройства;
- распределение относительных площадей отверстий.

2. Исходя из заданной геометрии и уравнений баланса воздуха, топлива и продуктов сгорания, находится распределение местных составов смеси подлине жаровой трубы:

$$a_i = G_B / (G_T L_0).$$

3. Располагая исходными значениями теплосодержаний смеси топлива, воздуха и продуктов сгорания можно определить среднюю температуру газов:

$$T_{n.ci} = \frac{c_{pn.c} T_{pn.ci-1} G_{pn.ci-1} + c_{pv} T_{vi} \Delta G_{vi} + \eta G_{ti} z H u}{c_{pn.c} G_{n.ci}},$$

где $c_{pn.c}$, c_{pv} – теплоемкость газа и воздуха в соответствующих сечениях; $T_{n.c}$, T_B – температура газа и воздуха; G_T – расход топлива; $G_{n.c}$, G_B – расходы продуктов сгорания и воздуха; H – теплотворная способность топлива; η – полнота сгорания, z – степень испарения топлива.

4. При определении местных значений составов смеси необходимо знать количество вторичного воздуха, поступившего в исследуемую зону горения. Для этого определяется доля воздуха, смешавшегося с газовым потоком, с помощью коэффициентов смешения

$$G_{Bi} = G_{B\Sigma} \bar{F}_{фр} (1 + m_{pi} + m_{ai}).$$

Здесь

$$m_{pi}(x, r) = A \frac{T_r W_o}{T_o W_r} \frac{1}{k} \frac{\exp K \left(1 + \frac{r^2}{R_{30T}^2} \right) F_i}{I_0 \left(2K \frac{r}{R_{30T}} \right) F_\Sigma};$$

$$k = \frac{R_{30T}}{B \left(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi \right)^{0,5} (x + \Delta x)}; I_0 - \text{функция}$$

Бесселя нулевого порядка; A и B – постоянные коэффициенты, определяемые из экспериментальных данных, полученных при испытаниях КС прототипа:

$$m_{ai} = \frac{h_i(x) d_{oi} n_{oi} \cos \varphi}{R_{30T}^2};$$

h_i – глубина проникновения поперечной струи в поток.

5. При решении уравнения смешения можно определить также максимальную неравномерность полей температур на выходе из камеры сгорания:

$$\Theta = 1 - \bar{F}_{\text{фр}} \left(1 + A_1 \frac{T_r W_o}{T_o W_r} \frac{F_i}{F_m K} \frac{e^{\left(1 + \frac{r^2}{R_{30T}^2} \right) K}}{I_0 \left(2K \frac{r}{R_{30T}} \right)} + \sum_{i=1}^k A_2 \frac{d_{oi} n_{oi} h_{oi} \cos \varphi_i}{F_{mi}} \right) \left(1 + \frac{1}{L_0 \alpha_{\text{фр}}} \right),$$

где $\alpha_{\text{фр}}$ – состав смеси за фронтовым устройством; h_{oi} – глубина проникновения струи в поток; F_m – площадь жаровой трубы в i -м сечении; d_{oi} , n_{oi} – диаметр и количество i -го ряда отверстий; k – количество отверстий; $K = (R_{30T}^2 W_o) / (D_r l_K)$ – безразмерный комплекс.

Эмпирические коэффициенты A_1 и A_2 находятся по экспериментальным данным продувок КС-прототипов или же по испытаниям первых образцов вновь создаваемых КС. После определения постоянных коэффициентов можно выявить влияние тех или иных конструктивных параметров: $\bar{F}_{\text{фр}}$ – степени раскрытия фронтового устройства; d_{oi} , n_{oi} – диаметра и количества отверстий; F_{mi} , l_K – площади миделевого сечения и

длины жаровой трубы, а также режимных параметров температуры T_r и скорости газа W_r , степени испарения топлива z , коэффициента избытка воздуха за фронтом $\alpha_{\text{фр}}$ и коэффициента турбулентной диффузии D_r .

6. На основе теории турбулентного сгорания осредненного “объема” смеси [2] находится зависимость для определения локальной полноты сгорания топлива:

$$\eta = \frac{3U_{m0}^3}{W'^3} \left\{ \frac{1}{3} \left[1 - \exp \left(- \frac{3\Delta x \varepsilon}{l_i} \right) \right] - \frac{U_n}{U_{m0}} \left[1 - \exp \left(- \frac{2\Delta x \varepsilon}{l_i} \right) \right] + \frac{U_n^2}{U_{m0}^2} \left[\left(1 - \exp \left(- \frac{\Delta x \varepsilon}{l_i} \right) \right) \right] \right\}.$$

Здесь W' – пульсационная скорость потока; $W' = \varepsilon W$, где ε – интенсивность турбулентности.

Данная зависимость позволяет определить полноту сгорания осредненного объема смеси размером пропорциональным масштабу турбулентности l_i и коэффициентом избытка воздуха α_i за время прохождения расстояния Δx со скоростью потока W и сгорающей за это время с турбулентной скоростью $U_{m0} = U_n + W'$, где U_n – нормальная скорость горения.

7. Определение эмиссии токсичных веществ. Основной расчетной зависимостью при определении образования NO_x является уравнение Я. Б. Зельдовича:

$$\frac{d\text{NO}}{d\tau} = \frac{5 \cdot 10^{11}}{\sqrt{O_2}} \exp \left(- \frac{86000}{RT_r} \right) \left[O_2 N_2 \frac{64}{3} \exp \left(- \frac{43000}{RT_r} \right) - (\text{NO})^2 \right],$$

где O_2 , N_2 , NO – мгновенные концентрации компонентов газовой смеси; τ – время; T_r – температура в зоне реакции.

Мгновенные значения концентраций O_2 , N_2 и T_r определяются по известным методам расчета состава термодинамически равновесных продуктов сгорания.

Расчеты с помощью данного дифференциального уравнения позволяют определить выделение “термических” NO_x в послепламенной зоне в результате цепной неразветвленной реакции азота и свободного кислорода в воздухе.

8. Приведенная схема автоматизированной доводки была применена при разработ-

ке камеры сгорания одного из отечественных двигателей. Как было сказано ранее, целью проведения расчетов с помощью приведенных моделей являлось снижение эмиссии NO_x и повышение надежности КС.

Предварительный анализ рабочего процесса в камере сгорания показал, что для уменьшения выделения NO_x необходимо снизить температуру газа в зоне горения путем перераспределения вторичного воздуха. Исходя из этого, были внесены соответствующие изменения в распределение вторичного воздуха путем закрытия патрубков смесителей и перераспределения этой площади на два пояса отверстий, расположенных в передней части жаровой трубы.

Расчеты характеристик, проведенные для этих вариантов конфигурации жаровой трубы, показали, что можно добиться существенного изменения характеристик путем перераспределения вторичного воздуха. На рис. 1 приведены графики изменения температуры газа, полноты сгорания и выделения NO_x по длине жаровой трубы.

Из анализа полученных расчетных кривых следует, что перераспределение вторичного воздуха приводит к снижению температуры газа в зоне горения в результате дополнительного подвода воздуха в зону горения.

В то же время, как следует из приведенных графиков, полнота сгорания снижается незначительно по сравнению с исходным вариантом. Снижение максимума температуры газа и протяженности высокотемпературной зоны позволяет уменьшить концентрацию NO_x с 0,02 до 0,01 % объема выхлопных газов.

Перераспределение воздуха также снижает общий уровень температурного напряжения стенок жаровой трубы, вследствие этого повышается надежность работы камеры сгорания.

Из приведенных результатов следует, что предложенная система автоматизированной доводки позволяет оперативно прогнозировать изменения в конструкции и соответственно значительно сократить объем дорогостоящих экспериментальных исследований.

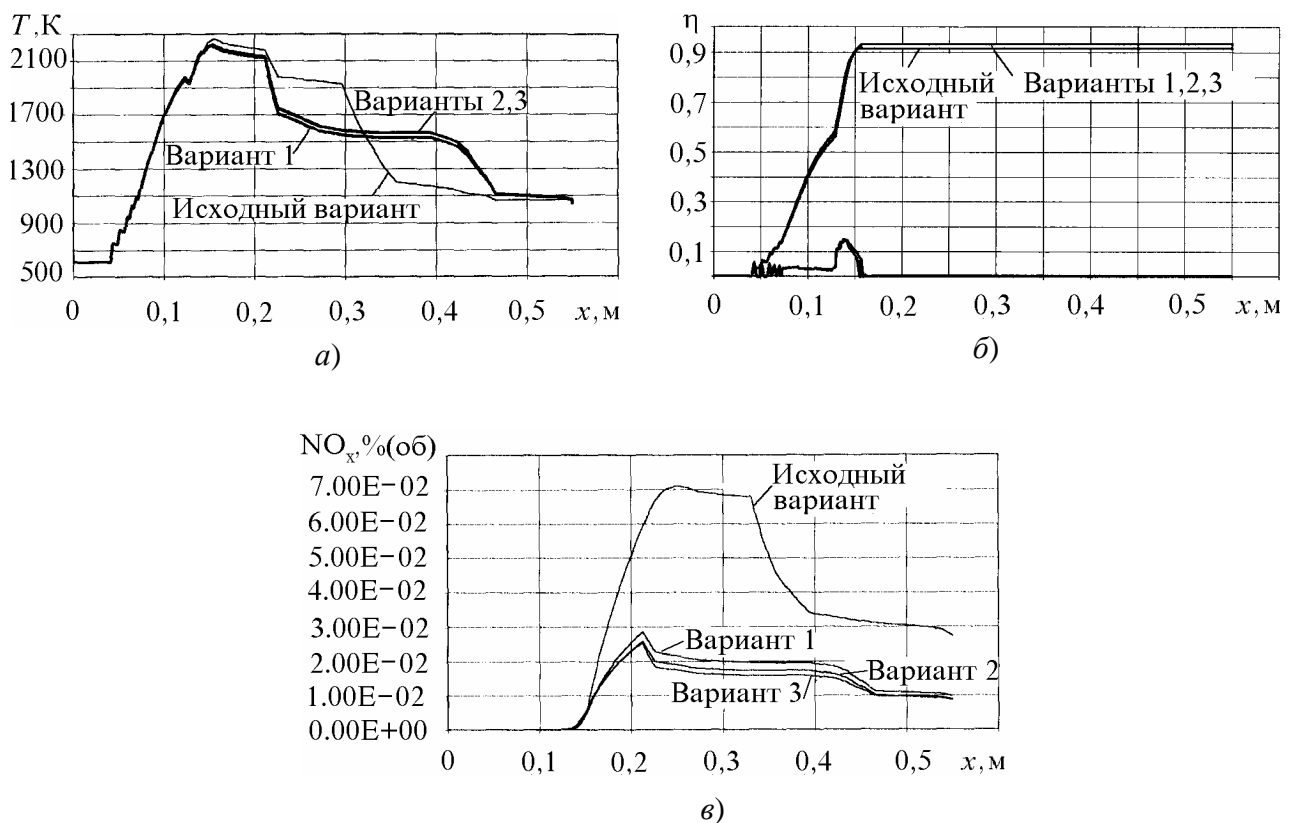


Рис. 1. Распределение параметров (а – температуры газа; б – полноты сгорания; в – концентрации NO_x) по тракту КС при $\alpha_k = 5,6$; $T_k^* = 610 K$; $P_k^* = 1,0 \text{ МПа}$

Автоматизированная доводка заключается в том, что в камеру сгорания вносятся изменения с целью получения требуемых значений параметров, затем проводятся расчеты, позволяющие определить новые характеристики. На основе полученных данных корректируется облик камеры сгорания, создается экспериментальный образец и проводятся испытания.

Результаты испытаний сравниваются с заданными по техническим условиям. В случае несоответствия полученных характеристик этим условиям проводятся повторные расчеты путем внесения дополнительных изменений в конфигурацию жаровой трубы

до тех пор, пока не будет достигнуто их соответствие условиям технического задания. При достижении соответствия экспериментальных и расчетных данных условиям технического задания выполняется схемный чертеж камеры сгорания.

Список литературы

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. – М.: Мир, 1986. – 566 с.
2. Ильяшенко С. М., Талантов А. В. Теория и расчет прямоточных камер сгорания. - М.: Машиностроение, 1964. – 306 с.
3. Мингазов Б. Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. – Казань: КГТУ им. А. Н. Туполева (КАИ), 2006. – 219 с.

AUTOMATED ACCURATE FINISHING OF GAS TURBINE ENGINE'S COMBUSTION CHAMBER

© 2007 B. G. Mingazov

Kazan State Technical University

During process of accurate grinding of gas turbine engine's elements it is paid attention to combustion chamber, because it requires a lot of experiments in laboratories and in real conditions. Software applications, realizing math models, either in design calculations or in verification calculations makes a design and accurate grinding process easy, but also decrease their costs.

ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОСТИ ПЕРЕХОДА ПОДЗЕМНОГО ТРУБОПРОВОДА ЧЕРЕЗ СЕЙСМИЧЕСКИЙ РАЗЛОМ

© 2007 С. Н. Перов¹, Ю. В. Скворцов¹, С. И. Аграфенин²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²ОАО «Гипровостокнефть»

Вызывающие аварийные ситуации природные воздействия (такие, как землетрясения, ураганы, оползни, просадки грунта и т.д.) не поддаются контролю, и поэтому достаточный уровень безопасности по отношению к ним должен быть обеспечен на стадии проектирования. Следует отметить, что в расчетах на безопасность широко применяются вероятностные модели редких событий.

В настоящей работе для оценки показателей безопасности и риска рассматриваемой конструкции трубопровода используется теория, предложенная В. В. Болотиним [1]. При этом для решения задачи статистической динамики применяется метод интерполяционных полиномов.

Для подземных трубопроводов тектонические разломы, приводящие к образованию разрывов на поверхности земли, являются важным фактором, который необходимо учитывать при их проектировании. Это связано с тем, что трубопроводы, пересекающие зоны разломов, при сейсмических смещениях грунта могут подвергаться значительным продольным и изгибным деформациям. Очевидно, что чем жестче грунт, тем больше величина этих деформаций.

Безотказность работы подземного трубопровода при пересечении разломов обеспечивается относительно низкой жесткостью грунта, окружающего трубу в месте разлома. Обычно в критических зонах на пересечении разломов трубопровод засыпается рыхлым песком. Такой песчаный участок позволяет трубе деформироваться без превышения максимально допустимых значений деформаций. Однако в случае промерзания грунта данный подход требует применения системы теплоизоляции, например в виде плит из полистирола, располагаемых над траншеей вблизи поверхности земли.

Другой подход предполагает использование в месте разлома специальной конфигурации траншеи с материалом-заменителем (например, таким, как пенопласт), размещаемым вокруг трубы.

В данной работе рассматривается газопровод диаметром 48 дюймов, изготовленный из стали марки X70. Толщина стенки

трубы обычной секции принята равной 17,6 мм. На участке пересечения разлома толщина стенки увеличена до 25,3 мм. Длина этой специальной секции равна 72 м.

Для описания упругопластического поведения материала используется истинная диаграмма деформирования, представляющая собой зависимость действительного напряжения от логарифмической деформации.

На практике землетрясение может произойти зимой, когда естественный грунт полностью промерзает до глубины расположения трубопровода. Поэтому в расчетах должен приниматься наиболее неблагоприятный случай – промерзший жесткий грунт.

В месте пересечения разлома предусмотрена специальная траншея длиной 72 м с материалами-заменителями (рис. 1). Здесь жесткость «грунта» в поперечном горизонтальном направлении зависит от кривой сжимаемости и толщины пенопласта ЕМ26, а также от поведения естественного грунта. Характеристики «грунта» при движении вверх определяются весом засыпки каменным материалом, кривой сжимаемости и толщиной пенопласта ЕМ26. Следует отметить, что засыпка гравием необходима для предотвращения всплытия пенопласта в случае подъема грунтовых вод. Толщина геотекстиля должна быть достаточна для того, чтобы отделить слой гравия от грунта стенок траншеи. Геотекстиль предназначен для предотвращения образования крупного монолитно-

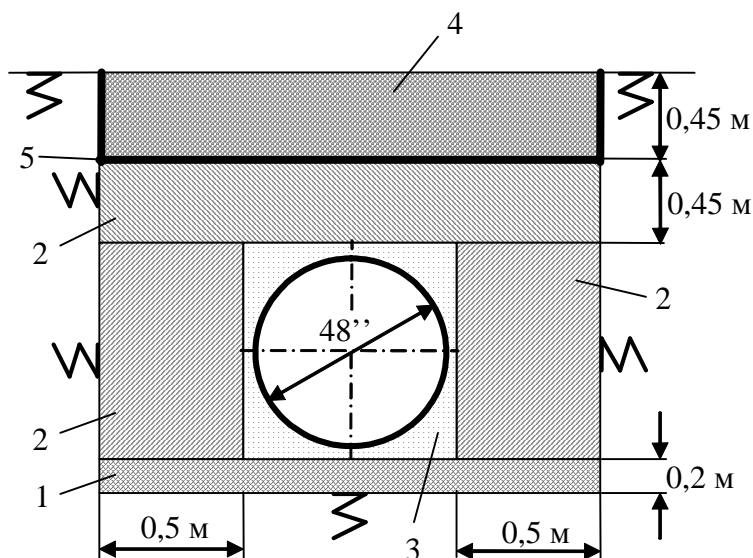


Рис. 1. Конфигурация специальной траншеи:
1 – компостирол, 2 – пенопласт EM26, 3 – песок, 4 – гравий, 5 – геотекстиль

го слоя грунта над трубопроводом, который способен помещать его поднятию во время землетрясения. В направлении вниз жесткость «грунта» зависит от кривой сжимаемости и толщины компостира и, особенно, от поведения естественного грунта. И, наконец, реакция «грунта» в продольном направлении определяется свойствами песка, используемого в траншее в качестве электролита для катодной защиты трубопровода.

На рассматриваемый газопровод действует следующая система нагрузок: 1) гравитационные силы; 2) внутреннее давление в трубе; 3) тепловое расширение; 4) смещения по разлому.

Гравитационная нагрузка учитывается путем задания ускорения силы тяжести

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ и соответствующей массовой плотности материала трубы. Рабочее давление в трубе принято равным 10 МПа. Температура замыкания трубопровода равна минус 10°C. При этом температура продукта составляет 60°C.

Основными для данной трубопроводной системы являются нагрузки, обусловленные движением по разлому, вызванным сейсмическими толчками (рис. 2). Эти сейсмические смещения должны прикладываться к подвижной стороне разлома.

Следует отметить, что область деформированного грунта между подвижной и неподвижной сторонами разлома здесь можно моделировать путем задания переходного участка, на котором сейсмические смещения

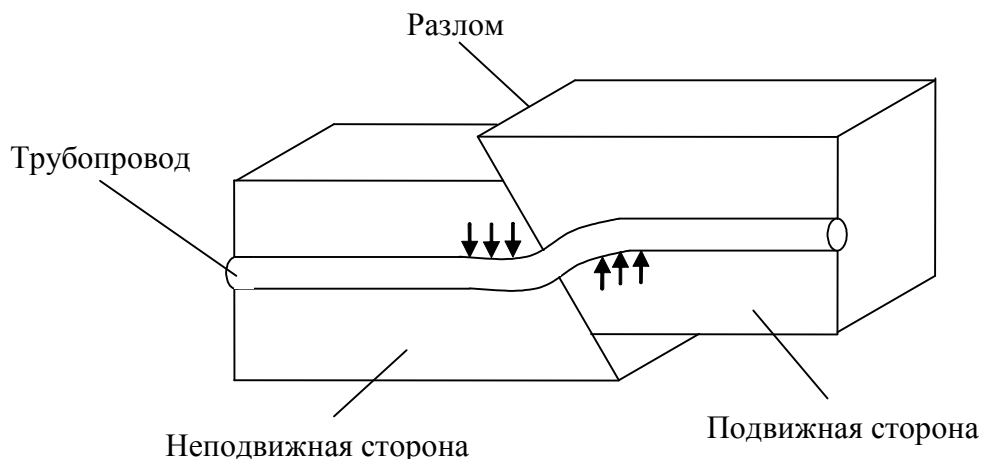


Рис. 2. Движение по разлому

изменяются по линейному закону от принятого значения на подвижной стороне до нуля на неподвижной. Для рассматриваемого разлома длина переходного участка взята равной 4 м.

Сейсмические смещения в системе координат трубы X_p , Y_p , Z_p (где X_p совпадает с продольной осью трубопровода, а Z_p направлена вертикально вверх) для периода повторяемости землетрясений в 1000 лет приняты равными: $u_{Xp} = -457,5$ мм; $u_{Yp} = u_{Zp} = 915$ мм.

В соответствии с мировой практикой проектирование трубопровода в случае сейсмической опасности должно проводиться на основе двухуровневого подхода с целью выполнения следующих требований [1, 2]:

- трубопровод должен выдерживать воздействие проектного землетрясения (SLE) без или с минимальными перерывами в нормальной эксплуатации без необходимости проведения значительных ремонтных работ;

- трубопровод должен выдерживать воздействие максимального расчетного землетрясения (DLE) без разрывов. В случае такого события трубопроводу могут быть нанесены значительные повреждения, в результате которых будет прервана эксплуатация и для устранения которых потребуется провести ремонтные работы в одном или нескольких местах.

Периоды повторяемости проектного землетрясения (SLE) и максимального расчетного землетрясения (DLE) приняты равными

соответственно 200 и 1000 годам. Таким образом, сейсмические смещения землетрясения SLE составляют 20 % от смещений землетрясения DLE .

В табл. 1 приведены критерии проектирования, представляющие интерес при анализе перехода трубопровода через разлом.

Предельная деформация e_{Mmax} определяется с помощью нелинейного МКЭ-анализа консольной трубы, нагруженной на свободном конце изгибающим моментом. Для рассматриваемой трубы диаметром 48 дюймов (толщина стенки 25,3 мм) $e_{Mmax} = 0,8$ %.

Деформация гофрообразования e_w может быть рассчитана по формулам, приведенным в работе [2]. В нашем случае $e_w = -1,87$ %.

Решение рассматриваемой задачи должно проводиться в геометрически и физически нелинейной статической постановке, т.е. с учетом больших перемещений, пластических деформаций и нелинейности поведения окружающего трубу грунта.

В настоящей работе используется МКЭ-пакет ANSYS, в котором для моделирования упругопластического деформирования трубопровода предусмотрен специальный элемент трубы PIPE20, а для дискретного представления точек грунта можно воспользоваться элементом нелинейной пружины COMBIN39. При этом каждый узел трубы, находящейся в грунте, необходимо связать с неподвижной опорой с помощью трех элементов-пружин,

Таблица 1. Критерии сейсмического проектирования для заглубленных трубопроводов

Тип разрушения	Критерий проектного землетрясения (SLE)	Критерий максимального расчетного землетрясения (DLE)
Предельные растягивающие деформации (при изгибе)	$\varepsilon_b / \varepsilon_{Mmax} \leq 0,9$	$\varepsilon_b \leq 0,04$ (4,0%)
Разрушение при сжатии / гофрообразование	$\varepsilon_{ac} / \varepsilon_w \leq 0,8$	$\varepsilon_{ac} / \varepsilon_w \leq 1,0$
Разрушение сварных швов	$\varepsilon_{at} \leq 0,02$ (2,0%)	$\varepsilon_{at} \leq 0,04$ (4,0%)

Примечания:

ε_b – деформация изгиба трубы;

ε_{Mmax} – деформация, соответствующая максимуму на кривой «момент – деформация»;

ε_{ac} – осевая (фибровая) деформация сжатия;

ε_w – деформация сжатия, при которой начинается гофрообразование;

ε_{at} – осевая (фибровая) деформация растяжения.

представляющих жесткости грунта в продольном, поперечных горизонтальном и вертикальном направлениях.

Моделируемая часть трубопровода должна быть достаточно большой для того, чтобы граничные условия не имели значительного влияния на критическую область вблизи разлома. Учитывая это, длина модели выбрана равной 1000 м. Причем она располагается симметрично относительно разлома, т.е. одна половина модели находится на стационарной стороне, а другая – на движущейся.

Обычно в местах резкого изменения напряженно-деформированного состояния конструкции для получения приемлемой точности требуется более мелкая сетка конечных элементов. Установлено, что для хорошей аппроксимации геометрии сильно искривленного трубопровода длина элементов трубы не должна более, чем в 2,5 раза превышать его диаметр. Исходя из этого, на участке пересечения разлома выбраны элементы PIPE20 длиной 1 м. С целью сокращения вычислительных затрат на некотором удалении от критической области длина элементов увеличена до 4 м (рис. 3).

Следует отметить, что использование элементов-пружин в геометрически нелинейном анализе связано с определенными трудностями. В результате больших перемещений они могут испытывать значительные отклонения от их правильной ориентации, что может привести к появлению несуществующих в действительности компонентов сил. Длина элементов-пружин должна быть такой, что-

бы эти нежелательные компоненты оставались в приемлемых с точки зрения точности пределах. В рассматриваемом примере длина элементов COMBIN39 выбрана равной 25 м.

Каждый узел трубы, расположенный на стационарной стороне разлома, соединяется с неподвижной опорой с помощью трех элементов-пружин, представляющих жесткости грунта в разных направлениях. На подвижной стороне заданные сейсмические смещения по разлому прикладываются к свободным концам элементов-пружин, имитирующих действие грунта.

В качестве граничных условий приняты следующие. На левом конце модели, расположенном на неподвижной стороне, устанавливается заделка (т.е. в данной точке все линейные и угловые перемещения полагаются равными нулю). На правом конце, который находится на подвижной стороне, угловые перемещения также считаются нулевыми, а за линейные перемещения приняты заданные смещения по разлому.

Для описания пластического поведения материала трубы используются условие текучести Мизеса и полилинейная модель с изотропным упрочнением, которая рекомендуется для проведения анализа при больших деформациях. В качестве исходных данных здесь требуется диаграмма деформирования материала, которая вводится по точкам.

Необходимо подчеркнуть, что пластичность представляет собой неконсервативный процесс, при котором последовательность

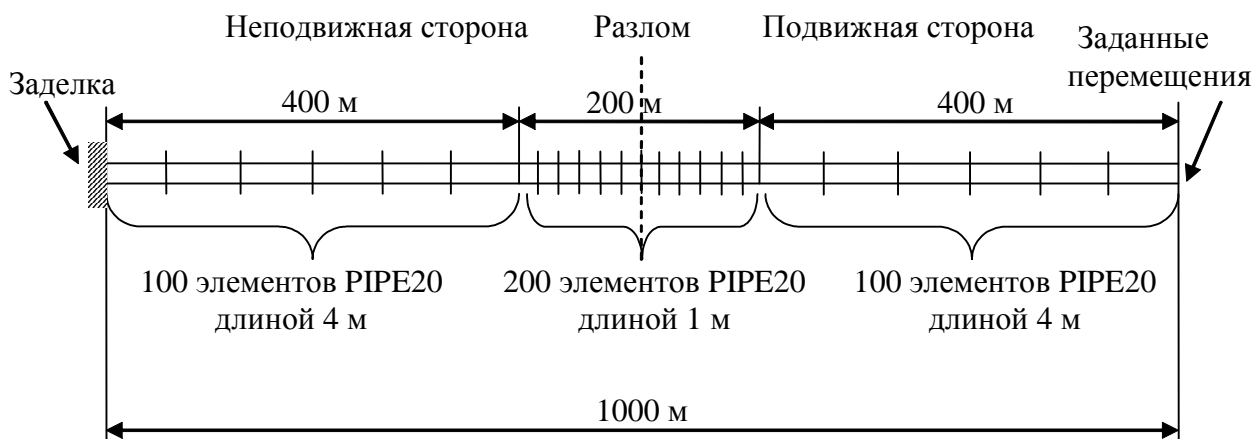


Рис. 3. Принятая сетка конечных элементов

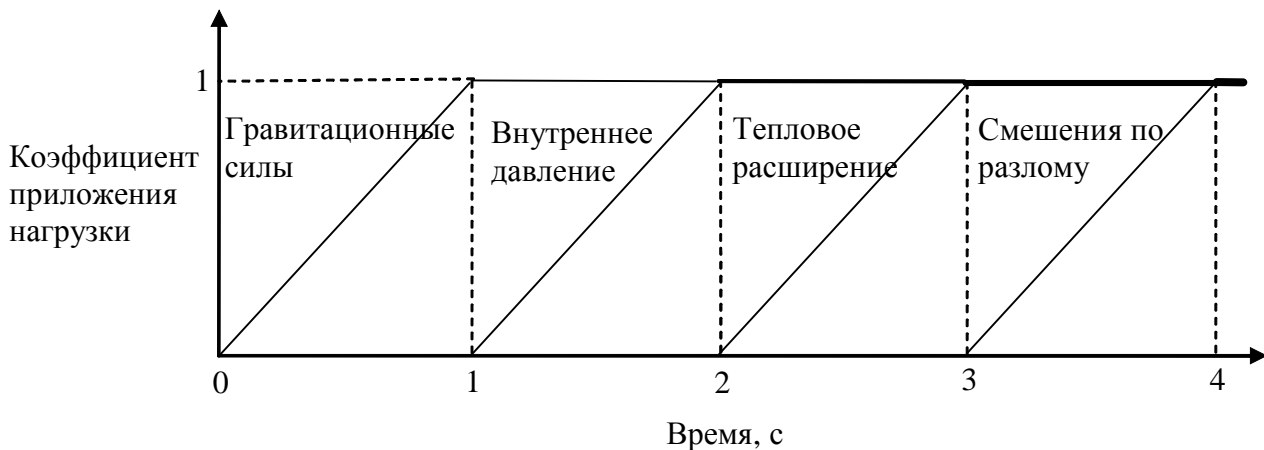


Рис. 4. Порядок приложения нагрузки

приложения нагрузки влияет на конечный результат. Поэтому нагрузку в нашем случае следует прикладывать в правильной последовательности, соблюдая реальную историю нагружения. Принятый в соответствии с этапами прокладки и эксплуатации трубопровода порядок приложения нагрузки представлен на рис. 4. Таким образом, рассматриваемый анализ включает в себя четыре шага нагружения. При этом последний шаг нагружения, где имеют место большие пластические деформации, для повышения точности решения и улучшения его сходимости необходимо разбить на достаточно большое число подшагов (400 и более), в которых будут вычисляться промежуточные решения. Отметим также, что в МКЭ-пакетах при выполнении нелинейного статического анализа время не имеет физического смысла, а является просто удобной переменной для обозначения различных уровней нагружения и играет роль счетчика для идентификации подшагов по нагрузке.

Сначала решение настоящей задачи осуществляется в детерминированной постановке. При этом вычисляются осевые деформации в нескольких (расположенных в середине толщины стенки через 45°) точках конечных сечений каждого конечного элемента трубы. Затем определяется наиболее опасное сечение трубопровода, в диаметрально противоположных точках которого имеют место максимальное e_{max} и минимальное e_{min} значения. Зависимости осевых деформаций в

этих точках от времени и периода повторяемости землетрясений изображены на рис. 5 и 6.

Как показывают результаты детерминированного расчета, все проектные требования выполнены. При этом минимальный коэффициент запаса прочности равен 1,5.

Для решения задачи статистической динамики используется метод интерполяционных полиномов, который является наиболее экономичным. В качестве случайных входных данных здесь выбраны пять величин, оказывающих наибольшее влияние на напряженно-деформированное состояние трубопровода. Их законы распределения и числовые характеристики приведены в табл. 2.

С целью снижения вычислительных затрат применяется схема $2 \times 2 \times 2 \times 2 \times 2$, т.е. для каждой входной случайной величины задаются по два узла интерполирования.

Следует отметить, что в методе интерполяционных полиномов математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение некоторой выходной случайной величины y находятся по формулам

$$\langle y \rangle = \sum_{i=1}^q y_i \rho_i ; \quad S_y = \sqrt{\sum_{i=1}^q (y_i - \langle y \rangle)^2 \rho_i} , \quad (1)$$

где

$$q = \prod_{k=1}^n q_k ; \quad \rho_i = \prod_{k=1}^n \rho_{kj} .$$

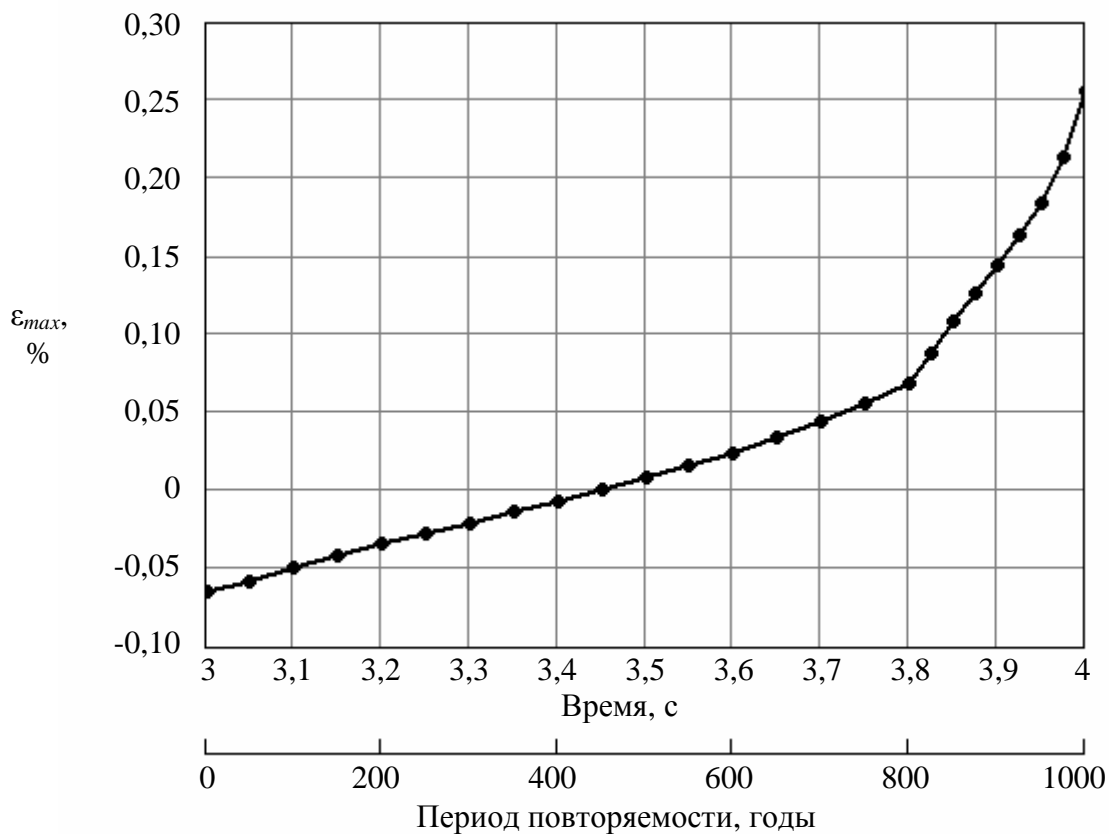


Рис. 5. Максимальная осевая деформация

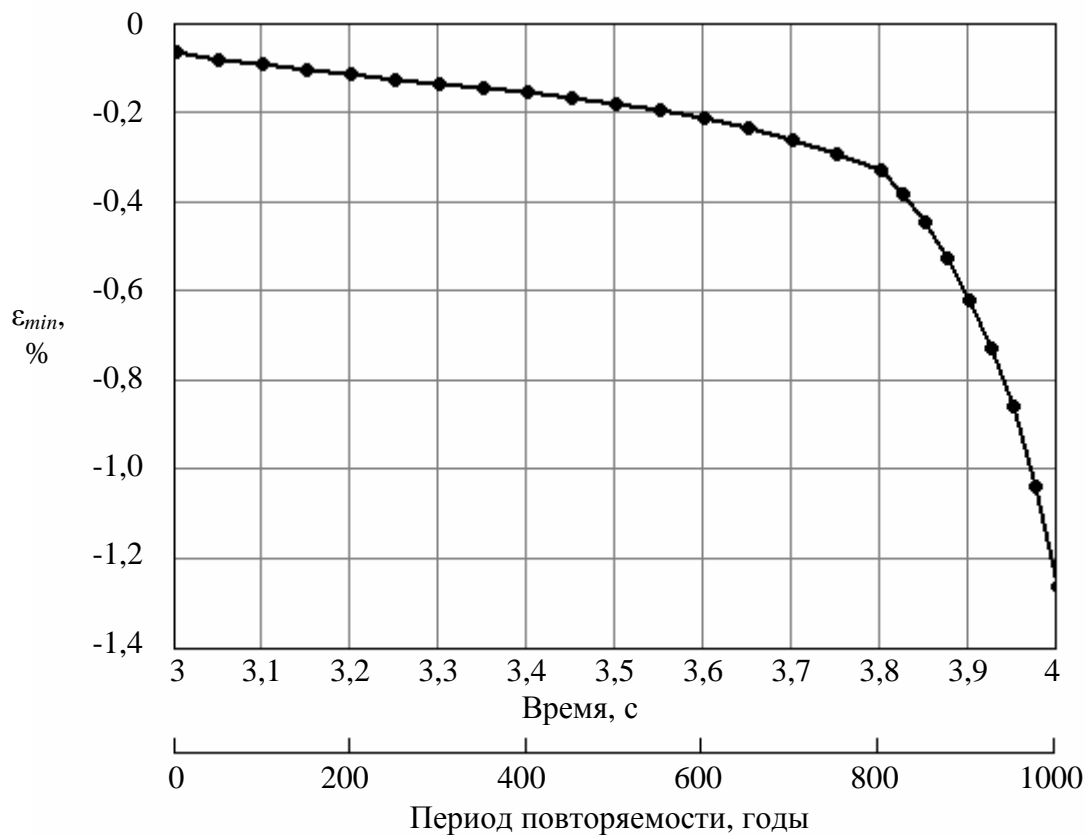


Рис. 6. Минимальная осевая деформация

Таблица 2. Параметры распределения

№ п/п	Случайная величина	Закон распределения	Числовые характеристики
1	Сейсмические смещения $u_{yp} = u_{zp}$	Нормальный	Математическое ожидание $\langle u_{yp} \rangle = 915$ мм Среднее квадратическое отклонение $S_{u_{yp}} = 0,1 \langle u_{yp} \rangle = 91,5$ мм
2	Сейсмическое смещение u_{xp}	Нормальный	Математическое ожидание $\langle u_{xp} \rangle = -457,5$ мм Среднее квадратическое отклонение $S_{u_{xp}} = 0,1 \langle u_{xp} \rangle = 45,75$ мм
3	Модуль упругости материала трубы E	Равномерный	Минимальное значение $E_{min} = 1,90 \cdot 10^5$ МПа Максимальное значение $E_{max} = 2,22 \cdot 10^5$ МПа
4	Предел текучести материала трубы σ_T	Нормальный	Математическое ожидание $\langle \sigma_T \rangle = 483$ МПа Среднее квадратическое отклонение $S_{\sigma_T} = 0,05 \langle \sigma_T \rangle = 24,15$ МПа
5	Толщина стенки трубы специальной секции δ	Нормальный	Математическое ожидание $\langle \delta \rangle = 25,3$ мм Среднее квадратическое отклонение $S_{\delta} = 0,05 \langle \delta \rangle = 1,265$ мм

Здесь q – общее число реализаций; y_i – значение выходной случайной величины на i -ой реализации; r_i – число Кристоффеля выходной случайной величины; n – число входных случайных величин; q_k – число узлов интерполирования, выбранное для k -ой входной случайной величины; r_{kj} – числа Кристоффеля для k -ой входной случайной величины.

В рассматриваемой задаче выходными случайными величинами являются наибольшие по модулю значения деформаций e_b , e_{ac} и e_{at} , используемые в критериях землетрясений SLE и DLE . Их математические ожидания и средние квадратические отклонения сведены в табл. 3.

Функцией безопасности $B(t)$ называется вероятность того, что на отрезке времени $[0, t]$ ни разу не возникнет аварийная ситуация:

$$B(t) = P\{v(\tau) \in \Omega; \tau \in [0, t]\}, \quad (2)$$

где $v(t)$ может совпадать с вектором качества, входящим в определение для вероятности безотказной работы [1]. Здесь Ω – область безопасности, которая включает в себя допустимую область по отношению к эксплуатационным отказам и предельным состояниям.

Дополнение функции безопасности до единицы называется функцией риска

Таблица 3. Математические ожидания и средние квадратические отклонения выходных случайных величин

Характеристики случайной величины	Землетрясение SLE			Землетрясение DLE		
	ϵ_b	ϵ_{ac}	ϵ_{at}	ϵ_b	ϵ_{ac}	ϵ_{at}
$\langle y \rangle, \%$	0,0413	-0,1166	0,0000	0,9157	-1,4986	0,3329
$S_y, \%$	0,00390	0,00568	0,0000	0,6293	1,0021	0,2676
$S_y / \langle y \rangle$	0,095	0,049	–	0,687	0,669	0,804

$$R(t) = 1 - B(t). \quad (3)$$

Случайные события, являющиеся потенциальным источником аварийной ситуации, удобно разбить на классы $\Phi_1, \Phi_2, \dots, \Phi_m$, которые могут отличаться уровнем интенсивности воздействий, иметь различные источники или различную физическую природу.

Пусть все m классов событий образуют независимые пуассоновские потоки, интенсивности которых I_j ($j = 1 \dots m$) в общем случае различны. При этом обратные величины $q_j = 1/I_j$ имеют смысл среднего периода ожидания (или периода повторяемости для землетрясений). Тогда для функции безопасности можно получить следующую формулу [1]:

$$B(t) = \exp \left[- \sum_{j=1}^m \lambda_j t R(\Phi_j) \right], \quad (4)$$

где

$$R(\Phi_j) = 1 - B(\Phi_j).$$

Здесь $B(\Phi_j)$ – условная безопасность, равная вероятности того, что авария не наступит при осуществлении события $E \in \Phi_j$; $R(\Phi_j)$ – условный риск.

Если $I_j t R(\Phi_j) \ll 1$ при всех j и всех рассматриваемых t , то из выражения (4) следует более простая формула для оценки риска:

$$R(t) \approx \sum_{j=1}^m \lambda_j t R(\Phi_j). \quad (5)$$

В нашем случае $m = 2$, поскольку расчет выполняется на два типа сейсмических воздействий (проектное землетрясение SLE и максимальное расчетное землетрясение DLE). Таким образом,

$$R(t) = [\lambda_{SLE} R(\Phi_{SLE}) + \lambda_{DLE} R(\Phi_{DLE})]t, \quad (6)$$

где

$$R(\Phi_{SLE}) = 1 - B(\Phi_{SLE}); \quad R(\Phi_{DLE}) = 1 - B(\Phi_{DLE}),$$

причем $q_{SLE} = 200$ лет; $q_{DLE} = 1000$ лет; $I_{LE} = 5 \cdot 10^{-3}$ 1/год; $I_{DLE} = 10^{-3}$ 1/год.

Условные показатели безопасности можно трактовать как вероятности удовлетворения критериев проектирования SLE и DLE :

$$\begin{aligned} B(\Phi_{SLE}) &= P\{v(\tau) \in \Omega_{SLE}; \tau \in [0, t_{SLE}]\}; \\ B(\Phi_{DLE}) &= P\{v(\tau) \in \Omega_{DLE}; \tau \in [t_{SLE}, t_{DLE}]\}, \end{aligned} \quad (7)$$

где $t_{SLE} = 3,2$ с; $t_{DLE} = 4$ с. Следует напомнить, что в последних двух формулах под t подразумевается не физическое время, а просто монотонно возрастающий параметр приложения нагрузки.

Соотношения (7) можно представить в более удобной для практического использования форме. Учитывая, что вектор качества системы квазимоноotonно приближается к границам допустимых областей, запишем

$$\begin{aligned} B(\Phi_{SLE}) &= \min \left(\begin{array}{l} P\{\varepsilon_b(t_{SLE}) < 0,9\varepsilon_{Mmax}\}, \\ P\{|\varepsilon_{ac}(t_{SLE})| < 0,8|\varepsilon_w|\}, \\ P\{\varepsilon_{at}(t_{SLE}) < 2\% \} \end{array} \right); \\ B(\Phi_{DLE}) &= \min \left(\begin{array}{l} P\{\varepsilon_b(t_{DLE}) < 4\% \}, \\ P\{|\varepsilon_{ac}(t_{DLE})| < |\varepsilon_w|\}, \\ P\{\varepsilon_{at}(t_{DLE}) < 4\% \} \end{array} \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Входящие в эти выражение вероятности легко находятся с помощью функций распределения соответствующих выходных параметров. Сопоставляя данные кривые с допустимыми значениями критериев землетрясений SLE и DLE (см. табл. 1), можно отметить следующее. Все критерии проектирования за исключением одного удовлетворяются с высокой вероятностью (близкой к единице). Вероятность выполнения критерия прочности при сжатии (гофрообразовании) для землетрясения DLE $P\{|\varepsilon_{ac}(t_{DLE})| < |\varepsilon_w|\}$ составляет всего 62,5 % (см. рис. 7). Таким образом, $B(\Phi_{DLE}) = 0,625$, а для землетрясения SLE можно принять, что $B(\Phi_{SLE}) \approx 1$.

Вычисленная по формулам (5) и (3) функция полной безопасности приведена на рис. 8. Как видно из графика, например, для трубопровода со сроком службы $T = 40$ лет безопасность составляет 0,985.

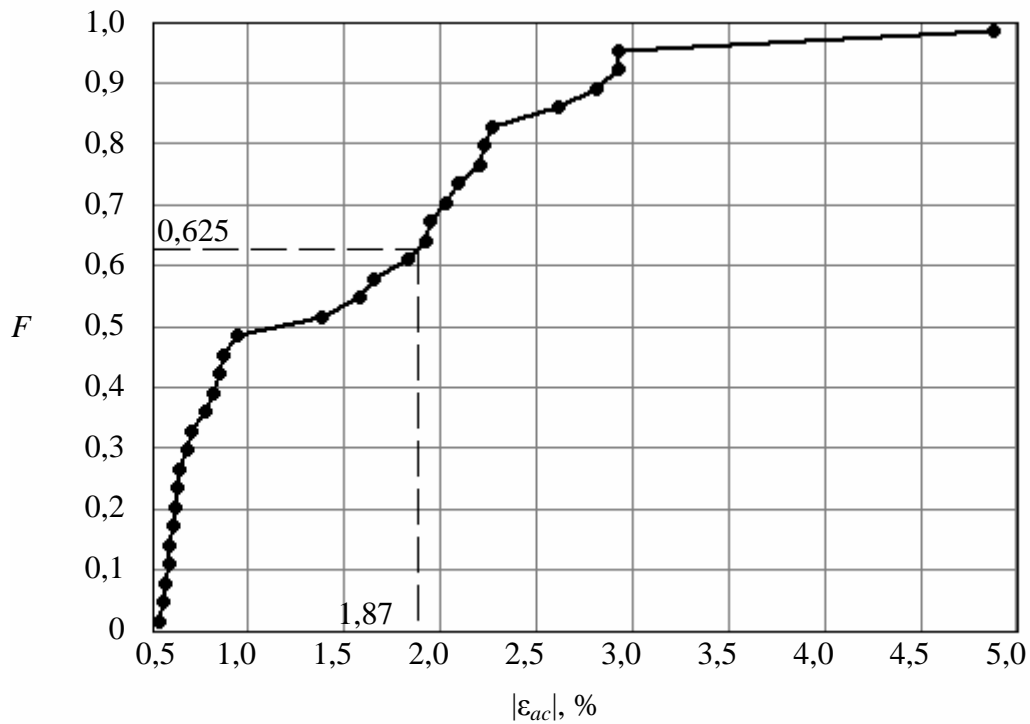


Рис. 7. Функция распределения деформации ε_{ac} для землетрясения DLE

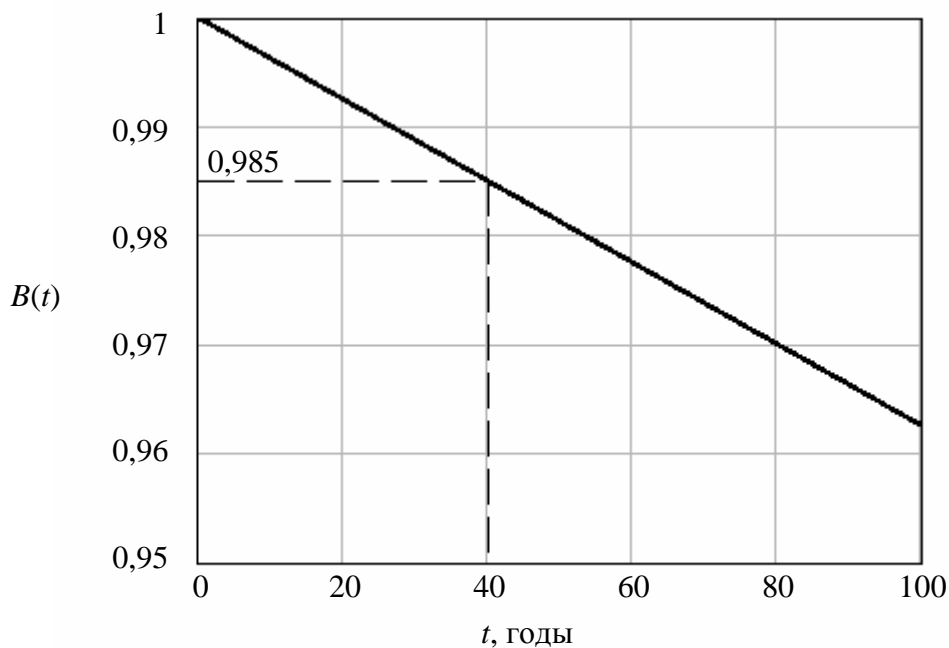


Рис. 8. Функция безопасности

Список литературы

1. Болотин В. В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.

2. Обеспечение надежности трубопроводных систем / С. Н. Перов, С. И. Аграфенин, Ю. В. Скворцов, Ю. Л. Тарасов. – Самара: ООО «Издательство СНЦ», 2008. – 246 с.

FAULT CROSSING SAFETY ESTIMATION FOR THE UNDERGROUND PIPELINE

© 2007 S. N. Perov¹, Yu. V. Skvortsov¹, S. I. Agrafenin²

¹Samara State Aerospace University

²OAO «Giprovostokneft»

The natural influences that cause emergency situations (such as earthquakes, tornadoes, landslides, subsidence of rock etc.) couldn't be controlled and that's why the enough level of safety for these causes should be satisfied during design. It is necessary to notice, that models of rare events are widely used in safety calculations.

In this paper for safety and risk indexes estimation of the concerned pipeline the Bolotin's theory is used. Method of interpolation polynomials is used for statistical dynamics problems.

РАЗРАБОТКА ИНФРАКРАСНОГО ГАЗОВОГО ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА НА БАЗЕ ВИХРЕВОГО ЭЖЕКТОРА

© 2007 Ш. А. Пиралишвили, А. И. Гурьянов, Р. И. Иванов

Рыбинская государственная авиационная академия имени П. А. Соловьева

Существует много способов нагрева материалов и изделий. Однако наиболее эффективным и экономически выгодным из них является лучистый способ, т. е. передача тепловой энергии от ее источника (генератора) к объекту путем излучения. Большой интерес с этой точки зрения представляет инфракрасное излучение. Тепло, выделяемое излучающей поверхностью похоже на солнечное. Газ сгорает в камере сгорания, в которой, нагреваясь до определенной температуры, формирует тепловой поток (волновое излучение инфракрасного спектра), направляемый на теплоноситель, либо непосредственно на объект. Инфракрасный луч, падающий на поверхность (пол, предметы, оборудование), нагревает ее. Воздух в обогреваемой зоне нагревается вторично от нагретых поверхностей. Тепловые волны быстро создают комфортный микроклимат в зоне.

Повышение цен на энергоносители, а также ужесточение норм по выбросам загрязняющих веществ определяют задачу поиска экономически оправданных источников энергии, способов максимально экономичного ее потребления. Возможным решением является переход к автономным системам отопления на базе инфракрасных газовых излучателей.

Инфракрасный газовый излучатель представляет собой горелку, у которой основ-

ная доля тепла, выделяющегося при горении, передается излучением от специального излучающего насадка к обогреваемому объекту. Радиационные горелки работают обычно на газе с теплотой сгорания не ниже $16,8 \text{ МДж/м}^3$, так как необходимо, чтобы топливоздушная смесь надежно воспламенялась при низких температурах и устойчиво и быстро сгорала. При лучистом теплообмене необходимая поверхность для передачи того же количества тепла получается в десятки раз

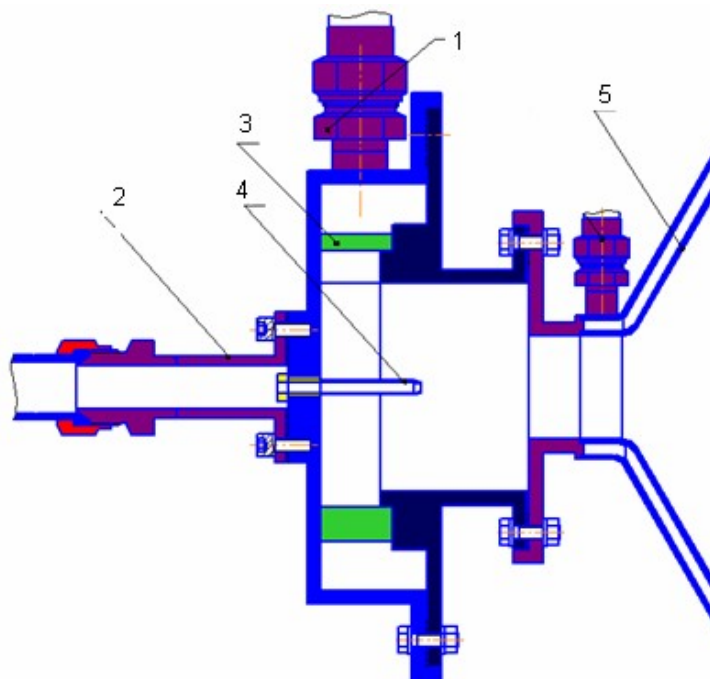


Рис.1. Вихревой эжектор:

1 - патрубок подачи сжатого воздуха, 2 - патрубок подачи топлива, 3 - сопловой ввод, 4 - сменный насадок, 5 - диффузор

меньше, чем при конвективном теплообмене и, следовательно, размеры радиационной установки и ее стоимость будут меньше [1]. Воздух в обогреваемой зоне нагревается вторично от нагретых поверхностей. Это позволяет создать необходимый микроклимат в обогреваемой зоне.

Традиционная конвективная система отопления работает менее эффективно - нагревает воздух, за счет естественной конвекции поднимается вверх, где остывает, при этом большая часть топлива, затраченная на нагрев воздуха, расходуется неэффективно.

В случае применения автономной системы отопления топливо сгорает на месте обогрева и энергия химических связей полностью переходит в тепло, при этом практически отсутствуют потери тепла в окружающую среду (потери на теплотрассе).

Обогрев локально направленным лучистым потоком энергии обладает рядом преимуществ по сравнению с конвективной схемой отопления, т. к. в этом случае отсутствует движение воздушных масс в помещении, сквозняки и перенос пыли.

Конструкция и принцип действия

Инфракрасное газовое горелочное устройство состоит из трех основных узлов: устройства для подготовки топливоздушной смеси и ее подачи, камеры сгорания, излучающих поверхностей.

Устройство для подготовки топливоздушной смеси и ее подачи в камеру сгорания сконструировано по принципу прямооточного вихревого эжектора. Выбрана такая конструкция модуля смешения, поскольку горелочное устройство работает на малых перепадах давления с целью уменьшения гидравлических потерь, эжектор позволяет сформировать приосевую область пониженного давления и повысить действительный перепад давления. Кроме того, аэродинамика течения в камере энергоразделения вихревого эжектора характеризуется комплексом специфических свойств, наиболее полно удовлетворяющих требованиям качественной смеси-подготовки: большая объемная плотность кинетической энергии, акустические колебания, высокая интенсивность турбулентности, ориентированная в радиальном направлении,

рециркуляционные зоны. Имеются и другие преимущества: конструктивная простота изготовления, высокая надежность работы. В данной конструкции предусмотрена возможность установки сменных насадок для подачи топлива различной длины и диаметра с целью нахождения оптимального режима.

Горелочное устройство включает в себя следующие конструктивные элементы: 1-патрубок подачи сжатого воздуха, 2 - патрубок подачи топлива, 3 - камера смешения, 4 - камера сгорания, 5 - излучающие поверхности. Сжатый (эжектирующий) газ через сопловой ввод поступает в камеру, где образуется вращающийся поток с приосевой областью пониженного давления. В камере смешения 3 образуется топливоздушная смесь, которая через диффузор поступает в камеру сгорания 4, где тормозится с повышением давления. Воспламенение топливоздушной смеси осуществляется свечой зажигания. Для предотвращения перегрева стенок камеры она снабжена кожухом охлаждения. Поток продуктов сгорания поступает в излучающее устройство 5, представляющее собой многослойный цилиндр, центральное тело которого выполнено в виде керамической трубы. На некотором расстоянии от керамической трубы располагаются цилиндрические излучающие поверхности, выполненные в виде сетки. Керамическая труба играет роль высокотемпературного источника энергии, необходимого для обеспечения требуемой степени завершенности реакции окисления монооксида углерода CO .

Геометрия камеры сгорания и угол раскрытия диффузора позволяет сформировать необходимую для стабилизации фронта пламени зону обратных токов. Продукты сгорания смешиваются с охлаждающим воздухом, поступающим из кольцевого канала через отверстия в камере горения, формируя требуемое поле температуры на выходе. Керамическая труба также играет роль первичной излучающей поверхности. Вторичные излучатели – коаксиальные цилиндры, выполненные из стальной сетки.

По ходу изучения принципа действия, достоинств и недостатков вихревых эжекторов и инфракрасных излучателей разработа-

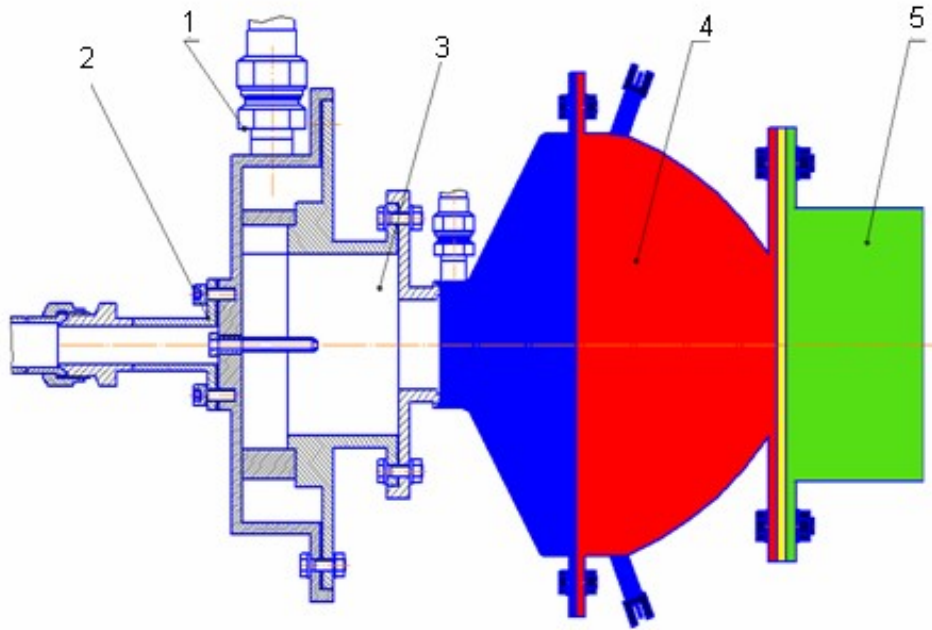


Рис. 2. Инфракрасное горелочное устройство:
 1 - патрубок подачи сжатого воздуха, 2 - патрубок подачи топлива, 3 - камера смешения,
 4 - камера сгорания, 5 - излучающие поверхности

на методика расчета подобных конструкций [2-6]. Исходными данными для расчета горелочного являются: мощность и коэффициент избытка воздуха. Задаемся мощностью 50 кВт, $\alpha = 2$, получаем $G_r = 1,07 \cdot 10^{-3}$, кг/с, $G_B = 44,94 \cdot 10^{-3}$, кг/с.

Площадь проходного сечения сопла при докритическом истечении определяли по значению газодинамической функции – приведенному расходу $q(I)$.

При расчете камеры сгорания определили температуру в зоне горения, температуру стенки с на наружной и внутренней поверхностях, температуру продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания, температуру смеси продуктов сгорания с охлаждающим воздухом, для этого были использованы уравнения теплового баланса, кондуктивного и конвективного теплообмена, закон Стефана-Больцмана.

Целью расчета излучающей части инфракрасного горелочного устройства являлось определение суммарного лучисто-конвективного теплового потока передаваемого теплоносителю от металлических сеток, а

также процентное соотношение доли лучистого и конвективного тепловых потоков. Расчет выполнен с использованием уравнения теплового баланса, закона Стефана-Больцмана, уравнения конвективного и кондуктивного теплообмена. Процентное соотношение лучистого и конвективного тепловых потоков 80/20 % соответственно.

Разработано вихревое инфракрасное газовое горелочное устройство с высоким выходом энергии в форме тепла. Из конструкции исключены подвижные элементы, возможна быстрая замены неисправной детали. Простота конструкции, отсутствие подвижных деталей, сложных уплотняющих элементов определяют высокую надежность работы в условиях эксплуатации. Немаловажными преимуществами являются: короткий пусковой период, низкая стоимость изготовления и простота обслуживания, что в конечном итоге обеспечивает экономичность установки.

Список литературы

1. Ициксон Б. С. Инфракрасные газовые излучатели. – М.: Недра, 1969. – 280 с.
2. Сулов А. Д. Вихревые аппараты. –

М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

3. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике.– Самара: Оптима, 1997. – 347 с.

4. Пиралишвили Ш. А. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения. - М.: Энергомаш, 2000. - 412 с.

5. Воронин Г. И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования: учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1978. – 544с.

6. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания газотурбинных двигателей. – М.: Мир, 1986. – 566 с.

INFRARED GAS BURNING DEVICE DEVELOPING BASED ON TWISTING EJECTOR

© 2007 Sh. A. Piralishvili, A. I. Gurianov, R. I. Ivanov

Rybinsk state aviation academy named by Solovieva P.A.

There exist a number of methods for heating of materials and machine elements. But radiation method is the most effective and economical one out of them i.e. transfer of heat energy from it is source (generator) to the object by means of radiation. With regards to this infrared radiation has got the greatest interest. The heat generated by the radiating surface is similar to the sun. The gas is burning in the combustor where, heated to the specific temperature, forms a heat flux (wave radiation of infrared spectrum), directed to the heat source or to the object directly. Infrared ray falling to the surface (floor, objects, equipment) heats the surface. The air in the hot zone is heated for the second time by the heated surfaces. Heat waves immediately form comfortable microclimate in the zone.

ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ БЛОКА ДОЖИГАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ ДВИГАТЕЛЯ НК-37

© 2007 А. М. Постников, Ю. И. Цыбизов, В. М. Белкин, В. И. Васильев, В. П. Чикин

ОАО «СНТК им. Н. Д. Кузнецова», г. Самара

В работе показана высокая эффективность применения принципов организации рабочего процесса форсажных камер авиационных двигателей при конструировании камер дожигания (КД) парогазовых установок. Приведены основные технические решения таких камер дожигания и подходы к разработке алгоритма автоматизированной системы управления подачей топлива в КД.

В настоящее время широкое применение в промышленности и энергетике находят авиапроизводные двигатели. Они имеют высокий КПД термодинамического цикла и, как следствие, относительно низкую температуру выхлопных газов, что ограничивает их использование для выработки перегретого пара с нужными для парогазовых установок (ПГУ) энергетическими показателями. Для такого двигателя экономически обоснованным является внедрение блока дожигающих устройств в выхлопной системе (шахте) перед котлом-утилизатором (КУ).

В ОАО «СНТК им. Н.Д.Кузнецова» разработан блок дожигающих устройств (БДУ) для двигателя НК-37 ($N = 25$ МВт, КПД = 36,4 %) применительно к ПГУ Лидской ТЭЦ (республика Беларусь). Суммарная мощность установки может быть повышена до 63 МВт, а КПД до 45% при применении паровой турбины с КПД, равным примерно 35...36%.

К БДУ предъявляются жесткие требования:

- по температурному полю перед котлом-утилизатором ($\pm 20^\circ\text{C}$ от среднего значения);
- экологическим характеристикам (допустимое повышение концентрации оксидов азота NO_x не более 10 мг/м^3 и монооксида углерода CO не более чем на 50 мг/м^3);
- функциональной и прочностной надежности (камера дожигания БДУ должна обеспечить постоянную среднюю температуру газов перед котлом $T_{\text{кд}}^{\text{ном}} = \text{const}$ независимо от режима работы ($0,3N_{\text{ном}} \dots 1,0N_{\text{ном}}$) и ус-

ловий эксплуатации (от минус 50°C до плюс 45°C)).

В табл. 1 представлены результаты термодинамического расчета камеры дожигания (КД). Видно, что в реальном диапазоне изменения температуры на входе в двигатель от -30°C до $+30^\circ\text{C}$ и мощности (50...100) % расход топлива изменяется почти в 3 раза, а требуемый подогрев $DT_{\text{кд}} = (80 \dots 210)^\circ\text{C}$. Схема ПГУ предусматривает расположение КД в шахте с площадью поперечного сечения около 20 м^2 . Широкий диапазон изменения параметров камеры и большая площадь поперечного сечения обостряют проблемы, возникающие при выполнении требований ТЗ.

Необходимы нестандартные подходы к выбору конструктивной схемы камеры дожигания и автоматизированной системы подачи и управления топливом БДУ.

Для решения поставленных задач в БДУ реализованы принципы организации рабочего процесса, разработанные для форсажных камер ФК двигателей семейства «НК».

Известно, что при горении бедной топливоздушной смеси скорость распространения пламени мала. В потоке газов, забалластированных продуктами сгорания двигателя, дополнительно снижаются полнота сгорания и устойчивость к срыву пламени. Аналогичные проблемы в ФК усугублялись высокой скоростью набегающего потока, поэтому заимствованные для КД принципы и технические решения можно считать проверенными в более жестких условиях. Это:

- применение комбинированного стабилизатора пламени (далее просто стабилиза-

Таблица 1

Температура окружающей среды	°С	-30	-30	+30	+30
Мощность на клеммах генератора	%	50	100	50	100
Температура за СТ	°С	308	357	434	471
Температура за СТ	К	581	630	707	744
Расход газа за СТ	кг/с	82,75	113,34	71,41	90,25
Давление газа за СТ	кг/см ²	1,069	1,149	1,064	1,108
Коэффициент избытка воздуха за СТ	-	5,647	4,572	4,576	3,961
Скорость газа на входе в КД	м/с	6,65	9,2	7,02	9,17
Расход газа в КД	кг/час	1600	1880	630	475
Расход газа в КД	кг/с	0,444	0,522	0,175	0,127
Температура газа перед котлом-утилизатором	°С	520	520	520	520

тора), состоящего из продольного (базового) уголка и расположенных на его кромках поперечных уголков. Зоны стабилизации за продольными и поперечными уголками газодинамически связаны;

- наличие форкамеры, обеспечивающей дежурную зону горения. Для КД - это центральный стабилизатор с воспламенителем топлива;

- эшелонирование остальных стабилизаторов по потоку. Величина сдвига стабилизаторов определяется размером зоны обратных токов за поперечными уголками;

- длина камеры дожига (расстояние от фронтального устройства до котла-утилизатора) должна быть $L \geq 15H$, где H - расстояние между уголками в решетке стабилизаторов.

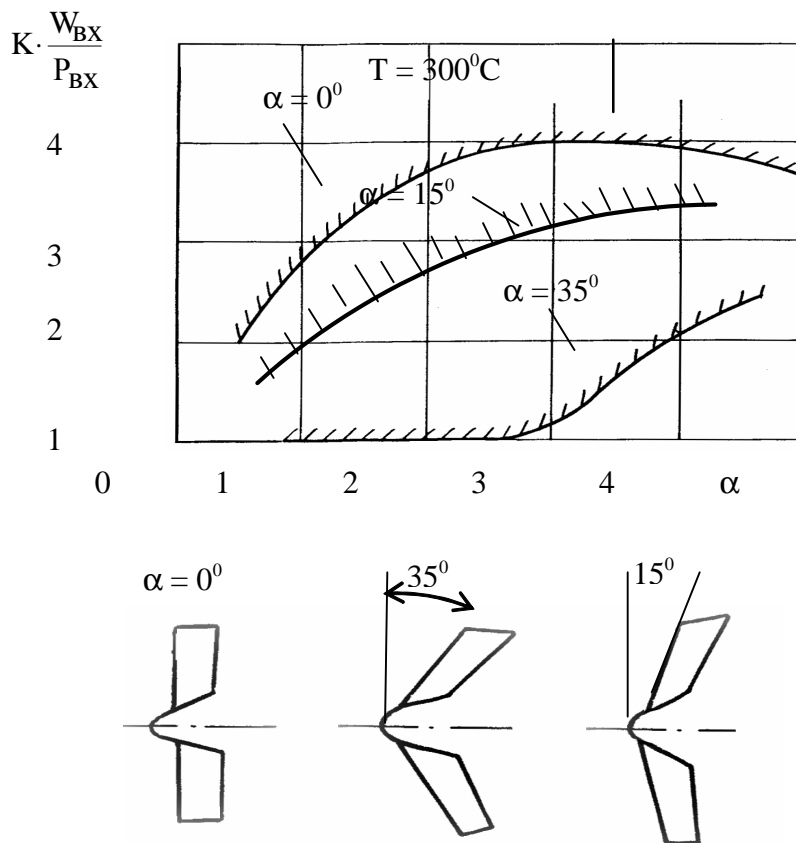


Рис. 1. Влияние на устойчивость горения угла наклона поперечных стабилизаторов пламени:

W_{BX} - скорость потока; P_{BX} - давление на входе;
 K - коэффициент, приводящий комплекс к безразмерному виду

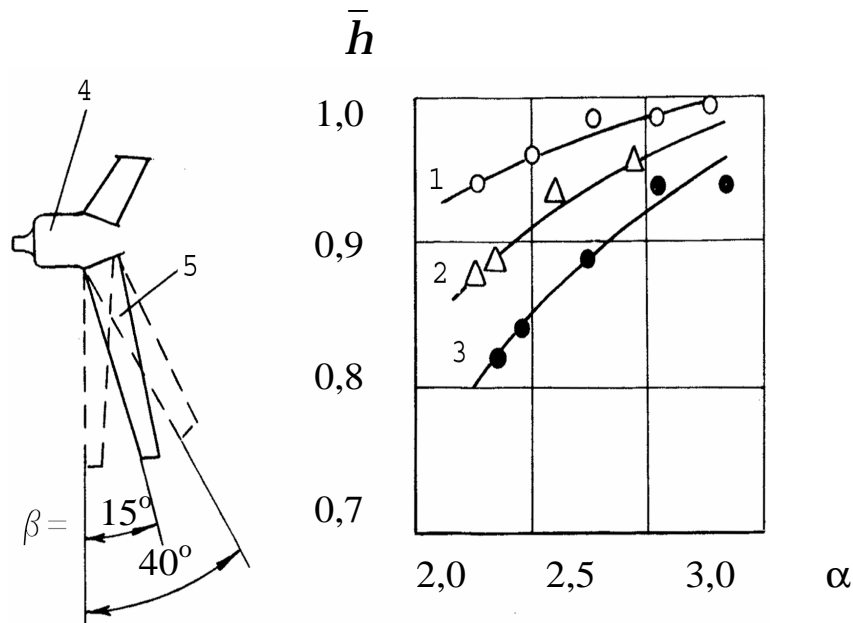


Рис. 2. Влияние угла наклона поперечного стабилизатора на полноту сгорания топлива системы стабилизаторов пламени:

$$\bar{h} = \frac{h_i}{h_{max}}; P^* = 100 \text{ кПа}; T^* = 473 \text{ К}; I = 0,31; \bar{f} = 35\%$$

$$1 - b = 15^\circ; 2 - b = 0^\circ; 3 - b = 40^\circ;$$

4 – базовый продольный стабилизатор; 5 – поперечный стабилизатор;

I – приведенная скорость потока; f – степень загромождения

На рис. 1, 2, 3 приведены результаты экспериментальных исследований, проведенных на модели форсажной камеры, которые послужили основанием выбранных для КД основных технических решений.

Из графиков следует, что:

- для получения высокой полноты сгорания и устойчивой работы в сложных системах стабилизации пламени, когда зоны циркуляций за уголками оказываются связанными, оптимальным является угол наклона поперечного уголка в $(15...25)^\circ$ от вертикали, при этом обеспечивается необходимая «огневая поддержка» от базового уголка и еще сохраняется достаточное стабилизирующее свойство системы;

- для расширения диапазона устойчивой работы стабилизаторов в продольных (базовых) уголках необходимо установить так называемые «карбюраторы» – устройства, назначение которых – подача топлива под углом в нужные места зон циркуляции потока.

Конструктивная схема камеры дожигания (КД) БДУ для Лидской ТЭЦ представлена на рисунке 4. КД конструктивно представ-

ляет собой газоход прямоугольного сечения. На фланцах каждой из боковых панелей газохода закреплено 11 фронтальных устройств (ФУ) 1, образующих три топливных контура. На фланцах центральных ФУ с каждой стороны установлено по одному воспламенителю. ФУ представляет собой сварной узел, состоящий из топливного коллектора со стойками 2 и стабилизаторов пламени 3. В ФУ устанавливается раздаточная труба 4 для равномерной раздачи топлива по длине коллектора. Для переброса пламени между соседними ФУ установлены крышки.

Для контроля воспламенения топлива на боковых панелях установлены датчики контроля воспламенения (2 фотодатчика и 4 термопары).

В процессе эксплуатации и при проведении регламентных работ конструкция КД предусматривает демонтаж топливных коллекторов и раздаточных труб для ремонта и прочистки отверстий при наличии закоксованности, причем коллекторы демонтируются внутри газохода, раздаточные трубы – снаружи. Предусмотрен также демонтаж воспла-

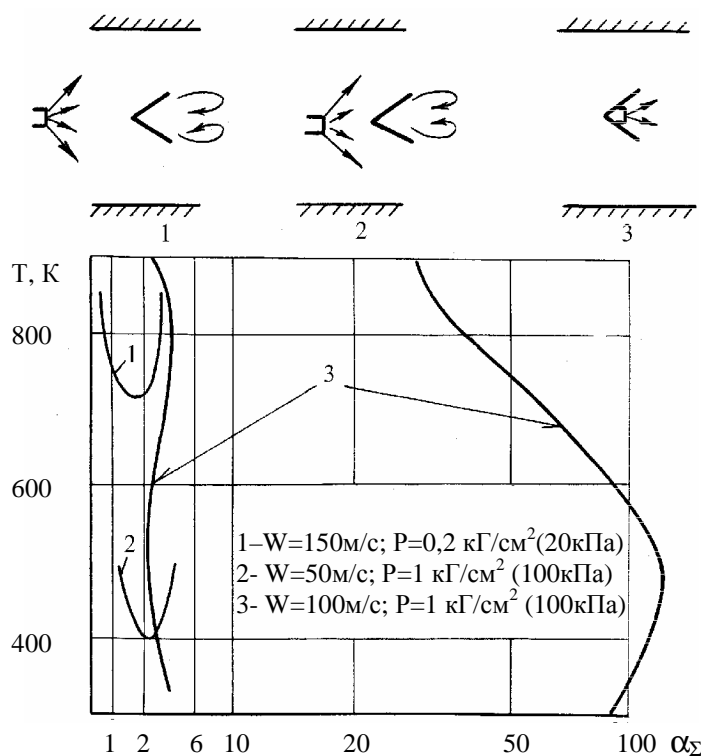


Рис. 3. Влияние параметров потока W , T , P и распределения топлива на границы срыва пламени: 1, 2 – подача топлива на уголок: 1 – центробежная форсунка, 2 – струйная форсунка; 3 – карбюратор (подача топлива под уголок); D – ширина уголка

менителей со свечами, фотодатчиков, термопар снаружи газохода КД.

Топливная система КД состоит из трех контуров. Первый (дежурный) контур обслуживает центральный стабилизатор (около 14% суммарного расхода топлива G_m). Второй и третий контуры являются основными.

Кроме требований по температурному полю и поддержания средней температуры $T_{кд} = const$ независимо от внешних условий и режима работы двигателя разработки КУ оговаривают еще две позиции:

- при запуске и выходе на режим максимальная температура перед КУ не должна превышать более чем на 100°C минимальную температуру;

- при работе на установившемся режиме местная температура газа не должна превышать T_{max} .

Для реализации всех этих требований предусмотрена автоматизированная система управления топливом КД (АСУ КД).

АСУ КД включает:

- 3 независимых дозатора топлива;

- систему измерения температуры газов перед КД;

- систему измерения температуры газов перед КУ, основным элементом которой является гребенка термопар, спаи которой сгруппированы таким образом, что обеспечивают измерение температуры газов за стабилизатором каждого контура отдельно;

- контроллер, управляющий дозаторами топлива.

Разработан алгоритм управления АСУ КД.

1. По команде «ЗАПУСК»:

- включается питание на электросвечи воспламенителя, куда одновременно подается топливо;

- через 5 секунд подается топливо G_m^{min} в 1 контур, через 10 секунд выключаются воспламенители;

- если все датчики наличия пламени (термопары и фотодатчики) фиксируют наличие пламени, то «ЗАПУСК» завершен.

2. Плавно увеличивается (\uparrow) расход топлива в 1 контур, пока температура в следе за

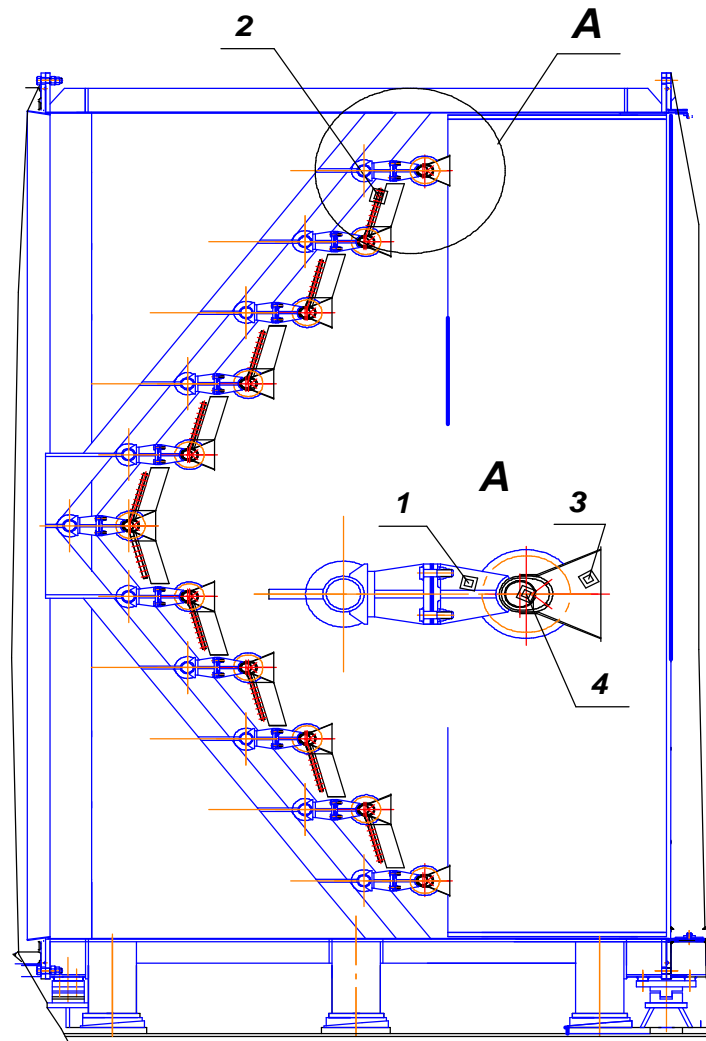


Рис. 4. Конструктивная схема камеры дожигания:

1 – фронтное устройство; 2 – топливные стойки; 3 – стабилизатор пламени; 4 – раздаточная труба

стабилизатором 1-го контура $T_{1к}$ не достигнет (\rightarrow) значения $T_{1к} = T_{дкд} + 100^\circ$ ($T_{дкд}$ – температура газов до КД), но не должен превышать T_{max} .

3. Далее включается топливо 2-го контура, расход которого увеличивается до тех пор пока:

- либо $T_{2к} \rightarrow (T_{дкд} + 100) \leq T_{max}$;
- либо $T_{кд} \rightarrow T_{кд}^{ном}$, при этом $T_{1к} = const$;

4. Если $T_{кд} < T_{кд}^{ном}$, то включается 3-ий контур $G_{3к}$ - пока:

- либо $T_{3к} \rightarrow (T_{дкд} + 100) \leq T_{кд}^{max}$;
- либо $T_{кд} \rightarrow T_{кд}^{ном}$, при этом $T_{1к} = T_{2к} = const$;

5. Если после этих операций $T_{кд} < T_{кд}^{ном}$, то цикл повторяется, начиная с п. 2.

На рис. 5 приведен пример циклограммы выхода БДУ на режим КУ при $t_1^* = -30^\circ C$ и $N = 100\% N_{ном}$ двигателя НК-37 для ГТУ Лидской ТЭЦ.

Результаты численного моделирования рабочего процесса показали, что разработанный блок дожигающих устройств обеспечивает выполнение требований технического задания по температурному полю, гидравлическим потерям, полноте сгорания топлива и экологическим характеристикам.

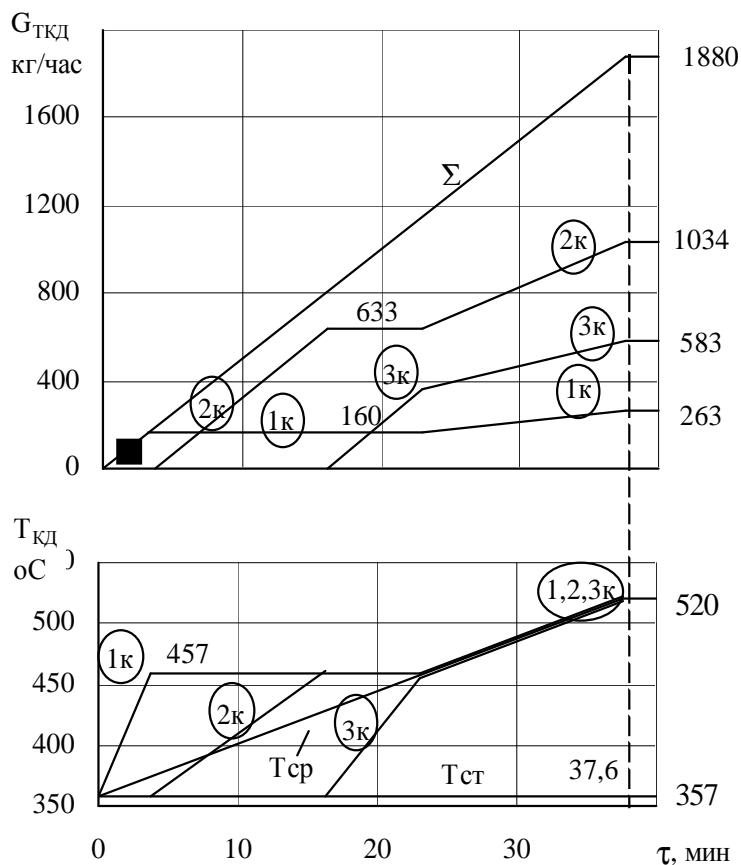


Рис.5. Циклограмма выхода на режим

$t_1^* = -30^\circ \text{C}$, $N = 25,5 \text{ Мвт}$, $\blacksquare - G_{\text{КД}}^{\text{min}}$.

Цифры у кривых – соответственно расход топлива и температура за КД

THE DESIGNING PRINCIPLES OF AFTERBURNER SYSTEM FOR HIGH EFFICENCY VAPOUR GAS MACHINE BASED ON NK-37 ENGINE

© 2007 A. M. Posthikov, Yu. I. Tsibizov, V. M. Belkin, V. I. Vasiliev, V. P. Chikin

JSC SNTK named by N. D. Kuznetsov

The high efficiency of using of the aeroengine afterburner operating process organization principles while designing afterburning chambers for the combined-cycle plant is shown in the article. The main technical solutions of such afterburning chambers design and approaches to fueling automated control system algorithm development is given as well.

КОНЦЕПЦИИ ПРИМЕНЕНИЯ ДЕТОНАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ В АВИАЦИОННЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ

© 2007 Р. Б. Сейфетдинов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Дано термодинамическое обоснование перспективности применения детонационного горения в авиационных силовых установках. Проведен обзор концепций применения детонационного горения в авиадвигателях и выделены наиболее перспективные направления. Дана краткая информация о состоянии работ по созданию пульсирующего детонационного двигателя. Схематизированы проблемы по основным научным направлениям, развитие которых необходимо для создания опытного образца авиационного пульсирующего детонационного двигателя.

Практически исчерпанные резервы повышения топливной эффективности современных газотурбинных двигателей (ГТД) и открывшиеся перспективы использования детонационного сгорания топлива привели к тому, что за последнее десятилетие наблюдается интенсификация научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в области разработок пульсирующих детонационных двигателей (ПудД). Применение детонационного горения (ДГ) открывает несколько перспективных направлений в развитии авиадвигателестроения. С одной стороны, реализация ДГ рассматривается как средство повышения экономичности и снижения токсичности ГТД, с другой стороны открывается перспектива создания принци-

пиально новых типов реактивных двигателей. Однако следует отметить, что применение ДГ приводит к повышению уровня шума, создаваемого двигателем. Повышение топливной эффективности и снижение токсичности выбросов реактивных двигателей обусловлено более высокой интенсивностью и быстротечностью процесса горения и, как следствие, получение более высоких термодинамических параметров рабочего тела при детонационном сгорании топлива (рис. 1 и 2). Теоретически доказано, что при реализации ДГ можно обеспечить повышение термического КПД в 1,3-1,5 раза. При этом отношение давлений p_3/p_1 (рис. 1) может составлять 80...330, а температура T_3 достигать 3800...4000 К [1, 2].

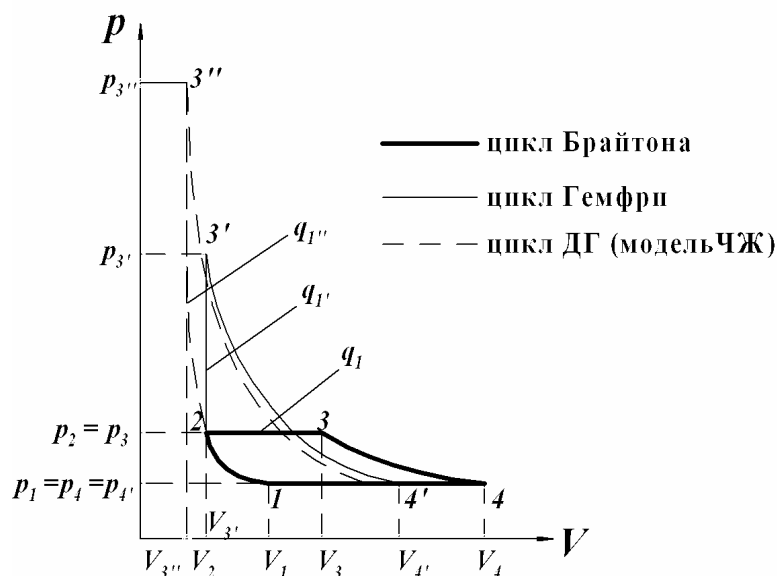


Рис. 1. PV-диаграмма термодинамических циклов авиадвигателей

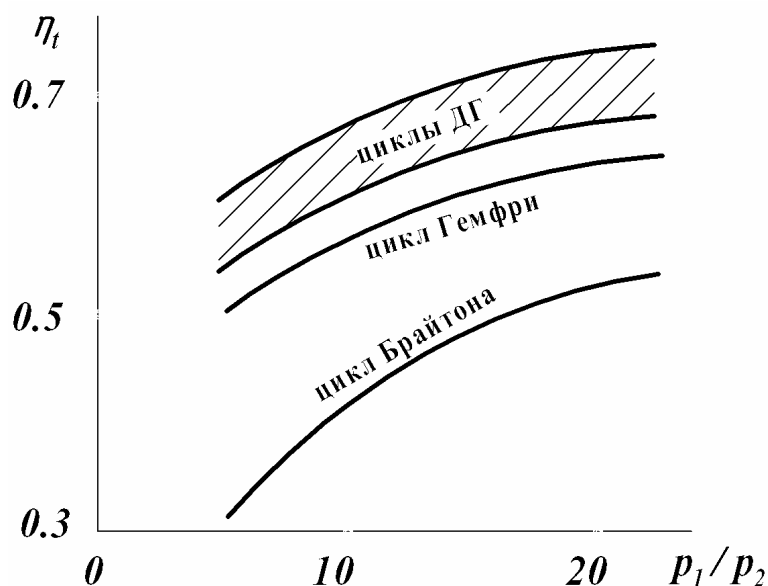


Рис. 2. Сравнение термодинамических циклов по идеальным термическим КПД для керосина при $\alpha=1$

Процессы горения можно проклассифицировать с точки зрения скорости распространения фронта пламени и характера протекания процесса горения (рис. 3). Левая ветка схемы (рис. 3) представляет процессы горения, которые нашли применение в авиационных силовых установках на данный момент, левая ветка представляет процессы горения, которые считаются перспективными, но не получившие практического применения на сегодняшний день.

В данной статье внимание уделяется основным направлениям, которые нашли наиболее широкое отражение в зарубежной и отечественной литературе, однако особое внимание будет уделено наиболее перспективному направлению.

На данный момент существует три основные концепции применения детонационного горения в силовых установках ЛА.

Во-первых, это концепция создания гибридных газотурбинных двигателей. Дан-

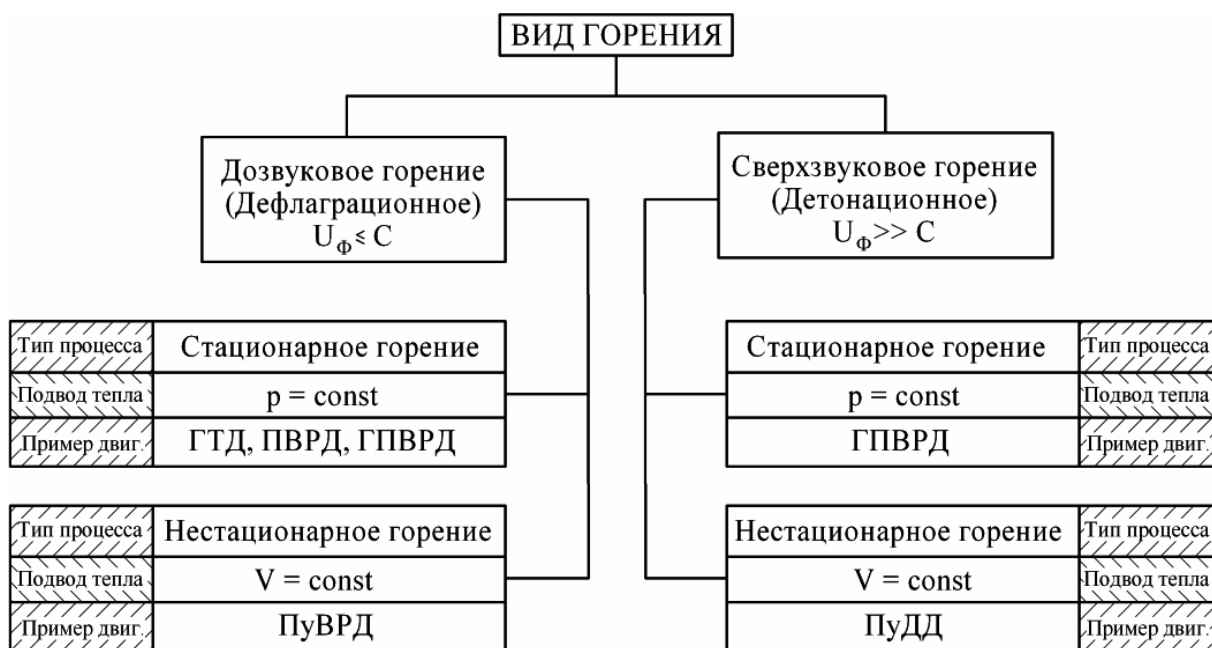


Рис. 3. Классификация процессов горения в авиадвигателях

ная концепция рассматривает реализацию ДГ в основных камерах сгорания ГТД или в дополнительных камерах сгорания – тяговых модулях (рис. 4).

Кроме того, ведутся работы по испытаниям гибридного детонационно-поршневого двигателя, в котором вместо выхлопных труб установлены детонационные трубы, создающие реактивную тягу (рис. 5) [6].

Вторым направлением применения ДГ является создание стационарной детонационной волны горения в камере сгорания гиперзвукового прямоточного воздушно-реактивного двигателя.

Из всех существующих концепций применения ДГ перспективным направлением считается создание нового типа реактивного двигателя – детонационного пульсирующего двигателя. Как ожидается, данный тип двигателя будет обладать не только высокими характеристиками по расходу топлива и эмиссии вредных веществ, но также малым удельным весом, низкой стоимостью и возможностью эффективной работы в большом диапазоне рабочих условий. В перспективе считается, что данный тип двигателя, называемый пульсирующим детонационным двигателем (ПудД), придет на смену ГТД, как ГТД, в свое

время, пришел на смену поршневым двигателям.

Наибольшие результаты в направлении создания ПудД достигнуты за рубежом. Фирма Пратт-Уитни в 2003 году провела испытания демонстрационного образца пятитрубчатого ПудД [3]. Рабочая частота каждой трубы составляла 80 Гц. Трубы этого двигателя имели 101,6 мм в диаметре и 762 мм в длину, а сам двигатель был способен развивать тягу порядка 6,7 кН на имитируемой высоте, равной 15 км (рис. 6). В 2008 году фирма Пратт-Уитни совместно с НАСА и ВВС США планирует начать новый этап исследований, направленных на проведение летных испытаний ПудД [4].

Простейший лабораторный детонационный пульсирующий двигатель представляет собой детонационную трубу. Его рабочий цикл схематично можно представить следующим образом (рис. 7). Сначала в трубу с атмосферными условиями подается горючая смесь и происходит зарядка камеры. Когда горючая смесь заполняет определенный объем камеры, инициируется детонационная волна, которая распространяется по смеси, сжигая ее. Временной интервал между началом зарядки камеры горючей смесью и нача-

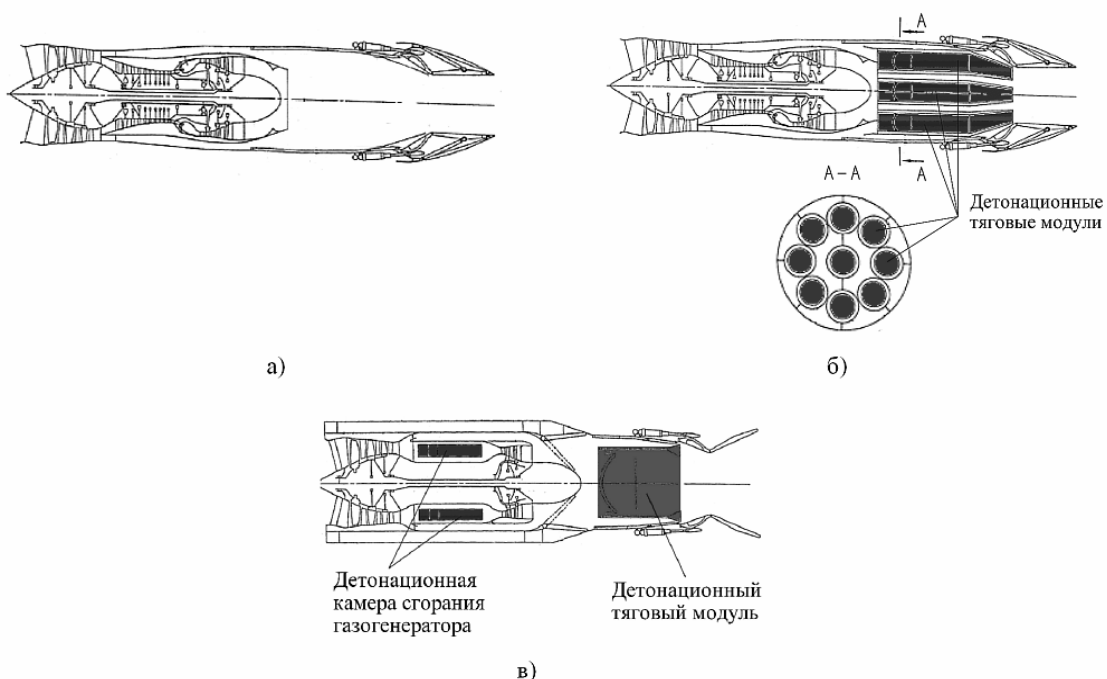


Рис. 4. Схемы гибридных газотурбинных двигателей:

а) традиционный двухконтурный ТРДДФ; б) ТРДД с девятью детонационными тяговыми модулями вместо форсажной камеры; в) ТРДД с детонационными камерами сгорания и детонационным тяговым модулем

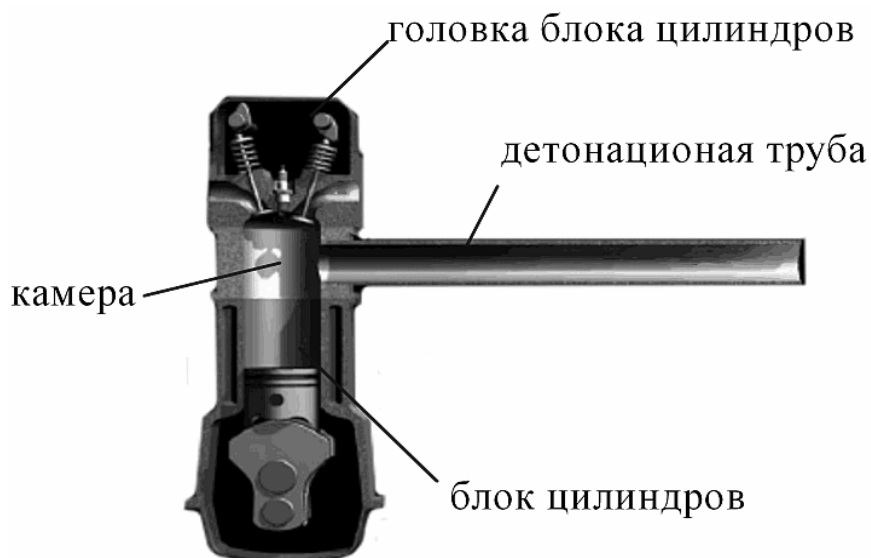
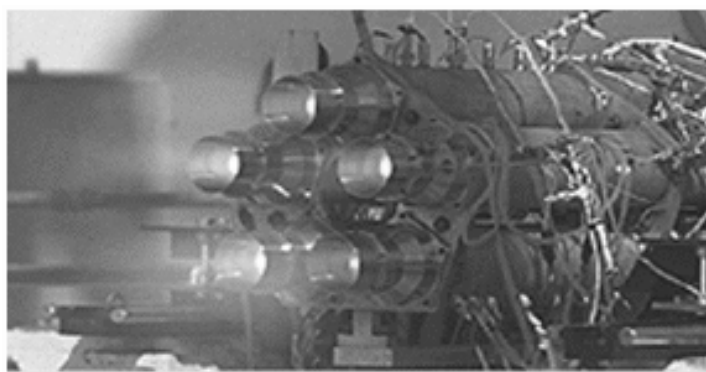


Рис. 5. Гибридный детонационно-поршневой пульсирующий реактивный двигатель

лом инициирования детонационной волны рассчитывается с учетом скоростей U_1 и U_2 фронтов смеси и детонационной волны соответственно таким образом, чтобы фронты достигли открытого конца камеры одновременно. Далее начинается истечение продуктов сгорания в атмосферу и понижение давления в камере до атмосферного, при этом в

камеру распространяется волна разряжения [5].

За последние десятилетия проведено множество теоретических и экспериментальных исследований в области детонационного горения. Однако до сих пор создание прототипа полноценного пульсирующего детонационного двигателя затруднено.



а)



б)

Рис. 6. 5-трубчатый ПуДД во время испытаний в Чайна Лейк [3]:
а) с отдельными соплами; б) с общим соплом

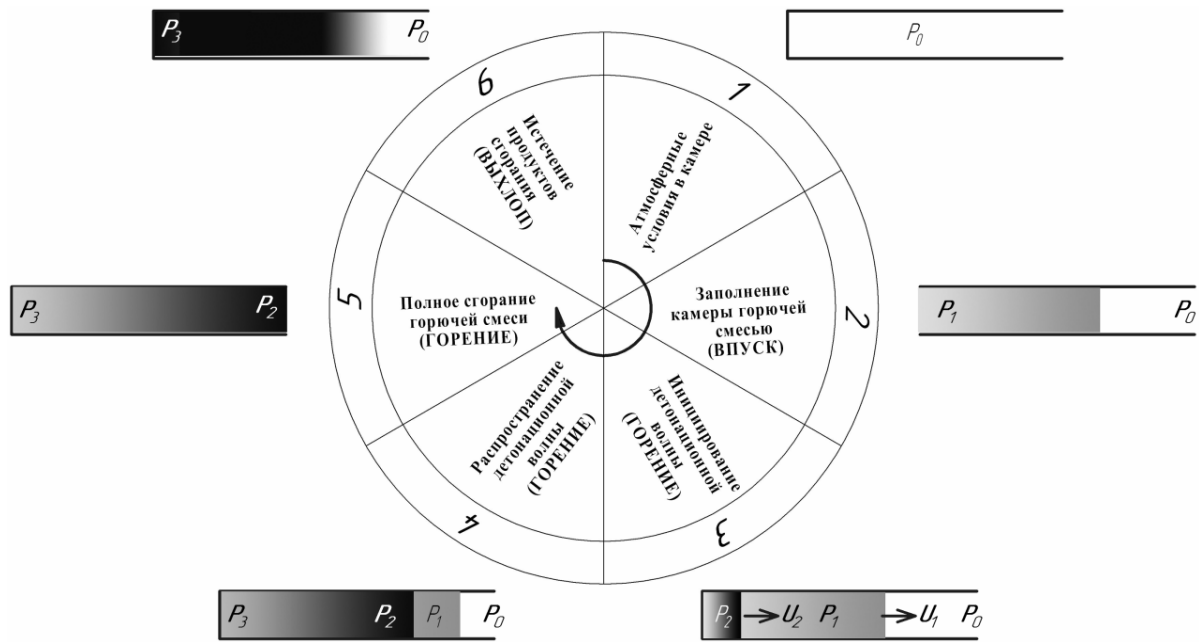


Рис. 7. Схематическое представление рабочего цикла простейшего ПуДД

Интенсивному созданию экспериментальных и серийных образцов ПуДД препятствует недостаточное развитие целого ряда критических технологий и направлений в науке и технике. Круг задач, которые необходимо решить для создания опытного образца ПуДД, приблизительно обозначен на рис. 8.

На сегодняшний день наиболее активно ведутся исследования по направлению фундаментальных исследований детонационного горения (рис. 8). Наиболее остро стоит проблема с разработкой метода и средств

иницирования детонационной волны необходимой интенсивности. Разработано около десятка различных методов инициирования детонации. Однако вопрос о методе инициирования подходящем для практического применения в ПуДД остается открытым. Среди известных методов наиболее привлекательными для дальнейшего развития, с точки зрения последующего практического применения, являются два метода инициирования детонационной волны: метод перехода от дефлаграции к детонации и метод фокусировки ударных волн.



Рис. 8. Критические области исследований и разработок при создании ПуДД

Концепция организации рабочего цикла ПуДД аналогична пульсирующим воздушно-реактивным двигателям, то есть рассматривается два основных направления ПуДД с механическим клапаном и так называемые бесклапанные ПуДД.

На рис. 9 представлена принципиальная схема сверхзвукового ПуДД с дисковым механическим вращающимся клапаном. Теоретический анализ характеристик такой схемы проведен в работе [7] и показал рабочую частоту 244 Гц.

Наибольшие результаты достигнуты в области разработок клапанных механизмов ПуДД. Существует большое количество патентов и разработок конструктивных решений клапанов. Однако общая концепция

Прообразом бесклапанных ПуДД служат пульсирующие воздушно-реактивные двигатели с аэродинамическим клапаном. Фактически для создания бесклапанного ПуДД необходимо организовать детонационное горение в ПуВРД с аэродинамическим клапаном.

Из выше сказанного можно сформулировать концепцию прототипа перспективного пульсирующего детонационного реактивного двигателя. Это должна быть резонансная камера сгорания, реализующая детонационное горение двухфазной топливовоздушной смеси в автоколебательном режиме, то есть процесс инициирования детонации должен происходить при запуске и далее инициироваться или поддерживаться за счет энер-

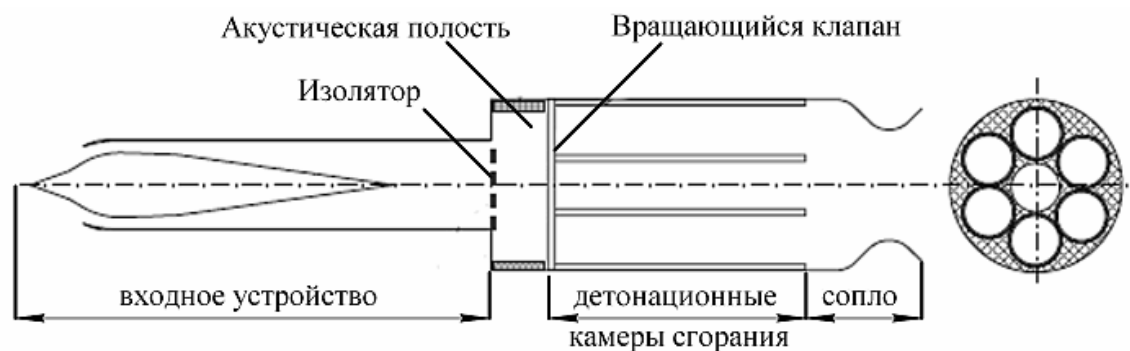


Рис. 9. Принципиальная схема сверхзвукового ПуДД с дисковым механическим клапаном [7]

ПуДД с механическим клапаном остается неизменной – это серия детонационных труб, в которых посредством клапано-распределительного механизма с определенной последовательностью происходит детонационное горение. Применение нескольких детонационных труб обусловлено стремлением повысить рабочую частоту двигателя.

Несмотря на достигнутые успехи по созданию ПуДД с механическим клапаном, перспективными остаются бесклапанные ПуДД. Наличие подвижных частей требует наличия привода, а также приводит к снижению надежности двигателя и простоты конструкции, что противоречит основным потенциальным достоинствам ПуДД – простота и надежность.

При этом процесс наполнения камеры сгорания должен обеспечиваться разряжением, создаваемым за счет инерционного истечения продуктов сгорания. Более того, частота пульсаций должна составлять десятки килогерц, что позволит минимизировать габариты силовой установки, снизить вибрационные нагрузки и решить проблему шума ПуДД.

Список источников

1. Марчуков Е. Ю., Нечаев Ю. Н., Полев А. С., Тарасов А. И. Второе рождение авиационных пульсирующих двигателей // Полет. 2003. - №4. – С. 43-50.
2. Нечаев Ю. Н., Тарасов А. И. Новый подход к организации рабочего процесса

пульсирующих детонационных двигателей / Полет. 2000. - №8. – С. 3-9.

3. Работы по пульсирующему детонационному двигателю, проводимые фирмами Дженерал-Электрик, Пратт-Уитни и Роллс-Ройс // Э.И. Авиационное двигателестроение / ЦИАМ. – 2004. - № 29. – С. 3-6.

4. Продолжение работ по программе создания детонационного двигателя в США // Аэронавтика и космос. 2006. - №14. – С. 60-61.

5. Bussing T. R., Hinkey J. B., Kaye, L. “Pulse Detonation Engine Preliminary Design

Considerations”. AIAA 94-3200, 30th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, June 1994.

6. Frankey B., Schauer F., Bradley R., Hoke J. “Evaluation of a hybrid-piston pulsed detonation engine”. AIAA 2002-0474, 40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, 14-17 January 2002.

7. Ma, F., Choi, J-Y, Wu, Y., Yang, V. In: Roy G, Frolov, S., Santoro, R., Tsyganov, S., editors. Advances in confined detonations. Moscow: Torus Press; 2002. p. 231–4.

DETONATION BURNING CONCEPCIA APPLICATION IN AVIATION POWER-PLANTS

© 2007 R. B. Seyfedinov

Samara State Aerospace University

The advantages of a detonation application in aviation power-plant were proved with the thermodynamics point of view. The review of detonation utilization in aviation engine were performed, also the advanced conceptions were selected. Quick information about state of pulse detonation engine research was reported. The issues of pulse detonation engine development were structured and schematically show.

УДК 629.7.036.001 (075.8)

ОСОБЕННОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНО-СТОИМОСТНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2007 М. В. Силуянова, И. В. Завалишин

«МАТИ» - Российский государственный технологический университет
им. К.Э. Циолковского, г. Москва

В статье представлена методология повышения конкурентоспособности газотурбинных двигателей за счет обеспечения сбалансированных соотношений качественных и стоимостных показателей методом функционально-стоимостного анализа производственных стадий жизненного цикла в современных технических и экономических условиях.

Повышение конкурентоспособности газотурбинных двигателей на внутренних и внешних рынках путем достижения методом функционально-стоимостного анализа (ФСА) сбалансированных соотношений качественных и стоимостных показателей в современных технических и экономических условиях невозможно без разработки и освоения новых технологических процессов проектирования, производства и эксплуатации, позволяющих обеспечить требуемые функциональные свойства и эффективные технико-экономические показатели на всех стадиях жизненного цикла.

Эффективность создаваемых авиационных газотурбинных двигателей предопределяется качеством проектирования. Проектируемые объекты будут превосходить по своим характеристикам лучшие образцы только тогда, когда в процессе проектирования применяются прогрессивные методы и используются результаты научных исследований, передовой опыт, изобретения и открытия.

Высокое качество проектирования должно обеспечиваться в приемлемые сроки, иначе заложенные в проекте научно-технологические идеи и технические решения морально устаревают еще до начала эксплуатации создаваемых изделий. Поэтому повышение качества проектных работ и сокращение сроков конструирования и технологического проектирования являются важнейшими факторами создания конкурентоспособных газотурбинных двигателей.

Объективным препятствием повышению качества проектирования и сокращению сроков выполнения проектных работ, а значит и повышению конкурентоспособности, является несоответствие между сложностью современных газотурбинных двигателей и применяемыми методами и средствами проектирования. В современных условиях решение этой проблемы может быть обеспечено только на основе применения новых информационных технологий на всех стадиях жизненного цикла сложных технических систем.

В определении места и роли систем функционально-стоимостного анализа в жизненном цикле (ЖЦ) изделия на различных предприятиях наблюдаются существенные различия. Само понятие функционально-стоимостного анализа со временем меняло свое значение. Предлагается определять ФСА как процесс комплексной оценки и всестороннего анализа функций и параметров изделия на всех стадиях жизненного цикла. Это позволяет все противоречия, касающиеся конструктивно-технологических, эксплуатационных и стоимостных свойств изделия, разрешить еще в информационном слое.

Главной проблемой создания полноценной системы ФСА является отсутствие методологического единства и единых форматов данных для представления комплексных конструктивно-технологических решений. Методологическое единство основано на формализованном представлении пространства проектирования и требует применения типо-

вых форм представления данных и знаний об объектах и процессах их создания и эксплуатации. В настоящее время компании-разработчики программно-методических средств берутся в основном за создание узкоспециализированных объектно-ориентированных систем, а так как единых стандартов на форму представления данных и знаний об изделии пока нет, то стадии жизненного цикла стыкуются плохо [1].

Причина информационной и методологической разрозненности проблемно-ориентированных систем кроется и в инерционности их развития по сравнению с программно-аппаратными средствами. Требуется повышать рациональность представления каждого структурного элемента комплексной системы для того, чтобы ее создание смогло завершиться хотя бы в сроки, соизмеримые со сроками смены поколений технического обеспечения автоматизированных систем и критических технологий.

Конкурентоспособность авиационного газотурбинного двигателя принимается как неформальная многофакторная оценка сбалансированного соотношения свойств, показателей качества и суммарных ресурсов на всех стадиях жизненного цикла, обеспечивающего преимущества по сравнению с аналогами в определенном сегменте рынка в заданном объеме выпуска и интервале времени.

Для получения конкурентоспособных проектных решений необходимо управлять процессом разрешения противоречий методами функционально-стоимостного анализа. Управление требованиями, предъявляемыми к сложным техническим системам, и управление программой их реализации выполняется на основе комплексной оценки вариантов решений.

Основными принципами формирования взаимосвязанной совокупности методик формулирования и решения задач, методов и средств автоматизации проектирования авиационной техники, обеспечивающими требуемый уровень конкурентоспособности проектных решений, являются: принцип системного единства, принцип комплексности и принцип информационного единства.

Принцип системного единства состоит в том, что на всех стадиях и этапах жизненного цикла изделий и систем их проектирования, производства и эксплуатации функционирование и развитие систем информационной поддержки обеспечивается в едином пространстве взаимосвязанных и взаимодействующих автоматизированных систем.

Принцип комплексности заключается в том, что обеспечивается взаимосвязь всех видов проектирования структурных элементов и всего объекта в целом для всех стадий и этапов жизненного цикла сложных технических систем.

Методологическое единство автоматизированных систем является основой для создания эффективно функционирующего виртуального предприятия на основе современных CALS-технологий. Это актуально не только для аэрокосмических предприятий, но и любых организаций, занимающихся созданием наукоемкого высокотехнологичного продукта, претендующего на статус конкурентоспособного.

В настоящее время в большом количестве различных САД-систем (САПР) сложилась математическая модель представления конструкции изделия. В системах технологической подготовки производства САМ-системах (АСТПП) формируются модели технологических процессов и средств технологического оснащения. Актуальными для обеспечения информационного единства являются задачи передачи данных из САД-систем в САМ-системы и другие системы автоматизации проектирования и производства, еще более сложными являются задачи согласования и гармонизации внутренних моделей и языков, которые успешнее всего решаются методами создания комплексных САД/САМ-систем на основе общих баз данных.

Методология повышения конкурентоспособности объединяет методики декомпозиции и структурирования проектов сложных технических систем, распараллеливания проектных работ по стадиям и этапам жизненного цикла, имитационное моделирование изделий, технологических систем и конструктивно-технологических решений с сохране-

нием целостности объектов моделирования, позволяющие получать рациональные варианты решений со сбалансированными функциональными, конструктивными, технологическими и стоимостными (техничко-экономическими характеристиками) [2].

Для функционально-стоимостного анализа сложных технических систем на всех стадиях жизненного цикла и их исследования методами математического моделирования в соответствии с предлагаемой методологией газотурбинный двигатель, средства и процессы его производства и эксплуатации представляются в виде взаимосвязанных типовых математических моделей.

$$S(D) = (B, R^B, Y(t), r), \quad (1)$$

где B – группа базовых множеств элементов (объектов), свойств (контуров) и параметров сложной технической системы (газотурбинного двигателя); R^B – группа отношений, определяемых на базовых множествах; $Y(t)$ – возмущающие воздействия и ограничения, как функции от времени (ресурс, цикл и другие показатели); r – процедурно-алгоритмическая среда.

$$B = \{G, F, N\}, \quad (2)$$

$$G = \{A, P, T\}, \text{ где } T \subset A \cup P, \quad (3)$$

$$F = \{F^A, F^P, F^T\},$$

$$N = \{N^A, N^P, N^T\},$$

$$R^B = \{(G, G), (G, F), (G, N), (F, F), (F, N), (N, N)\}, \quad (4)$$

где G – группа базовых множеств элементов сложной технической системы (газотурбинного двигателя), включающая A – базовое множество элементов исходного объекта (изделия), P – базовое множество элементов технологической системы (порождающей среды), T – базовое множество элементов конструктивно-технологических решений; F – объединяет F^A, F^P, F^T – базовые множества свойств (контуров) элементов сложной технической системы; N – включает N^A, N^P, N^T –

базовые множества параметров элементов A, P, T сложной технической системы и свойств (контуров) этих элементов F^A, F^P, F^T .

Понятие контур является абстрактным и используется для представления совокупности свойств определенного назначения. По назначению при функционально-стоимостном анализе свойства подразделяются на четыре взаимозависимые группы:

$$L = \{F, K, T, S\}, \quad (5)$$

F^F – функциональные, F^K – конструктивные, F^T – технологические, F^S – стоимостные (техничко-экономические).

На основании выше изложенного, каждое из множеств свойств объектов F^A, F^P, F^T делится по уровню назначения на подмножества:

$$F = F^{GL} = \overbrace{\{F^{AF}, F^{AK}, F^{AT}, F^{AS}\}}^{F^A} \overbrace{\{F^{PF}, F^{PK}, F^{PT}, F^{PS}\}}^{F^P} \overbrace{\{F^{TF}, F^{TK}, F^{TT}, F^{TS}\}}^{F^T}.$$

Аналогично, каждое из множеств параметров объектов N^A, N^P, N^T подразделяется на подмножества:

$$N = N^{GL} = \overbrace{\{N^{AF}, N^{AK}, N^{AT}, N^{AS}\}}^{N^A} \overbrace{\{N^{PF}, N^{PK}, N^{PT}, N^{PS}\}}^{N^P} \overbrace{\{N^{TF}, N^{TK}, N^{TT}, N^{TS}\}}^{N^T}.$$

С учетом выше изложенного формулу (2) можно записать в виде:

$$B = \{G, F^{GL}, N^{GL}\}. \quad (6)$$

Пространство проектирования сложных технических объектов, укрупнено представленное в терминах взаимосвязанных свойств (контуров) и параметров $\{(F^F, N^F), (F^K, N^K), (F^T, N^T), (F^S, N^S)\}$, методологически и организационно подразделяется на четыре сопряженных подпространства, в которых по специализированным методикам проектирования выполняются обособленные проектные работы.

Проектирование в подпространстве $((F^F, N^F), (F^K, N^K))$ обеспечивает функциональное совершенство. Подпространство $((F^K, N^K), (F^T, N^T))$ определяет реализуемость изделия в технологической системе. Проектирование в подпространстве $((F^T, N^T), (F^S, N^S))$ дает возможность оценить и обеспечить технологичность конструкции изделия.

В подпространстве $((F^F, N^F), (F^S, N^S))$ выполняется согласование результатов оценки функционального совершенства, реализуемости и технологичности изделия, и определяется конкурентоспособность комплексных проектных решений.

Методика функционально-стоимостного анализа обеспечивает последовательное установление и уточнение оценок вариантов проектных решений (интервалов, границы которых сближаются) при переходе от начальных стадий и этапов жизненного цикла к последующим для всего ЖЦ на основе имитационного моделирования изделий, технологических систем и процессов их создания

и эксплуатации, что способствует повышению эффективности и конкурентоспособности.

Список литературы

1. Силуянова М. В. Комплексная оценка проектных решений для сложных технических систем // Общероссийский научно-технический журнал «Полет». - 2007. - №5.
2. Силуянова М. В. Применение функционально-стоимостного анализа для обеспечения принципа комплексности при проектировании сложных машиностроительных объектов // Журнал «Технология машиностроения». - 2007. - №6.

FEATURES OF THE COST-FUNCTION ANALYSIS IN THE PROCESS OF GAS-TURBINE ENGINES COMPETITIVE STRENGTH HEIGHTENING

© 2007 M. V. Silujanova, I. V. Zavalishin

“МАТИ” – Russian State technological university n.a. K.E. Tsiolkovsky

The article reviews the methodology of gas-turbine engines competitive strength heightening in modern technical and economic conditions by providing the balanced ratio of qualitative and cost indexes with the use of the cost-function analysis of manufacturing stages of the life cycle.

УДК 621.452.3.(076.5)

ИССЛЕДОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ ОТРЫВОМ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ В ДИФFUЗОРНЫХ КАНАЛАХ ПРИ ПОМОЩИ ВИХРЕВЫХ ЯЧЕЕК

© 2007 С. А. Смирнов, С. В. Веретенников

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П. А. Соловьева

В статье рассмотрены проблемы управления отрывом пограничного слоя в диффузорных каналах при помощи вихревых ячеек, а также представлены результаты исследований их работы.

Одно из актуальных направлений современной аэрогидромеханики связано с организацией управления потоками, в том числе при обтекании тел различной геометрии. Наряду с известными пассивными и активными способами управления пристеночными течениями заслуживает внимания способ активного управления с помощью так называемых вихревых ячеек (ВЯ), представляющих собой поперечные профилированные вырезы, расположенные на поверхности обтекаемого тела. Этот способ управления имеет широкие возможности практической реализации и позволяет изменять характер обтекания тела путем мелкомасштабного активизационного воздействия. При обтекании тела с ВЯ формируется область с замкнутыми линиями тока. За счет действия ВЯ на поверхности тела образуется эффективный профиль, форма которого близка к форме исходного профиля без ВЯ. При учете вязкости жидкости разница обтекания тела с ВЯ или без нее оказывается существенной, так как на разделяющей линии тока, в отличие от твердой поверхности крылового профиля, скорость течения не равна нулю. Для наружного обтекания разделяющая линия тока может рассматриваться как поверхность профиля с движущейся стенкой и потому трение о такую стенку меньше, следовательно, и вероятность возникновения отрыва уменьшается. На сегодняшний день существует тенденция к уменьшению числа ступеней компрессора при сохранении расчетной степени повышения давления воздуха. Для получения требуемой степени повышения давления при наименьшем числе ступеней компрессора

необходимо, чтобы осевая составляющая скорости была велика. Во многих авиационных двигателях скорость воздуха на выходе из компрессора достигает 150 м/с. Осуществлять процесс сжигания топлива в потоке воздуха с такой скоростью нецелесообразно ввиду не только больших трудностей в организации процесса горения, но и чрезмерно больших потерь полного давления. Поэтому до начала процесса горения величину скорости потока воздуха существенно уменьшают, для чего между компрессором и камерой сгорания обычно устанавливают диффузор. В диффузоре происходит торможение потока, а уменьшение скорости сопровождается повышением статического давления. Эффективность процесса преобразования энергии потока в диффузоре имеет большое значение, поскольку любые потери приводят к уменьшению полного давления. Потери в диффузоре обусловлены различными факторами: трением газа о стенки, вихреобразованием и отрывом пограничного слоя. Отрыв пограничного слоя является одним из главных ограничивающих факторов при проектировании самых различных аэродинамических объектов с диффузорными участками. Необходимым условием отрыва потока от стенки является возрастание давления в направлении течения, т.е. наличие градиента давления в направлении течения. В общем случае отрыв потока происходит под действием положительного градиента давления и под влиянием ламинарных или турбулентных вязких явлений. В отсутствие одного из этих факторов поток не отрывается. Значения угла раскрытия диффузора для безотрывного проте-

кания процесса по данным [2] находится в диапазоне $7^\circ \leq a \leq 12^\circ$. В авиационных двигателях, где осевые габариты и масса должны быть по возможности минимальны, желательна угол раскрытия диффузора принимать максимально допустимым, выбирая оптимальную конструкцию диффузора на основе технико-экономического компромисса между длиной и потерями давления. Если подходить к проблеме с позиций конструктора, то оптимальным будет диффузор, обеспечивающий требуемое снижение скорости на минимальной длине при минимуме потерь полного давления, равномерных полях параметров и устойчивом течении на выходе из диффузора. При помощи вихревых ячеек можно значительно уменьшить связанные с трением турбулентные вязкие напряжения и, тем самым, свести к минимуму вероятность отрыва пограничного слоя. По своей сути ВЯ является генератором устойчивого микровихря. Управление течением в плавном диффузоре при помощи вихревых ячеек позволит увеличить угол его раскрытия, сократив тем самым длину, и сохранить величину потерь на требуемом уровне. При выборе положения ВЯ на стенке обтекаемого профиля необходимо различать два эффекта, приводящих к предотвращению отрыва. Первый, основной, эффект – замена твердой стенки разделяющей линией тока. Для этого ВЯ должна располагаться на участке поверхности профиля, вдоль которого давление возрастает в направлении течения. Вторым эффектом заключается в изменении профиля скорости в пограничном слое при прохождении им ВЯ. Непосредственно за ВЯ профиль скорости более наполнен, чем при ее отсутствии. И поток за ячейкой может преодолеть без отрыва больший неблагоприятный градиент давления, не отрываясь от стенок. Для использования этого эффекта ячейку нужно размещать несколько выше по потоку от места предполагаемого отрыва, причем ячеек может быть несколько.

Для экспериментального исследования в качестве модели используется плавный диффузорный канал прямоугольного поперечного сечения с углом раскрытия $a = 20^\circ$ и $a = 40^\circ$, высотой входного сечения $h = 0,027$ м.

Основной задачей исследования являлось определение влияния вихревой ячейки на отрыв пограничного слоя путем аэродинамических и визуализационных испытаний. Для характеристики эффективности диффузора использовались [1]: коэффициент восстановления статического давления C_p (1) и коэффициент гидравлических потерь x (2), соответственно равные

$$C_p = \frac{P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}}{\rho \cdot V_{\text{вх}}^2 / 2}; \quad (1)$$

$$x = \frac{P_{\text{вх}}^* - P_{\text{вых}}^*}{\rho \cdot V_{\text{вх}}^2 / 2}. \quad (2)$$

Аэродинамические исследования проводились с целью определения полей скоростей на входе и выходе из диффузорного канала. В эксперименте измерялись поля полного давления на входе в диффузор и на выходе. Измерения производились при помощи гребенок полного давления. Число Рейнольдса, подсчитанное по высоте входного отверстия и среднерасходной скорости на входе в преддиффузор, составляло порядка $1,1 \cdot 10^5$. Результаты измерений представлены на рис. 1.

Рассчитанные значения коэффициентов восстановления статического давления и коэффициентов гидравлических потерь приведены в табл. 1.

В каналах с вихревой ячейкой при угле раскрытия $a = 20^\circ$ профиль скорости на выходе становится более полным и заметно выравнивается в пристеночной области. При $a = 40^\circ$ профиль скорости становится неравномерным, наблюдаются значительные колебания показаний манометров, в некоторых близких к ВЯ областях это говорит о наличии развитой турбулентности, что вероятно связано с отрывом пограничного слоя.

Визуализационные исследования модели плавного диффузора высотой входного сечения $H = 0,027$ м проводились с целью определения местоположения отрыва пограничного слоя. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2.

Для определения местоположения отрыва пограничного слоя в протекающую по

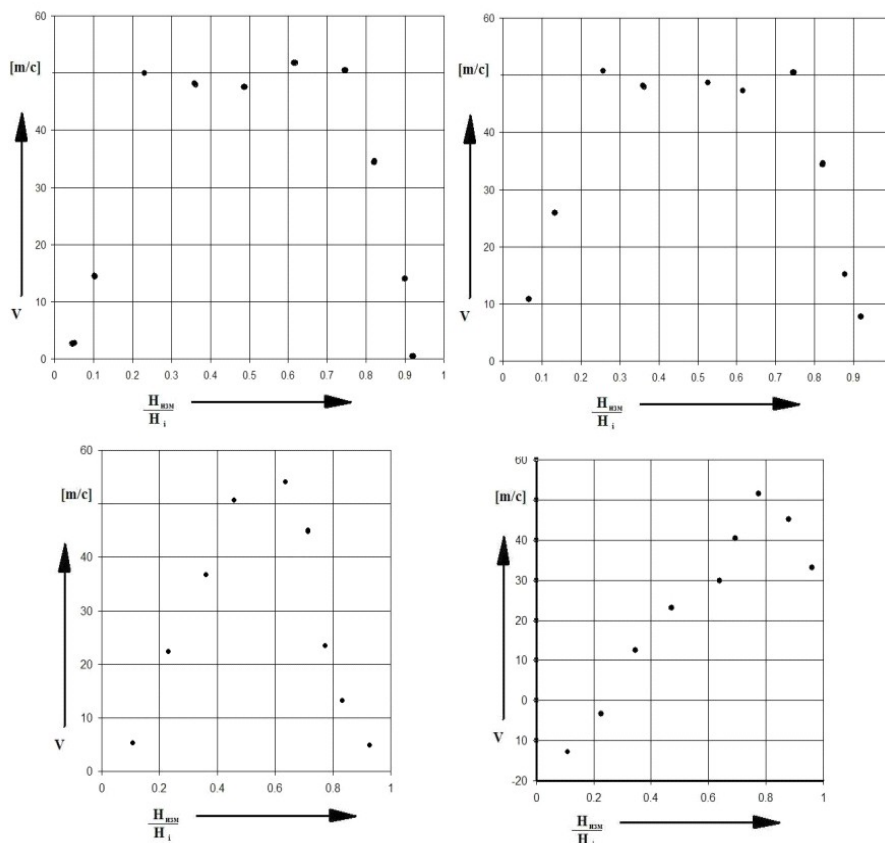


Рис. 1. Профили скорости

каналу воду ($Re = 1,1 \cdot 10^5$; $v = 4$ м/с) вводилась подкрашенная жидкость, что позволило определить размеры зоны отрывного течения и ее положение. Визуализационные испытания были проведены для углов раскрытия 10, 20, 40, 60 и 80 градусов. При различных углах раскрытия наблюдалось чередование нескольких режимов течения уже описанных в [1, 3]:

1) Безотрывное течение при малых углах раскрытия ($\alpha = 10^\circ$).

2) Трехмерный отрыв переходного типа. Образуется большая переходная область, в которой положение, размеры и интенсивность отрыва изменяются во времени. При

этом режиме наблюдаются сильные пульсации течения ($\alpha = 20^\circ$).

3) Установившееся двумерное течение. Существует область полностью развитого отрыва, имеющая треугольную форму и образованная в основном турбулентным возвратно-циркуляционным течением от выходного сечения диффузора почти до его горла. Непрерывный основной поток относительно спокойно движется около другой стенки ($\alpha = 40^\circ$).

4) Отрыв потока от обеих стенок. Образуется струйное течение, при котором основной поток отрывается от обеих стенок

Таблица 1. Значения коэффициентов восстановления статического давления и коэффициентов гидравлических потерь

	без ВЯ		с ВЯ	
	C_p	ζ	C_p	ζ
$\alpha = 20^\circ$	0,28	0,26	0,287	0,25
$\alpha = 40^\circ$	0,25	0,27	0,22	0,31

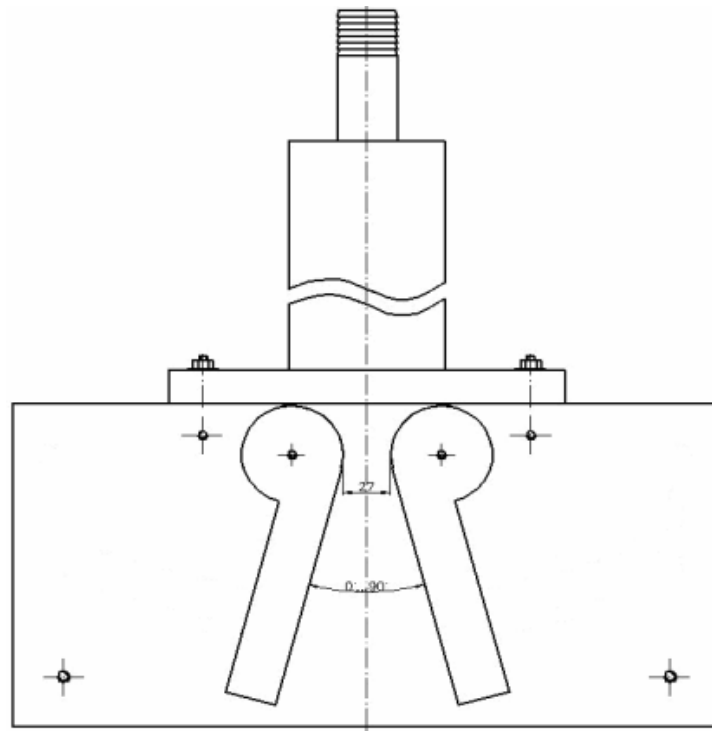


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

сразу после критического сечения и больше не присоединяется к стенкам ниже по потоку. Такой режим течения существует только при больших углах раскрытия диффузора ($\alpha = 80^\circ$).

Следующая часть эксперимента заключалась в определении наличия влияния вихревых ячеек на отрыв пограничного слоя.

Схема расположения ВЯ на стенке диффузорного канала показана на рисунке.

Из рис. 3 видно, что вихревая ячейка уменьшает отрыв пограничного слоя и течение при угле раскрытия диффузора ($\alpha = 20^\circ$) становится безотрывным. Безотрывное течение возникает за счет активизационных воздействий ВЯ: замена твердой стенки поверх-



Рис. 3. Безотрывное течение ($\alpha = 20^\circ$)



Рис. 4. Визуализация течения с ВЯ ($\alpha = 40^\circ$)

ностью тока и изменения профиля скорости в пограничном слое.

При угле раскрытия $\alpha = 40^\circ$ (рис. 4) воздействия ВЯ становится недостаточно, чтобы удержать поток около стенки, образуется область полностью развитого отрыва, образованная турбулентным возвратно-циркуляционным течением от выходного сечения диффузора до ВЯ. Т.е. при больших углах раскрытия диффузора ВЯ данной геометрии и расположения оказывает турбулизирующее влияние на поток.

Для получения дополнительных сведений о структуре потока выполнено численное моделирование течения в исследуемой модели при углах раскрытия диффузора 20 и 40 градусов. При расчете использовалась 2D-структурированная сетка с общим числом элементов 200 000. На стенках задавалось сгущение, соответствовавшее $y^+=1$. Расчет выполнен в двухмерной осесимметричной постановке. На входе задавалось полное давление, на выходах – статическое, соответствовавшее эксперименту. Система уравнений RANS замыкалась $k-\omega$ SST моделью турбулентности. Параметры турбулентности на входе: интенсивность 5 %, относительная турбулентная вязкость 10. Результаты расчетов представлены на рис. 5.

Результаты численного моделирования хорошо согласовались с данными, полученными при визуализационных испытаниях. Можно сделать вывод о том, что ВЯ оказывает воздействие на течение в диффузорном канале: при устраняет отрыв пограничного слоя, при интенсивность турбулентности значительно возрастает, в результате чего зона отрыва пограничного слоя сдвигается в сторону входного участка и располагается непосредственно за ВЯ.

В результате проведенных исследований было установлено, что ВЯ, расположенная вблизи места отрыва пограничного слоя в плавных диффузорных каналах, оказывает положительное влияние на течение (то есть устраняет отрыв пограничного слоя) при углах раскрытия, находящихся в диапазоне $10^\circ < \alpha < 20^\circ$.

Список литературы

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания газотурбинных двигателей. – М.: Мир, 1986. – 566 с.
2. М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.
3. Чжен П. Отрывные течения. – М.: Мир, 1973. Т.1. - 300 с.
4. Чжен П. Отрывные течения. – М.: Мир, 1973. Т.3. - 334 с.

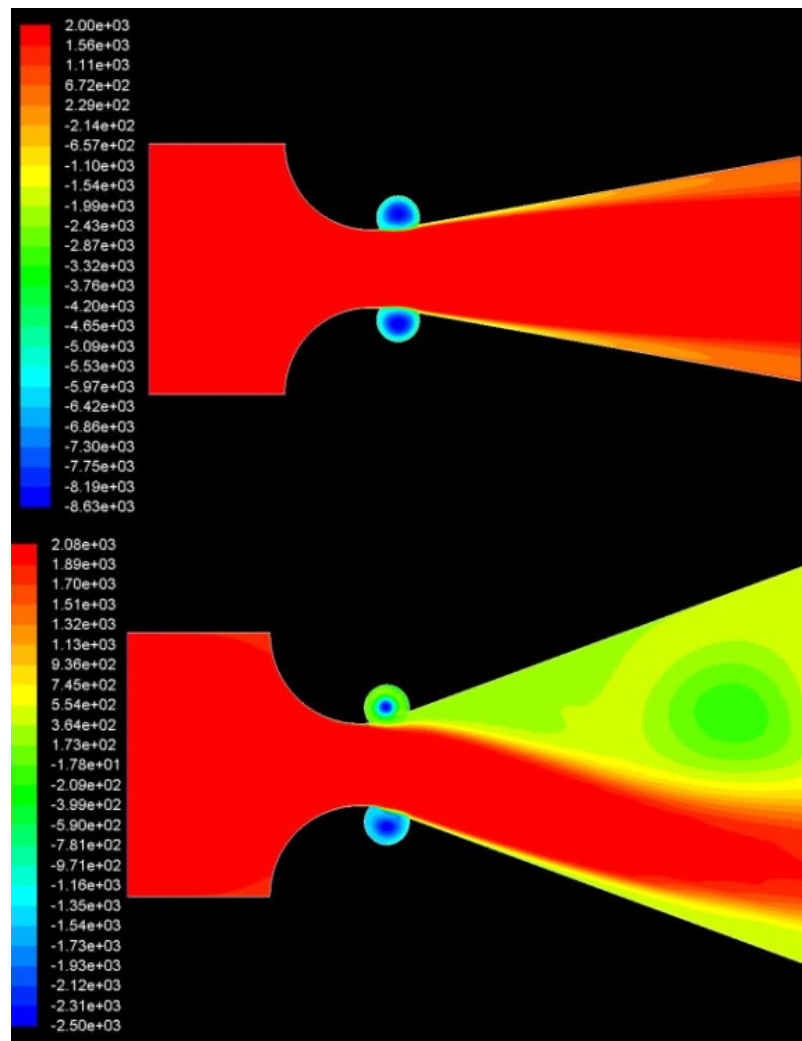


Рис. 5. Распределение полного давления ($\alpha = 20^\circ, 40^\circ$)

BOUNDARY LAYER SEPARATION INVESTIGATION IN DIFFUSION CHANNELS WITH SWIRLING CELLS

© 2007 S. A. Smirnov, S. V. Veretennikov

Rybinsk state aviation academy named by Solovieva P. A.

This article deals with boundary layer separation problems in diffusion channels with swirling cells and it is also shown investigation results.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЙ ТОПЛИВА В ФОРСУНОЧНЫХ МОДУЛЯХ С ТРЕХЪЯРУСНЫМ ЗАВИХРИТЕЛЕМ

© 2007 В. В. Третьяков

Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова, г. Москва

Работа посвящена исследованию фронтального устройства с трехъярусным завихрителем для малоэмиссионной камеры сгорания. Проведено сравнение распределений топлива в трех конструктивных вариантах модуля. В результате расчетов найдены степени осаждения топливных капель на стенки модуля. Рассчитаны поля концентраций топлива.

Введение

Предметом настоящего исследования является распределение топлива в форсуночном модуле МОГОС. Цель исследования, которое является продолжением работы [1], - выявление влияния на процессы смесеобразования различных изменений конструкции модуля. Эксперименты, в том числе огневые испытания, показали, что основная проблема настоящего этапа – попадание капельножидкого топлива на стенки и лопатки тангенциального завихрителя, приводящие к местным перегревам, а в некоторых случаях и к обгоранию, элементов конструкции. Для решения этой проблемы предложены несколько модификаций модуля. Схема первого варианта конструкции модуля приведена на рис. 1.

Рассматриваются следующие изменения во внешнем контуре завихрителя: а) изменение конструкции кольцевого стабилизатора, б) установка пластины-перегородки на выходе из лопаточного канала завихрителя, в) изменение площади проходного сечения выходного сопла завихрителя, г) установка распыливающей пластины вблизи пневматических форсунок. Внутренний контур (центральный и осевой завихрители) оставлены без изменения.

Настоящее исследование носит расчетный характер. При этом принимаются следующие упрощающие предположения. При расчете движения воздуха течение считается изотермическим и осесимметричным. При расчете движения, нагрева и испарения капель пренебрегается влиянием этих процес-

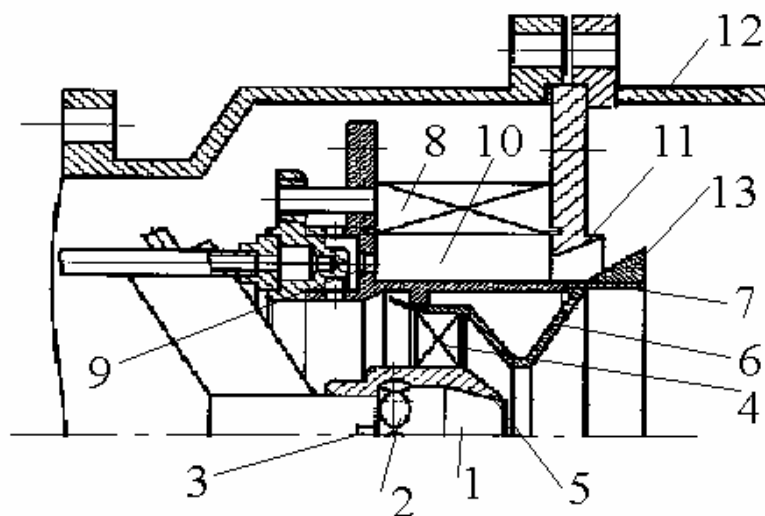


Рис. 1. Схема МОГОС. Вариант № 1

1-камера смешения центрального завихрителя, 2-завихрительное устройство, 3-центробежная форсунка, 4-осевой завихритель, 5-разделитель, 6-стенка модуля, 7-разделяющая обечайка, 8-тангенциальный завихритель, 9-пневматическая форсунка, 10-камера смешения наружного завихрителя, 11-козырек, 12-стенка модуля, 13-стабилизатор

сов на характеристики газового потока. При расчете распределения паровой топливной фазы в рабочем объеме модуля топливный пар рассматривается как пассивная примесь. Считается также, что на стенках модуля испарения топливных капель не происходит.

Методика расчета

Принятая в работе методика расчета объединяет в себе модель расчета турбулентных закрученных течений, модель каскадного распыливания топлива, модели движения, нагрева и испарения капель топлива и модель движения топливных паров [1].

Расчеты течения газовых фаз основываются на численном интегрировании полной системы уравнений Рейнольдса в рамках двухпараметрической модели турбулентности ($k-\epsilon$). Сведения о процедуре расчета и конечно-разностном итерационном методе можно найти в [1-3]. Предполагается, что воздушные потоки на входе имеют равномерные профили. На твердых границах ставятся условия «закона стенки». В выходном сечении - условие установившегося течения, на оси модуля – условие симметрии. Описанная методика предварительно была апробирована на расчете истечения воздуха в безграничное пространство. Получено согласование результатов расчетов с данными опытов [4].

Расчеты распределения топлива основаны на решении системы уравнений движения, нагрева и испарения отдельных капель, записанных в переменных Лагранжа [5]. Влиянием турбулентных пульсаций на движение капель и изменением формы капель в процессе их движения пренебрегалось. При моделировании распыла топлива полагалось, что топливный факел имеет полидисперсную структуру с распределением капель по размерам по закону Розина - Раммлера с показа-

телем $n = 3$ [6]. Распределение капель по углам принималось нормальным. Рабочей жидкостью считался керосин ТС-1 (плотность $\rho_{ж} = 840 \text{ кг/м}^3$).

Результаты расчета течения

При расчетах полей скорости и давления считалось, что во входных сечениях модуля профили всех зависимых переменных являются равномерными. За характерный размер выбран $H_0 = 40 \text{ мм}$, за характерную скорость – $U_0 = 20 \text{ м/с}$. К этим величинам отнесены все линейные размеры и скорости. Например, $u_j^0 = U_j^0 / U_0$ – безразмерная тангенциальная компонента скорости на выходе из лопаток завихрителя. Рассмотрены следующие три варианта модуля. Первый вариант – исходный (рис. 1) характеризуется длиной лопаток тангенциального завихрителя $H = 30 \text{ мм}$. Во втором варианте использована модифицированная конструкция кольцевого стабилизатора и уменьшена эффективная длина лопаток тангенциального завихрителя ($H = 14 \text{ мм}$) за счет установки пластины-перегородки. Третий вариант – установка пластины-перегородки на выходе из лопаточного канала ($H = 14 \text{ мм}$) и установка в камере смешения тангенциального завихрителя распыливающей пластины, под которую подается охлаждающий воздух. В этом случае конфигурация кольцевого стабилизатора соответствует варианту № 1. Предполагается, что воздушные потоки входят внутрь модуля по нормали к соответствующим границам, и что углы закрутки потоков во входных сечениях равны углам подачи струй или углам установки лопаток завихрителей. Значения компонента скорости на входе в модуль, u_x^0 , u_r^0 и u_j^0 , приняты в соответствии с табл. 1, где x , r и j – продольная, радиальная и тангенциальная координаты, а индексы 1, 2 и 3 относятся к

Таблица 1

№ варианта	u_{r1}^0	$u_{\phi 1}^0$	u_{x2}^0	$u_{\phi 2}^0$	u_{r3}^0	$u_{\phi 3}^0$
1	-0,15	0,35	0,47	0,81	-0,48	1,32
2	-0,14	0,32	0,42	0,74	-0,92	1,61
3	-1,10	2,61	0,48	0,83	-0,68	1,18

центральному, осевому и тангенциальному завихрителям.

На рис. 2 и 3 представлены векторные поля скорости в продольном сечении модуля для вариантов № 2 и 3, соответственно. Результаты расчетов газодинамического поля для варианта №1 оказались близкими к варианту №2.

Из рассмотрения газодинамических полей видно, что они отличаются, прежде всего, видами течения в приосевой области. Так, в вариантах № 1 и 2 имеется развитая приосевая зона обратного тока (ЗОТ), которая смыкается с ЗОТ за стабилизатором. В варианте № 3 ЗОТ в приосевой области отсутствует. Эти различия в газодинамических полях связаны с изменениями в проходных сечениях завихрительных устройств и с различиями в расходах воздуха по контурам.

Попадание топливных капель на стенки тангенциального завихрителя

При расчетах распределения топлива в рабочем объеме модуля и попадания капель на его стенки задание начальных условий для топливных капель производилось в соответствии с теорией форсунок [6] и использованием экспериментальных данных [7]. Так, среднезаулеровские диаметры капель приняты равными 50 мкм. Предполагалось, что топливные капли, попадающие на стенки, образуют на них жидкие пленки, которые под действием воздушного потока смещаются в направлении острых кромок модуля, где и происходит их вторичный распыл. Данные по характеристикам вторичного распыла взяты из работы [7].

В табл. 2 сведены данные по попаданию капель наружного контура на стенки модуля

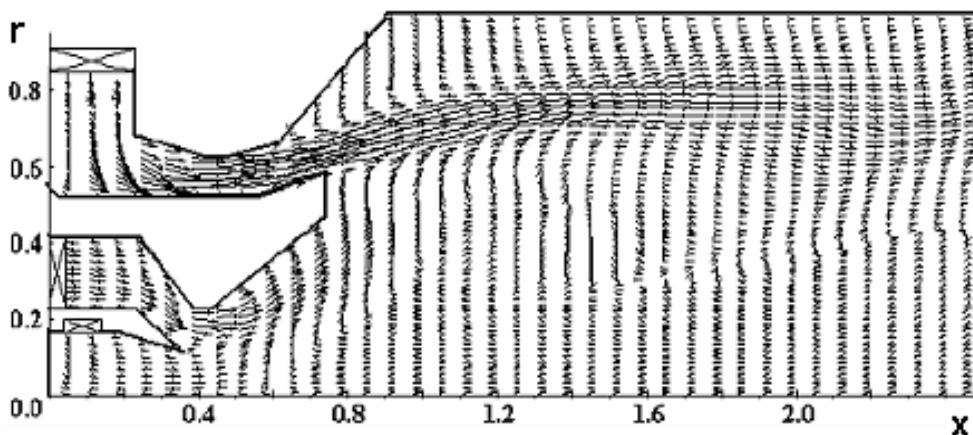


Рис. 2. Расчетное векторное поле скорости в продольном сечении модуля. Вариант № 2

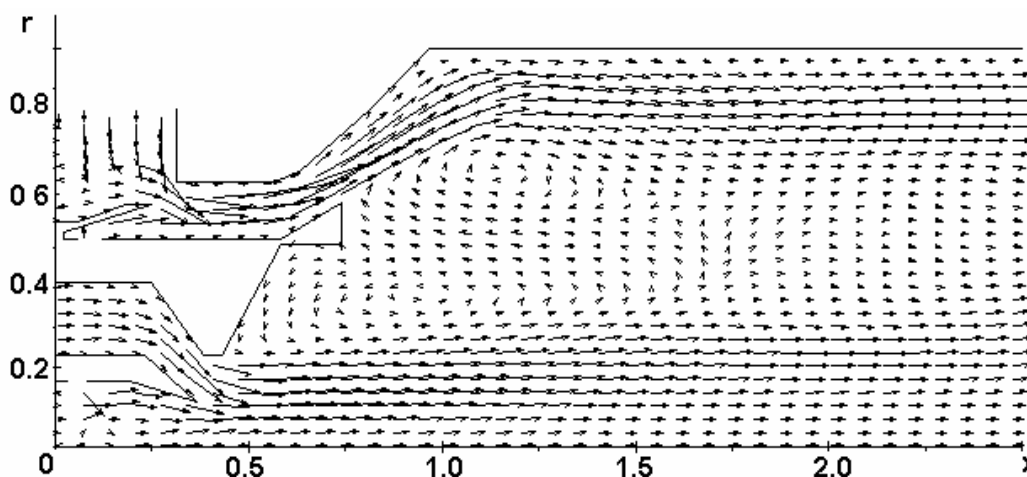


Рис. 3. Расчетное векторное поле скорости в продольном сечении модуля. Вариант № 3

Таблица 2

№ варианта	$G_{ВЫХ}$, г/с	$G_{СТАБ}$, г/с	$G_{КОЗ}$, г/с	G_W , г/с
1	0,12	2,82	0,19	0,27
2	0,0	2,39	0,12	0,89
3	0,5	0,03	0,04	2,9

для трех вариантов расчетов при первичном распыле. Здесь $G_{ВЫХ}$, $G_{СТАБ}$, $G_{КОЗ}$ и G_W – масса топлива, попадающая в единицу времени, соответственно, на выход из модуля, на стенку стабилизатора, на козырек и на стенку жаровой трубы; $G_T = 3,4$ г/с – расход топлива через форсунку; расход топлива через внутренний контур составлял 1,8 г/с. Отметим, что в соответствии с условиями работы модуля попадание топлива на вход и лопатки завихрителя совершенно недопустимо, а их попадание на козырек, обечайку и стабилизатор может привести при наличии горения к образованию местных зон перегрева стенок и наработки NO_x . Из табл. 2 видно, что в варианте № 1 доля осаждающегося на стенки козырька топлива составляет приблизительно 6-8 %, а при установке пластины-перегородки (уменьшении эффективной длины лопаток завихрителя) и изменении конфигурации стабилизатора (вариант № 2) эта доля снижается до 3 %. В варианте № 3 осаждение топлива на стенки козырька составляет около 1 %. При этом практически все топливо, распыленное пневматическими форсунками, попадает на распыливающую пластину, $G_{ПЛАСТ} = 3,1$ г/с. Таким образом, доля топлива, попадающая на стенку козырька, в результате проведенных конструктивных мероприятий последовательно уменьшается. Это связано главным образом с увеличением скорости воздушных потоков внутри камеры смешения тангенциального завихрителя. Из табл. 2 также следует, что основная доля распыленного топлива в вариантах № 1 и 2 попадает на разделяющую обечайку и стабилизатор и составляет от 70 до 90 %, в то время как в варианте № 3, вследствие экранирующего действия распыливающей пластины и дополнительной подачи обдувающего ее воздуха, осаждение капель на разделяющую обе-

чайку практически отсутствует. Отметим, что во всех рассмотренных вариантах конструкции имеет место весьма высокий уровень осаждения капель топлива на стенки жаровой трубы. Так, согласно табл. 2, массовая доля капельно-жидкого топлива, попадающего на стенку жаровой трубы, в варианте № 1 составляет 75 %, в варианте № 2 – 98 % и в варианте № 3- 85 %. Это связано, во-первых, с отклонением воздушных потоков стабилизаторами и, во-вторых, с большими величинами закруток потоков, вытекающих из завихрителей.

Распределение топлива по объему модуля

При расчетах распределений топлива данные о начальных скоростях и углах вылета капель брались из результатов автономных испытаний центробежной и пневматических форсунок. Результаты этих расчетов в виде изолиний безразмерных концентраций капельно-жидкого топлива, осредненных по углу j , представлены на рис. 4 и 5 для второго и третьего вариантов расчетов. Здесь обезразмеривание концентраций проведено на величину ρ_0 – плотность воздуха.

Из рисунков видно, что капельно-жидкое топливо интенсивно сносится закрученными воздушными потоками в радиальном направлении. При этом происходит заметное расширение топливного факела и, как следствие, уменьшение концентрации топлива в его ядре. Так, распределения капельно-жидкого топлива в рабочем объеме модуля показывают, что топливный факел в варианте № 3 шире, чем в вариантах № 1 и 2. Это приводит к различиям в уровнях концентраций топлива, причем самый низкий уровень соответствует варианту № 3. В этом случае радиальное распределение концентраций топлива является более равномерным.

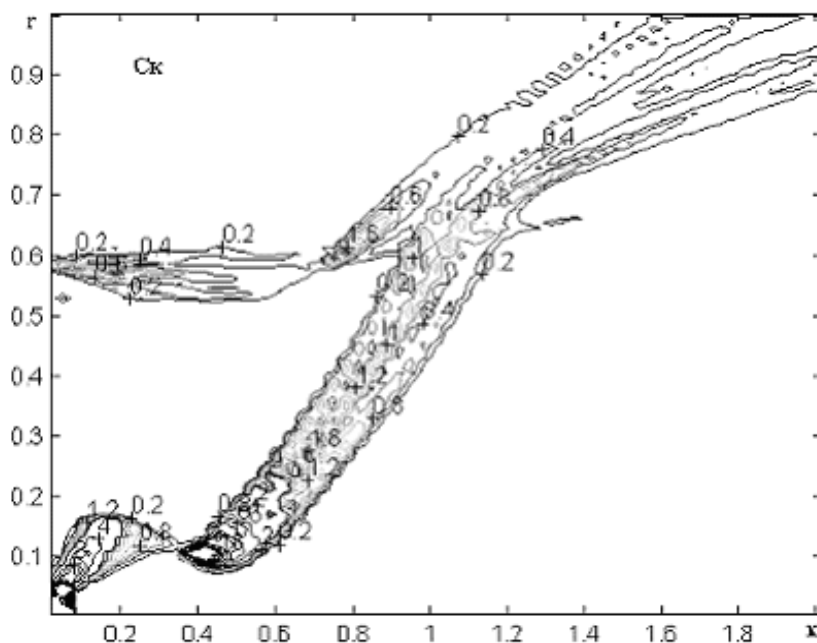


Рис. 4. Изолинии концентраций капель в продольном сечении модуля. Вариант № 2

Приведенные графики соответствуют режиму холодных испытаний. На рис. 6 в качестве примера представлены распределения концентраций топливных паров для режима малого газа для варианта № 3.

Роль элементов конструкции модуля в образовании топливо-воздушной смеси

Установлено, что уменьшение закрутки в тангенциальном завихрителе приводит к существенному снижению сепарации капель на его стенки, в некоторых режимах более,

чем на порядок. В данном случае, во всех вариантах расчетов режим течения соответствовал закрутке потока на 60° в тангенциальном завихрителе, при которой доля капель, попадающая на стенки козырька, невелика - менее 6 %. Установка перегородки или, что то же самое, уменьшение длины лопаток тангенциального завихрителя, приводит к увеличению скорости течения воздуха в камере смешения и, как следствие, к уменьшению доли капель, попадающих на стенки козырь-

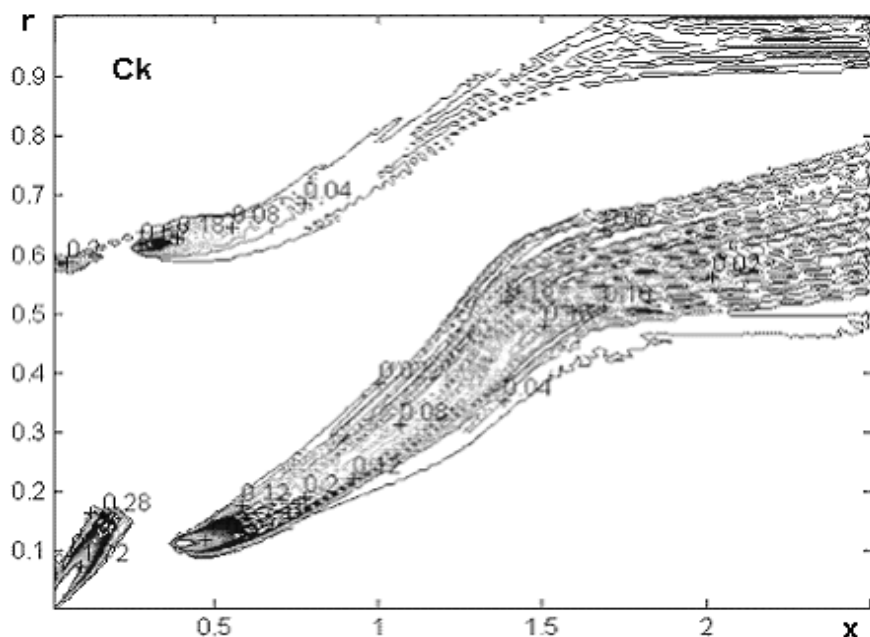


Рис. 5. Изолинии концентраций капель в продольном сечении модуля. Вариант № 3

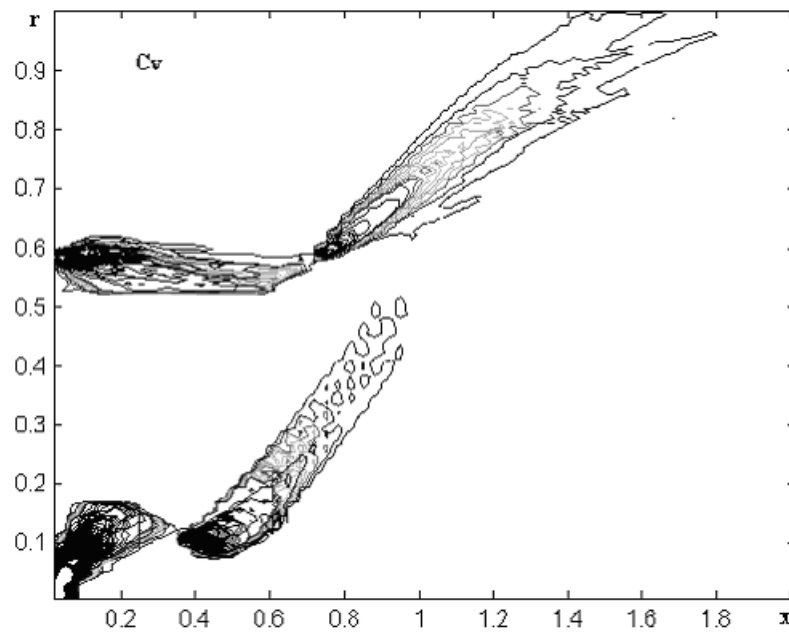


Рис. 6. Профили безразмерных концентраций пара в продольном сечении модуля. Режим малого газа. Вариант № 4

ка. Эта пластина-перегородка играет двойную роль. С одной стороны, в результате ее установки уменьшается доля топлива, попадающая на вход тангенциального завихрителя, топливо ближе подходит к стабилизатору пламени, происходит захват капель возвратно-циркуляционным течением в следе за стабилизатором. С другой стороны, уменьшается концентрация подаваемого пневматическими форсунками топлива в область стабилизатора. Изменение конфигурации стабилизатора практически ничего не изменяет в распределениях капель внутри завихрителя, но существенным образом влияет на гидродинамику течения в камере, в частности, на структуру зон обратных токов, а, следовательно, на осаждение капель на стенки жаровой трубы и распределение топлива по ее объему. Роль распыливающей пластины в образовании топливо-воздушной смеси состоит в создании более однородного окружного распределения топлива и в предотвращении его оседания на стенки завихрителя. Так как распыливающая пластина представляет собой дополнительное загромождение потока, то она способствует формированию внутри завихрителя высокоскоростного потока, что и предотвращает попадание капель на стенки завихрителя. Отметим, что в варианте № 3 топливный факел оказывается более широ-

ким, чем в двух других вариантах, но при этом он дальше отстоит от стабилизатора. Это объясняется интенсивным осевым движением газового потока, связанным с отсутствием приосевой зоны обратного тока.

Заключение

Представленные в настоящей работе данные показывают, что проведенные изменения конструкции модуля от первого к третьему варианту в целом положительно повлияли на характеристики сепарации капель внутри завихрительного устройства. В результате расчетов установлено влияние основных конструктивных параметров на характеристики течения и распределения топлива в трехъярусном модуле камеры сгорания. Найдены места попадания капель на стенки модуля, которые являются областями возможных прогаров стенок. Во всех рассмотренных вариантах конструкции отмечено весьма существенное попадание капель на стенки модуля. В третьем варианте конструкции топливный факел вспомогательного топлива не попадает в область за кольцевым стабилизатором, что может отрицательно сказаться на характеристиках запуска модуля и устойчивости процесса горения.

Работа поддержана Российским фондом фундаментальных исследований, проект № 07-08-00573.

Список литературы

1. Третьяков В. В.. Расчет распределения капельно-жидкого и парообразного топлива в трехъярусном модуле камеры сгорания // Вестник СГАУ. – 2006. - №2. - ч. 2. - С.136-141.
2. Лебедев А. Б., Третьяков В. В. Методы расчета распределения топлива в камерах сгорания // Труды ЦИАМ. - Обзор № 355. – 1992. – 138 с.
3. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. Пер. с англ. - М.: Энергоатомиздат, 1984. – 150 с.
4. Krashennnikov S. Yu, Mironov A. K., Tretyakov V. V. Computational-Experimental Investigation of Flow in the Sprayer Module of a Combustion Chamber of TAPS Circuit Design // J. Heat Transfer Research. 2006, v.37, №6, p. 501-513.
5. Отрывные течения в камерах сгорания / Сборник под ред. Ягодкина В. И. // Труды ЦИАМ №1203. - 1987 г. – 138 с.
6. Дитякин Ю. Ф. и др. Распыливание жидкостей. - М., Машиностроение, 1977. – 208 с.
7. Васильев А. Ю. и др. Исследования двухфазных потоков методом регистрации флуоресценции капель жидкости // Труды IX Международной научно-технической конференции «Оптические методы исследования потоков». - М.: Изд.дом МЭИ, 2007. - С. 60-63.

FUEL DISTRIBUTION COMPARISON ANALYSIS IN THREE-STAGE SWIRLING SPRAYER MODULES

© 2007 V. V. Tretyakov

Central Institute of aircraft engine construction, Moscow

This work devoted to investigation of frontal device with 3-stage swirler for low-emission combustion chamber. Fuel distributions for three design models of three-stage swirling sprayer moduls were compared. The computational results show the separation degree of fuel droplets on the module walls. The fuel concentration fields were also calculated.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В МИКРОФАКЕЛЬНОМ ГОРЕЛОЧНОМ УСТРОЙСТВЕ

© 2007 В. В. Цатиашвили

ОАО “Авиадвигатель”, г. Пермь

В статье приведены данные результатов численного моделирования течения в микрофакельном горелочном устройстве. Проведено численное исследование влияния плотности дискретизации расчетной области, геометрического масштабирования, моделей турбулентности и учета изменения вязкости компонентов смеси с изменением их температуры при перемешивании на однородность поля массовой доли примеси на выходе из горелки.

Требования к существенному снижению выбросов вредных веществ вместе с отработанными газами ГТУ, а особенно оксидов азота, привели к концепции сжигания бедных и однородных топливоздушных смесей с предварительным перемешиванием. Интенсификация процессов в традиционных смесителях идет по пути увеличения перепада давления воздуха на фронтальном устройстве, что позволяет получать большую скорость и интенсивность турбулентности, а также путем увеличения пространственной однородности отверстий в системе подачи топлива.

Другой подход к интенсификации перемешивания для КС ГТУ - концепция Multi-Point [1]. Ее идея состоит в том, чтобы иметь управляемые отдельные малые зоны горения (микрзоны) топлива при использовании большого количества форсунок, объединенных в группы, топливо к которым подводится в зависимости от режима работы ГТД. Если использовать достаточно малые по размерам смесители топлива и воздуха на входе в объем жаровой трубы, то можно улучшить однородность такой смеси, а сами смесители смогут, в принципе, разместиться внутри объема КС конвертированного двигателя. Здесь явно работает эффект масштабирования пространственных размеров подобных устройств. Процесс смешения можно рассматривать происходящим в два этапа [2]. На первом этапе, главным образом за счет турбулентных пульсаций, происходит перемешивание примеси с потоком до некоторых мас-

штабов l_{oc} , эквивалентных тепловому масштабу l_o , при этом вклад молекулярной диффузии незначителен. На втором этапе неоднородности порядка l_{oc} за счет молекулярной диффузии превращаются в неоднородности порядка пробега молекул. Порядок времени выравнивания состава смеси за счет диффузии пропорционален квадрату линейного размера неоднородностей и обратно пропорционален коэффициенту диффузии. То есть для 1-го этапа

$$Dt_1 \sim \frac{l_{max}^2}{G_t} \quad (1)$$

где l_{max} - характерный размер течения (например, диаметр канала), G_t - турбулентный коэффициент диффузии.

Для второго этапа аналогично:

$$Dt_2 \sim \frac{l_{oc}^2}{G_M}, \quad (2)$$

где G_M - молекулярный коэффициент диффузии.

Для всех практически важных течений характерное время Δt_2 на несколько порядков меньше Δt_1 , а значит скорость перемешивания определяется, главным образом, турбулентными пульсациями.

В настоящей работе рассматривается течение и смесеобразование внутри трех геометрически подобных смесителей для КС

ГТД наземного применения. Смеситель представляет собой цилиндрическую трубку. Воздух подводится через 3 одинаковых отверстия в стенке смесителя, а топливо - метан - подводится с торца цилиндра. Диаметры смесителей и средние размеры ячеек, использованные в серии расчетов, приведены в табл. 1. В качестве исходного был выбран смеситель диаметром 6 мм со средней по плотности расчетной сеткой. Все расчеты были выполнены в коммерческом пакете ANSYS CFX для следующих параметров течения: полное давление воздуха $P_{tot} = 19,6$ кгс/см², полная температура воздуха $T_{tot} = 727$ К, статическая температура топлива $T_{fuel} = 300$ К, коэффициент избытка воздуха $a = 1,14$. Перепад полного давления воздуха на смесителе предполагался равным 4 %. Рассмотрим основные полученные результаты, рассортированные по группам.

Влияние размеров ячеек сетки при численной оценке смесеобразования является важным вопросом для определения оптимальной плотности дискретизации расчетной области с целью корректного описания процессов. Использование крупных ячеек расчетной сетки улучшает перемешивание по сравнению с действительностью. Во многих практических задачах желательно иметь некоторый критерий или аналитическую зависимость среднеквадратичного отклонения массовой доли примеси от степени дискретизации расчетной области для определения оптимальной плотности расчетной сетки. Удобным является представление средне-

квадратичного отклонения массовой доли примеси в зависимости от относительных размеров ячеек в смесительном канале. Нужно сделать несколько замечаний о характере данной зависимости. Первым предельным случаем при дискретизации расчетной области является термодинамическая постановка задачи, т. е. задача в сосредоточенных (интегральных) параметрах. Этому случаю соответствует значение $\frac{\Delta r}{D} = \bar{r} = 1$, где Δr -

средний размер ячеек расчетной области, D - диаметр канала смесителя. Ясно, что для задачи в термодинамической постановке среднеквадратичное отклонение массовой доли примеси $\langle Y \rangle = 0$.

Вторым предельным случаем является условие когда $\Delta r \rightarrow 0$, т. е. расчет в непрерывном пространстве, который может быть произведен в случае аналитического интегрирования уравнений Навье-Стокса и уравнения переноса для примеси. В этом случае можно говорить, что среднеквадратичное отклонение концентрации примеси равно физическому отклонению, т. е.

$\langle Y \rangle = \langle Y \rangle_{физ}$. Кривая зависимости $\langle Y \rangle = f(\bar{r})$ предположительно должна быть монотонной. Однако, если использовать модель перемешивания, происходящей в два этапа, то масштабы турбулентности меньше теплового масштаба не влияют на значение $\langle Y \rangle$, так как $\Delta t_2 \ll Dt_1$. Поэтому на основании общих со-

Таблица 1. Параметры расчетных областей

Вариант D , мм	Количество узлов сетки, тыс. узлов	Средний размер ячеек в поперечном сечении, мкм	Тепловой масштаб турбулентности $l_0 \sim \frac{D}{Re^{3/4}}$, мкм
3	622	49	0,73
	1294	33	
	2982	22	
6	622	98	0,87
	1294	66	
	2982	44	
12	622	196	1
	1294	132	
	2982	88	

ображений о качественном характере зависимости $\langle Y \rangle = f(\bar{r})$ она должна выглядеть так, как показано на рис. 1. Там же приведена зависимость среднемассовой концентрации примеси $\bar{Y} = f(\bar{r})$, которая не должна зависеть от степени дискретизации расчетной области в случае, если конечно-разностные аналоги дифференциальных уравнений записаны в дивергентной форме, т. е. для численного решения использован метод контрольного объема.

Решение уравнения переноса проводится только для примеси. Так как сумма массовых долей всех компонентов должна быть равна 1, то для N компонентов смеси решается $N - 1$ уравнение переноса. Рассмотрим уравнение переноса для примеси в не реагирующем потоке [3]:

$$\frac{d \bar{r} \tilde{Y}_i}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(G_i + \frac{m_i}{Sc_i} \right) \frac{\partial \tilde{Y}_i}{\partial x_j} \right), \quad (3)$$

где $G_i = \frac{m}{Sc_i}$ - коэффициент молекулярной диффузии i -го компонента смеси. Так как

общей практикой расчетов многокомпонентных смесей является использование предположения о равенстве коэффициента кинематической вязкости и кинематического коэффициента диффузии (число $Le_i = 1$), то, следовательно, молекулярная диффузия целиком определяется динамической вязкостью компонента смеси. При этом второй член суммы в скобках обычно обозначается как G_i - турбулентный коэффициент диффузии, который появляется в результате осреднения произведения $\overline{r \cdot Y_i'' \cdot U_j''}$ в уравнении переноса. Sc_i - турбулентное число Шмидта и является константой в расчете; m_i - турбулентная вязкость, рассчитываемая с использованием какой-либо модели турбулентности.

На рис. 1 графически представлены результаты расчетов для вариантов смесителей, представленных в табл. 1. Характерной особенностью результатов является практически монотонная зависимость $\langle Y \rangle = f(\bar{r})$ для расчетов на малом и среднем по размерам смесителям. Однако для большого смесителя обнаруживается увеличение $\langle Y \rangle$ от относительного размера ячеек в диапазоне значе-

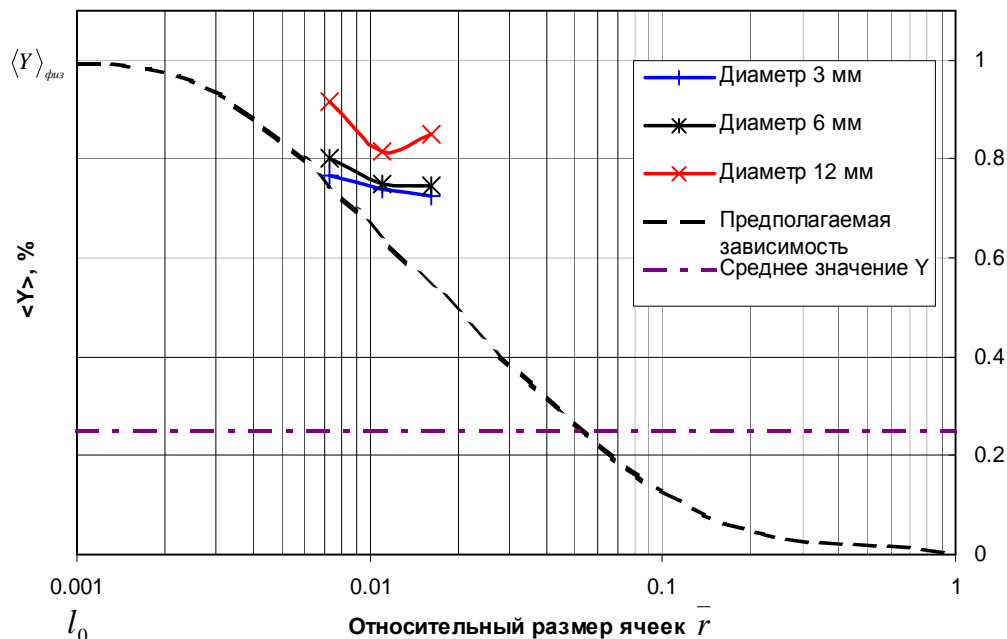


Рис. 1. Зависимость средневзвешенного отклонения массовой доли примеси $\langle Y \rangle$ (в процентах) от относительного размера ячеек расчетной области

ний между средней по плотности узлов сетке и сетке с малой плотностью узлов. Пока нет полностью обоснованного ответа на причину такого поведения, есть основания полагать, что оно связано с некоторым некорректным описанием течения в районе воздушных отверстий в связи с недостаточной плотностью расчетной сетки. Если рассмотреть зависимость осредненного по массе со-

отношения $\frac{m_i}{m} = f(\bar{l})$, то обнаруживается,

что для расчетов на грубой сетке соотношения вязкостей увеличивается значительно быстрее, чем в расчетах на мелкой и средней сетках, скорости увеличения на которых примерно одинаковы. Хотя под знаком производной оказывается большее значение суммы коэффициентов диффузии, которое, как казалось бы, должно ускорить перемешивание, результаты говорят об обратном. Поэтому

само по себе распределение $\frac{m_i}{m} = f(\bar{l})$ не

может служить опорой в таком обосновании, однако может служить указанием на то, что на грубой сетке турбулентные характеристики течения сильно претерпевают изменения. Поэтому был сделан вывод о том, что грубая сетка не адекватно описывает течение и, следовательно, перемешивание. На рис. 1 видно, что с уменьшением абсолютных размеров смесителя (равно как и размеров ячеек) описание течения вблизи отверстий становится более корректным.

Влияние размеров смесителя на однородность концентрации показано на рис. 1. Судя по рис. 1, двукратное увеличение масштаба исходного смесителя ухудшает перемешивание в 1,16 раза и при том, что абсолютная длина смесителя составляет 80 мм. Двукратное уменьшение масштаба исходного смесителя практически не повлияет

на однородность поля концентрации, а длина такого смесителя равна 20 мм.

Влияние числа Рейнольдса на характеристику перемешивания представлено в табл. 2. для исходного смесителя. С уменьшением расхода смеси Dt_1 увеличивается быстрее времени пребывания смеси в канале, что в начале приводит к возрастанию неравномерности концентрации. При дальнейшем уменьшении расхода увеличение времени пребывания смеси в канале компенсирует увеличение Dt_1 , в результате чего неравномерность концентрации уменьшается.

Влияние динамической вязкости компонентов смеси при использовании формулы Сатерленда на перемешивание проявляется через изменение коэффициента диффузии G_i . Расчеты проведены для исходного смесителя. Однако в силу недостаточности данных по коэффициентам формулы Сатерленда для метана было использовано представление воздуха в виде бинарной смеси кислорода и азота и в виде эквимолекулярной смеси. Так как для такой смеси газов широко известны коэффициенты формулы Сатерленда для вязкости, то можно исследовать влияние на диффузию примеси изменения вязкости основных компонентов через решение дополнительного уравнения переноса. Результаты приведены на рис. 2. Видно, что представление воздуха в виде эквимолекулярной смеси ведет к улучшению перемешивания на 6 % по сравнению с бинарной смесью азота и кислорода. Использование формулы Сатерленда для воздуха ведет к ухудшению перемешивания примерно на 5 %. Использование формулы Сатерленда для бинарной смеси ведет к ухудшению перемешивания примерно на 15 %. В силу относительной малости молекулярной диффузии по сравнению с турбулентной диффузией в зо-

Таблица 2. Влияние числа Рейнольдса на среднеквадратичное отклонение массовой доли метана

Re	132318	118155	102926	87721	74153	58692
$\langle Y \rangle$	0,8957	0,9165	0,9874	0,9210	0,8448	0,8406

нах с развитой турбулентностью его влияние оказывается весьма малым. Динамическая вязкость компонентов непосредственно влияет через уравнения расчета параметров турбулентности (например, кинетической энергии k и скорости ее диссипации ϵ) на основные уравнения. Поэтому учет изменения вязкости только транспортирующей среды от температуры при решении уравнения переноса только для примеси может оказывать влияние только через указанную выше цепочку. Более адекватным представлением влияния учета изменения вязкости от температуры на смешение является представление транспортирующей среды в виде двух составляющих (азот и кислород) и решением дополнительного уравнения переноса для какого-либо компонента транспортирующей среды. Во всех расчетах других разделов было использовано представление воздуха в виде бинарной смеси с учетом зависимости динамической вязкости от температуры по зависимости Сатерленда.

Влияние моделей турбулентности было проверено на исходном смесителе тремя различными моделями турбулентности: k - ϵ RNG, k - ω SST, использующие гипотезу о турбулентной вязкости, а также модель реинольдсовых напряжений в форме SSG

(Speziale, Sarkar и Gatski). Результаты приведены на рис. 2. Видно, что обе модели, использующие гипотезу турбулентной вязкости, не проявляют между собой сильных отличий. Результаты в распределении среднеквадратичного отклонения концентрации метана по длине смесителя практически соответствуют друг другу. Однако существуют расхождения по параметру закрутки смеси в канале, доходящей примерно до 20 %. По сравнению с двумя первыми, модель реинольдсовых напряжений существенно отличается по качественным особенностям течения. На мелких сетках имеется возможность детально проследить за вихревыми жгутами, образующихся при обтекании струями кромок отверстий. Последняя модель дает несколько отличное распределение $\langle Y \rangle = f(\bar{l})$, однако к выходу из смесителя все кривые сходятся примерно в одном значении. При описании закрутки потока в смесителе первые две модели дают завышенные значения по параметру закрутки $S_N = f(\bar{l})$ по сравнению с моделью реинольдсовых напряжений. По имеющимся данным можно сделать вывод о том, что в достаточно длинных каналах (с длиной $>2,5$ калибра) выбор модели турбулентности уже практически не влияет

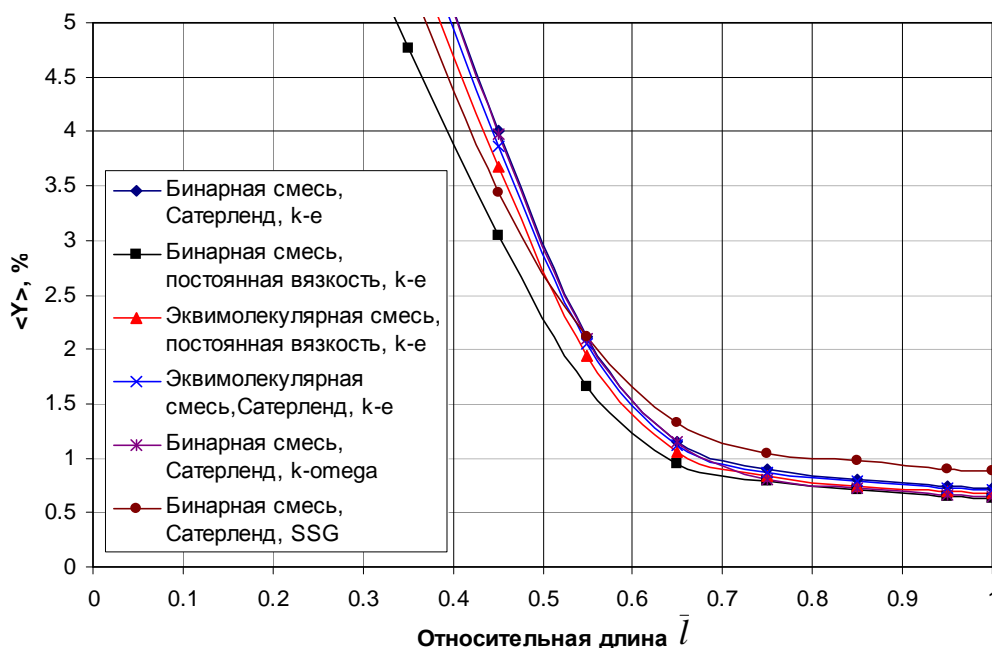


Рис. 2. Зависимость среднеквадратичного отклонения массовой доли примеси $\langle Y \rangle$ (в процентах) от относительной длины смесительного канала

на функцию $\langle Y \rangle = f(\bar{l})$. Значит предпочтительнее использовать модели, основанные на гипотезе турбулентной вязкости, которые более экономны с точки зрения использования вычислительных ресурсов, а также и более устойчивы. Однако, при большой закрутке потока в условиях сильной анизотропии турбулентности вблизи воздушных отверстий «коротких» смесителей предпочтительней использовать модели рейнольдсовых напряжений. Все остальные расчеты других разделов выполнены с использованием $k-\epsilon$ RNG модели турбулентности.

Список литературы

1. Robert Tacina, Peter Laing, Changlie Wey, Adel Mansour. Paper No. GT-2002-30089 “SECTOR TESTS OF A LOW-NOX, LEAN-DIRECT-INJECTION, MULTIPOINT INTEGRATED MODULE COMBUSTOR CONCEPT” Proceedings of ASME Turbo Expo 2002 June 3-6, 2002, Amsterdam, the Netherlands.
2. Е. С. Щетников. Физика горения газов. – М.: Наука, 1965.
3. ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Theory, 2005.

COMPUTATIONAL PROCESSES SIMULATION INSIDE OF MICRO SCALE BURNER

© 2007 V. V. Tsatiashvili

JSC Aviadvigatel

The paper presents the results of CFD flow simulation inside the micro scale burner. The study has been carried out in order to evaluate the influence of grid density, burner scale, turbulent models and viscous variation driven by temperature variation on the mixture uniform at the burner back end.

ВЛИЯНИЕ ВИХРЕВЫХ ГОРЕЛОК НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕР СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2007 А. М. Цыганов

Самарский государственный аэрокосмический университет

В статье представлены результаты экспериментальных исследований характеристик вихревых горелок простой и сложной схем. Показано влияние вихревых горелок на характеристики камер сгорания газотурбинных двигателей, такие, как срыв пламени, выгорание топлива и гидравлические потери.

Вихревыми горелками оснащено большинство современных камер сгорания газотурбинных авиационных двигателей и газотурбинных установок наземного применения. Трехмерный закрученный поток имеет больший набор возможностей в сравнении с двумерным течением за плохообтекаемым телом по оптимальной организации процессов подготовки и выгорания топливоздушная смеси в условиях ограничений, накладываемых техническим заданием на проектирование каждой конкретной камеры сгорания газотурбинного двигателя [1]. Многообразие конструктивного исполнения вихревых горелок констатирует тот факт, что процесс теоретического и экспериментального исследования вихревых горелок далек от стадии завершения. Унификация схем вихревых горелок

предполагает поиск типовых элементов, входящих в них, и обоснование вклада этих элементов в получение конечного результата. При этом необходимо держать в поле зрения все характеристики камеры сгорания, которые нужно получить по результатам ее проектирования, то есть использовать системный подход.

На рис. 1 представлена экспериментальная модель универсальной вихревой горелки. Набор завихрителей воздуха 1 с углом установки лопаток от 0 до 60 градусов с шагом 15 градусов позволяет зафиксировать переход от течения за плохообтекаемым телом к закрученному потоку и более подробно исследовать вихревые горелки с завихрителем, имеющим угол установки лопаток 45 градусов, близкий к оптимальному. Диаметр

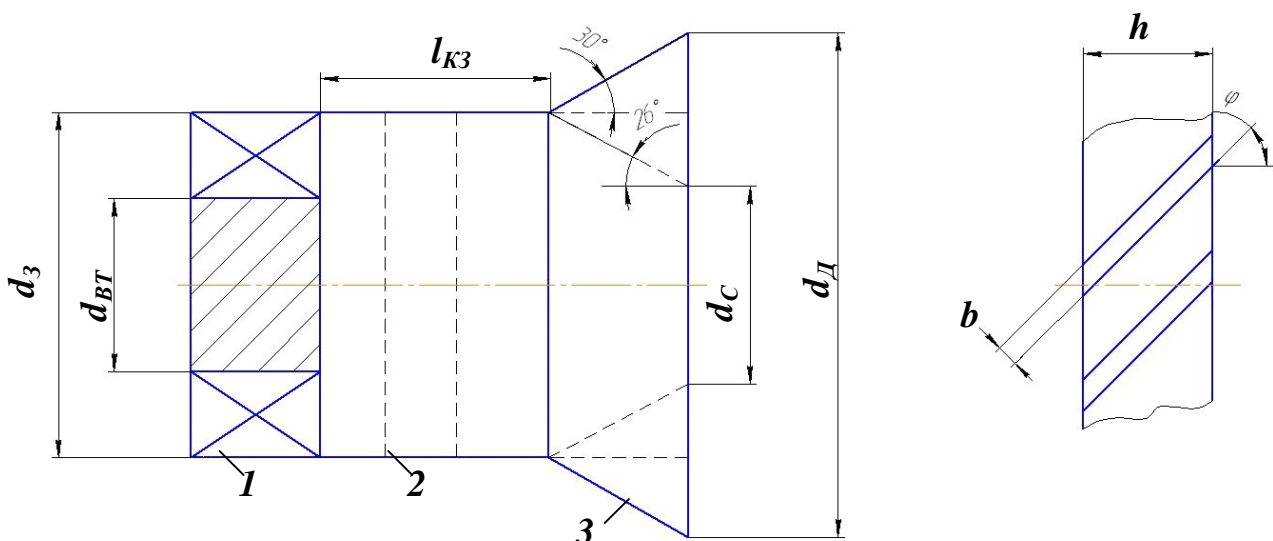


Рис. 1. Экспериментальная модель универсальной вихревой горелки:
1 – завихритель воздуха, 2 – камера закручивания, 3 – выходной насадок,
 $d_3 = 36$ мм, $d_{BT} = 20$ мм, $d_C = 20$ мм, $d_D = 80$ мм, $b = 2$ мм, $h = 13$ мм

втулки завихрителя определяется конструктивными особенностями топливной форсунки, связан с профилем лопатки завихрителя воздуха. Он влияет на поперечный размер начала зоны отрыва потока, пропускную способность горелки по воздуху (в конечном счете, на пропускную способность фронтального устройства камеры сгорания). Камера закручивания 2 относительной длины 0,5...1,0 калибр частично обеспечивает формирование закрученного потока с требуемым до полного выгорания временем пребывания топлива в зоне горения. Здесь и далее за характерный размер вихревой горелки принимается наружный диаметр завихрителя воздуха. Применительно к камерам сгорания ГТД, включая микро ГТД [2], целесообразно исследовать вихревые горелки с характерным размером 10...100 мм. Выходной насадок 3 диффузорной, цилиндрической или конфузорной формы совместно с завихрителем 1 и камерой закручивания 2 формирует структуру течения закрученного потока, включая размеры зоны рециркуляции и интенсивность обмена массой и энергией между прямым и обратным током в вихревой горелке. Насадок 3 диффузорной формы наиболее распространен в камерах сгорания двигателей первых поколений. Он характерен для камер сгорания трубчатой схемы, так как обеспечивает плавный переход потока от горелки в объем жаровой трубы, защищая ее стенки от перегрева относительно холодным периферийным слоем закрученного потока. Недостатком насадка такой формы является низкое значение градиента скорости в радиальном направлении на всей длине зоны рециркуляции потока. Насадок 3 конфузорной формы характерен для многогорелочных (более 100 штук) камер сгорания ГТД конструкции Н. Д. Кузнецова. В этом случае градиент поперечной скорости максимален, что обеспечивает полное выгорание топлива на минимальной длине. К недостаткам насадка данного типа можно отнести возможное неудовлетворительное тепловое состояние вихревых горелок при их совместной работе в составе многогорелочной камеры сгорания. В пространстве между соседними конфузорными насадками могут формироваться допол-

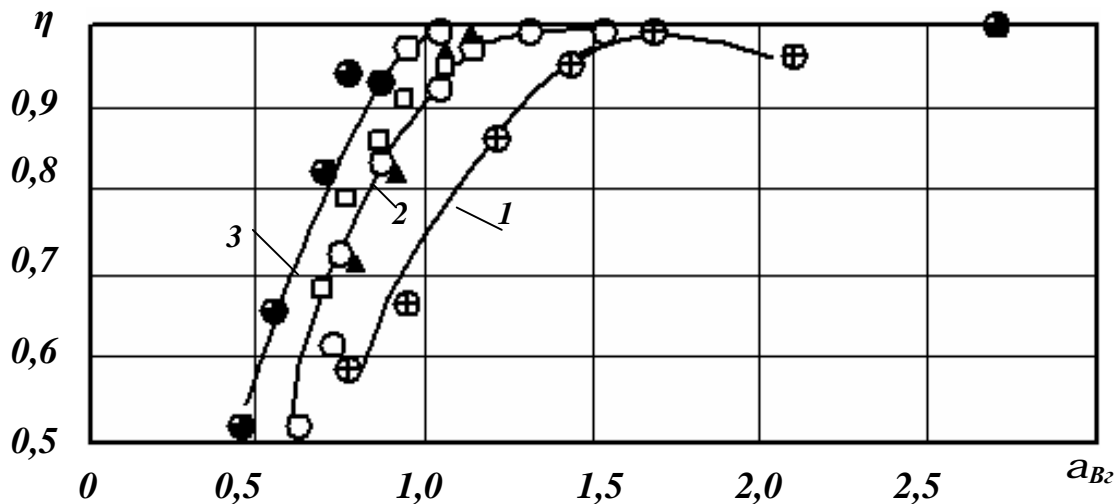
нительные зоны возвратных течений, и если в них попадает топливо, то возможно и возникновение дополнительного очага горения. Насадок 3 цилиндрической формы занимает промежуточное положение как геометрически, так и с точки зрения организации рабочего процесса. Вихревая горелка с насадком такой формы реализована частично в камере сгорания газотурбинной установки наземного применения АЛ-31 СТ. Пропускная способность вихревых горелок оценивалась при помощи коэффициента расхода, представляющего собой отношение фактического расхода воздуха к расходу теоретическому через площадь, определяемую только диаметром завихрителя, без учета площади втулки и суммарной толщины лопаток завихрителя. Результаты продувок экспериментальной модели универсальной горелки, представленной на рис. 1, показали, что при изменении угла установки лопаток завихрителя от 15 до 60 градусов значения коэффициентов расхода горелки с насадками в виде цилиндра и диффузора не зависят от формы насадка и изменяются от 0,80 до 0,30. Присоединение конфузорного насадка изменяет эти значения соответственно от 0,34 до 0,18, то есть практически в два раза снижает пропускную способность вихревой горелки.

В камерах сгорания двигателей последних поколений применяются вихревые горелки более сложных схем, чем те, которые рассмотрены выше. Однако при более внимательном структурном анализе сложных горелок можно найти комбинацию перечисленных простых вариантов. В результате один из вариантов универсальной вихревой горелки сложной схемы для перспективного ГТД можно условно представить как трехконтурную по воздуху: внутренний контур с конфузорным насадком обеспечивает интенсивное перемешивание и гомогенизацию топлива с воздухом; средний контур цилиндрической формы - полное выгорание топлива при минимальном времени пребывания продуктов сгорания в высокотемпературной зоне; наружный контур с насадком диффузорной формы обеспечивает плавный переход вихревой горелки в жаровую трубу и максимальное выгорание топлива в пределах зоны цир-

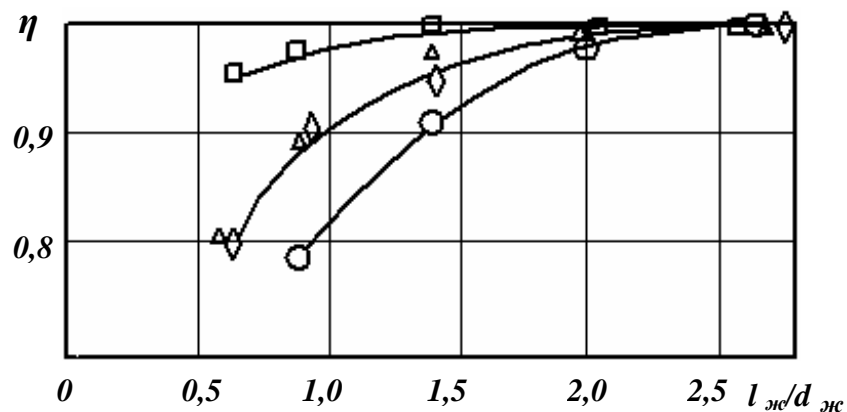
куляции многоконтурной вихревой горелки. В этом случае необходимо обеспечить газодинамическую совместимость трех зон, что способствует плавной передаче горения при изменении режимов работы двигателя от малого газа до взлетного. Частично эта схема реализована в камере сгорания ГТД F-101.

Огневые испытания вихревых горелок проводились при подводе авиационного керосина через штатную топливную форсунку центробежного типа, а также гомогенной, заранее подготовленной пропано-воздушной смеси как при истечении продуктов сгорания в свободное пространство, так и в ограниченное неохлаждаемыми стенками жаровой трубы, выполненными из кварцевого стекла.

Кривые выгорания топлива представлены на рис. 2. Полнота сгорания топлива, приближающаяся к 100 %, достигается при значениях коэффициента избытка воздуха в вихревой горелке $a_{вр} = 1,2 \dots 1,6$. В этом случае минимальный выброс несгоревших углеводородов составляет всего 0,1 г/кг топл. При $a_{вр} < 0,8$ наблюдается повышенное дымление продуктов сгорания, превышающее 20 единиц и повышенный выброс канцерогенного бенз(а)пирена [3]. Оптимальный состав смеси за вихревой горелкой позволяет обеспечить полное выгорание топлива в жаровой трубе с относительной длиной 2,0...3,0 калибра. И здесь угол установки лопаток завихрителя 45 градусов обеспечивает наилучшие



а)



б)

Рис. 2. Выгорание топлива по составу топливоздушной смеси (а) и длине жаровой трубы (б): 1, 2 – одноконтурные горелки; 3 – двухконтурные горелки

условия для выгорания топлива на минимальной длине жаровой трубы. Границы так называемого «бедного» и «богатого» срыва пламени большинства одноконтурных по воздуху вихревых горелок незначительно отличаются от концентрационных пределов горения гомогенной топливоздушной смеси (рис. 3). В приближенных расчетах можно принимать $a_{\text{бедн}} = 1,7 \dots 2,0$; $a_{\text{бог}} = 0,5 \dots 0,7$. Здесь значение относительных потерь давления торможения берется в диапазоне 3,0...5,0 %, что характерно для фронтных устройств современных камер сгорания. Достаточно сложной задачей является попытка расширения пределов «бедного» бесрывного горения в многоконтурных по воздуху горелках хотя бы до трех единиц, да еще и при высокой полноте сгорания топлива (рис. 2а).

Установлена однозначная количественная связь по границе «бедного» срыва пламени между характеристиками вихревой горелки и камеры сгорания. Классический гидравлический расчет камеры сгорания по методике ЦИАМ дает расхождение с результатами эксперимента в 2...3 единицы на уровне 10...30 единиц. Дополнительный анализ полученных результатов гидравлического расчета камеры сгорания позволяет оценить вклад вихревых горелок в выполнение требований технического задания на камеру сгорания: если коэффициент избытка воздуха через вихревую горелку $a_{\text{вр}} < 0,5$, то вихревая горелка преобразуется в карбюратор - ус-

тройство для перемешивания топлива с воздухом (аналогия с карбюратором ДВС); при $a_{\text{вр}} = 1,2 \dots 1,6$ вихревая горелка становится модульной, то есть теоретически в ней может полностью завершиться процесс горения. В этом случае дополнительный подвод вторичного воздуха используется только для охлаждения стенок жаровой трубы, формирования заданной техническим заданием радиальной и окружной эпюры температуры на выходе из камеры сгорания с целью обеспечения надежной и эффективной работы турбины. В камерах сгорания большой длины вихревые горелки - карбюраторы обеспечивают срыв пламени на уровне 50...100 единиц и более без сложных систем регулирования подачи топлива и воздуха. Модульные вихревые горелки сами по себе срывают пламя в камере сгорания при 6...8 единицах, что предполагает внедрение сложных систем регулирования.

Экспериментально установлено, что относительный шаг расположения вихревых горелок (вплоть до полного касания) практически не влияет на границу «бедного» срыва и длину светящегося факела пламени.

Основной тенденцией развития камер сгорания ГТД является увеличение расхода воздуха через фронтное устройство. За 50 лет этот расход увеличился с 5...10 % до 50...70 %, а в ближайшей перспективе может возрасти до 80...90 %. Эта тенденция вступает в противоречие с низким значени-

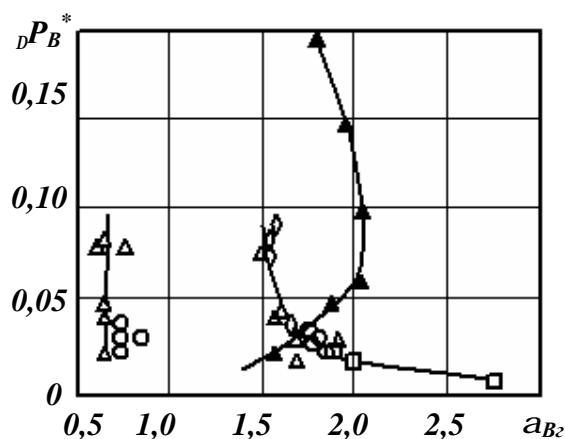


Рис. 3. Границы «бедного» и «богатого» срыва пламени при работе вихревых горелок на жидком и газообразном топливе

ем коэффициента расхода вихревых горелок (в среднем 0,20 для вихревой горелки с завихрителем воздуха в 45 градусов и насадком конфузорной формы). Проблема разрешается путем подвода дополнительного воздуха через отверстия и щели во фронтальной плите вблизи вихревых горелок. Немногочисленные эксперименты показали, что подвод воздуха через отверстия сравнительно небольшого диаметра (2...5 мм), расположенные между горелками, снижают полноту сгорания топлива на 1...2 %, а подвод воздуха в зону горения через крупные отверстия (10...20 мм) приводит в сравнимых условиях к снижению полноты сгорания уже на 2...5 % .

Работа по определению характеристик вихревых горелок и их влиянию на рабочий процесс камер сгорания ГТД различной размерности проводилась в КуАИ-СГАУ коллективом отдела «Горение» с участием автора статьи по договорам на научно-исследовательскую работу с СНТК имени Н.Д.Кузнецова, г. Самара и МКБ «Гранит», г. Москва [3, 4].

Список литературы

1. Лукачев С. В., Цыганов А.М . Особенности формирования облика камеры сго-

рания ГТД на основе осредненных статистических данных // Вестник СГАУ. - Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. - Вып.5. - Самара, 2004. - С. 223-226.

2. Ланский А. М., Цыганов А. М., Фетисов В. И., Шамбан М. А. Разработка и исследование характеристик опытной камеры сгорания микро ГТД // Вестник СГАУ. - Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. - Вып.1. - Самара, 1998. - С. 240-246.

3. Ивлиев А. В., Постников А. М., Розно В. Г., Савченко В. П., Цыганов А. М. Влияние угла установки лопаток на характеристики вихревых горелок / В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. - Куйбышев: КуАИ, 1986. - С. 59-66.

4. Лукачев С. В., Ланский А. М., Абрашкин В. Ю., Диденко А. А., Зубков П. Г., Ковылов Ю. Л., Матвеев С. Г., Цыганов А. М., Шамбан М. А., Яковлев В. А. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД, проблемы и некоторые пути повышения его эффективности // Вестник СГАУ. - Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. - Вып.1. - Самара, 1998. - С. 11-39.

THE INFLUENCE OF SWIRL BURNERS ON CHARACTERISTICS OF GAS TURBINE ENGINES' COMBUSTION CHAMBERS

© 2007 A. M. Tsiganov

Samara State Aerospace University

In this paper it is described experimental investigations of simple and complex swirl burner's designs. It is shown the influence of swirl burners on characteristics of gas turbine engines' combustion chambers such as blowout, fuel burnup and hydraulic losses.

ВЕСТНИК
САМАРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени академика С. П. КОРОЛЕВА

№ 2 (13)

2007

Компьютерная верстка **Коломиец В. В.**
Технолог **Никонов В. В.**

Каталожная цена: 350 руб.

Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Тираж 200. Заказ 29.

Отпечатано в ОГБ НИР
Самарского государственного аэрокосмического университета
443086 Самара, Московское шоссе, 34

