

Б. А. Рыбаков – ОАО «ТНК-ВР Менеджмент»
В. Д. Буров, Д. Б. Рыбаков – МЭИ (Технический университет)
К. С. Трушин – Компания «ЭМК-Инжиниринг»

Проблема рационального использования попутного нефтяного газа (ПНГ) существует во всех странах. В мире ежегодно сжигается на факелах около 100 млрд м³ ПНГ. Выделение углекислого газа (CO₂) и тепловое излучение при его сжигании способствует усилению парникового эффекта. Наряду с углекислым газом и водяным паром выделяются продукты неполного горения, такие как сажа, угарный газ и несгоревшие углеводороды, которые относятся к вредным выбросам. Таким образом, утилизация ПНГ – важнейшая экологическая проблема.

Особенности сжигания попутного нефтяного газа в газотурбинных установках

Состав попутного нефтяного газа

ПНГ – углеводородный газ, находящийся в нефтяных залежах в растворенном состоянии и выделяющийся из нефти при снижении давления. Количество газов в м³, приходящееся на 1 т добытой нефти, зависит от условий формирования и залегания нефтяных месторождений и может составлять от 1-2 до нескольких тыс. м³.

Попутный нефтяной газ представляет смесь газов. Основными составляющими ПНГ являются предельные углеводороды – гомологи метана от CH₄ до C₆H₁₄ (табл. 1). Суммарное содержа-

ние гексана (C₆H₁₄) и более тяжелых углеводородов в попутном газе, как правило, не превышает 1 %, содержание пентана (C₅H₁₂) находится в пределах 2 %. Кроме того, в ПНГ присутствуют инертные газы, в основном, азот и углекислый газ, содержание которых изменяется от 1 до 5 %.

Учитывая, что суммарное содержание тяжелых углеводородов начиная с пентана и инертных газов не превышает 8 %, для приближенной оценки основных характеристик попутного газа нужно учитывать четыре первых гомолога метана.

Табл. 1 Состав ПНГ различных месторождений

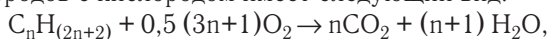
Компоненты	Метан	ПНГ 1	ПНГ 2	ПНГ 3	ПНГ 4	ПНГ 5	ПНГ 6	ПНГ 7	ПНГ 8	ПНГ 9	ПНГ 10	ПНГ 11	ПНГ 12	ПНГ 13
Метан (CH ₄), %	100	76,39	74,33	83,47	66,85	73,30	84,652	75,869	92,373	82,18	89,93	91,306	89,08	70,32
Этан (C ₂ H ₆), %	0	6,46	7,99	3,1	6,42	10,19	2,51	14,037	4,738	5,89	2,95	1,76	6,77	13,39
Пропан (C ₃ H ₈), %	0	7,82	8,23	4,78	12,06	9,62	5,126	6,093	0,774	7,19	3,95	2,03	1,44	8,4
Изо-Бутан (i-C ₄ H ₁₀), %	0	1,62	1,56	1,14	2,65	0,96	1,314	0,76	0,02	0,75	0,91	0,62	0,13	1,53
n-Бутан (n-C ₄ H ₁₀), %	0	2,63	3,23	2,07	5,37	2,25	2,727	1,39	0,021	1,3	0,15	1,1	0,23	3,11
Пентан (C ₅ H ₁₂), %	0	1,2	0,84	1,09	1,77	0,69	1,321	0,56	0,002	0,49	0,62	0,63	0	1,76
Гексаны и выше (C ₆ H ₁₄), %	0	0,74	0,22	0,65	0,24	0,34	0,462	0,237	0	0,22	0,35	0,47	0	0,46
Двуокись углерода (CO ₂), %	0	1,15	1,60	2,77	2,62	0,80	0,21	0,118	0,369	0,69	0,67	0,36	0,1	0,02
Азот (N ₂), %	0	1,99	2,00	0,93	2	1,85	1,608	1,216	1,643	1,29	0,5	1,675	1,93	0,97
Влажностное содержание (H ₂ O), % насыщение	0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Плотность при 0 °C, кг/м ³	0,717	1,024	1,03	0,952	1,172	1,019	0,94	0,96	0,771	0,924	0,847	0,834	0,795	1,07
Нижшая теплота сгорания (Q _н), МДж/м ³	35,88	47,253	47,084	43,189	52,433	47,451	44,617	45,872	36,968	43,652	40,726	39,725	38,105	50,951
Нижшая теплота сгорания (Q _н), МДж/кг	50,056	46,135	45,729	45,369	44,745	46,568	47,447	47,776	47,954	47,265	48,095	47,645	47,93	47,604
Число Воббе (W), МДж/м ³	48,19	53,092	52,763	50,334	55,077	53,452	52,318	53,227	47,876	47,876	50,325	49,47	48,595	56,001
Теоретический объем воздуха (V _р), нм ³ /нм ³	9,52	12,316	12,267	11,303	13,568	12,375	11,659	11,997	9,781	11,436	10,715	10,458	10,062	13,238

Сжигание предельных углеводородов в ГТУ

Четыре первых члена гомологического ряда предельных углеводородов, начиная с метана, – вещества газообразные. Сам метан является постоянным газом, сгущающимся в жидкость лишь при температуре 161,5 °С. У последующих членов ряда температура кипения последовательно возрастает. Начиная с пентана и выше нормальные углеводороды представляют собой жидкости, причем у средних гомологов с увеличением молекулярного веса температура кипения при переходе к следующему гомологу возрастает примерно на 25...30 °С. Эта гомологическая разность температур кипения медленно уменьшается с увеличением молекулярного веса.

Один из возможных вариантов применения ПНГ – сжигание его в газотурбинных установках для производства электрической энергии. В связи с этим важно знать отличительные особенности сжигания попутного нефтяного газа в газотурбинных установках.

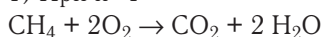
Общая формула реакции предельных углеводородов с кислородом имеет следующий вид:



где n – число молекул углерода и порядковый номер гомолога углеводорода.

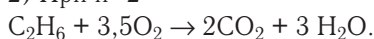
Рассмотрим уравнения реакции горения четырех первых гомологов углеводородов C_1 , C_2 , C_3 и C_4 , которые в атмосферных условиях находятся в газообразном состоянии.

1) При $n=1$

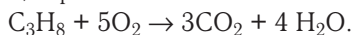


(т.е. 1 моль метана, соединяясь с 2 молями кислорода, образует 1 моль углекислого газа и 2 моля водяного пара).

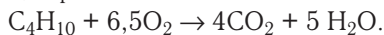
2) При $n=2$



3) При $n=3$



4) При $n=4$



Из данных выражений видно, что при увеличении номера гомолога углеводорода для его полного окисления требуется больший объем кислорода, при этом выделяется больше углекислого газа и водяного пара, чем при сжигании

метана. Объем выделяющегося при сжигании углеводородов CO_2 пропорционален порядковому номеру гомолога (n), а водяного пара – $(n+1)$. При сжигании метана выделяется в два раза больше водяного пара, чем углекислого газа, а при увеличении доли «тяжелых» углеводородов в сжигаемом газе эта пропорция уменьшается.

При сжигании тяжелых компонентов попутного газа выделяется и большее количество тепловой энергии. Причем, выделяемая энергия пропорциональна объему участвующего в реакции кислорода (соответственно, воздуха). Отношение низшей теплоты сгорания Q_H к теоретическому объему воздуха для четырех первых компонентов ПНГ приведено в *табл. 2*.

В *табл.* приведены также объемная и массовая низшая теплота сгорания, молекулярный вес и плотность гомологов. Видно, что с увеличением номера гомолога для предельных углеводородов объемная теплота сгорания увеличивается, а массовая – уменьшается. Это связано с тем, что увеличение плотности опережает рост массовой теплоты сгорания.

На *рис. 1, 2 и 3* представлены графики зависимости теоретического объема воздуха, числа Воббе и плотности от низшей теплоты сгорания топлива. Данные приведенных зависимостей получены при использовании ПНГ разного состава различных нефтяных месторождений (*табл. 1*).

Из графиков видно, что при увеличении значения низшей теплоты сгорания топлива растет значение теоретического объема воздуха, плотности и числа Воббе.

Особенности сжигания газообразного топлива в КС ГТУ

В [1] приведено описание основных процессов, происходящих в камерах сгорания современных ГТУ, а также представлены типы камер сгорания.

Низкие выбросы NO_x в ГТУ без использования каталитической селективной очистки выхлопных газов можно получить в двух случаях: при применении «мокрых» КС, использующих впрыск воды или пара, и при применении «сухих» КС – с микрофакельным ступенчатым сжиганием обедненной топливной смеси.

В данной статье рассматривается использование «сухих» низкоэмиссионных КС.

Диффузионный факел может устойчиво гореть в смеси, имеющей разный состав, но плотность теплового потока и устойчивость скорости его истечения невелики. Эти недостатки устраняются путем искусственной стабилизации горения и интенсификации смесеобразования. Происходящее при этом смещение процесса горения из диффузионной области в кинетическую сопровождается заметным повышением

Табл. 2. Параметры предельных углеводородов

$C_nH_{(2n+2)}$	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}
Q_H , МДж/м ³	35,88	64,44	92,91	121,7
V_0 , м ³ /м ³	9,52	16,66	23,80	30,95
Q_H/V_0 , МДж/м ³	3,8	3,9	3,9	3,9
Q_H , МДж/кг	50	47,8	46,4	45,8
М.В., г/моль	16	30	44	58
ρ кг/м ³	0,67	1,25	1,83	2,42

Рис. 1.
Зависимость
теоретического
объема воздуха
от низшей
теплоты
сгорания топлива

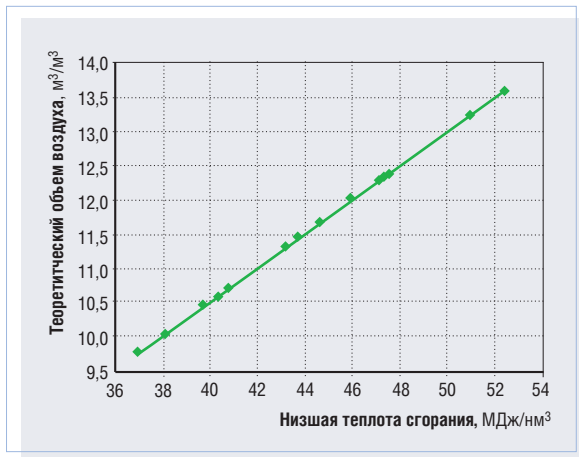


Рис. 2.
Зависимость
числа Воббе
от низшей
теплоты
сгорания топлива

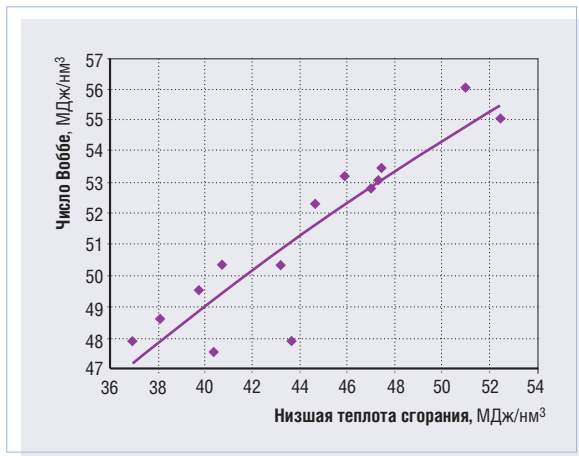
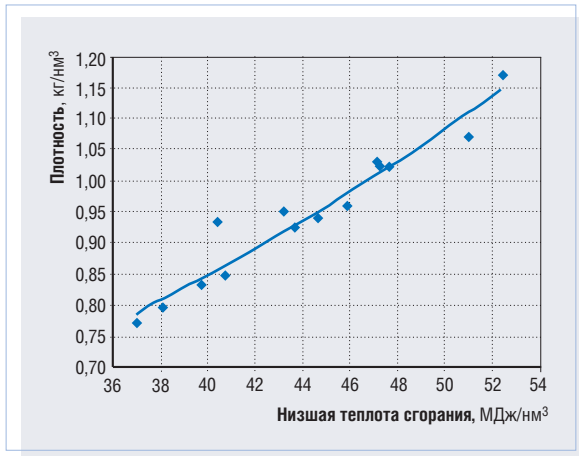


Рис. 3.
Зависимость
плотности
от низшей
теплоты
сгорания топлива



его чувствительности к избытку воздуха. Классический способ выхода из этого положения – разделение воздуха на первичный и вторичный.

Температура в КС ГТУ ограничивается, с одной стороны, жаропрочностью и жаростойкостью материалов, а с другой – уровнем выбросов NO_x. Для поддержания уровня температуры продуктов сгорания воздух для горения подается с большим избытком. Температура воздуха на входе в КС зависит от степени повышения давления в компрессоре и составляет 300...350 °С, а скорость потока достигает 50 м/с. Ни один вид органического топлива при таких условиях (ско-

рости, температуре и избытке воздуха) качественно гореть не может. Поэтому в КС выделяется первичная зона горения, в которую поступает только часть общего количества воздуха, и вторичная – зона разбавления высокотемпературных продуктов сгорания вторичным воздухом.

Стабильное горение движущейся топливовоздушной смеси возможно при равенстве скоростей потока и распространения пламени. Для обеспечения данного условия применяются различные методы турбулизации потока в зоне горения, одним из которых является внедрение газовых струй под углом к потоку воздуха.

Число Воббе и динамический напор газовых струй на входе в КС

Изменение теплотворной способности топливного газа в результате изменения его состава влияет на содержание вредных веществ, производительность и стабильность горения в ГТУ. Изменение состава газа, связанное с появлением тяжелых фракций, может привести к появлению вибрационного горения, которое ведет к разрушению элементов конструкции ГТУ. Особенно чувствительными в этом плане являются современные энергетические газовые турбины с «сухими» низкоэмиссионными горелками.

Одним из основных критериев взаимозаменяемости газообразных видов топлива является число Воббе (Wobbe Index), которое рассчитывается по формуле

$$WI = Q_H / (\rho_{ГНУ} / \rho_{ВНУ})^{0,5},$$

где Q_H – объемная низшая теплота сгорания газа, МДж/м³; $\rho_{ГНУ}$ и $\rho_{ВНУ}$ – плотность топливного газа и атмосферного воздуха, соответственно, при нормальных условиях.

Следует отметить, что число Воббе в данном виде учитывает изменение теплоты сгорания газа и плотности при изменении состава газа, сгорающего при атмосферных условиях, то есть близких к нормальным (0 °С) или стандартным условиям. Поэтому оно хорошо зарекомендовало себя в качестве критерия взаимозаменяемости газообразного топлива для устройств, работающих при давлениях и температурах близких к атмосферным, таких как бытовые газовые подогревательные устройства и котельные установки. Число Воббе позволяет учитывать одновременно изменение состава газа и перепад давления на горелочном устройстве.

Особенность сжигания газа в ГТУ заключается в том, что топливный газ подается в камеру сгорания под высоким давлением. В первую очередь, давление газа перед КС определяется степенью сжатия воздуха в установке. Также оно существенно зависит от способа организации смешения газа с воздухом в камере сгора-

ния. Так, в современных малотоксичных камерах для снижения выбросов NO_x и CO должно обеспечиваться более интенсивное смешивание топливного газа с воздухом по сравнению со стандартными горелочными устройствами. Для этого необходим подвод газа с более высоким давлением, чтобы подавать в КС топливовоздушную смесь с более высокой скоростью.

Одним из важнейших параметров, определяющих эффективную работу камеры сгорания ГТУ, является динамический напор (динамическое давление) газовых струй. Можно доказать, что отношение величин динамического напоров газов, имеющих различный состав, обратно пропорционально квадратному корню из отношения чисел Воббе для этих газов:

$$P_{\text{дин}2}/P_{\text{дин}1} \sim (W_{I1}/W_{I2})^{0.5}.$$

Например, при отношении $W_{I2}/W_{I1} = 1,1$ отношение динамических напоров струй газов №2 и №1 равно $P_{\text{дин}2}/P_{\text{дин}1} = 0,82$. Это означает, что при сжигании газа №2 в КС, разработанной для сжигания газа №1, динамический напор струй на входе в КС будет ниже динамического напора струй газа №1 на 18 %. Это может привести к ухудшению качества смешения газа с воздухом в камере сгорания ГТУ.

При увеличении калорийности и числа Воббе газа при прочих равных условиях (энергия, давление и температура подводимого газа) величина динамического напора газовых струй уменьшается, и наоборот.

Критерий подобия при смешении газа с воздухом в низкоэмиссионных КС

В современных ГТУ с «сухими» низкоэмиссионными камерами сгорания для организации смешения газа с воздухом часто используется внедрение газовых струй под углом 90° к основному потоку. Это способствует получению однородной смеси газа с воздухом на минимальном расстоянии от места ввода газовых струй, что позволяет сделать КС более компактной.

В 1970-80-х годах в нашей стране и за рубежом было проведено большое количество экспериментальных исследований по аэродинамическому взаимодействию струй с поперечным потоком. Одним из наиболее важных вопросов при этом был выбор параметра, определяющего развитие такой струи в поперечном потоке.

Рядом исследователей было доказано, что определяющим безразмерным параметром, характеризующим данный вид течения, является параметр q , равный отношению динамических напоров струй и основного потока. Так, в работе [2] автор показал, что определяющим является гидродинамический параметр

$$q = \rho_0 (u_0)^2 / \rho_\infty (u_\infty)^2,$$

где ρ_0 и ρ_∞ – плотность газов струи и поперечного потока соответственно; u_0 и u_∞ – скорость истечения струи и поперечного потока.

На основе данного параметра удалось обобщить экспериментальные данные по траектории одиночной струи в поперечном сносимом потоке воздуха.

При развитии системы струй в поперечном потоке наряду с q важным параметром является относительный шаг между струями. Методика расчета газовых горелок, приведенная в [3], была построена на использовании понятия дальнобойности струй h и диаметра струй d . При этом

$$h/d = k_\beta k_s (u_\Gamma / u_B) (\rho_\Gamma / \rho_B)^{0.5},$$

где k_β – коэффициент, учитывающий угол выхода газовых струй к воздушному потоку; k_s – коэффициент, учитывающий влияние расстояния между осями газовых струй; ρ_Γ и u_Γ – плотность и скорость, соответственно, в устье газовой струи; ρ_B и u_B – плотность и скорость воздушного потока.

При перпендикулярном вводе газовых струй в поток воздуха коэффициент $k_\beta = 1$. Комплекс

$$(u_\Gamma / u_B) (\rho_\Gamma / \rho_B)^{0.5} = q^{0.5},$$

т.е. относительная дальнобойность струй пропорциональна $q^{0.5}$.

В работе [4] отмечено, что важным параметром, существенно влияющим на турбулизацию смешиваемых потоков и, соответственно, на интенсивность их массообмена, является отношение импульса струй к импульсу поперечного потока. В [5] показано, что подобие профилей температур системы струй в ограниченном поперечном потоке характеризует комплекс

$$(S/H) \cdot J^{0.5},$$

где S – шаг (расстояние) между струями; H – высота канала; J – отношение динамических напоров струй и поперечного потока.

Из данного выражения видно, что подобие профилей температур газообразных струй в поперечном потоке также пропорционально квадратному корню из гидродинамического параметра.

В [6] отмечается, что оптимальным для равномерного заполнения сечения камеры смешения является вариант, при котором

$$(g^0 u^0)^{0.5} = (0,2 \dots 0,3),$$

где g^0 – отношение массовых расходов струй и поперечного потока; u^0 – относительная скорость струй.

Данное выражение справедливо для отношения массовых расходов струй и основного потока $g^0 < 0,15$.

Учитывая, что массовый расход газа равен произведению плотности ρ на скорость u и площадь сечения F , преобразуем выражение $g^0 u^0$:

$$[\rho_0 (u_0)^2 / \rho_\infty (u_\infty)^2] \cdot (F_0 / F_\infty) = q \cdot (F_0 / F_\infty),$$

т.е. относительный импульс струй равен произведению гидродинамического параметра на отношение площадей отверстий струй и основного потока. Исходя из этого, следует отметить что при фиксированной геометрии смесительного устройства определяющим параметром, с точки зрения равномерности заполнения камеры смещения, является параметр $q^{0.5}$.

В Московском энергетическом институте обширный объем исследовательских работ был посвящен данному виду течения. Для обобщения экспериментальных данных, таких как скоростная и температурная траектория струи, уменьшение максимальной температуры по длине струи и энергетических потерь струи в сносящем потоке, также использовался гидродинамический параметр q [7].

В [8] определялись оптимальные геометрические и режимные параметры смесительного устройства, использующего внедрение однорядной системы струй в ограниченный поперечный поток. Было доказано, что при фиксированных значениях плотности и массового расхода смешиваемых газов существует связь между геометрическими параметрами и оптимальным значением параметра q . При его отклонении от оптимального значения (как в сторону увеличения, так и уменьшения) качество смешения топливного газа с воздухом ухудшается.

Актуальное число Воббе

Учитывая вышеизложенное, можно предположить, что при изменении состава топливного газа подобие развития газовых струй в поперечном потоке воздуха будет соблюдаться при сохранении равенства динамических напоров струй исходного и измененного состава.

Поскольку динамический напор газовых струй зависит не только от состава газа, но и от его параметров, имеет смысл определять число Воббе для ГТУ не при атмосферных условиях, а при параметрах газа, определяемых на входе в КС. Число Воббе, определенное для газа в реальных условиях, можно назвать актуальным числом (AWI).

Актуальное число Воббе определяется из выражения

$$AWI = Q_n / (\rho_{гкс} / \rho_{вну})^{0.5},$$

где Q_n – объемная низшая теплота сгорания, МДж/м³; $\rho_{гкс}$ – плотность газа на входе в ГТУ, $\rho_{вну}$ – плотность воздуха при нормальных условиях.

При использовании газа с числом Воббе, отличающимся от исходного, можно сохранить постоянной величину динамического напора газовых струй в камере сгорания с неизменяемой геометрией, изменив уровень давления и/или температуры газа перед КС так, чтобы актуальное число Воббе оставалось постоянным.

С этой целью в случае поступления в ГТУ более калорийного газа можно уменьшить его давление или увеличить температуру газа перед КС, или сделать и то и другое одновременно. В случае поступления менее калорийного газа можно увеличить давление газа или уменьшить его температуру перед КС (или сделать и то и другое одновременно). Эти мероприятия можно осуществить без останова ГТУ, что позволяет избежать простоя.

Защита газовых турбин от потенциальных жидких фракций в топливном газе

В качестве топливного газа для газовых турбин должен использоваться только чистый сухой газ. Твердые примеси обычно удаляются путем применения фильтрации и сепарации. Более сложным является удаление жидких фракций, таких как вода и жидкие углеводороды. В случае накопления в трубах, подводящих газ, даже ничтожно малого количества конденсата возможны повреждения ГТУ. Поэтому исключительно важным является тщательное отслеживание качества газа и предотвращение образования в нем жидкой фракции.

Жидкие фракции могут формироваться из конденсируемых высших углеводородов, содержащихся в топливном газе, а также из влаги водяных паров. Для того чтобы исключить образование жидких фракций в топливной системе ГТУ, необходимо определить температуру точки росы как по углеводородам, так и по воде. Она связана с формированием первой капли углеводородов или воды, соответственно, при снижении температуры газа при заданном давлении.

Температура точки росы по углеводородам зависит от концентрации тяжелых углеводородов и давления топливного газа. Чем выше содержание высших углеводородов в топливном газе, тем выше температура точки росы. Зависимость от давления имеет более сложный характер. Как правило, температура точки росы имеет максимальное значение в диапазоне давлений от 20 до 40 атм, то есть давления в КС, характерного для большинства современных газотурбинных установок.

Температура точки росы по воде зависит от концентрации водяных паров в топливном газе и давления газа и, незначительно, – от состава газа. Вода может соединяться с метаном и другими углеводородами в форме гидратов,

которые могут образовывать гидратные пробки в топливной системе. Температура образования гидратов бывает как выше, так и ниже температуры точки росы по углеводородам

Жидкие углеводороды могут конденсироваться и накапливаться в низких «точках» топливной системы в течение длительного времени. При увеличении расхода газа в трубопроводе после сниженной нагрузки или остановки возможно попадание жидкости в камеру сгорания. Это может привести к неконтролируемому подводу тепла, самовозгоранию и распространению пламени вверх по потоку, называемому «обратное зажигание» (flashback). Вынос жидких углеводородов в газовую турбину может вызвать повреждение элементов горячего тракта.

Температура самовозгорания (без источника воспламенения) для данных жидких фракций 204...288 °С. Контакт с воздухом на выходе из компрессора ГТУ с температурой выше данной приведет к мгновенному воспламенению капель жидкости, вызывая в некоторых случаях преждевременное воспламенение топливовоздушной смеси.

Для определения температуры точки росы по углеводородам можно применять расчетный метод с использованием представительной пробы газа и расширенный анализ содержания углеводородов или непосредственные замеры температуры точки росы. Небольшие количества тяжелых углеводородов выше гексана (C₆) существенно повышают температуру точки росы. Применение стандартного анализа может привести к искусственному занижению температуры точки росы. Следует проводить анализ состава газа с точностью до одной миллионной части (1 ppm). Если возможно значительное изменение состава газа, то необходимо использовать поточные приборы, позволяющие определять и проводить мониторинг теплотворной способности в режиме реального времени. Применение автоматического мониторинга точки росы углеводородов исключает неопределенность, связанную с отбором образцов и проведением анализа состава газа, появляется возможность автоматической корректировки температуры газа при изменениях точки росы в результате изменения состава газа. Кроме того, устраняется избыточный подвод тепла для перегрева газа, приводящий к возможному снижению общего КПД установки.

В современных низкоэмиссионных камерах сгорания используется предварительное смешение топливного газа и воздуха для образования однородной обедненной топливовоздушной смеси и минимизации образования оксидов азота в КС. Поскольку в ГТУ с низкоэмиссионными КС потенциальные повреждения тракта горячего газа в результате образования конденсата в топ-

ливном газе могут быть очень существенными, системы подготовки топлива должны быть спроектированы так, чтобы исключать такие повреждения при любых эксплуатационных условиях.

Оборудование для подготовки газа должно располагаться как можно ближе к газовой турбине. Поскольку жидкие углеводороды могут конденсироваться в газопроводе после подогревателя газа, то чем короче расстояние до ГТУ, тем меньше объем образующегося в газопроводе конденсата.

При использовании дожимных компрессорных установок для компримирования топливного газа обычно к газовому потоку добавляется достаточный объем тепла, чтобы обеспечить необходимый перегрев газа – до температуры, существенно превышающей температуру точки росы топливного газа.

Для определения общей чувствительности системы к изменениям состава, давления, температуры и массового расхода газа должно быть проведено моделирование топливной системы в целом.

Надлежащая подготовка топливного газа принципиально важна для надежного функционирования современных ГТУ с низкоэмиссионными камерами сгорания. ■

Использованная литература

1. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. Учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева / 2-е изд., стереот. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. 584 с.
2. Иванов Ю.В. Эффективное сжигание надслойных горючих газов в топках. Таллин: Эстгосиздант, 1959. С. 328.
3. Михеев В.П., Федоров В.Н. Газовые щелевые горелки для природного газа. Л.: Недра, 1965. С. 76.
4. Онищик И.И. Исследование процесса смешения в модели смесителя кольцевой камеры сгорания // Теплоэнергетика. 1973, №1. С. 55-58.
5. Холдмен, Уолкер. Смешение ряда струй с поперечным потоком, ограниченными стенками // Ракетная техника и космонавтика. 1977, т.15, №2. С.138-145.
6. Теория турбулентных струй. Под ред. Г.Н. Абрамовича / М.: Наука, 1984. С. 718.
7. Двойнишников В. А., Хритинин А.Ф., Молчанов В.А., Трофимченко С.И. Расчет характеристик одиночной круглой струи в сносящем потоке / Изв. вузов. Энергетика. 1984, №6. С. 75-79.
8. Рыбаков Б.А. Оптимизация и разработка методов расчета процесса смешения газовых сред при внедрении системы струй в поперечный поток. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. 1988.