

УДК 532.5:536.4:517.9

## Математическое моделирование закрученной струи в приложениях к малоэмиссионному сжиганию низкосортных топлив\*

Мизхер У. Д., Ковальногов В. Н., Вельмисов П. А.

Ульяновский государственный технический университет

В России, как и в большинстве стран мира, в настоящее время одной из целей государственной политики является снижение уровня угроз, негативно влияющих на атмосферный воздух в населенных пунктах [1]. Поэтому на законодательном уровне установлены низкие уровни предельно допустимых концентраций (ПДК) загрязняющих веществ в воздухе: оксидов азота, оксидов серы, летучей золы, бенз(а)пирена и т. д. Одним из основных источников загрязнения атмосферного воздуха является энергетика, а именно уходящие дымовые газы энергетических котлов ТЭС. Согласно [2] устойчивую позицию потребности в органическом топливе ЕЭС России занимает именно газ, имеющий ряд преимуществ перед другими видами органического топлива, в т. ч. и экологического характера.

Одним из перспективных и экологичных методов сжигания природного газа является его комбинированное сжигание с биогазом. Основной особенностью биогаза как топлива, является пониженное по сравнению с природным газом содержание метана и наличие диоксида углерода в больших количествах, что влияет на скорость распространения пламени и понижает теплоту сгорания биогаза. В работе [3] Институтом газа НАН Украины в лабораторных условиях оценены перспективы данного метода и сделан вывод о том, что биогаз является одним из экологически безопасных видов топлива.

Для моделирования процесса горения закрученного топливно-воздушного потока в данной работе используются уравнения неразрывности, Навье-Стокса, энергии [4–6].

$$\begin{aligned} \operatorname{div}(\rho \vec{V}) &= 0 \\ \operatorname{div}(\rho u \vec{V}) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + \left( \frac{\partial(\overline{\rho u^2})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{\rho u'w'})}{\partial z} \right) \\ \operatorname{div}(\rho v \vec{V}) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + \left( \frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho v^2})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{\rho v'w'})}{\partial z} \right) \\ \operatorname{div}(\rho w \vec{V}) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + \left( \frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{\rho w^2})}{\partial z} \right) \\ \rho c_p \left[ u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] &= \operatorname{div} \left[ \left( \lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \operatorname{grad} T \right] + S_h. \end{aligned}$$

Здесь  $u, v, w$  – компоненты скорости по оси  $(x, y, z)$  последовательно,  $p$  – давление,  $\rho$  – плотность,  $(-\overline{\rho u^2}, -\overline{\rho v^2}, -\overline{\rho w^2}, -\overline{\rho u'v'}, -\overline{\rho u'w'}, -\overline{\rho v'w'})$  – напряжения Рейнольдса,  $\mu$  – динамическая вязкость,  $\mu_t$  – турбулентная вязкость,  $T$  – температура,  $c_p$  – удельная теплоемкость,  $\lambda$  – теплопроводность,  $Pr_t$  – турбулентное число Прандтля,  $S_h$  включает теплоту химической реакции и любые другие объемные источники тепла,  $\vec{V}$  – вектор скорости:

\*Работа выполнена при финансовой поддержке грантом РФФИ и Ульяновской области (проекты № 18-41-730015), грантом Президента РФ (проект НШ-2493.2020.8)

$$\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$$

Уравнения модели турбулентности  $k$ - $\epsilon$  для описания процесса горения для стационарного потока примут согласно [4] вид

$$\text{div}(\rho k \vec{V}) = \text{div} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k,$$

$$\text{div}(\rho \epsilon \vec{V}) = \text{div} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \text{grad } \epsilon \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon,$$

где

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad C_{3\epsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right|, \quad \eta = S \frac{k}{\epsilon}.$$

Постоянные модели  $C_{1\epsilon}$ ,  $C_2$ ,  $\sigma_k$  и  $\sigma_\epsilon$  имеют по умолчанию следующие значения [4]:  $C_{1\epsilon} = 1,44$ ,  $C_2 = 1,9$ ,  $\sigma_k = 1$ ,  $\sigma_\epsilon = 1,2$ ,  $k$  – кинетическая энергия турбулентности,  $\epsilon$  – скорость диссипации,  $G_k$  – источник за счёт градиента средней скорости,  $G_b$  – источник за счёт архимедовых сил (важно для конвективных течений),  $Y_M$  – представляет собой вклад флуктуирующей дилатации в сжимаемой турбулентности в общую скорость диссипации,  $C_2$  и  $C_{1\epsilon}$  – постоянные,  $\sigma_k$  и  $\sigma_\epsilon$  – турбулентные числа Прандтля для  $k$  и  $\epsilon$ , соответственно,  $S_\epsilon$ ,  $S_k$  – определяемые пользователем источники,  $S$  – тензор средней скорости деформации,  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$  – кинематическая вязкость,  $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$  – турбулентная вязкость ( $C_\mu = 0,09$ ).

Камера сгорания представляет собой цилиндр с заданной постоянной температурой стенки  $T_c = 617$  К и обладает следующими геометрическими характеристиками:  $L = 7,3$  м;  $D = 4$  м.

Камера сгорания (рис. 1) имеет одну комбинированную горелку, позволяющую обеспечить одновременное сжигание, как природного газа, так и биогаза. Горелочное устройство с центральной подачей газа содержит канал для подвода природного газа  $S_{ch4} = 0,00125$  м<sup>2</sup>, канал для подвода биогаза  $S_{biogas} = 0,078$  м<sup>2</sup> и канал для подвода воздуха  $S_{air} = 0,234$  м<sup>2</sup>.

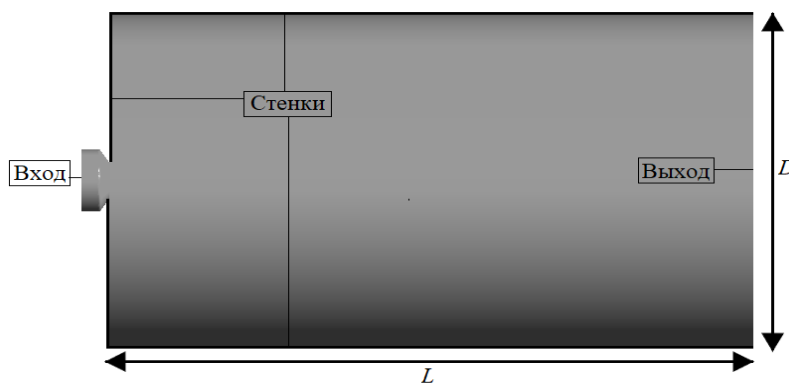
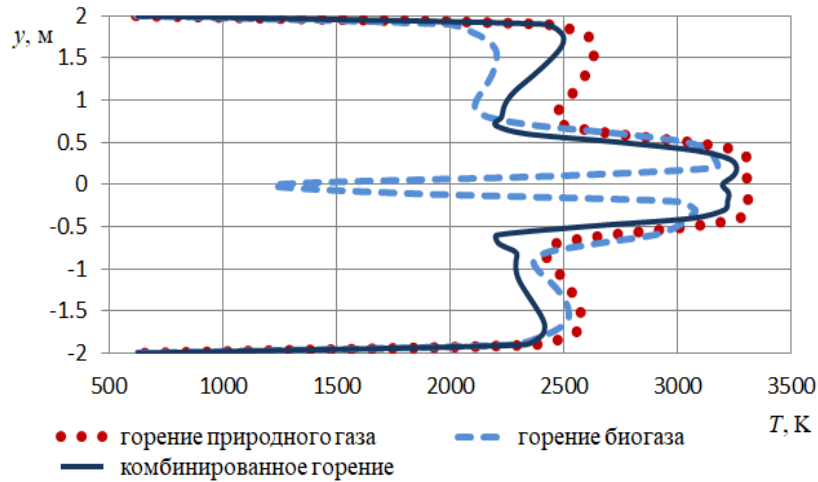


Рис. 1. Схема камеры сгорания

В ходе исследования моделировалось как совместное горение смеси природного газа и биогаза, так и раздельное горение топлив. На рис. 2 представлен результат горения комбинаций топлив с закруткой воздуха  $\omega = 300$  рад/с, температурой воздуха на входе в горелочное устройство  $T_{air} = 583$  К. Моделируемый расход топлив через горелку при совместном сжигании природного газа  $\dot{m}_{ch4} = 0,2$  кг/с, биогаза  $\dot{m}_{biogas} = 0,3$  кг/с. Моделируемый расход через горелку при сжигании только природного газа  $\dot{m}_{ch4} = 0,4$  кг/с, при сжигании биогаза

$\dot{m}_{biogas} = 0,59$  кг/с. Результаты горения представлены в вертикальном сечении пламени на расстоянии  $x = 1$  м от амбразуры комбинированного горелочного устройства.



**Рис. 2.** Профиль температуры  $T(1, y, 0)$ , сравнение горения биогаза, горения природного газа и комбинированного горения природного газа и биогаза.

## Литература

1. Стратегия экологической безопасности Российской Федерации на период до 2025 года / Утвержден Указом Президента РФ от 19.04.2017 г., № 176.
2. Схема и программа развития Единой энергетической системы России на 2018-2024 годы / Утвержден приказом Минэнерго России от 28.02.2018 г., № 121.
3. Сигал И. Я., Марасин А. В., Смихула А. В. Газогорелочные устройства для сжигания биогаза в котлах. Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2014. № 3. С. 68-71.
4. ANSYS FLUENT 12.0. Theory Guide. April, 2009.
5. Anderson J. D. Computational Fluid Dynamics: The Basic with Application. New York. McCraw-Hill. 1995.
6. Chung T. J. Computational fluid dynamics. Cambridge university press, 2010.

MSC2020 76D05, 80A20, 35B40

## Mathematical modeling of a swirling jet in applications to low-emission combustion of low-grade fuels

U. J. Mizher, V. N. Kovalnogov, P. A. Velmisov  
Ulyanovsk State Technical University