

Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 4. С. 185–192  
Thermal processes in engineering, 2023, vol. 15, no. 4, pp. 185–192

Научная статья  
УДК 621.45  
DOI: 10.34759/tpt-2023-15-4-185-192

## Модель расчета переходных процессов в криогенных топливных магистралях современных авиационных двигателей

А.Р. Асланов<sup>1</sup>, В.М. Краев<sup>1</sup>, А.М. Молчанов<sup>1</sup>✉

<sup>1</sup> *Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Россия*  
✉ *alexmol\_2000@mail.ru*

**Аннотация.** Рассматриваются проблемы, связанные с применением криогенного топлива для газотурбинных двигателей. Нестационарные переходные режимы свойственны любому газотурбинному двигателю, а для криогенного топлива такие режимы работы становятся критическими. Самыми ответственными нестационарными режимами работы топливной системы газотурбинного двигателя являются переход на взлетный режим и включение реверса тяги при торможении, когда расход топлива увеличивается до десяти раз за несколько секунд. В статье приводится обоснование неприемлемости применения квазистационарного подхода, когда для расчета нестационарных процессов применяются стационарные зависимости. Предлагаются варианты учета влияния гидродинамической нестационарности на работу криогенной топливной системы перспективных авиационных двигателей.

**Ключевые слова:** авиационные газотурбинные двигатели, криогенное топливо, нестационарные процессы, гидродинамика и теплообмен в каналах

**Для цитирования.** Асланов А.Р., Краев В.М., Молчанов А.М. Модель расчета переходных процессов в криогенных топливных магистралях современных авиационных двигателей // Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 4. С. 185–192. DOI: 10.34759/tpt-2023-15-4-185-192

Original article

## A model for calculating transients in cryogenic fuel lines of modern aircraft engines

A.R. Aslanov<sup>1</sup>, V.M. Kraev<sup>1</sup>, A.M. Molchanov<sup>1</sup>✉

<sup>1</sup> *Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russia*  
✉ *alexmol\_2000@mail.ru*

**Abstract.** The article considers the problem associated with cryogenic fuel application for gas turbine engines. Non-stationary transient modes are peculiar to any gas turbine engine, and these modes become critical for cryogenic fuel. The most critical non-stationary operation modes of the gas turbine engine fuel system are transitions to the takeoff mode and thrust reverse switching while braking, when fuel consumption increases tenfold for several seconds. The article presents the substantiation on quasi-stationary approach application unacceptability, when stationary dependencies are being applied for non-stationary processes computing. The au-

thors propose options for accounting for hydrodynamic instability effect on cryogenic system operation of prospective aircraft engines.

**Keywords:** aircraft gas turbine engine, cryogenic fuel, non-stationary processes, hydrodynamics and heat exchange in channels

**For citation.** Aslanov A.R., Kraev V.M., Molchanov A.M. A model for calculating transients in cryogenic fuel lines of modern aircraft engines. *Thermal processes in engineering*, 2023, vol. 15, no. 4, pp. 185–192. (In Russ.). DOI: 10.34759/tpt-2023-15-4-185-192

## Введение

В инженерных системах нестационарные процессы (эффекты) могут привести к аварийным ситуациям, если они выходят за границы расчетных диапазонов. Так включение или выключение насоса системы подачи или переход с одного уровня расхода на другой приводит к существенным изменениям полей давления, соответственно коэффициент теплоотдачи и гидравлического сопротивления изменяется в несколько раз. Жидкие криогенные топлива наиболее чувствительны к нерасчетному изменению гидродинамических параметров в системах подачи топлива. Отмечено существенное влияние ускорения течения на гидравлическое сопротивление, что приводит к его росту до нерасчетных значений. Причина таких процессов – перестройка структуры турбулентного потока. Понимание природы нестационарных эффектов и умение их рассчитывать позволяет грамотно проектировать ту или иную инженерную систему, с учетом всех рисков, связанных с нестационарными процессами при смене режимов работы (расхода).

Особенно остро вопрос учета нестационарных процессов возникает при проектировании криогенной топливной системы (далее – КТС), так как в данном случае существенный рост коэффициента теплоотдачи может привести к росту давления насыщенных паров в магистралях КТС в результате нагрева топлива, что снижает кавитационный запас турбонасосного агрегата и потребный напор подкачивающего насоса. К потере устойчивой работы КТС может также привести и скачкообразное изменение гидравлического сопротивления из-за нестационарных процессов. Таким образом, при проектировании КТС особое внимание необходимо уделить созданию адекватных моделей для расчета нестационарных процессов в каналах.

Когда мы говорим о существенных изменениях процессов, мы имеем в виду отклонение реальных значений от значений, полученных при квазистационарных расчетах более чем на 100%. Фундаментальное исследование нестационарных процессов началось во второй половине XX века [1–4]. Причины, связанные с влиянием нестационарных процессов на структуру турбулентных течений, теплообмен и гидродинамику, изучались в Московском авиационном институте (МАИ) с 1980-х годов [5, 6]. Проведенные исследования показали, что основной причиной изменения теплообмена и гидродинамики в нестационарных условиях является изменение турбулентной структуры течения [7]. Представленные результаты являются продолжением исследований, основоположником которых является Г.А. Дрейцер [5, 6].

Весомый вклад в изучение нестационарных процессов внесла научная школа Московского энергетического института (МЭИ), созданная Д.Н. Поповым [8]. Современные исследования Е.П. Валуевой демонстрируют существенный вклад в понимание нестационарных процессов [9, 10].

Нестационарные переходные потоки обычно можно разделить на две группы по типу изменения расхода: периодические (колеблющиеся или пульсирующие) и непериодические (ускорение / замедление). Для газотурбинных авиационных двигателей в рассматриваемом случае свойственны условия непериодических нестационарных условий, а именно ускорение потока.

## Экспериментальные исследования сопротивления трения и коэффициента теплоотдачи

Изучение публикаций по данной теме показывает, что в основном экспериментаторами в качестве рабочей среды использовался воздух

или вода. Экспериментальные данные по другим веществам практически не встречаются, поскольку сам процесс такого эксперимента и последующее измерение величин в нестационарных условиях является весьма сложной задачей. Однако даже немногочисленные экспериментальные исследования, показали, что существуют расхождения и в полученных результатах что не позволяет сформировать целостную картину понимания нестационарных процессов.

Так, при исследовании коэффициента сопротивления трения, который при течении в круглой трубе определяется как

$$\lambda^\tau = \frac{8\tau_\omega}{\rho\omega^2}, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность среды,  $\tau_\omega$  – касательное напряжение (трение) на стенке,  $\omega$  – средняя по сечению скорость потока, выяснилось, что данные различных авторов практически противоположны друг другу. Нестационарный коэффициент сопротивления трения обычно сравнивают с ее квазистационарным аналогом  $\Lambda = \lambda^\tau / \lambda_{kc}$ , вычисленным по формулам:

$$\lambda_{kc} = \frac{64}{Re}, \text{ при } Re < 2300; \quad (2)$$

$$\lambda_{kc} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \text{ при } 5 \times 10^3 < Re < 10^5; \quad (3)$$

$$\lambda_{kc} = 0,0032 + \frac{0,231}{Re^{0,237}}, \text{ при } Re > 10^5. \quad (4)$$

В данных [1, 2] влияние ускорения / замедления потока во времени на сопротивление трения не было обнаружено. У.Р. Лийвом в [3–4] установлено, что при ускорении  $\lambda^\tau > \lambda_{kc}$ , а при замедлении  $\lambda^\tau < \lambda_{kc}$ . Д.Н. Попов в работе [8] обнаружил, что  $\lambda^\tau > \lambda_{kc}$  и при ускорении и при замедлении течения. В работе [11] так же, как и у вышеупомянутых авторов [3, 4, 8], значение нестационарного коэффициента сопротивления трения выше при ускорении течения по сравнению с его квазистационарным аналогом, и ниже при замедлении. Отметим, что полученные результаты разнятся даже у одних и тех же авторов. Так, Г.А. Коппелем и У.Р. Лийвом [12] сначала было указано, что значения нестационарного коэффициента трения не отличаются от квазистационарных. В работах [13, 14] этих же авторов результаты уже схожи с выводами,

представленными в работах [3, 4]. Таким образом, невозможно сделать однозначного вывода, как должен себя вести нестационарный коэффициент сопротивления трения по отношению к его квазистационарной величине при ускорении и замедлении потока. Такое расхождение в экспериментальных данных может быть связано с большой погрешностью при измерении величин. Некоторые авторы [2–4] коэффициент трения находили не по прямому измерению с помощью датчиков, а из уравнения количества движения. Даже при правильном измерении и расположении датчиков в ходе эксперимента имеется большой риск получить неправильные результаты из-за инерционности датчиков. Особенно это важно при большой нестационарности потока. Погрешности в расчетах могут быть также связаны с недостаточным количеством повторений опытных режимов для дальнейшего их осреднения.

В теоретической работе [10] представлен интересный эффект: при ускорении течения вначале наблюдается рост коэффициента сопротивления по отношению к квазистационарному  $\lambda^\tau > \lambda_{kc}$ , а затем снижение до значений  $\lambda^\tau < \lambda_{kc}$ . Такие результаты представляют значительный интерес для разработки модели влияния ускорения потока в криогенных жидких топливах систем питания газотурбинных двигателей.

В более поздних работах экспериментатора-ми были учтены вышеизложенные ошибки, связанные с проведением экспериментов, и выявлена определенная закономерность [15–17]. Так, исследования [15–17] считаются классическими в области нестационарной гидродинамики, из которых следует, что значение  $\Lambda$  от времени проходит через минимум (в котором  $\lambda^\tau / \lambda_{kc} < 1$ ) тем более значительный, чем выше ускорение (рис. 1). Именно на экспериментах на воде настраивалась настоящая модель для дальнейших расчетов на жидком метане, так как данные по сопротивлению ( $\lambda^\tau > \lambda_{kc}$ ) и теплоотдаче при нестационарных условиях значительно отличаются друг от друга при исследованиях на воде и на воздухе. Так, при исследовании теплоотдачи и сопротивления на воздухе авторами [18] было установлено, что и теплоотдача, и сопротивление возрастают при ускорении потока. Стоит обратить внимание, что данные по теплоотдаче и гидродинамики были

получены по экспериментальным данным структуры потока.

В ходе исследований авторами [19] было установлено, что переходной процесс фактически представляет собой ламинарно-турбулентный переход, даже если начальный поток является турбулентным. Переходной процесс состоит из трех различных стадий: предпереходного, переходного и полностью развитого турбулентного течения. Таким образом, в каждый момент времени уровень турбулентности не соответствует значению числа Рейнольдса в этот момент, поскольку турбулентность не успевает измениться при значительных темпах изменения расхода. Этими эффектами объясняется увеличение критического числа Рейнольдса при ускорении в упомянутых выше экспериментах [13, 16]. При этом уменьшаются теплоотдача и сопротивление трения по сравнению с квазистационарными аналогами при ускорении и увеличение – при замедлении.

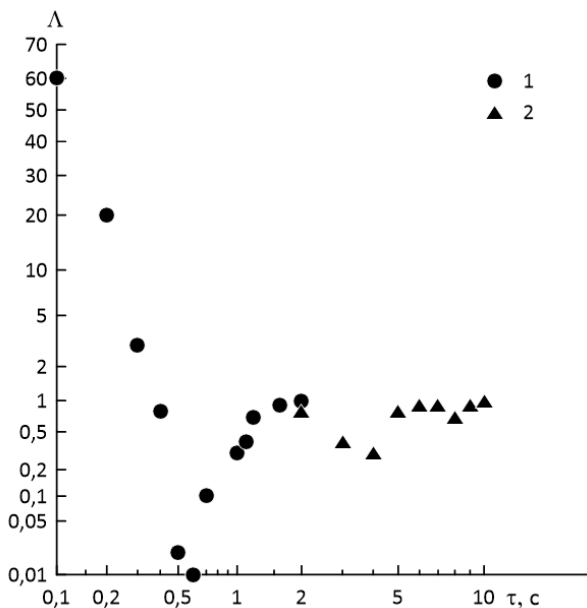


Рис. 1. Опытные данные нестационарного коэффициента сопротивления трения  $\Lambda = \lambda^\tau / \lambda_{кв}$  [16] при течении воды в нестационарном процессе в трубе  $d = 25$  мм.  $d\bar{w}/d\tau$ : 1 –  $0.097 \text{ м/с}^2$ , 2 –  $1.46 \text{ м/с}^2$

Для валидации настоящей модели использовались экспериментальные данные по гидродинамике [20]. Рабочий участок экспериментального стенда состоит из органического стекла с внутренним диаметром 59 мм и общей длиной 65 калибров. Авторами не указывается, в каких диапазонах изменяется расход воды, а говорит-

ся, что коэффициент сопротивления удовлетворяет аппроксимационной формуле Блазиуса в стационарных режимах в исследуемых диапазонах расходов. При этом интегральные характеристики профиля скорости вычислялись исходя из предположения о возможности аппроксимации профиля скорости степенной зависимостью:

$$\frac{u}{u_0} = \left(\frac{y}{R}\right)^n \quad (5)$$

В эксперименте средняя по сечению скорость измерялась на входе в рабочий участок. Скорость на оси канала  $u_0$  и касательное трение  $\tau_w$  – в сечении, отстоящем от входа в рабочий участок на 55 калибров.

Уравнение расхода воды также задавалось исходя из данной степенной зависимости, что не дает возможности воспользоваться им при численном расчете в программных комплексах для вычислительной гидродинамики (далее – CFD). Если задать в CFD-модели уравнение расхода по линейному закону, соответствующему диапазону чисел Рейнольдса в формуле (3), можно получить качественное совпадение с экспериментом (рис. 2).

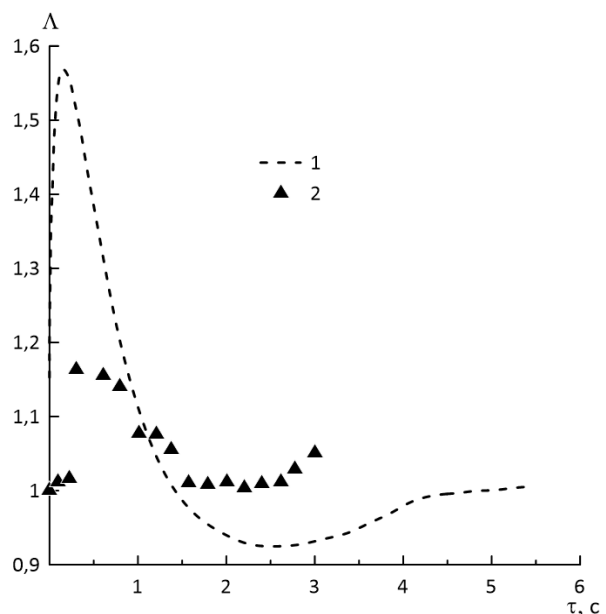


Рис. 2. Коэффициент сопротивления трения при ускорении потока: 1 – расчет по модели, 2 – опытные данные [20].

На основе полученных данных можно сделать вывод, что процесс является трехступенчатым, как было описано выше [19]. До начала ускорения значение  $\Lambda = 1,12$ , которое соответ-

ствуется исходному установившемуся течению при  $Re = 4369$ . Сразу после начала ускорения  $\Lambda$  быстро увеличивается до гораздо более высоких значений, достигая максимума при  $\tau = 0,15$  ( $Re = 7058$ ). Затем значение  $\Lambda$  постепенно уменьшается, достигая минимального значения при  $\tau = 2,6$  ( $Re = 52000$ ). Впоследствии  $\Lambda$  восстанавливается и приближается к установившемуся значению конечного потока при  $\tau \approx 4,4$ .

На рис. 2 для опытных данных [20] представлена информация лишь о первой части переходных процессов, как и в самой работе. При этом авторы [20] указывают, что при  $\tau > 1,6$  возникают периодически затухающие колебания, время успокоения которых составляет 8–10 с. Действительно, такие колебания возникают для капельных жидкостей, как будет показано ниже. Однако, чтобы выявить такие колебания, необходимо произвести расчет на очень тонкой сетке с максимальным  $y_{\max}^+ \approx 1$  и с низким числом шага по времени, что требует больших вычислительных мощностей.

#### Расчетная модель и результаты расчета на жидком метане

Несмотря на то что в ходе экспериментов приобретает объективная информация, понимание детальной структуры и динамики потока все еще ограничено. CFD-расчеты позволяют дополнять данные к имеющимся экспериментальным исследованиям, а также проводить многочисленные расчеты в самых различных режимах работы инженерных систем. Так, существуют исследования [19] с использованием прямочисленного метода моделирования (DNS), разрешающие всю детальную физику потока без использования эмпирических моделей, основанных на RANS-технологии (осреднение по числу Рейнольдса уравнений Навье – Стокса). Однако такой подход невозможно использовать при инженерных расчетах ввиду существенных требований по вычислительным мощностям. В связи с этим в данной работе была использована модель турбулентности SST  $k-\omega$ , которая позволяет достаточно точно описывать внутриканальные течения и может обрабатывать результаты вблизи стенки.

SST  $k-\omega$  модель включает в себя все дополнения базовой BSL  $k-\omega$  модели относительно стандартной Standard  $k-\omega$  модели, при этом учитывается перенос турбулентного напряже-

ния трения при определении турбулентной вязкости.

Турбулентная вязкость в BSL  $k-\omega$  вычисляется как:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega}, \quad (6)$$

где  $k$  – кинетическая энергия турбулентности,  $\omega$  – удельная скорость диссипации кинетической энергии (частота турбулентных пульсаций),  $\alpha^*$  – демпфирующий коэффициент (при высоких числах Рейнольдса  $\alpha^* = \alpha_{\infty}^* = 1$ ). Вычисление турбулентной вязкости по выше описанной формуле приводит к завышенному прогнозу турбулентной вязкости. Перенос турбулентного напряжения трения при определении турбулентной вязкости в модели SST  $k-\omega$  может быть получена с помощью ограничителя в уравнении турбулентной вязкости:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega} \right]}. \quad (7)$$

В данном уравнении  $S$  – величина скорости деформации  $\alpha^*$ ,  $F_2 = \tanh(\Phi_2^2)$ ,

$\Phi_2 = \max \left[ 2 \frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right]$  ( $y$  – расстояние до следующей поверхности,  $\mu$  – динамическая вязкость).

Таким образом, для моделирования течения жидкого метана в канале была разработана расчетная модель на основе модели турбулентности SST  $k-\omega$ . Расчетная сетка (рис. 3) вдоль канала имеет 2550 расчетных ячеек, а по радиусу – 150 ячеек (со сгущением у стенки с целью обеспечить  $y_{\max}^+ \leq 1$ ).

Для расчета квазистационарного коэффициента теплоотдачи использовалась уравнение для расчета местных коэффициентов теплоотдачи, то есть на удалении 55 калибров от начала трубы (на стабилизированном участке потока):

$$Nu_{kc} = 0,022 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43}. \quad (8)$$

Нестационарный коэффициент теплоотдачи рассчитывался исходя из ее определения:

$$Nu_{\tau} = \frac{q_w}{T_w - T_f}, \quad (9)$$

где  $q_w$  – тепловой поток от стенки к жидкости,  $T_w$  – температура стенки,  $T_f$  – температура жидкости.

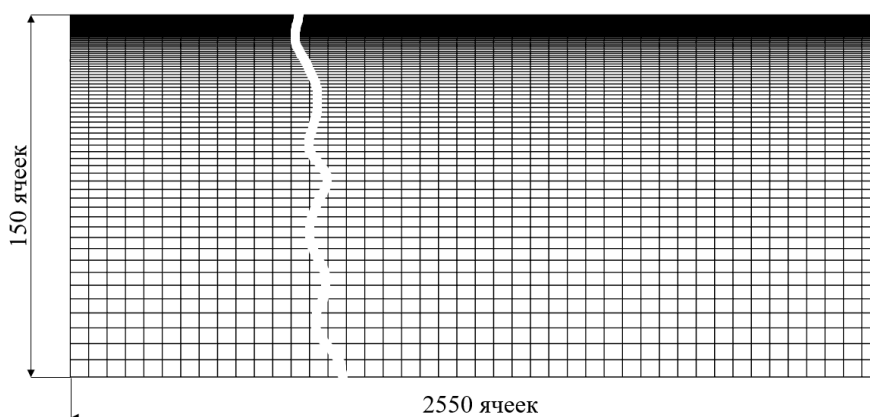


Рис. 3. Расчетная сетка для моделирования нестационарных процессов в каналах (нижняя граница сетки – ось трубы, верхняя – ее стенка).

Как и коэффициенты сопротивления трения, нестационарный коэффициент теплоотдачи сравнивался с ее квазистационарным аналогом  $K = Nu_{\tau} / Nu_{kc}$ .

Температура жидкого метана на входе в трубу была принята равно 111,6317 К, на стенке трубы – 131,7254 К.

Полученные результаты численного моделирования представлены на рис. 4 и 5.

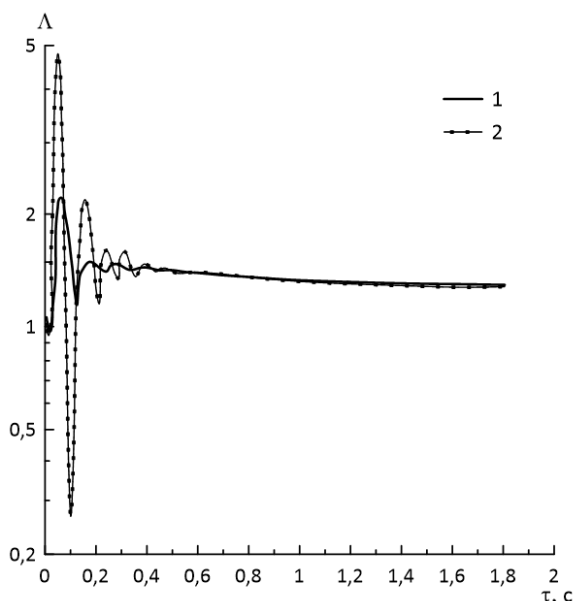


Рис. 4. Относительный коэффициент сопротивления трения при течении жидкого метана в нестационарном процессе в трубе  $d = 59$  мм: 1 –  $Re = 4,6 \times 10^5 \dots 5,33 \times 10^6$ , 2 –  $2,3 \times 10^5 \dots 2,77 \times 10^6$ .

На рис. 5 графики 3 и 4 представлены для временного промежутка до  $\tau = 0,6$  с. Из представленных выше результатов численного моделирования видно, что характер изменения от-

носительного коэффициента сопротивления трения  $\Lambda$  и относительного коэффициента теплоотдачи  $K$  совпадают с данными по воде. При этом нестационарный эффект тем больше, чем ниже числа Рейнольдса (расход жидкости).

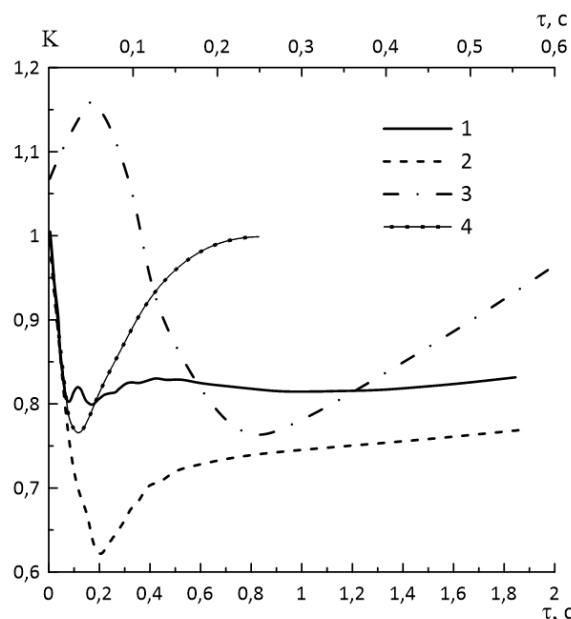


Рис. 5. Относительный коэффициент теплоотдачи при течении жидкого метана в нестационарном процессе в трубе  $d = 59$  мм: 1 –  $Re = 4,6 \times 10^5 \dots 5,33 \times 10^6$ , 2 –  $2,3 \times 10^5 \dots 2,77 \times 10^6$ , 3 – эксперимент на воде [21], 4 – расчет на воде [22].

### Заключение

В настоящее время нестационарные процессы приобретают все большую актуальность в двигателестроении. Особенно важную роль процессы нестационарной гидродинамики играют при применении криогенных топлив, когда криогенное топливо поступает в двигатель

в жидком состоянии. В такой системе необходимо обеспечить стабильность состояния топлива, то есть исключить его вскипание. Современные газотурбинные двигатели должны обеспечивать стабильность работы при увеличении расхода топлива более чем в десять раз за несколько секунд. В работе представлена модель, позволяющая учитывать влияние ускорения потока на коэффициент гидравлического сопротивления. Сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными на воде показало адекватность выбранной модели. Расчеты показывают существенное, до пяти раз, увеличение коэффициента гидравлического сопротивления в начальный момент увеличения расхода для выбранных диапазонов расхода. При этом относительный коэффициент теплоотдачи для капельных жидкостей (вода, жидкий метан) падает при ускорении потока. Причиной такого изменения является перестройка структуры турбулентного течения в гидродинамически нестационарных условиях. Представленная модель может быть использована в практических расчетах топливных систем современных газотурбинных двигателей на криогенном топливе. Авторы считают необходимым проведение дальнейших исследований в области нестационарных течений криогенных жидкостей для создания расчетных инженерных моделей.

#### Список источников

1. Carstens M.R., Roller J.E. Boundary-Shear Stress in Unsteady Turbulent Pipe Flow. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers // Journal of Hydraulics Division. 1959. No. 2. P. 76–84.
2. Калишевский Л.Л., Селиховкин С.В. Некоторые результаты исследования нестационарного турбулентного движения // Теплоэнергетика. 1967. № 1. С. 69–76.
3. Лийв У.Р. О гидравлических закономерностях при замедленном движении жидкости в напорном цилиндрическом трубопроводе // Труды Таллинского политехнического института. 1965. Серия А. № 223. С. 29–37.
4. Лийв У.Р. О гидравлических закономерностях при ускоренном движении жидкости в напорном цилиндрическом трубопроводе // Труды Таллинского политехнического института. 1965. Серия А. № 223. С. 43–49.
5. Kalinin E.K., Dreitsner G.A. Unsteady convective heat transfer for turbulent flows of gases and liquids in tubes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1985. Vol. 28. No. 2. P. 361–369.
6. Dreitsner G.A., Bukharkin V.B., Kraev V.M., Neverov A.S. Experimental study of effect of hydrodynamic unsteadiness on a turbulent gas flow structure and heat transfer // Heat Transfer Research. 1998. Vol. 3. P. 93–106.
7. Дзюбенко Б.В., Краев В.М., Мякочин А.С. Закономерности и расчет нестационарных турбулентных течений и теплообмена в каналах энергетических установок. Москва: Издательство МАИ-Принт, 2008. 382 с.
8. Попов Д.Н. Об особенностях нестационарных потоков в трубах // Известия вузов. Машиностроение. 1972. № 7. С. 78–86.
9. Валуева Е.П., Попов В.Н. Нестационарное турбулентное течение жидкости в круглой трубе. Известия Академии наук СССР. Механика жидкости и газа. 1993. № 5. С. 150–156.
10. Валуева Е.П. Гидродинамика и теплообмен при турбулентном течении жидкости в трубе в условиях монотонного изменения расхода во времени // Теплофизика высоких температур. 2005. Т. 43. Вып. 2. С. 212–222.
11. Марков С.В. Экспериментальное исследование скоростной структуры и гидравлических сопротивлений в неустановившихся напорных турбулентных потоках // Известия Академии наук СССР. Механика жидкости и газа. 1973. № 2. С. 66–74.
12. Коппель Г.А., Лийв У.Р. Гидравлические характеристики касательного напряжения трения на стенке фугопровода при неустановившемся течении жидкости // Автоматизация закрытых оросительных систем. Новочеркасск: Изд-во Новочеркасского инженерно-мелиоративного института, 1975. С. 75–87.
13. Коппель Т.А., Лийв У.Р. Экспериментальное исследование возникновения движения жидкости в трубопроводах // Известия Академии наук СССР. Механика жидкости и газа. 1977. № 6. С. 79–87.
14. Лийв У.Р., Руубел Р.Ю. Влияние нестационарности на Рейнольдсовы напряжения ускоренных течений в трубах // Гидротехническое строительство. 1987. № 8. С. 30–36.
15. Kuribayashi T., Mizushima T. The Structure of the Turbulence in Transient Pipe Flow // Journal of chemical engineering of Japan. 1976. Vol. 9. No. 6. P. 431–437.
16. Kurokawa J., Morikawa M. Accelerated and Decelerated Flows in Circular Pipe // Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers. 1986. Vol. 29. No. 249. P. 758–766.
17. He S., Jackson J.D. A Study of Turbulence Conditions of Transient Flow in a Pipe // Journal of Fluid Mechanics. 2000. Vol. 408. P. 1–12.
18. Дрейцер Г.А., Краев В.М. Турбулентные течения газа при гидродинамической нестационарности. Красноярск: Сибирская аэрокосмическая академия, 2001. 148 с.
19. He K., Seddighi M., He S. DNS study of a pipe flow following a step increase in flow rate // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2016. P. 130–142.
20. Никифоров А.Н., Герасимов С.В. Изменение параметров турбулентного течения при ускорении и замедлении потока // Инженерно-физический журнал. 1985. № 49(4). С. 533–539.
21. Коченов И.С., Фалий В.Ф. Нестационарный теплообмен в каналах Ц Известия Академии наук СССР // Энергетика и транспорт. 1981. № 2. С. 143–149.
22. Валуева Е.П., Чэнь Лэй. Численное моделирование процессов теплообмена и гидродинамики при нестационарном турбулентном течении в трубе жидкости с переменными свойствами // Вестник МЭИ. 2000. № 5. С. 38–46.

#### References

1. Carstens M.R., Roller J.E. Boundary-Shear Stress in Unsteady Turbulent Pipe Flow. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers. *Journal of Hydraulics Division*, 1959, no. 2, pp. 76–84.

2. **Kalishevskij L.L., Selihovkin S.V.** Nekotorye rezul'taty issledovaniya nestatsionarnogo turbulentnogo dvizheniya [Some results of a study of unsteady turbulent motion]. *Teploenergetika*, 1967, no. 1, pp. 69–76.
3. **Lijv U.R.** O gidravlicheskih zakonornostyakh pri zamedlennom dvizhenii zhidkosti v napornom tsilindricheskom truboprovode [On the hydraulic laws of slow-moving fluid in a pressurised cylindrical pipeline]. *Trudy Tallinskogo politekhnicheskogo instituta*, Seriya A, 1965, no. 223, pp. 29–37.
4. **Lijv U.R.** O gidravlicheskih zakonornostyakh pri uskorennom dvizhenii zhidkosti v napornom tsilindricheskom truboprovode [On the hydraulic laws of accelerated fluid movement in a pressure cylindrical pipeline]. *Trudy Tallinskogo politekhnicheskogo instituta*. Seriya A, 1965, no. 223, pp. 43–49.
5. **Kalinin E.K., Dreitser G.A.** Unsteady convective heat transfer for turbulent flows of gases and liquids in tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1985, vol. 28, no. 2, pp. 361–369.
6. **Dreitser G.A., Bukharkin V.B., Kraev V.M., Neverov A.S.** Experimental study of effect of hydrodynamic unsteadiness on a turbulent gas flow structure and heat transfer. *Heat Transfer Research*, 1998, vol. 3, pp. 93–106.
7. **Dzyubenko B.V., Kraev V.M., Myakochin A.S.** Zakonomernosti i raschet nestatsionarnykh turbulentnykh techenii i teplomassoobmena v kanalakh energeticheskikh ustanovok [Laws and calculation of unsteady turbulent flows and heat and mass transfer in power plant ducts]. Moscow, Izdatel'stvo MAI-Print, 2008, 382 p.
8. **Popov D.N.** Ob osobennostyakh nestatsionarnykh potokov v trubakh [On peculiarities of unsteady flows in pipes]. *Izvestia vuzov. Mechanical Engineering*, 1972, no. 7, pp. 78–86.
9. **Valueva E.P., Popov V.N.** Nestatsionarnoe turbulentnoe techenie zhidkosti v krugloi trube [Unsteady turbulent fluid flow in a circular tube]. *Izvestiya Akademii nauk SSSR. Mekhanika zhidkosti i gaza*, 1993, no. 5, pp. 150–156.
10. **Valueva E.P.** Gidrodinamika i teploobmen pri turbulentnom techenii zhidkosti v trube v usloviyakh monotonnogo izmeneniya raskhoda vo vremeni [Hydrodynamics and heat transfer in turbulent liquid flow in a pipe under conditions of monotonic time-varying flow rate]. *Teplofizika vysokikh temperatur*, 2005, vol. 43, iss. 2, pp. 212–222.
11. **Markov S.V.** Eksperimental'noe issledovanie skorostnoi struktury i gidravlicheskih soprotivlenii v neustanovivshisya napornykh turbulentnykh potokakh [Proceedings of the USSR Academy of Sciences. Fluid and gas mechanics], 1973, no. 2, pp. 66–74.
12. **Koppel' G.A., Lijv U.R.** Gidravlicheskie kharakteristiki krasatel'nogo napryazheniya treniya na stenke fuboprovoda pri neustanovivshemsya techenii zhidkosti [Hydraulic characteristics of tangential friction stress on the pipe wall during unsteady fluid flow]. *Automation of closed irrigation systems*. Novocherkassk, Izdatel'stvo Novocherkasskogo inzhenerno-meliorativnogo instituta, 1975, pp. 75–87.
13. **Koppel' T.A., Lijv U.R.** Eksperimental'noe issledovanie vozniknoveniya dvizheniya zhidkosti v truboprovodakh [Experimental investigation of the occurrence of fluid movement in pipelines]. *Izvestiya Akademii nauk SSSR. Mekhanika zhidkosti i gaza*, 1977, no. 6, pp. 79–87.
14. **Lijv U.R., Ruubel R.Yu.** Vliyanie nestatsionarnosti na reinol'dsove napryazheniya uskorenykh techenii v trubakh [Effect of non-stationarity on Reynolds stresses of accelerated currents in pipes]. *Gidrotekhnicheskoe stroitel'stvo*, 1987, no. 8, pp. 30–36.
15. **Kuribayashi T., Mizushina T.** The Structure of the Turbulence in Transient Pipe Flow. *Journal of chemical engineering of Japan*, 1976, vol. 9, no. 6, pp. 431–437.
16. **Kurokawa J., Morikawa M.** Accelerated and Decelerated Flows in Circular Pipe. *Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers*, 1986, vol. 29, no. 249, pp. 758–766.
17. **He S., Jackson J.D.** A Study of Turbulence Conditions of Transient Flow in a Pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 2000, vol. 408, pp. 1–12.
18. **Dreiser G.A., Kraev V.M.** Turbulentnye techeniya gaza pri gidrodinamicheskoi nestatsionarnosti [Turbulent gas flows under hydrodynamic non-stationarity]. Krasnoyarsk: Sibirskaya aerokosmicheskaya akademiya, 2001, 148 p.
19. **He K., Seddighi M., He S.** DNS study of a pipe flow following a step increase in flow rate. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2016, pp. 130–142.
20. **Nikiforov A.N., Gerasimov S.V.** Izmenenie parametrov turbulentnogo techeniya pri uskorenii i zamedlenii potoka [Changes in turbulent flow parameters during flow acceleration and deceleration]. *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal*, 1985, no. 49(4), pp. 533–539.
21. **Kochenov I.S., Falij V.F.** Nestatsionarnyi teploobmen v kanalakh Ts Izvestiya Akademii nauk SSSR [Nestatsionarnyi teploobmen v kanalakh Ts Izvestiya Akademii nauk SSSR]. *Energetika i transport*, 1981, no. 2, pp. 143–149.
22. **Valueva E.P., Chen' Lej.** Chislennoe modelirovanie protsessov teploobmena i gidrodinamiki pri nestatsionarnom turbulentnom techenii v trube zhidkosti s peremennymi svoystvami [Numerical modelling of heat transfer and hydrodynamics in unsteady turbulent flow in a pipe of a fluid with variable properties]. *Vestnik Moskovskogo energeticheskogo instituta*. 2000, no. 5, pp. 38–46.

Статья поступила в редакцию 13.12.2022; одобрена после рецензирования 12.01.2023; принята к публикации 12.04.2023.

The article was submitted on 13.12.2022; approved after reviewing on 12.01.2023; accepted for publication on 12.04.2023.