

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

Бакланов А.В.

*Казанское моторостроительное производственное объединение,
ул. Дементьева, 1, Казань, 420036, Россия
e-mail: andreybaklanov@bk.ru*

Статья поступила в редакцию 01.05.2020

Рассмотрена топливная система стационарного конвертированного авиационного двигателя, служащего для привода нагнетателя газоперекачивающего агрегата. Представлена методика расчета потерь давления для топливной системы такого двигателя. Обоснована актуальность темы, необходимость формирования подобных методик. С целью проверки адекватности разработанной методики проведены стендовые испытания двигателя НК-16СТ с измерением давления в топливоподводящих трубопроводах к форсункам, а также на дозаторе газа. По результатам исследований установлено, что уровень давления газообразного топлива, измеренного в 8 трубопроводах, равномерно расположенных по окружности, различаются незначительно, тем самым подтверждена равномерность распределения топлива по трубопроводам. Сравнение результатов эксперимента и расчетных исследований подтверждает, что их расхождение не превышает 6%.

Ключевые слова: потери давления, топливная система, камера сгорания, газотурбинный двигатель, природный газ.

Введение

Расчет потерь давления в топливной системе стационарного газотурбинного двигателя является неотъемлемой частью решения ряда инженерных и эксплуатационных задач. К примеру, такой расчет требуется для определения минимально необходимого давления газа на входе в двигатель для обеспечения выхода двигателя на рабочие режимы. Также данный расчет может быть полезен при изменении состава топливного газа, так как меняются его свойства, а значит, изменятся потери давления, что может потребовать внесения изменений в регулируемую аппаратуру. Известно, что в процессе работы камеры сгорания происходит коксование топливных форсунок. Это часто приводит к увеличению сопротивления топливной системы, а следовательно, и к увеличению потерь давления. Любые несоответствия в дозирующем оборудовании также могут быть определены при помощи расчета потерь давления [1, 2].

Топливная система стационарного газотурбинного двигателя представляет собой гидравлическую систему, состоящую из набора сложных

элементов, которые соединены друг с другом. Обычно она состоит из элементов, предназначенных для передачи топлива на расстояние (трубопроводы), управления потоком (клапаны, заслонки), изменения направлений и разделения потока (колена, отводы, тройники, коллекторы), изменения скорости (сужения, расширения), дозирования и организации распыливания (жиклеры, форсунки) [3].

В данной работе представлена методика расчета потерь давления. Определение потерь проводится для участков топливной системы от дозатора газа до выхода из форсунок камеры сгорания.

Методика расчета заключается в следующем:

- при расчете конечный участок топливной системы разделяется на отдельные участки (участок содержит только одно путевое или местное сопротивление), гидравлические сопротивления которых составляют в сумме потери давления на всем участке;

- выбирается расчетный участок;

- части системы, примыкающие к нему, отбрасываются и заменяются граничными условиями;

- находятся теплофизические свойства рабочего тела (плотность, динамическая вязкость) при заданной температуре;
- записываются и решаются уравнения, определяющие граничные условия на выбранном участке, и тем самым вычисляются значения расхода рабочего тела через участок, скорости течения рабочего тела в участке;
- расчет режима течения жидкости (число Рейнольдса, приведенная плотность потока массы, приведенная скорость), из которого определяется скоростной напор;
- коэффициент сопротивления зависит от конструкции конкретного элемента участка. Он вычисляется по формуле для расчетного определения коэффициента сопротивления в зависимости от его основных параметров, приведенной в справочнике [4]. Также там даны графическое изображение этой зависимости и таблицы численных значений коэффициента сопротивления;
- потери давления на участке равны произведению скоростного напора и коэффициента сопротивления.

Расчет потерь давления ведется по элементам топливной системы, начиная от среза форсунок.

Результатом расчета является определение потерь давления на участках и требуемого давления на входе в топливную систему [5].

Топливная система стационарного газотурбинного двигателя предназначена для подвода топлива в камеру сгорания из топливной магистрали. Принципиальная схема такой системы представлена на рис. 1. Она состоит из начального участка (от топливной магистрали до дозатора газа) и конечного участка (от дозатора газа до выхода из топливных форсунок). Конечный участок топливной системы включает в себя дозатор газа, топливный патрубок, ресивер, штуцер подвода топлива, топливный коллектор плиты, топливные каналы от коллектора к форсункам, форсунку камеры сгорания [6, 7].

Давление на входе в топливную систему (рис. 2) (на входе в стопорный клапан) принимается равным давлению топливного газа в магистрали. Давление за форсунками принимается равным давлению в камере сгорания $P_{\text{кс}} = P_{\text{2вд}}^*$ [8].

Последовательность расчета потерь давления на начальном участке топливной системы (от стопорного клапана до дозатора газа) дана в [9].

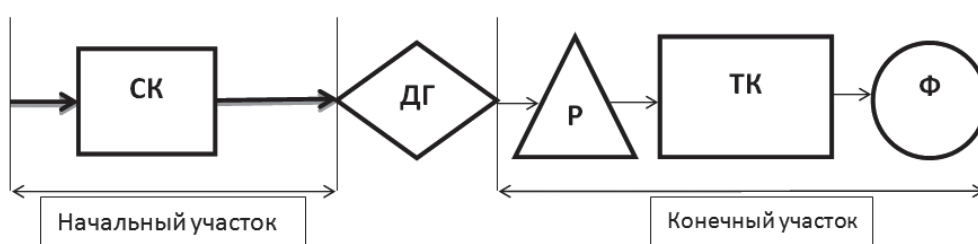


Рис. 1. Принципиальная схема топливной системы: СК— стопорный клапан; ДГ— дозатор газа; Р— распределитель; ТК — топливный коллектор; Ф — форсунка

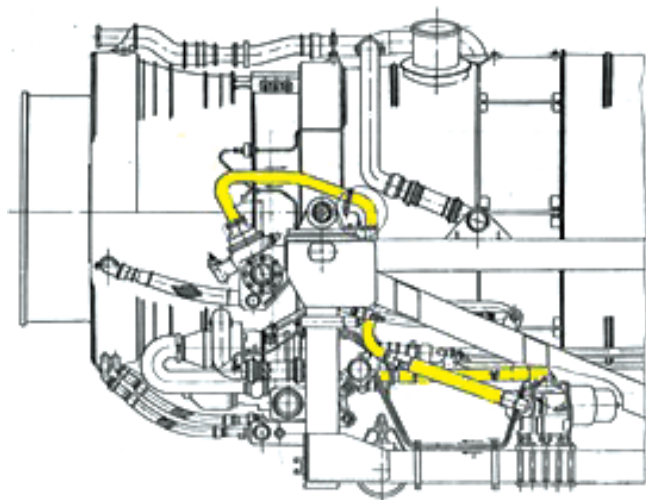


Рис. 2. Топливная система

Рассчитывается приведенная плотность потока массы $q(\lambda)$:

$$q(\lambda) = \frac{G_T \sqrt{T_T}}{0,02926 \cdot F_{\text{труб}} \cdot P_{\text{вх}}^*}, \quad (1)$$

где G_T – расход топливного газа; T_T – температура природного газа; $P_{\text{вх}}^*$ – полное давление на входе в топливную систему; $F_{\text{труб}}$ – площадь трубопровода.

По значению $q(\lambda)$ при $k = 1,33$ по таблицам газодинамических функций (ГДФ) определяется приведенная скорость λ .

Скорость природного газа W равна

$$W = 24 \cdot \lambda \cdot \sqrt{T_T}, \quad (2)$$

где λ – приведенная скорость.

Скоростной напор находится из соотношения

$$\frac{\rho \cdot w^2}{2} = 0,358 \cdot P_{\text{вх}}^* \cdot q(\lambda) \cdot \lambda, \quad (3)$$

где ρ – плотность природного газа.

Потери давления на начальном участке составляют

$$\Delta P_{\text{нач}} = \xi_{\text{нач}} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (4)$$

где $\xi_{\text{нач}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления на начальном участке.

Потери отнесены к сечению трубы перед дозатором газа. При этом $\xi_{\text{нач}} = \xi_{\text{общ}} = 1,44$.

Затем выполняется расчет потерь давления на конечном участке топливной системы от дозатора газа до выхода из форсунки. Для выполнения расчета конечный участок топливной системы делится на отдельные элементы, гидравлические сопротивления которых составляют в сумме потери давления на всем участке: дозатор газа, штуцер подвода топлива, топливный коллектор, топливные трубки от коллектора к форсункам, входной канал в форсунке, поворот топливного потока в канале форсунки (перед шнеком), завихритель (шнек) форсунки, сечение на выходе из форсунки [10].

Расчет потерь давления топливного газа на участке от дозатора до выхода из форсунки камеры сгорания двигателя НК-16СТ проводился в следующей последовательности [11]:

- 1) в сечении на выходе из форсунки;
- 2) в шнеке (завихрителе) форсунки;
- 3) на повороте топливного потока в форсунке;
- 4) во входном канале форсунки;
- 5) в топливоподводящих трубках;
- 6) в раздающем участке коллектора;
- 7) при входе из топливного патрубка в коллектор;
- 8) в трубопроводе (на участке от дозатора газа до топливного патрубка).

Потери в сечении на выходе из форсунки

Выходная часть форсунки устанавливается в центральную часть завихрителя, тем самым формируя горелочное устройство, геометрия которого показана на рис. 3 [12, 13].

Определяется число Рейнольдса

$$Re = \frac{G_T \cdot D_0}{n_{\text{фор}} \cdot F_0 \cdot \mu}, \quad (5)$$

где G_T – расход топливного газа; D_0 – диаметр на выходе из форсунки; $n_{\text{фор}}$ – количество форсунок; F_0 – площадь на выходе из форсунки; μ – коэффициент динамической вязкости газа (метан).

Вычисляется приведенная скорость λ из соотношения:

$$q(\lambda) = \frac{G_T \cdot \sqrt{T_T}}{n_{\text{фор}} \cdot m_{\text{кр}} \cdot F_0 \cdot P_{\text{кв}}}, \quad (6)$$

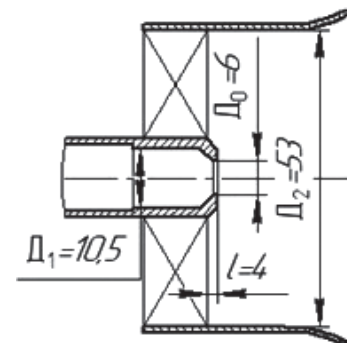


Рис. 3. Сечение на выходе из форсунки: D_0 – диаметр сопла форсунки; D_1 – диаметр корпуса форсунки; D_2 – диаметр втулки воздушного завихрителя

где $m_{кр}$ – коэффициент, характеризующий род газа; F_0 – площадь на выходе из форсунки; $P_{кс}$ – давление в камере сгорания.

По значению $q(\lambda)$ при $k = 1,33$ по таблицам газодинамических функций (ГДФ) определяется приведенная скорость λ .

Коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывается по формуле [4]:

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right)^2 + \tau \sqrt{1 - \frac{F_0}{F_1}} \left(1 - \frac{F_0}{F_2} \right) + \lambda_{тр} \frac{l}{D_r}, \quad (7)$$

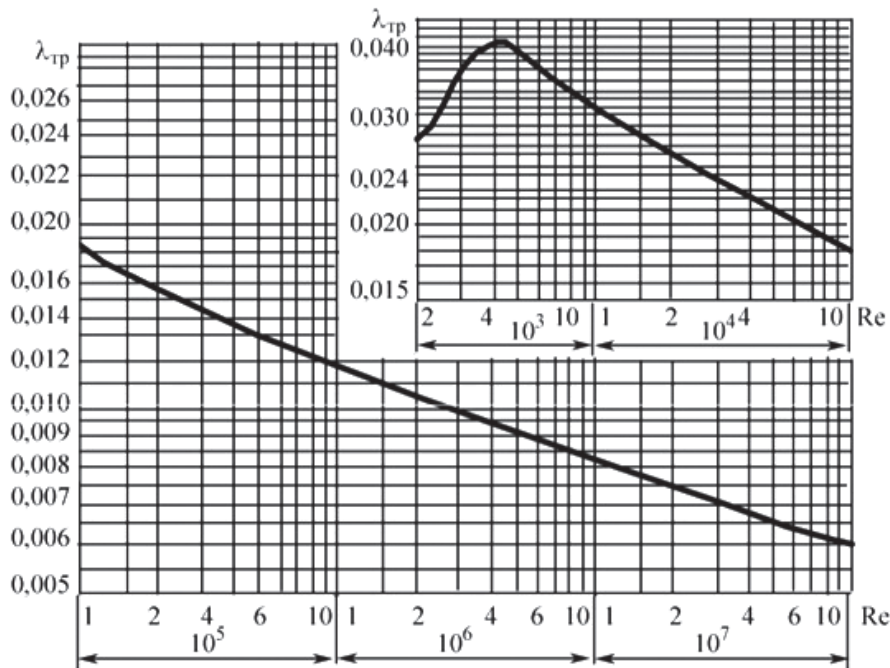


Рис. 4. Коэффициент сопротивления трения для труб круглого сечения (площади определяются исходя из известных диаметров проходных сечений)

где F_0 – площадь сопла форсунки; F_1 – площадь корпуса форсунки; F_2 – площадь втулки завихрителя форсунки; l – длина канала; D_r – гидравлический (эквивалентный) диаметр; τ – коэффициент, учитывающий влияние толщины стенки;

$\frac{l}{D_r}$ – отношение длины канала к гидравлическому диаметру; $\lambda_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения, определяется из рис. 4.

где a_0 – толщина лопатки завихрителя; n – число лопаток.

Потери давления в шнеке (завихрителе) форсунки

Устанавливаемый внутри корпуса форсунки шнек представляет собой завихритель с четырьмя лопатками, закрученными по винтовой линии правой нарезки, ход 32 мм, толщина лопаток 1 мм (рис. 5).

Для определения площади шнека используется зависимость:

$$F_{шн} = \frac{\pi(D_{нар.шн}^2 - D_{вн.шн}^2)}{4} \cos \alpha_0 - a_0 \left(\frac{D_{нар.шн} - D_{вн.шн}}{2} \right) n, \quad (8)$$

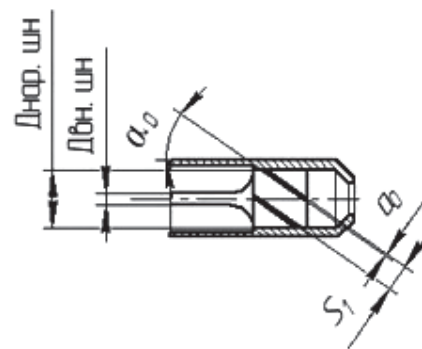


Рис. 5. Шнек (завихритель) форсунки

Коэффициент гидравлического сопротивления находится по формуле

$$\xi = \sigma_1 \cdot \sigma_2,$$

где σ_1, σ_2 — коэффициенты, учитывающие геометрические особенности решетки (определяется по данным справочника [4] для решетки из стержней, расположенных под углом атаки $\alpha > 0$).

Потери давления на повороте топливного потока в форсунке

Площадь поперечного сечения форсунки находится как разность площадей канала и штока [14, 15].

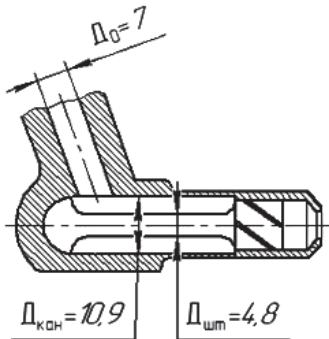


Рис. 6. Форсунка

Коэффициент гидравлического сопротивления находится по формуле для $Re \geq 2 \cdot 10^5$:

$$\xi_{пов} = A_1 \cdot C_1 \cdot \xi + \xi_{тр}. \quad (9)$$

Здесь $A_1 = f(\delta)$ — коэффициент, учитывающий влияние угла изогнутости лопаток δ ; C_1 — коэффициент, учитывающий влияние относительной вытянутости поперечного сечения колена; $\xi_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения,

$$\xi_{тр} = \left(1 + 0,0175 \cdot \frac{r_0}{D_r} \cdot \delta \right) \cdot \lambda_{тр}, \quad (10)$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения; D_r — гидравлический (эквивалентный) диаметр; δ — угол поворота; r_0 — радиус закругления.

Потери давления во входном канале форсунки

Сначала определяются геометрические параметры и площади в характерных сечениях.

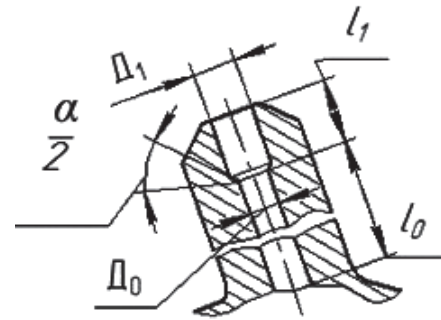


Рис. 7. Входной канал форсунки

Затем находится коэффициент гидравлического сопротивления ζ плавного сужения сечения канала по графику $\zeta = f(n_0, \alpha)$, согласно справочнику [4] (конфузоры круглого сечения, $l_0/D_0 > 0$, $Re \geq 10^5$).

Потери давления в топливоподводящих трубках

Топливо от коллектора к форсункам подводится по трубам (рис. 8), коэффициент сопротивления для которых является суммой коэффициентов потерь на повороты и на трение:

$$\xi = \xi_M + \xi_{тр} = \xi_M + 0,0175 \cdot \frac{R_0}{D_r} \cdot \delta \cdot \lambda_{тр}, \quad (11)$$

где ξ_M — коэффициент сопротивления на поворот, $\xi_M = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1$ (A_1 — коэффициент, учитывающий влияние угла изогнутости отвода; B_1 — коэффициент, учитывающий влияние относительного радиуса закругления; C_1 — коэффициент, учитывающий влияние относительной вытянутости поперечного сечения); $\xi_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения; D_r — гидравлический (эквивалентный) диаметр; δ — угол поворота; R_0 — радиус закругления; $\lambda_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения.

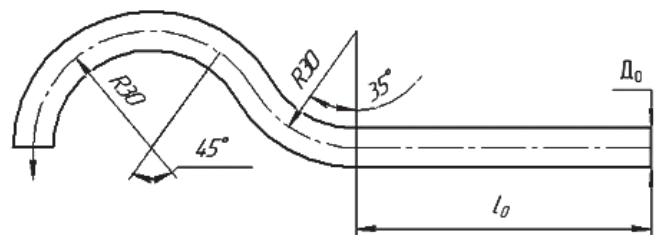


Рис. 8. Топливоподводящие трубки

Потери на трение на прямых участках трубы (прямой входной участок и прямой участок между поворотами) находятся по справочнику [4], где определяется коэффициент сопротивления трения $\lambda_{тр}$ в зависимости от Re.

Потери давления в раздающем участке коллектора

Топливный газ подводится от коллектора $D_{колл}=0,054$ м к форсункам по 32 трубкам диаметром $D_{труб}=10$ мм (рис. 9).

Площадь поперечного сечения коллектора $F_{колл}$ определяется в соответствии с геометрией.

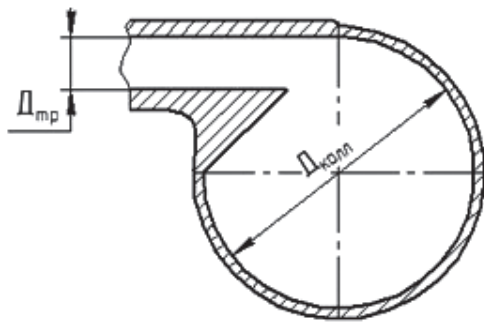


Рис. 9. Сечение коллектора

Коэффициент гидравлического сопротивления определяется как сопротивление нижнего ответвления раздающего коробка в зависимости от отно-

шения скоростей в трубке и в коллекторе $\frac{w_{труб}}{w_{колл}}$

$$\begin{aligned} w_{колл} &= \lambda_{колл} \cdot a_{кр}; \\ w_{труб} &= \lambda_{труб} \cdot a_{кр}, \end{aligned} \tag{12}$$

- где $w_{колл}$ — скорость в коллекторе;
- $w_{труб}$ — скорость в трубке;
- $\lambda_{колл}$ — приведенная скорость в коллекторе;
- $\lambda_{труб}$ — приведенная скорость в трубке;
- $a_{кр}$ — критическая скорость звука.

Потери давления при входе из топливного патрубка в коллектор

Топливный газ поступает в коллектор из топливного патрубка (рис. 10) диаметром $D_{патр}$.

Коэффициент потерь давления на повороте потока при втекании в коллектор определяется, согласно справочнику [4] (как для тройника симметричной формы с резким поворотом на 90° для разделения потока) по формуле:

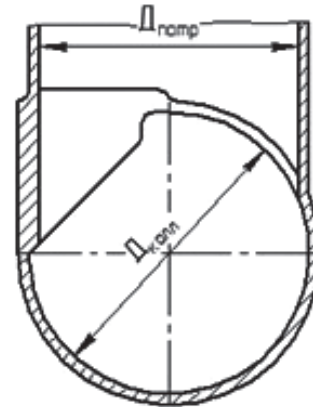


Рис. 10. Топливный патрубок

$$\xi = 1 + k \cdot \left(\frac{w_{колл}}{w_{патр}} \right)^2, \tag{13}$$

где $k = 0,3$ (для сварных тройников).

Потери давления в трубопроводе (на участке от дозатора газа до топливного патрубка)

Топливный газ поступает из дозатора в топливный патрубок по трубопроводу (рис. 11) диаметром $D_{труб} = 0,047$ м с площадью поперечного сечения труб, равной $17,34 \cdot 10^{-4}$ м².

Определяются приведенная плотность $q(\lambda)$ и приведенная скорость λ потока газа в трубопроводе.

Согласно [4], коэффициент сопротивления колена при гладких стенках вычисляется как сумма коэффициентов местного ξ_M и сопротивления трения поворота $\xi_{тр}$

$$\xi_{пов} = \xi_M + \xi_{тр}, \tag{14}$$

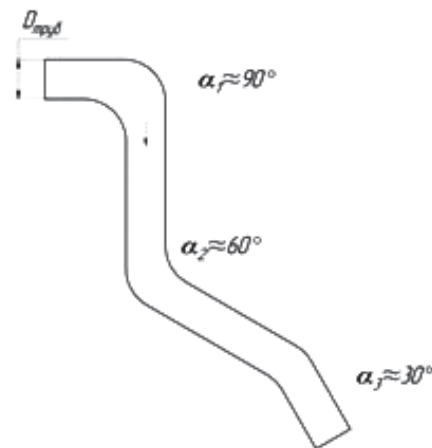


Рис. 11. Трубопровод

где ξ_M – коэффициент сопротивления на повороте, $\xi_M = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1$;

A_1 – коэффициент, учитывающий влияние угла изогнутости отвода; B_1 – коэффициент, учитывающий влияние относительного радиуса закругления; C_1 – коэффициент, учитывающий влияние относительной вытянутости поперечного сечения;

$\xi_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения поворота,

$$\xi_{тр} = (1 + 0,0175 \cdot r / D_r \cdot \delta) \cdot \lambda_{тр}, \quad (15)$$

где D_r – гидравлический (эквивалентный) диаметр;

δ – угол поворота;

r – радиус закругления;

$\lambda_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения;

Определение общих потерь давления $\Delta P_{общ}$ и общего коэффициента сопротивления $\zeta_{общ}$ участка топливной системы от дозатора газа до выхода из форсунки камеры сгорания

Общее сопротивление участка от дозатора газа до выхода из форсунки камеры сгорания составляет [16, 17]:

$$\Delta P_{общ} = \Delta P_c + \Delta P_{шн} + \Delta P_{фор} + \Delta P_{кан} + \Delta P_{труб} + \Delta P_{колл} + \Delta P_{патр} + \Delta P_{трубопр};$$

$$P_{доз}^* = P_{к.с} + \Delta P_{общ}.$$

С целью проверки адекватности разработанной методики расчета проведены стендовые ис-

пытания двигателя НК-16СТ с измерением давления в топливоподводящих трубопроводах к форсункам и на дозаторе газа. Измерения проводились также для нахождения окружной неравномерности распределения давления топлива [18].

Для измерения давления топлива в трубопроводах № 1,5,9,13,17,21,25,29 было установлено восемь датчиков давления МД-15Т, равномерно расположенных по окружности (рис. 12) [19]. Испытания проводились на следующих режимах работы двигателя: $n_{НД} = 4500, 4700, 4900, 5100, 5250, 5350$ и PO_{\max} .

По результатам испытаний на режиме PO_{\max} уровень давления газообразного топлива, измеренного в восьми топливопроводящих трубках к форсункам, равномерно расположенных по окружности, различается незначительно и находится в пределах $P_T = 11,4 \dots 12,0 \cdot 10^5$ Па. На остальных режимах уровень изменения давления топлива по трубопроводам также незначительный (рис. 13).

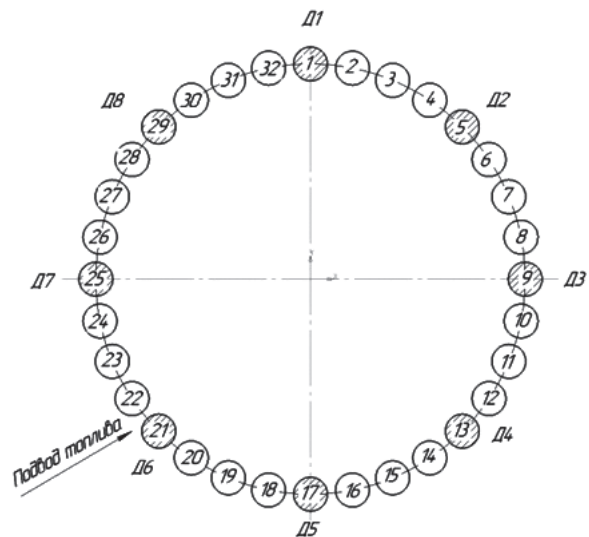


Рис. 12. Схема установки датчиков давления

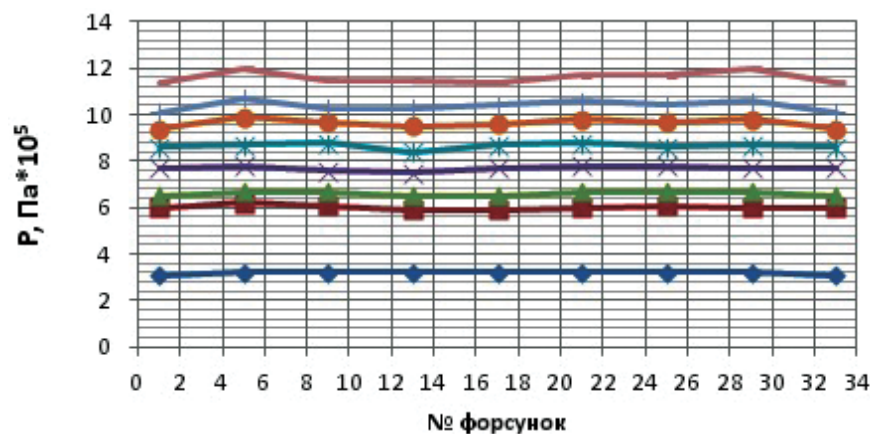


Рис. 13. Окружное изменение давления в трубопроводах: \blacklozenge - 3405, \blacksquare - 4508, \blacktriangle - 4701, \times - 4894, $*$ - 5083, \bullet - 5254, $+$ - 5354, $-$ - 5513 (об/мин)

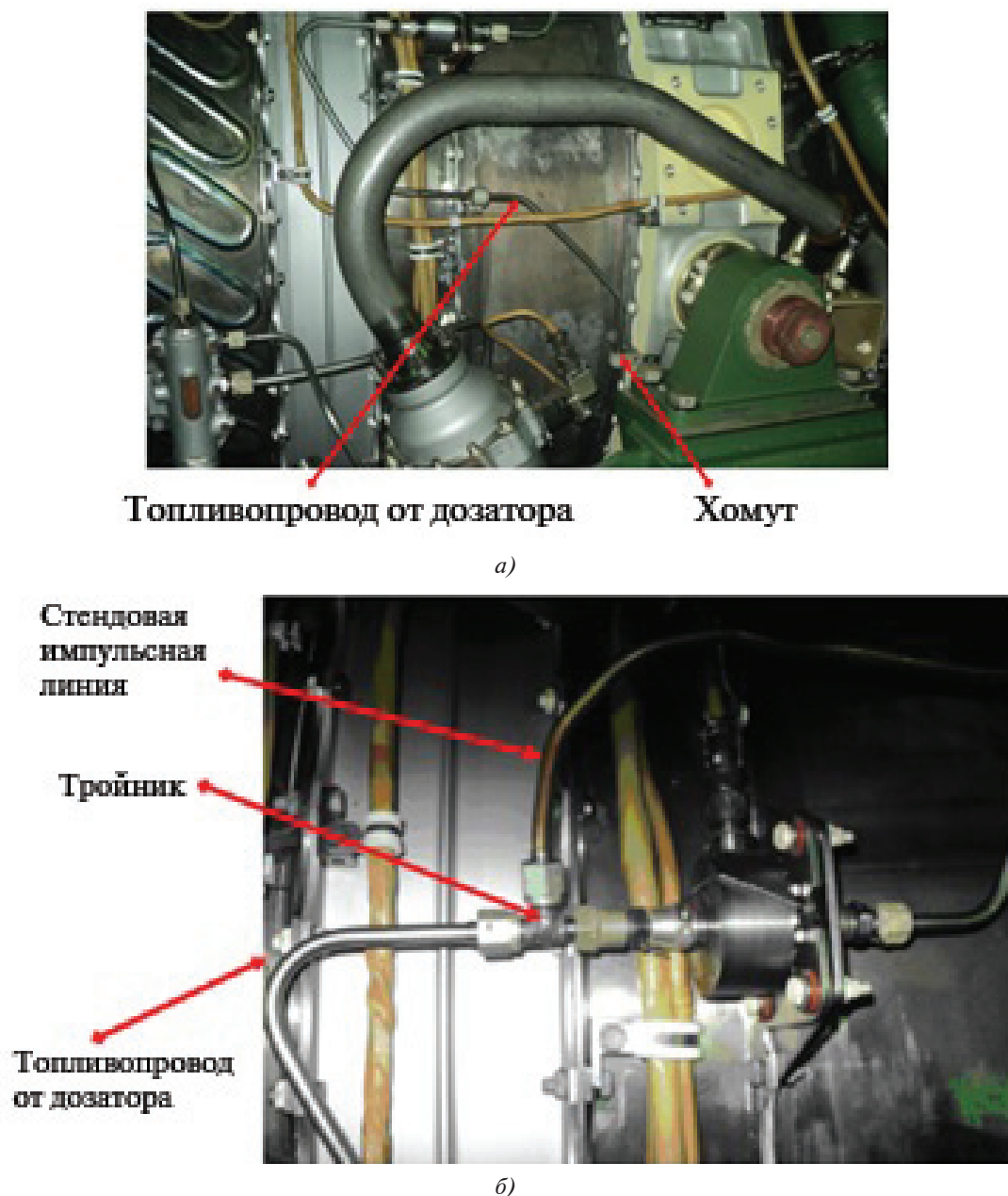


Рис. 14. Доработка топливной системы для определения давления за дозатором газа (ДГ): *а* — элементы топливной системы; *б* — место измерения давления

Для определения давления за дозатором газа в топливопровод от дозатора установлен тройник (рис. 14), к которому подсоединена импульсная линия, подключенная к манометру (рис.15), выведенному в пульт управления [20].

Из графиков (рис. 16 и 17) видно, что с увеличением режима работы двигателя давление топлива в системе повышается.

Сравнение результатов эксперимента и расчетных данных по давлению на выходе из дозатора газа и в топливоподводящих трубках позволяет увидеть их удовлетворительную сходимость. Расхождение этих данных не превышает 6%.

Выводы

Разработана методика расчета потерь давления для топливной системы стационарного ГТД, работающего на газообразном топливе.

Методика позволяет выполнить расчет для различных режимов работы ГТД и определить минимально необходимое давление для вывода ГТД на номинальный режим.

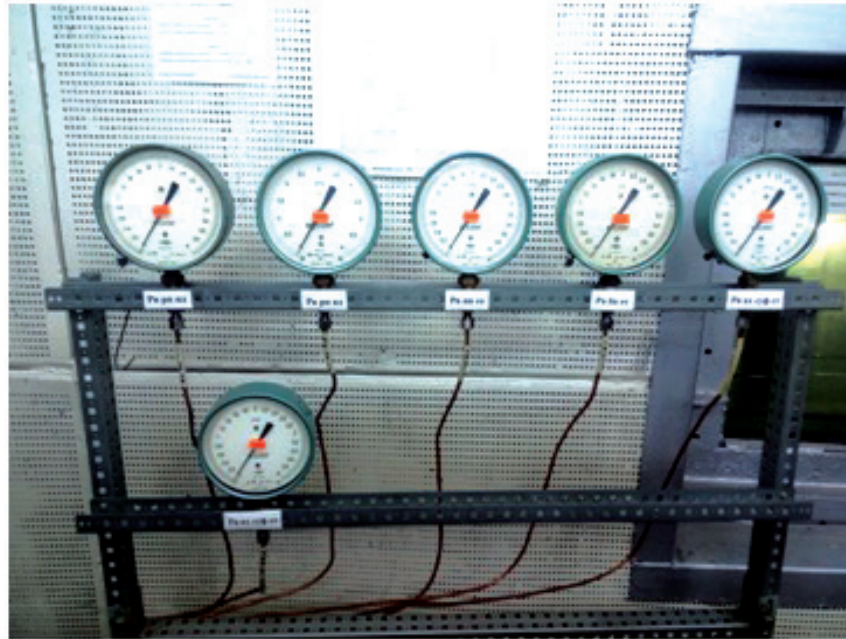


Рис. 15. Набор манометров для определения давления в различных элементах двигателя

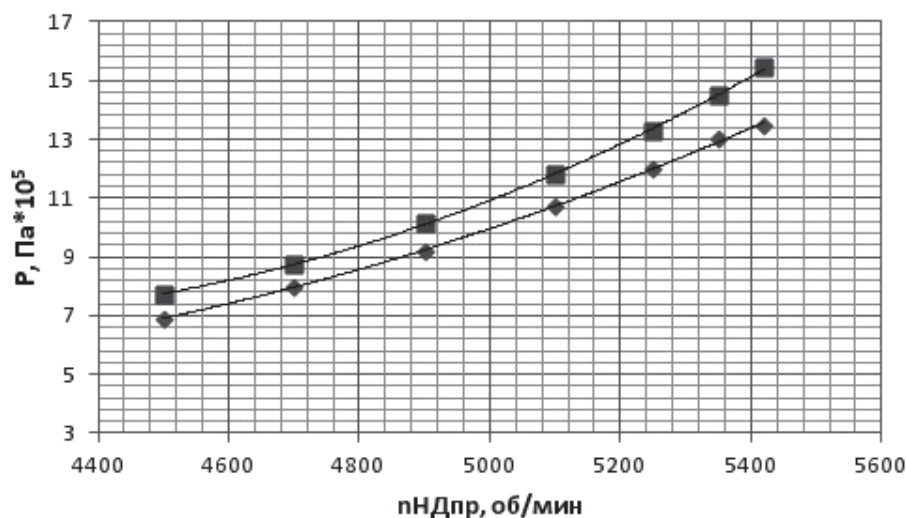


Рис. 16. Давление на выходе из дозатора газа: ■ — расчетные данные; ◆ — экспериментальные данные

Библиографический список

1. *Lefebvre A.H., Ballal D.R.* Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions. — Third Edition. CRC Press, 2010. — 557 p.
2. *Lefebvre A.H.* Fuel effects on gas turbine combustion-ignition, stability, and combustion efficiency // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1985. Vol. 107. No. 1, pp. 24-37. DOI: 10.1115/1.3239693
3. *Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачев С.В., Резник В.Е., Цыбизов Ю.И.* Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. — Самара, СНЦ РАН, 2004. — 266 с.
4. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. — 3-е изд., перераб. и доп.— М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.
5. *Бакланов А.В.* Расчет потерь давления в топливной системе камеры сгорания и газотурбинной установки: Учебное пособие. — Казань: Изд-во КНИТУ-КАИ, 2020. — 52 с.
6. *Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачев С.В. и др.* Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей. — Самара: СНЦ РАН, 2002. — 527 с.
7. *Бакланов А.В.* Управление процессом сжигания топлива путем изменения конструкции горелки в камере сгорания газотурбинного двигателя // *Вестник Московского авиационного института*. 2018. Т. 25. № 2. С. 73-85.

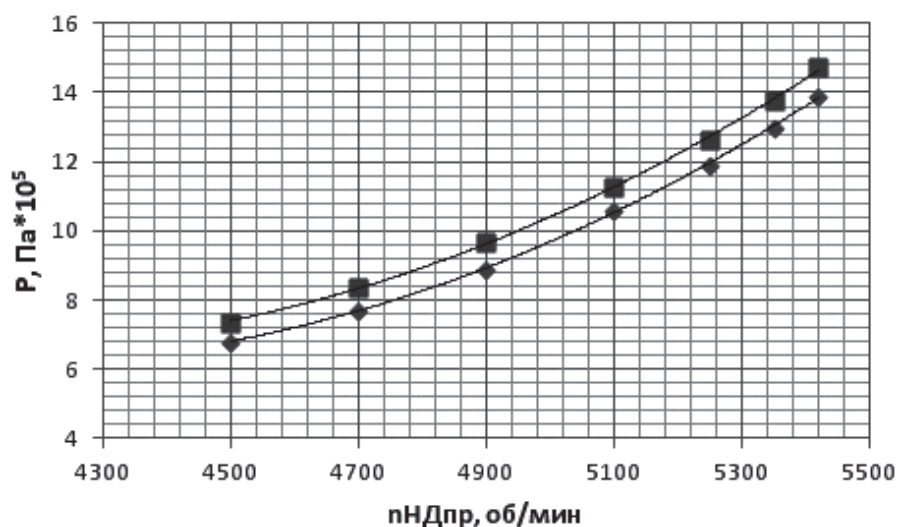


Рис. 17. Давление в топливоподводящих трубках: ■ — расчетные данные; ◆ — экспериментальные данные

8. Richerson D.W. Ceramics for Turbine Engines // Mechanical Engineering. 1997. Vol. 119. No. 9, pp. 80–83.
9. Штеренлихт Д.В. Гидравлика: Учебник для вузов. В 2 кн. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергоатомиздат, 1991. Кн. 1. — 351 с.
10. Бакланов А.В. Влияние способа подачи газообразного топлива в камеру сгорания на образование оксидов углерода в продуктах сгорания газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 1. С. 111-125.
11. Ланский А.М., Лукачев С.В., Коломзаров О.В. Тенденции изменения геометрических размеров и интегральных параметров камер сгорания малоразмерных газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 3. С. 47-57.
12. Rosen R., Facey J.R. Civil Propulsion Technology for the Next Twenty Five Years // 8th International Symposium on Air Breathing Engines. 1987. Paper no. 87-7000, AIAA, Washington, DC.
13. Dodds W.J., Ekstedt E.E. Broad specification fuel combustion technology program: Phase II. — NASA Final Technical Reports Server (NTRS), 1989.
14. Dodds W.J., Bahr D.W. Combustion System Design // A.M. Mellor (ed.) Design of Modern Gas Turbine Combustors. — New York: Academic Press, 1990, pp. 343–476.
15. Taylor S.C. Burning velocity and the influence of flame stretch. PhD. Thesis. — University of Leeds, 1991, 332p. URL: <http://etheses.whiterose.ac.uk/2099/>
16. Бакланов А.В., Маркушин А.Н., Цыганов Н.Е. Влияние формы насадки вихревой горелки на смешение в закрученной струе // Вестник Казанского технического университета им. А.Н. Туполева. 2014. № 3. С.13-18.
17. Zheng H., Zhang Z., Li Y., Li Z. Feature-Parameter-Criterion for Predicting Lean Blowout Limit of Gas Turbine Combustor and Bluff Body Burner // Mathematical Problems in Engineering. 2013. Vol. 2013. Article ID 939234, 17 p. DOI: 10.1155/2013/939234
18. Данильченко В.П., Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л. и др. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. — Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. — 620 с.
19. Sadiki A., Repp S., Schneider C., Dreizler A., Janicka J. Numerical and experimental investigations of confined swirling combustions flows // Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal. 2003. Vol. 3. № 2-4, pp. 78-88. DOI: 10.1504/PCFD.2003.003778
20. Маркушин А.Н., Бакланов А.В. Исследование рабочего процесса камер сгорания в составе ГТД // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15. № 3. С. 81-89. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-3-81-89

PRESSURE LOSSES IN COMBUSTION CHAMBER FUEL SYSTEM OF THE NATURAL GAS RUNNING GAS TURBINE ENGINE

Baklanov A.V.

*Kazan Motor Production Association,
1, Demytyeva str., Kazan, 420036, Russia
e-mail: andreybaklanov@bk.ru*

Abstract

Pressure losses computing in the fuel system of the stationary gas turbine engine is an integral part for solving a number of engineering and operational tasks. For example, such calculation is necessary to determine a minimum required gas pressure at the inlet of the engine to ensure the engine reaching its operational modes. Likewise, this calculation may come in handy at the fuel gas composition changing, since gas properties change, which means the pressure loss change too that can require to make changes in control equipment. It is well known that fuel nozzles are carbonized while a combustion chamber operation process. Very often, it leads to the resistance increasing of the fuel system, and therefore the of pressure losses rising. Besides, any discrepancies in the dosing equipment can be detected by a hydraulic calculation.

The article considers a fuel system of a stationary converted aircraft engine intended for driving the gas pumping unit supercharger. The pressure losses computing technique for the fuel system of such engine is presented in the article. A relevance of the topic and the necessity of such techniques forming are disclosed. To check the adequacy of the developed technique the NK-16ST engine rig test was performed with pressure measuring in the fuel supply pipelines to the nozzles and in the gas doser. The results of the studies revealed that the gas fuel pressure level measured in the eight gas-extraction from collector to nozzles pipelines differed insignificantly, which confirmed the fuel distribution uniformity along the pipelines. Experimental results comparison with the computational studies confirms that their discrepancy does not exceed 6%.

Keywords: pressure losses, fuel system, combustion chamber, gas turbine engine, natural gas.

References

1. Lefebvre A.H., Ballal D.R. *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*. 3rd edition. CRC Press, 2010, 557 p.
2. Lefebvre A.H. Fuel effects on gas turbine combustion-ignition, stability, and combustion efficiency. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, vol. 107, no. 1, pp. 24-37. DOI: 10.1115/1.3239693
3. Gritsenko E.A., Danil'chenko V.P., Lukachev S.V., Reznik V.E., Tsybizov Yu.I. *Konvertirovanie aviatsionnykh GTD v gazoturbinnye ustanovki nazemnogo primeneniya* (Aviation gas turbine engines conversion into ground application gas turbines), Samara, SNTs RAN, 2004, 266 p.
4. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* (Hydraulic resistance reference book), Moscow, Mashinostroenie, 1992, 672 p.
5. Baklanov A.V. *Raschet poter' davleniya v toplivnoi sisteme kamery sgoraniya i gazoturbinoi ustanovki* (Pressure losses computing in the fuel system of combustion chamber and gas turbine installation), Kazan, KNITU-KAI, 2020, 52 p.
6. Gritsenko E.A., Danil'chenko V.P., Lukachev S.V. et al. *Nekotorye voprosy proektirovaniya aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei* (Some issues of aircraft gas turbine engines designing), Samara, SNTs RAN, 2002, 527 p.
7. Baklanov A.V. Controlling fuel combustion process by burner design change in gas turbine engine combustion chamber. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 2, pp. 73-85.
8. Richerson D.W. Ceramics for Turbine Engines. *Mechanical Engineering*, 1997, vol. 119, no. 9, pp. 80-83.
9. Shterenlikht D.V. *Gidravlika* (Hydraulics), Moscow, Energoatomizdat, 1991. Book 1, 351 p.
10. Baklanov A.V. The impact of the of fuel supplying method to the combustion chamber on carbon oxides formation in combustion products of the gas turbine engine. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 1, pp. 111-125.
11. Lanskii A.M., Lukachev S.V., Kolomzarov O.V. Small gas turbine engines combustion chambers geometric resizing and integral parameters changing trends. *Aerospace MAI Journal*, 2016, vol. 23, no. 3, pp. 47-57.
12. Rosen R., Facey J.R. Civil Propulsion Technology for the Next Twenty Five Years. *8th International Symposium on Air Breathing Engines*, 1987. Paper no. 87-7000, AIAA, Washington, DC.

13. Dodds W.J., Ekstedt E.E. *Broad specification fuel combustion technology program: Phase II*. NASA Final Technical Reports Server (NTRS), 1989.
14. Dodds W.J., Bahr D.W. Combustion System Design. In: *A.M. Mellor (ed.) Design of Modern Gas Turbine Combustors*. New York, Academic Press, 1990, pp. 343–476.
15. Taylor S.C. *Burning velocity and the influence of flame stretch*. PhD. Thesis. University of Leeds, 1991, 332 p. URL: <http://etheses.whiterose.ac.uk/2099/>
16. Baklanov A.V., Markushin A.N., Tsyganov N.E. *Vestnik Kazanskogo tekhnicheskogo universiteta im. A.N. Tupoleva*, 2014, no. 3, pp. 13-18.
17. Zheng H., Zhang Z., Li Y., Li Z. Feature-Parameter-Criterion for Predicting Lean Blowout Limit of Gas Turbine Combustor and Bluff Body Burner. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013. Article ID 939234, 17 p. DOI: 10.1155/2013/939234
18. Danil'chenko V.P., Lukachev S.V., Kovylov Yu.L. et al. *Proektirovanie aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei* (Design of aircraft gas turbine engines), Samara, SNTs RAN, 2008, 620 p.
19. Sadiki A., Repp S., Schneider C., Dreizler A., Janicka J. Numerical and experimental investigations of confined swirling combusting flows. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*, 2003, vol. 3, no. 2-4, pp. 78-88. DOI: 10.1504/PCFD.2003.003778
20. Markushin A.N., Baklanov A.V. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie*, 2016, vol. 15, no. 3, pp. 81-89. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-3-81-89