

УДК 531.3, 621.6, 621.51

# Динамические процессы работы установки воздушного запуска турбореактивных двигателей

Н.Л. Великанов<sup>1</sup>, В.А. Наумов<sup>2</sup>, С.А. Малиновский<sup>1</sup><sup>1</sup> Балтийский федеральный университет им. И. Канта<sup>2</sup> Калининградский государственный технический университет

## Dynamic operating processes of the turbojet engine air launch unit

N.L. Velikanov<sup>1</sup>, V.A. Naumov<sup>2</sup>, S.A. Malinovsky<sup>1</sup><sup>1</sup> Immanuel Kant Baltic Federal University<sup>2</sup> Kaliningrad State Technical University

Установки воздушного запуска, широко используемые в авиации, позволяют сохранять ресурс турбореактивных двигателей. Применяемые в установках винтовые компрессоры имеют паспортные характеристики, данные заводских испытаний. Но при работе в сети эти характеристики меняются. Разработана математическая модель работы винтового компрессора в реальных условиях функционирования установки воздушного запуска турбореактивного двигателя. Используются уравнения состояния газа, неразрывности, движения и теплообмена. Воздух представлен как сжимаемый совершенный газ, текущий в цилиндрическом рукаве. Установлено, что в рабочем диапазоне давления воздуха (0,25...0,35 МПа) массовый расход винтового компрессора является линейно возрастающей функцией давления, а температура на выходе из него — линейно убывающей. Изменение давления воздуха вдоль рукава происходит нелинейно. Чем ближе выход из рукава, тем больше график скорости течения потока отклоняется вверх. Термодинамическая температура падает вдоль оси рукава. Используя разработанную математическую модель, можно более точно проводить расчеты авиационных конструкций на стадии проектирования.

EDN: MCIERM, <https://elibrary/mcierm>

**Ключевые слова:** винтовой компрессор, массовый расход, гидравлические потери, уравнение теплообмена

Air launch units are widely used in aviation, allowing them to save the life of turbojet engines. The screw compressors used in the installations have the passport characteristics, the data of the factory tests. But when working online, these characteristics change. The purpose of the article is to develop mathematical models of the operation of screw compressors in real-world operating conditions of a turbojet engine air launch unit. The equations of gas state, continuity, motion, and heat transfer equation are used. Air is represented as a compressible perfect gas flowing in a cylindrical sleeve. It has been established that in the operating pressure range (0.25-0.35 MPa), the compressor mass flow rate is a linear increasing function of pressure, and the temperature at the compressor outlet is a linear decreasing function. The pressure change along the sleeve occurs non-linearly. The closer the exit from the sleeve is, the more the velocity graph deviates upward. The thermodynamic temperature drops along the axis of the channel. Using the developed mathematical model, it is possible to more accurately calculate aircraft structures at the design stage.

EDN: MCIERM, <https://elibrary/mcierm>

**Keywords:** screw compressor, mass flow, hydraulic losses, heat exchange equation

Установки воздушного запуска (УВЗ) применяются в летательных аппаратах различных конструкций и габаритных размеров. В работе [1] описаны особенности системы УВЗ беспилотного летательного аппарата с непосредственной подачей сжатого воздуха на рабочие лопатки турбины.

В интернет-ресурсе [2] приведены УВЗ типа ASU-180-BC для пуска основных турбореактивных двигателей (ТРД) самолетов Боинг-737, Аэрбас-320, ТУ-154 и Ил-76. УВЗ вырабатывает не содержащий масла сухой сжатый воздух с рабочим давлением 0,29 МПа и максимальной производительностью воздушного потока до 1,35 кг/с. УВЗ также обеспечивает сжатым воздухом системы наземного кондиционирования самолета с помощью бортовой системы контроля внешней среды. В режиме воздушного кондиционирования УВЗ создает на выходе рабочее давление 0,2 МПа. УВЗ оснащены винтовыми компрессорами (ВК).

В статье [3] приведены результаты экспериментального исследования ВК для газотурбинных электростанций с конечным давлением до 4,5 МПа. Теоретические разработки [4–7] направлены на создание методики проектных расчетов ВК. В публикациях [8–17] описаны различные аспекты эксплуатации, диагностики и ремонта ВК.

Цель статьи — разработка математической модели работы ВК в реальных условиях функционирования УВЗ ТРД.

**Исходные материалы и методы.** УВЗ представляет собой ВК с дизельным двигателем, закрепленный на автомобильном шасси или тележке. Специальный рукав RTC-ASUDUCT-12, предназначенный для подачи сжатого воздуха [12] к ТРД самолета, изготовлен из силиконовой резины, которая выдерживает температуру в диапазоне  $-62 \dots +260$  °С.

Известно [13–15], что течение сжимаемого газа в цилиндрическом канале (рукаве) описывается системой, включающей в себя уравнения состояния газа, неразрывности (сохранения его массового расхода), движения (количества движения) и теплообмена. Воздух при сравнительно невысокой термодинамической температуре (менее 1000 К) можно считать совершенным.

Уравнение состояния совершенного газа имеет вид

$$P = \rho RT, \quad (1)$$

где  $P$  — давление воздуха;  $\rho$  — плотность воздуха (средняя по сечению рукава);  $R$  — газовая постоянная, равная отношению универсальной газовой постоянной к молярной массе;  $T$  — термодинамическая температура воздуха (средняя по сечению рукава).

С учетом постоянства площади поперечного сечения рукава  $S$  уравнение сохранения массового расхода воздуха запишем как

$$G_S = G/S = \rho W = \text{const}; \quad G = \rho WS = \text{const}, \quad (2)$$

где  $S = \pi D^2/4$  ( $D$  — внутренний диаметр рукава);  $W$  — средняя по сечению рукава скорость течения воздуха.

Уравнение движения в одномерном приближении имеет вид

$$\rho W \frac{dW}{dx} = -\frac{dP}{dx} - \lambda \rho \frac{W^2}{2D}, \quad (3)$$

где  $x$  — координата, направленная вдоль оси трубы в направлении течения воздуха;  $\lambda$  — коэффициент гидравлических потерь на трение (КГПТ).

Так как длина рукава  $L$  достаточно велика ( $L/D > 100$ ), можно не учитывать эффект начального участка и рассчитывать КГПТ по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{D} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}; \quad \text{Re} = \frac{D\rho W}{\mu} = \frac{DG}{\mu}, \quad (4)$$

где  $\Delta$  — абсолютная эквивалентная шероховатость стенки рукава;  $\text{Re}$  — число Рейнольдса;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости воздуха.

В частных случаях формулу (4) можно упростить в зависимости от числа Рейнольдса, рассчитанного по абсолютной шероховатости  $\text{Re}_\Delta = \Delta\rho D/\mu$ . В квадратичной области сопротивления

$$(\text{Re}_\Delta > 500) \lambda = 0,11(\Delta/D) \cdot 0,25.$$

Заметим, если шланг изготовлен из специального пластика, то для расчета КГПТ следует использовать рекомендации, приведенные в работе [13].

Уравнение теплообмена (для внутренней энергии) запишем как

$$\rho C_V W \frac{dT}{dx} = -P \frac{dW}{dx} + \lambda \rho \frac{W^2}{2D} W + Q_W,$$

где  $C_V$  — теплоемкость газа при постоянном объеме;  $Q_W$  — тепловой поток через стенки трубы.

Течение потока можно считать адиабатическим. Тогда уравнение теплообмена не требуется. Вместо него воспользуемся формулой адиабатического процесса

$$P/\rho^\gamma = \theta, \quad (5)$$

где  $\gamma$  — показатель адиабаты воздуха;  $\theta$  — константа адиабатического процесса.

Представим уравнение (3) в виде

$$G_S \frac{dW}{dx} + \frac{dP}{dx} = -\lambda G_S \frac{W}{2D}. \quad (6)$$

Покажем, что дифференциальное уравнение (6) с учетом соотношений (1), (2) и (5) имеет аналитическое решение. Учитывая формулу (1), константу адиабатического процесса выражаем через параметры воздуха на входе в трубу

$$\theta = \frac{P_1}{\rho_1^\gamma} = \frac{P_1}{[P_1/(RT_1)]^\gamma} = (RT_1)^\gamma P_1^{1-\gamma},$$

где  $P_1$ ,  $\rho_1$  и  $T_1$  — давление, плотность и термодинамическая температура воздуха на выходе из ВК (на входе в рукав).

Скорость течения потока в некоторой точке

$$W = \frac{G_S}{\rho} = G_S \left( \frac{\theta}{P} \right)^{1/\gamma}. \quad (7)$$

Определяем производную от скорости течения потока (7) по координате  $x$

$$\frac{dW}{dx} = \frac{d}{dx} (G_S \theta^{1/\gamma} P^{-1/\gamma}) = -\frac{1}{\gamma} G_S \theta^{1/\gamma} P^{-(1+\gamma)/\gamma} \frac{dP}{dx}. \quad (8)$$

После подстановки выражений (7) и (8) в формулу (6) и преобразований получаем

$$\left( \frac{P^{1/\gamma}}{G_S^2 \theta^{1/\gamma}} - \frac{1}{\gamma P} \right) dP = -\frac{\lambda}{2D} dx. \quad (9)$$

Выдвинем первую гипотезу — область сопротивления квадратичная, тогда  $\lambda = \text{const}$ . Проинтегрируем выражение (9), вынеся  $\lambda$  за знак интеграла:

$$\frac{\gamma}{\gamma+1} \frac{P^{(\gamma+1)/\gamma}}{G_S^2 \theta^{1/\gamma}} - \frac{1}{\gamma} \ln P = -\frac{\lambda}{2D} x + C_1, \quad (10)$$

где  $C_1$  — константа интегрирования, определяемая из условия на входе в рукав  $P = P_1$  при  $x = 0$ ,

$$C_1 = \frac{\gamma}{\gamma+1} \frac{P_1^{(\gamma+1)/\gamma}}{G_S^2 \theta^{1/\gamma}} - \frac{1}{\gamma} \ln P_1. \quad (11)$$

После подстановки формулы (11) в выражение (10) имеем

$$\frac{\gamma}{\gamma+1} \frac{1}{G_S^2 \theta^{1/\gamma}} (P^{(\gamma+1)/\gamma} - P_1^{(\gamma+1)/\gamma}) - \frac{1}{\gamma} \ln \frac{P}{P_1} = -\frac{\lambda}{2D} x. \quad (12)$$

Обозначив давление воздуха на выходе из рукава (при  $x = L$ ) через  $P_2$ , из соотношения (12) получаем алгебраическое уравнение

$$\frac{\gamma}{\gamma+1} \frac{1}{G_S^2 \theta^{1/\gamma}} [P_1^{(\gamma+1)/\gamma} - P_2^{(\gamma+1)/\gamma}] - \frac{1}{\gamma} \ln \frac{P_2}{P_1} = \frac{\lambda}{2D} L.$$

Отсюда выражаем массовый расход воздуха в рукаве

$$G_P = S G_S = S \sqrt{\frac{[P_1^{(\gamma+1)/\gamma} - P_2^{(\gamma+1)/\gamma}]}{\left( \frac{\lambda L}{2D} + \frac{1}{\gamma} \ln \frac{P_1}{P_2} \right) \theta^{1/\gamma}}} \frac{\gamma}{\gamma+1}. \quad (13)$$

Зависимость  $G_P$  от давления воздуха во входном сечении  $P_1$  представляет собой гидравлическую характеристику рукава.

Коэффициент динамической вязкости воздуха рассчитываем по формуле Сазерленда

$$\mu = \mu_0 \frac{273 + S_B}{T + S_B} \left( \frac{T}{T_*} \right)^{1,5},$$

где  $\mu_0$  — коэффициент динамической вязкости воздуха при температуре  $T_* = 273$  К;  $S_B$  — постоянная Сазерленда воздуха,  $S_B = 120$  К.

Чтобы давление воздуха на выходе из рукава равнялось атмосферному, скорость течения потока воздуха должна быть меньше скорости звука  $a$ , определяемой как

$$a = \sqrt{\gamma R T}.$$

До расчета принимаем вторую гипотезу о дозвуковом истечении потока, справедливость которой необходимо проверить после его выполнения.

В интернет-ресурсе [16] в свободном доступе находятся технические данные (результаты испытаний) ВК GHH-Rand 400, используемого в УВЗ при частоте вращения ротора 2100 мин<sup>-1</sup>. Испытания проведены при температуре воздуха  $T_0 = 293$  К и атмосферном давлении на входе в ВК  $P_0 = P_a$ . Для трех значений абсолютного давления воздуха ( $P_1 = 0,25; 0,30$  и  $0,35$  МПа) приведены значения объемного расхода воздуха на входе в ВК  $Q_0$  и температуры на выходе из ВК  $T_1$ .

Массовый расход воздуха вдоль рукава будет таким же, как на входе:

$$G_k = Q_0 \rho_0,$$

где  $\rho_0 = P_a / RT_0 = 1,20 \text{ кг/м}^3$ .

**Результаты и их обсуждение.** Данные экспериментального исследования ВК GHH-Rand 400 в виде зависимостей массового расхода воздуха ВК  $G_k$  и температуры воздуха на выходе из ВК  $T_1$  от безразмерного давления  $p_1 = P_1/P_a$  показаны точками на рис. 1 [16]. Видно, что в рабочем диапазоне давления воздуха (0,25...0,35 МПа) массовый расход воздуха вдоль рукава  $G_k$  является линейно возрастающей функцией его безразмерного давления  $p_1$ , а температура воздуха на выходе из ВК (на входе в рукав) — линейно убывающей.

Серийно выпускаемый рукав имеет длину  $L = 15,2 \text{ м}$  и диаметр  $D = 88,9 \text{ мм}$  [7]. Распределение газодинамических функций вдоль оси рукава при работе с ВК GHH-Rand 400 показано на рис. 2. Видно, что все изменения газодинамических функций соответствуют физическому смыслу задачи. Распределение безразмерного давления  $p = P/P_a$  вдоль рукава — нелинейное (рис. 2, а). Чем ближе выход из рукава, тем больше график скорости течения потока  $W$  отклоняется вверх (рис. 2, б), вслед-

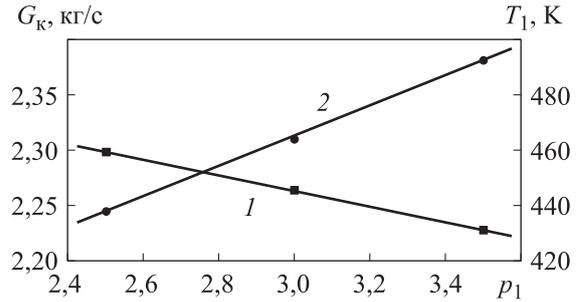


Рис. 1. Экспериментальные (точки) и аппроксимирующие (линии) зависимости массового расхода воздуха ВК  $G_k$  (1) и температуры воздуха на выходе из ВК  $T_1$  (2) от безразмерного давления  $p_1$

ствие чего термодинамическая температура падает вдоль оси рукава  $x$  (рис. 2, в). Число Маха  $M$  на выходе из рукава меньше единицы (см. рис. 2, а), а число Рейнольдса по всему рукаву больше 500 (см. рис. 2, в). Значит, обе выдвинутые гипотезы оказались справедливыми.

Нередко при расчете работы компрессорной установки принимают номинальное значение массового расхода газа. В действительности необходимы параметры рабочей точки компрессорной установки (РТКУ). Как известно, параметры РТКУ определяются в точке пересечения нагрузочной характеристики ВК (см. рис. 1, линия 1) и гидравлической характеристики рукава, определяемой выражением (13).

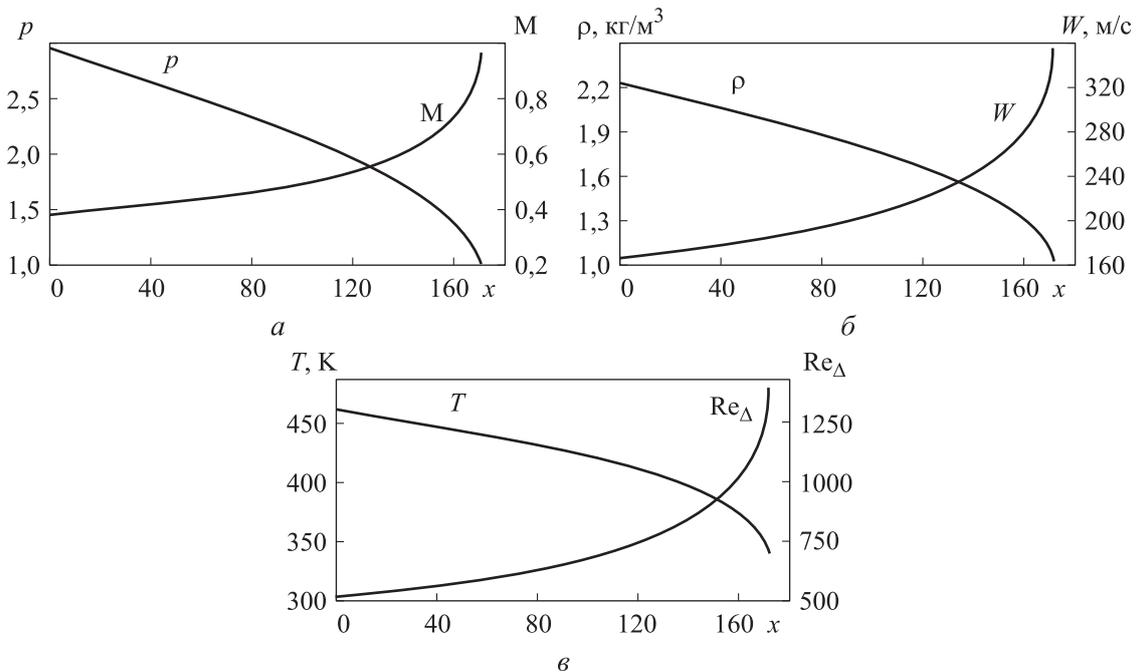


Рис. 2. Распределение газодинамических функций вдоль оси серийно выпускаемого рукава  $x$ :  
 а — безразмерного давления  $p$  и числа Маха  $M$ ;  
 б — плотности  $\rho$  и скорости воздуха  $W$ ; в — температуры воздуха  $T$  и числа Рейнольдса  $Re_\Delta$

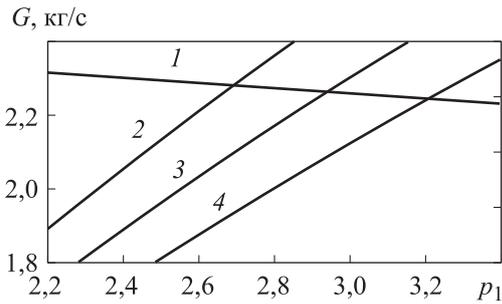


Рис. 3. Результаты определения РТКУ, работающей с ВК GHH-Rand 400, при длине рукава  $L = 15,2$  м и различных значениях его диаметра:  
1 — нагрузочная характеристика ВК;  
2, 3 и 4 — характеристика рукава при диаметре рукава  $D = 92,0; 88,9$  и  $86,5$  мм соответственно

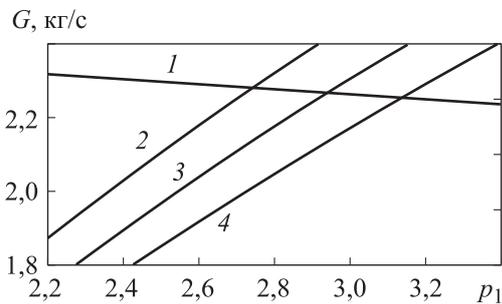


Рис. 4. Результаты определения РТКУ, работающей с ВК GHH-Rand 400, при диаметре рукава  $D = 88,9$  мм и различных значениях его длины:  
1 — нагрузочная характеристика ВК;  
2, 3 и 4 — характеристика рукава при длине рукава  $L = 12,5; 15,2$  и  $18,0$  м соответственно

Результаты определения РТКУ, работающей с ВК GHH-Rand 400, при различных значениях внутреннего диаметра и длины рукава приведены на рис. 3 и 4. Как видно из рис. 3, даже небольшое увеличение диаметра рукава приведет к заметному росту массового расхода воздуха в РТКУ. Удлинение рукава (рис. 4) вызывает уменьшение массового расхода воздуха  $G$ .

Значения параметров в РТКУ при варьировании величин  $D$  и  $L$  приведены в табл. 1 и 2, где  $M_2$  и  $P_d$  — число Маха и динамическое давление на выходе из рукава:

$$M_2 = W_2/a_2; P_d = 0,5\rho_2 W_2^2.$$

Как следует из табл. 1, увеличение диаметра рукава с 86,5 до 92,0 мм приведет к снижению гидравлического сопротивления и уменьшению давления воздуха  $P_1$  на 14,9 %, а динамического давления  $P_d$  — на 20,4 %. При этом массовый

Таблица 1

**Значения параметров в РТКУ при длине рукава  $L = 15,2$  м и различных значениях его диаметра**

$D$ , мм	$G$ , кг/с	$P_1$ , кПа	$M_2$	$P_d$ , кПа
86,5	2,251	316	0,994	72,0
88,9	2,267	294	0,964	65,1
92,0	2,284	269	0,905	57,3

Таблица 2

**Значения параметров в РТКУ при диаметре рукава  $D = 88,9$  мм и различных значениях его длины**

$L$ , м	$G$ , кг/с	$P_1$ , кПа	$M_2$	$P_d$ , кПа
12,5	2,280	274	0,968	65,6
15,2	2,267	294	0,964	65,1
18,0	2,253	313	0,961	64,6

расход воздуха увеличится всего на 1,5 %. Согласно данным табл. 2, удлинение рукава с 12,5 до 18,0 м приведет к росту давления воздуха  $P_1$  на 14,2 % вследствие повышения гидравлических потерь, тогда как массовый расход воздуха и динамическое давление снизятся на 1,2 и 1,5 % соответственно.

## Выводы

1. Предложена математическая модель, которая позволяет определить параметры РТКУ и повысить эффективность УВЗ.

2. С помощью предложенной модели установлено, что даже небольшое увеличение диаметра рукава приведет к заметному снижению гидравлического сопротивления и давления воздуха при незначительном уменьшении массового расхода воздуха. Удлинение рукава с 12,5 до 18,0 м вызовет рост давления воздуха на его входе на 14,2 % из-за увеличения гидравлических потерь; тогда как массовый расход воздуха и динамическое давление уменьшатся незначительно на 1,2 и 1,5 % соответственно.

3. В дальнейшем целесообразно исследовать показатели энергетической эффективности ВК в составе УВЗ.

## Литература

- [1] Калиниченко А.И. Воздушная система запуска малоразмерного газотурбинного двигателя. *Вестник Концерна ВКО Алмаз-Антей*, 2016, № 3, с. 61–66.
- [2] Установки воздушного запуска. Установка воздушного запуска — ASU-180-BC. *belstats.by: веб-сайт*. URL: <https://www.belstats.by/products/airstartunit/> (дата обращения: 08.03.2025).
- [3] Хисамеев И.Г., Ибрагимов Е.Р., Паранин Ю.А. и др. Экспериментальные исследования и результаты испытаний винтового компрессора на конечное давление 4,5 МПа. *Вестник Казанского технологического университета*, 2011, № 17, с. 204–208.
- [4] Mustafin T.N., Yakupova R.R., Burmistrova A.V. et al. Analysis of influence of screw compressor construction parameters and working condition on rotor temperature fields. *Procedia Eng.*, 2016, vol. 152, pp. 423–433, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.612>
- [5] Мустафин Т.Н., Якупов Р.Р., Аляев В.А. и др. Определение условия зацепления роторов винтового компрессора на рабочем режиме. *Компрессорная техника и пневматика*, 2019, № 3, с. 32–36.
- [6] Якупов Р.Р., Мустафин Т.Н., Хисамеев И.Г. Расчет геометрических критериев оценки профиля роторов винтового компрессора. *Компрессорная техника и пневматика*, 2023, № 1, с. 13–15.
- [7] Котлов А.А., Кузнецов Ю.Л. Влияние параметров окна всасывания на интегральные характеристики винтового компрессора. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 2, с. 58–68, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.240205>
- [8] Сидоров В.А., Пундик М.А., Карнаух В.В. и др. Обзор методов вибрационного диагностирования винтовых компрессоров. *Вестник Международной академии холода*, 2019, № 3, с. 29–37, doi: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2019-18-3-29-37>
- [9] Прудников М.И. Отечественные твердосмазочные покрытия для роторов безмасляных винтовых компрессоров. *Трубопроводная арматура и оборудование*, 2019, № 4, с. 40–41.
- [10] Якупов Р.Р., Мустафин Т.Н., Хамидуллин М.С. и др. Анализ подходов к расчету тепловых деформаций роторов винтовых компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*, 2022, № 4, с. 23–26.
- [11] Белов Г.О., Видяскина А.Н., Крючков А.Н. и др. Снижение колебаний давления в магистральных нагнетания винтовых компрессоров. *Динамика и виброакустика*, 2024, т. 10, № 4, с. 122–134, doi: <https://doi.org/10.18287/2409-4579-2024-10-4-122-134>
- [12] Каталог. Каплинги и шланги. *sea-rtc.ru: веб-сайт*. URL: <https://sea-rtc.ru/shop/> (дата обращения: 08.03.2025).
- [13] Абрамович Г.Н. *Прикладная газовая динамика*. Москва, Наука, 1976. 888 с.
- [14] Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И. Течение газа в цилиндрическом канале при дозвуковой скорости. *Вестник Балтийского федерального университета им. И. Канта. Сер. Физико-математические и технические науки*, 2018, № 1, с. 96–103.
- [15] Наумов В.А. Расчет коэффициента гидравлических потерь по длине пластмассовых труб. *Вестник науки и образования Северо-Запада России*, 2022, т. 8, № 1, с. 17–24.
- [16] Ingersoll-rand air compressor user manuals. *manualslib.com: веб-сайт*. URL: <https://www.manualslib.com/brand/ingersoll-rand/air-compressor.html> (дата обращения: 08.03.2025).
- [17] Stosic N. Review article: screw compressors in refrigeration and air conditioning. *HVAC&R Research*, 2004, vol. 10, no. 3, pp. 233–263, doi: <https://doi.org/10.1080/10789669.2004.10391102>

## References

- [1] Kalinichenko A.I. Air system for starting a small-size gas turbine engine. *Vestnik Kontserna VKO Almaz-Antey* [Journal of «Almaz — Antey» Air and Space Defence Corporation], 2016, no. 3, pp. 61–66. (In Russ.).

- [2] Ustanovki vozdušnogo zapuska. Ustanovka vozdušnogo zapuska — ASU-180-BC [Air Launch Units. Air Start Installation — ASU-180-BC]. *belstats.by: website*. URL: <https://www.belstats.by/products/airstartunit/> (accessed: 08.03.2025). (In Russ.).
- [3] Khisameev I.G., Ibragimov E.R., Paragin Yu.A. et al. Experimental studies and test results of screw compressor for final pressure of 4.5 MPa. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*, 2011, no. 17, pp. 204–208. (In Russ.).
- [4] Mustafin T.N., Yakupova R.R., Burmistrova A.V. et al. Analysis of influence of screw compressor construction parameters and working condition on rotor temperature fields. *Procedia Eng.*, 2016, vol. 152, pp. 423–433, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.612>
- [5] Mustafin T.N., Yakupov R.R., Alyaev V.A. et al. Determination of meshing condition of rotors of screw compressor at operating mode. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2019, no. 3, pp. 32–36. (In Russ.).
- [6] Yakupov R.R., Mustafin T.N., Khisameev I.G. Calculation of geometric criteria for evaluation of rotor profile of screw compressor. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2023, no. 1, pp. 13–15. (In Russ.).
- [7] Kotlov A.A., Kuznetsov Yu.L. The influence of suction window parameters on the integrated characteristics of a screw compressor. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti CPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2018, vol. 24, no. 2, pp. 58–68, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.240205> (in Russ.).
- [8] Sidorov V.A., Pundik M.A., Karnaukh V.V. et al. Review of methods for vibration diagnostics of screw compressor. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda* [Journal of International Academy of Refrigeration], 2019, no. 3, pp. 29–37, doi: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2019-18-3-29-37> (in Russ.).
- [9] Prudnikov M.I. Domestic solid lubricant coatings for rotors of oil-free screw compressors. *Truboprovodnaya armatura i oborudovanie*, 2019, no. 4, pp. 40–41. (In Russ.).
- [10] Yakupov R.R., Mustafin T.N., Khamidullin M.S. et al. A screw compressor rotor thermal deformation calculation approaches' analyses. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2022, no. 4, pp. 23–26. (In Russ.).
- [11] Belov G.O., Vidyaskina A.N., Kryuchkov A.N. et al. Reduction of pressure fluctuations in the discharge lines of screw compressors. *Dinamika i vibroakustika* [Journal of Dynamics and Vibroacoustics], 2024, vol. 10, no. 4, pp. 122–134, doi: <https://doi.org/10.18287/2409-4579-2024-10-4-122-134> (in Russ.).
- [12] Katalog. Kaplingi i shlangi [Catalog. Caplings and hoses]. *sea-rtc.ru: website*. URL: <https://sea-rtc.ru/shop/> (accessed: 08.03.2025). (In Russ.).
- [13] Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika* [Applied gas dynamics]. Moscow, Nauka Publ., 1976. 888 p. (In Russ.).
- [14] Velikanov N.L., Naumov V.A., Koryagin S.I. Gas flow in a cylindrical channel at a subsonic speed. *Vestnik Baltiyskogo federalnogo universiteta im. I. Kanta. Ser. Fiziko-matematicheskie i tekhnicheskie nauki* [Vestnik IKBFU. Physics, Mathematics, and Technology], 2018, no. 1, pp. 96–103. (In Russ.).
- [15] Naumov V.A. Calculation of the hydraulic losses coefficient along the length of plastic pipes. *Vestnik nauki i obrazovaniya Severo-Zapada Rossii* [Journal of Science and Education of North-West Russia], 2022, vol. 8, no. 1, pp. 17–24. (In Russ.).
- [16] Ingersoll-rand air compressor user manuals. *manualslib.com: website*. URL: <https://www.manualslib.com/brand/ingersoll-rand/air-compressor.html> (accessed: 08.03.2025).
- [17] Stosic N. Review article: screw compressors in refrigeration and air conditioning. *HVAC&R Research*, 2004, vol. 10, no. 3, pp. 233–263, doi: <https://doi.org/10.1080/10789669.2004.10391102>

Статья поступила в редакцию 28.04.2025

## Информация об авторах

**ВЕЛИКАНОВ Николай Леонидович** — доктор технических наук, профессор, профессор образовательно-научного кластера «Институт высоких технологий». Балтийский федеральный университет им. И. Канта (36041, Калининград, Российская Федерация, ул. А. Невского, д. 14, e-mail: monolit8@yandex.ru).

**НАУМОВ Владимир Аркадьевич** — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры техносферной безопасности и природообустройства. Калининградский государственный технический университет (236000, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: van-old@mail.ru).

**МАЛИНОВСКИЙ Сергей Александрович** — аспирант образовательно-научного кластера «Институт высоких технологий». Балтийский федеральный университет им. И. Канта (36041, Калининград, Российская Федерация, ул. А. Невского, д. 14, e-mail: s89114925756@gmail.com).

## Information about the authors

**VELIKANOV Nikolay Leonidovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Educational Scientific Cluster Institute of High Technologies. Immanuel Kant Baltic Federal University (36041, Kaliningrad, Russian Federation, A. Nevsky St., Bldg. 14, e-mail: monolit8@yandex.ru).

**NAUMOV Vladimir Arkadievich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Department of Technosphere Safety and Environmental Management. Kaliningrad State Technical University (236000, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetsky Ave., Bldg. 1, e-mail: van-old@mail.ru).

**MALINOVSKY Sergey Alexandrovich** — Postgraduate, Educational Scientific Cluster Institute of High Technologies. Immanuel Kant Baltic Federal University (36041, Kaliningrad, Russian Federation, A. Nevsky St., Bldg. 14, e-mail: s89114925756@gmail.com).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Великанов Н.Л., Наумов В.А., Малиновский С.А. Динамические процессы работы установки воздушного запуска турбореактивных двигателей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 1, с. 56–63.

### Please cite this article in English as:

Velikanov N.L., Naumov V.A., Malinovsky S.A. Dynamic operating processes of the turbojet engine air launch unit. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 1, pp. 56–63.



## Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебное пособие

### «Модуляционные источники электропитания в радиопередающих устройствах»

Автор М.В. Родин

Изложены сведения о модуляционных источниках электропитания, рассмотрены их назначение в составе радиопередающих устройств, основные схемы, принципы работы и характеристики. Приведены примеры решения задач, контрольные вопросы и задания для самостоятельной подготовки, а также практикум для исследования модуляционных источников электропитания.

Предназначено для студентов МГТУ им. Н.Э. Баумана, изучающих дисциплины «Электропреобразовательные устройства радиоэлектронных средств» и «Устройства генерирования и формирования сигналов» на кафедре «Радиоэлектронные системы и устройства». Может быть также полезно при выполнении курсовых и дипломных проектов.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>