

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА  
(РОСАВИАЦИЯ)

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ» (МГТУ ГА)

---

Кафедра двигателей летательных аппаратов

А.М. Бутов

## ТЕОРИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

**Учебно-методическое пособие**  
по выполнению лабораторных работ  
«Характеристики и регулирование компрессоров»

*для студентов III курса  
направления 25.03.01 и специальности 25.05.05  
всех форм обучения*

Москва  
ИД Академии Жуковского  
2025

УДК 621.452.3  
ББК 0551-01  
Б93

Рецензент:  
Котовский В.Н. – д-р техн. наук, профессор

**Бутов А.М.**

Б93      Теория авиационных двигателей [Текст] : учебно-методическое пособие по выполнению лабораторных работ «Характеристики и регулирование компрессоров» / А.М. Бутов. – М.: ИД Академии Жуковского, 2025. – 52 с.

Данное учебно-методическое пособие издается в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Теория авиационных двигателей» по учебному плану для студентов III курса направления подготовки 25.03.01 и специальности 25.05.05 всех форм обучения.

Рассмотрено и одобрено на заседаниях кафедры 30.01.2025 г. и методического совета 12.02.2025 г.

**УДК 621.452.3  
ББК 0551-01**

*В авторской редакции*

Подписано в печать 21.05.2025 г.  
Формат 60x84/16    Печ. л. 3,25    Усл. печ. л. 3,02  
Заказ № 1079/0325-УМП15    Тираж 25 экз.

Московский государственный технический университет ГА  
125993, Москва, Кронштадтский бульвар, д. 20

Издательский дом Академии имени Н. Е. Жуковского  
125167, Москва, 8-го Марта 4-я ул., д. 6А  
Тел.: (499) 755-55-43  
E-mail: [zakaz@itsbook.ru](mailto:zakaz@itsbook.ru)

## Содержание

Введение.....	4
ЛР №1. Применение теории подобия к построению характеристик осевого компрессора.....	5
ЛР №2. Срывные и неустойчивые режимы работы компрессора и способы его регулирования.....	27

## ВВЕДЕНИЕ

При проведении лабораторных работ студенты закрепляют знания, полученные на лекциях путем практического изучения основных термодинамических процессов, протекающих в элементах авиационных компрессоров. Кроме того, обучающиеся приобретают знания об устройстве лабораторных установок и навыки по работе с измерительной аппаратурой, обработке экспериментальных данных и оформлению технических отчетов.

При подготовке к каждой лабораторной работе студенты должны повторить соответствующий лекционный материал, изучить теоретический материал, изложенный в методическом пособии для конкретной лабораторной работы, усвоить поставленную задачу и освоить методику расчета и обработки экспериментальных данных.

При выполнении лабораторных работ приветствуется использование студентами вычислительных средств таких, как ноутбуки или планшеты. Отчеты по выполнению работ оформляются в отдельных тетрадях, а графические материалы – на миллиметровой бумаге. Эти материалы предъявляются при защите. Студенты должны уметь анализировать полученные результаты и отвечать на контрольные вопросы по каждой лабораторной работе.

## Лабораторная работа №1

### ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ К ПОСТРОЕНИЮ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА.

#### 1. Цель и содержание работы.

1. Ознакомление с принципиальной схемой испытательного стенда по определению характеристик осевого многоступенчатого компрессора.
2. Приведение характеристик компрессора, полученных в произвольных атмосферных условиях в момент испытания, к приведенным (критериальным) параметрам.
3. Построение в поле характеристик компрессора в приведенных параметрах границы устойчивой работы, линии оптимальных режимов, линии запирания по входу и линии запирания по выходу.
4. Расчет коэффициента и построение графика запасов газодинамической устойчивости  $\Delta K_y = f(n_{\text{пп}})$  относительно линии оптимальных режимов.
5. Оформление графических материалов по итогам выполнения лабораторной работы.
6. Индивидуальная защита полученных результатов по теме лабораторной работы.

#### 2. Общие сведения о методах получения характеристик компрессоров.

Характеристикой компрессора называются зависимости коэффициента полезного действия (КПД) компрессора  $\eta_k^*$  и степени повышения давления  $\pi_k^*$  от массового расхода воздуха  $G_e$  (кг/с) и частот вращения ротора  $n$  (об/мин) в виде параметрических зависимостей вида:

$$\pi_k^* = f_1(n, G_e), \quad (1.1)$$

$$\eta_k^* = f_2(n, G_e). \quad (1.2)$$

Зачастую, для удобства, частота вращения задается не в об/мин, а в относительном виде  $\bar{n}$  как отношение текущей частоты вращения к расчетной  $\bar{n} = n/n_{\text{расч}}$ . Такие частоты вращения (обороты) выражаются либо в процентном виде, тогда расчетному значению частоты вращения будет соответствовать  $\bar{n} = 100\%$ . Либо в безразмерном, тогда расчетной частоте вращения соответствует значение  $\bar{n} = 1,0$ .

Характеристики компрессора определяются экспериментальным путем на специальных испытательных стенах. Принципиальная схема открытого стендса приведена на рис. 1.

Воздух к испытуемому компрессору подводится через входной коллектор, оборудованный лемнискатным входом. Такой вход обеспечивает равномерное поле скоростей и снижает гидравлические потери на входе в компрессор. Коллектор оборудуется измерительной аппаратурой, позволяющей

определять в ходе эксперимента: расход воздуха  $G_b$ , полные параметры потока  $p_b^*$ ,  $T_b^*$  перед компрессором и перепад давления между полным и статическим давлениями  $\Delta p_{ex} = p_b^* - p_s$ .

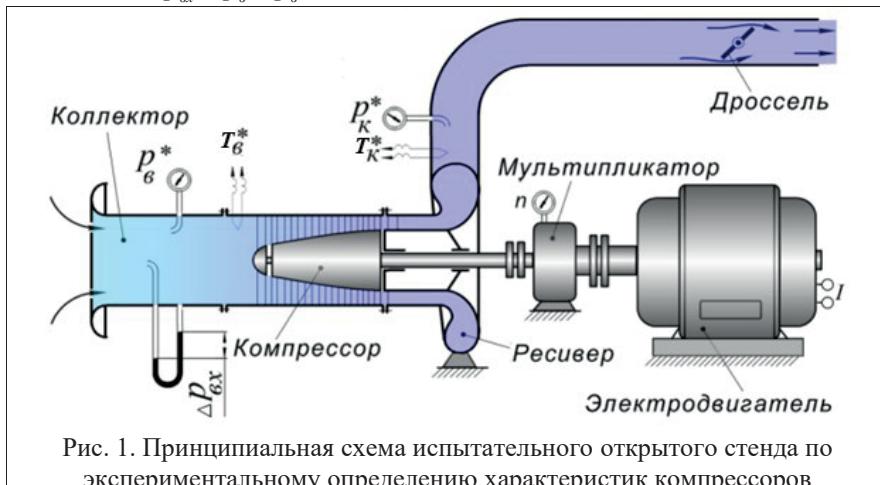


Рис. 1. Принципиальная схема испытательного открытого стенда по экспериментальному определению характеристик компрессоров

Компрессор приводится во вращение при помощи электродвигателя через мультипликатор. Мультипликатор отличается от редуктора тем, что он повышает обороты электродвигателя до частот вращения, присущих компрессору во всем эксплуатационном диапазоне его применения. На мультипликаторе устанавливается датчик, фиксирующий частоту вращения ротора компрессора. Частота вращения ротора электродвигателя регулируется изменением силы тока, что позволяет плавно и в широком диапазоне изменять частоты вращения испытуемого компрессора и подводимую к нему мощность.

Сжатый воздух после компрессора поступает в расположенный за ним ресивер. Ресивер выполнен в виде улитки с расширяющимся внутренним каналом. Благодаря такой конструкции в ресивере выравниваются пульсации потока за компрессором, а также поля полных давлений и температур.

Воздух после ресивера поступает в выхлопную систему. На некотором удалении от ресивера в канале выхлопной системы устанавливаются приемники полного давления  $p_k^*$  и полной температуры  $T_k^*$  на выходе из компрессора.

Обязательным элементом испытательного стенда является дистанционно управляемый дроссель, устанавливаемый на выходе из выхлопной системы, благодаря которому можно в широких пределах регулировать расход воздуха через испытуемый компрессор. Сам выхлопной канал выводится за пределы испытательного бокса.

## 2.1. Порядок определения характеристик компрессора с использованием испытательного стенда

Рассмотрим характер изменения степени повышения давления  $\pi_k^*$  от массового расхода воздуха  $G_b$  в зависимости от положения дросселя на выходе из компрессора и частоты вращения ротора. Примем, что при помощи электродвигателя величина частоты вращения ротора компрессора установлена равной расчетной  $\bar{n} = 100\%$  (см. рис. 2). При этой частоте путем подбора площади выходного дросселя устанавливаются расчетная степень повышения давления  $\pi_k^* = \pi_{k,p}^*$ . При этом положении дросселя расход воздуха будет соответствовать расчетному  $G_b = G_{b,p}$  и расчетному значению КПД  $\eta_k^* = \eta_{k,p}^*$ . В поле характеристик компрессора в координатах  $\pi_k^* - G_b$  и  $\pi_k^* - G_b$  отмечаются измеренные параметры, соответствующие расчетному режиму - точка «р» на рис. 2. Также на рис. 2 отмечаются и текущие атмосферные параметры, при которых производились испытания, например, атмосферное давление  $p_b^* = p_h = 0,1\text{ МПа}$  и атмосферная температура  $T_b^* = T_h = 290\text{ К}$ .

Затем, поддерживая при помощи изменения силы тока электродвигателя неизменной частоту вращения ротора компрессора, начинают прикрывать выходной дроссель. Так как площадь дросселя при его прикрытии уменьшается, то расход воздуха  $G_e$  также будет снижаться. Меньшая масса воздуха может быть скжата до большей величины. Поэтому давление за компрессором  $p_k^*$ , следовательно, и  $\pi_k^*$ , будут возрастать. Точка в поле характеристики сместится из положения «р» влево (на уменьшение расхода воздуха) и вверх (на увеличение степени повышения давления).

Более строго рост  $\pi_k^*$  можно пояснить, используя треугольник скоростей, приведенный на рис. 3, на котором рассмотрена отдельная элементарная ступень рабочего колеса (РК). На рисунке 3А параметры без штриха относятся к треугольнику до прикрытия дросселя в точке «р», на рис. 3Б параметры со штрихом относятся к треугольнику после прикрытия дросселя, а на рис. 3В – после открытия дросселя ниже точки «р».

В соответствии с формулой расхода  $G_e = c_{1a}\rho F$  при уменьшении площади  $F$  на входе в ступень, несмотря на незначительный рост плотности  $\rho$ ,

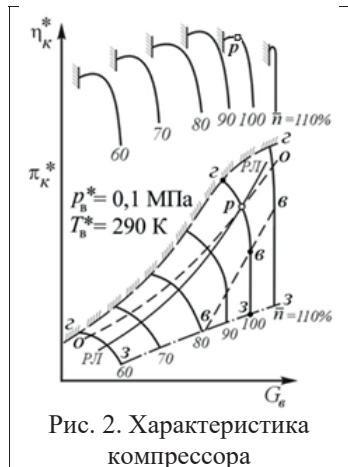


Рис. 2. Характеристика компрессора

как следует из рис. 3Б, значительно уменьшится осевая скорость потока на входе в РК  $c'_{1a}$ . Кроме того, при течении в решетке РК на режимах без отрыва потока, направление вектора скорости потока  $\vec{w}_2$  на выходе из РК останется практически неизменным.

Это означает, что неизменным будет угол выхода потока  $\beta_2$  - рис.3А и  $\beta'_2$  - рис. 3Б, то есть  $\beta_2 = \beta'_2$ . Но так как окружная скорость в каждом сечении лопаточного венца РК одинакова (так как поддерживается неизменной частота вращения ротора), то при снижении  $c'_{1a}$  и равенстве  $\beta_2 = \beta'_2$  (см. рис.

3Б), возрастет закрутка потока в решетке РК

$$\Delta w'_u = w'_{1u} - w'_{2u} = c'_{1a} (ctg\beta'_1 - ctg\beta'_2).$$

Увеличится при этом и угол атаки  $i'$ . Рост  $\Delta w'_u$  при  $u = const$  приведет к увеличению работы элементарной ступени  $L'_u = u\Delta w'_u$ , вследствие чего воз-

растет и работа всей ступени  $L'_{ct} = \frac{1}{G_{\text{ст}} \cdot \text{ст}} \int L'_u dG$ . Пропорционально  $L'_{ct}$  увели-

чится и адиабатная работа  $L'^*_{ct \text{ад}} = c_p T_e^* \left( \left( \frac{\pi^*_{ct}}{c_p T_e} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right)$ , откуда следует, что

$\pi^*_{ct} = \left( \frac{L'^*_{ct \text{ад}}}{c_p T_e^*} + 1 \right)^{\frac{K}{K-1}}$ . Это означает, что при неизменных в рассматриваемых

условиях теплоемкости воздуха  $c_p$  и температуры  $T_e^*$  с ростом  $L'^*_{ct \text{ад}}$  будет возрастать и степень повышения полного давления в ступени  $\pi^*_{ct}$ . Поэтому возрастет и степень повышения давления всего компрессора, так как

$$\pi^*_{\kappa} = \prod_{i=1}^z \pi^*_{ct,i}, \text{ где } z - \text{число ступеней компрессора.}$$

В процессе дальнейшего прикрытия дросселя при неизменных оборотах рост  $\pi^*_{\kappa}$  и снижение  $G_{\text{ст}}$  будет происходить до тех пор, пока не будет достигнута точка « $\varrho$ » на границе *устойчивой работы компрессора*. Выход на границу устойчивой работы объясняется тем, что в процессе прикрытия дросселя углы атаки во всех ступенях будут возрастать (см. рис. 3Б), в конечном счете в какой-то из ступеней они могут превысить критические значения и компрессор в точке « $\varrho$ » перейдет на срывной режим работы в виде либо помпажного срыва, либо помпажа (все зависит от объема воздуха в выхлопном канале от выхода из компрессора до места расположения дросселя). На этих режимах эксплуатация компрессора недопустима.



Рис. 3. К пояснению изменения  $\pi^*_{\kappa}$  при изменении площади дросселя

Если теперь открытием дросселя при неизменной частоте вращения  $n$  вновь переместить режим работы компрессора в точку «р» и начать после этого открывать дроссель, то расход воздуха  $G_e$  за счет увеличения площади выходного дросселя начнет возрастать, а давление на выходе из компрессора  $p_k^*$  станет уменьшаться, следовательно и степень повышения давления  $\pi_k^*$  будет снижаться. Причина уменьшения  $\pi_k^*$  объясняется тем, что открытие дросселя приведет к увеличению осевой скорости  $c_{1a}^{1/2}$  - рис. 3В. В результате, при неизменной частоте вращения ротора, а значит и неизменной окружной скорости  $u$ , будет наблюдаться увеличение углов входа в рабочее колесо  $\beta_1^{1/2}$  и уменьшение углов атаки  $i^{1/2}$ . В результате, при неизменных углах выхода потока  $\beta_2 = \beta_2^{1/2}$  при безотрывном обтекании, закрутка потока  $\Delta w_u^{1/2} = w_{1u}^{1/2} - w_{2u}^{1/2} = c_{1a}^{1/2}(\operatorname{ctg}\beta_1^{1/2} - \operatorname{ctg}\beta_2^{1/2})$  и работа элементарной ступени  $L_u^{1/2} = u\Delta w_u^{1/2}$  будут падать. В итоге снизится и адиабатная работа, подводимая к ступени  $L_{\text{ст.ад}}^{1/2} = c_p T_s^* \left( (\pi_{\text{ст}}^*)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$ , что возможно только при уменьшении степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k^*$ . При этом будет возрастать относительная скорость  $w_{1u}^{1/2}$ , а значит и числа Маха в относительном движении  $M_{w1^{1/2}}$ , поэтому начнут расти волновые потери, что приведет к снижению КПД ступеней и компрессора в целом.

Но увеличение  $G_v$  при дальнейшем открытии дросселя будет происходить только до определенного предела, пока в результате роста осевой составляющей скорости воздуха  $c_{1a}$  и, соответственно, относительной скорости  $w_1$ , в горловинах межлопаточных каналов рабочего колеса первой ступени компрессора не будет достигнута местная скорость звука. Это приведет к появлению прямого скачка уплотнения в «горле» решетки, после чего дальнейшее увеличение расхода воздуха  $G_e$  становится невозможным при неизменных условиях на входе. Это явление получило название **«запирания компрессора по входу»**. На рисунке 2 момент запирания по входу обозначен точкой «в». Ниже этой точки на характеристике **появляется вертикальный участок** как по  $\pi_k^*$ , так и по  $\eta_k^*$ . При дальнейшем открытии дросселя, вследствие возрастаания скорости потока по тракту компрессора, режим запирания будет достигнут уже и во второй ступени. Давление  $p_k^*$  и степень повышения давления  $\pi_k^*$  вдоль вертикального участка будут еще более снижаться, так как ступени, работающие в режиме запирания, уже достигли своих предельных значений  $\pi_{\text{ст}}^*$ , а повышение давления будет происходить только в оставшихся ступенях. По причине роста волновых потерь в каждой из ступени непрерывно будет снижаться и КПД компрессора. В конечном счете запирание наступит и в последней ступени компрессора, после чего изменение  $\pi_k^*$  при дальнейшем открытии дросселя станет невозможным. На рис. 2 этот момент обозначен точкой «з». В

этой точке реализуется максимальное значение коэффициента расхода  $\bar{c}_a = c_{1a}/u$  и минимальный (возможно, даже отрицательный) угол атаки во всех ступенях. Режим, характеризуемый параметрами компрессора в точке «з», получил название *режима "запирания" по выходу*. По причине роста относительной скорости  $w_1$ , а значит и числа маха  $M_{w1}$  в ступенях, будут непрерывно нарастать волновые потери, а также могут возникать и вихревые потери, обусловленные срывами потока с стороны корыта профилей, что приведет к еще большему снижению КПД компрессора.

С целью более наглядного пояснения картины снижения  $\pi_k^*$  на режимах запирания в таблице 1 приведен численный расчет изменения  $\pi_{k\Sigma}^*$  в четырехступенчатом компрессоре ( $\zeta = 4$ ) при последовательном запирании каждой из ступеней вплоть до запирания по выходу. Для простоты принято, что до запирания все ступени имели одинаковую величину  $\pi_{kI\ldots IV}^* = 1,4$ . А затем, при открытии дросселя, за счет уменьшения углов атаки, каждая из ступеней после наступления в ней режима запирания снижает свою напорность на 0,025 единиц. Последовательно моментам запирания в ступенях вычислялась суммар-

$$\text{ная степень повышения давления } \pi_{k\Sigma}^* = \prod_{i=1}^4 \pi_{\text{ст.}i}^*.$$

Таблица 1

Режим работы ступени	$\pi_{kI}^*$	$\pi_{kII}^*$	$\pi_{kIII}^*$	$\pi_{kIV}^*$	$\pi_{k\Sigma}^*$
До запирания по входу	1,400	1,400	1,400	1,400	3,842
После запирания I-й ступени	1,400	1,375	1,375	1,375	3,639
После запирания II-й ступени	1,400	1,375	1,350	1,350	3,508
После запирания III-й ступени	1,400	1,375	1,350	1,325	3,443
Запирание по выходу IV ступени	1,400	1,375	1,350	1,300	3,378

Из таблицы 1 видно, что суммарная степень повышения давления  $\pi_{k\Sigma}^*$  при запирании ступеней неуклонно снижается.

Все кривые на рис.2, изображающие зависимости  $\pi_k^* = f_1(\bar{n}, G_B)$  при различных значениях частот вращения  $\bar{n}$  называются *напорными кривыми*.

Отдельно рассмотрим, как изменяется КПД компрессора  $\eta_k^*$  при изменении положения дросселя. При  $\bar{n} = 100\%$  максимальное значение КПД достигается на расчетном режиме, т.е. в точке «р». При прикрытии дросселя (от точки «р» до точки «г») снижение КПД объясняется рассогласованием работы ступеней многоступенчатого компрессора, сопровождающимся ростом профильных потерь, вызванных увеличением углов атаки. При открытии дросселя (от точки «р» до точки «з») уменьшение КПД также объясняется рассогласованием ступеней. К тому же к профильным добавляются еще и волновые потери на режимах запирания.

Рассмотрим теперь, как изменится кривая  $\eta_k^* = f_2(\bar{n}, G_B)$  и напорная кривая  $\pi_k^* = f_1(\bar{n}, G_B)$  при изменении частоты вращения ротора до величин  $\bar{n} = 90\%$ ,  $\bar{n} = 80\%$  и т.д.

При уменьшении частоты вращения, пропорционально уменьшится и окружная скорость вращения, а значит и работа  $L_u = u\Delta w_u$ , затрачиваемая на повышение давления воздуха. В результате при каждом положении дросселя, то есть при изменении площади дросселя  $F_{dp}$ , адиабатная работа будет уменьшаться, что возможно только при уменьшении  $\pi_k^*$ . По этой причине будет падать и давление за компрессором  $p_k^*$ , что приведет к снижению массового расхода воздуха через дроссель в соответствии с известной формулой

$G_e = m_e \frac{P_k^*}{\sqrt{T_k^*}} q(\lambda_k) F_{dp}$ . На каждой новой частоте вращения вдоль новых напорных кривых будут протекать явления, аналогичные описанным выше для расчетной частоты вращения. В итоге напорная кривая при снижении частоты вращения будет смещаться, как показано на рис. 2, вниз и влево. Кривая функции  $\eta_k^* = f_2(\bar{n}, G_B)$  также будет смещаться влево в диапазоне между точками «2» и «3» для каждой частоты вращения.

Диапазон частот вращения от  $\bar{n} = 60\%$  до  $\bar{n} = 110\%$ , для которого приведены на рис. 2 напорные кривые  $\pi_k^* = f_1(\bar{n}, G_B)$  и линии  $\eta_k^* = f_2(\bar{n}, G_B)$ , охватывает основную часть эксплуатационных режимов компрессора авиационного ГТД.

Линия «2-2», соединяющая точки, соответствующие границе устойчивой работы на каждой напорной кривой (то есть при каждой частоте вращения), называется *границей устойчивых режимов работы (ГУР) компрессора*.

Линия «3-3», соединяющая точки, соответствующие режимам запирания компрессора по выходу при различных частотах вращения  $n$ , называется *границей "запирания" компрессора по выходу*, а линия «6-6» – *границей "запирания" компрессора по входу*. Следует отметить, что при пониженных значениях частот вращения запирание по входу может отсутствовать.

Линия «0-0», соединяющая точки на напорных кривых, в которых при каждом значении частоты вращения достигается максимальная величина  $\eta_k^*$  носит название *линии оптимальных режимов*.

Наибольшее значение КПД всего компрессора  $\eta_k^*$  достигается обычно при частоте вращения, меньше расчетной (на рис. 2 при  $\bar{n} = 90\%$ ). Это объясняется тем, что при снижении оборотов общий КПД компрессора сначала увеличивается, так как будут значительно снижаться волновые потери в решетках лопаточных венцов при незначительных уровнях рассогласования ступеней, а значит и профильных потерь. При дальнейшем падении оборотов профильные потери, вызванные более сильным рассогласованием ступеней, уже начнут превышать снижение волновых потерь. В итоге при снижении частоты вращения КПД будет все время уменьшаться. Причем, чем больше будет расчетная

величина степени повышения давления  $\pi_{k,p}^*$ , тем значительнее будет рассогласование ступеней, тем заметнее будет и снижение КПД всего компрессора.

При увеличении частоты вращения выше расчетной, крuche становятся линии напорных кривых, а их вертикальные участки, расположенные ниже линии  $\bar{n}$ , занимают все большую часть общей протяженности напорных линий (см. рис. 2 при  $\bar{n} = 110\%$ ).

Особенности протекания характеристик зависят от типа компрессора, расчетной степени повышения давления и ряда других факторов. Но общий их характер, изображенный на рис. 2, будет одинаковым для любого типа компрессора.

На рисунке 2, в поле характеристик компрессора нанесена еще линия, обозначенная литерами «РЛ». Это так называемая «рабочая линия», в каждой точке которой при нахождении компрессора в составе двигателя, выполняются условия совместной работы компрессора, камеры сгорания и турбины, приводящей компрессор во вращение. Как правило, положение рабочей линии не сильно отличается от линии оптимальных режимов. Эти две линии совпадают только в точке « $p$ ».

## 2.2. Обработка результатов эксперимента при определении характеристик компрессора

В процессе эксперимента, при каждом положении дросселя и каждом значении  $n = const$  вдоль напорной кривой, по замеренным параметрам воздуха перед и за компрессором, вычисляются  $\pi_k^* = \frac{p_k^*}{p_b^*}$  и  $\eta_k^* = \frac{e_k^* - 1}{\tau_k^* - 1}$ , где

$$e_k^* = (\pi_k^*)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{и} \quad \tau_k^* = T_k^* / T_b^*.$$

Для расчета расхода воздуха замеряется на входе полное давление  $p_b^*$  и статическое давление  $p_b = p_b^* - \Delta p_{ex}$ . Это позволяет вычислить газодинамическую функцию  $\Pi(\lambda_b) = \frac{p_b}{p_b^*}$  на входе в компрессор, что позволяет определить при помощи газодинамических функций однозначно связанную с  $\Pi(\lambda_b)$  относительную плотность тока  $q(\lambda_b)$ . Затем, зная замеренную величину  $T_b^*$ , кольцевую площадь на входе в компрессор  $F_{bx}$  и зная величину коэффициента

$$m = \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} = 0,0404, \quad \text{вычисляется расход воздуха } G_b = m \frac{p_b^*}{\sqrt{T_b^*}} F_{bx} q(\lambda_b).$$

Полученные значения  $G_b$ ,  $\pi_k^*$  и  $\eta_k^*$  для каждой частоты вращения отмечаются в системе координат  $\pi_k^* = f_1(\bar{n}, G_b)$  и  $\eta_k^* = f_2(\bar{n}, G_b)$ . В результате получают

графики характеристик для всех задаваемых значений частот вращения  $\bar{n} = 110\%, 100\%, 90\%, 80\%, 70\% \text{ и } 60\%$  (см. рис. 2).

### 3. Применение теории подобия к построению характеристик компрессора.

Представленная на рис. 2 характеристика охватывает все возможные режимы устойчивой работы компрессора в заданном диапазоне частот вращения, но только при тех значениях давления и температуры на входе, которые имели место при проведении испытаний. На рисунке 2 они обозначены в поле характеристик величинами  $p_v^* = 0,1 \text{ мПа}$  и  $T_v^* = 290 \text{ К}$ .

Но при каждом новых значениях  $p_v^*$  и  $T_v^*$  будут получены новые напорные кривые, не совпадающие с полученными в предыдущих условиях. Так как число различных сочетаний  $p_v^*$  и  $T_v^*$  теоретически бесконечно, то будет получено и бесконечное число характеристик одного и того же компрессора. Это вызывает значительные неудобства их практического использования.

В условиях реальной эксплуатации компрессоров значения параметров на входе в компрессор  $p_v^*$  и  $T_v^*$  могут изменяться в широких пределах не только при изменении атмосферных условий, но и от высоты и скорости полета. Поэтому желательно иметь универсальные характеристики, пригодные для использования при любых значениях  $p_v^*$  и  $T_v^*$ . Такая задача решается с использованием **теории подобия** физических явлений, в результате применения которой характеристики изображаются в специально рассчитываемых критериальных параметрах.

Как известно из курса технической термодинамики, теорема подобия гласит, что течение газа при обтекании геометрически подобных тел будет подобным, если в сходственных точках при соблюдении подобия граничных и начальных условий соблюдается также равенство безразмерных полей размерных параметров и равенство **критериев подобия**, таких как число Маха **M**, Рейнольдса **Re**, Прандтля **Pr**, Пекле **Pe**, Нуссельта **Nu**, Грасгофа **Gr** и др. Каждый из этих критериев отражает влияние того или иного физического явления на процесс течения реальных газов. Только при соблюдении этих условий режимы работы компрессора будут **подобными**.

Предположим, что далее мы будем рассматривать два геометрически подобных компрессора и определим, при каких условиях течение воздуха в обоих компрессорах будут подобными, а значит они будут иметь одинаковые характеристики, не зависящие от условий на входе.

Степень повышения давления  $\pi_k^* = p_k^* / p_v^*$  представляет собой поле безразмерных величин, составленных из размерных величин полных давлений потока воздуха в сходственных точках, а значит в соответствии с теоремой подобия, на подобных режимах  $\pi_k^*$  будет оставаться неизменным. Коэффициент полезного действия компрессора в соответствии с формулой

$\eta_k^* = \frac{T_{\kappa ad}^* - T_b^*}{T_k^* - T_b^*} = \frac{T_{\kappa ad}^* / T_b^* - 1}{T_k^* / T_b^* - 1} = \frac{e_k^* - 1}{\tau_k^* - 1}$  также представляет собой поле безразмерных величин, так как выражается через отношение полных температур и давлений. Здесь учтено, что  $\frac{T_{\kappa ad}^*}{T_b^*} = (\pi_k^*)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = e_k^*$  и  $\tau_k^* = \frac{T_k^*}{T_b^*}$  - безразмерные параметры.

Таким образом,  $\pi_k^*$  и  $\eta_k^*$  не зависят от условий на входе и сами по себе являются критериальными параметрами.

Критерии Прандтля, Пекле, Нуссельта и Грасгофа относятся к процессам теплообмена, поэтому не влияют на процессы адиабатного повышения давления, протекающего в компрессоре, то есть без теплообмена с окружающей средой. Поэтому из дальнейшего анализа эти критерии исключаются.

Показатель адиабаты  $\kappa = c_p / c_v$ , входящий в предыдущие формулы, также является безразмерной величиной, составленной из размерных  $c_p$  и  $c_v$ , и при изменении температуры в процессе повышения давления остается неизменным и не оказывает влияния на протекание характеристик компрессора.

Таким образом, применительно к компрессору среди значимых критериев остаются только число Маха по относительной скорости потока

$M_{w1} = \frac{W_1}{\sqrt{\kappa R T_b}}$  и критерий Рейнольдса  $Re = c_a b \rho / \mu$ , где  $c_a$  – осевая скорость

потока на входе в компрессор,  $b$  – размер хорды рабочего колеса первой ступени на среднем радиусе,  $\rho$  – плотность воздуха,  $\mu$  – динамическая вязкость воздуха,  $T_b$  – статическая температура на входе в компрессор. Следует также учитывать и угол атаки  $i$ , который является граничным условием для двух геометрически подобных компрессоров.

Однако, для основных эксплуатационных режимов числа Рейнольдса, с которыми обтекаются лопаточные венцы первых ступеней, больше критического  $Re_{kp} = 3 \cdot 10^5$ , то есть течение воздуха в компрессоре находится в области автомодельности по числу Рейнольдса, или другими словами, не зависит от этого критерия. Поэтому он также исключается из дальнейшего рассмотрения.

В итоге оказывается, что для выполнения подобия натурного компрессора или его модели, необходимо, чтобы обеспечивалась неизменность числа Маха  $M_{w1}$  на входе в лопаточные венцы, а также выполнялось граничное условие, или другими словами, выполнялось кинематическое подобие, то есть поддерживались неизменными углы атаки  $i$  набегающего потока.

Если поля скоростей, давлений и температур на входе в компрессор равномерны, и нет явления "запирания" в его лопаточных венцах (т.е. ни в одном «горле» межлопаточных каналов скорость воздуха не достигает местной скорости звука), то задание угла атаки  $i$  и числа  $M_{w1}$  на любом радиусе (например,

на среднем) на входе в РК *первой* ступени компрессора, обеспечивает однозначное определение чисел Маха и углов атаки на входе в лопаточные венцы всех последующих рабочих колес и направляющих аппаратов. Следовательно, **режимы течения воздуха в данном компрессоре и в его геометрически подобной модели будут подобны, если для первой ступени** будет выполняться условие

$$i = \text{idem} \quad \text{и} \quad M_{w1} = \text{idem}. \quad (3.1)$$

Здесь запись «*idem*» в переводе с английского означает «*тот же самый*».

Угол атаки  $i$ , как отмечалось выше, является граничным условием для натурного и модельного компрессоров и в соответствии с требованием теоремы подобия в ходе эксперимента его следует сохранять неизменным в натурном и модельном компрессорах.

При любой частоте вращения угол атаки  $i$  определяется выражением  $i = \beta_{1L} - \beta_1$ . Здесь  $\beta_{1L}$  - конструктивный, или «лопаточный» угол. Это угол между средней линией профиля и фронтом решетки (то есть плоскостью вращения рабочего колеса). Он является элементом конструкции компрессора, и остается всегда неизменным. А значит исходя из уравнения  $i = \beta_{1L} - \beta_1$  предыдущее условие подобия (1.3) можно представить в эквивалентном виде

$$\beta_1 = \text{idem} \quad \text{и} \quad M_{w1} = \text{idem}. \quad (3.2)$$

Но непосредственное измерение значений  $\beta_1$  и  $M_{w1}$  при испытаниях компрессора с достаточной точностью практически невозможно. Поэтому на практике используются другие параметры, более доступные для контроля в ходе эксперимента. Рассмотрим их более подробно.

Очевидно, что при  $i = \text{idem}$  и  $\beta_1 = \text{idem}$  останется неизменным и угол  $\alpha_1 = \text{idem}$  (см. рис. 4). С учетом этого условие  $M_{w1} = \text{idem}$  можно заменить на два:

$$M_a = \frac{c_{1a}}{\sqrt{kRT_e}} = \text{idem} \quad \text{и} \quad M_u = \frac{u_1}{\sqrt{kRT_e}} = \text{idem}, \quad (3.3)$$

Докажем, что выражения (3.2) и (3.3) эквивалентны по физическому смыслу. Для этого воспользуемся треугольником скоростей на входе в РК, приведенным на рис. 4. Из него следует, что

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1a}}{u_1 - c_{1u}} = \frac{c_{1a}}{u_1 - c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1}, \quad \text{а}$$

$$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + W_{1u}^2} = \sqrt{c_{1a}^2 + (u_1 - c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1)^2}.$$

После почлененного деления числителя и знаменателя правой части первого уравнения на местную скорость звука

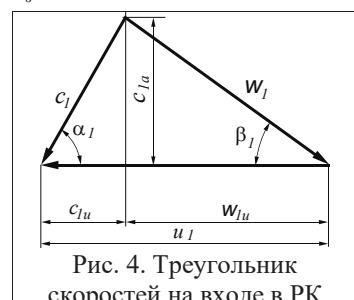


Рис. 4. Треугольник скоростей на входе в РК

$a = \sqrt{kRT_b}$  получим, что  $\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{M_a}{M_u - M_a \operatorname{ctg} \alpha_1}$ . А после деления второго уравнения на  $a = \sqrt{kRT_b}$  следует, что

$$M_{w1} = \sqrt{M_a^2 + (M_u - M_a \operatorname{ctg} \alpha_1)^2}.$$

Полученные выражения позволяют сделать вывод, что и угол набегания потока  $\beta_1$  и число Маха  $M_{w1}$  однозначно зависят от чисел Маха по абсолютной и окружной скоростям. Таким образом доказано, что условия (3.2) и (3.3) эквивалентны.

Параметры, неизменность которых обеспечивает подобие течений воздуха в натурных и геометрически подобных компрессорах, называются *параметрами подобия* или *критериальными параметрами*. Применительно к компрессорам к ним относятся не только угол атаки  $i$ , угол входа потока в рабочее колесо  $\beta_1$  и число Маха в относительном движении  $M_{w1}$ , но и числа Маха в абсолютном движении  $M_a$  и в окружном  $M_u$ .

Соответственно,  $\pi_k^*$  и  $\eta_k^*$  будут зависеть не непосредственно от частоты вращения и расхода воздуха, а от параметров подобия  $M_a$  и  $M_u$ . Иными словами, в каких бы условиях ни испытывался или работал компрессор (например, в полёте на различных скоростях и высотах), при неизменности чисел  $M_a$  и  $M_u$  на входе в РК первой ступени, всегда будут одни и те же значения  $\pi_k^*$  и  $\eta_k^*$ , а значит будет обеспечиваться неизменность положения напорных кривых в поле характеристик компрессора.

Вместо  $M_a$  и  $M_u$  более выгодно использовать какие-либо аналогичные газодинамические параметры, однозначно связанные с числами Маха, но поддающиеся более простому измерению. Например, это могут быть приведен-

ные скорости  $\lambda_u = \frac{u}{c_{kp}}$  и  $\lambda_a = \frac{c_{1a}}{c_{kp}}$ , где  $c_{kp} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa+1} RT_e^*}$  – критическая скорость потока.

На практике это более удобно, так как на входе в компрессор на многих авиационных ГТД устанавливается оборудование, обеспечивающее непрерывное измерение температуры заторможенного потока  $T_e^*$ , а окружная скорость вращения и легко определяется по частоте вращения, которая измеряется соответствующими приборами.

Вместо критериального параметра  $\lambda_a$  можно использовать однозначно связанную с ним газодинамическую функцию  $q(\lambda_a)$  или  $q(\lambda_b)$ , где индекс "b" относится к сечению на входе в компрессор. В этом случае характеристика компрессора для геометрически подобных компрессоров будет определяться параметрическими зависимостями вида:

$$\pi_{\kappa}^* = \varphi_1(\lambda_u, q(\lambda_e)), \quad (3.4)$$

$$\eta_{\kappa}^* = \varphi_2(\lambda_u, q(\lambda_e)). \quad (3.5)$$

Мы провели рассуждения для наиболее общего случая, когда рассматривались два геометрически подобных компрессора.

Теперь рассмотрим не геометрически подобный, а один и тот же компрессор, который априори геометрически подобен самому себе, но работающий в различных условиях полета или испытаний. Для такого компрессора известны все геометрические размеры, в частности, радиусы в каждом сечении.

Известно, что окружная скорость лопаток рабочего колеса пропорциональна частоте вращения ротора  $n$ . Тогда вместо  $\lambda_u$  можно использовать эквивалентный ему параметр, связанный непосредственно с частотой вращения

$\frac{n}{\sqrt{T_b^*}}$ . Действительно, так как  $\lambda_u = \frac{u}{c_{kp}}$ , а  $u = n \frac{\pi r}{30}$  и  $c_{kp} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa+1} R T_e^*}$ , полу-

чаем, что

$$\lambda_u = \frac{u}{c_{kp}} = n \frac{\pi r}{30} \times \frac{1}{\sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa+1} R}} \times \frac{1}{\sqrt{T_e^*}} = const \frac{n}{\sqrt{T_e^*}},$$

где  $const = \frac{\pi r}{30} \times \sqrt{\frac{\kappa+1}{2\kappa R}}$ . Здесь радиус  $r$  включен в состав константы.

Если учесть, что расход воздуха  $G_e = m \frac{p_e^*}{\sqrt{T_e^*}} F_{bx} q(\lambda_e)$ , то из этой формулы

следует, что  $\frac{G_b \sqrt{T_b^*}}{p_b^*} = m_b F_b q(\lambda_b)$ , или  $\frac{G_b \sqrt{T_b^*}}{p_b^*} = const q(\lambda_b)$ , где  $const = m F_{bx}$ .

Таким образом вместо  $q(\lambda_b)$  можно использовать аналогичный критериальный параметр  $\frac{G_b \sqrt{T_b^*}}{p_b^*}$ . А величины  $G_b$ ,  $T_b^*$  и  $p_b^*$  поддаются достаточно простому измерению.

Но критериальные параметры  $\frac{n}{\sqrt{T_e^*}}$  и  $\frac{G_b \sqrt{T_b^*}}{p_b^*}$  имеют неудобные для

практического применения размерности. Поэтому вместо них используются пропорциональные им величины

$$n_{np} = n \sqrt{\frac{288,15}{T_e^*}} \text{ и } G_{b,np} = G_b \frac{101325}{p_b^*} \sqrt{\frac{T_b^*}{288,15}}, \quad (3.6)$$

где 288,15К и 101325Па - значения температуры и давления воздуха в стандартных атмосферных условиях (САУ). Теперь параметры (3.6) будут иметь удобные в практическом использовании размерности, такие как частота вращения об/мин и расхода воздуха кг/с. Критериальные параметры  $n_{np}$  и  $G_{b,np}$

называются *приведенной частотой вращения и приведенным расходом воздуха*.

Физический смысл приведенных параметров заключается в том, что *их нужно рассматривать как такие значения оборотов  $n$  и расхода воздуха  $G$ , которые нужно установить при испытании компрессора на стенде при стандартных значениях  $p^*$  и  $T^*$  (101325 Па и 288,15 К), чтобы получить режим его работы, подобный режиму в конкретных условиях полёта или проведения испытаний*. При этом значения  $n_{\text{пр}}$  обычно задаются либо в оборотах в минуту, либо в относительном виде как  $\bar{n}_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{пр}}}{n_{\text{пр расч}}}$ , то есть в виде отношения текущих значений приведенных частот вращений к расчетным, либо в процентах от расчетного режима  $n_{\text{пр}} \%, \% = \frac{n_{\text{пр}}}{n_{\text{пр расч}}} \times 100\%$ .

В соответствии с этим, *характеристикой компрессора теперь будет называться зависимость степени повышения давления  $\pi_k^*$  и КПД компрессора  $\eta_k^*$  от приведенной частоты вращения  $n_{\text{пр}}$  (или  $\bar{n}_{\text{пр}}$ ) и приведенного расхода воздуха  $G_{\text{в пр}}$  (или  $q(\lambda_\beta)$ ).*

На рис. 5 показан вид характеристики того же компрессора, что и на рис. 2, но изображенной с использованием параметров подобия  $\bar{n}_{\text{пр}}$  и  $G_{\text{в пр}}$ . Как видно, эта характеристика по внешнему виду ничем не отличаются, кроме режимных аргументов  $\bar{n}_{\text{пр}}$  и  $G_{\text{в пр}}$ , обозначенных литерами «пр». Но характеристика на рис. 5 принципиально отличается от характеристики на рис. 2 тем, что она уже не зависит от условий на входе в компрессор и имеет единый вид для всех высот, скоростей и климатических условий проведения испытания. На ней уже не нужно указывать условия, при которых была получена характеристика в ходе стендового эксперимента.

Таким образом, окончательно: для одного и того же компрессора, но применяемого в различных условиях на входе, характеристики компрессора описываются параметрическими зависимостями вида:

$$\pi_k^* = f_1(n_{\text{пр}}, G_{\text{в пр}}) \text{ и } \eta_k^* = f_2(n_{\text{пр}}, G_{\text{в пр}}).$$

При изображении характеристик вместо абсолютных значений  $\pi_k^*$  и  $\eta_k^*$  иногда используются их относительные аналоги  $\bar{\pi}_k^* = \frac{\pi_k^*}{\pi_{k,\text{расч}}^*}$  и  $\bar{\eta}_k^* = \frac{\eta_k^*}{\eta_{k,\text{расч}}^*}$ .

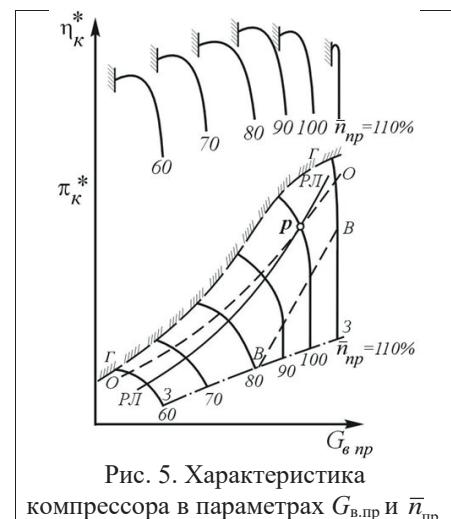


Рис. 5. Характеристика компрессора в параметрах  $G_{\text{в пр}}$  и  $\bar{n}_{\text{пр}}$

Также вместо  $n_{np}$  часто используют относительные обороты  $\bar{n}_{np}$  или  $\bar{n}_{np}\%$ , а вместо  $G_{впр}$  плотность тока  $q(\lambda_e)$ . В свою очередь вместо  $G_{впр}$  можно использовать безразмерный приведенный расход воздуха  $\bar{G}_{впр} = \frac{G_{впр}}{G_{впр,расч}}$ , а вместо  $q(\lambda_e)$  относительную плотность потока  $\bar{q}(\lambda_e) = \frac{q(\lambda_e)}{q(\lambda_e)_{расч}}$ .

Таким образом, для обеспечения подобия и натурного и модельного компрессора (геометрически подобного натуральному) необходимо обеспечить одно из рассмотренных выше условий:

1.  $i_1 = \text{idem}$  и  $M_{w1} = \text{idem}$ .
2.  $\beta_1 = \text{idem}$  и  $M_{w1} = \text{idem}$ .
3.  $\alpha_1 = \text{idem}$  и  $M_{w1} = \text{idem}$ .
4.  $M_u = \text{idem}$  и  $M_a = \text{idem}$ .
5.  $\lambda_u = \text{idem}$  и  $\lambda_a = \text{idem}$ .
6.  $\lambda_u = \text{idem}$  и  $q(\lambda_e) = \text{idem}$ .

Только для натурного компрессора, с известными геометрическими характеристиками, допустимо использование более удобных критериальных параметров, приведенных к САУ:

$$n_{np} = n \sqrt{\frac{288,15}{T_e^*}} \text{ и } G_{впр} = G_{в} \frac{101325}{p_{в}^*} \sqrt{\frac{T_{в}^*}{288,15}}.$$

Но это последнее условие нельзя применять к модельным компрессорам.

## 4. Порядок проведения работы

### 4.1. Исходные данные

При испытаниях одного и того же компрессора на открытом стенде, были получены в табличном виде 10 различных вариантов характеристик многоступенчатого компрессора в виде параметрических зависимостей  $\pi_{\kappa}^* = f_1(\bar{n}, G_{в})$  и  $\eta_{\kappa}^* = f_2(\bar{n}, G_{в})$  при десяти различных сочетаниях параметров воздуха на входе  $p_e^*$  и  $T_e^*$ . Каждый студент получает один из этих 10 вариантов:

<b>Вариант № 1</b>						
$p_B^* = 96258,75$			$T_B^* = T_{CAV} - 14$			
$\bar{n}$	$G_B$	$\bar{n}_{\text{пр}}$	$G_B$ пр	$\pi_K^*$	$\eta_K^*$	
0,975	37,010			4,808	0,830	
	37,010			5,331	0,846	
	37,010			5,854	0,858	
	36,970			6,370	0,862	
	36,661			6,835	0,855	
0,878	29,564			3,662	0,848	
	29,564			4,225	0,871	
	29,402			4,762	0,878	
	28,694			5,194	0,865	
	27,685			5,539	0,844	
0,780	21,965			2,592	0,806	
	21,895			3,169	0,853	
	20,912			3,586	0,838	
	19,238			3,814	0,790	
	16,961			3,816	0,712	
0,683	17,473			1,984	0,757	
	17,149			2,414	0,822	
	15,685			2,634	0,779	
	13,601			2,654	0,687	
	11,643			2,588	0,602	

<b>Вариант № 2</b>						
$p_B^* = 106391,25$			$T_B^* = T_{CAV} + 18$			
$\bar{n}$	$G_B$	$\bar{n}_{\text{пр}}$	$G_B$ пр	$\pi_K^*$	$\eta_K^*$	
1,031	38,709				4,808	0,830
	38,709				5,331	0,846
	38,709				5,854	0,858
	38,667				6,370	0,862
	38,344				6,835	0,855
0,928	30,921				3,662	0,848
	30,921				4,225	0,871
	30,752				4,762	0,878
	30,011				5,194	0,865
	28,956				5,539	0,844
0,825	22,974				2,592	0,806
	22,900				3,169	0,853
	21,872				3,586	0,838
	20,121				3,814	0,790
	17,740				3,816	0,712
0,722	18,275				1,984	0,757
	17,936				2,414	0,822
	16,405				2,634	0,779
	14,226				2,654	0,687
	12,177				2,588	0,602

<b>Вариант № 3</b>						
$p_B^* = 96258,75$			$T_B^* = T_{CAV} + 24$			
$\bar{n}$	$G_B$	$\bar{n}_{\text{пр}}$	$G_B$ пр	$\pi_K^*$	$\eta_K^*$	
1,041	34,684			4,808	0,830	
	34,684			5,331	0,846	
	34,684			5,854	0,858	
	34,646			6,370	0,862	
	34,358			6,835	0,855	
0,937	27,706			3,662	0,848	
	27,706			4,225	0,871	
	27,554			4,762	0,878	
	26,891			5,194	0,865	
	25,945			5,539	0,844	
0,833	20,585			2,592	0,806	
	20,519			3,169	0,853	
	19,598			3,586	0,838	
	18,029			3,814	0,790	
	15,895			3,816	0,712	
0,729	16,375			1,984	0,757	
	16,071			2,414	0,822	
	14,699			2,634	0,779	
	12,747			2,654	0,687	
	10,911			2,588	0,602	

<b>Вариант № 4</b>						
$p_B^* = 106391,25$			$T_B^* = T_{CAV} - 5$			
$\bar{n}$	$G_B$	$\bar{n}_{\text{пр}}$	$G_B$ пр	$\pi_K^*$	$\eta_K^*$	
0,991	40,251				4,808	0,830
	40,251				5,331	0,846
	40,251				5,854	0,858
	40,207				6,370	0,862
	39,871				6,835	0,855
0,892	32,153				3,662	0,848
	32,153				4,225	0,871
	31,976				4,762	0,878
	31,206				5,194	0,865
	30,109				5,539	0,844
0,793	23,889				2,592	0,806
	23,812				3,169	0,853
	22,743				3,586	0,838
	20,922				3,814	0,790
	18,446				3,816	0,712
0,694	19,002				1,984	0,757
	18,650				2,414	0,822
	17,058				2,634	0,779
	14,792				2,654	0,687
	12,662				2,588	0,602

$p_{\text{CAY}}^* = 101325 \text{ Па, } T_{\text{CAY}}=288,15\text{K}$						
Вариант № 5						
$p_{\text{B}}^* = 96258,75$			$T_{\text{B}}^* = T_{\text{CAY}} - 10$			
$\bar{n}$	$G_{\text{B}}$	$\bar{n}_{\text{np}}$	$G_{\text{B}} \text{ пр}$	$\pi_{\text{K}}^*$	$\eta_{\text{K}}^*$	
0,982	36,743			4,808	0,830	
	36,743			5,331	0,846	
	36,743			5,854	0,858	
	36,703			6,370	0,862	
	36,397			6,835	0,855	
0,884	29,351			3,662	0,848	
	29,351			4,225	0,871	
	29,190			4,762	0,878	
	28,487			5,194	0,865	
	27,485			5,539	0,844	
0,786	21,807			2,592	0,806	
	21,737			3,169	0,853	
	20,761			3,586	0,838	
	19,099			3,814	0,790	
	16,839			3,816	0,712	
0,688	17,346			1,984	0,757	
	17,025			2,414	0,822	
	15,572			2,634	0,779	
	13,503			2,654	0,687	
	11,559			2,588	0,602	

$p_{\text{CAY}} = 101325 \text{ Па, } T_{\text{CAY}}=288,15\text{K}$						
Вариант № 6						
$p_{\text{B}}^* = 106391,25$			$T_{\text{B}}^* = T_{\text{CAY}} - 15$			
$\bar{n}$	$G_{\text{B}}$	$\bar{n}_{\text{np}}$	$G_{\text{B}} \text{ пр}$	$\pi_{\text{K}}^*$	$\eta_{\text{K}}^*$	
0,974	40,981				4,808	0,830
	40,981				5,331	0,846
	40,981				5,854	0,858
	40,936				6,370	0,862
	40,595				6,835	0,855
0,876	32,736				3,662	0,848
	32,736				4,225	0,871
	32,556				4,762	0,878
	31,772				5,194	0,865
	30,655				5,539	0,844
0,779	24,322				2,592	0,806
	24,244				3,169	0,853
	23,156				3,586	0,838
	21,302				3,814	0,790
	18,781				3,816	0,712
0,682	19,347				1,984	0,757
	18,989				2,414	0,822
	17,368				2,634	0,779
	15,060				2,654	0,687
	12,892				2,588	0,602

$p_{\text{CAY}} = 101325 \text{ Па, } T_{\text{CAY}}=288,15\text{K}$						
Вариант № 7						
$p_{\text{B}}^* = 96258,75$			$T_{\text{B}}^* = T_{\text{CAY}} - 6$			
$\bar{n}$	$G_{\text{B}}$	$\bar{n}_{\text{np}}$	$G_{\text{B}} \text{ пр}$	$\pi_{\text{K}}^*$	$\eta_{\text{K}}^*$	
0,990	36,482			4,808	0,830	
	36,482			5,331	0,846	
	36,482			5,854	0,858	
	36,442			6,370	0,862	
	36,138			6,835	0,855	
0,891	29,142			3,662	0,848	
	29,142			4,225	0,871	
	28,982			4,762	0,878	
	28,284			5,194	0,865	
	27,290			5,539	0,844	
0,792	21,652			2,592	0,806	
	21,583			3,169	0,853	
	20,613			3,586	0,838	
	18,963			3,814	0,790	
	16,719			3,816	0,712	
0,693	17,223			1,984	0,757	
	16,904			2,414	0,822	
	15,461			2,634	0,779	
	13,407			2,654	0,687	
	11,476			2,588	0,602	

$p_{\text{CAY}} = 101325 \text{ Па, } T_{\text{CAY}}=288,15\text{K}$						
Вариант № 8						
$p_{\text{B}}^* = 106391,25$			$T_{\text{B}}^* = T_{\text{CAY}} + 15$			
$\bar{n}$	$G_{\text{B}}$	$\bar{n}_{\text{np}}$	$G_{\text{B}} \text{ пр}$	$\pi_{\text{K}}^*$	$\eta_{\text{K}}^*$	
1,026	38,900				4,808	0,830
	38,900				5,331	0,846
	38,900				5,854	0,858
	38,858				6,370	0,862
	38,534				6,835	0,855
0,923	31,074				3,662	0,848
	31,074				4,225	0,871
	30,903				4,762	0,878
	30,159				5,194	0,865
	29,099				5,539	0,844
0,821	23,087				2,592	0,806
	23,014				3,169	0,853
	21,980				3,586	0,838
	20,221				3,814	0,790
	17,827				3,816	0,712
0,718	18,365				1,984	0,757
	18,025				2,414	0,822
	16,486				2,634	0,779
	14,296				2,654	0,687
	12,237				2,588	0,602

<b>Вариант № 9</b>					
$p_B^* = 96258,75$			$T_B^* = T_{CAY} + 25$		
$\bar{n}$	$G_B$	$\bar{n}_{\text{пп}}$	$G_{\text{в пр}}$	$\pi_k^*$	$\eta_k^*$
1,042	34,629			4,808	0,830
	34,629			5,331	0,846
	34,629			5,854	0,858
	34,591			6,370	0,862
	34,303			6,835	0,855
0,938	27,662			3,662	0,848
	27,662			4,225	0,871
	27,510			4,762	0,878
	26,848			5,194	0,865
	25,904			5,539	0,844
0,834	20,552			2,592	0,806
	20,487			3,169	0,853
	19,567			3,586	0,838
	18,000			3,814	0,790
	15,870			3,816	0,712
0,730	16,348			1,984	0,757
	16,045			2,414	0,822
	14,676			2,634	0,779
	12,726			2,654	0,687
	10,894			2,588	0,602

<b>Вариант № 10</b>						
$p_B^* = 96258,75$			$T_B^* = T_{CAY} + 10$			
$\bar{n}$	$G_B$	$\bar{n}_{\text{пп}}$	$G_{\text{в пр}}$	$\pi_k^*$	$\eta_k^*$	
1,017	35,489				4,808	0,830
	35,489				5,331	0,846
	35,489				5,854	0,858
	35,450				6,370	0,862
	35,155				6,835	0,855
0,915	28,349				3,662	0,848
	28,349				4,225	0,871
	28,194				4,762	0,878
	27,515				5,194	0,865
	26,547				5,539	0,844
0,814	21,063				2,592	0,806
	20,996				3,169	0,853
	20,053				3,586	0,838
	18,448				3,814	0,790
	16,264				3,816	0,712
0,712	16,755				1,984	0,757
	16,444				2,414	0,822
	15,040				2,634	0,779
	13,042				2,654	0,687
	11,164				2,588	0,602

Используя свой вариант, студенту необходимо пересчитать физические обороты  $\bar{n}$  и расход воздуха  $G_{\text{в}}$ , полученные в эксперименте, к приведенным (критериальным) параметрам по формулам:

$$\bar{n}_{\text{пп}} = \bar{n} \sqrt{\frac{288}{T_B^*}} \quad \text{и} \quad G_{\text{в пр}} = G_B \frac{101325}{p_B^*} \sqrt{\frac{T_B^*}{288}}.$$

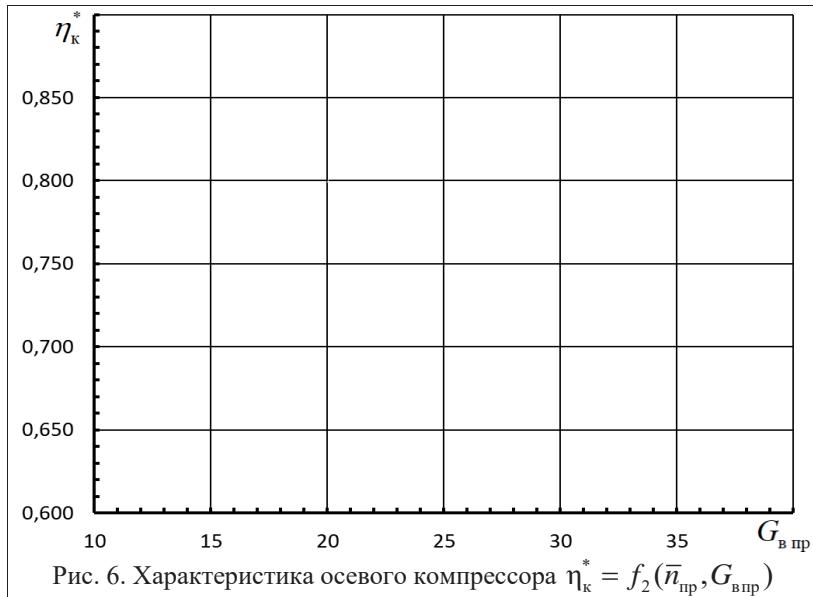
Вычисляемые величины  $\bar{n}_{\text{пп}}$  и  $G_{\text{в пр}}$  записываются в свободные ячейки своего варианта таблицы.

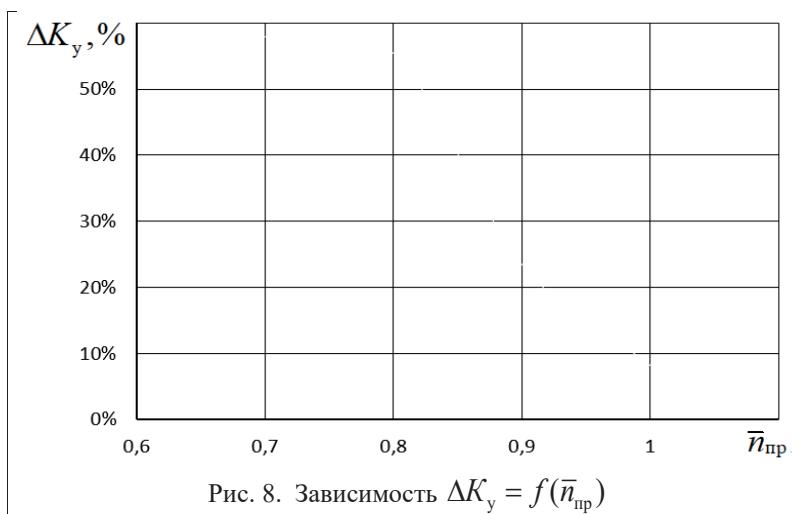
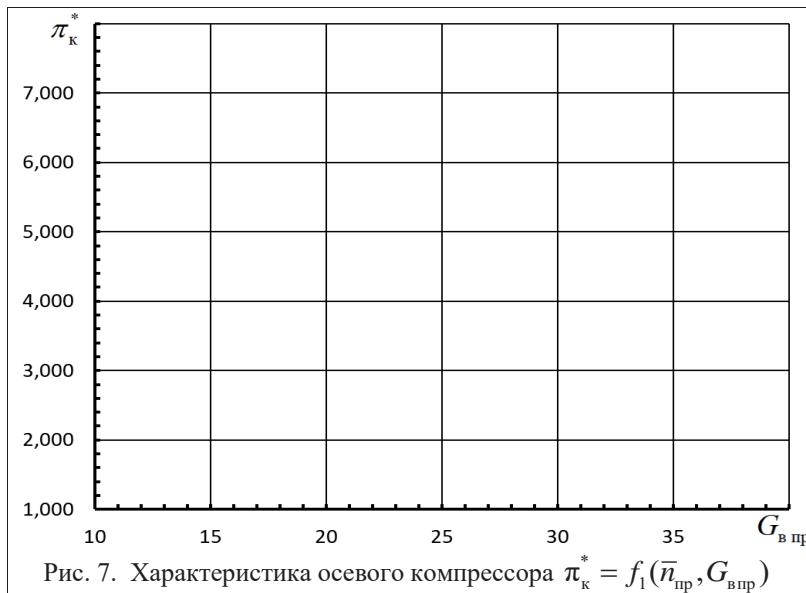
При выполнении расчетов получаемые численные значения следует вносить в таблицу после округления по правилам округления до четвертой значащей цифры после запятой.

## 4.2. Отчетность по работе

- С целью приобретения навыков у студентов по использованию программы MS Excel, студенты могут использовать ноутбуки или планшеты при проведении расчетов и построении графиков с последующим их переносом на миллиметровую бумагу
- Все графические построения выполняются только на миллиметровой бумаге по типу шаблонов, приведенных на рис. 6 и рис. 7. Графики рекомендуется разместить один под другим и проследить, чтобы шаг по оси абсцисс у них был одинаковым. Это облегчит построение линии оптимальных режимов путем проецирования максимальных значений  $\eta_k^*$  на напорные кривые при одинаковых значениях  $\bar{n}_{\text{пп}}$ .

3. По полученным значениям  $\bar{n}_{\text{пр}}$  и  $G_{\text{впр}}$  на графиках строится характеристика компрессора в параметрах подобия  $\eta_{\text{k}}^* = f_2(\bar{n}_{\text{пр}}, G_{\text{впр}})$  - рис. 6  $\pi_{\text{k}}^* = f_1(\bar{n}_{\text{пр}}, G_{\text{впр}})$  - рис. 7.
4. На графике характеристики  $\pi_{\text{k}}^* = f_1(\bar{n}_{\text{пр}}, G_{\text{впр}})$  для каждого рассчитанного значения  $\bar{n}_{\text{пр}}$  необходимо нанести:
  - Линию «*2-2*» границы устойчивой работы (ГУР) компрессора.
  - Линию «*o-o*» оптимальных режимов.
  - Линию «*e-e*» запирания компрессора по входу.
  - Линию «*z-z*» запирания компрессора по выходу.
5. Вдоль линии оптимальных режимов «*o-o*» для каждого значения  $\bar{n}_{\text{пр}}$  рассчитывается величина коэффициента запаса газодинамической устойчивости  $\Delta K_y = \left( \frac{(\pi_{\text{k}}^*/G_{\text{впр}})_{\text{гур}}}{(\pi_{\text{k}}^*/G_{\text{впр}})_{\text{o-o}}} - 1 \right) \times 100\%$ . По данным расчетам строится график зависимости  $\Delta K_y = f(\bar{n}_{\text{пр}})$  - рис. 8.





### 4.3. Информация для преподавателя

Методические материалы по данной работе хранятся на кафедре ДЛА на «рабочем столе» персонального компьютера аудитории 2026 в одноименной с названием лабораторной работы директории.

### 5. Контрольные вопросы

1. Изобразите принципиальную схему открытого испытательного стенда для получения характеристик осевого компрессора.
2. Что такое число Маха? Какие числа Маха характерны для течений в ступенях осевого компрессора?
3. Почему при использовании теории подобия в геометрически подобных компрессорах не рассматриваются критерии Прандтля, Пекле, Нуссельта и Грасгофа?
4. Запишите формулу расчета приведенного расхода воздуха  $G_{e,np}$ .
5. Запишите формулу для расчета коэффициента запаса газодинамической устойчивости  $\Delta K_y$ .
6. Запишите формулу расчета  $\eta_k^*$  компрессора по измеренным в процессе эксперимента параметрам.
7. Для чего служит лемнискатный вход у коллектора и ресивер на выходе из компрессора?
8. Какими измерительными приборами оборудуется испытательный стенд, в каких сечениях и для чего?
9. Для чего служит мультипликатор и чем он отличается от редуктора?
10. Как на испытательном стенде измеряется и регулируется частота вращения ротора компрессора?
11. Для чего служит управляемый дроссель на выходе из выхлопной системы испытательного стендса?
12. Почему при достижении запирания на входе в первой ступени компрессора при дальнейшем открытии дросселя понижается  $\pi_k^*$ ? Поясните это с использованием треугольника скоростей.
13. Объясните причины изменения  $\eta_k^*$  вдоль напорной кривой.
14. Поясните закономерность изменения положения напорных кривых в поле характеристик компрессора при снижении оборотов ротора.
15. Сформулируйте основные положения теоремы подобия.
16. Докажите правомерность перехода от критерия  $\lambda_u$  к критерию  $\frac{n}{\sqrt{T_e^*}}$ .

17. Докажите правомерность перехода от критерия  $\lambda_a$  к критерию  $\frac{G_b \sqrt{T_b^*}}{p_b^*}$ .
18. В чем заключается неудобство использования критерииев  $\frac{n}{\sqrt{T_b^*}}$  и  $\frac{G_b \sqrt{T_b^*}}{p_b^*}$ ? И как это неудобство было преодолено?
19. Каков физический смысл приведенных параметров  $n_{np}$  и  $G_{bnp}$ ?
20. Назовите необходимые условия, которые необходимо соблюдать при получении характеристик для геометрически подобных компрессоров.
21. Можно ли считать справедливыми параметрические зависимости, записанные в виде  $\pi_k^* = f_1(\lambda_u, q(\lambda_e))$  и  $\eta_k^* = f_2(\lambda_u, q(\lambda_e))$  для характеристик натурного компрессора с известными геометрическими параметрами, но испытанного в различных атмосферных условиях.
22. Что называется «линией запирания компрессора по входу»?
23. Что называется «линией запирания компрессора по выходу»?
24. Что называется «линией оптимальной режимов»?
25. Что называется «границей устойчивой работы компрессора»?
26. Что называется «напорной кривой» в поле характеристик компрессора?
27. В какой точке напорной кривой будет выше значение угла атаки  $i$ : на линии « $2-2'$  или на линии « $3-3'$ ? Ответ поясните треугольниками скоростей для обоих случаев.
28. Нужно ли в процессе приведения характеристик компрессора к САУ пересчитывать  $\pi_k^*$  и  $\eta_k^*$ ? Если «нет» или «да», то почему?
29. Назовите все условия, при соблюдении которых можно считать, что геометрически подобный компрессор будет работать на подобных режимах.
30. Объясните, почему при уменьшении частоты вращения напорная кривая  $\pi_k^* = f_1(n_{np}, G_{bnp})$  смещается влево и вниз.
31. Поясните закономерности и причины изменения  $\pi_k^*$  и  $G_b$  при прикрытии выходного дросселя испытательного стенда при неизменной частоте вращения ротора компрессора.
32. Поясните закономерности и причины изменения  $\pi_k^*$  и  $G_b$  при открытии выходного дросселя испытательного стенда.

## Лабораторная работа №2

# СРЫВНЫЕ И НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА И СПОСОБЫ ЕГО РЕГУЛИРОВАНИЯ.

### 1. Цель и содержание работы.

1. Ознакомление с устройством испытательного стенда для исследования неустойчивых режимов работы на основе центробежного компрессора.
2. Ознакомление с математической моделью испытательного стенда для исследования неустойчивых режимов работы центробежного компрессора.
3. Моделирование различных видов неустойчивой работы компрессора при помощи математической модели испытательного стенда.
4. Демонстрация способов ликвидации неустойчивой работы центробежного компрессора.
5. Демонстрация изменения характеристики компрессора при его регулировании поворотом лопаток входного направляющего аппарата.

### 2. Общие сведения.

В условиях эксплуатации компрессоров в составе ГТД возможно нарушение их газодинамической устойчивости, которое в зависимости от условий полета и режима работы двигателя может проявляться в форме вращающегося срыва, помпажного срыва или в форме помпажа компрессора.

Независимо от конструктивного исполнения компрессора (осевой, центробежный, диагональный, осцентробежный) *первопричиной возникновения любой формы потери неустойчивого режима работы компрессора является превышение критических углов атаки ( $i > i_{kp}$ ) при обтекании воздухом лопаток и появление срыва потока в одной или нескольких ступенях компрессора.*

Причинами, приводящими в эксплуатации к таким последствиям, могут быть отказы в работе системы регулирования двигателя или компрессора, неравномерность потока после воздухозаборника, попадание летательного аппарата с работающими двигателями в спутный след другого самолета, производственные отклонения в геометрических размерах отдельных лопаток и др.

Форма потери устойчивости течения воздуха в компрессоре, работающего в системе ГТД, зависит от размеров воздушных каналов (так называемых присоединенных объемов) за компрессором. К таким объемам относится пространство камеры сгорания, а также межлопаточные каналы сопловых аппаратов первых ступеней турбины.

При изучении неустойчивых режимов на испытательных стендах роль присоединенных объемов выполняют специальные каналы и объемы за компрессором, расход воздуха через которые регулируются управляемыми дроссельными заслонками (дросселями).

## 2.1. Формы неустойчивых режимов работы ступени компрессора.

Экспериментальные исследования неустойчивых режимов работы ступеней осевого компрессора сводятся к следующему.

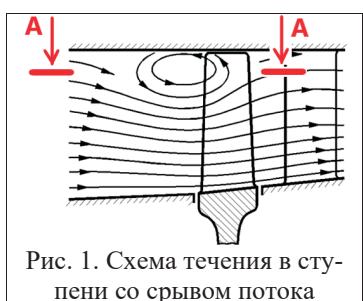


Рис. 1. Схема течения в ступени со срывом потока

1). *По причине отклонения в геометрии отдельных лопаток, изгибно-крутильных колебаний, асимметрии потока, его турбулентности и т.п.*, срыв потока может возникнуть *не на всех*, а на отдельной или нескольких лопатках. В итоге формируется вихревая зона, в которой развивается обратное течение через области с более низким напором по типу, показанному на рис. 1. Напор, создаваемый такими лопатками, оказывается меньшим, чем напор, создаваемый соседними лопатками, работающими без срыва. Для наглядности на рис. 1. описанное явление показано применительно к ступени с малыми значениями относительного диаметра втулки  $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,3 \dots 0,4$ , характерными для первых ступеней с длинными лопатками. Но подобное течение при определенных обстоятельствах может возникнуть и в остальных ступенях, в том числе и в последних.



Рис. 2. Схема обтекания решетки РК при наличии срывной зоны

### 2). Возникшие срывные зоны

являются причиной изменения характера течения по обе стороны от зоны срыва. Как видно на рис. 2, перед лопatkой 1, на которой возник локальный срыв, поток начнет растекаться перед зоной срыва. Поэтому на лопатках справа от зоны срыва углы атаки будут увеличиваться и срыв переместится на соседнюю лопатку №3 справа. А на лопатке №2 слева от зоны срыва, наоборот, углы атаки уменьшаются и срыв потока, если он до этого на ней был, прекратится. В итоге срывная зона начинает перемещаться вправо и будет двигаться вместе с рабочим колесом, но навстречу его движения. Такое явление получило название *вращающегося срыва*. Срывная зона охватывает одновременно лопатки и рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА). Она вращается относительно корпуса в сторону вращения РК и навстречу РК, но с угловой скоростью  $\omega_{\text{ср}}$ , меньшей угловой скорости рабочего колеса  $\omega_{\text{рк}}$ .

Характер срывных зон зависит от геометрических параметров ступеней.

3). *В первых ступенях компрессора* с длинными лопатками ( $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,3 \dots 0,4$ ) условия обтекания лопаток на различных радиусах различны. Срыв обычно не захватывает всю лопатку, а занимает небольшую её часть в периферийных сечениях (см. рис. 1, сечение A-A), где и располагаются первоначально возникшие зоны срыва.

Как правило, на ступенях с длинными лопатками, возникает не одна, а несколько, от трех и более, равномерно распределенных по окружности РК срывных зон (рис.3a), вращающихся со скоростью  $\omega_{\text{ср}} = (0,7 \dots 0,75)\omega_{\text{рк}}$ . Из-за малых размеров и низкой интенсивности срывных зон характеристика ступени не имеет разрыва (рис. 3.б). Наличие срыва проявляется лишь в снижении напора и заметном снижении КПД ступени. При этом по мере уменьшения коэффициента расхода  $\bar{c}_a$  (увеличения угла атаки) размеры каждой срывной зоны постепенно увеличиваются как в окружном, так и в радиальном направлениях. Степень повышения давления  $\pi_k^*$  и коэффициент расхода  $\bar{c}_a$  еще более снижаются, а углы атаки возрастают. На таком режиме ступень может работать устойчиво сколь угодно долго. Но чрезмерное увеличение срывных зон может стать причиной потери газодинамической устойчивости всего компрессора.

Принято называть часть характеристики слева от точки *A* «левой» (срывной) ветвью характеристики, остальную часть характеристики - «правой» ветвью.

Вращающийся срыв сопровождается падением давления за компрессором, появлением высокочастотных акустических (звуковых) колебаний, которые могут стать возбудителями опасных резонансных колебаний отдельных деталей двигателя, таких, как длинные и тонкие лопатки компрессора, небрежно отбортованные топливные или масляные трубопроводы и т.п.

**4). В последних ступенях** с короткими лопатками ( $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,7$  и более) возникает одна мощная срывная зона, занимающая от трети до половины окружности рабочего колеса (рис. 4a) с угловой скоростью вращения  $\omega_{\text{ср}} = (0,3 \dots 0,4)\omega_{\text{рк}}$ .

Эта зона дросселирует поток, расход воздуха через ступень и ее напор резко снижаются. Углы атаки станут превышать критические и рабочая точка может достичь границы устойчивой работы – точка *Г* на рис. 4б. Режим работы ступени скачком переходит из точки *Г* в точку *A*. Ступень начинает работать на срывной ветви характеристики с низким уровнем  $\pi_k^*$ , расходом воздуха и КПД. Если еще более уменьшать  $\bar{c}_a$ , например, уменьшением площади выходного дросселя (если ступень установлена на испытательном стенде), то точка *A* переместится в точку *B*.

В окрестности срывной ветви *B-A* будут наблюдаться высокочастотные акустические колебания, называемые «зудом», что, как и в предыдущем случае, указывает на высокий уровень нестационарности потока на срывающих режимах работы ступеней.

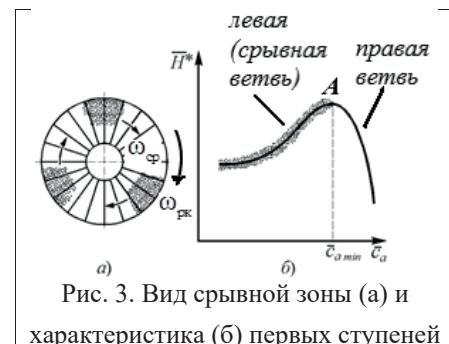


Рис. 3. Вид срывной зоны (а) и характеристика (б) первых ступеней

Если, открывая дроссель, вновь вернуться в точку  $A$ , срыв не прекратится. При дальнейшем увеличении расхода воздуха (увеличении  $\bar{c}_a$ ), размер срывной зоны уменьшается, но вследствие устойчивости срывных форм течения она сохраняется до значения коэффициента расхода  $\bar{c}_{ar}$  в момент потери газодинамической устойчивости. И только после существенного увеличения  $\bar{c}_a$  до значения  $\bar{c}_{ab}$  в точке  $B$  открытием дросселя, срывная зона распадается, и режим работы ступени скачком переходит в точку  $D$ , на режим бессрывного течения. Если после этого снова уменьшать  $\bar{c}_a$  прикрытием дросселя и вновь достичь точки  $\Gamma$ , то весь процесс повторится.

Таким образом, у ступеней с короткими лопатками наблюдается выраженный *гистерезис* характеристики вдоль траектории  $\Gamma-A-B-D-\Gamma$ .

При изменении частоты вращения РК относительная угловая скорость вращающего срыва  $\Omega = \frac{\omega_{cp}}{\omega_{pk}}$  остается постоянной, что характерно для обоих форм потери устойчивости течения в ступенях. То есть частота вращающегося срыва прямо пропорциональна частоте вращения ротора ступени. Таким образом *число* срывных зон и их влияние на работу всей ступени зависит от размера ступеней.

## 2.2. Формы неустойчивых режимов работы компрессоров, работающих в системе ГТД.

Режимы работы изолированной ступени, рассмотренные выше, отличаются при их работе в составе многоступенчатого компрессора. Основная причина заключается в рассогласовании ступеней при отклонении от расчетного режима обтекания каждой ступени при изменении приведенной частоты вращения.

Причем, чем выше будет расчетная степень повышения давления  $\pi_{kp}^*$ , тем существеннее будет рассогласование и тем выше будет вероятность возникновения неустойчивой работы.

Принято различать два режима неустойчивой работы компрессоров.

Тот или иной вид определяется массой газа в так называемых «присоединенных» к компрессору объемах. Такими объемами в реальных двигателях являются объемы камер сгорания и межлопаточные каналы турбин.



Рис. 4. Вид срывной зоны (а) и характеристики (б) для последних ступеней с короткими лопатками

## 2.2.1. Помпажный срыв.

Возникает при наличии незначительных по величине присоединенных объемов.

При снижении  $\bar{n}_{\text{пп}}$ , вследствие рассогласования в работе ступеней, углы атаки на лопатках первых ступеней возрастают и могут превысить критические. При значениях  $\bar{n}_{\text{пп}} \approx 0,9 \dots 1,00$  (кривая  $\bar{n}_{\text{пп1}}$  на рис. 5), возникший в

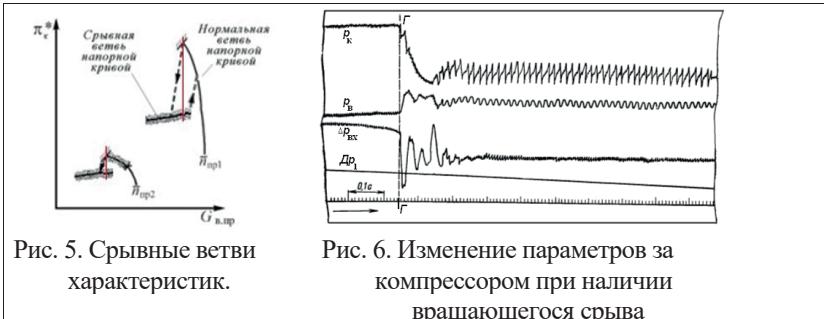


Рис. 5. Срывные ветви характеристик.

Рис. 6. Изменение параметров за компрессором при наличии вращающегося срыва

каком-либо одном из лопаточных венцов компрессора срыв быстро распространяется на все ступени, что приводит к самопроизвольному скачкообразному падению расхода воздуха и давления за компрессором  $p_k$ , как показано на экспериментальной осциллограмме, приведенной на рис. 6. При падении давления за компрессором будет уменьшаться и степень повышения давления  $\pi_k^*$ .

Процесс падения  $\pi_k^*$  сопровождается выбросом горячего газа из камеры сгорания на вход в компрессор в течение примерно 0,1 сек и завершается формированием вращающегося срыва. Наличие срыва проявляется в виде высокочастотных периодических пульсаций  $p_k$  и  $p_v$  по типу приведенных на рис. 6. Будут слышны высокочастотные акустические колебания воздуха, вызванные нестационарными срывными явлениями при работе ступени на левых ветвях характеристик ступеней. Это явление в некоторой литературе называется «зудом».

После перехода на срывную ветвь компрессор работает далее устойчиво, но с существенно пониженными значениями степени повышения давления, расхода воздуха и КПД. При этом тяга двигателя резко снижается, что отрицательно сказывается на безопасности полета. Из-за снижения количества воздуха, поступающего в двигатель, во-первых, резко снижается эффективность охлаждения деталей турбин. Во-вторых, по причине инерционности исполнительных механизмов системы автоматического управления двигателем и несвоевременной отсечки топлива, смесь в камере сгорания переобогащается, что приводит к значительному увеличению температуры газа перед турбиной

$T_r^*$ , которая может превысить предельно-допустимую  $T_{\text{г.пред.доп.}}^*$  по условиям жаропрочности материалов лопаток турбин. Совокупность этих двух факторов может привести к разрушение лопаток рабочих колес турбины и выходу из строя всего двигателя.

Помпажный срыв может произойти и при более низких частотах вращения (кривая  $\bar{n}_{\text{пр.2}}$  на рис. 5), но с меньшей интенсивностью.

Как и для ступеней с короткими лопатками, в характеристике компрессора наблюдается гистерезис, и для вывода компрессора из срывного режима необходимо сделать сопротивление газодинамической сети за компрессором значительно меньшим, чем оно было в момент возникновения срыва.

Кроме того, высокочастотные колебания давления могут войти в резонанс с собственными колебаниями других элементов двигателя (трубопроводы, опоры, валы, лопатки и т.п.) что может привести к их разрушению.

## 2.2.2 Помпаж.

Этот вид потери газодинамической устойчивости возникает при значительном объеме присоединенных за компрессором масс воздуха.

Природа его возникновения аналогична помпажному срыву. Но в отличие от помпажного срыва, помпаж проявляется в виде низкочастотных колебаний давления и расхода воздуха во всем газовоздушном тракте компрессора.

На рис. 7 приведена осциллограмма помпажа из которой видно, что в первый момент наблюдается такое же скачкообразное падение давления и расхода воздуха, как и при помпажном срыве.

Однако практически сразу после срыва давление  $p_k$  и расход  $G_v$  восстанавливаются до прежних значений. Затем весь процесс повторяется, в компрессоре возникают периодические колебания давления и расхода воздуха, имеющие большую амплитуду и малую частоту.

Эта частота зависит от объема (массы) воздуха, заключенного в компрессоре и в присоединенных к нему объемах. Чем он больше, тем будут более интенсивные колебания и ниже их частота. Частота колебаний при помпаже составляет несколько герц и практически не зависит от частоты вращения компрессора.

Внешне помпаж проявляется в виде сильных хлопков и тряски двигателя с одновременным падением тяги. Как и при помпажном срыве, так и при помпаже, по причине снижения расхода воздуха, резко растет температура газов перед турбиной и возникает опасность её перегрева. Кроме того, колебания большой массы воздуха грозят возникновением опасных вибраций лопаток компрессора и других деталей двигателя.



Рис. 7. Изменение параметров за компрессором при помпаже

Эксплуатация двигателя как на режиме помпажного срыва, так и помпажа недопустима, поэтому все современных двигателей оборудуются системами предупреждения и ликвидации помпажа, основанными на измерении интенсивности пульсаций давления воздуха на выходе из компрессора.

### 3. Рабочие режимы и запас газодинамической устойчивости компрессора, работающего в составе ГТД.

При работе компрессора в составе ГТД, в отличие от его работы на стенде, реализуется лишь часть стендовых режимов, занимающая некоторую область в поле характеристики компрессора, называемую *областью рабочих режимов*. Эта область формируется из условий совместной работы компрессора, камеры сгорания и турбины. У всех авиационных ГТД, каждому значению приведенной частоты вращения на установившихся режимах, условию совместной работы соответствует только одна единственная рабочая точка. Соединив такие рабочие точки, относящиеся к различным значениям  $\bar{n}_{\text{пр}}$ , получают *рабочую линию* (РЛ), или иначе, линию рабочих режимов – рис. 8. Характер протекания РЛ в поле характеристик зависит от расчетной степени повышения давления компрессора  $\pi_{\text{k,расч}}^*$ . Сплошной черной линией на рис. 8 показана РЛ при высоких значениях  $\pi_{\text{k,расч}}^*$ , прерывистой (зеленой в цветном изображении) – при низких  $\pi_{\text{k,расч}}^*$ .

Значения  $\pi_{\text{k}}^*$  и  $G_{\text{в,пр}}$ , соответствующие какому-либо конкретному рабочему режиму, изображаются на характеристике компрессора *рабочей точкой* (точка «раб» на рис. 8).

На рисунке также видно, что рабочая линия у высоконапорных компрессоров пересекает границу устойчивой работы в точках «н» и «в». Первая из них лежит в области значений  $\bar{n}_{\text{пр}}$ , намного меньших расчетного значения  $\bar{n}_{\text{пр р}}$ , поэтому соответствующее ей нарушение устойчивой работы компрессора называется *«нижним срывом»*. Неустойчивая работа компрессора, соответствующая точке «в», называется *«верхним срывом»*. У компрессоров с малыми расчетными значениями  $\pi_{\text{k,расч}}^* \leq 3 \dots 4$  нижний срыв обычно не возникает. Верхний срыв может возникать только при повышенных значениях  $\bar{n}_{\text{пр}}$ , превышающих расчетные частоты вращения.

Удаленность рабочей точки вдоль напорной кривой от границы устойчивой работы принято называть *запасом газодинамической устойчивости*

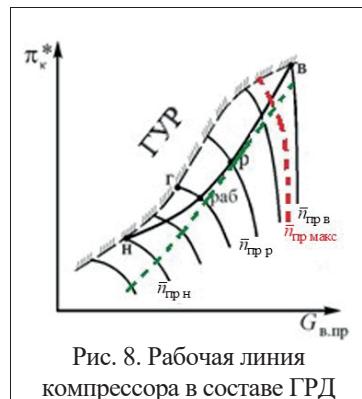


Рис. 8. Рабочая линия компрессора в составе ГРД

**(ГДУ)**, который измеряется в конкретной рабочей точке вдоль напорной кривой, то есть при конкретном значении  $\bar{n}_{\text{пр}}$  и  $G_{\text{в пр}}$  на линии рабочих режимов. Количественно **запас ГДУ** оценивается коэффициентом запаса газодинамической устойчивости  $\Delta K_y$ , рассчитываемым по формуле

$$\Delta K_y = \left( \frac{\left( \frac{\pi_{\text{k}}^*}{G_{\text{в пр}}} \right)_{\text{гур}}}{\left( \frac{\pi_{\text{k}}^*}{G_{\text{в пр}}} \right)_{\text{пл}}} - 1 \right) \times 100 \% \quad (3.1)$$

В этой формуле индекс «гур» соответствует входящим в выражение (3.1) величинам в точках на границе устойчивой работы. Индекс «пл» соответствует величинам, расположенным на рабочей линии при одних и тех же приведенных оборотах.

Значения  $\Delta K_y$  вычисляются для каждого значения  $n_{\text{пр}}$  вдоль рабочей линии. В результате получают зависимость  $\Delta K_y = f(n_{\text{пр}})$  - рис. 9. При проектировании двигателя, для расчетного режима его работы, задаваемого величиной  $n_{\text{пр,р}}$ , устанавливают расчетную величину  $\Delta K_{y, \text{р}}$ . Как правило  $\Delta K_{y, \text{р}}$  принимается равной 15%...20%.

С целью исключения «верхнего» срыва приведенная частота вращения ограничивается величиной  $\bar{n}_{\text{пр макс}} = 1,01 \dots 1,03$  - красная штриховая линия на рис. 8. Это ограничение накладывается из условия заданной наперед величины  $\Delta K_{y, \text{мин}}$  для обеспечения газодинамической устойчивости компрессора на высоких приведенных оборотах.

При снижении  $n_{\text{пр}}$  характер изменения запаса газодинамической устойчивости зависит от расчетной величины степени повышения давления  $\pi_{\text{k,р}}^*$ . В низконапорных компрессорах рассогласование ступеней незначительное и  $\Delta K_y$  может даже возрастать (рис. 9, штриховая линия). В высоконапорных компрессорах рассогласование ступеней приводит к резкому снижению  $\Delta K_y$  вплоть до  $\Delta K_y < \Delta K_{y, \text{мин}}$  - сплошная линия на рис. 9.

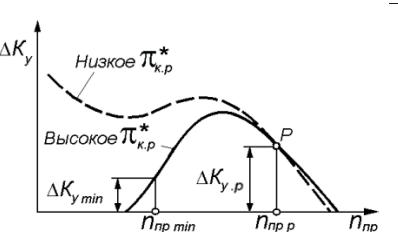


Рис. 9. Изменение  $\Delta K_y$  по  $n_{\text{пр}}$

В этом случае применяют различные меры по обеспечению необходимых запасов ГДУ в виде различных способов регулирования компрессоров.

## 4. Задачи и способы регулирования компрессоров

Как отмечено выше, в области  $n_{\text{пр}} > 1$  обычно накладывается ограничение по  $\bar{n}_{\text{пр макс}} = 1,01 \dots 1,03$ .

Область  $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$  охватывает широкий диапазон эксплуатационных режимов работы двигателя, начиная с режимов запуска. Именно в этой области приведенных частот вращения и требуется регулирование компрессора.

Задачами регулирования являются:

- повышение запасов ГДУ в области  $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$ ;
- повышение КПД компрессора на нерасчетных режимах при  $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$ ;
- снижение уровня вибранапряжений в лопатках при обтекании лопаток с повышенными углами атаки.

В настоящее время существует несколько способов регулирования компрессоров.

### 4.1. Надроторные устройства: кольцевой или щелевой перепуск воздуха

Этот способ регулирования применяется в ступенях с малой втулкой и длинными лопатками, у которых при  $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$  срыв потока локализуется в периферийной части лопаток ступени. Конструктивно способ реализуется посредством надроторных устройств, выполненных в виде кольцевой полости над РК, расположенной несколько впереди РК, которая сообщена с проточной частью компрессора через перфорацию в виде щелей или отверстий – рис. 10.

При малых углах атаки аэродинамическая диффузорность (определенная по векторам  $W_1$  и  $W_2$ ) совпадает с геометрической, поэтому зона повышенного давления, помеченная на рис. 10 знаками «+», располагается ближе к задней кромке лопаток, поэтому течение воздуха в кольцевой области отсутствует.

Но с ростом угла атаки аэродинамическая диффузорность возрастает, поэтому зона повышенного давления перемещается вперед, возникает циркуляционное течение через кольцевую полость в периферийной части рабочего колеса. В итоге проходное сечение для основного потока воздуха через РК уменьшается, осевые скорости увеличиваются, а углы атаки уменьшаются, предпосылки для срыва потока ликвидируются. Щели выполнены так, что они еще дополнительно закручивают циркулирующий воздух в сторону вращения РК, что дополнительно снижает углы атаки и в периферийной части лопаток

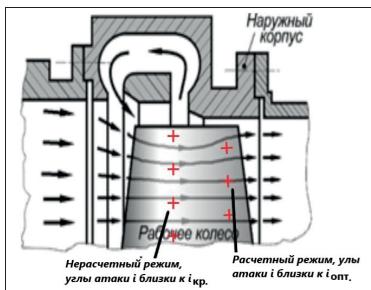


Рис. 10. Схема щелевого (кольцевого) перепуска

колеса. Срыв потока либо становится невозможным, либо интенсивность его значительно ослабевает.

Щелевой перепуск используется как самостоятельное средство повышения запаса ГДУ, так и совместно с другими способами регулирования.

Достоинства способа: Простота и надежность. Повышает  $\eta_k^*$  без снижения расхода воздуха. Недостаток: способствует повышению ГДУ только первой ступени.

## 4.2. Перепуск воздуха из проточной части компрессора

Этот способ применяется в высоконапорных компрессорах с высокими значениями  $\pi_{k,расч}^* \geq 7$ . Это очень эффективный и простой в исполнении способ регулирования.

Конструктивно реализуется в виде управляемых в зависимости от  $\bar{n}_{\text{пр}}$  клапанов или ленты перепуска, расположенных за средними ступенями компрессора – рис. 11. Обычно величина перепускаемого воздуха  $G_{\text{переп}}$  составляет 15%-20% от общего расхода  $G_b$  на входе в компрессор.

Известно, что при низких  $\bar{n}_{\text{пр}}$  по причине рассогласования ступеней углы атаки в первых ступенях увеличиваются, а в последних снижаются, то есть все ступени работают на режимах, отличных от оптимальных с пониженными значениями  $\eta_{\text{ст}}^*$ . При открытии клапана (или ленты перепуска) расход воздуха через первые ступени возрастает, а значит увеличивается и скорость потока, в результате чего углы атаки уменьшаются, приближаясь к оптимальным, КПД групп первых ступеней возрастает.

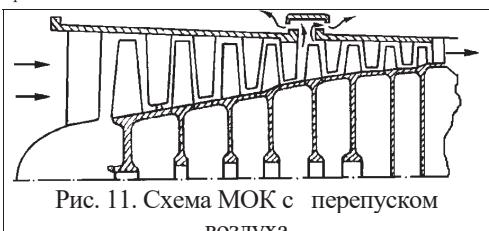


Рис. 11. Схема МОК с перепуском воздуха

В группе последних ступеней, за местом установки клапана или ленты перепуска, расход воздуха  $G_{\text{последн}} = G_b - G_{\text{переп}}$  снижается, углы атаки увеличиваются, также приближаясь к оптимальным, КПД последних ступеней тоже возрастает.

В итоге обеспечивается газодинамическая устойчивость компрессора, снижаются вибранапряжения в лопатках, КПД всего компрессора возрастает. Но снижение суммарного расхода воздуха при снижении напорности компрессора приводит к снижению тяги двигателя. Так как перепускаемый воздух безвозмездно теряется, на сжатие которого было затрачено топливо, то это приводит еще и к снижению топливной экономичности двигателя, что является одним из недостатков такого способа регулирования.

Известно, что при высоких  $\bar{n}_{\text{пр}}$  последние ступени работают на повышенных углах атаки. Поэтому непроизвольное открытие клапанов перепуска (или ленты перепуска) на этих режимах еще сильнее увеличит углы атаки в последних ступенях, что приведет к помпажному срыву или помпажу всего компрессора, что относится к другому недостатку такого регулирования.

На рис. 12 показан характер изменения  $\Delta K_y$  компрессора с высоким  $\pi_{\text{k},p}^*$  при закрытых и открытых клапанах перепуска. Для обеспечения газодинамической устойчивости клапан надо было бы открывать в точке **m**. Однако непроизводительные затраты топлива на сжатие перепускаемого воздуха приводят к ухудшению экономичности двигателя. Поэтому на практике момент открытия клапанов (ленты) лежит левее точки **m** в точке **n** при  $n_{\text{пр}} = n_{\text{пр.пер}}$ , что соответствует  $\Delta K_{y,\text{мин}}$  при работе двигателя без перепуска.



Рис. 12. Изменение  $\Delta K_y$  по  $n_{\text{пр}}$  в высоконапорном компрессоре

Перепуск воздуха часто применяется для облегчения запуска за счет снижения потребной при запуске мощности на вращение компрессора. Например, это используется на двигателе ПС-90А.

У ТРДД, в отличие от ТРД, перепуск воздуха более предпочтителен, так как сжатый воздух перепускается в наружный контур и далее участвует в создании тяги в наружном контуре. Кроме того, сам наружный контур можно рассматривать как постоянно действующий перепуск воздуха.

#### 4.3. Регулирование компрессора поворотом лопаток ВНА и НА

Этот способ применяется также в компрессорах с высокими значениями  $\pi_{\text{k},p}^* \geq 7$ . Воздействие на углы атаки лопаток РК первой ступени поворотом лопаток входного направляющего аппарата (ВНА) показано на рис. 13a. При пониженных значениях  $\bar{n}_{\text{пр}}$  первая ступень работает с пониженными коэффициентами расхода  $\bar{c}_a$ , а значит с повышенными углами атаки. Соответствующий этому случаю треугольник

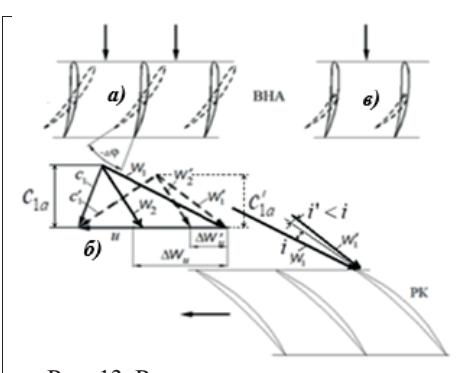


Рис. 13. Регулирование компрессора поворотом лопаток ВНА

скоростей на рис. 13 и контуры лопаток ВНА изображены сплошными линиями.

Если же «прикрыть» лопатки ВНА, то есть повернуть лопатки на угол  $-\Delta\varphi$  в положение, показанное пунктирами, то вследствие изменения направления вектора скорости  $c'_1$  треугольник скоростей деформируется и угол атаки уменьшится – штриховые линии на рис. 13б.

Как видно из рисунка, угол атаки  $i'$  после поворота ВНА уменьшится, что предотвратит срыв потока. Также видно, что при этом снизится и закрутка потока  $\Delta w'_u < \Delta w_u$ . Это приведет к снижению  $L'_u$ , а значит и  $L'_{\text{ад}}$ . В результате уменьшится  $\pi'_{\text{ст}}$  и как следствие плотность воздуха  $\rho'$ . Из сравнения треугольников также видно, что  $c'_{1a} < c_{1a}$ .

Совместное снижение плотности и осевой составляющей на входе в РК приведет к снижению расхода воздуха  $G'_b = c'_{1a} \rho' f_{1a}$  после поворота ВНА. **В итоге напорная кривая сместится влево и вниз** – рис. 14 (штриховая линия). Граница устойчивой работы (ГУР) удалится от рабочей линии, вследствие чего повысится коэффициент запаса  $\Delta K_y$  и КПД всего компрессора.

Но поворот ВНА улучшает условия обтекания лопаток РК только первой ступени, эффективность такого регулирования невелика. Кроме того, условия обтекания лопаток самого ВНА при прикрытии, как видно из рис. 13а, ухудшаются из-за резкого роста углов атаки на входе в него. Поэтому КПД всего компрессора увеличивается при таком регулировании незначительно. Для улучшения отекания иногда применяются ВНА с лопатками переменной кривизны с отклоняемым хвостовиком (рис. 13в).

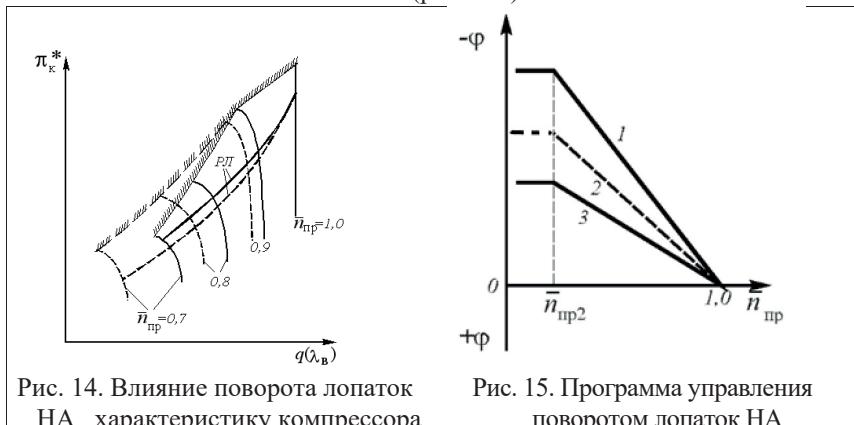


Рис. 14. Влияние поворота лопаток НА характеристику компрессора

Рис. 15. Программа управления поворотом лопаток НА

Более эффективен **поворот лопаток нескольких последовательно расположенных лопаток направляющих аппаратов (НА)**, так как они улучшают условия обтекания лопаток сразу нескольких ступеней.

Характерное для регулирования поворотом лопаток НА положение ГУР, напорных кривых и рабочей линии на характеристике компрессора, показаны

на рис. 14 пунктиром. Поворотом лопаток НА управляют автоматическая система регулирования компрессора.

Типовая программа регулирования поворотом лопаток НА приведена на рис. 15. Из рисунка следует, что регулирование НА начинается сразу при  $\bar{n}_{\text{пп}} < 1$ , поэтому при повороте лопаток НА одновременно возрастают в широком диапазоне  $\bar{n}_{\text{пп}}$  и КПД и  $\Delta K_y$  компрессора. Исходя из особенностей рассогласования ступеней, наибольшие углы атаки возникают на первых ступенях, поэтому наибольшие отрицательные углы поворота при  $\bar{n}_{\text{пп}} < 1$  должен иметь НА первой ступени (или ВНА). Дальше от входа в компрессор углы поворота НА должны уменьшаться с увеличением номера ступени.

Поворот ВНА и нескольких НА в группе первых ступеней снижает повышение давления в этих ступенях, а в месте с ним снижается как общая степень повышения давления в компрессоре  $\pi^*$ , так и общий расход воздуха  $G_v$ . Вследствие этого тяга двигателя будет снижаться.

Поворот НА в группе первых ступеней благоприятно сказывается на мощности, потребной для прокрутки компрессора, поэтому этот способ регулирования применяется и на режимах запуска двигателя.

На однороторных ГТД с большим значениями  $\pi^*_{\text{к.пп}}$  применяется поворот НА как первых, так и последних ступеней.

У современных ТРДД компрессоры высокого давления (КВД) имеют повышенные значения  $\pi^*_{\text{к.расч}}$ . Поэтому КВД всех современных ТРДД оборудованы системами регулирования ВНА или поворотом лопаток НА первых трех, иногда четырех ступеней.

#### 4.4. Разделение компрессора на каскады

**Каскадом** компрессора называется группа ступеней, установленных на одном валу и приводимых во вращение отдельной турбиной – рис. 16а. Здесь первая группа ступеней образует компрессор (каскад) низкого давления (КНД), а вторая – компрессор (каскад) высокого давления (КВД). Оба компрессора приводятся во вращение каждой своей турбиной. На расчетном режиме все ступени компрессора работают согласованно, хотя физические частоты вращения КНД и КВД могут несколько различаться.

В компрессоре, не разделенном на каскады, с единой физической частотой вращения, при уменьшении  $n_{\text{пп}}$  углы атаки в первых ступенях растут, ступени

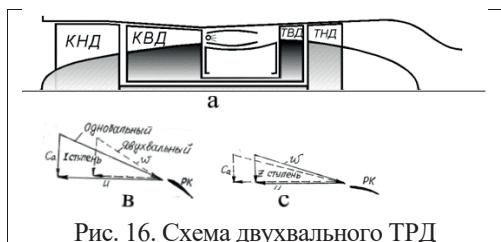


Рис. 16. Схема двухвального ТРД

«затягиваются», а на последних углах атаки снижаются, ступени «облегчаются». Это наглядно видно из треугольников скоростей, изображенных сплошными линиями на рис. 16в для КНД и на рис. 16с для КВД. Поэтому после разделения одновального компрессора на каскады, у «затяженного» КНД частота вращения  $n_{\text{кнд}}$  упадет, а у «облегченного» КВД  $n_{\text{квд}}$  возрастет по сравнению с частотой вращения нерегулируемого (не разделенного на каскады) компрессора.

В результате возникнет **скольжение** роторов

$$S = \frac{n_{\text{квд}}}{n_{\text{кнд}}}$$

, которое при снижении  $n_{\text{кнд}}$  пр. будет **возрастать** (рис. 17).

Суммарный расход воздуха при этом по сравнению с нерегулируемым компрессором изменится незначительно, так как снижение частоты вращения КНД и увеличение её у КВД воздействуют на расход взаимно противоположно: КВД при увеличении частоты вращения создает за КНД разрежение, в результате чего расход через КНД возрастет. Но снижение  $n_{\text{кнд}}$  при неизменном расходе воздуха означает уменьшение углов атаки в ступенях КНД (у неразделенного компрессора они были повышенными), а увеличение  $n_{\text{квд}}$  приведет к возрастанию углов атаки в последних ступенях двухкаскадного компрессора (до разделения они были пониженными). Это наглядно видно из треугольников, изображенных прерывистыми линиями для различных окружных скоростей для КНД -рис. 16в и КВД – рис. 16с.

В результате наблюдается эффект **саморегулирования** компрессора, а значит рассогласование ступеней уменьшается и помимо возрастания КПД обоих каскадов, возрастает и запас газодинамической устойчивости (по сравнению с нерегулируемым и неразделенным на каскады компрессором), что позволяет обойтись без других способов регулирования двухвальных ТРД.

ТРДД также относятся к двухвальным двигателям. Поэтому эффект скольжения роторов им также присущ, особенно если ТРДД имеет трехроторную схему.

У двухроторных современных ТРДД компрессор высокого давления является высоконапорным, поэтому как правило он дополнительно регулируется поворотом лопаток или ВНА, или даже НА первой группы ступеней. На них также применяется и перепуск воздуха за средними ступенями, применяемый в основном не как средство для повышения ГДУ, а как средство для облегчения запуска ТРДД.

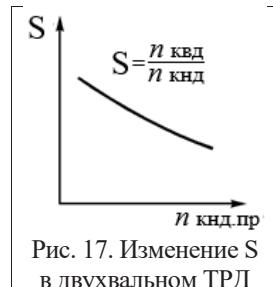


Рис. 17. Изменение S  
в двухвальном ТРД

## 5. Пример конструктивного исполнения испытательного стенда по исследованию неустойчивых режимов работы компрессора.

Основным методом изучения неустойчивых режимов работы компрессоров является экспериментальный метод с использованием специальных испытательных стендов.

С целью ознакомления студентов с принципами построения и оборудования подобных стендов ниже приведена схема стенда, созданного в ВВИА им. проф. Н.Е.Жуковского. Обозначим его наименование аббревиатурой СК («стенд компрессорный») – рис. 18. СК имеет развитую систему измерения газодинамических параметров и оборудован дополнительными устройствами, при помощи которых вызываются и ликвидируются такие неустойчивые режимы работы компрессора, как вращающийся срыв и помпаж.

В качестве испытуемого может быть как осевой, так и центробежный компрессор. На рисунке 18 в качестве объекта испытаний использован центробежный компрессор 5, который приводится во вращение электродвигателем постоянного тока 7 с максимальной мощностью 180 кВт через встроенный в корпус компрессора мультипликатор 6 с передаточным отношением  $i = 11,05$ . Мощность электродвигателя может регулироваться изменением под-

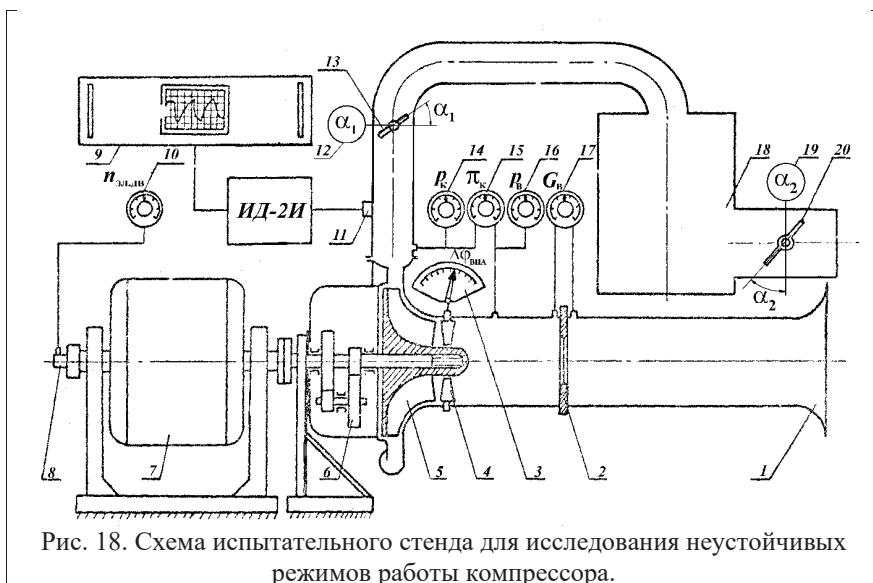


Рис. 18. Схема испытательного стенда для исследования неустойчивых режимов работы компрессора.

водимого к нему напряжения в обмотке возбуждения. Изменяя мощность двигателя и степень открытия дросселя 13 (или дросселя 20), можно регулировать как частоту вращения, так и расход воздуха через компрессор.

При работе стенда воздух забирается из атмосферы через коллектор с лемнискатным входом 1, проходит через мерную диафрагму 2 и поступает на

вход в компрессор. Из компрессора воздух выпускается в атмосферу через регулируемые дроссели: ближний (к компрессору) дроссель **13** и дальний дроссель **20**, имитирующие сопротивление газо-воздушного тракта двигателя, или другими словами, имитирующие присоединенные объемы воздуха за компрессором. Между ближним и дальним дросселями расположены ресивер **18** объемом 1,5<sup>3</sup> и соединительный трубопровод. Таким образом, если дроссель **13** будет открыт, а дроссель **20** прикрыт, то за компрессором образуется большой присоединенный объем воздуха. За дросселем **20** воздух отводится в атмосферу.

Оба дросселя имеют электроприводы и управляются с пульта стенда. Степень открытия каждого дросселя определяется по установленным на пульте управления указателям **12** и **19**. Конструктивно они совмещены в одном двухстрелочном указателе.

Объектом испытания является одноступенчатый центробежный компрессор (нагнетатель), используемый для повышения давления воздуха, поступающего в цилиндры поршневого авиационного двигателя АМ-42 (устанавливавшийся на штурмовиках Ил-10 времен Великой Отечественной Войны) со следующими расчетными конструктивными и газодинамическими параметрами:

- наружный диаметр рабочего колеса  $D_k = 0,272$  м;
- расчетная частота вращения ротора  $n_p = 27500$  об/мин;
- окружная скорость лопаток колеса  $u_{k,p} = 322$  м/с;
- расчетная степень повышения давления  $\pi_{k,p}^* = 2,3$ ;
- расход воздуха  $G_{v,p} = 2,0$  кг/с;

Компрессор оборудован поворотными лопатками входного направляющего аппарата **4** с углами поворота лопаток в диапазоне  $\Delta\varphi_{\text{ВНА}} = 0\dots-70^\circ$ .

Центробежный компрессор в качестве объекта исследований используется на стенде СК вследствие его высокой механической прочности. Он может выдерживать без разрушения многократные большие знакопеременные нагрузки, возникающие при вращающемся срыве и помпаже. Тем не менее, для снижения этих нагрузок испытания проводятся при пониженных частотах вращения ротора  $n = 16000$  об/мин.

Угол установки лопаток ВНА контролируется через окно кабины наблюдения по лимбу **3**, расположенному на корпусе компрессора. Управление лопатками ВНА – дистанционное (электроприводом). С целью безопасности при проведении экспериментальных работ, пульт управления стендом отделен от самой установки капитальной стеной, в которой смонтировано окно наблюдения с бронированным стеклом.

В процессе проведения эксперимента на стенде выполняются следующие измерения (см. рис. 18).

1. Статические давления перед компрессором  $p_v$  и за компрессором  $p_k$  измеряются соответственно манометрами **16** и **14**.

2. Степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k = p_k / p_v$  регистрируется указателем **15**, выполненным на базе авиационного указателя числа Маха, шкала которого переградуирована непосредственно в величины отношения давлений (в величины  $\pi_k$ ).

3. Расход воздуха через компрессор  $G_b$ , кг/с определяется по указателю **17**, выполненному на базе штатного авиационного указателя скорости, который измеряет перепад давлений на мерной диафрагме **2** и проградуирован непосредственно в единицах расхода (кг/с) при условии, что значения давления  $p_h$  и температуры  $T_h$  атмосферного воздуха соответствуют стандартным.

При отклонении значений  $p_h$  и  $T_h$  от стандартных атмосферных условий в показания указателя **17** надо вносить соответствующую поправку. Обычно эта поправка не превышает 5...7% и поэтому при качественном анализе влияния различных факторов на характеристику и процесс нарушения устойчивой работы компрессора, поправка может не учитываться.

4. Частота вращения электродвигателя  $n_{эл.дв}$  об/мин, измеряется датчиком **8** и отсчитывается по указателю **10**, установленному на пульте управления, а частота вращения компрессора определяется соотношением

$$n = i \cdot n_{эл.дв}, \text{ об/мин},$$

где  $i = 11.05$  – передаточное отношение мультиплексора **6**.

Для наблюдения за пульсациями давления воздуха на выходе из компрессора  $p_k$  на срывных режимах в выходном трубопроводе перед дросселем **13** установлен индуктивный датчик давления **11** типа ДМИ, показания которого через усилитель ИД-2И регистрируются электронно-лучевым осциллографом **9**.

## 6. Математическая модель испытательного стенда

Демонстрация неустойчивых режимов работы компрессора в рамках данной лабораторной работы производится с использованием математической модели испытательного стенда СК, пользовательский интерфейс которой изображен на рис. 19.

Модель была разработана кандидатом технических наук, доцентом кафедры теории авиационных двигателей ВВИА им. проф. Н.Е.Жуковского Дрыгиным Алексеем Сергеевичем. Она выполнена с применением Flash-технологий и представляет собой компьютерную программу по визуализации работы испытательного стенда с сохранением оригинального звукового ряда, записанного в процессе работы натурного стенда. Модель обладает теми же органами управления, такими же, как и в натурном стенде.

После запуска файла математической модели на экране появляется схема испытательного стенда – рис. 19.

На рисунке 19 обозначены следующие элементы математической модели стенда.

Номером 1 отмечен ресивер, моделирующий присоединенный объем больших размеров. Он необходим для моделирования помпажа. Номер 2 – «мышиная» кремальера управления «дальним» дросселем 3. Номером 4 отмечен лемнискатный воздухоподводящий канал.

Модель запускается нажатием экранной кнопки 5 (ВКЛ). Выключение производится кнопкой 6 (ВЫКЛ). Частота вращения ротора испытуемого компрессора будет отражаться на экране 7. Эксперимент будет проводиться при  $n=const = 16000$  об/мин. Расход воздуха  $G_b$  и степень повышения давления  $\pi_k^*$  отображаются на приборах 8 и 9 соответственно. Номер 10 – мерная шайба. Номер 11 – регулируемый ВНА, управляемся при помощи кремальеры 12. На приборе 20 изображены напорные кривые и перемещения рабочей точки.

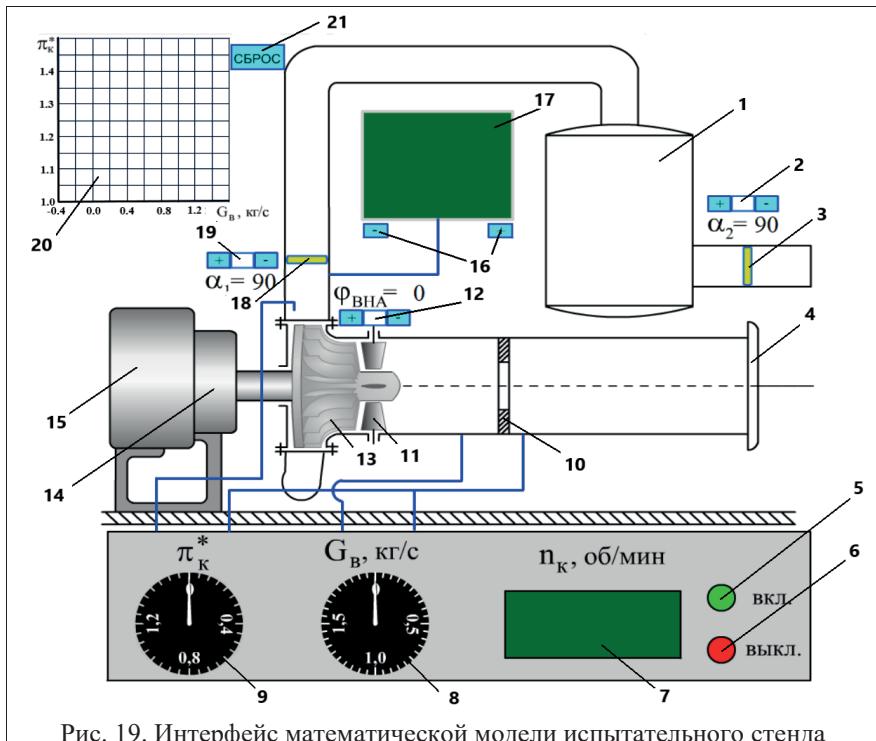


Рис. 19. Интерфейс математической модели испытательного стенда

Испытуемый центробежный компрессор 13 приводится во вращение через мультиплликатор 14 электродвигателем 15. Амплитуда колебаний давления воздуха за компрессором отображается в виде гармонических колебаний на виртуальном осциллографе 17. Скорость движения гармонических колебаний давления по экрану осциллографа можно менять вплоть до полной остановки при помощи кремальеры 16 (точно также, как и на реальном осциллографе). Прикрытием ближнего дросселя 18 при помощи переключателей 19 моделируется вращающийся срыв. В ходе эксперимента на виртуальном графопостроителе 20 изображаются напорные кривые и перемещения по ним рабочей точки. При помощи экранной кнопки 21 СБРОС очищается поле графопостроителя.

Управление моделью стенда происходит при помощи нажатия левой клавишей мыши на кнопки запуска или остановки   стенда или на «плюс» или «минус» электронных кремальер   .

Включение/отключение звука, а также установка уровня громкости производится при помощи стандартных для персональных компьютеров процедур по управлению звуком.

## 7. Порядок проведения работы

1. Перед запуском математической модели стенда необходимо выставить звук компьютера на уровень 10% от максимального.

2. Матмодель стенда приводится в рабочее состояние посредством запуска файла с именем **«Матмодель стенда CK.swf»**. Файл хранится на кафедре «Двигатели летательных аппаратов». На экране монитора откроется рисунок со схемой стенда – рис. 19 в частично свернутом виде. Его следует развернуть на весь экран как на дисплее компьютера, так и на экране проектора, находящемся в аудитории.

3. Запуск стенда производится щелчком левой клавиши мыши по кнопке  **вкл.** Появится звук работающего стенда, который необходимо отрегулировать до приемлемого уровня. Звук работающего стенда не должен перекрывать голосовые комментарии преподавателя и студентов.

4. После запуска все управляющие органы стенда и его рабочие параметры примут исходное состояние: ближний и дальний дроссели полностью открыты, угол установки лопаток ВНА  $\varphi_{\text{ВНА}} = 0^\circ$ , частота вращения ротора 16000 об/мин, которая остается постоянной в ходе всех экспериментов.

5. Далее решается 5 самостоятельных задач. С целью приобретения студентами навыков в проведении научных исследований, на каждую задачу преподаватель назначает бригаду из двух человек. Один из членов бригады управляет стендом под руководством преподавателя. Второй контролирует первого, снимает и записывает показания приборов в формуляр испытаний - таблицы №1-№3.

### Задача №1.

#### Экспериментальное определение напорной кривой характеристики компрессора.

Исходное состояние: угол установки ВНА  $\varphi_{\text{ВНА}} = 0^\circ$ , ближний и дальний дроссель открыты ( $\alpha_1 = 0^\circ$ ,  $\alpha_2 = 0^\circ$ ).

1. В соответствии с таблицей №1 для каждого замера при помощи переключателя 19 выставляются углы  $\alpha_1$  ближнего дросселя 18 и записываются по показаниям приборов 8 и 9 значения  $G_{\text{в}}$  и  $\pi_{\kappa}^*$ . Таким образом, изменения

угол установки заслонки дросселя, моделируется дросселирование течения воздуха на выходе из компрессора за счет уменьшения площади проходного сечения ближнего дросселя при неизменной частоте вращения.

Таблица №1

$\alpha_2 = 0^0, \quad \varphi_{\text{ВНА}} = 0^0.$						
Задача №1					Задача №2	
№ замера	1	2	3	4 (тур)	5 (срыв)	6 (выход из срыва)
$\alpha_1, \text{град}$	0	6	12	18		
$\pi_k^*$						
$G_b, \text{кг/сек}$						

2. В ходе снятия показаний  $G_b$  и  $\pi_k^*$  обращается внимание студентов на перемещении точки вдоль напорной кривой в поле графического планшета 20 и на низкочастотных низкоамплитудных пульсаций давления за компрессором на осциллографе 17.

3. Моменту, предшествующему срыву, соответствует заметное на осциллографе повышение амплитуд низкочастотных колебаний давления за компрессором.

4. Для замера №4 (на границе ГУР) в таблицу №1 записываются значения  $\alpha_{1\text{тур}}, \pi_{k\text{тур}}^*, G_{b\text{тур}}$ . Обращается внимание студентов на появление пульсаций давлений на осциллографе, являющихся предвестниками возникновения неустойчивой работы.

5. Угол открытия ближнего дросселя возвращается в исходное состояние  $\alpha_1 = 0^0$ .

### Задача №2.

#### Демонстрация и регистрация процесса потери устойчивости течения в компрессоре в виде вращающегося срыва и вывод из срывающегося режима.

Перед выполнением задачи №2 нажатием на кнопку 21  следует очистить поле графопостроителя 20.

Исходное состояние: углы установки ВНА  $\varphi_{\text{ВНА}} = 0^0$ , ближний и дальний дроссель открыты ( $\alpha_1 = 0^0, \alpha_2 = 0^0$ ).

1. Последовательно устанавливаются углы установки ближнего дросселя  $\alpha_1$  в положения замеров № 1 – 4 согласно таблице №1. Значения  $\pi_k^*$  и  $G_b$  не фиксируются, так как они остаются прежними.

2. После появления пульсаций с повышенной амплитудой на экране осциллографа щелчком мыши увеличивается угол  $\alpha_1$  на  $1^\circ$ , в результате чего компрессор будет введен в режим вращающегося срыва.

3. Внимание студентов обращается на экран осциллографа 17, на котором отображаются высокочастотные синусоидальные колебания давления за компрессором на режиме вращающегося срыва и поведение рабочей точки в поле экранного графопостроителя.

4. В таблице №1 для замера №5 вносится значение угла  $\alpha_1$ , при котором компрессор перешел на режим вращающегося срыва, а также амплитуды пульсаций  $\pi_k^*$  и  $G_b$ .

5. Медленным открытием ближнего дросселя, уменьшая угол  $\alpha_1$ , ликвидируется вращающийся срыв. В замер №6 записываются показания  $\alpha_1$ ,  $\pi_k^*$  и  $G_b$  в момент ликвидации срыва.

6. Внимание студентов обращается на тот факт, что в момент вывода из срыва угол  $\alpha_1$ , величины  $\pi_k^*$  и  $G_b$  отличаются от аналогичных значений в точке ГУР. Тем самым подтверждается, что для вывода компрессора из срыва требуется более сильное воздействие на поток, чем в момент потери ГДУ.

7. Угол открытия ближнего дросселя возвращается в исходное состояние  $\alpha_1 = 0^\circ$ .

8. При построении графика по данным замера №5 следует использовать только минимальны (левые) значения из диапазона замеров  $\pi_k^*$  и  $G_b$ .

### Задача №3.

#### Демонстрация возможности расширения диапазона устойчивой работы компрессора за счет поворота лопаток ВНА.

Перед выполнением задачи №3 нажатием на кнопку 21 **СБРОС**, очищается поле графопостроителя 20.

Исходное состояние: углы установки ВНА  $\varphi_{BNA} = 0^\circ$ , ближний дроссель открыт ( $\alpha_1 = 0^\circ$ ), дальний дроссель открыт ( $\alpha_2 = 0^\circ$ ).

1. Устанавливаются углы ближнего дросселя  $\alpha_1$  в положения замеров № 1 – №4 согласно таблице №1. Значения  $\pi_k^*$  и  $G_b$  не фиксируются, так как они остаются прежними. На графопостроителе отобразится напорная ветвь при  $\varphi_{BNA} = 0^\circ$ .

2. Угол  $\alpha_1$  осторожно перемещается в исходное положение  $\alpha_1 = 0^\circ$ .
3. *При помощи кремальеры 12 устанавливается угол  $\varphi_{\text{ВНА}} = -25^\circ$ .* Внимание студентов обращается на характер перемещения рабочей точки на графопостроителе 20 (рабочая точка перемещается вниз и влево).
4. В соответствии с таблицей №2 для каждого замера №7 - №11 выставляются углы  $\alpha_1$  ближнего дросселя и записываются значения  $\pi_{\text{к}}^*$  и  $G_{\text{в}}$ .
5. *Обращается внимание студентов на взаимное положение напорных кривых при  $\varphi_{\text{ВНА}} = 0^\circ$  и  $\varphi_{\text{ВНА}} = -25^\circ$ ,* что является следствием регулирования компрессора поворотом лопаток входного направляющего аппарата – напорная кривая смещается влево и вниз.

Таблица №2

$\alpha_2 = 0^\circ$								
Задача №3						Задача №4		
№ замера	7	8	9	10	11 (гур)	12 (срыв)	13 (вы- вод из срыва $\varphi_{\text{ВНА}}$ )	14 (вы- вод из срыва дроссе- лем)
$\varphi_{\text{ВНА}}, \text{град}$	-25	-25	-25	-25	-25	-25		-25
$\alpha_1, \text{град}$	0	6	12	18	20		21	
$\pi_{\text{к}}^*$								
$G_{\text{в}}, \text{кг/сек}$								

## Задача №4.

## Демонстрация вывода компрессора из режима вращающегося срыва прикрытием лопаток ВНА.

1. Не изменяя информации на графопостроителе, щелчком мыши увеличива угол  $\alpha_1$  на  $1^\circ$ , компрессор вводится в режим вращающегося срыва.
2. В таблицу №2 для замера №12 вносится значение угла  $\alpha_1$ , при котором компрессор перешел на режим вращающегося срыва, а также амплитуды пульсаций по  $\pi_{\text{к}}^*$  и  $G_{\text{в}}$ .



1. Устанавливаются углы дальнего дросселя  $\alpha_2$  в положения замеров №15 – №19 согласно таблице №3 и для каждого угла записываются значения  $\pi_k^*$  и  $G_b$ .

2. Щелчком мыши увеличивая угол  $\alpha_2$  на  $1^\circ$ . Компрессор вводится в режим помпажа.

*3. Внимание студентов следует обратить на резкое увеличение амплитуды и снижение частоты колебаний  $\pi_k^*$  и  $G_b$  на экране осциллографа по сравнению с режимом вращающегося срыва.*

4. В таблицу №3 для замера №20 вносится значение угла  $\alpha_2$ , при котором компрессор перешел на режим помпажа и записываются диапазоны пульсаций  $\pi_k^*$  и  $G_b$ .

5. В ячейке 21 уже внесены значения для  $\pi_k^*$  и  $G_b$  в момент вывода компрессора из помпажа. Эти значения предназначены для построения гистерезиса движения рабочей точки.

6. Путем открытия дальнего дросселя (уменьшая  $\alpha_2$ ) компрессор выводится из режима помпажа. В момент выхода на правую ветвь характеристики в замер №22 записываются значения  $\alpha_2$ ,  $\pi_k^*$  и  $G_b$ .

*7. Внимание студентов обращается на различие в показаниях  $\alpha_2$ ,  $\pi_k^*$  и  $G_b$  на границе устойчивой работы при начале срыва и в момент вывода из помпажа, а также в момент возвращения на правую ветвь характеристики.*

8. При построении графика по данным замера №20 следует использовать только минимальные (левые) значения из диапазона замеров  $\pi_k^*$  и  $G_b$ .

## 7.1. Отчетность по лабораторной работе

По данным таблиц стоятся графики характеристик с петлями гистерезиса на срывных режимах в виде линейных (не гладких) зависимостей  $\pi_k^* = f(G_b)$

- Для задач №1 и №2 по замерам №1-№5.
- Для задач №3 и №4 по замерам №7-№12 и №14 (без замера №13)..
- Для задачи №5 по замерам №15-№22.

В замерах №5, №12, №20 следует использовать только точки минимальных (левых) значений из диапазона замеров  $\pi_k^*$  и  $G_b$ . Значения  $\pi_k^*$  и  $G_b$  из замера №13 на графики не наносятся.

## 7.2. Информация для преподавателя

Математическая модель стенда, а также иные методические материалы по данной работе хранятся на кафедре ДЛА на «рабочем столе» персонального компьютера аудитории 2026 в одноименной с названием лабораторной работы директории.

### 8. Контрольные вопросы

1. Расскажите об устройстве натурного стенда СК (рис. 18).
2. Как влияет изменение положения ближнего дросселя на изменение параметров компрессора:  $G_b$  и  $\pi_k^*$ ?
3. Каковы причины появления в осевых компрессорах вращающегося срыва?
4. В какую сторону по отношению к вращению РК перемещается вращающийся срыв?
5. Чем отличается срыв течения воздуха у ступеней с длинными и короткими лопатками?
6. Что называется «срывной» характеристикой компрессора?
7. Что такое «гистерезис» характеристики ступени?
8. Что такое «помпажный срыв» и «помпаж»? Чем они отличаются? К чему может привести их возникновение при работе компрессора в составе ГТД?
9. Что называется «границей» устойчивой работы компрессора?
10. Используя характеристику компрессора, поясните, что называется запасом газодинамической устойчивости (ГДУ).
11. Какой величиной обозначается и количественно оценивается запас ГДУ?
12. Из каких соображений назначается величина  $n_{\text{пр.макс}}$ ?
13. Что такое «присоединенный объем» компрессора? Как он влияет на виды неустойчивой работы компрессора?
14. Почему поворот лопаток ВНА на прикрытие приводит к расширению диапазона устойчивой работы компрессора? Ответ обоснуйте при помощи треугольников скоростей.
15. Почему при изменении положения углов установки ВНА происходит снижение  $G_b$ . Почему при изменении углов установки лопаток ВНА происходит снижение  $G_b$  и  $\pi_k^*$ ? Ответ обоснуйте при помощи треугольников скоростей.
16. Каковы задачи регулирования компрессоров? Назовите все известные Вам способы регулирования.
17. В каких диапазонах изменения  $\bar{n}_{\text{пр}}$  применяется регулирование компрессоров. И при каких значениях  $\bar{n}_{\text{пр}}$  назначается ограничение по  $\bar{n}_{\text{пр макс}}$ ?
18. Что такое «надроторные» устройства. Принцип из действия. Каковы достоинства и недостатки этого способа регулирования компрессоров?

- 19.Каков принцип действия перепуска воздуха из проточной части компрессора для повышения его газодинамической устойчивости. Каковы достоинства и недостатки этого способа регулирования компрессоров?
- 20.Почему при разделении компрессора на каскады повышается его газодинамическая устойчивость? Что такое «скольжение» роторов? В чем заключается принцип саморегулирования таких компрессоров?&