

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Пермский национальный исследовательский политехнический университет»
Кафедра «Авиационные двигатели»

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВИАЦИОННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Курсовая работа

РАСЧЕТ ДВУХКОНТУРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

(ТРДД, ТРДДсм)

Пермь 2025

Содержание

Введение.....	3
Порядок выполнения расчетов	3
Оформление курсовой работы.....	4
Методика расчета ГТД. Исходные данные	6
Коэффициенты для расчета.....	6
Граничные условия по скоростям	8
Геометрические параметры	10
Оптимальные параметры.....	10
Газодинамический расчет по сечениям.	24
ТРДД с раздельным выхлопом	24
Разделение работ по контурам и характеристики компрессоров	25
Равные степени повышения давления по контурам.....	25
Неравные степени повышения давления по контурам	27
Основные параметры двигателя	39
Особенности газодинамического расчета ТРДДсм.....	41
Регулируемое сверхзвуковое сопло (ТРДДФсм).....	46
Дозвуковое сужающееся сопло	46
Основные параметры ТРДДсм	47
Основные геометрические размеры.....	48
Степени повышения давления равны	49
Частоты роторов и количество ступеней турбин	67
Приложение №1. Механические свойства материалов	70
Приложение №2. Изобарные теплоемкости веществ.....	71
Приложение №3. Примеры фрагментов расчета в MATLAB	73
Приложение №4. Графический материал.....	80
Литература	83

Введение

Газодинамический расчет является начальным этапом проектирования ГТД. По его результатам производится подробный проектировочный расчет каждого узла двигателя, в ходе которого уточняются как параметры потока, так и геометрия проточного тракта.

В данном пособии приведены основы газодинамического расчета двухконтурных двигателей с раздельным выхлопом и с камерой смешения с учетом различных схем вентилятора (с подпорными ступенями и без них).

Методика расчета не является окончательной, т.к. содержит различные допущения, например:

- расчет выполняется без учета массы двигателя, самолета и топлива в топливных баках;
- число ступеней определяется лишь для турбин;
- напряженное состояние лопаток оценивается по растягивающим напряжениям с учетом линейной модели изменения площади поперечного сечения лопатки.

Методика оценки параметров проектируемого двигателя строится на исследовании тяги наиболее близкого к нему двигателя-прототипа. Более точные данные, как по предварительному расчету, так и по газодинамическому могут быть получены лишь при численном решении системы уравнений совместной работы двигателя с последующей оценкой газодинамики потока по сечениям.

Порядок выполнения расчетов

Курсовая работа предполагает последовательное выполнение нескольких расчетных и графических этапов. К таковым относятся:

- предварительный расчет двигателя с оптимизацией исходных данных;
- расчет ГТД по характерным сечениям, выполненный по исходным данным, полученным в предыдущем пункте;
- расчет основных параметров двигателя, таких как расход воздуха (полный и по контурам), расход газа, удельная тяга, эффективный КПД, удельный расход топлива и т.д.;
- расчет частот вращения роторов с учетом напряженно-деформированного состояния лопаток турбин и компрессоров;

- предварительный расчет числа ступеней турбин НД и ВД, выполненный по полученным величинам их работ и параметрам Парсонса;
- построение диаграмм параметров состояния потока по сечениям ГТД (в масштабе);
- построение профиля проточной части двигателя по диаметральному или радиальным размерам характерных сечений (в масштабе).

Оформление курсовой работы

Пояснительная записка курсовой работы должна содержать титульный лист, задание на курсовую работу, аннотацию с ключевыми словами, основную часть, заключение (выводы), список использованных источников, приложения. Пояснительную записку оформляют на листах формата А4.

На титульном листе указывают: министерство, наименование ВУЗа, кафедры, полное название курсовой работы и ее состав с количеством страниц, группу и фамилию студента, фамилию руководителя работы.

Задание на курсовую работу располагают на второй странице, после титульного листа. Задание должно включать тему курсовой работы, исходные данные: тягу проектируемого двигателя, параметры атмосферы, данные двигателя прототипа; основные этапы выполнения курсовой с примерными сроками сдачи.

В аннотацию необходимо включить информацию об объекте исследования, целях, способах и методах исследования, привести краткие сведения о полученных результатах и рекомендации по их использованию. В этом же разделе указываются ключевые слова и состав пояснительной записки (количество страниц, рисунков, таблиц и литературных источников).

В основной части приводится описание всех этапов расчета в соответствии с их порядком выполнения. Для каждого этапа приводятся основные расчетные соотношения (без вывода), пояснения к выбору коэффициентов или параметров (если необходимо), основные результаты в виде таблиц и (или) графиков, краткие выводы.

В заключении описываются результаты, полученные при выполнении курсовой работы, дается характеристика достижения целей (достигнуты, не достигнуты), приводится сравнительный анализ спроектированного ГТД и прототипа.

В приложениях приводится графический материал: профиль проточной части и параметры состояния потока (см. прилож. 4).

Все расчетные и исходные данные должны быть записаны в международной системе единиц (СИ).

Страницы должны быть пронумерованы, текст написан аккуратным разборчивым почерком или напечатан. При изложении материала нужно придерживаться общепринятой технической терминологии и буквенных обозначений. При печатном оформлении работы необходимо использовать стандартные рекомендации, принятые для диссертационных, дипломных и курсовых работ:

- поля: левое – 30 мм, верхнее – 20 мм, правое – 10 мм, нижнее – 25 мм.
- Шрифт: Times New Roman, 14 пунктов, полуторный интервал.
- Библиографические ссылки в соответствии с ГОСТ 7.1.84. Ссылки на источники по тексту указываются в квадратных скобках, например: [1]. Нумерация источников в списке литературы – по первому упоминанию в тексте.
- Подрисуночные подписи выравниваются **по центру**, указывается номер иллюстрации, ее наименование и при необходимости подрисуночный текст, например: Рис. 1. Изменение удельной тяги ГТД. Ссылка на рисунок в тексте дается в круглых скобках, например: (рис. 1). Нумерация рисунков сквозная.
- Формулы выравниваются **по центру** и нумеруются по правому краю страницы, если далее по тексту (или ранее) на них дана ссылка. Ссылка на формулу указывается в круглых скобках, например: (1). Нумерация формул сквозная.
- Таблицы, как и рисунки, должны содержать номер и название, выровненное **по правому краю** и указанное **перед** таблицей. Например: Таблица 1. Основные параметры двигателя. Ссылка на таблицу в тексте дается по аналогии с рисунком в круглых скобках, например: (табл. 1) или, если указано явно: см. табл. 1. Нумерация таблиц, аналогично, сквозная.
- Печать текста пояснительной записки односторонняя.

Методика расчета ГТД. Исходные данные

Для газодинамического расчета двигателя необходимы следующие исходные данные, определенные в ходе предварительной оптимизации параметров термодинамического цикла.

P абсолютная тяга двигателя, Н (кН)

p_H давление невозмущенного потока, Па (кПа)

T_H температура невозмущенного потока, К

g_c массовая доля углерода в топливе

T_G^* полная температура в КС, К

m степень двухконтурности

π_K^* степень повышения давления компрессора

К этим исходным данным добавляются известные параметры двигателя-прототипа, такие как:

- абсолютная тяга, Н (кН);
- удельный расход топлива, кг/Н/ч (кг/кН/ч);
- степень двухконтурности.

Эффективность работы каждого узла ГТД и потери в них при расчетах оцениваются коэффициентами полезного действия, коэффициентами восстановления давления, коэффициентами скорости.

Коэффициенты для расчета

Коэффициент восстановления полного давления ВУ (при идеальной работе или наличии лемнискатного ВУ равен 1 . Для дозвуковых ЛА при нормальной работе 0,99)	σ_{BX}	0,97...1,00
Коэффициент восстановления полного давления КС	σ_{KC}	0,95...0,96
Коэффициент восстановления полного давления после каскада турбин <i>первого контура</i>	σ_1	0,98...1,00
Коэффициент восстановления полного давления <i>второго контура</i> (чем больше агрегатов в проточном тракте, тем ниже значение)	σ_2	0,82...0,96

Только для ТРДД с раздельным выхлопом Коэффициент скорости сопла первого контура	φ_{c1}	0,97...0,99
Только для ТРДД с раздельным выхлопом Коэффициент скорости сопла второго контура	φ_{c2}	0,97...0,99
Только для ТРДДсм Коэффициент скорости сопла	φ_c	0,97...0,99
Коэффициент разделения работы каскадов компрессора	z	0,35...0,50
Суммарный коэффициент отбора воздуха (охлаждение ГТД и нужды ЛА) <i>На охлаждение турбины:</i> $T_T^* \leq 1200 \text{ К}$: 2.5% $T_T^* > 1200 \text{ К}$: рост на 1.5–2% каждые 100 К (1300 К – 4%; 1400 К – 5.5% и т.д.) Малоразмерный ГТД: 10–15% <i>На нужды ЛА: от 2 до 5%</i>	$\xi_{отб}$	0,02...0,30
Коэффициент возврата воздуха <i>(при малом отборе до 30% воздуха может безвозвратно отбираться в салон)</i>	$g_{B \text{ возв}}$	$(0,7 \dots 0,99)\xi_{отб}$
Окружная скорость на внешнем диаметре 1-й ступени вентилятора	u_{B1}	380...490 м/с
Окружная скорость на внешнем диаметре 1-й ступени КВД	u_{K1}	450...500 м/с
Коэффициент нагрузки ступени	μ	1,20...1,80
Эффективность сгорания топлива	η_{Γ}	0,990...0,999

КПД компрессоров

Для ступени осевого компрессора *адиабатический КПД* лежит в пределах 0,83...0,92 в зависимости от типа ступени. Если ступень сверхзвуковая, то КПД падает и стремится к 0,83, если ступень дозвуковая, то КПД растет и стремится к 0,92.

Как известно, адиабатический КПД неохлаждаемого компрессора ниже, чем КПД ступени, т.к.:

$$\eta_{ад}^* = \eta_{ад \text{ ст}}^* \cdot \frac{L_{ад}^*}{\sum_{i=1}^N L_{ст i}^*}.$$

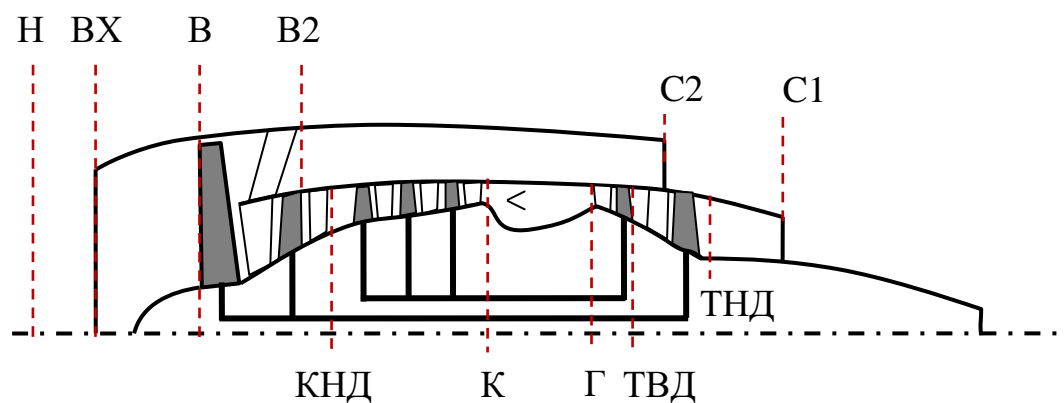
Поэтому чем больше ступеней, а значит, чем выше π_K^* , тем сильнее разница. *Эффективный КПД окажется еще ниже*, т.к. включает в себя механический КПД, равный 0,990...0,997. Поэтому итоговый диапазон изменения *эффективного КПД* многоступенчатого осевого компрессора выглядит так:

- низконапорные компрессоры ($\pi_K^* < 4$): 0,78...0,90;
- средненапорные компрессоры ($\pi_K^* \in [4; 8]$): 0,76...0,88;
- высоконапорные компрессоры ($\pi_K^* > 8$): 0,74...0,86;
- *одноступенчатые* вентиляторы: 0,83...0,92

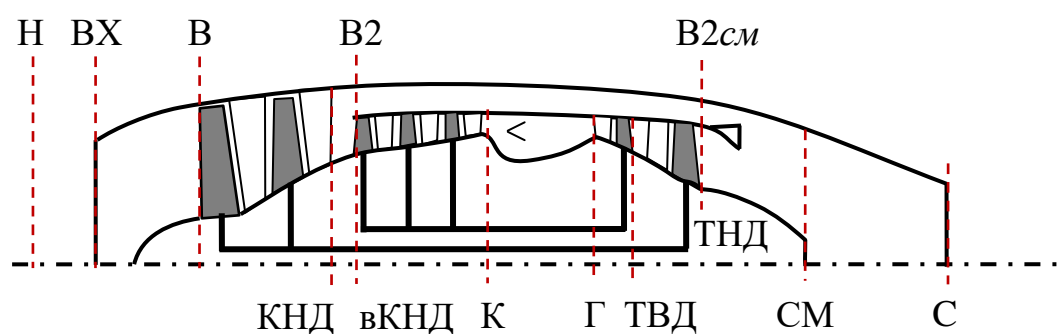
Общий эффективный КПД каскадов компрессора	η_K^*	0,74...0,86
Эффективный КПД КВД	$\eta_{КВД}^*$	расчет
Эффективный КПД КНД	$\eta_{КНД}^*$	0,78...0,90
Эффективный КПД вентилятора (в случае одной ступени, <i>иначе см. для</i> $\pi_K^* < 4$)	η_v^*	0,83...0,92
Общий эффективный КПД каскадов турбины	η_T^*	$\frac{\eta_{ТНД}^* + \eta_{ТВД}^*}{2} (1 + a)$
Коэффициент возврата энергии турбины	a	0,02...0,04
Эффективный КПД ТВД	$\eta_{ТВД}^*$	0,86...0,91
Эффективный КПД ТНД	$\eta_{ТНД}^*$	0,90...0,94

Граничные условия по скоростям

В условиях курсовой работы ГТД исследуется *на стенде*, поэтому скорость и высота полета равны нулю. Скорость на входе в ГТД (сечение ВХ) появится из-за активного затягивания воздуха компрессором в проточный тракт двигателя.



а) ТРДД



б) ТРДД_{см}

Рис. 1. Характерные сечения

Скорость полета (сечение H)	V	0 м/с
Скорость на входе в ГТД (сечение BX)	c_{BX}	$c_B - (30 \dots 60)$ м/с
Скорость на входе в вентилятор или КНД (сечение B)	c_B	180...250 м/с
Скорость на входе в КВД (первый контур, сечение $КНД$)	$c_{КНД}$	160...200 м/с
При $\pi_B^* \neq \pi_{КНД}^*$: скорость на выходе из вентилятора или КНД (второй контур, сечение $B2$)	c_{B2}	$c_B - (15 \dots 20)$ м/с
Скорость на выходе из КВД (сечение $К$)	c_K	130...170 м/с
Скорость на выходе из КС (сечение Γ)	c_Γ	110...180 м/с
Скорость на выходе из ТВД (сечение $ТВД$)	$M_{ТВД}$	0,30...0,80
Скорость на выходе из ТНД (сечение $ТНД$)	$M_{ТНД}$	0,25...0,40

Геометрические параметры

Относительный диаметр втулки вентилятора или КНД (сечение В)	$d_{\text{вт В}} = \frac{D_{\text{вт В}}}{D_B}$	0,30...0,65
Относительный диаметр втулки КВД (сечение ВКВД)	$d_{\text{вт ВКВД}} = \frac{D_{\text{вт ВКВД}}}{D_{\text{ВКВД}}}$	0,50...0,65
Приведенная высота лопатки турбины на выходе (для каскада высокого давления)	$D_{\text{ср}}/h_{\text{вых}}$	6...20
Приведенная высота лопатки турбины на выходе (для остальных каскадов)	$D_{\text{ср}}/h_{\text{вых}}$	>3,0
Отношение поперечных сечений лопатки (площадь торца к площади корневого сечения)	f_L	0,25...0,35

Оптимальные параметры

Так как расчет и проектирование двигателя в рамках курсовой работы ведется по данным двигателя-прототипа, необходимо оптимизировать параметры термодинамического цикла под заданное, новое значение тяги.

Примерный перечень двухвальных двухконтурных ГТД, которые можно использовать в качестве прототипов, представлен в таблице:

ТРДД	P , кН	π_K^*	G_B , кг/с	m	T_{Γ}^* , К	$C_{\text{уд}}$, кг/(Н ч)
CF 34-1A (<i>Bombardier Challenger 601-1A</i>)	38,485	18,0	145,01	6,20	1473	0,0367
CFM LEAP-1A (<i>Airbus A320Neo</i>)	143,050	40,0	480,00	11,0	1850	0,0286
CFM56-5A1 (<i>Airbus A320</i>)	111,203	26,5	386,46	6,0	1600	0,0337
GE CF6-80C2 (<i>Airbus A300/310</i>)	233,354	30,4	802,40	5,15	1553	0,0341
JT9D-7R4E4 (<i>Boeing 767</i>)	222,411	24,2	732,55	4,80	1468	0,0353
JT9D-7R4G2 (<i>Boeing 747</i>)	243,540	26,3	768,84	4,80	1680	0,0367
PW4152 (<i>Airbus A300/310</i>)	231,307	27,3	773,37	4,90	1628	0,0318
RB211-524H-T (<i>Boeing 747/767, Ан-124</i>)	264,447	34,5	727,56	4,10	1631	0,0357
Д-18Т (<i>Ан-124/225</i>)	230,000	25,0	760,00	5,60	1600	0,0357
Д-436Т2 (<i>Ан-148/178, Бе-200</i>)	80,300	26,2	233,50	4,90	1520	0,0383

ТРДД _{см}	P , кН	π_K^*	G_B , кг/с	m	T_{Γ}^* , К	$C_{уд}$, кг/(Н ч)
F100-PW-100 (<i>F-15</i>)	65,255	24,8	102,06	0,71	1678	0,0734
GE F404-102 (<i>Boeing F/A-18C/D Hornet, T-7A Red Hawk</i>)	48,900	26,0	66,00	0,34	1663	0,0828
JT8D-9A (<i>Boeing 737-200</i>)	64,499	15,9	143,34	1,03	1236	0,0576
Rolls Royce Tay 611-8C (<i>Gulfstream G350/G450</i>)	61,608	15,8	185,97	3,04	1305	0,0439
SNECMA M53-P2 (<i>Mirage 2000</i>)	64,300	8,2	93,44	0,32	1600	0,0870
SNECMA M88-2 (<i>Dassault Rafale A/B/C/D/M</i>)	50,042	24,0	68,04	0,30	1853	0,0790
АИ-228-222 (<i>Як-130</i>)	27,500	16,9	50,60	1,13	1590	0,0682
АИ-25ТЛ (<i>Як-140, Aero L-39 Albatros</i>)	14,700	9,5	46,80	1,98	1230	0,0586
Д-30КП (<i>Ил-76/78, А-50</i>)	118,000	20,4	280,00	2,36	1427	0,0509
НК-86 (<i>Ил-86</i>)	127,500	12,9	288,00	1,18	1172	0,0531
ПС-90А (<i>Ту-204, Ил-96</i>)	157,000	35,5	470,00	4,36	1565	0,0381

Оптимизация существенно упрощена и сводится только к нахождению новой максимальной температуры цикла, степени повышения давления и степени двухконтурности. Масса силовой установки, топлива, а также величина коэффициента расхода топлива относительно дальности полета не учитываются.

Указанные цикловые параметры должны быть получены из анализа спектра возможных значений удельных тяг, удельных расходов топлива и других характеристик.

Для этого зададимся диапазонами изменения цикловых параметров и параметров двигателя:

- температура T_{Γ}^* : ± 150 К относительно температуры прототипа, например, так:

$$T_{\Gamma}^* \in [T_{\Gamma \text{ прот}}^* - 150; T_{\Gamma \text{ прот}}^*; T_{\Gamma \text{ прот}}^* + 150]$$

- степень повышения давления π_K^* : ± 3 относительно прототипа, либо $\pm 20\%$ для высоконапорных компрессоров. Например, так:

$$\pi_K^* \in [0.8\pi_{K\text{ прот}}^*; 0.9\pi_{K\text{ прот}}^*; \pi_{K\text{ прот}}^*; 1.1\pi_{K\text{ прот}}^*; 1.2\pi_{K\text{ прот}}^*]$$

- степень двухконтурности m : $\pm 20\%$ от прототипа, например:

$$m \in [0.8m_{\text{прот}}; m_{\text{прот}}; 1.2m_{\text{прот}}]$$

Количество значений параметров внутри выбранных диапазонов должно быть **не менее 3**. При численном расчете полей характеристик диапазон по степени повышения давления можно расширить *до предельных величин* (например, от 1 до 60), изменяемых с малым шагом, с целью качественного определения оптимального π_K^* . **Но, для исходных данных** принимать π_K^* , не отклоняющееся более чем на **3 единицы** от прототипа, **либо 20%** для высоконапорных компрессоров.

В противном случае компрессор проектируемого двигателя окажется либо избыточным по количеству ступеней (большая масса), либо работающим с малым запасом устойчивости (мало ступеней при высоких π_{CT}^*).

Таблица 1. Предварительный расчет

$T_{\Gamma}^*, \text{ К}$	m	π_K^*	$P_{\text{уд}}, \text{ М/с}$	$C_{\text{уд}}, \text{ кг/(Н ч)}$	$L_{\text{CB}}, \text{ Дж/кг}$
$T_{\Gamma 1}^*$	m_1	π_{K1}^*			
		π_{K2}^*			
		π_{K3}^*			
	m_2	π_{K1}^*			
		π_{K2}^*			
		π_{K3}^*			
	m_3	π_{K1}^*			
		π_{K2}^*			
		π_{K3}^*			
$T_{\Gamma 2}^*$	m_1	π_{K1}^*			
		π_{K2}^*			
		π_{K3}^*			
	m_2	π_{K1}^*			
		π_{K2}^*			
		π_{K3}^*			
	m_3	π_{K1}^*			
		π_{K2}^*			
		π_{K3}^*			

Расчетные данные для удобства рекомендуется записать в табличном виде. Пример шаблона показан в таблице 1.

В первую очередь оцениваются параметры двигателя-прототипа. Для его температуры $T_{Г\text{прот}}^*$, степени двухконтурности $m_{\text{прот}}$ и заданного диапазона степеней повышения давления, включающего $\pi_{K\text{прот}}^*$, рассчитываются все необходимые параметры и характеристики.

1. Температура за компрессором (за всеми каскадами) в сечении K , определяется через общий эффективный КПД всех каскадов компрессоров и их эффективную работу L_K :

$$L_K \eta_K^* = L_{\text{ад}}^*;$$

$$T_K^* = T_B^* \left(1 + \frac{\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_K^*} \right).$$

T_K^* окажется **действительной** температурой торможения с учетом потерь, а не адиабатической. $L_{\text{ад}}^*$ – адиабатический напор компрессора. При работе двигателя на месте $T_B^* = T_H$. Свойства воздуха должны быть определены *итерационно в диапазоне температур* $[T_B^*; T_K^*]$ (см. приложение).

Сразу вычисляем предварительную величину работы компрессора:

$$L_K = \frac{\bar{c}_p T_B^* \left(\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_K^*}.$$

2. Вычисляем параметры топлива для последующего расчета горения. Определяем низшую теплоту сгорания топлива H_u и теоретическое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива L_0 :

$$H_u = 33800 g_C + 102500 g_H, [\text{кДж/кг}];$$

$$L_0 = \left(\frac{8}{3} g_C + 8 g_H \right) \cdot \frac{1}{0.23}.$$

Доля водорода будет равна $1 - g_C$, т.к. в качестве упрощения допускаем отсутствие серы, кислорода топлива и других примесей. Желаемую величину низшей теплоты подбираем варьированием доли углерода. **Для ТРДД применяют керосины с низшей теплотой сгорания от 42 до 44 МДж/кг.**

3. Производим **итерационный** расчет горения углеводородного топлива.

- а. Считаем состав продуктов по массовым долям углерода и водорода топлива, задав для коэффициента избытка воздуха некоторое первое приближение (например, $\alpha = 1$):

$$g_{CO_2} = \frac{11C}{3(1 + \alpha L_0)};$$

$$g_{H_2O} = \frac{9H}{1 + \alpha L_0};$$

$$g_{N_2} = \frac{0.77\alpha L_0}{1 + \alpha L_0};$$

$$g_{O_2} = \frac{0.23(\alpha - 1)L_0}{1 + \alpha L_0}.$$

- б. Считаем *среднюю* изобарную теплоемкость смеси, учитывая, что теплоемкости компонентов зависят от температуры и являются средними в диапазоне температур $[T_K^*; T_\Gamma^*]$:

$$\overline{c'_P} = \overline{c_{P_{CO_2}}} g_{CO_2} + \overline{c_{P_{H_2O}}} g_{H_2O} + \overline{c_{P_{N_2}}} g_{N_2} + \overline{c_{P_{O_2}}} g_{O_2}.$$

- с. Считаем удельную газовую постоянную и показатель адиабаты смеси:

$$R' = R_{CO_2} g_{CO_2} + R_{H_2O} g_{H_2O} + R_{N_2} g_{N_2} + R_{O_2} g_{O_2};$$

$$\begin{cases} \overline{c'_P} - \overline{c'_V} = R' \\ \frac{\overline{c'_P}}{\overline{c'_V}} = k' \end{cases}$$

- д. Считаем новый коэффициент избытка воздуха и относительный удельный расход топлива:

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \cdot \left(\frac{H_u \eta_\Gamma}{\overline{c'_P} (T_\Gamma^* - T_K^*)} - 1 \right);$$

$$q_T = \frac{1}{\alpha L_0}.$$

Указанная последовательность расчетов повторяется **до прекращения изменения показателя адиабаты газа k' или коэффициента избытка воздуха** от итерации к итерации (см. приложение). Допустимая погрешность: менее 1%.

4. Рассчитываем общие КПД расширения и сжатия для свободной энергии. Все свойства газа здесь и далее должны быть вычислены в

интервале температур $[T_{\Gamma}^*; T_H]$, а свойства воздуха в интервале $[T_K^*; T_H]$.

$$\eta_p = \frac{\left(1 - \pi_T^* \frac{1-k'}{k'}\right) \eta_T^* + \left(1 - \left(1 - \pi_T^* \frac{1-k'}{k'}\right) \eta_T^*\right) \left(1 - \pi_c^* \frac{1-k'}{k'}\right) \varphi_{c1}^2}{1 - (\pi_T^* \pi_c^*)^{\frac{1-k'}{k'}}};$$

$$\eta_c = \frac{(\pi_D^* \pi_K^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_D^* \frac{k-1}{k} \left(\pi_K^* \frac{k-1}{k} - 1\right) \cdot \frac{1}{\eta_K^*} + \left(\pi_D^* \frac{k-1}{k} - 1\right)}.$$

Т.к. двигателем является первый контур ТРДД, то работа расширения и КПД расширения считаются для него. Поэтому используем параметры сопла первого контура. **Если имеется камера смешения**, то используем параметры **общего сопла**.

В расчетном случае дозвуковое сопло работает в режиме полного расширения, что означает критический перепад давления, т.е.:

$$\pi_c^* = \pi_{cr} = \left(\frac{k' + 1}{2}\right)^{\frac{k'}{k'-1}}.$$

Тогда степень понижения давления каскадов турбин можно выразить так:

$$\pi_T^* = \frac{\pi_D^* \pi_K^* \sigma_{KC} \sigma_1}{\pi_c^*}.$$

Что позволяет однозначно рассчитать КПД расширения. Если сопло сверхзвуковое, то π_c^* станет больше критического, и предварительно его определить не удастся. Поэтому π_T^* автоматически вырастет, т.к. включит в себя понижение давления в расширяющейся части сопла. Это вызовет некоторую погрешность в вычислении КПД η_p , которую необходимо учесть при сравнении результатов предварительного расчета и расчета по сечениям.

КПД сжатия рассчитывается через общий эффективный КПД каскадов компрессора. Если скорость полета V равна 0, то $\pi_D = \sigma_{BX}$. В противном случае степень повышения давления ВУ определяют через число Маха полета:

$$\pi_D^* = \frac{p_B^*}{p_H} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_H^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \sigma_{BX}.$$

5. Вычисляем свободную энергию с помощью эффективной работы цикла. Общее определение эффективной работы можно записать так (β – топливный коэффициент, L_e – эффективная работа цикла):

$$L_e = \beta L_p \eta_p - \frac{L_c}{\eta_c} = \beta \varphi_{c0}^2 \frac{c_{c0}^2}{2\varphi_{c0}^2} - \frac{V^2}{2},$$

где кинетическая энергия $c_{c0}^2/(2\varphi_{c0}^2)$, вычисленная по условной скорости истечения, будет свободной энергией ТРДД, включающей работу на производство тяги, как во втором контуре, так и в первом. Коэффициент φ_{c0} учтет потери, приведет политропные процессы расширения к эквивалентным адиабатным и сделает действительную скорость истечения теоретической. Тогда:

$$\beta \varphi_{c0}^2 L_{CB} = L_e + \frac{V^2}{2};$$

$$L_{CB} = \frac{1}{\varphi_{c0}^2} \left(\overline{c_p'} T_{\Gamma}^* \left(1 - (\pi_D \pi_K^* \sigma_{KC} \sigma_1)^{\frac{1-k'}{k'}} \right) \eta_p - \frac{\overline{c_p} T_H \left((\pi_D \pi_K^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\beta \eta_c} + \frac{V^2}{2\beta} \right);$$

$$\varphi_{c0} = \frac{1}{(1 - \eta_T^*) \pi_T^* \frac{k'-1}{k'} + \eta_T^*}.$$

Такая запись свободной энергии (через условную скорость истечения) возможна **только для двигателей прямой реакции**. При работе двигателя на месте ($V = 0$) с учетом отборов и возвратов воздуха получим:

$$L_{CB} = \frac{1}{\varphi_{c0}^2} \left(\overline{c_p'} T_{\Gamma}^* \left(1 - (\pi_K^* \sigma_{KC} \sigma_{BX} \sigma_1)^{\frac{1-k'}{k'}} \right) \eta_p - \frac{\overline{c_p} T_H \left((\pi_K^* \sigma_{BX})^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{(1 + q_T - v_{отб}) \eta_c} \right)$$

$$\beta = \frac{1 + \alpha L_0}{\alpha L_0} - v_{отб} = 1 + q_T - v_{отб};$$

$$v_{отб} = \xi_{отб} - g_{B \text{ возв}}.$$

6. С помощью свободной энергии вычисляем предварительные значения удельной тяги и удельного расхода двигателя. Удельная тяга по определению:

$$P_{уд} = \frac{P}{G_B} = \frac{G_{\Gamma}}{G_B} c_c - V ;$$

Что для двухконтурного двигателя преобразуется в:

$$P_{уд} = \frac{P}{G_B} = \frac{G_{\Gamma} c_{c1} - G_{B1} V + G_{B2} (c_{c2} - V)}{G_{B1} + G_{B2}}$$

или:

$$P_{уд} = \frac{1 + q_T - v_{отб}}{m + 1} c_{c1} - \frac{V}{m + 1} + \frac{m}{m + 1} (c_{c2} - V) .$$

Чтобы отыскать удельную тягу, используем разделение энергии между контурами:

$$L_{CB2} = x L_{CB} ;$$

$$L_{CB1} = (1 - x) L_{CB} .$$

Т.к. свободная энергия по определению характеризует величину кинетической энергии, которую может приобрести поток при адиабатном расширении, то скорость истечения из сопла первого контура можно записать так:

$$c_{c1} = \varphi_{c1} \sqrt{2(1 - x) L_{CB}} .$$

Скорость истечения из сопла второго контура будет определяться работой вентилятора для второго контура следующим образом. Свободная энергия тратится на увеличение кинетической энергии сопла первого контура (работа адиабатического расширения сопла L_{c1}^*) и работу турбины для второго контура (полный теплоперепад L_{T2}^*):

$$L_{CB} = L_{T2}^* + L_{c1}^* = L_{CB2} + L_{CB1} = x L_{CB} + (1 - x) L_{CB} .$$

Из баланса мощностей вентилятора и турбины для второго контура:

$$N_{T2} = N_{B2};$$

$$G_{\Gamma} L_{T2} = G_{B2} L_{B2};$$

$$(1 + q_T - v_{отб}) h_{T2}^* \eta_{ТНД}^* = \frac{m L_{B2 \text{ ад}}}{\eta_B^*} .$$

Из выражения для свободной энергии подставляем:

$$(1 + q_T - v_{отб}) x L_{CB} \eta_{ТНД}^* = \frac{m L_{B2 \text{ ад}}}{\eta_B^*} .$$

В итоге адиабатическая работа сжатия вентилятора для второго контура равна:

$$L_{B2 \text{ ад}} = \frac{(1 + q_T - v_{\text{отб}})xL_{CB}\eta_{\text{тнд}}^*\eta_B^*}{m}.$$

С другой стороны эта работа определяет идеальную скорость истечения из сопла второго контура:

$$L_{B2 \text{ ад}} = \frac{c_{c2}^2 t}{2} - \frac{V^2}{2}.$$

При работе на земле:

$$c_{c2} t = \sqrt{2L_{B2 \text{ ад}}} = \sqrt{\frac{2(1 + q_T - v_{\text{отб}})xL_{CB}\eta_{\text{тнд}}^*\eta_B^*}{m}};$$

Тогда выражение для удельной тяги при $V = 0$ запишется в виде:

$$P_{\text{уд}} = \frac{1 + q_T - v_{\text{отб}}}{m + 1} \varphi_{c1} \sqrt{2(1 - x)L_{CB}} + \frac{m}{m + 1} \varphi_{c2} \sqrt{\frac{2(1 + q_T - v_{\text{отб}})xL_{CB}\eta_{\text{тнд}}^*\eta_B^*}{m}}.$$

Оптимальное разделение свободной энергии должно привести функцию удельной тяги к экстремуму, тогда (при $V = 0$):

$$\frac{dP_{\text{уд}}}{dx} = 0;$$

$$-\frac{(1 + q_T - v_{\text{отб}})\varphi_{c1}L_{CB}}{(m + 1)\sqrt{2(1 - x)L_{CB}}} + \frac{m\varphi_{c2}L_{CB}\eta_{\text{тнд}}^*\eta_B^*(1 + q_T - v_{\text{отб}})}{m(m + 1)\sqrt{\frac{2(1 + q_T - v_{\text{отб}})xL_{CB}\eta_{\text{тнд}}^*\eta_B^*}{m}}} = 0;$$

$$-\frac{\varphi_{c1}}{\sqrt{1 - x}} + \frac{\varphi_{c2}\eta_{\text{тнд}}^*\eta_B^*}{\sqrt{\frac{(1 + q_T - v_{\text{отб}})x\eta_{\text{тнд}}^*\eta_B^*}{m}}} = 0;$$

$$x_{\text{opt}} = \frac{1}{1 + \frac{\varphi_{c1}^2(1 + q_T - v_{\text{отб}})}{\varphi_{c2}^2 m \eta_{\text{тнд}}^* \eta_B^*}}.$$

Таким образом, искомое значение удельной тяги требует оптимального разделения:

$$P_{уд} = \frac{1 + q_T - v_{отб}}{m + 1} \varphi_{c1} \sqrt{2(1 - x_{opt})L_{CB}} + \frac{m}{m + 1} \varphi_{c2} \sqrt{\frac{2(1 + q_T - v_{отб})x_{opt}L_{CB}\eta_{тнд}^*\eta_B^*}{m}}$$

Получив удельную тягу, предварительно вычисляем удельный расход топлива:

$$C_{уд} = \frac{3600G_T}{P} = \frac{3600q_T(1 - \xi_{отб})}{(1 + m)P_{уд}}$$

Возврата воздуха здесь нет, т.к. считаем, что в КС дополнительный воздух не подводится и из нее не отбирается.

Двигатель со смешением потоков

Так как сопло для контуров общее, то свободная энергия будет формировать скорость истечения из него. При этом поток второго контура изменит величину свободной энергии перед соплом. Таким образом, при идеальном смешении кинетическая энергия потока, идеально истекающего через общее сопло, будет равна сумме кинетических энергий потоков, идеально истекающих *через отдельные сопла обычного ТРДД* (скорости c_{c1t}, c_{c2t}):

$$\frac{G_{CM}c_{ct}^2}{2} = \frac{G_{Г}c_{c1t}^2}{2} + \frac{G_{B2}c_{c2t}^2}{2}.$$

Свободная энергия после смешения будет тратиться только на создание тяги, поэтому (*при работе на земле*):

$$L_{CB CM} = \frac{c_{ct}^2}{2} = \frac{(1 + q_T - v_{отб})c_{c1t}^2 + mc_{c2t}^2}{2(1 + m + q_T - v_{отб})};$$

$$L_{CB CM} = \frac{c_{ct}^2}{2} = \frac{(1 + q_T - v_{отб})(1 - x_{opt})L_{CB} + (1 + q_T - v_{отб})x_{opt}L_{CB}\eta_{тнд}^*\eta_B^*}{1 + m + q_T - v_{отб}}$$

Оптимальное разделение энергии в этом случае переопределится из-за использования идеальных скоростей истечения:

$$x_{opt} = \frac{1}{1 + \frac{1 + q_T - v_{отб}}{m\eta_{тнд}^* \eta_B^*}}$$

Удельную тягу предварительно вычисляем по определению:

$$P_{уд} = \left(\frac{G_{B1} + G_T - G_{отб} + G_{возв} + G_{B2}}{G_{B1} + G_{B2}} \right) c_c - \frac{G_B}{G_B} V ;$$

$$P_{уд} = \left(\frac{1 + q_T - v_{отб} + m}{1 + m} \right) c_c - V .$$

При работе на земле:

$$P_{уд} = \left(\frac{1 + q_T - v_{отб} + m}{1 + m} \right) c_c = \left(\frac{1 + q_T - v_{отб} + m}{1 + m} \right) \varphi_c \sqrt{2L_{CB} c_m} .$$

Предварительно вычисляем удельный расход топлива:

$$C_{уд} = \frac{3600 G_T}{P} = \frac{3600 q_T (1 - \xi_{отб})}{(1 + m) P_{уд}} .$$

7. Теперь повторяем все, указанные выше, расчеты для **проектируемого двигателя** при степени повышения давления π_K^* , равной $\pi_{K\text{ прот}}^*$, m , равной $m_{\text{прот}}$ и набора значений T_{Γ}^* . Это необходимо для последующего расчета оптимальной температуры $T_{\Gamma\text{ opt}}^*$ для проектируемого двигателя.
8. Так как тяга проектируемого двигателя отличается от тяги двигателя прототипа, то найдем коэффициент отношения тяг:

$$\chi = \frac{P}{P_{\text{прот}}} .$$

Тягу двигателя по определению можно представить так:

$$P = G_B P_{уд} = G_B (1 + q_T) \varphi_c \sqrt{2L_{CB}} - G_B V .$$

Разница в подробной записи для ТРДД и ТРДДсм будет лишь в коэффициентах перед скоростью (скоростями) истечения и свободной энергией. Тогда можно допустить, что:

$$P_{уд} = \chi P_{уд\text{ прот}} = (1 + q_T) \varphi_c \sqrt{2L_{CB\text{ прот}}} \chi^2 - V .$$

Т.е. для проектируемого двигателя свободная энергия должна быть больше, чем для прототипа, в χ^2 раз:

$$L_{CB} = \chi^2 L_{CB \text{ прот}}$$

Если тяга проектируемого двигателя меньше прототипа, то χ^2 будет меньше 1.

9. Среди полученных значений свободной энергии отыскиваем минимальный диапазон, в который попадает свободная энергия проектируемого двигателя L_{CB} . Так как свободная энергия напрямую не зависит от степени двухконтурности, то оценки по температуре и π_K^* достаточно. Например (см. табл. 2), для прототипа свободная энергия равна 331,768 кДж/кг, а для нового двигателя 392,38 кДж/кг, что попадает в интервал 331,768...421,992 по свободной энергии.

Таблица 2. Фрагмент таблицы оптимизации

$T_{\Gamma}^*, \text{ К}$	m	π_K^*	$T_K^*, \text{ К}$	α	x_{opt}	$P_{уд}, \text{ м/с}$	$C_{уд}, \text{ кг/(Н ч)}$	$L_{CB}, \text{ кДж/кг}$	$L_{CB \text{ см}}, \text{ кДж/кг}$
1305	3,04	15,80	675,280	3,845	0,720	383,045	0,037	331,768	74,345
1150	3,04	15,80	675,280	5,229	0,720	321,996	0,032	235,839	52,657
1300	3,04	15,80	675,280	3,879	0,720	381,212	0,037	328,665	73,641
1450	3,04	15,80	675,280	3,055	0,719	433,250	0,041	421,992	94,897

10. По полученным значениям находим оптимальную температуру T_{Γ}^* :

$$T_{\Gamma \text{ opt}}^* = T_{\Gamma 1}^* + \frac{T_{\Gamma 2}^* - T_{\Gamma 1}^*}{L_{CB2} - L_{CB1}} (L_{CB \text{ p}} - L_{CB1}).$$

В формуле L_{CB1} и L_{CB2} – нижняя и верхняя границы диапазона, выбранного по п. 1, $L_{CB \text{ p}}$ – расчетное (новое) значение свободной энергии, $T_{\Gamma 1}^*$ и $T_{\Gamma 2}^*$ – температуры, соответствующие нижней и верхней границам диапазона.

Например, для данных в таблице 2 температура определится так:

$$T_{\Gamma \text{ opt}}^* = 1305 + \frac{(1450 - 1305)(392,38 - 331,77)}{421,99 - 331,77} = 1402,42 \text{ К}$$

11. Рассчитываем оптимальную степень повышения давления $\pi_{K \text{ opt}}^*$ для L_{CB} проектируемого двигателя и оптимальной температуры $T_{\Gamma \text{ opt}}^*$. При $\pi_{K \text{ opt}}^*$ свободная энергия должна стать максимальной. Поэтому

для точного нахождения значения $\pi_{K\ opt}^*$ рассчитываем производную свободной энергии численно в виде:

$$\frac{\partial L_{CB}}{\partial \pi_K^*} = \frac{L_{CB\ i} - L_{CB\ i-1}}{\Delta \pi_K^*}.$$

Здесь π_K^* пробегает значения от минимального до максимального (например, от 4 до 60) с некоторым заданным шагом $\Delta \pi_K^*$, желательно как можно меньшим. Значение π_K^* , при котором *производная обратится в ноль*, будет оптимальным. $L_{CB\ i}$ – свободная энергия для текущего π_K^* , $L_{CB\ i-1}$ – для предыдущего. Т.е. для каждого $\pi_{K\ i}^*$ считаем $L_{CB\ i}$, а затем берем численную производную от полученного вектора значений.

12. Находим оптимальную степень двухконтурности. Для этого снова производим расчеты, аналогичные пункту 7, но при $T_{Г\ opt}^*$ и $\pi_{K\ opt}^*$ для заданного ранее интервала по m .

Если требуется высокая удельная тяга (всережимный ЛА), то выбрать меньшие значения степени двухконтурности. Если требуется низкий удельный расход топлива – выбрать увеличенную по сравнению с прототипом двухконтурность.

ВАЖНО: Предварительное значение удельной тяги с m_{opt} не должно быть ниже удельной тяги прототипа.

Для ТРДДсм оптимальным будет такое значение степени двухконтурности, при котором свободная энергия смещения $L_{CB\ см}$ станет максимальной.

Примечание:

- При такой оптимизации степень повышения давления **можно заранее выбрать** большей или меньшей прототипа. Тогда L_{CB} прототипа во всех используемых диапазонах заменится на L_{CB} **при выбранной π_K^*** . Остальной расчет не изменится.
- Увеличение π_K^* от минимальной **до экономической степени** повышения давления способствуют увеличению экономичности двигателя (снижается $C_{уд}$). Уменьшение π_K^* (**не ниже оптимального**) позволяет увеличить удельную тягу, сделать двигатель более *приёмистым*.
- Степень повышения давления двигателя прототипа можно сразу посчитать **экономической**. Тогда оптимизация будет

производиться не по свободной энергии, а по **эффективному КПД** цикла. Это возможно, т.к. по условию двигатель рассчитывается на стенде, и свободная энергия становится равна эффективной работе.

Таким образом, в таблице 1 появится еще один столбик с эффективным КПД двигателя η_e , вычисленным так:

$$\eta_e = \frac{L_{CB}}{q_T \eta_{\Gamma} H_u},$$

где относительный расход топлива q_T будет меняться в зависимости от π_K^* . Оптимизация в пункте 11 будет проведена по эффективному КПД:

$$\frac{\partial \eta_e}{\partial \pi_K^*} = \frac{\eta_{e\ i} - \eta_{e\ i-1}}{\Delta \pi_K^*}.$$

После проведения оптимизационного расчета производится пересчет температуры за компрессором, процесса горения, свободной энергии и удельных параметров двигателя для *выбранных оптимальных значений* π_K^* , m , T_{Γ}^* .

Это необходимо для дальнейшей оценки правильности проведения газодинамического расчета по сечениям. Считаем, что он выполнен верно, если относительные погрешности по удельным параметрам **не превышают 5%**:

$$\epsilon_P = \frac{P_{уд} - P_{уд\ c}}{P_{уд}} \cdot 100\% ;$$

$$\epsilon_C = \frac{C_{уд} - C_{уд\ c}}{C_{уд}} \cdot 100\% ,$$

$P_{уд\ c}$ и $C_{уд\ c}$ – величины, полученные при расчете по сечениям.

Газодинамический расчет по сечениям.

ТРДД с раздельным выхлопом

Сечение Н-Н

Параметры этого сечения задаются в исходных данных. Статические параметры состояния потока при работе двигателя на земле обычно равны:

$$p_H = 101325 \text{ Па},$$

$$T_H = 288 \text{ К},$$

$$\rho_H = \frac{p_H}{RT_H}.$$

Параметры на высоте, отличной от 0 км, определяются по таблицам стандартной атмосферы. Полные параметры равны статическим, т.к. воздух на удалении от двигателя считается неподвижным, невозмущенным.

Свойства воздуха необходимо брать по температуре T_H .

Сечение ВХ-ВХ

Сечение на входе в ВУ. Полное давление и полная температура определяются скоростью полета:

$$T_{BX}^* = T_H + \frac{V^2}{2c_p},$$

$$p_{BX}^* = p_H \left(\frac{T_H}{T_{BX}^*} \right)^{\frac{k}{1-k}}.$$

Если двигатель работает на месте, то скорость полета отсутствует, как и сжатие в гидравлических стенках перед ВУ, поэтому:

$$p_{BX}^* = p_H^* = p_H;$$

$$T_{BX}^* = T_H^* = T_H.$$

Статические параметры на входе в двигатель определяются скоростью c_{BX} . Если двигатель работает на месте или на максимальном режиме во время взлета ЛА, в ВУ создается разрежение из-за активного затягивания воздуха компрессором. Получаем следующее:

$$T_{BX} = T_{BX}^* - \frac{c_{BX}^2}{2c_p};$$

$$p_{BX} = p_{BX}^* \left(\frac{T_{BX}^*}{T_{BX}} \right)^{\frac{k}{1-k}} ;$$

$$\rho_{BX} = \frac{p_{BX}}{RT_{BX}} .$$

Свойства воздуха рассчитывают по температуре торможения T_{BX}^* .

Сечение В-В

Сечение на входе в вентилятор (КНД). Полное давление снизится, если есть потери в ВУ:

$$p_B^* = p_{BX}^* \sigma_{BX} .$$

Полная температура не изменится:

$$T_B^* = T_{BX}^* .$$

Статические параметры рассчитываются с учетом заданной скорости в сечении В:

$$T_B = T_B^* - \frac{c_B^2}{2c_p} ;$$

$$p_B = p_B^* \left(\frac{T_B^*}{T_B} \right)^{\frac{k}{1-k}} ;$$

$$\rho_B = \frac{p_B}{RT_B} .$$

Теплоемкость воздуха можно использовать *истинную*, вычисленную по **температуре торможения** T_B^* из-за небольших скоростей c_B при работе двигателя на месте.

Разделение работ по контурам и характеристики компрессоров

Равные степени повышения давления по контурам

$$(\pi_B^* = \pi_{\text{КНД}}^*)$$

Такая ситуация возникает без использования подпорных ступеней или при наличии многоступенчатого вентилятора (КНД) перед разделением потоков по контурам (рис. 2).

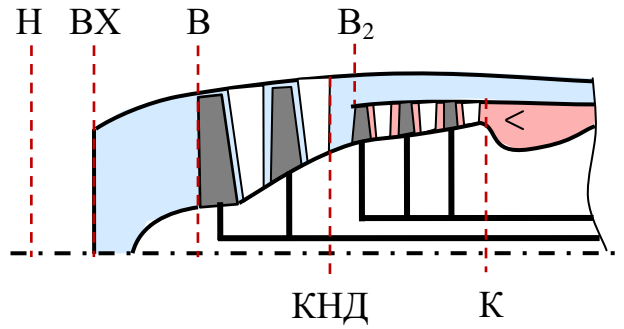


Рис. 2. Схема каскадов компрессора

Работа вентилятора для второго контура тратится на увеличение кинетической энергии потока и преодоление потерь (при $V = 0$):

$$L_{B2 \text{ ад}} = \frac{(1 + q_T - v_{\text{отб}}) \chi L_{CB} \eta_{\text{ТНД}}^* \eta_B^*}{m} = \frac{c_{c2}^2 t}{2} = \frac{c_{c2}^2}{2 \varphi_{c2}^2}; \quad (1)$$

$$L_{B2} = \frac{(1 + q_T - v_{\text{отб}}) \chi L_{CB} \eta_{\text{ТНД}}^*}{m}.$$

С учетом этого **итерационно** (меняются k и $\overline{c_p}$) рассчитываем степень повышения давления вентилятора и температуру перед КВД, т.к. КНД и вентилятор в данном случае – одна лопаточная машина, один узел ГТД:

$$\pi_{\text{КНД}}^* = \pi_B^*;$$

$$\pi_B^* = \left(\frac{\eta_B^* L_{B2}}{\overline{c_p} T_B^*} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$T_{\text{КНД}}^* = T_B^* \left(1 + \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_B^*} \right).$$

Вычисляем степень повышения давления **КВД**:

$$\pi_{\text{КВД}}^* = \frac{\pi_K^*}{\pi_{\text{КНД}}^*}.$$

Здесь необходимо оценить полученные степени повышения давления: $\pi_{\text{КНД}}^*$ обычно не должна быть больше $\pi_{\text{КВД}}^*$. КНД или вентилятор в таком исполнении имеет 3-4 ступени, так что максимальное значение степени повышения давления в нем **редко превышает 5 единиц**.

Если вентилятор и вовсе одноступенчатый, **то максимальная $\pi_{\text{кнд}}^*$ равна 1,95**. Более высокие $\pi_{\text{кнд}}^*$ достигаются лишь центробежными ступенями.

Если $\pi_{\text{кнд}}^*$ лежит в допустимых пределах, то расчет по сечениям можно продолжить. В противном случае степень повышения давления принимается равной заданному пределу, а **работа и температура итерационно пересчитываются** с учетом свойств воздуха:

$$L_{B2} = \frac{\overline{c_p} T_B^* \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_B^*};$$

$$T_{\text{кнд}}^* = T_B^* \left(1 + \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_B^*} \right).$$

Адиабатический напор КВД необходимо рассчитать с учетом *средней* теплоемкости и показателя адиабаты **в интервале температур** $[T_{\text{кнд}}^*; T_K^*]$:

$$L_{\text{квд ад}} = \overline{c_p} T_{\text{кнд}}^* \left(\pi_{\text{квд}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

Эффективный КПД КВД находим с учетом *общего эффективного КПД* каскадов компрессора и их работ:

$$L_K = L_{B2} + \frac{L_{\text{квд ад}}}{\eta_{\text{квд}}^*};$$

$$\eta_{\text{квд}}^* = \frac{L_{\text{квд ад}}}{L_K - L_{B2}}.$$

Где L_K – эффективная работа всего компрессора **в интервале температур** $[T_B^*; T_K^*]$:

$$L_K = \frac{\overline{c_p} T_B^* \left(\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_K^*}.$$

Неравные степени повышения давления по контурам

$$(\pi_B^* \neq \pi_{\text{кнд}}^*)$$

Такая ситуация возникает при использовании подпорных ступеней, как при большой двухконтурности, так и при малой (рис. 3).

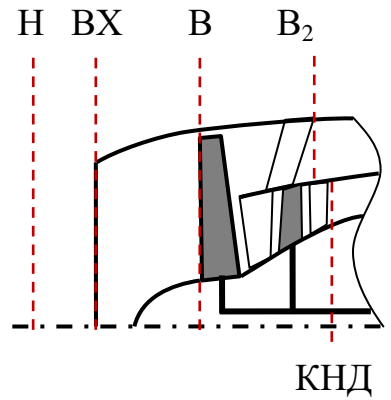


Рис. 3. Схема каскада НД

Вентилятор для второго контура в этом случае снова либо многоступенчатый (**порядка 3 ступеней $\pi_B \leq 4,95$**), либо одноступенчатый (**$\pi_B \leq 1,95$**). Поэтому его работа должна быть пересчитана, если эти условия не выполняются, и во второй контур подается избыточная доля свободной энергии.

Тогда алгоритм действий следующий. Считаем работу вентилятора для второго контура:

$$L_{B2} = \frac{(1 + q_T - v_{отб}) \chi L_{CB} \eta_{тнд}^*}{m}.$$

Итерационно отыскиваем температуру за вентилятором и степень повышения давления в сечении В₂ (второй контур), рассчитывая *среднюю* теплоемкость и показатель адиабаты **в интервале температур** $[T_B^*; T_{B2}^*]$:

$$\pi_B^* = \left(\frac{L_{B2} \eta_B^*}{\bar{c}_p T_B^*} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$T_{B2}^* = T_B^* \left(1 + \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_B^*} \right).$$

Если π_B^* больше максимально допустимой величины, *ограничиваем ее*, пересчитываем работу и температуру T_{B2}^* с учетом меняющейся теплоемкости воздуха (теплоемкость и показатель адиабаты **для интервала температур** $[T_B^*; T_{B2}^*]$):

$$L_{B2} = \frac{\bar{c}_p T_B^* \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_B^*};$$

$$T_{B2}^* = T_B^* \left(1 + \frac{\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_B^*} \right).$$

Затем отыскиваем параметры *первого контура*. Вентилятор с подпорными ступенями образует КНД, тогда (z – коэффициент разделения энергии между каскадами):

$$zN_K = N_{\text{КНД}} + N_B ;$$

$$z(N_{B2} + N_{K1}) = N_{\text{КНД}} + N_{B2};$$

$$z(G_{B2}L_{B2} + G_{B1}L_K) = G_{B1}L_{\text{КНД}} + G_{B2}L_{B2} ;$$

$$z(mL_{B2} + L_K) = L_{\text{КНД}} + mL_{B2} .$$

И окончательно:

$$L_{\text{КНД}} = z(L_K + mL_{B2}) - mL_{B2} .$$

Далее подбираем степень повышения давления и температуру $T_{\text{КНД}}^*$ под эффективную работу КНД (теплоемкость и показатель адиабаты **для интервала температур** $[T_B^*; T_{\text{КНД}}^*]$):

$$T_{\text{КНД}}^* = T_B^* \left(1 + \frac{\pi_{\text{КНД}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{КНД}}^*} \right) ;$$

$$\pi_{\text{КНД}}^* = \left(\frac{L_{\text{КНД}} \eta_{\text{КНД}}^*}{\bar{c}_p T_B^*} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}} .$$

Что позволяет отыскать степень повышения давления КВД, его адиабатическую работу **для интервала температур** $[T_{\text{КНД}}^*; T_K^*]$ и его эффективный КПД:

$$\pi_{\text{КВД}}^* = \frac{\pi_K^*}{\pi_{\text{КНД}}^*} ;$$

$$L_{\text{КВД ад}} = \bar{c}_p T_{\text{КНД}}^* \left(\pi_{\text{КВД}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) ;$$

$$L_K = L_{\text{КНД}} + \frac{L_{\text{КВД ад}}}{\eta_{\text{КВД}}^*} ;$$

$$\eta_{\text{КВД}}^* = \frac{L_{\text{КВД ад}}}{L_K - L_{\text{КНД}}} .$$

Теперь, зная все степени повышения давления и работы компрессоров, можно продолжить расчет по сечениям.

ПЕРВЫЙ КОНТУР

Сечение КНД-КНД

Полное давление за КНД определится степенью повышения давления:

$$p_{\text{КНД}}^* = p_B^* \pi_{\text{КНД}}^* .$$

Полная температура найдена при расчете работы КНД и равна $T_{\text{КНД}}^*$. Статические параметры определяются заданной скоростью на входе в КВД (выходе из КНД) по истинной теплоемкости **для температуры торможения $T_{\text{КНД}}^*$** :

$$T_{\text{КНД}} = T_{\text{КНД}}^* - \frac{c_{\text{КНД}}^2}{2c_p} ;$$

$$p_{\text{КНД}} = p_{\text{КНД}}^* \left(\frac{T_{\text{КНД}}^*}{T_{\text{КНД}}} \right)^{\frac{k}{1-k}} ;$$

$$\rho_{\text{КНД}} = \frac{p_{\text{КНД}}}{RT_{\text{КНД}}} .$$

Сечение К-К

Полное давление за КВД определится аналогично КНД – степенью повышения давления:

$$p_K^* = p_{\text{КНД}}^* \pi_{\text{КВД}}^* .$$

Эффективная работа КВД:

$$L_{\text{КВД}} = \frac{L_{\text{КВД ад}}}{\eta_{\text{КВД}}^*} .$$

Полная температура найдена в предварительном расчете, равна T_K^* и измениться не должна (сохранена общая π_K^*). Статические параметры определяются заданной скоростью на входе в КС (выходе из КВД) по истинной теплоемкости **для температуры торможения T_K^*** :

$$T_K = T_K^* - \frac{c_K^2}{2c_p} ;$$

$$p_K = p_K^* \left(\frac{T_K^*}{T_K} \right)^{\frac{k}{1-k}} ;$$

$$\rho_K = \frac{p_K}{RT_K} .$$

Сечение Г-Г

Сечение на выходе из камеры сгорания. Полное давление определится величиной потерь:

$$p_\Gamma^* = p_K^* \sigma_{KC} .$$

Полная температура продуктов сгорания задана в исходных данных.

Статические параметры рассчитываются по теплофизическим **параметрам газа** (величины со штрихом) **для температуры торможения T_Γ^*** :

$$T_\Gamma = T_\Gamma^* - \frac{c_\Gamma^2}{2c_p'} ;$$

$$p_\Gamma = p_\Gamma^* \left(\frac{T_\Gamma^*}{T_\Gamma} \right)^{\frac{k'}{1-k'}} ;$$

$$\rho_\Gamma = \frac{p_\Gamma}{R'T_\Gamma} .$$

Так как ТВД охлаждается отобраным из компрессора воздухом, то энтальпия рабочего тела в ней будет снижаться. За счет ввода отобранного воздуха газ, будучи охлажденным, совершит меньше работы. Это необходимо учесть. Но, так как расчет ведется по сечениям, ввод охлаждающего воздуха необходимо осуществить в сечении Г. В противном случае (при вводе за турбиной) работа наоборот вырастет из-за увеличения теплоперепада. Вводим охлаждающий воздух в сечение Г и меняем энтальпию:

$$I_{\Gamma \text{ корр}}^* = I_\Gamma^* + I_{B \text{ возв}}^* ;$$

$$c_{p \text{ mix}} G_\Gamma T_{\Gamma \text{ корр}}^* = c_p' G_\Gamma T_\Gamma^* + c_p G_{B \text{ возв}} T_K^* .$$

Что приводит к итерационному процессу для температуры смеси:

$$T_{\Gamma \text{ корр}}^* = \frac{c_p'(1 - \xi_{\text{отб}} + q_T)T_\Gamma^* + c_p g_{B \text{ возв}} T_K^*}{c_p'(1 - \xi_{\text{отб}} + q_T) + c_p g_{B \text{ возв}}} ; \quad (2)$$

$$c_{p\,mix} = \frac{c'_p G_{\Gamma\Gamma}}{G_{\Gamma}} + \frac{c_p G_{B\,возв}}{G_{\Gamma}} = \frac{c'_p(1 - \xi_{отб} + q_T) + c_p g_{B\,возв}}{1 + q_T - \xi_{отб} + g_{B\,возв}}.$$

Температура T_K^* используется для возвращенного воздуха, т.к. считаем, что отбор производился за КВД. Теплоемкости газа c'_p и воздуха c_p истинные и пересчитываются по температуре смеси $T_{\Gamma\,корр}^*$ **только для знаменателя дроби в формуле (2), а значит и для теплоемкости $c_{p\,mix}$** до достижения баланса. В числителе теплоемкости должны соответствовать **температурам своих энтальпий**.

Удельная газовая постоянная смеси вычисляется аналогично теплоемкости:

$$R_{mix} = \frac{R'(1 - \xi_{отб} + q_T) + R g_{B\,возв}}{1 + q_T - \xi_{отб} + g_{B\,возв}};$$

Показатель адиабаты можно найти через систему уравнений Майера (как при горении топлива выше):

$$\begin{cases} c_{p\,mix} - c_{v\,mix} = R_{mix} \\ \frac{c_{p\,mix}}{c_{v\,mix}} = k_{mix} \end{cases}$$

Таким образом, **далее используем температуру T_{Γ}^* , равную $T_{\Gamma\,корр}^*$** . Пример коррекции температуры при вводе охлаждения приведен в приложении.

Сечение ТВД-ТВД

Сечение за турбиной высокого давления. ТВД предоставляет необходимую мощность для работы КВД. Поэтому работа турбины определяется через уравнение баланса мощности:

$$L_{КВД} G_{B1} = L_{ТВД} G_{\Gamma};$$

$$L_{КВД} = (1 + q_T - v_{отб}) L_{ТВД};$$

$$v_{отб} = \xi_{отб} - g_{B\,возв}.$$

Так как:

$$L_{ТВД} = \overline{c_{p\,mix}} T_{\Gamma}^* \left(1 - \pi_{ТВД}^* \frac{1 - k_{mix}}{k_{mix}} \right) \eta_{ТВД}^*;$$

и

$$T_{\Gamma}^* - T_{\text{ТВД}}^* = T_{\Gamma}^* \left(1 - \pi_{\text{ТВД}}^* \frac{1-k_{\text{mix}}}{k_{\text{mix}}} \right) \eta_{\text{ТВД}}^* ,$$

то действительная температура торможения $T_{\text{ТВД}}^*$ равна:

$$T_{\text{ТВД}}^* = T_{\Gamma}^* \left(1 - \left(1 - \pi_{\text{ТВД}}^* \frac{1-k_{\text{mix}}}{k_{\text{mix}}} \right) \eta_{\text{ТВД}}^* \right)$$

при степени понижения давления:

$$\pi_{\text{ТВД}}^* = \left(1 - \frac{L_{\text{ТВД}}}{\eta_{\text{ТВД}}^* \overline{c_{p \text{ mix}}} T_{\Gamma}^*} \right)^{\frac{k_{\text{mix}}}{1-k_{\text{mix}}}} .$$

Решаем эти уравнения **итерационно**. При этом $\overline{c_{p \text{ mix}}}$ – теплоемкость, найденная по правилу смесей для *средних теплоемкостей компонентов* ($T_{\Gamma}^* = T_{\Gamma \text{ корр}}^*$).

С помощью степени понижения давления рассчитываем полное давление за турбиной:

$$p_{\text{ТВД}}^* = \frac{p_{\Gamma}^*}{\pi_{\text{ТВД}}^*} .$$

Статические параметры определяем по числу Маха с учетом *свойств газа для температуры торможения $T_{\text{ТВД}}^*$* :

$$T_{\text{ТВД}} = \frac{T_{\text{ТВД}}^*}{1 + \frac{(k_{\text{mix}} - 1) M_{\text{ТВД}}^2}{2}} ;$$

$$p_{\text{ТВД}} = p_{\text{ТВД}}^* \left(\frac{T_{\text{ТВД}}^*}{T_{\text{ТВД}}} \right)^{\frac{k_{\text{mix}}}{1-k_{\text{mix}}}} ;$$

$$\rho_{\text{ТВД}} = \frac{p_{\text{ТВД}}}{R_{\text{mix}} T_{\text{ТВД}}} ;$$

Для скорости пересчитываем свойства *на статическую температуру $T_{\text{ТВД}}$* :

$$c_{\text{ТВД}} = M_{\text{ТВД}} a_{\text{ТВД}} = M_{\text{ТВД}} \sqrt{k_{\text{mix}} R_{\text{mix}} T_{\text{ТВД}}} .$$

Сечение ТНД-ТНД

Сечение за турбиной низкого давления, т.е. **за всем каскадом** турбин. Работа ТНД по аналогии с ТВД определяется балансом мощности. Теперь баланс должен быть между КНД и ТНД.

Если степени повышения давления были равны:

$$\begin{aligned} L_{\text{КНД}}(G_{B1} + G_{B2}) &= L_{\text{ТНД}} G_{\Gamma} ; \\ L_{\text{КНД}}(G_{B1} + G_{B2}) &= L_{\text{ТНД}} G_{B1}(1 + q_T - v_{\text{отб}}) ; \\ L_{\text{КНД}}(1 + m) &= (1 + q_T - v_{\text{отб}}) L_{\text{ТНД}} ; \\ L_{\text{ТНД}} &= \frac{L_{\text{КНД}}(1 + m)}{1 + q_T - v_{\text{отб}}} ; \\ v_{\text{отб}} &= \xi_{\text{отб}} - g_{B \text{ возв}} ; \end{aligned}$$

Если степени повышения давления разные (большая двухконтурность или подпорные ступени), то:

$$\begin{aligned} L_{B2} G_{B2} + L_{\text{КНД}} G_{B1} &= L_{\text{ТНД}} G_{\Gamma} ; \\ L_{B2} G_{B2} + L_{\text{КНД}} G_{B1} &= L_{\text{ТНД}} G_{B1}(1 + q_T - v_{\text{отб}}) ; \\ L_{B2} m + L_{\text{КНД}} &= L_{\text{ТНД}}(1 + q_T - v_{\text{отб}}) ; \\ L_{\text{ТНД}} &= \frac{L_{B2} m + L_{\text{КНД}}}{1 + q_T - v_{\text{отб}}} ; \end{aligned}$$

Так как весь охлаждающий воздух был введен в ТВД, коррекции температуры по энтальпии далее нигде не требуется. Поэтому, получив величину работы турбины из уравнения баланса, отыскиваем **итерационно** температуру в сечении ТНД и степень понижения давления:

$$\begin{aligned} \pi_{\text{ТНД}}^* &= \left(1 - \frac{L_{\text{ТНД}}}{\eta_{\text{ТНД}}^* \overline{c}_{p \text{ mix}} T_{\text{ТВД}}^*} \right)^{\frac{k_{\text{mix}}}{1 - k_{\text{mix}}}} ; \\ T_{\text{ТНД}}^* &= T_{\text{ТВД}}^* \left(1 - \left(1 - \pi_{\text{ТНД}}^* \frac{1 - k_{\text{mix}}}{k_{\text{mix}}} \right) \eta_{\text{ТНД}}^* \right) . \end{aligned}$$

Теплоемкость будет представлять собой теплоемкость смеси газа и воздуха, т.к. в ТВД была введена дополнительная масса рабочего тела. Расчет этой теплоемкости **для интервала температур** $[T_{\text{ТВД}}^*; T_{\text{ТНД}}^*]$ выполняется так же, как в ТВД для интервала $[T_{\Gamma}^*; T_{\text{ТВД}}^*]$ (см. приложение).

Статические параметры определяем по числу Маха с учетом **свойств газовой смеси по температуре торможения** $T_{\text{ТНД}}^*$:

$$T_{\text{ТНД}} = \frac{T_{\text{ТНД}}^*}{1 + \frac{(k_{\text{mix}} - 1)M_{\text{ТНД}}^2}{2}}$$

$$p_{\text{ТНД}} = p_{\text{ТНД}}^* \left(\frac{T_{\text{ТНД}}^*}{T_{\text{ТНД}}} \right)^{\frac{k_{\text{mix}}}{1-k_{\text{mix}}}}$$

$$\rho_{\text{ТНД}} = \frac{p_{\text{ТНД}}}{R_{\text{mix}} T_{\text{ТНД}}}$$

Для скорости пересчитываем свойства *на статическую температуру* $T_{\text{ТНД}}$:

$$c_{\text{ТНД}} = M_{\text{ТНД}} a_{\text{ТНД}} = M_{\text{ТНД}} \sqrt{k_{\text{mix}} R_{\text{mix}} T_{\text{ТНД}}}$$

Сечение C1-C1

Сечение на выходе из сопла первого контура. Полная температура равна температуре за ТНД:

$$T_{c1}^* = T_{\text{ТНД}}^* .$$

Установим связь между коэффициентом скорости и коэффициентом восстановления давления сопла первого контура. Для этого предварительно вычисляем теоретическую и действительную скорости истечения для расчетного режима работы (свойства *по температуре торможения* T_{c1}^* , сопло дозвуковое):

$$c_{c1\ t} = a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2k_{\text{mix}}}{k_{\text{mix}} + 1} R_{\text{mix}} T_{c1}^*} ; \quad (3)$$

$$c_{c1} = \varphi_{c1} c_{c1\ t} . \quad (4)$$

Вычисляем газодинамическую функцию давления (показатель адиабаты *по температуре торможения* T_{c1}^*) для обеих скоростей и коэффициент восстановления давления:

$$\pi(\lambda) = \left(1 - \frac{k_{\text{mix}} - 1}{k_{\text{mix}} + 1} \lambda^2 \right)^{\frac{k_{\text{mix}}}{k_{\text{mix}} - 1}} ;$$

$$\sigma_{c1} = \frac{\pi(\lambda)}{\pi(\varphi_{c1} \lambda)},$$

где $\lambda = c_{c1\ t}/a_{кр} = 1$, т.к. при идеальном расширении потерь нет.

Тогда рассчитываем степень понижения давления сопла и критическую степень понижения давления с учетом параметров газовой смеси:

$$\pi_{c1}^* = \frac{p_{тнд}^* \sigma_1}{p_H} ;$$

$$\pi_{cr} = \left(\frac{k_{mix} + 1}{2} \right)^{\frac{k_{mix}}{k_{mix} - 1}} .$$

Сравниваем степени понижения давления. Если π_{c1}^* оказалась меньше критической степени понижения, то пересчитываем скорость истечения (теплоемкость средняя **для интервала температур $[T_{c1}^*; T_H]$**):

$$c_{c1} = \varphi_{c1} \sqrt{2 \overline{c_{p\ mix}} T_{c1}^* \left(1 - \pi_{c1}^*^{\frac{1-k_{mix}}{k_{mix}}} \right)} .$$

Полное давление на срезе сопла равно:

$$p_{c1}^* = p_{тнд}^* \sigma_{c1} .$$

Статическое давление должно быть равно атмосферному:

$$p_{c1} = p_H .$$

В противном случае в сопле расчетный (критический) режим, либо недорасширение. Скорость истечения не может превысить скорость звука, поэтому сохраняет свое значение, вычисленное по (3) и (4).

Статическое давление на срезе сопла не может опуститься ниже, чем позволяет π_{cr} :

$$p_{c1} = \frac{p_{тнд}^* \sigma_1}{\pi_{cr}} .$$

Полное давление останется неизменным, т.к. зависит от потерь в сопле.

Статические температура и плотность на срезе сопла рассчитываются через найденную скорость истечения. Если истечение **критическое**, то свойства вычисляются **по полной температуре T_{c1}^*** , в противном случае **для интервала температур $[T_{c1}^*; T_H]$**):

$$T_{c1} = T_{c1}^* - \frac{c_{c1}^2}{2 \overline{c_{p\ mix}}} ;$$

$$\rho_{c1} = \frac{p_{c1}}{RT_{c1}} .$$

ВТОРОЙ КОНТУР

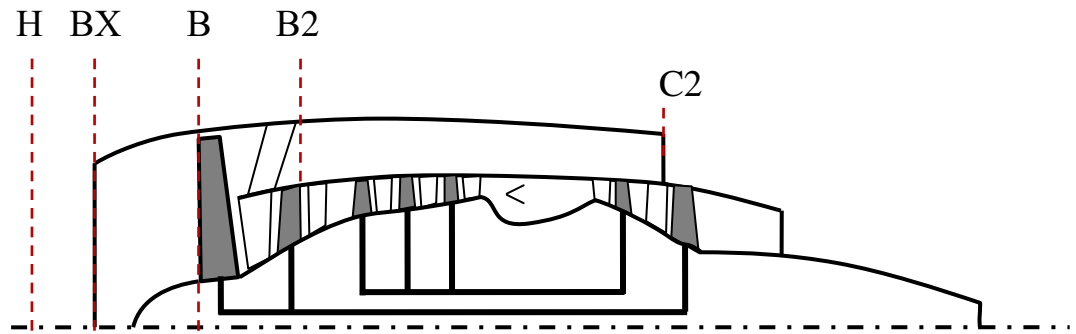


Рис. 4. Схема ТРДД

Сечение В2-В2

Степени повышения давления равны:

Все параметры состояния потока равны параметрам в сечении КНД-КНД первого контура.

Степени повышения давления не равны (большая двухконтурность или подпорные ступени):

Полное давление за вентилятором определится степенью повышения давления:

$$p_{B2}^* = p_B^* \pi_B^* .$$

Полная температура T_{B2}^* была найдена при расчете работы вентилятора. Статические параметры определяются заданной скоростью на выходе из вентилятора во втором контуре с учетом **истинной теплоемкости** воздуха **для температуры торможения T_{B2}^*** :

$$T_{B2} = T_{B2}^* - \frac{c_{B2}^2}{2c_p} ;$$

$$p_{B2} = p_{B2}^* \left(\frac{T_{B2}^*}{T_{B2}} \right)^{\frac{k}{1-k}} ;$$

$$\rho_{B2} = \frac{p_{B2}}{RT_{B2}} .$$

Сечение С2-С2

Выход из сопла второго контура. Полная температура останется прежней:

$$T_{c2}^* = T_{B2}^* .$$

Рассчитываем скорость истечения с учетом потерь давления при движении воздуха по проточному тракту второго контура. Коэффициент восстановления давления σ_2 учтет потери *в сопле и во втором контуре*. Тогда:

$$p_{c2}^* = p_{B2}^* \sigma_2 .$$

Для вычисления степени понижения давления сопла требуется найти полное давление на входе в сопло. Для этого уберем из полных потерь σ_2 потери сопла (показатель адиабаты *по полной температуре T_{c2}^**):

$$\sigma_{c2} = \frac{\pi(\lambda)}{\pi(\varphi_{c2}\lambda)} = \frac{\pi(1)}{\pi(\varphi_{c2})} ;$$

$$\pi(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}} .$$

Потери, характеризуемые σ_{c2} , *должны быть меньше* всех потерь, описываемых σ_2 : $\sigma_2 \geq \sigma_{c2}$. Если это не так, необходимо изменить коэффициент скорости сопла φ_{c2} или коэффициент восстановления давления σ_2 .

Тогда степень понижения давления сопла можно записать так:

$$\pi_{c2}^* = \frac{p_{B2}^* \sigma_2}{p_H \sigma_{c2}} .$$

Вычисляем критическую степень понижения давления:

$$\pi_{cr} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} .$$

Если степень понижения давления сопла оказывается больше или равной критической, то сопло работает в *расчетном режиме*, либо в *недорасширении*, и скорость истечения необходимо ограничить скоростью звука:

$$c_{c2} = \varphi_{c2} a_{кр} = \varphi_{c2} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{c2}^*} .$$

Статическое давление на срезе сопла ограничивается критическим понижением давления:

$$p_{c2} = \frac{p_{c2}^*}{\pi_{cr}}.$$

Если степень понижения давления меньше критической, то скорость вычисляется обычным образом (теплоемкость воздуха **для интервала температур** $[T_{c2}^*; T_H]$):

$$c_{c2} = \varphi_{c2} \sqrt{2c_p T_{c2}^* \left(1 - \pi_{c2}^{*\frac{1-k}{k}}\right)}.$$

Статическое давление равно атмосферному, а полное определяется потерями:

$$p_{c2}^* = p_{B2}^* \sigma_2.$$

Остальные статические параметры на срезе сопла рассчитываются через найденную скорость истечения по параметрам воздуха **для** T_{c2}^* в критическом режиме и **для интервала** $[T_{c2}^*; T_H]$ в противном случае:

$$T_{c2} = T_{c2}^* - \frac{c_{c2}^2}{2c_p};$$

$$\rho_{c2} = \frac{p_{c2}}{RT_{c2}}.$$

Основные параметры двигателя

Определяем удельную тягу двигателя (в м/с):

$$P_{уд} = \frac{1 + q_T - v_{отб}}{m + 1} c_{c1} + \frac{m}{m + 1} c_{c2}.$$

Массовый расход воздуха (в кг/с) через двигатель с учетом заранее заданной проектной тяги P :

$$G_B = \frac{P}{P_{уд}}.$$

Массовый расход воздуха через первый контур (кг/с):

$$G_{B1} = \frac{G_B}{1 + m}.$$

Массовый расход воздуха через второй контур (кг/с):

$$G_{B2} = G_B - G_{B1} .$$

Массовый расход газа (в кг/с) с учетом отборов и возвратов воздуха, а также процесса сгорания топлива:

$$G_{\Gamma} = (1 + q_T - \nu_{отб}) G_{B1} .$$

Удельный часовой расход топлива (кг/(Н · ч)):

$$C_{уд} = \frac{3600 G_T}{P} = \frac{3600 G_T}{G_B P_{уд}} = \frac{3600 q_T (1 - \xi_{отб})}{(1 + m) P_{уд}} .$$

Эффективный КПД двигателя удобнее записать через эффективную работу действительного цикла. Она при скорости полета, равной нулю, тратится на увеличение кинетической энергии потока в первом контуре и работу вентилятора для второго контура. Тогда:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{(1 + q_T - \nu_{отб}) \cdot \frac{c_{c1}^2}{2} + \frac{m c_{c2}^2}{2}}{H_u q_T \eta_{\Gamma}} .$$

Мощности основных узлов вычисляются по определению.

Если степени повышения давления равны:

Мощность вентилятора равна мощности КНД, если каскад установлен до разделения по контурам (в Вт):

$$N_B = N_{кнд} = L_{кнд} G_B .$$

Мощности по контурам (в Вт) будут различаться только расходами воздуха ($L_B = L_{кнд}$):

$$N_{B2} = L_{B2} G_{B2} ;$$

$$N_{кнд1} = L_{кнд} G_{B1} .$$

Если имеется большая двухконтурность или подпорные ступени:

Для вентилятора во второй контур (Вт):

$$N_{B2} = L_{B2} G_{B2} .$$

Для КНД в первый контур (Вт):

$$N_{кнд1} = L_{кнд} G_{B1} .$$

Мощность КВД (Вт):

$$N_{квд} = L_{квд} G_{B1} .$$

Мощность ТВД (Вт)

$$N_{\text{ТВД}} = L_{\text{ТВД}} G_{\Gamma}.$$

Мощность ТНД (Вт):

$$N_{\text{ТНД}} = L_{\text{ТНД}} G_{\Gamma}.$$

Особенности газодинамического расчета ТРДДсм

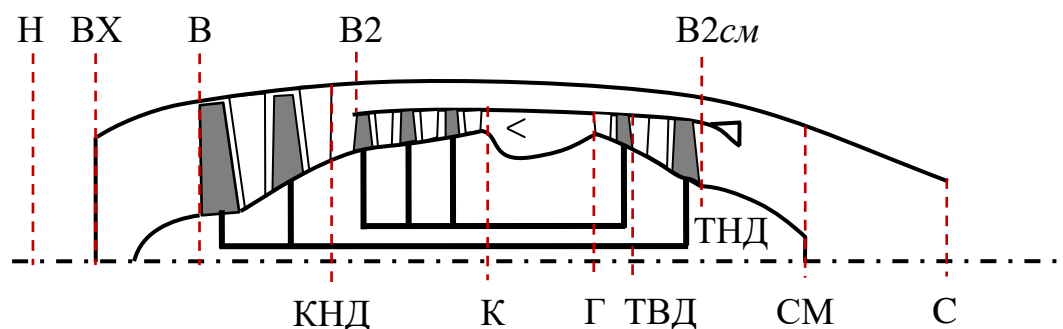


Рис. 5. Схема ТРДД

Распределение работ компрессоров по контурам

Двухконтурность в ТРДДсм только малая (максимум 4,5, обычно не более 3), в противном случае существенно возрастают потери на смешение. Для высокоманевренных ЛА такие двигатели часто имеют многоступенчатый вентилятор с подпорными ступенями. Но, на расчет работы вентилятора это не влияет. Выражения аналогичны ТРДД с раздельным выхлопом. Ограничение на степень повышения давления вентилятора также сохраняется.

До входа в камеру смешения (сечения В2см и ТНД) расчет выполняется также, как и для обычного ТРДД. Расчет камеры смешения ведется следующим образом.

Сечение СМ-СМ

Подобно смешению потоков при охлаждении ТВД вычисляют температуру смеси по энтальпии смешения:

$$I_{\text{СМ}}^* = I_{\Gamma}^* + I_{\text{В2}}^* ;$$

$$c_{p \text{ СМ}} G_{\text{СМ}} T_{\text{СМ}}^* = c_{p \Gamma} G_{\Gamma} T_{\text{ТНД}}^* + c_{p \text{ В}} G_{\text{В}} T_{\text{ТНД}}^* + c_{p \text{ В2}} G_{\text{В2}} T_{\text{В2}}^* .$$

Т.е. условно смешиваются три среды (см. приложение):

- поток газа (параметры со штрихом), выходящего из турбины с температурой $T_{\text{ТНД}}^*$ и свойствами газа по температуре $T_{\text{ТНД}}^*$;

- поток охлаждающего воздуха, введенный в ТВД и получивший такую же, как у газа, температуру $T_{\text{ТНД}}^*$ на выходе из ТНД;
- поток воздуха второго контура при температуре T_{B2}^* .

Поток газа и охлаждающего воздуха рассматривается вместо потока газовой смеси, т.к. для смеси нет температурных полиномов свойств – смесь формируется в ходе расчета.

Все это приводит к итерационному процессу по уравнению (2), но с другими расходами и индексами ($G_{B \text{ возв}}$ – общий возврат воздуха):

$$T_{CM}^* = \frac{c'_P(1 + q_T - \xi_{\text{отб}})T_{\text{ТНД}}^* + c_P g_{B \text{ возв}} T_{\text{ТНД}}^* + c_P m T_{B2}^*}{c'_P(1 + q_T - \xi_{\text{отб}}) + c_P g_{B \text{ возв}} + c_P m};$$

$$c_{P \text{ см}} = \frac{c'_P G_{\Gamma\Gamma}}{G_{\Gamma}} + \frac{c_P G_{B \text{ возв}}}{G_{\Gamma}} + \frac{c_P G_{B2}}{G_{\Gamma}} = \frac{c'_P(1 - \xi_{\text{отб}} + q_T) + c_P g_{B \text{ возв}} + c_P m}{1 + q_T - \nu_{\text{отб}} + m}.$$

Газовая постоянная смеси рассчитывается аналогично:

$$R_{CM} = \frac{R'(1 - \xi_{\text{отб}} + q_T) + R g_{B \text{ возв}} + R m}{1 + q_T - \nu_{\text{отб}} + m}.$$

Что дает возможность вычислить показатель адиабаты через уравнение Майера.

Для вычисления полного давления смеси, скоростей и статических параметров используют условие оптимального смешения – равенство статических давлений по контурам:

$$p_1 = p_2;$$

$$p_1^* \pi(\lambda_1) = p_2^* \pi(\lambda_2);$$

$$\sigma_1 p_{\text{ТНД}}^* \pi(\lambda_1) = \sigma_2 p_{B2}^* \pi(\lambda_2).$$

Считаем теоретическую приведенную скорость потока **после турбины по ее температуре торможения** и функцию π для нее (k_{mix} , R_{mix} – параметры потока после ТНД (см. сечение ТНД-ТНД)):

$$\lambda_1 = \frac{c_{\text{ТНД}}}{\sqrt{k_{\text{mix}} R_{\text{mix}} \cdot \frac{2T_{\text{ТНД}}^*}{k_{\text{mix}} + 1}}};$$

$$\pi(\lambda_1) = \left(1 - \frac{k_{\text{mix}} - 1}{k_{\text{mix}} + 1} \lambda_1^2\right)^{\frac{k_{\text{mix}}}{k_{\text{mix}} - 1}}.$$

Считаем газодинамическую функцию давления второго контура и приведенную скорость потока на входе в камеру смешения *по температуре* T_{B2}^* :

$$\pi(\lambda_2) = \frac{\sigma_1 p_{\text{ТНД}}^* \pi(\lambda_1)}{\sigma_2 p_{B2}^*};$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\left(1 - \pi(\lambda_2)^{\frac{k-1}{k}}\right) \cdot \frac{k+1}{k-1}}.$$

Очевидно, что $\pi(\lambda_2)$ всегда должна быть меньше 1, т.к. статическое давление не может оказаться больше полного:

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*}.$$

Если $\pi(\lambda_2) = 1$, то поток остановлен, и необходимо корректировать параметры двигателя и исходные данные. Статистически при смешении потоков в ГТД обеспечивается следующее соотношение давлений для степеней двухконтурности от 1 до 4,5.:

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} = \frac{\sigma_2 p_{B2}^*}{\sigma_1 p_{\text{ТНД}}^*} \in [0,98 \dots 1,15]$$

При двухконтурности меньше 1 возможны более низкие значения отношения давлений (0,8-0,9).

Для расчета полного давления смешения требуется отыскать площади проточных трактов и найти приведенную скорость смешанного потока $\lambda_{\text{см}}$ (должен сохраниться баланс массы).

Площади проточных трактов можно вычислить через уравнение расхода на единицу массового расхода воздуха, т.к. он неизвестен. Для первого контура (k_{mix} , R_{mix} – параметры потока после ТНД (см. сечение ТНД-ТНД)):

$$F_1 = \frac{(1 + q_T - v_{\text{отб}}) \sqrt{T_{\text{ТНД}}^*}}{\sqrt{\frac{k_{\text{mix}}}{R_{\text{mix}}} \left(\frac{2}{k_{\text{mix}} + 1}\right)^{\frac{k_{\text{mix}} + 1}{k_{\text{mix}} - 1}} \sigma_1 p_{\text{ТНД}}^* q(\lambda_1)}}.$$

Свойства газа после ТНД были найдены при расчете сечения ТНД для $T_{\text{ТНД}}^*$. Для воздуха второго контура:

$$F_2 = \frac{m\sqrt{T_{B2}^*}}{\sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \sigma_2 p_{B2}^* q(\lambda_2)}}.$$

Далее отыщем величину газодинамической функции полного импульса и величины газодинамических функций полного импульса по контурам:

$$z_1(\lambda_1) = \left(\lambda_1 + \frac{1}{\lambda_1}\right) \cdot \frac{1}{2};$$

$$z_2(\lambda_2) = \left(\lambda_2 + \frac{1}{\lambda_2}\right) \cdot \frac{1}{2};$$

$$z_{CM} = \frac{z_1(1 - v_{отб} + q_T)\sqrt{T_{тнд}^*} + mz_2\sqrt{T_{B2}^*}}{(1 + q_T - v_{отб} + m)\sqrt{T_{CM}^*}}.$$

При z_1 стоит приведенный расход $1 - v_{отб} + q_T$, т.к. используется импульс всей массы газа. Восстанавливаем функцию λ_{CM} для z_{CM} , решая квадратное уравнение и выбирая **меньший** действительный корень для **дозвукового потока** (сверхзвука в камере смешения быть не должно):

$$\lambda_{CM}^2 - 2z_{CM}\lambda_{CM} + 1 = 0;$$

$$\lambda_{CM\ 1,2} = z_{CM} \pm \sqrt{z_{CM}^2 - 1}.$$

Теперь можем вычислить полное давление смеси:

$$p_{CM}^* = \frac{(1 + m)\sqrt{T_{CM}^*}}{\sqrt{\frac{k_{CM}}{R_{CM}} \left(\frac{2}{k_{CM} + 1}\right)^{\frac{k_{CM}+1}{k_{CM}-1}} (F_1 + F_2)q(\lambda_{CM})}};$$

$$q(\lambda_{CM}) = \lambda_{CM} \left(\frac{k_{CM} + 1}{2}\right)^{\frac{1}{k_{CM}-1}} \left(1 - \frac{k_{CM} - 1}{k_{CM} + 1} \lambda_{CM}^2\right)^{\frac{1}{k_{CM}-1}}.$$

Скорость потока вычисляется через приведенную скорость и критическую скорость звука, где используются **свойства по полной температуре T_{CM}^*** :

$$c_{CM} = \lambda_{CM} \sqrt{\frac{2k_{CM}}{k_{CM} + 1} R_{CM} T_{CM}^*}.$$

Статические параметры вычисляются через скорость потока:

$$T_{CM} = T_{CM}^* - \frac{c_{CM}^2}{2c_{p\,CM}} ;$$

$$p_{CM} = p_{CM}^* \left(\frac{T_{CM}^*}{T_{CM}} \right)^{\frac{k_{CM}}{1-k_{CM}}} ;$$

$$\rho_{CM} = \frac{p_{CM}}{RT_{CM}} .$$

Сечение С-С

Сечение на выходе из общего сопла ТРДДсм. Полная температура равна температуре в камере смешения:

$$T_c^* = T_{CM}^* .$$

Полное давление определяем с учетом потерь, которые зависят от скорости через газодинамическую функцию давления:

$$\pi(\lambda) = \left(1 - \frac{k_{CM} - 1}{k_{CM} + 1} \lambda^2 \right)^{\frac{k_{CM}}{k_{CM}-1}} ;$$

$$\sigma_c = \frac{\pi(\lambda)}{\pi(\varphi_c \lambda)} ,$$

где $\lambda = c_{ct}/a_{кр}$, а критическая скорость звука $a_{кр} = \sqrt{\frac{2k_{CM}}{k_{CM}+1} R_{CM} T_c^*}$.

Теоретическая скорость истечения $c_{ct} = c_c/\varphi_c$. **Свойства по полной температуре T_c^* .**

Тогда полное давление равно:

$$p_c^* = p_{CM}^* \sigma_c .$$

Рассчитываем степень понижения давления сопла и критическую степень понижения давления с учетом параметров газовой смеси, полученных при расчете камеры смешения:

$$\pi_c^* = \frac{p_c^*}{p_H} ;$$

$$\pi_{cr} = \left(\frac{k_{CM} + 1}{2} \right)^{\frac{k_{CM}}{k_{CM}-1}} .$$

Регулируемое сверхзвуковое сопло (ТРДДФсм)

В этом случае необходимо рассчитать параметры потока в критическом сечении. Полное давление определится критической степенью понижения давления, т.к. степень понижения давления такого сопла состоит из степени понижения давления сужающейся части $\pi_{сч}^*$ и расширяющейся части $\pi_{рч}^*$:

$$\pi_c^* = \pi_{сч}^* \pi_{рч}^* ,$$

$\pi_{сч}$ по определению не может быть больше критической, т.к. односторонним воздействием поток может быть доведен лишь до скорости звука.

Поэтому полное давление в критическом сечении:

$$p_{cr}^* = \frac{p_c^*}{\pi_{cr}^*} .$$

Так как величина потерь в сужающейся части определяется в ходе подробного проектирования сопел, то скорость в критическом сечении можно принять равной скорости звука:

$$c_{cr} = \sqrt{\frac{2k_{сМ}}{k_{сМ} + 1} R_{сМ} T_c^*}$$

Статические параметры определяем через скорость:

$$T_{cr} = T_{cr}^* - \frac{c_{cr}^2}{2c_{p\ сМ}}$$

$$p_{cr} = p_{cr}^* \left(\frac{T_{cr}^*}{T_{cr}} \right)^{\frac{k_{сМ}}{1-k_{сМ}}}$$

$$\rho_c = \frac{p_{cr}}{RT_{cr}}$$

Все свойства здесь должны быть взяты **для полной температуры T_c^*** .

Параметры на срезе сопла определяются по аналогии с режимом перерасширения сужающегося сопла (см. далее).

Дозвуковое сужающееся сопло

Если степень понижения давления сопла оказывается больше критической, то сопло работает в режиме недорасширения, и скорость истечения равна скорости звука:

$$c_c = \varphi_c \sqrt{\frac{2k_{CM}}{k_{CM} + 1} R_{CM} T_c^*}.$$

Полное давление определяется потерями:

$$p_c^* = p_{CM}^* \sigma_c.$$

Статическое давление – критической степенью понижения давления:

$$p_c = \frac{p_c^*}{\pi_{cr}}.$$

Если степень понижения давления меньше критической, то скорость вычисляется обычным образом:

$$c_c = \varphi_c \sqrt{2\overline{c}_{P\,CM} T_c^* \left(1 - \pi_c^{\frac{1-k_{CM}}{k_{CM}}}\right)}.$$

Теплоемкость *должна быть средней **в интервале температур** $[T_c^*; T_H]$* . Величину скорости истечения необходимо сравнить с вычисленной в предварительном расчете (через свободную энергию).

Статическое давление на срезе сопла должно быть равно атмосферному, а остальные параметры необходимо рассчитать через найденную скорость истечения с учетом ее величины. *Если скорость критическая*, то свойства определяются *по температуре T_c^** , иначе по *интервалу температур $[T_c^*; T_H]$* :

$$T_c = T_c^* - \frac{c_c^2}{2\overline{c}_{P\,CM}};$$

$$\rho_c = \frac{p_c}{RT_c}.$$

Основные параметры ТРДДсм

Удельная тяга двигателя (в м/с):

$$P_{уд} = \left(\frac{1 + q_T - v_{отб} + m}{1 + m} \right) c_c - V.$$

Удельный часовой расход топлива (кг/(Н · ч)):

$$C_{уд} = \frac{3600G_T}{P} = \frac{3600G_T}{G_B P_{уд}} = \frac{3600q_T(1 - \xi_{отб})}{(1 + m)P_{уд}}.$$

Эффективный КПД двигателя удобнее записать через эффективную работу действительного цикла. Она тратится на увеличение кинетической энергии потока в первом контуре и работу вентилятора для второго контура. Тогда:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{(1 + q_T - v_{отб} + m)c_c^2}{2H_u q_T \eta_\Gamma}.$$

Массовые расходы воздуха по контурам, газа в первом контуре и мощности основных узлов вычисляются так же, как в двигателе без смешения потоков.

Основные геометрические размеры

Сечение ВХ-ВХ

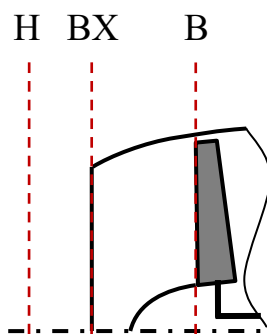


Рис. 6. ВУ

Площадь проточного тракта на входе в двигатель определяется массовым расходом воздуха в соответствии с уравнением:

$$F_{ВХ} = \frac{G_B}{c_{ВХ} \rho_{ВХ}}.$$

Если обтекатель вентилятора не выступает за границы ВУ, то поперечное сечение проточного тракта можно считать кругом. Тогда:

$$D_{ВХ} = \sqrt{\frac{4F_{ВХ}}{\pi}}.$$

В противном случае необходимо задаваться диаметром втулки или относительным диаметром втулки обтекателя и рассчитывать проходное сечение как кольцо.

Вентилятор (Сечения В-В – КНД-КНД)

Основная задача геометрического расчета в сечениях лопаточных машин – проверить допустимую высоту лопаток.

Степени повышения давления равны

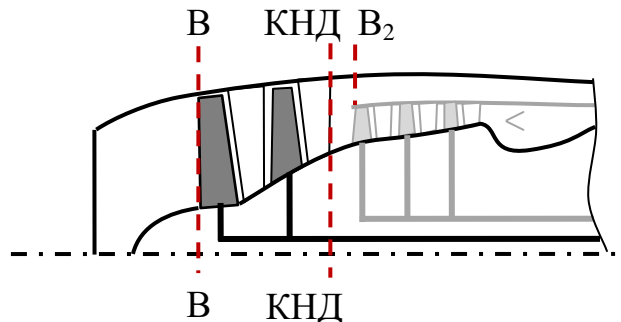


Рис. 7. Вентилятор

Вентилятор становится компрессором НД. На входе в него задаются определяющим размером: постоянным диаметром корпуса, втулки или средним диаметром. Исходя из этого, считают остальные размеры и высоту лопаток с помощью заданного относительного диаметра втулки $d_{\text{вт } B} = D_{\text{вт } B} / D_B$. Относительный диаметр втулки для маломощных, малогабаритных двигателей принимается ближе к 0,6, для двигателей большой мощности с высоким расходом воздуха относительный диаметр втулки принимается ближе к 0,35.

Сначала определяем необходимую площадь сечения проточного тракта:

$$F_B = \frac{G_B}{c_B \rho_B}.$$

Постоянный диаметр корпуса: $D_B = \text{const}$

Вычисляем диаметр корпуса (сечение – кольцо):

$$D_B = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi(1 - d_{\text{вт } B}^2)}}.$$

Вычисляем диаметр втулки:

$$D_{\text{вт } B} = D_B d_{\text{вт } B}.$$

Вычисляем средний диаметр и высоту первой лопатки вентилятора:

$$D_{\text{ср } B} = \frac{D_B + D_{\text{вт } B}}{2} ;$$

$$h_B = \frac{D_B - D_{\text{вт } B}}{2} .$$

Постоянный диаметр втулки: $D_{\text{вт } B} = \text{const}$

Вычисляем диаметр втулки (сечение – кольцо):

$$D_{\text{вт } B} = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi \left(\frac{1}{d_{\text{вт } B}^2} - 1 \right)}} .$$

Вычисляем диаметр корпуса:

$$D_B = \frac{D_{\text{вт } B}}{d_{\text{вт } B}} .$$

Вычисляем средний диаметр и высоту первой лопасти вентилятора:

$$D_{\text{ср } B} = \frac{D_B + D_{\text{вт } B}}{2} ;$$

$$h_B = \frac{D_B - D_{\text{вт } B}}{2} .$$

Постоянный средний диаметр: $D_{\text{ср } B} = \text{const}$

Вычисляем средний диаметр (сечение – кольцо)

$$D_{\text{ср } B} = \sqrt{\frac{F_B(1 + d_{\text{вт } B})}{\pi(1 - d_{\text{вт } B})}} .$$

Вычисляем диаметр корпуса и втулки:

$$D_B = \frac{2D_{\text{ср } B}}{1 + d_{\text{вт } B}} ;$$

$$D_{\text{вт } B} = D_B d_{\text{вт } B} .$$

Вычисляем высоту первой лопасти вентилятора:

$$h_B = \frac{D_B - D_{\text{вт } B}}{2} .$$

Затем определяем геометрические параметры последней ступени вентилятора и оцениваем высоту лопаток. Считаем величину площади сечения на выходе (сечение КНД):

$$F_{\text{кнд}} = \frac{G_B}{c_{\text{кнд}} \rho_{\text{кнд}}}.$$

Вычисляем высоту лопатки, исходя из условий по диаметрам, принятых выше (постоянный диаметр корпуса, втулки, средний). Т.е. полагаем, что определяющий диаметр не меняется (не рассматриваем комбинированные схемы проточных трактов).

Постоянный диаметр корпуса: $D_{\text{кнд}} = D_B = \text{const}$

$$D_{\text{вт кнд}} = \sqrt{D_{\text{кнд}}^2 - \frac{4F_{\text{кнд}}}{\pi}};$$

$$D_{\text{ср кнд}} = \frac{D_{\text{кнд}} + D_{\text{вт кнд}}}{2}.$$

Постоянный диаметр втулки: $D_{\text{вт кнд}} = D_{\text{вт } B} = \text{const}$

$$D_{\text{кнд}} = \sqrt{D_{\text{вт кнд}}^2 + \frac{4F_{\text{кнд}}}{\pi}};$$

$$D_{\text{ср кнд}} = \frac{D_{\text{кнд}} + D_{\text{вт кнд}}}{2}.$$

Постоянный средний диаметр: $D_{\text{ср кнд}} = D_{\text{ср } B} = \text{const}$

Решая систему уравнений:

$$\begin{cases} D_{\text{ср кнд}} = \frac{D_{\text{кнд}} + D_{\text{вт кнд}}}{2} \\ F_{\text{кнд}} = \frac{\pi(D_{\text{кнд}}^2 - D_{\text{вт кнд}}^2)}{4} \end{cases}$$

находим диаметр корпуса и втулки на выходе из вентилятора:

$$D_{\text{кнд}} = 2D_{\text{ср кнд}} - D_{\text{вт кнд}};$$

$$D_{\text{вт кнд}} = D_{\text{ср кнд}} - \frac{F_{\text{кнд}}}{\pi D_{\text{ср кнд}}}.$$

Вычислив все диаметры с учетом схемы вентилятора (КНД), считаем высоту лопатки последнего СА:

$$h_{\text{кнд}} = \frac{D_{\text{кнд}} - D_{\text{вт кнд}}}{2}.$$

Теперь необходимо определить **высоту канала второго контура в сечении В2** через диаметр разделителя потока. Считаем диаметр разделителя через площадь сечения канала второго контура:

$$F_{B2} = \frac{G_{B2}}{c_{B2} \rho_{B2}} ;$$

$$D_{рзд} = \sqrt{D_{кнд}^2 - \frac{4F_{B2}}{\pi}} .$$

Тогда высота канала в сечении В2:

$$h_{B2} = \frac{D_{кнд} - D_{рзд}}{2} .$$

Допустимость геометрии оцениваем следующими критериями:

1. минимальная длина лопатки последней ступени: 12 мм, но обычно стараются подобрать параметры так, чтобы длина лопатки не опускалась ниже 18 мм.
2. относительный диаметр втулки на выходе (сечение КНД) не должен превышать значения 0,85...0,92.
3. Отношение длин лопаток $h_B/h_{кнд}$ желательно получить в диапазоне 2...3,5, причем если вентилятор (КНД) многоступенчатый, то отношение должно быть ближе к 3,5. При высоких π^* верхний предел растет до 4,5...5,0.

Степени повышения давления не равны

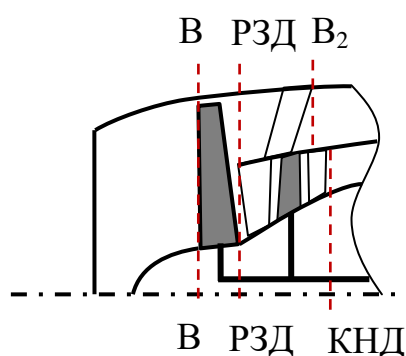


Рис. 8. Положение разделителя

В этом случае также необходимо рассчитать диаметр разделителя потоков (сечение РЗД). Без него величины лопаток в сечениях КНД и В2 не определить.

На входе в вентилятор выполняется та же последовательность расчетов, что и в случае с постоянной степенью повышения давления. Задаемся относительным диаметром втулки вентилятора и определяем площадь сечения проточного тракта (сечение В):

$$F_B = \frac{G_B}{c_B \rho_B}.$$

Постоянный диаметр корпуса: $D_B = \text{const}$

Вычисляем диаметр корпуса (сечение – кольцо):

$$D_B = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi(1 - d_{\text{вт } B}^2)}}.$$

Вычисляем диаметр втулки:

$$D_{\text{вт } B} = D_B d_{\text{вт } B}.$$

Вычисляем средний диаметр и высоту первой лопасти вентилятора:

$$D_{\text{ср } B} = \frac{D_B + D_{\text{вт } B}}{2};$$

$$h_B = \frac{D_B - D_{\text{вт } B}}{2}.$$

Постоянный диаметр втулки: $D_{\text{вт}} = \text{const}$

Вычисляем диаметр втулки (сечение – кольцо):

$$D_{\text{вт } B} = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi\left(\frac{1}{d_{\text{вт } B}^2} - 1\right)}}.$$

Вычисляем диаметр корпуса:

$$D_B = \frac{D_{\text{вт } B}}{d_{\text{вт } B}}.$$

Вычисляем средний диаметр и высоту первой лопасти вентилятора:

$$D_{\text{ср } B} = \frac{D_B + D_{\text{вт } B}}{2};$$

$$h_B = \frac{D_B - D_{\text{вт } B}}{2}.$$

Постоянный средний диаметр: $D_{\text{ср } B} = \text{const}$

Вычисляем средний диаметр (сечение – кольцо)

$$D_{\text{ср } B} = \sqrt{\frac{F_B(1 + d_{\text{вт } B})}{\pi(1 - d_{\text{вт } B})}}.$$

Вычисляем диаметр корпуса и втулки:

$$D_B = \frac{2D_{\text{ср } B}}{1 + d_{\text{вт } B}};$$

$$D_{\text{вт } B} = D_B d_{\text{вт } B}.$$

Вычисляем высоту первой лопасти вентилятора:

$$h_B = \frac{D_B - D_{\text{вт } B}}{2}.$$

Теперь рассчитываем геометрию разделителя. Если он установлен за СА вентилятора, то величину лопасти СА можно определить так же, как в случае с постоянной степенью повышения давления. Затем для второго контура будет вычислена высота канала, а для первого высота лопасти КНД.

Если разделитель установлен после РК вентилятора, то расчет ведут аналогично, но высоту лопасти перед разделителем считают *мнимой*, а реальная высота лопасти в сечении В2 будет равна высоте канала.

В любом случае сначала считаем площадь общего сечения за вентилятором *перед разделителем* (сечение РЗД):

$$F_{\text{рзд}} = \frac{G_B}{c_{B2}\rho_{B2}}.$$

Скорость и плотность воздуха принимаем *как в сечении В2*, т.к. степень повышения давления КНД состоит из π подпорных ступеней и π вентилятора.

Вычисляем диаметры, исходя из принятого условия.

Постоянный диаметр корпуса: $D_{B \text{ рзд}} = D_B = \text{const}$

$$D_{\text{вт рзд}} = \sqrt{D_{B \text{ рзд}}^2 - \frac{4F_{\text{рзд}}}{\pi}};$$

$$D_{\text{ср рзд}} = \frac{D_{B \text{ рзд}} + D_{\text{вт рзд}}}{2}.$$

Постоянный диаметр втулки: $D_{\text{вт рзд}} = D_{\text{вт } B} = \text{const}$

$$D_{B \text{ рзд}} = \sqrt{D_{\text{вт рзд}}^2 + \frac{4F_{\text{рзд}}}{\pi}};$$

$$D_{\text{ср рзд}} = \frac{D_{B \text{ рзд}} + D_{\text{вт рзд}}}{2}.$$

Постоянный средний диаметр: $D_{\text{ср рзд}} = D_{\text{ср } B} = \text{const}$

Диаметр корпуса и втулки в сечении разделителя:

$$D_{B \text{ рзд}} = 2D_{\text{ср рзд}} - D_{\text{вт рзд}};$$

$$D_{\text{вт рзд}} = D_{\text{ср рзд}} - \frac{F_{\text{рзд}}}{\pi D_{\text{ср рзд}}}.$$

Считаем высоту лопатки СА вентилятора, либо минимую высоту:

$$h_{\text{СА рзд}} = \frac{D_{B \text{ рзд}} - D_{\text{вт рзд}}}{2}.$$

Считаем диаметр разделителя через площадь сечения канала второго контура:

$$F_{B2} = \frac{G_{B2}}{c_{B2} \rho_{B2}};$$

$$D_{\text{рзд}} = \sqrt{D_{B \text{ рзд}}^2 - \frac{4F_{B2}}{\pi}}.$$

Таким образом, высота канала второго контура или высота лопатки НА вентилятора, если разделитель находится после РК, запишется в виде:

$$h_{B2} = \frac{D_{B \text{ рзд}} - D_{\text{рзд}}}{2}.$$

Для вычисления высоты лопатки НА КНД (последней подпорной ступени) необходимо рассчитать площадь кольцевого сечения (сечение КНД):

$$F_{\text{КНД}} = \frac{G_{B1}}{c_{\text{КНД}} \rho_{\text{КНД}}}.$$

Канал первого контура может продолжаться с постоянным втулочным диаметром, выбранным по сечению РЗД, с постоянным средним диаметром или с постоянным внешним диаметром.

Внешний и средний диаметры, если расчет ведется по ним, должны быть определены с учетом толщины разделителя. Ее оценивают так:

$$b_{\text{рзд}} = (0.07 \dots 0.1) h_{\text{СА рзд}}.$$

Высота лопатки на входе в канал *первого контура* (первая лопатка подпорной ступени):

$$h_{\text{вкнд}} = \frac{D_{\text{рзд}} - D_{\text{вт рзд}}}{2} - b_{\text{рзд}} .$$

Внешний диаметр канала первого контура:

$$D_{\text{вкнд}} = D_{\text{рзд}} - 2b_{\text{рзд}} .$$

Втулочный диаметр канала первого контура:

$$D_{\text{вт вкнд}} = D_{\text{вкнд}} - 2h_{\text{вкнд}} .$$

Средний диаметр канала первого контура:

$$D_{\text{ср вкнд}} = \frac{D_{\text{вкнд}} + D_{\text{вт вкнд}}}{2} .$$

Затем считаем геометрию на выходе из подпорных ступеней.

Постоянный внешний диаметр канала: $D_{\text{кнд}} = \text{const}$

$$D_{\text{вт кнд}} = \sqrt{D_{\text{кнд}}^2 - \frac{4F_{\text{кнд}}}{\pi}} ;$$

$$D_{\text{ср кнд}} = \frac{D_{\text{кнд}} + D_{\text{вт кнд}}}{2} .$$

Постоянный диаметр втулки: $D_{\text{вт}} = D_{\text{вт рзд}} = \text{const}$

$$D_{\text{кнд}} = \sqrt{D_{\text{вт кнд}}^2 + \frac{4F_{\text{кнд}}}{\pi}} ;$$

$$D_{\text{ср кнд}} = \frac{D_{\text{кнд}} + D_{\text{вт кнд}}}{2} .$$

Постоянный средний диаметр: $D_{\text{ср}} = \text{const}$

Диаметр корпуса и втулки на выходе из КНД:

$$D_{\text{кнд}} = 2D_{\text{ср кнд}} - D_{\text{вт кнд}} ;$$

$$D_{\text{вт кнд}} = D_{\text{ср кнд}} - \frac{F_{\text{кнд}}}{\pi D_{\text{ср кнд}}} .$$

Считаем высоту лопатки последнего СА КНД:

$$h_{\text{кнд}} = \frac{D_{\text{кнд}} - D_{\text{вт кнд}}}{2} .$$

Допустимость геометрии оцениваем следующими критериями:

1. минимальная длина лопатки последней ступени: 12 мм, желательная – не ниже 18 мм.
2. Относительный диаметр втулки на выходе из КНД не должен быть больше 0,85...0,92.

Компрессор высокого давления (сечения *вКВД-вКВД – К-К*)

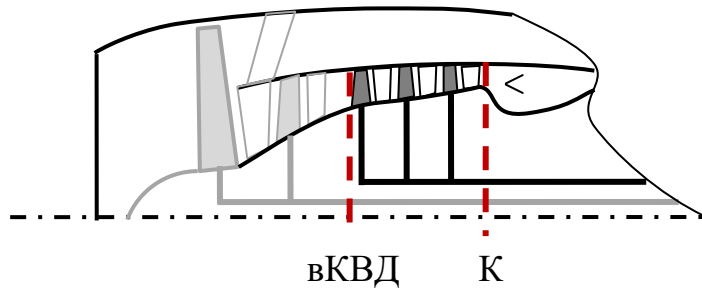


Рис. 9. КВД

Идея расчета абсолютно та же, что и для КНД. Задаемся относительным диаметром втулки на входе в КВД и, используя площадь сечения $F_{\text{КНД}}$, рассчитываем диаметральные размеры. Параметры воздуха в сечении вКНД равны параметрам в сечении КНД. Новое сечение необходимо для пересчета геометрических размеров КВД, т.к. подпорные ступени КНД могут располагаться на большем втулочном диаметре, чем требуется для КВД.

Сечение *вКВД-вКВД*

Постоянный внешний диаметр канала: $D_{\text{вКВД}} = \text{const}$

$$D_{\text{вКВД}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{КНД}}}{\pi(1 - d_{\text{вт КВД}}^2)}};$$

$$D_{\text{вт вКВД}} = D_{\text{вКВД}} d_{\text{вт КВД}};$$

$$D_{\text{ср вКВД}} = \frac{D_{\text{вКВД}} + D_{\text{вт вКВД}}}{2}.$$

Постоянный диаметр втулки: $D_{\text{вт вКВД}} = \text{const}$

$$D_{\text{вт вКВД}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{КНД}}}{\pi\left(\frac{1}{d_{\text{вт КВД}}^2} - 1\right)}};$$

$$D_{\text{ВКВД}} = \frac{D_{\text{ВТ ВКВД}}}{d_{\text{ВТ КВД}}} ;$$

$$D_{\text{ср ВКВД}} = \frac{D_{\text{ВКВД}} + D_{\text{ВТ ВКВД}}}{2} .$$

Постоянный средний диаметр: $D_{\text{ср ВКВД}} = \text{const}$

$$D_{\text{ср ВКВД}} = \sqrt{\frac{F_{\text{КНД}}(1 + d_{\text{ВТ КВД}})}{\pi(1 - d_{\text{ВТ КВД}})}} ;$$

$$D_{\text{ВКВД}} = \frac{2D_{\text{ср ВКВД}}}{1 + d_{\text{ВТ ВКВД}}} ;$$

$$D_{\text{ВТ ВКВД}} = D_{\text{ВКВД}} d_{\text{ВТ КВД}} .$$

После расчета диаметров вычисляем высоту первой лопатки КВД:

$$h_{\text{ВКВД}} = \frac{D_{\text{ВКВД}} - D_{\text{ВТ ВКВД}}}{2} .$$

Сечение К-К

Рассчитываем площадь сечения на выходе из КВД:

$$F_K = \frac{G_{B1}}{c_K \rho_K} .$$

Постоянный внешний диаметр канала: $D_K = D_{\text{ВКВД}} = \text{const}$

$$D_{\text{ВТ К}} = \sqrt{D_K^2 - \frac{4F_K}{\pi}} ;$$

$$D_{\text{ср К}} = \frac{D_K + D_{\text{ВТ К}}}{2} .$$

Постоянный диаметр втулки: $D_{\text{ВТ}} = D_{\text{ВТ ВКВД}} = \text{const}$

$$D_K = \sqrt{D_{\text{ВТ К}}^2 + \frac{4F_K}{\pi}} ;$$

$$D_{\text{ср К}} = \frac{D_K + D_{\text{ВТ К}}}{2} .$$

Постоянный средний диаметр: $D_{\text{ср К}} = D_{\text{ср ВКВД}} = \text{const}$

Диаметр корпуса и втулки на выходе из компрессора:

$$D_K = 2D_{\text{ср К}} - D_{\text{ВТ К}} ;$$

$$D_{вт\ K} = D_{ср\ K} - \frac{F_K}{\pi D_{ср\ K}}.$$

Вычислив все диаметры с учетом схемы компрессора, считаем высоту лопатки последнего СА КВД:

$$h_K = \frac{D_K - D_{вт\ K}}{2}.$$

Проверяем полученную геометрию:

1. Высота лопатки последнего СА КВД h_K не должна быть меньше 15 мм.
2. Относительный диаметр втулки в *сечении К* должен лежать в диапазоне 0,87...0,92 при относительном диаметре втулки на входе в КВД большем 0,5.
3. Отношение длин лопаток $h_{вквд}/h_{квд}$ желательно получить в диапазоне 2...3,5, причем если КВД высоконапорный, то отношение должно быть ближе к 3,5. При высоких π^* верхний предел растет до 4,5...5,0.

Турбина высокого давления (Сечения Г-Г и ТВД-ТВД)

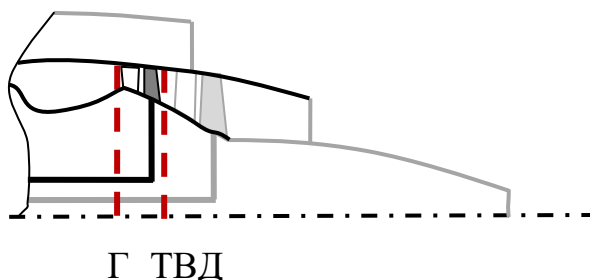


Рис. 10. ТВД

Расчет геометрии турбины удобнее начинать с сечения ТВД.

Сечение ТВД-ТВД

В сечении ТВД диаметр корпуса должен быть выбран оптимально с целью получения приемлемой высоты лопаток на входе и выходе из турбины. Для этого удобно исходить из условия **допустимости геометрии по приведенной длине лопатки** – параметру $D_{ср}/h$. Для турбин ВД на выходе следуют таким предположениям:

- значения $D_{ср}/h$ менее 11 соответствуют большой длине лопаток и используются в ГТД с невысокой суммарной π или в тихоходных турбинах.

- Значения от 11 до 16 (короткие лопатки) используются при наличии сверхзвуковых ступеней компрессора или высоких суммарных π и больших окружных скоростей.

Использовать D_{cp}/h удобнее, т.к. это позволяет избежать дополнительных проверок и пересчетов геометрии. Поэтому, выбрав значение D_{cp}/h , рассчитываем площадь и диаметры.

Сначала вычисляем площадь проходного сечения с учетом всех отборов и возвратов:

$$F_{ТВД} = \frac{G_{B1}(1 + q_T - v_{отб})}{c_{ТВД}\rho_{ТВД}}.$$

Так как:

$$D_{ТВД} = D_{cp\ ТВД} + h_{ТВД} = h_{ТВД} \left(\frac{D_{cp\ ТВД}}{h_{ТВД}} + 1 \right); \quad (5)$$

$$D_{вт\ ТВД} = D_{cp\ ТВД} - h_{ТВД} = h_{ТВД} \left(\frac{D_{cp\ ТВД}}{h_{ТВД}} - 1 \right), \quad (6)$$

то высота лопатки последнего РК ТВД равна ($D_{cp\ ТВД}/h_{ТВД}$ задано):

$$h_{ТВД} = \sqrt{\frac{4F_{ТВД}}{\pi \left(\left(\frac{D_{cp\ ТВД}}{h_{ТВД}} + 1 \right)^2 - \left(\frac{D_{cp\ ТВД}}{h_{ТВД}} - 1 \right)^2 \right)}}.$$

После вычисления $h_{ТВД}$, используя $D_{cp\ ТВД}/h_{ТВД}$, находим средний диаметр и все остальные диаметры по уравнениям (5) и (6).

Сечение Г-Г

Вычисляем площадь проходного сечения *без учета возврата воздуха*, т.к. он осуществляется *в СА и РК* турбины, т.е. *после* рассматриваемого сечения. В газодинамическом расчете возврат воздуха в сечении Г был необходим для коррекции энтальпии и работы турбины.

$$F_{Г} = \frac{G_{B1}(1 + q_T - \xi_{отб})}{c_{Г}\rho_{Г}}.$$

Задаемся геометрической схемой турбины и вычисляем диаметры.

Постоянный внешний диаметр: $D_{Г} = D_{ТВД} = const$

$$D_{\text{вт } \Gamma} = \sqrt{D_{\Gamma}^2 - \frac{4F_{\Gamma}}{\pi}};$$

$$D_{\text{ср } \Gamma} = \frac{D_{\Gamma} + D_{\text{вт } \Gamma}}{2}.$$

Постоянный диаметр втулки: $D_{\text{вт ТВД}} = D_{\text{вт } \Gamma} = \text{const}$

$$D_{\Gamma} = \sqrt{D_{\text{вт } \Gamma}^2 + \frac{4F_{\Gamma}}{\pi}};$$

$$D_{\text{ср } \Gamma} = \frac{D_{\Gamma} + D_{\text{вт } \Gamma}}{2}.$$

Постоянный средний диаметр: $D_{\text{ср ТВД}} = D_{\text{ср } \Gamma} = \text{const}$

Диаметр корпуса и втулки на выходе из турбины:

$$D_{\Gamma} = 2D_{\text{ср } \Gamma} - D_{\text{вт } \Gamma};$$

$$D_{\text{вт } \Gamma} = D_{\text{ср } \Gamma} - \frac{F_{\Gamma}}{\pi D_{\text{ср } \Gamma}}.$$

После расчета диаметров вычисляем высоту лопатки и проверяем допустимость получившейся геометрии:

$$h_{\Gamma} = \frac{D_{\Gamma} - D_{\text{вт } \Gamma}}{2}.$$

Размеры турбины корректны, если отношение длин лопаток турбины $h_{\text{ТВД}}/h_{\text{СА}} \in [1.1; 5.9]$ для турбин с количеством ступеней *менее 10*.

Если ступеней по какой-то причине больше 10, необходимо уточнить расчет или разбить полученную турбину на каскады.

Турбина низкого давления (Сечения ТВД-ТВД и ТНД-ТНД)

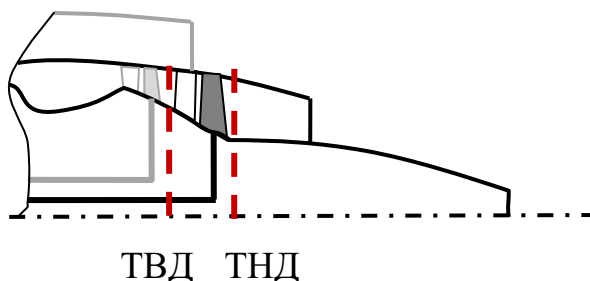


Рис. 11. ТНД

Сечение ТНД-ТНД

Вычисляем площадь проходного сечения с учетом всех отборов и возвратов:

$$F_{\text{ТНД}} = \frac{G_{B1}(1 + q_T - v_{\text{отб}})}{c_{\text{ТНД}}\rho_{\text{ТНД}}}.$$

Задаемся геометрической схемой турбины и вычисляем диаметры.

Постоянный внешний диаметр: $D_{\text{ТНД}} = D_{\text{ТВД}} = \text{const}$

$$D_{\text{ВТ ТНД}} = \sqrt{D_{\text{ТНД}}^2 - \frac{4F_{\text{ТНД}}}{\pi}};$$
$$D_{\text{ср ТНД}} = \frac{D_{\text{ТНД}} + D_{\text{ВТ ТНД}}}{2}.$$

Постоянный диаметр втулки: $D_{\text{ВТ ТВД}} = D_{\text{ВТ ТНД}} = \text{const}$

$$D_{\text{ТНД}} = \sqrt{D_{\text{ВТ ТНД}}^2 + \frac{4F_{\text{ТНД}}}{\pi}};$$
$$D_{\text{ср ТНД}} = \frac{D_{\text{ТНД}} + D_{\text{ВТ ТНД}}}{2}.$$

Постоянный средний диаметр: $D_{\text{ср ТВД}} = D_{\text{ср ТНД}} = \text{const}$

Внешний диаметр и диаметр втулки на выходе из турбины:

$$D_{\text{ТНД}} = 2D_{\text{ср ТНД}} - D_{\text{ВТ ТНД}};$$
$$D_{\text{ВТ ТНД}} = D_{\text{ср ТНД}} - \frac{F_{\text{ТНД}}}{\pi D_{\text{ср ТНД}}}.$$

После расчета диаметров вычисляем высоту лопатки и проверяем допустимость получившейся геометрии:

$$h_{\text{ТНД}} = \frac{D_{\text{ТНД}} - D_{\text{ВТ ТНД}}}{2}.$$

Размеры турбины корректны, если:

1. Отношение длин лопаток турбины $h_{\text{ТНД}}/h_{\text{ТВД}} \in [1.1; 5.9]$ для турбин с количеством ступеней менее 10.
2. Приведенная длина лопатки в сечении ТНД лежит в диапазоне 2,7...7,5. Значение 2,7 является минимально допустимым по конструктивным соображениям. Значения, близкие к 7,5 заметно

увеличивают массу турбины и обычно используются лишь для ГТД небольших размеров.

Сопло первого контура (сечение C1-C1)

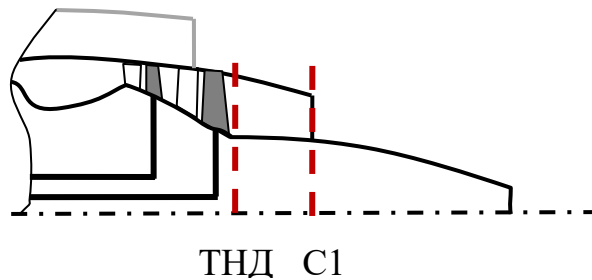


Рис. 12. Сопло первого контура

Диаметральные размеры сопла будут определяться площадью поперечного сечения:

$$F_{C1} = \frac{G_{B1}(1 + q_T - v_{отб})}{c_{C1}\rho_{C1}}.$$

Если затурбинный конус *отсутствует* в выходном сечении сопла, то рассчитываем лишь внешний диаметр:

$$D_{C1} = \sqrt{\frac{4F_{C1}}{\pi}}.$$

Если затурбинный конус *выступает за пределы сопла*, то геометрия сечения будет определяться его диаметром. Площадь сечения станет площадью кольца, ограниченного диаметром конуса $D_{кон}$ и сопла D_{C1} :

$$\begin{cases} D_{ср\ C1} = \frac{D_{C1} + D_{кон}}{2} \\ F_{C1} = \frac{\pi(D_{C1}^2 - D_{кон}^2)}{4} \end{cases}$$

Диаметр конуса в сечении сопла $D_{кон}$ должен быть заранее рассчитан через угол конусности и длину для *безотрывного течения*.

В рамках курсовой работы можно считать, что конус турбины *не выступает за пределы сопла*.

Сопло второго контура (сечения вС2-вС2 – С2-С2)

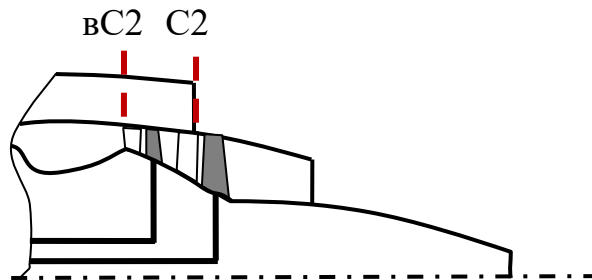


Рис. 13. Сопло второго контура

Так как сопло второго контура кольцевое, то внутренний диаметр канала в сечении вС2 и самого сопла будет определяться местом расположения сечения С2.

Сечение вС2

Считаем геометрию канала второго контура по двум возможным ситуациям:

- размеры первого контура не превышают диаметра разделителя. Тогда внутренний диаметр можно принять равным диаметру разделителя (внутреннему диаметру вентилятора $D_{\text{рзд}}$). Внешний диаметр определится высотой канала по сечению В2.

$$D_{\text{вС2}} = D_{\text{В2}} ;$$

$$D_{\text{вт вС2}} = D_{\text{рзд}} .$$

- Размеры первого контура (по КС или турбине) превышают диаметр разделителя. Тогда в качестве внутреннего диаметра необходимо выбрать **наибольший** внешний диаметр среди сечений первого контура.

Во втором случае необходимо обеспечить постоянство площади проходного сечения до входа в сопло. Используем уравнение:

$$F_{\text{В2}} = F_{\text{вС2}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{вС2}}^2 - D_{\text{вт вС2}}^2),$$

где диаметр втулки $D_{\text{вт вС2}}$ выбирается по первому контуру, а внешний диаметр $D_{\text{вС2}}$ подстраивается под заданную площадь канала. Средний диаметр вычисляется по определению, как полусумма внешнего и втулочного диаметров.

Сечение C2

Площадь выходного сечения сопла второго контура определяется расходом воздуха:

$$F_{C2} = \frac{G_{B2}}{c_{C2} \rho_{C2}}.$$

Сопло кольцевое, поэтому втулочный диаметр будет зависеть от длины второго контура. Если второй контур короткий, то втулочный диаметр равен $D_{\text{вт } B2}$, а внешний диаметр пересчитывается по площади:

$$D_{C2} = \sqrt{\frac{4F_{C2}}{\pi} + D_{\text{вт } C2}^2}.$$

Если положения сечений сопла первого и второго контура совпадают, то:

$$D_{C2} = \sqrt{\frac{4F_{C2}}{\pi} + D_{C1}^2}.$$

Средний диаметр вычисляется по определению, как полусумма внешнего и втулочного диаметров.

ТРДДсм

Камера смешения (сечения B2см, ТНД, СМ)

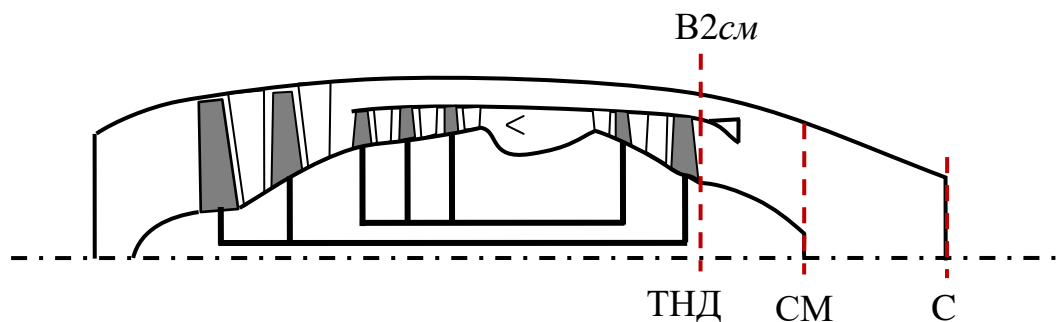


Рис. 14. ТРДДсм

Сечение ТНД уже рассчитано ранее и в пересчете не нуждается.

Сечение B2см

Площадь сечения проще всего определить, умножив полученную в газодинамическом расчете площадь F_2 на расход воздуха второго контура:

$$F_{B2\text{см}} = G_{B2} F_2.$$

Внутренним диаметром канала будет диаметр турбины $D_{\text{тнд}}$, внешний диаметр рассчитывается через площадь:

$$D_{B2\text{см}} = \sqrt{\frac{4F_{B2\text{см}}}{\pi} + D_{\text{тнд}}^2}.$$

Сечение СМ

Общее сечение после смешения потоков первого и второго контура. Его площадь рассчитывается по параметрам газовоздушной смеси:

$$F_{\text{см}} = \frac{G_{B2} + G_{B1}(1 + q_T - v_{\text{отб}})}{c_{\text{см}}\rho_{\text{см}}}.$$

Сечение обычно круглое, поэтому внешний диаметр равен:

$$D_{\text{см}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{см}}}{\pi}}.$$

Средний диаметр будет равен радиусу, т.к. втулочный отсутствует.

Сопло (Сечение С-С)

Сопло ТРДД_{см} рассчитывается по аналогии с соплом первого контура ТРДД с отдельным выхлопом. Площадь сечения:

$$F_{\text{с}} = \frac{G_{B2} + G_{B1}(1 + q_T - v_{\text{отб}})}{c_{\text{с}}\rho_{\text{с}}}.$$

Диаметр:

$$D_{\text{с}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{с}}}{\pi}}.$$

Средний диаметр будет равен радиусу сопла.

Если сопло регулируемое (ТРДДФсм), то по этим же соотношениям необходимо вычислить площадь критического сечения, заменив скорость и плотность на критические параметры, вычисленные ранее в газодинамическом расчете.

Частоты роторов и количество ступеней турбин

Для определения допустимых частот вращения необходимо оценить окружные скорости и напряжения растяжения в компрессорных и турбинных лопатках.

Используем заданные окружные скорости вентилятора и КВД и рассчитываем окружные скорости по остальным характерным сечениям, приводя их к среднему диаметру.

Для вентилятора (КНД) и ТНД:

$$u_{\text{ср } i} = u_{B1} \cdot \frac{D_{\text{ср } i}}{D_B}.$$

Индекс i пробегает по сечениям: В, КНД, ТНД. $D_{\text{ср } i}$ выбирается в соответствии с сечением. Для ротора высокого давления скорость каскадов турбин по среднему диаметру (m – степень двухконтурности) можно определить так:

$$\frac{u_{\text{ТВД}}}{u_{\text{ТНД}}} \approx 0.533(1 + m)^{0.536} + 0.6.$$

Затем необходимо рассчитать окружную скорость в остальных сечениях:

$$u_{\text{ср } i} = u_{\text{ТВД}} \cdot \frac{D_{\text{ср } i}}{D_{\text{ср ТВД}}}.$$

Индекс i пробегает по сечениям: вКВД, КВД, Г, ТВД. $D_{\text{ср } i}$ выбирается в соответствии с сечением. Для первого РК компрессора ВД окружная скорость на среднем диаметре приводится к скорости на внешнем диаметре и сравнивается с допустимыми скоростями (**не более 450-500 м/с**):

$$u_{K1} = u_{\text{ТВД}} \cdot \frac{D_{\text{вКВД}}}{D_{\text{ср ТВД}}} < 450 \dots 500 \text{ м/с}.$$

Далее определяем напряжения растяжения в лопатках турбин и компрессоров. Для этого в первом приближении можно использовать линейный закон изменения площади сечения лопатки по ее высоте для турбинных и компрессорных лопаток. Тогда растягивающие напряжения в корневом сечении лопатки запишутся в виде (ρ – плотность материала):

$$\sigma_{p i} = 2\rho u_{\text{ср } i}^2 \cdot \frac{1 - d_{\text{ВТ } i}}{1 + d_{\text{ВТ } i}} \left(1 - \frac{1}{3}(1 - f_l) \left(1 + \frac{1}{1 + d_{\text{ВТ } i}} \right) \right). \quad (7)$$

Относительный диаметр втулки $d_{\text{вт}i}$ должен соответствовать рассматриваемому сечению, как и окружные скорости на среднем диаметре. Отношение площадей поперечных сечений корня и вершины лопатки $f_{\text{л}}$ должно быть задано в исходных данных курсовой работы. Индекс i пробегает по всем сечениям обоих каскадов. В итоге будет получен весь набор напряжений для лопаток КНД, КВД, ТВД и ТНД. Допустимость этих напряжений необходимо оценить, используя табличные данные по наиболее распространенным материалам лопаток. Напряжения растяжения **не должны превышать** пределов **длительной прочности** с учетом запаса прочности, равного 1,5...2,2.

В случае превышения допустимого напряжения необходимо уменьшить окружную скорость вращения u_{B1} , либо подобрать другой материал, а затем пересчитать все параметры.

Далее по любой из окружных скоростей каждого каскада рассчитываем частоту вращения вала, например, так (в Гц):

$$n_{\text{вд}} = \frac{u_{\text{ср твд}}}{\pi D_{\text{ср твд}}} ;$$

$$n_{\text{нд}} = \frac{u_{\text{ср тнд}}}{\pi D_{\text{ср тнд}}} .$$

Для получения частоты в оборотах в минуту умножаем обороты n на 60.

Теперь необходимо оценить количество ступеней турбин и их нагруженность. Т. к. для получения **наибольшего** КПД авиационной турбины коэффициент нагрузки $\mu = L_{\text{ст}}/u^2$ должен принимать **наименьшие** значения, то можно задать его равным 1,2, а затем рассчитать теоретическую работу ступени:

$$L_{\text{ст}T} = \mu u_{\text{ср}T}^2 .$$

В таком случае среднестатистические значения работы ступени при скоростях вращения РК турбины порядка 350-500 м/с не превышают 200-300 кДж/кг.

Для определения числа ступеней предположим, что совершаемые работы в ступенях равны, тогда:

$$L_T = z \mu u_{\text{ср}T}^2 .$$

В то же время работа турбины по первому закону термодинамики потока может быть выражена через условную скорость истечения:

$$L_T = \frac{c_0^2}{2} \eta_T^*.$$

Что позволяет подобрать число ступеней, опираясь на параметр Парсонса:

$$z \mu u_{cp T}^2 = \frac{c_0^2}{2} \eta_T^* ;$$

$$y^* = \frac{u_{cp T} \sqrt{z}}{c_0} = \sqrt{\frac{\eta_T^*}{2\mu}}.$$

Эта формула справедлива, если в турбине используется **постоянство среднего диаметра** между характерными сечениями. **Оптимальный y^*** лежит в диапазоне **0,5...0,6**, **допустимый y^*** в диапазоне **0,45...0,75**.

Для использования этих соотношений **необходимо изменить общий индекс «Т»** на индекс рассчитываемой турбины: «ТНД» или «ТВД».

В общем случае, когда **окружные скорости на средних диаметрах ступеней не равны**, т.е. имеет место постоянный втулочный диаметр или постоянный диаметр корпуса турбины, параметр Парсонса записывается так (i – номер ступени):

$$y^* = \sqrt{\sum_{i=1}^z \frac{u_{cp i}^2}{c_0^2}}.$$

Возникает **итерационный процесс** подбора числа ступеней под оптимальный y^* . При этом изменение диаметров можно считать линейным, что приводит к линейному изменению окружных скоростей, т.к. должно выполняться равенство угловых скоростей вращения:

$$\omega_1 = \dots = \omega_n$$

$$\frac{u_{cp 1}}{D_{cp 1}} = \dots = \frac{u_{cp n}}{D_{cp n}}$$

Если в результате расчетов число ступеней оказалось дробным, то оно округляется в **большую сторону**, после чего пересчитывается y^* .

Если окончательное значение параметра Парсонса не оптимальное, а тем более не попадает в допустимый диапазон, то необходимо изменить окружную скорость на входе в вентилятор и, соответственно в КВД, и повторить расчет, либо пересмотреть выбор определяющих диаметров.

Приложение №1. Механические свойства материалов

Пределы мгновенной (σ_B) и длительной прочности, а также предел выносливости (σ_{-1}) при максимальной температуре для **компрессорных** лопаток в условиях растяжения.

материал	плотность, кг/м ³	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа (10 ⁷ циклов)	$\sigma_{\text{время}}^t$, МПа
BT-6 (Ti-6Al-4V)	4450	600 (макс. 550°C)	240	$\sigma_{10000}^{450} = 280$
15X12BHMФ	7700	350 (макс. 600°C)	380	$\sigma_{10000}^{580} = 157$
INCONEL 718 (Ni-19Cr-19Fe-5Nb-3Mo)	8063	724 (макс. 816°C)	310	$\sigma_{10000}^{704} = 193$

Пределы мгновенной (σ_B) и длительной прочности, а также предел выносливости (σ_{-1}) при **максимальной** температуре для **турбинных** лопаток в условиях растяжения.

материал	плотность, кг/м ³	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа (10 ⁷ циклов)	$\sigma_{\text{время}}^t$, МПа
Rene 41 (Ni-20Cr-12Co-10Mo-3Ti)	8250	400 (макс. 927°C)	90	$\sigma_{10000}^{760} = 152$
IN-738LC (Cr-9Co-3Al-3Ti)	8110	455 (макс. 982°C)	117	$\sigma_{10000}^{815} = 228$
UDIMET710 (Ni-18Cr-15Co-5Ti-3Al)	8080	380 (макс. 982°C)	193	$\sigma_{10000}^{815} = 330$

Приложение №2. Изобарные теплоемкости веществ

Для табличных данных теплоемкостей веществ могут быть использованы аппроксимационные полиномы вида:

$$c_p = c[1] \cdot T^{n-1} + c[2] \cdot T^{n-2} + \dots + c[n-1] \cdot T + c[n]$$

Коэффициенты для водяного пара H_2O (полином 4-й степени):

$[8.2542 \cdot 10^{-11}; -5.3927 \cdot 10^{-7}; 1.0936 \cdot 10^{-3}; -1.9361 \cdot 10^{-1}; 1842.53]$

Коэффициенты для углекислого газа CO_2 (полином 4-й степени):

$[-5.2735 \cdot 10^{-11}; 3.9194 \cdot 10^{-7}; -1.1213 \cdot 10^{-3}; 1.5466; 471.75]$

Коэффициенты для азота N_2 (полином 5-й степени):

$[-3.5780 \cdot 10^{-14}; 2.9022 \cdot 10^{-10}; -8.8233 \cdot 10^{-7}; 1.1757 \cdot 10^{-3}; -4.7731 \cdot 10^{-1}; 1095.68]$

Коэффициенты для кислорода O_2 (полином 5-й степени):

$[-4.7303 \cdot 10^{-14}; 3.3563 \cdot 10^{-10}; -8.4931 \cdot 10^{-7}; 8.5606 \cdot 10^{-4}; -1.0201 \cdot 10^{-1}; 897]$

Коэффициенты для воздуха (полином 4-й степени):

$[-3.2689 \cdot 10^{-7}; 7.4230 \cdot 10^{-4}; -3.1280 \cdot 10^{-1}; 1042.39]$

Изобарные теплоемкости веществ (Дж/кг/К)

T, К	H_2O	CO_2	N_2	O_2		T, К	воздух
200	1851	735	1039	910		200	1007
300	1864	846	1040	918		250	1006
400	1901	939	1044	941		300	1007
500	1954	1014	1056	972		350	1009
600	2015	1075	1075	1003		400	1014
700	2080	1126	1098	1031		450	1021
800	2147	1168	1122	1054		500	1030
900	2217	1204	1146	1074		550	1040
1000	2288	1234	1167	1090		600	1051
1100	2358	1259	1187	1103		650	1063
1200	2425	1280	1204	1115		700	1075
1300	2490	1298	1219	1125		750	1087
1400	2552	1313	1232	1134		800	1099
1500	2609	1326	1244	1143		850	1110
1600	2662	1338	1254	1151		900	1121
1700	2711	1348	1263	1158		950	1131

1800	2756	1356	1271	1166		1000	1141
1900	2798	1364	1278	1173		1050	1150
2000	2836	1371	1284	1181		1100	1159
2100	2872	1377	1290	1188		1150	1166
2200	2904	1383	1295	1195		1200	1172
2300	2934	1388	1300	1202		1250	1177
2400	2962	1393	1304	1209		1300	1182
2500	2987	1397	1307	1216		1350	1185

Приложение №3. Примеры фрагментов расчета в MATLAB

При составлении функций в MATLAB необходимо помнить, что каждая из них должна быть сохранена в отдельном *.m файле, имя которого должно в точности совпадать с именем функции.

1. Определение истинных теплоемкостей и показателя адиабаты газа по интерполяционному полиному:

```
% функция [возвращаемые параметры]=ИмяФункции(получаемые параметры)
function [cp]=GetCpAir(T)
% коэффициенты интерполяционного полинома свойств воздуха:

$$cp = -3.27 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 7.42 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 3.13 \cdot 10^{-1} \cdot T^1 + 1042.39 \cdot T^0$$

poly=[-3.2689E-7;7.4230E-4;-3.1280E-1;1042.39];
n=length(poly); % длина полинома, в данном случае: 4
cp=0; % переменная для теплоемкости
for i=1:n
    % т.к. вычисляется истинная теплоемкость, то подставляем температуру в
    % нужной степени в аппроксимационный полином. Т.к. используем цикл, то
    % производится суммирование всех слагаемых полинома по порядку:
    cp=cp+poly(i)*T^(n-i);
    % степень температуры меняется от n-1 до 0, где n – количество слагаемых
    % полинома, т.е. его степень.
end
cvAir=cpAir-R; % изохорная теплоемкость
kAir=cpAir/cvAir; % показатель адиабаты
end
```

2. Определение средней теплоемкости газа по интерполяционному полиному в указанном диапазоне температур (на примере воздуха):

```
% функция для определения средней теплоемкости в интервале температур [T1; T2]
function [cp]=GetCpAir(T1,T2)
% коэффициенты интерполяционного полинома теплоемкости воздуха:

$$cp = -3.27 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 7.42 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 3.13 \cdot 10^{-1} \cdot T^1 + 1042.39 \cdot T^0$$

poly=[-3.2689E-7;7.4230E-4;-3.1280E-1;1042.39];
n=length(poly); % длина полинома, в данном случае: 4
cp=0;
for i=1:n
    % вычисляем определенный интеграл, т.к.:

$$\overline{c_p} = \frac{\int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT}{T_2 - T_1},$$

    значит, степень температуры в полиноме после интегрирования увеличивается
    % на 1 (поэтому n-i+1), а константа делится на новую степень. Подставляются
    % пределы T1 и T2, и все суммируется.
    cp=cp+poly(i)*T2^(n-i+1)/(n-i+1)-poly(i)*T1^(n-i+1)/(n-i+1);
end
```

```

end
cp=cp/(T2-T1); % вычисленный интеграл делим на знаменатель формулы –
разность температур.
end

```

3. Подбор температуры компрессора под степень повышения давления (интервал $[T_H; T_K^*]$):

```

TKold=0; % старое значение температуры
TK=300; % новое значение температуры
iter=0; % счетчик итераций

% выполняем цикл до достижения минимальной погрешности (1E-16) с учетом
предела по итерациям (iter<100)
while abs(TK-TKold)>1E-16 && iter<100
    cpAir=GetCpAir(TH,TK); % обращаемся к ранее созданной функции, вычисляющей
    среднюю изобарную теплоемкость

    cvAir=cpAir-R; % изохорная теплоемкость
    kAir=cpAir/cvAir; % показатель адиабаты
    TKold=TK; % запоминаем старое значение температуры за компрессором
    TK=TH*(1+(pik^((kAir-1)/kAir)-1)/effK); % вычисляем новое значение
    температуры компрессора, где pik – его степень повышения давления, effK –
    эффективный КПД компрессора

    iter=iter+1;
end

```

4. Расчет горения углеводородного топлива:

```

% вычисляем удельные газовые постоянные продуктов сгорания:
RCO2=8314.2/(12+16*2); % для углекислого газа
RH2O=8314.2/(2+16); % для водяного пара
RN2=8314.2/28; % для азота
RO2=8314.2/32; % для кислорода

% вычисляем средние удельные изобарные теплоемкости продуктов сгорания в
интервале температур [TK; Tг] (по аналогии с воздухом, см. выше):
    • для водяного пара;
    • для углекислого газа;
    • для азота;
    • для кислорода;
    • для воздуха.

% задаем начальные значения для показателя адиабаты продуктов сгорания:
k=0;
alpha=1;
kOld=1.4;
iter=0; % счетчик итераций для остановки цикла, если задача не сойдется, и
свойства газовой смеси не будут получены.
% Низшая теплота сгорания  $H_u$  и теоретическое количество воздуха  $L_0$  вычисляются
один раз (заранее) по долям углерода и водорода топлива (см. уравнение
Менделеева и уравнение баланса массы):
Hu=(33800*C + 102500*N)*1000; % Дж/кг

```

```

L0=(8/3*C + 8*H)/0.23; % кг/кг
% начинаем итерационный процесс
while abs(k-kOld)>1E-16 && iter<1000
    % вычисляем массовые доли компонентов
    % (alpha – коэффициент избытка воздуха, C – доля углерода, H – доля
    водорода)
    gCO2 = 11/3*C/(1+alpha*L0);
    gH2O = 9*H/(1+alpha*L0);
    gN2 = 0.77*L0*alpha/(1+L0*alpha);
    gO2 = 0.23*(alpha-1)*L0/(1+L0*alpha);

    % вычисляем теплоемкости и газовую постоянную смеси.
    cp = cpCO2*gCO2 + cpH2O*gH2O + cpN2*gN2 + cpO2*gO2;
    R = RCO2*gCO2 + RH2O*gH2O + RN2*gN2 + RO2*gO2;
    cv = cp - R;
    kOld = k;
    k = cp/cv;

    % вычисляем коэффициент избытка воздуха, effG – эффективность сгорания
    топлива
    alpha=1/L0*(Hu*effG/cp/(TG-TK)-1);
    iter=iter+1;
end

```

5. Одновременный подбор степени повышения давления и температуры на примере вентилятора:

```

TB2old=0; % старое значение температуры
TB2=300; % новое значение температуры
iter=0;
while abs(TB2-TB2old)>1E-16 && iter<100
    cpAir=GetCpAir(TB,TB2); % получаем среднюю изобарную теплоемкость воздуха
    в интервале температур [TB,TB2]
    cvAir=cpAir-R;
    kAir=cpAir/cvAir;
    TB2old=TB2; % запоминаем старую температуру за вентилятором
    piB=(effB*LB/cpAir/TB+1)^(kAir/(kAir-1)); % считаем степень повышения
    давления с учетом теплоемкости
    TB2=TB*(1+(piB^((kAir-1)/kAir)-1)/effB); % считаем новую температуру, где
    piB – степень повышения давления вентилятора, LB – эффективная работа,
    effB – эффективный КПД вентилятора
    iter=iter+1;
end

```

6. Уточнение температуры смеси через энтальпию смешения:

% НАПРИМЕР: ввод воздуха **после КС**. Перед циклом рассчитываем истинную теплоемкость для газа по температуре T_{Γ}^* и истинную теплоемкость для воздуха по температуре T_K^* . Эти теплоемкости входят в числитель формулы (1) и **не меняются** в ходе расчета.

```

tCorr=T1; % температура, которую будем искать. В первом приближении будет
равна температуре в КС, т.е.  $T_1 = T_{\Gamma}^*$ 
tCorrOld=0; % старая температура для расчета погрешности
iter=0;
while abs(tCorr-tCorrOld)>1E-16 && iter<100

    % пересчет свойств для энтальпии смешения.
    % По полиномам или линейной интерполяцией с учетом состава рассчитываем
    истинную теплоемкость газа:
    [cpGas,kGas,RGas,alpha]=GetGasParameters(tCorr,tCorr,Hu,L0,gC,effG,alpha);

    % по полиномам или интерполяцией считаем истинную теплоемкость воздуха:
    cpAir=GetCpAir(tCorr,tCorr);
    tCorrOld=tCorr;

    cpMix=(cpGas*g1+cpAir*g2)/(g1+g2); % изобарная теплоемкость смеси, где
    g1/(g1+g2) – массовая доля газа в смеси, а g2/(g1+g2) – массовая доля
    воздуха.
    В данном случае при коррекции температуры за КС  $g_1 = 1 - \xi_{отб} + q_T$ , а
     $g_2 = g_{B \text{ возв}}$ 

    RMix=(RGas*g1+R*g2)/(g1+g2); % газовая постоянная смеси
    cvMix=cpMix-RMix; % изохорная теплоемкость смеси
    kMix=cpMix/cvMix; % показатель адиабаты смеси ( $k=cp/cv$ )

    % скорректированная температура. Если коррекция после КС, то  $T_1 = T_{\Gamma}^*$ ,
     $T_2 = T_K^*$ :
    tCorr=(cpGasG*g1*T1+cpAirK*g2*T2)/(cpGas*g1+cpAir*g2); % истинные
    теплоемкости газа (cpGasG) и воздуха (cpAirK) вычислены ПЕРЕД циклом для
    температур  $T_{\Gamma}^*$  и  $T_K^*$  и внутри цикла не меняются!

    iter=iter+1;
end

```

7. Средняя теплоемкость смеси продуктов сгорания и охлаждающего воздуха в заданном интервале температур:

```

% вычисляем теплоемкость газа в интервале температур  $[T_{\Gamma}^*; T_{твд}^*]$  (подставляются
вместо T1 и T2) по полиномам или интерполяцией
[cpGas,kGas,RGas,alpha]=GetGasParameters(T1,T2,Hu,L0,gC,effG,alpha);

% В том же интервале температур вычисляем среднюю теплоемкость воздуха по
полиному или интерполяцией
cpAir=GetCpAir(T1,T2);

% вычисляем теплоемкость смеси по правилу смесей. Здесь  $g_1 = 1 - \xi_{отб} + q_T$ , т.к.
газа больше не стало, горение было лишь в КС, а  $g_2 = g_{B \text{ возв}}$ , т.к. добавили
охлаждающий воздух:
cpMix=(cpGas*g1+cpAir*g2)/(g1+g2);
RMix=(RGas*g1+R*g2)/(g1+g2); % газовая постоянная смеси
cvMix=cpMix-RMix; % изохорная теплоемкость смеси
kMix=cpMix/cvMix; % показатель адиабаты смеси ( $k=cp/cv$ )

```

8. Расчет температуры в камере смешения ГТД:

```
tMix=T1; % начальное приближение для температуры смешения. Пусть оно равно
температуре за ТНД

tMixOld=0;

% вычисляем свойства газа в первом контуре за ТНД по ее температуре торможения
(T1 = T*ТНД). Пример данной функции был показан выше.

[cpGasG,kGas,RGas,alpha]=GetGasParameters(T1,T1,Hu,L0,gC,effG,alpha);
cpAirK=GetCpAir(T2,T2); % вычисляем теплоемкость охлаждающего воздуха при
полной температуре за ТНД (T2 = T*ТНД)

cpAir2=GetCpAir(T3,T3); % вычисляем теплоемкость воздуха второго контура при
температуре за вентилятором T3 = T*B2

iter=0;

% начинаем подбирать температуру в камере смешения
while abs(tMix-tMixOld)>1E-16 && iter<100

% для каждой новой температуры смеси пересчитываем свойства газа
    [cpGas,kGas,RGas,alpha]=GetGasParameters(tMix,tMix,Hu,L0,gC,effG,alpha);

% и воздуха. Т.к. во втором контуре воздух, и для охлаждения используется
воздух, то при одной и той же температуре их свойства будут одинаковыми.
Поэтому получаем истинную теплоемкость один раз:

    cpAir=GetCpAir(tMix,tMix);
    tMixOld=tMix; % сохраняем старую температуру камеры смешения

% считаем свойства по правилу смесей, зная, что расход газа  $g_1 = 1 - \xi_{отб} + q_T$ ,
расход охлаждающего турбины воздуха  $g_2 = g_{B\text{возв}}$ , а расход воздуха второго
контура равен степени двухконтурности:  $g_3 = m$ 

    cpMix=(cpGas*g1+cpAir*(g2+g3))/(g1+g2+g3); % изобарная теплоемкость смеси
    RMix=(RGas*g1+R*(g2+g3))/(g1+g2+g3); % газовая постоянная смеси
    cvMix=cpMix-RMix; % изохорная теплоемкость смеси
    kMix=cpMix/cvMix; % показатель адиабаты смеси

% получив все свойства, считаем новую температуру в камере смешения

    tMix=(cpGasG*g1*T1+cpAirK*g2*T2+cpAir2*g3*T3)/(cpGas*g1+cpAir*(g2+g3));
    iter=iter+1;
end
```

9. Расчет средней теплоемкости для смеси газа, воздуха второго контура и охлаждающего воздуха:

```
% Получаем среднюю теплоемкость газа в заданном интервале температур [T1; T2]
[cpGas,kGas,RGas,alpha]=GetGasParameters(T1,T2,Hu,L0,gC,effG,alpha);

% Получаем среднюю теплоемкость воздуха в том же интервале

cpAir=GetCpAir(T1,T2);

% по правилу смесей считаем новую среднюю теплоемкость. Т.к. свойства
охлаждающего воздуха и воздуха второго контура равны, то теплоемкость и
газовую постоянную выносим за скобки:
```

```

cpMix=(cpGas*g1+cpAir*(g2+g3))/(g1+g2+g3); % изобарная теплоемкость смеси
RMix=(RGas*g1+R*(g2+g3))/(g1+g2+g3); % газовая постоянная смеси
cvMix=cpMix-RMix; % изохорная теплоемкость смеси
kMix=cpMix/cvMix; % показатель адиабаты смеси

% по-прежнему считаем, что расход газа  $g_1 = 1 - \xi_{отб} + q_T$ , расход охлаждающего
турбины воздуха  $g_2 = g_{B\text{возв}}$ , а расход воздуха второго контура равен степени
двухконтурности:  $g_3 = m$ 

```

10. Расчет геометрии входного сечения узла ГТД:

```

function [D,d,DCP]=GetInGeometry(DIN, F, type)

% DIN – относительный диаметр втулки; F – площадь сечения; type – тип
геометрии
% D – внешний диаметр; d – внутренний диаметр; DCP – средний диаметр

switch (type)
case 0

    % постоянный диаметр корпуса (внешний)

    D=(4*F/pi/(1-DIN^2))^0.5;
    d=D*DIN;
    DCP=(D+d)/2;
case 1

    % постоянный диаметр втулки (внутренний)

    d=(4*F/pi/(1/DIN^2-1))^0.5;
    D=d/DIN;
    DCP=(D+d)/2;
case 2

    % постоянный средний диаметр

    DCP=(F*(1+DIN)/pi/(1-DIN))^0.5;
    D=2*DCP/(1+DIN);
    d=D*DIN;
end
end

```

11. Расчет геометрии выходного сечения узла ГТД:

```

function [D,d,DCP]=GetOutGeometry(DIN, F, type)

% DIN – определяющий диаметр (зависит от выбранной геометрии узла во входном
сечении); F – площадь сечения; type – тип геометрии
% D – внешний диаметр; d – внутренний диаметр; DCP – средний диаметр

switch (type)
case 0

    % постоянный внешний диаметр. DIN – диаметр корпуса по входному сечению

    D=DIN;
    d=(D^2-4*F/pi)^0.5;
    DCP=(D+d)/2;
case 1

    % постоянный внутренний диаметр. DIN – диаметр втулки по входному
сечению

```

```

        d=DIN;
        D=(d^2+4*F/pi)^0.5;
        DCP=(D+d)/2;
    case 2

        % постоянный средний диаметр. DIN – средний диаметр по входному сечению

        DCP=DIN;
        d=DCP-F/pi/DCP;
        D=2*DCP-d;

    end
end

```

12. Один из возможных простейших алгоритмов подбора ступеней турбины (на примере ТВД):

```

c0=(LTBD/effTBD*2)^0.5; % теоретическая скорость истечения из турбины
z=1; % начальное число ступеней
deltaD=DCPTBD-DCPG; % различие в средних диаметрах между входным сечением
турбины и выходным
stepD=0; % инициализация переменной шага по диаметру
y=uCPTBD/c0; % начальный параметр Парсонса
iter=0; % счетчик итераций
opt=true; % логический критерий остановки

% начинаем цикл подбора ступеней, пока не выполнится условие по параметру
Парсонса
while (opt && iter<100)

    % проверяем, лежит ли критерий в заданном интервале, и меняем число ступеней
    if (y>=0.75 && (z-1)>0)
        z=z-1;
    end
    if (y<=0.45)
        z=z+1;
    end
    y=0;
    stepD=deltaD/z; % пересчитываем шаг между диаметрами
    for it=1:z

        % вычисляем новые скорости по ступеням ТВД через отношение
        диаметров. uK1 – скорость на входе в КВД на внешнем диаметре РК,
        DBKBD – внешний диаметр на входе в КВД.

        uCPz=uK1*(DCPG+stepD*it)/DBKBD;

        % суммируем отношения квадратов скоростей на среднем диаметре
        y=y+(uCPz/c0)^2;
    end
    y=y^0.5; % извлекаем корень и получаем итоговое значение Парсонса

    % если итоговое значение легло в допустимый диапазон, число ступеней
    успешно подобрано
    if (y>0.45 && y<0.75)
        opt=false;
    end
end

```

```
iter=iter+1;
```

```
end
```

% число ступеней, выбранное с помощью данной процедуры, можно уточнить, вызвав ее повторно и сжав диапазон допустимого y^* .

Приложение №4. Графический материал

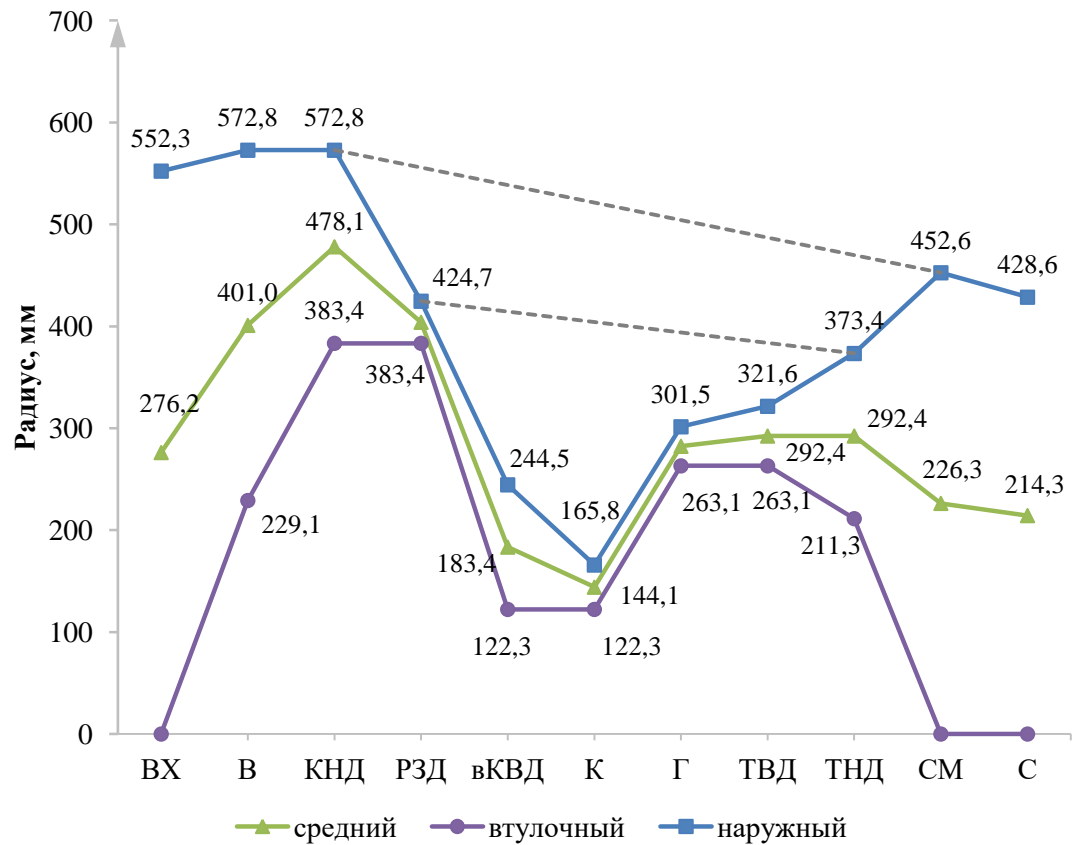


Рис. 15. Возможный вариант построения профиля проточной части ТРДДсм: сплошные линии – первый контур, штриховые линии – второй контур

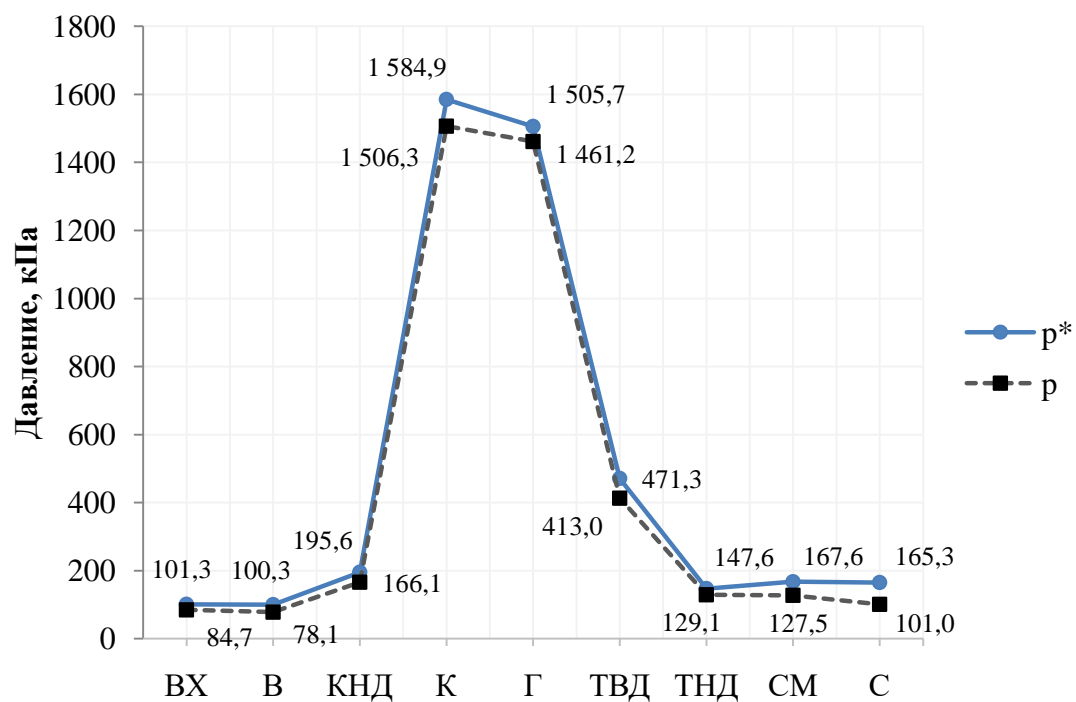


Рис. 16. Пример распределения давления по характерным сечениям

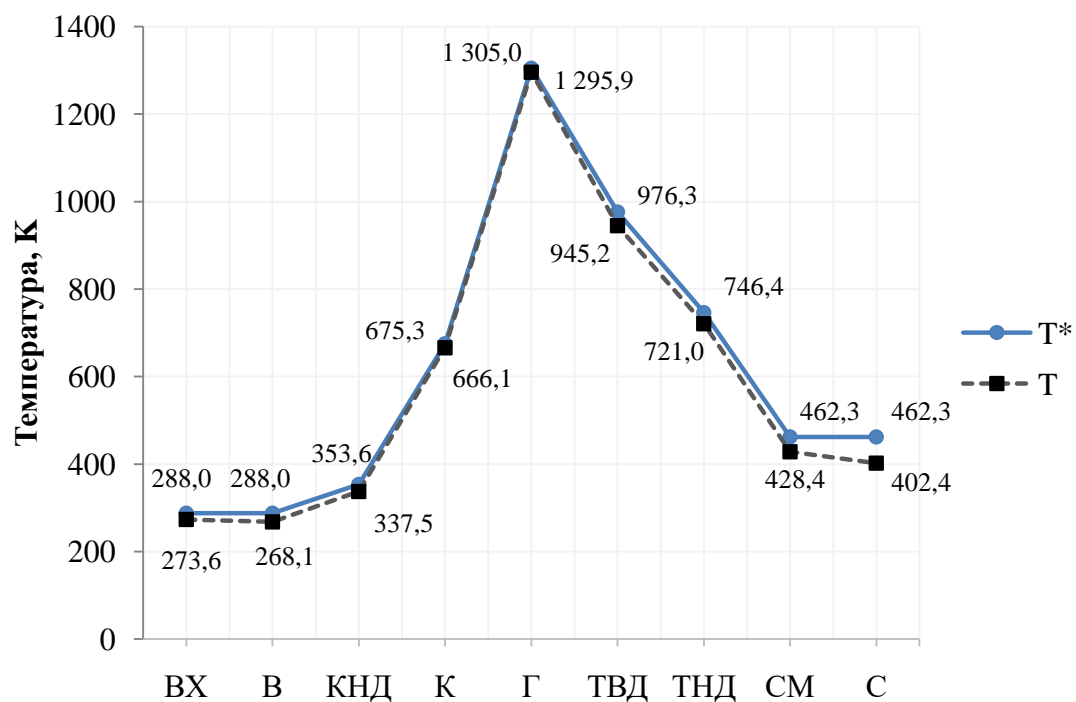


Рис. 17. Пример распределения температуры по характерным сечениям

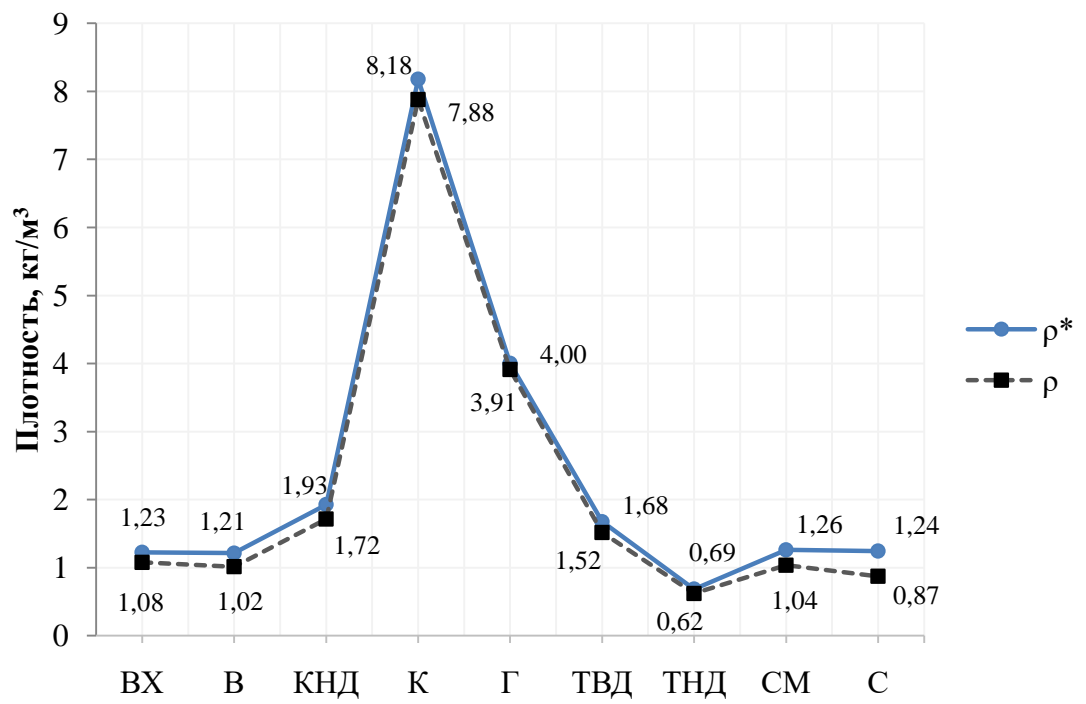


Рис. 18. Пример распределения плотности по характерным сечениям

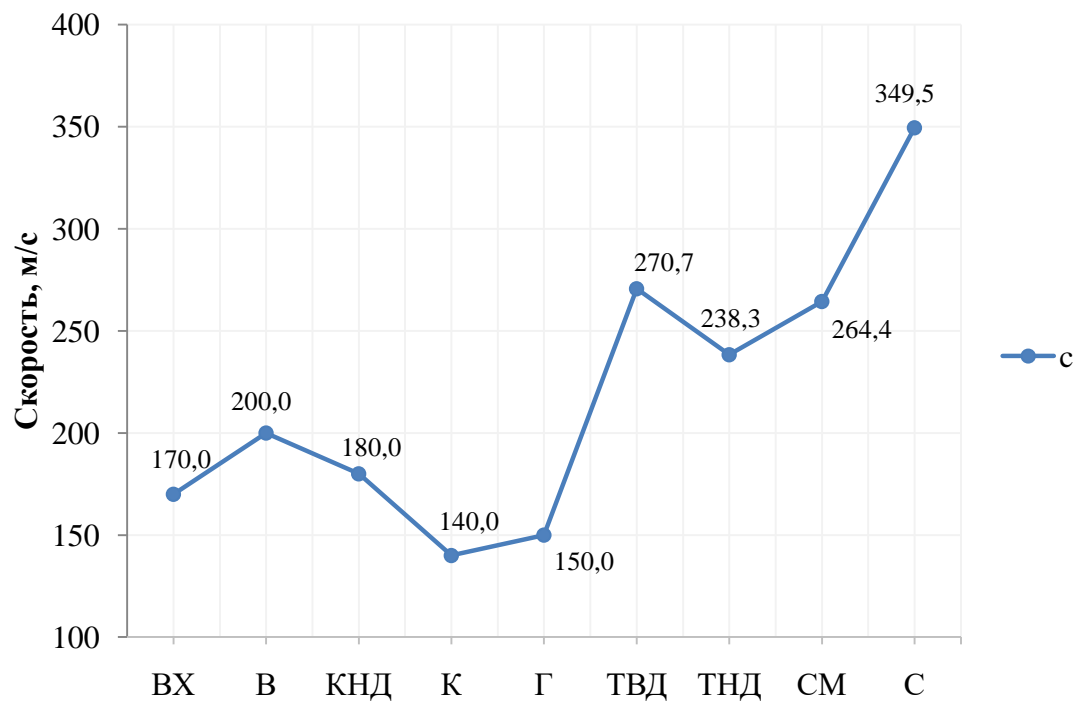


Рис. 19. Пример распределения абсолютной скорости потока по характерным сечениям

Литература

1. Генкин Э. Л., Корж Н. Д., Ронзин В. Д. Выбор параметров и газодинамические расчеты авиационных газотурбинных двигателей : учебное пособие. – Пермь: Ротапринт Пермского политехнического института, 1967. – 142 с.
2. Голубев В. А. Теория и расчет двухконтурных ТРД : учебное пособие. – М.: МАИ, 1983. – 82 с.
3. Выбор параметров и термогазодинамические расчеты авиационных газотурбинных двигателей : учебное пособие / В.А. Григорьев и др. – изд. 2-е испр. и доп. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. – 202 с.
4. Кузьмичев В. С., Трофимов А. А. Проектный расчет основных параметров турбокомпрессоров авиационных ГТД : учебное пособие. – Куйбышев: Изд-во Куйбышев. авиац. ин-та, 1990. – 72 с.
5. Выбор параметров и термогазодинамические расчеты авиационных газотурбинных двигателей: учебное пособие / В. А. Григорьев и др. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. – 202 с.
6. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей / Л. П. Лозицкий, А. Н. Ветров, С. М. Дорошко и др. – М.: Воздушный транспорт, 1992. – 540 с.