

«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

И.Б. Дмитриева,
В.Н. Матвеев,
В.М. Окорочкова

**ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ
ЦЕНТРОБЕЖНОГО
КОМПРЕССОРА АГРЕГАТА
НАДДУВА ДВС**

САМАРА 2004

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

И.Б. Дмитриева, В.Н. Матвеев, В.М. Окорочкова

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ
ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА
АГРЕГАТА НАДДУВА ДВС

Учебное пособие

УДК 629.7. 036 – 135 (075.8)

Дмитриева И.Б., Матвеев В.Н., Окорочкова В.М. Проектный расчет центробежного компрессора агрегата наддува ДВС: Учеб. пособие / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2004. 60 с.

ISBN 5-7883-0289-7

Изложены методики термодинамического расчета и определения геометрических параметров проточной части центробежных компрессоров агрегатов наддува ДВС. Даны рекомендации по выбору характерных конструктивных и газодинамических параметров. Изложен метод газодинамического расчета параметров ступени компрессора на средней линии и по высоте лопатки на входе в рабочее колесо.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности 101200 «Двигатели внутреннего сгорания», выполняющих курсовое и дипломное проектирование лопаточных машин агрегатов наддува ДВС.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета

Рецензенты: В.В. Бирюк, В.В. Окорочков

ISBN 5-7883-0289-7

© Самарский государственный
аэрокосмический университет,
2004

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a - скорость звука, м/с;
 $a_{кр}$ - критическая скорость, м/с;
 b - хорда профиля, м;
 C - скорость потока в абсолютном движении, м/с;
 D, d - диаметр, м;
 F - площадь, м²;
 G - массовый расход рабочего тела, кг/с;
 H - напор (удельная работа), кДж/кг;
 h - высота проточной части, м;
 i - энтальпия, кДж/кг;
 k - показатель изознтропы;
 M - число Маха;
 n - частота вращения, мин⁻¹;
 p - давление, кПа;
 R - газовая постоянная, кДж/(кг·К);
 r - радиус, м;
 Re - число Рейнольдса;
 S - ширина лопаточного венца, м;
 T - температура, К;
 t - шаг решетки, м;
 U - окружная скорость, м/с;
 W - скорость потока в относительном движении, м/с;
 Z - число лопаток;
 α - угол потока в абсолютном движении, град;
 β - угол потока в относительном движении, град;
 η_k - к.п.д. компрессора;
 λ - приведенная скорость;

ξ - коэффициент потерь;

π - степень повышения давления;

$\pi(\lambda)$; $\varepsilon(\lambda)$; $q(\lambda)$; $\tau(\lambda)$ - газодинамические функции от λ ;

σ - коэффициент восстановления полного давления.

Верхние индексы

* - параметры заторможенного потока;

— - относительные параметры.

Нижние индексы

a - проекция на осевое направление;

u - проекция на окружное направление;

s - изоэнтропический;

v - на входе в компрессор;

vt - втулочный;

$г$ - на входе в отводящий патрубок;

$ср$ - средний;

$пер$ - периферийный;

1- на входе в рабочее колесо;

2- на выходе из рабочего колеса;

3- на выходе из безлопаточного диффузора;

4- на выходе из лопаточного диффузора.

Сокращения

ГДФ – газодинамические функции;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

РК – рабочее колесо;

ННА – неподвижный направляющий аппарат

ВВЕДЕНИЕ

Повышение удельных параметров ДВС возможно за счет увеличения массы топливного заряда, т.е. увеличения количества воздуха и топлива, подаваемого в цилиндр. Выполняется это без изменения объема двигателя за счет увеличения плотности воздуха путем его наддува с помощью компрессора. Привод компрессора может осуществляться от вала двигателя или от турбины, работающей на выхлопных газах. В последнем случае агрегат наддува называется турбокомпрессором.

При наддуве двигателя улучшается подготовка топливного заряда к сгоранию, так как повышается его плотность и массовая скорость горения; увеличиваются значения температур и давлений теплового цикла, что повышает удельную работу двигателя. Вместе с тем наддув ДВС позволяет не только форсировать двигатель, увеличивать удельную мощность, но и обеспечивает комплексное повышение таких показателей технического уровня, как энергетическая эффективность, экологичность и надежность.

В настоящее время в качестве агрегата наддува наиболее часто используются турбокомпрессоры. Основным элементом турбокомпрессора является центробежный компрессор (ЦБК). К нему предъявляются следующие требования, которые необходимо учитывать при проектировании:

- обеспечение заданных значений степени повышения давления, расхода воздуха и к.п.д. в расчетных условиях;
- выполнение ограничений по массе и габаритным размерам.

Проектный термогазодинамический расчет ЦБК можно условно разделить на следующие этапы:

- предварительный расчет, который включает определение основных энергетических и термодинамических параметров ЦБК, оценку частоты вращения ротора, выбор характерных диаметров проточной части;

- расчет параметров потока на входе в рабочее колесо (РК), заключающийся в определении термодинамических и кинематических параметров по высоте лопатки на входе в РК при заданном законе закрутки;
- расчет параметров потока и основных размеров в характерных сечениях проточной части за РК, состоящий в уточнении меридиональной формы проточной части, выборе числа лопаток в лопаточных венцах, определении средних термодинамических и кинематических параметров потока в характерных сечениях;
- профилирование основных элементов проточной части ЦБК, включающее построение всех его лопаточных венцов и формирование контура спирального сборника и конического диффузора.

Перед началом расчетов необходимо иметь следующие исходные данные.

1. Степень повышения давления в компрессоре π_k^* , расход воздуха G и потребный уровень к.п.д. η_k ЦБК.
2. Давление p_n и температуру T_n на входе в компрессор.
3. Ограничение по диаметру D_2 на выходе из РК.

Методы расчета, изложенные в учебном пособии, основаны на исследованиях и рекомендациях, приведенных в отечественной и зарубежной литературе. Предлагаемая методика проектного расчета ЦБК предусматривает разнообразие их схем, основных конструктивных и режимных параметров.

1 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

На предварительном этапе расчета используется одномерная модель рабочего процесса. Схема ЦБК в этом случае представлена на рис. 1.

Обозначение контрольных сечений на этом рисунке следующее:

- Н – перед фильтром компрессора;
- В – на входе в компрессор;
- 1 – на входе в рабочее колесо;
- 2 – на выходе из рабочего колеса;
- 3 – на выходе из безлопаточного диффузора;
- 4 – на выходе из лопаточного диффузора;
- г – на входе в отводящий патрубок;
- К – на выходе из компрессора.

Центробежный компрессор снабжен фильтром 1. В рассматриваемой схеме между сечениями В-В и 1-1 установлен неподвижный направляющий аппарат (ННА) 2. Однако в ЦБК агрегатов наддува ДВС этот элемент зачастую отсутствует и тогда сечение В-В исключается из рассматриваемой схемы. За РК 3 между сечениями 2-2 и 3-3 располагается щелевой (безлопаточный) диффузор, а далее между сечениями 3-3 и 4-4 размещается лопаточный диффузор 4. Последний используется не во всех схемах ЦБК агрегатов наддува. Иногда ограничиваются щелевым диффузором. В этом случае сечение 3-3 исключается из рассматриваемой схемы.

За сечением 4-4 установлен спиральный сборник 5 с отводящим патрубком 6, который выполняется в виде конического диффузора. Известны конструкции ЦБК агрегатов наддува с двумя отводящими патрубками.

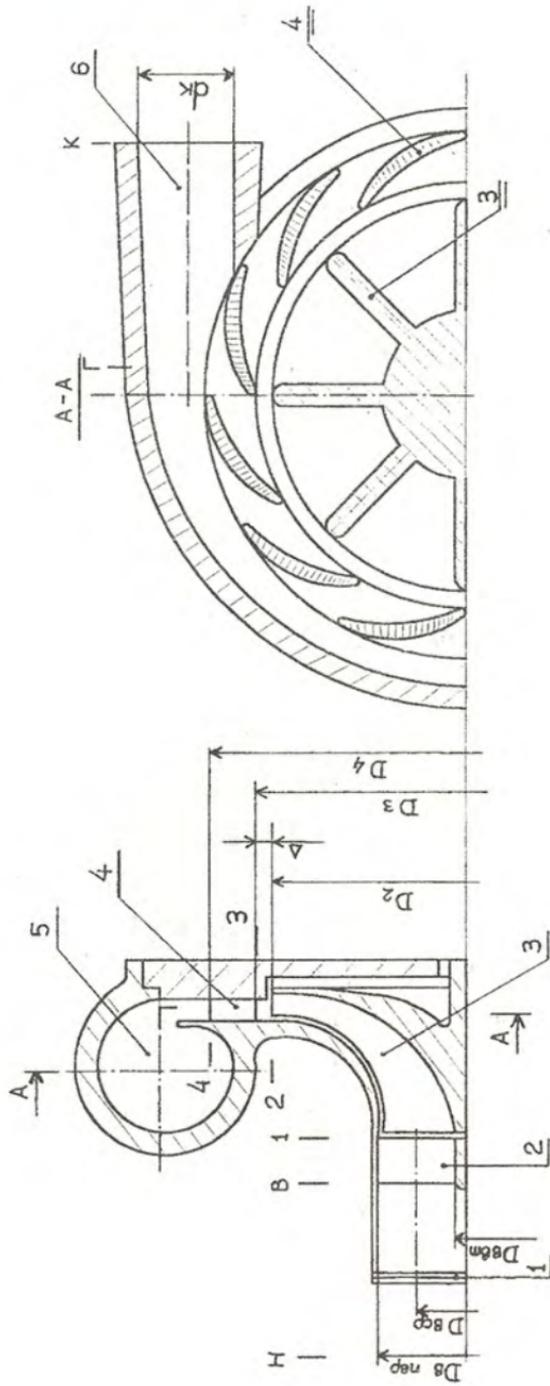


Рис. 1. Схема проточной части ЦБК

1.1 Задание на проектирование

Рассмотрим пример проектного задания на расчет ЦБК агрегата наддува дизельного двигателя. Компрессор этого агрегата на расчетном режиме должен иметь:

- степень повышения давления $\pi_k^* = 1,6$;
- расход воздуха $G = 0,12$ кг/с;
- диаметр на выходе из РК D_2 не более 105 мм.

Значения температуры и давления окружающего воздуха в соответствии со стандартными атмосферными условиями принимаются равными $T_n = 288\text{К}$ и $p_n = 101,33$ кПа.

При проведении расчета следует найти такие газодинамические и геометрические параметры ЦБК, которые бы обеспечили заданные значения π_k^* и G при к.п.д. компрессора на расчетном режиме не менее 0,76.

Приведенных исходных данных недостаточно для проведения расчета ЦБК. Поэтому в процессе проектирования предстоит осуществить выбор недостающих параметров. Последовательность работ по выбору и определению недостающих исходных величин, а также термодинамический расчет ЦБК приведены в следующих подразделах.

1.2 Выбор основных параметров. Термодинамический расчет центробежного компрессора

При проведении термодинамического расчета определяются полные давления и температуры в проточной части, удельные работы (напор) компрессора и потребляемая им мощность.

1. Коэффициент восстановления полного давления воздушного фильтра выбирается из диапазона $\sigma_\phi = 0,970 \dots 0,985$. Для рассматриваемого случая примем $\sigma_\phi = 0,975$.

2. Полное давление на входе в компрессор

$$p_v^* = \sigma_{\phi} p_n = 0,975 \cdot 101,33 = 98,8 \text{ кПа.}$$

3. Полная температура на входе в компрессор равна температуре окружающей среды:

$$T_v^* = T_n = 288 \text{ К.}$$

4. Изэнтропический напор

$$H_S = \frac{k}{k-1} RT_B^* [\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 288 \cdot [1,6^{0,286} - 1] = 41,62 \text{ кДж/кг.}$$

5. На предварительном этапе расчета к.п.д. компрессора выбирается из диапазона $\eta_k = 0,68 \dots 0,82$. Принимаем $\eta_k = 0,77$.

6. Затраченный напор

$$H_z = \frac{H_S}{\eta_k} = \frac{41,62}{0,77} = 54,1 \text{ кДж/кг.}$$

7. Мощность, потребляемая ЦБК

$$N_k = GH_z = 0,12 \cdot 54,1 = 6,49 \text{ кВт.}$$

8. Полное давление на выходе из ЦБК

$$p_k^* = p_v^* \pi_k^* = 98,8 \cdot 1,6 = 158,1 \text{ кПа.}$$

9. Полная температура на выходе из ЦБК

$$T_k^* = T_B^* + \frac{H_z}{\frac{k}{k-1} R} = 288 + \frac{54,1}{3,5 \cdot 0,287} = 341,9 \text{ К.}$$

10. Выбор коэффициента изэнтропического напора осуществляется из диапазона $\bar{N}_s = N_s/U_2^2 = 0,56 \dots 0,70$. Принимаем $\bar{N}_s = 0,68$.

11. Окружная скорость на выходе из РК

$$U_2 = \sqrt{\frac{H_s \cdot 10^3}{H_s}} = \sqrt{\frac{41,62 \cdot 10^3}{0,68}} = 247,4 \text{ м/с.}$$

Величина скорости U_2 по соображениям прочности РК не должна превышать 450...550 м/с. В противном случае следует скорректировать значение коэффициента изэнтропического напора.

12. Частота вращения ротора РК, при выбранном значении $D_2 = 80$ мм,

$$n = \frac{60 U_2}{\pi D_2} = \frac{60 \cdot 247,4}{\pi \cdot 0,080} = 59060 \text{ мин}^{-1}.$$

После вычисления частоты вращения ротора РК переходят к определению основных геометрических параметров проточной части ЦБК.

1.3 Определение основных геометрических параметров проточной части

В процессе расчета определяются следующие параметры.

1. Критическая скорость потока на входе в компрессор

$$a_{крВ} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_B^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot 288} = 310,5 \text{ м/с.}$$

2. Величина приведенной скорости воздуха на входе в ЦБК располагается в диапазоне $\lambda_B = 0,20 \dots 0,50$. Принимаем $\lambda_B = 0,30$.

3. Скорость потока на входе в компрессор

$$C_B = \lambda_B \cdot a_{крВ} = 0,3 \cdot 310,5 = 93,2 \text{ м/с.}$$

4. С помощью таблиц ГДФ для воздуха ($k = 1,4$) определяется значение газодинамической функции $q(\lambda_B)$. В нашем случае $q(\lambda_B) = 0,4557$.

5. Площадь поперечного сечения на входе в ЦБК

$$F_B = \frac{G_B \sqrt{T_B^*}}{m p_B^* q(\lambda_B)} = \frac{0,12 \sqrt{288}}{40,37 \cdot 98,8 \cdot 0,4557} = 1,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Здесь коэффициент m для воздуха принят равным $m = 40,37 \text{ кг} \cdot \text{К}^{0,5} / (\text{с} \cdot \text{кН})$.

6. Отношение втулочного диаметра $D_{В \text{ вт}}$ (рис. 1) к периферийному диаметру $D_{В \text{ пер}}$ находится в диапазоне $(D_{В \text{ вт}} / D_{В \text{ пер}})_B = 0,25 \dots 0,60$. Принимаем $(D_{В \text{ вт}} / D_{В \text{ пер}})_B = 0,45$.

7. Периферийный диаметр на входе в компрессор

$$D_{В \text{ вт}} = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi [1 - (\frac{D_{В \text{ вт}}}{D_{В \text{ пер}}})^2]_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,12 \cdot 10^{-3}}{\pi [1 - 0,45^2]}} = 4,2 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

8. Втулочный диаметр на входе в компрессор

$$D_{В \text{ вт}} = D_{В \text{ пер}} \cdot (D_{В \text{ вт}} / D_{В \text{ пер}})_B = 4,2 \cdot 10^{-2} \cdot 0,45 = 0,019 \text{ м.}$$

9. Средний диаметр на входе в компрессор

$$D_{всп} = \frac{D_{вот} + D_{ввсп}}{2} = \frac{0,019 + 0,042}{2} = 0,0305 \text{ м.}$$

10. Высота лопатки на входе в компрессор

$$b_B = \frac{D_{ввсп} - D_{вот}}{2} = \frac{0,042 - 0,019}{2} = 0,0115 \text{ м.}$$

11. Отношение меридиональных составляющих скоростей потока на выходе из РК и входе в компрессор располагается в интервале $C_{2r}/C_B = 1,0 \dots 1,2$. Принимаем $C_{2r}/C_B = 1,0$.

12. Радиальная составляющая скорости потока на выходе из РК

$$C_{2r} = C_B \cdot (C_{2r}/C_B) = 93,2 \cdot 1,0 = 93,2 \text{ м/с.}$$

13. Значение к.п.д. РК обычно находится в диапазоне $\eta_{PK} = 0,76 \dots 0,86$. Выбираем $\eta_{PK} = 0,80$.

14. Степень повышения полного давления в РК

$$\pi_{PK}^* = 1 + \eta_{PK} \left(\frac{T_k^*}{T_B} - 1 \right) \left[\frac{k}{k-1} \right]^{k-1} = [1 + 0,80 \cdot \left(\frac{341,9}{288,0} - 1 \right)]^{3,5} = 1,63.$$

15. Полное давление на выходе из РК

$$p_2^* = p_a^* \pi_{PK}^* = 98,8 \cdot 1,63 = 161,0 \text{ кПа.}$$

16. Критическая скорость потока на выходе из РК

$$a_{кр2} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_k^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot 341,9} = 338,3 \text{ м/с.}$$

17. Радиальная составляющая приведенной скорости потока на выходе из РК

$$\lambda_{2r} = C_{2r}/a_{кр} = 93,2/338,3 = 0,275.$$

18. С помощью таблиц ГДФ определяется значение газодинамической функции $q(\lambda_{2r})$. В нашем случае $q(\lambda_{2r}) = 0,4202$.

19. Площадь на выходе из РК

$$F_2 = \frac{G \sqrt{T_k^*}}{\rho p_2^* q(\lambda_{2r})} = \frac{0,12 \sqrt{341,9}}{40,37 \cdot 161,0 \cdot 0,4202} = 8,124 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

20. Высота лопатки на выходе из РК

$$b_2 = \frac{F_2}{\pi D_2} = \frac{8,124 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,08} = 3,25 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

21. Относительная высота лопатки на выходе из РК

$$\bar{b}_2 = b_2/D_2 = 3,25 \cdot 10^{-3}/0,08 = 0,00406.$$

Для обеспечения наибольшего к.п.д. желательно обеспечить $\bar{b}_2 = 0,04 \dots 0,07$.

22. Величина относительной протяженности щелевого диффузора в радиальном направлении $\bar{\Delta} = \Delta/D_2$ (рис. 1) в случае схемы с лопаточным диффузором находится в интервале $\bar{\Delta} = 0,02 \dots 0,10$. В выполненных конструкциях $\Delta = 3 \dots 15$ мм. Принимаем $\bar{\Delta} = 0,05$.

23. Диаметр на входе в лопаточный диффузор

$$D_3 = D_2 + 2 \cdot \bar{\Delta} \cdot D_2 = 0,08 + 2 \cdot 0,05 \cdot 0,08 = 0,088 \text{ м.}$$

24. Высота лопаток на входе в лопаточный диффузор

$$b_3 = b_2 = 3,25 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

25. Отношение диаметров на выходе и входе в лопаточный диффузор

D_4/D_3 располагается обычно в диапазоне от 1,20 до 1,60. Принимаем $D_4/D_3 = 1,25$.

26. Диаметр на выходе из лопаточного диффузора

$$D_4 = D_3 \cdot (D_4/D_3) = 0,088 \cdot 1,25 = 0,110 \text{ м.}$$

27. Высота лопаток на выходе из лопаточного диффузора b_4 .

Высоту лопаток b_4 принимают равной b_3 или несколько большей. В последнем случае величину b_4 определяют по формуле

$$b_4 = b_3 + (D_4 - D_3) \operatorname{tg}(\nu/2),$$

где $\nu = 2 \dots 6^\circ$ - угол расхождения торцевых стенок лопаточного диффузора.

В нашем случае

$$b_4 = 3,25 \cdot 10^{-3} + (0,110 - 0,088) \operatorname{tg}(2^\circ/2) = 3,65 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Если же лопаточный диффузор в схеме ЦБК отсутствует, то протяженность щелевого диффузора увеличивают. Предполагается в этом случае, что щелевой диффузор располагается между сечениями 2-2 и 4-4. Величину его относительного диаметра D_4/D_2 рекомендуется выбирать [3] из диапазона 1,4...1,8. Ширина канала на выходе из безлопаточного диффузора будет равна $b_4 = (0,9...1,0) b_2$.

28. Значение приведенной скорости воздуха на выходе из компрессора находится в диапазоне $\lambda_k = 0,20...0,45$. Принимаем $\lambda_k = 0,25$. Тогда газодинамическая функция $q(\lambda_k) = 0,3842$.

29. Площадь поперечного сечения на выходе из ЦБК

$$F_k = \frac{G\sqrt{T_k^*}}{m p_k^* q(\lambda_k)} = \frac{0,12\sqrt{341,9}}{40,37 \cdot 158,1 \cdot 0,3842} = 9,05 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

30. Количество выходных патрубков $Z_{\text{вых. п}}$ у ЦБК агрегата наддува обычно один или два. Принимаем $Z_{\text{вых. п}} = 2$.

31. Диаметр выходного патрубка

$$d_k = \sqrt{\frac{4F_k}{Z_{\text{вых.п}} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,05 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot \pi}} = 2,4 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

На основании полученных в предварительном расчете данных можно переходить к газодинамическому расчету ЦБК.

2 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

При проведении газодинамического расчета определяются величины и направление скорости потока в характерных сечениях ЦБК, соответствующие заданным величинам π_k^* , H_z и η_k . В процессе расчета уточняются площади и размеры проходных сечений проточной части, а также проверяется попадание величин основных кинематических параметров потока (λ_{w1} , λ_{c2} и т.д.) в интервалы рекомендуемых значений.

Исходными данными для газодинамического расчета являются результаты предварительного расчета:

- основные геометрические параметры проточной части ЦБК;
- давления и температуры на входе ($p_v^* = 98,8$ кПа, $T_v^* = 288$ К) и на выходе ($p_k^* = 158,1$ кПа, $T_k^* = 341,9$ К);
- изоэнтропический ($H_z = 41,62$ кДж/кг) и затраченный ($H_z = 54,1$ кДж/кг) напоры.

Газодинамический расчет начинается с определения параметров на входе в РК. При этом возможны два варианта расчета:

Первый соответствует схеме ЦБК, когда перед РК нет ННА, а второй – схеме с установленным ННА. Рассмотрим сначала первый вариант расчета.

2.1 Расчет параметров потока без неподвижного направляющего аппарата

Треугольник скоростей на входе в РК в этом случае представлен на рис. 2. Предварительно принимаем, что на входе в РК $D_{1\text{ вт}} = D_{B\text{ вт}} = 19$ мм, $D_{1\text{ ср}} = D_{B\text{ ср}} = 30,5$ мм, $D_{1\text{ пер}} = D_{B\text{ пер}} = 42$ мм, $F_1 = F_B = 1,12 \cdot 10^{-3}$ м², $\lambda_1 = \lambda_B = = 0,3$ и $C_1 = C_B = 93,2$ м/с.

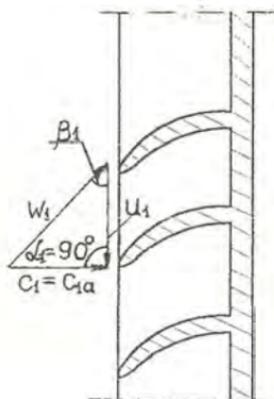


Рис. 2. Треугольник скоростей и схема профилей лопаток на входе в РК без ННА

1. Окружная скорость на втулочном, среднем и периферийном диаметрах на входе в РК:

$$U_{1\text{вм}} = \frac{\pi D_{1\text{вм}} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,019 \cdot 59060}{60} = 58,8 \text{ м/с};$$

$$U_{1\text{ср}} = \frac{\pi D_{1\text{ср}} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,0305 \cdot 59060}{60} = 94,3 \text{ м/с};$$

$$U_{1\text{пер}} = \frac{\pi D_{1\text{пер}} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,042 \cdot 59060}{60} = 129,9 \text{ м/с}.$$

2. Относительная скорость потока на втулочном, среднем и периферийном диаметрах на входе в РК:

$$W_{1\text{вм}} = \sqrt{C_1^2 + U_{1\text{вм}}^2} = \sqrt{93,2^2 + 58,8^2} = 110,2 \text{ м/с};$$

$$W_{1\text{ср}} = \sqrt{C_1^2 + U_{1\text{ср}}^2} = \sqrt{93,2^2 + 94,3^2} = 132,6 \text{ м/с};$$

$$W_{1\text{пер}} = \sqrt{C_1^2 + U_{1\text{пер}}^2} = \sqrt{93,2^2 + 129,9^2} = 159,9 \text{ м/с}.$$

3. Полная температура потока в относительном движении на втулочном, среднем и периферийном диаметрах:

$$T_{W1\text{вм}}^* = T_B^* + \frac{U_{1\text{вм}}^2}{\frac{2k}{k-1} R \cdot 10^3} = 288 + \frac{58,8^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 289,7 \text{ К};$$

$$T_{W1\text{ср}}^* = T_B^* + \frac{U_{1\text{ср}}^2}{\frac{2k}{k-1} R \cdot 10^3} = 288 + \frac{94,3^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 292,4 \text{ К};$$

$$T_{W1\text{пер}}^* = T_B^* + \frac{U_{1\text{пер}}^2}{\frac{2k}{k-1} R \cdot 10^3} = 288 + \frac{129,9^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 296,4 \text{ К}.$$

4. Приведенная скорость потока в относительном движении на втулочном, среднем и периферийном диаметрах:

$$\lambda_{W1_{\text{вн}}} = \frac{W_{1_{\text{вн}}}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_{W1_{\text{вн}}}^* R \cdot 10^3}} = \frac{110,2}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 289,7 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,354;$$

$$\lambda_{W1_{\text{ср}}} = \frac{W_{1_{\text{ср}}}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_{W1_{\text{ср}}}^* R \cdot 10^3}} = \frac{132,6}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 292,4 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,424;$$

$$\lambda_{W1_{\text{нр}}} = \frac{W_{1_{\text{нр}}}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_{W1_{\text{нр}}}^* R \cdot 10^3}} = \frac{159,9}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 296,4 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,508.$$

5. Угол потока в относительном движении на входе в РК на втулочном, среднем и периферийном диаметрах:

$$\beta_{1_{\text{вн}}} = \arctg \frac{C_1}{U_{1_{\text{вн}}}} = \arctg \frac{93,2}{58,8} = 57,8^\circ;$$

$$\beta_{1_{\text{ср}}} = \arctg \frac{C_1}{U_{1_{\text{ср}}}} = \arctg \frac{93,2}{94,3} = 44,7^\circ;$$

$$\beta_{1_{\text{нр}}} = \arctg \frac{C_1}{U_{1_{\text{нр}}}} = \arctg \frac{93,2}{129,9} = 35,7^\circ.$$

Для обеспечения приемлемого уровня потерь необходимо, чтобы выполнялись неравенства: $\lambda_{W1} \leq 0,9$ и $\beta_1 \geq 20^\circ$.

На основании результатов расчета параметров потока строятся треугольники скоростей на входе в РК на втулочном, среднем и периферийном диаметрах.

Если требования по величинам λ_{W1} и β_1 не выполняются, то надо попытаться удовлетворить их за счет изменения осевой составляющей скорости $C_{1a} = C_1 = C_B$ ($\lambda_1 = \lambda_B$). В этом случае при изменении значения C_1 необходимо скорректировать расчет, начиная с определения величины газодинамической функции $q(\lambda_B)$ (п.4 подразд. 1.3).

Если не удастся удовлетворить требования по значениям λ_{W1} и β_1 и за счет изменения C_{1a} , то приходится идти на введение закрутки потока на входе в РК $C_{1\theta}$ с помощью неподвижного направляющего аппарата.

2.2 Определение параметров потока при установленном неподвижном направляющем аппарате

В этом случае на периферийном диаметре задаются окружной составляющей абсолютной скорости потока $C_{1u \text{ пер}}$ из интервала 10...50 м/с. Закрутка потока на входе в РК осуществляется с помощью ННА, число лопаток которого обычно располагается в диапазоне $Z_{\text{ННА}} = 6...10$. Примем $C_{1u \text{ пер}} = 20$ м/с и $Z_{\text{ННА}} = 8$. Треугольник скоростей на входе в РК представлен на рис. 3.

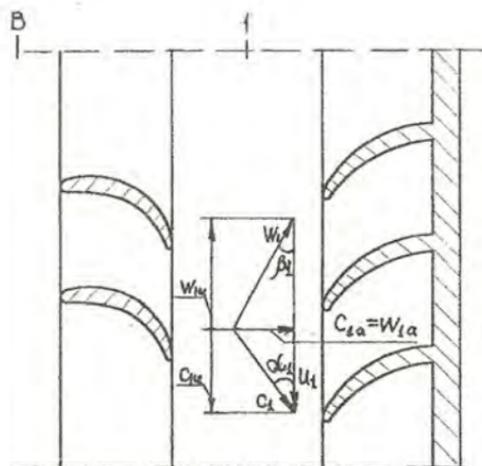


Рис.3. Треугольник скоростей и схема профилей лопаток ННА и РК

В процессе расчета определяются следующие параметры.

1. Окружная составляющая абсолютной скорости потока на втулочном, среднем и периферийном диаметрах. В качестве закона изменения закрутки потока по радиусу на входе в РК обычно используется закон постоянной циркуляции $C_{1\tau} = \text{const}$. Поэтому величины C_{1u} находятся следующим образом:

$$C_{1U_{\text{см}}} = C_{1U_{\text{пер}}} \frac{D_{1\text{пер}}}{D_{1\text{см}}} = 20 \cdot \frac{0,042}{0,019} = 44,2 \text{ м/с;}$$

$$C_{1U_{\text{сп}}} = C_{1U_{\text{пер}}} \frac{D_{1\text{пер}}}{D_{1\text{сп}}} = 20 \cdot \frac{0,042}{0,0305} = 27,5 \text{ м/с.}$$

2. Значения коэффициента восстановления полного давления в ННА располагаются в диапазоне $\sigma_{\text{ННА}} = 0,99...1,00$. Принимаем $\sigma_{\text{ННА}} = 0,995$.

3. Полное давление и температура воздуха на входе в РК:

$$p_1^* = p_v^* \sigma_{\text{ННА}} = 98,8 \cdot 0,995 = 98,3 \text{ кПа;} \quad T_1^* = T_v^* = 288 \text{ К.}$$

4. Газодинамические функции $q(\lambda_{c1a})$ и λ_{c1a} :

$$q(\lambda_{c1a}) = \frac{G\sqrt{T_1^*}}{mp_1^* F_1} = \frac{0,12\sqrt{288}}{40,37 \cdot 98,3 \cdot 1,12 \cdot 10^{-3}} = 0,4582;$$

По таблицам ГДФ $\lambda_{c1a} = 0,302$.

5. Осевая составляющая абсолютной скорости потока на входе в РК при законе закрутки $C_{0r} = \text{const}$ по радиусу лопатки остается неизменной:

$$C_{1a} = \lambda_{c1a} a_{kp} = \lambda_{c1a} \sqrt{\frac{2k}{k+1} T_1^* R \cdot 10^3} = 0,302 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 288 \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 93,8 \text{ м/с.}$$

6. Угол потока на входе в РК в абсолютном движении на втулочном, среднем и периферийном диаметрах:

$$\alpha_{1am} = \text{arctg} \frac{C_{1a}}{C_{1uam}} = \text{arctg} \frac{93,8}{44,2} = 64,8^\circ;$$

$$\alpha_{1cp} = \text{arctg} \frac{C_{1a}}{C_{1ucp}} = \text{arctg} \frac{93,8}{27,5} = 73,7^\circ;$$

$$\alpha_{1nep} = \text{arctg} \frac{C_{1a}}{C_{1unep}} = \text{arctg} \frac{93,8}{20} = 78,0^\circ.$$

7. Скорость потока в абсолютном движении на входе в РК:

$$C_{1am} = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{1uam}^2} = \sqrt{93,8^2 + 44,2^2} = 103,7 \text{ м/с;}$$

$$C_{1cp} = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{1ucp}^2} = \sqrt{93,8^2 + 27,5^2} = 97,7 \text{ м/с;}$$

$$C_{1nep} = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{1unep}^2} = \sqrt{93,8^2 + 20^2} = 95,9 \text{ м/с.}$$

8. Окружная скорость на втулочном, среднем и периферийном диаметрах на входе в РК:

$$U_{1am} = \frac{\pi D_{1am} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,019 \cdot 59060}{60} = 58,8 \text{ м/с;}$$

$$U_{1cp} = \frac{\pi D_{1cp} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,0305 \cdot 59060}{60} = 94,3 \text{ м/с;}$$

$$U_{\text{лнп}} = \frac{\pi D_{\text{лнп}} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,042 \cdot 59060}{60} = 129,9 \text{ м/с.}$$

9. Окружная составляющая относительной скорости потока:

$$W_{\text{лн вт}} = U_{\text{лн вт}} - C_{\text{лн вт}} = 58,8 - 44,2 = 14,6 \text{ м/с;}$$

$$W_{\text{лн ср}} = U_{\text{лн ср}} - C_{\text{лн ср}} = 94,3 - 27,5 = 66,8 \text{ м/с;}$$

$$W_{\text{лн неп}} = U_{\text{лн неп}} - C_{\text{лн неп}} = 129,9 - 20,0 = 109,9 \text{ м/с.}$$

10. Угол потока на входе в РК в относительном движении:

$$\beta_{\text{лсм}} = \arctg \frac{C_{\text{лa}}}{W_{\text{лсм}}} = \arctg \frac{93,8}{14,6} = 81,2^\circ;$$

$$\beta_{\text{лср}} = \arctg \frac{C_{\text{лa}}}{W_{\text{лср}}} = \arctg \frac{93,8}{66,8} = 54,5^\circ;$$

$$\beta_{\text{лнеп}} = \arctg \frac{C_{\text{лa}}}{W_{\text{лнеп}}} = \arctg \frac{93,8}{109,9} = 40,5^\circ.$$

11. Относительная скорость потока на входе в РК:

$$W_{\text{лсм}} = \sqrt{C_{\text{лa}}^2 + W_{\text{лсм}}^2} = \sqrt{93,8^2 + 14,6^2} = 94,9 \text{ м/с;}$$

$$W_{\text{лср}} = \sqrt{C_{\text{лa}}^2 + W_{\text{лср}}^2} = \sqrt{93,8^2 + 66,8^2} = 115,2 \text{ м/с;}$$

$$W_{\text{лнеп}} = \sqrt{C_{\text{лa}}^2 + W_{\text{лнеп}}^2} = \sqrt{93,8^2 + 109,9^2} = 144,5 \text{ м/с.}$$

12. Полная температура потока в относительном движении:

$$T_{W_{\text{лсм}}}^* = T_1^* + \frac{W_{\text{лсм}}^2 - C_{\text{лсм}}^2}{\frac{2k}{k-1} R \cdot 10^3} = 288 + \frac{94,9^2 - 103,7^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 287,1 \text{ К;}$$

$$T_{W_{\text{лср}}}^* = T_1^* + \frac{W_{\text{лср}}^2 - C_{\text{лср}}^2}{\frac{2k}{k-1} R \cdot 10^3} = 288 + \frac{115,2^2 - 97,7^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 289,9 \text{ К;}$$

$$T_{W_{\text{лнеп}}}^* = T_1^* + \frac{W_{\text{лнеп}}^2 - C_{\text{лнеп}}^2}{\frac{2k}{k-1} R \cdot 10^3} = 288 + \frac{144,5^2 - 95,9^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 293,8 \text{ К.}$$

13. Приведенная скорость потока в относительном движении:

$$\lambda_{W_{\text{лсм}}} = \frac{W_{\text{лсм}}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_{W_{\text{лсм}}}^* R \cdot 10^3}} = \frac{94,9}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287,1 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,306;$$

$$\lambda_{W1cp} = \frac{W_{1cp}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_{W1cp}^* R \cdot 10^3}} = \frac{115,2}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 289,9 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,370;$$

$$\lambda_{W1nep} = \frac{W_{1nep}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_{W1nep}^* R \cdot 10^3}} = \frac{144,5}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 293,8 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,306.$$

Требования к величинам λ_{w1} и β_1 остаются прежними. Необходимо, чтобы $\lambda_{w1} \leq 0,9$ и $\beta_1 \geq 20^\circ$. Если это требование не выполняется, то следует изменить величину $C_{1u \text{ пер}}$. Иногда приходится использовать иной закон закрутки потока по радиусу на входе в РК.

На основании результатов расчета параметров на входе в РК строятся треугольники скоростей на втулочном, среднем и периферийном диаметрах.

3 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ХАРАКТЕРНЫХ СЕЧЕНИЯХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА ЗА РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

3.1 Расчет параметров потока на выходе из рабочего колеса

В настоящем подразделе предлагается методика расчета параметров потока на выходе из РК с радиальными лопатками. Схема рабочей решетки с характерным треугольником скоростей представлена на рис. 4.

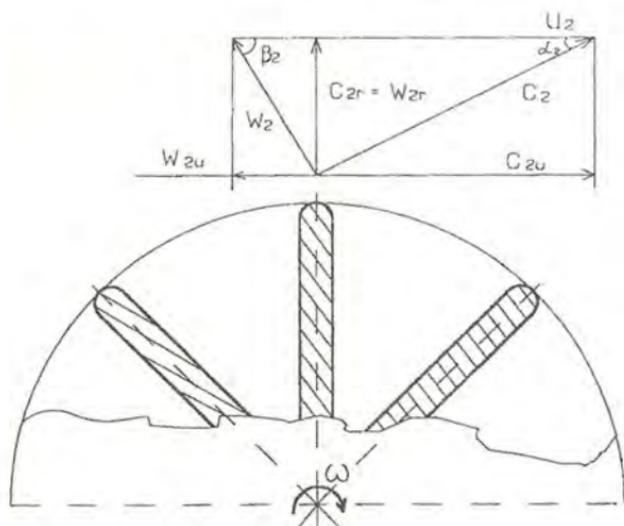


Рис. 4. Схема рабочей решетки с радиальными лопатками и треугольник скоростей на выходе из РК

При расчете кинематических параметров задаются ориентировочным значением числа лопаток из диапазона $Z_{PK} = 10 \dots 16$. Принимаем $Z_{PK} = 10$. Затем параметры определяются в следующей последовательности.

1. Коэффициент закрутки на выходе из РК (коэффициент мощности)

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_{PK}} \frac{1}{1 - (D_{1cp}/D_2)^2}} = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{10} \frac{1}{1 - (0,0305/0,08)^2}} = 0,803(0,851).$$

2. Окружная составляющая абсолютной скорости потока

$$C_{2u} = \mu U_2 = 0,803 \cdot 247,4 = 198,7 \text{ м/с (210,5 м/с)}.$$

3. Скорость потока на выходе из РК в абсолютном движении

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2} = \sqrt{198,7^2 + 93,2^2} = 219,5 \text{ м/с (230,2 м/с)}.$$

4. Угол потока на выходе из РК в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{C_{2u}} = \arctg \frac{93,2}{198,7} = 25,1^\circ (29,9^\circ).$$

5. Окружная составляющая скорости потока в относительном движении

$$W_{2u} = U_2 - C_{2u} = 247,4 - 198,7 = 48,7 \text{ м/с (36,9 м/с)}.$$

6. Скорость потока на выходе из РК в относительном движении

$$W_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + W_{2u}^2} = \sqrt{93,2^2 + 48,7^2} = 105,2 \text{ м/с (100,2 м/с)}.$$

7. Угол потока на выходе из РК в относительном движении

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{W_{2u}} = \arctg \frac{93,2}{48,7} = 62,4^\circ (68,4^\circ).$$

8. Приведенная скорость потока в абсолютном движении и газодинамические функции $q(\lambda_{c2})$ и $\varepsilon(\lambda_{c2})$:

$$\lambda_{c2} = \frac{C_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_k^* R \cdot 10^3}} = \frac{219,5}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} 341,9 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,649 (0,680);$$

приведенная скорость λ_{c2} должна быть меньше 1,10...1,15.

По величине λ_{c2} определяется значение $q(\lambda_{c2}) = 0,8535 (0,8778)$ и $\varepsilon(\lambda_{c2}) = 0,8337 (0,8183)$.

9. Затраченный напор

$$H'_z = (\mu U_2^2 - C_{1u \text{ ср}} U_{1 \text{ ср}} + \alpha_f U_2^2) \cdot 10^{-3} \text{ кДж},$$

где α_f – коэффициент трения диска о газ, располагающийся в диапазоне от 0,03 до 0,08. Принимаем $\alpha_f = 0,04$.

Тогда

$$H'_z = (0,803 \cdot 247,4^2 - 27,5 \cdot 94,3 + 0,04 \cdot 247,4^2) \cdot 10^{-3} = 49,0 \text{ кДж/кг (53,2 кДж/кг)}.$$

Расхождение между \dot{H}_Z и H_Z не должно превышать 2%. В нашем случае \dot{H}_Z оказалось меньше $H_Z = 54,1$ кДж/кг на 9%. Поэтому необходимо скорректировать выбранное значение α_f и величину μ за счет изменения Z_{PK} . Принимаем $Z_{PK} = 14$ и $\alpha_f = 0,06$ и корректируем расчет, начиная с п. 1 настоящего подраздела. Новые значения параметров приведены в скобках.

10. Площадь проходного сечения на выходе из РК

$$F_2 = \frac{G\sqrt{T_k^*}}{m p_2 q(\lambda_{c2}) \sin \alpha_2} = \frac{0,12\sqrt{341,9}}{40,37 \cdot 161,0 \cdot 0,8778 \cdot \sin 23,9^\circ} = 9,60 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

11. Высота лопаток на выходе из РК

$$b_2 = \frac{F_2}{\pi D_2} = \frac{9,60 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,080} = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

12. Плотность потока

$$\rho_2 = \frac{p_2^*}{RT_k^*} \varepsilon(\lambda_{c2}) = \frac{161,0}{0,287 \cdot 341,9} \cdot 0,8183 = 1,343 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

По окончании расчета параметров потока строится треугольник скоростей на выходе из РК.

3.2 Расчет параметров потока на выходе из щелевого диффузора

Щелевой (безлопаточный) диффузор ЦБК предназначен для частичного преобразования кинетической энергии потока воздуха, выходящего из РК, в потенциальную энергию давления. Безлопаточный диффузор имеет форму кольцевой щели, которая образована плоскими стенками. Если за безлопаточным диффузором следует лопаточный диффузор, то принимают $b_3 = b_2$. Если лопаточный диффузор в схеме ЦБК отсутствует, то $b_3 = (0,9 \dots 1,0)b_2$.

Схема течения воздуха в щелевом диффузоре представлена на рис. 5. Параметры потока на выходе из безлопаточного диффузора определяются следующим образом.

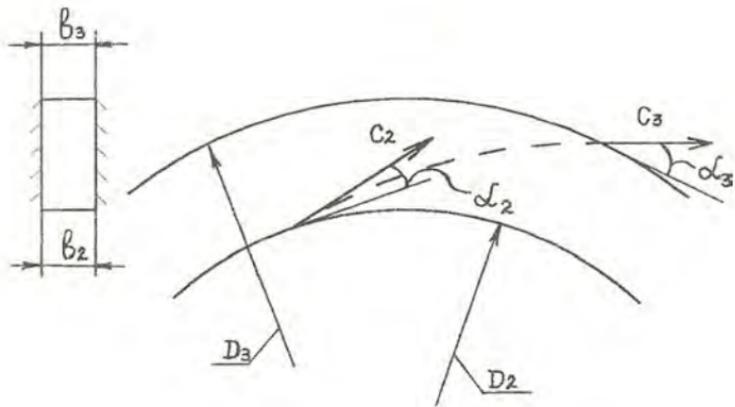


Рис. 5. Схема течения воздуха в щелевом диффузоре

1. Значение коэффициента потерь щелевого диффузора обычно располагается в диапазоне $\xi_{щ,д} = 0,08 \dots 0,15$. Большие значения соответствуют случаю, когда в схеме ЦБК отсутствует лопаточный диффузор. В нашем же случае принимаем $\xi_{щ,д} = 0,08$.

2. Коэффициент восстановления полного давления щелевого диффузора

$$\sigma_{щ,д} = 1 - \frac{k}{k+1} \xi_{щ,д} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c2}^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_{c2}^2 = 1 - \frac{1,4}{1,4+1} \cdot 0,08 \cdot \left(1 - \frac{1,4-1}{1,4+1} \cdot 0,68^2\right)^{2,5} \cdot 0,68^2 = 0,982.$$

3. Полное давление на выходе из щелевого диффузора

$$p_3^* = p_2^* \sigma_{щ,д} = 161,0 \cdot 0,982 = 158,1 \text{ кПа.}$$

4. Плотность потока по полным параметрам

$$\rho_3^* = \frac{p_3^*}{RT_k^*} = \frac{158,1}{0,287 \cdot 341,9} = 1,611 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

5. Ширина щели на выходе из безлопаточного диффузора.

В нашем случае $b_3 = b_2 = 3,8 \cdot 10^{-3}$ м.

6. Радиальная составляющая скорости потока на выходе из диффузора в первом приближении

$$C_{3r}' = \frac{G}{\rho_2 \pi D_3 b_3} = \frac{0,12}{1,343 \cdot \pi \cdot 8,8 \cdot 10^{-2} \cdot 3,8 \cdot 10^{-3}} = 85,1 \text{ м/с.}$$

7. Коэффициент уменьшения циркуляции скорости потока щелевого диффузора располагается в диапазоне $\bar{N}_f = 0,90 \dots 0,98$. Большие значения соответствуют случаю ЦБК с лопаточным диффузором. Поэтому в приведенном примере расчета принимается $\bar{N}_f = 0,98$.

8. Окружная составляющая скорости газа на выходе из щелевого диффузора

$$C_{3u} = C_{2u} \frac{D_2}{D_3} \bar{N}_f = 210,5 \cdot \frac{8,0 \cdot 10^{-2}}{8,8 \cdot 10^{-2}} \cdot 0,98 = 187,5 \text{ м/с}.$$

9. Скорость потока в первом приближении

$$C'_3 = \sqrt{C_{3u}^2 + C_{3r}^2} = \sqrt{187,5^2 + 85,1^2} = 205,9 \text{ м/с}.$$

10. Приведенная скорость потока в первом приближении

$$\lambda'_3 = \frac{C'_3}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_k^* R \cdot 10^3}} = \frac{205,9}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 341,9 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,609.$$

11. Значение газодинамической функции $\varepsilon(\lambda_3)$ определяется по величине λ_3 с помощью таблиц ГДФ. В нашем случае $\varepsilon(\lambda_3) = 0,8526$.

12. Плотность потока на выходе из щелевого диффузора

$$\rho_3 = \rho_3^* \varepsilon(\lambda_3) = 1,611 \cdot 0,8526 = 1,374 \text{ кг/м}^3.$$

13. Радиальная составляющая скорости потока во втором приближении

$$C_{3r}^{II} = \frac{G}{\rho_3 \pi D_3 b_3} = \frac{0,12}{1,374 \cdot \pi \cdot 8,8 \cdot 10^{-2} \cdot 3,8 \cdot 10^{-3}} = 83,1 \text{ м/с}.$$

14. Скорость потока во втором приближении

$$C_3^{II} = \sqrt{C_{3u}^2 + (C_{3r}^{II})^2} = \sqrt{187,5^2 + 83,1^2} = 205,1 \text{ м/с}.$$

Так как расхождение по скорости C_3 в первом и втором приближении не превышает 1%, то окончательно принимаем $C_3 = C_3^{II} = 205,1 \text{ м/с}$.

15. Угол потока на выходе из щелевого диффузора

$$\alpha_3 = \arccos \frac{C_{3u}}{C_3} = \arccos \frac{187,5}{205,1} = 23,9^\circ.$$

16. Приведенная скорость потока во втором приближении

$$\lambda_3'' = \frac{C_3''}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} T_k^* R \cdot 10^3}} = \frac{205,1}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 341,9 \cdot 0,287 \cdot 10^3}} = 0,606.$$

3.3 Расчет параметров потока на выходе из лопаточного диффузора

Лопаточный диффузор предназначен для дальнейшего преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию статического давления, снижения скорости потока и подвода его к спиральному сборнику (см. рис. 6).

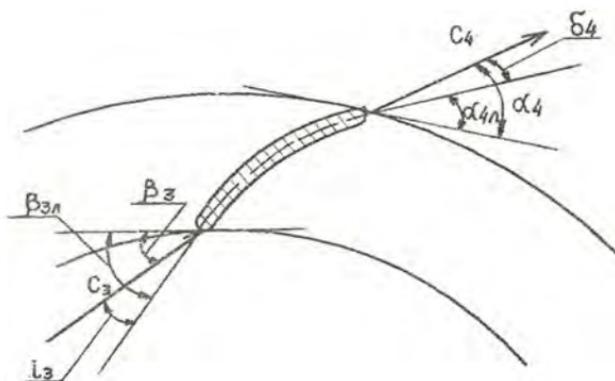


Рис. 6. Схема течения воздуха в лопаточном диффузоре

1. Угол атаки на входе в лопаточный диффузор выбирается из диапазона $i_3 = -2 \dots 0^\circ$. Принимаем $i_3 = -1,9^\circ$.

2. Лопаточный угол на входе в диффузор

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3 = 23,9^\circ - 1,9^\circ = 22,0^\circ.$$

3. Угол изгиба профиля выбирается из диапазона $\theta = 10 \dots 15^\circ$. Принимаем $\theta = 10^\circ$.

4. Лопаточный угол на выходе из диффузора

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \theta = 22,0^\circ - 10,0^\circ = 32,0^\circ.$$

5. Угол отставания потока на выходе из диффузора располагается в диапазоне $\delta_4 = 2 \dots 3^\circ$. Принимаем $\delta_4 = 2^\circ$.

6. Угол потока на выходе из диффузора

$$\alpha_4 = \alpha_{4л} + \delta_4 = 32,0^\circ + 2^\circ = 34,0^\circ.$$

7. Отношение площадей проходных сечений на выходе и входе в диффузор

$$\bar{f} = \frac{F_4}{F_3} = \frac{D_4 b_4 \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3} = \frac{0,110 \cdot 3,65 \cdot 10^{-3} \sin 34^\circ}{0,088 \cdot 3,25 \cdot 10^{-3} \sin 23,9^\circ} = 1,94.$$

Отношение площадей \bar{f} обычно лежит в интервале $1,8 \dots 2,6$.

8. Радиус кривизны лопатки диффузора

$$R_{л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cos \alpha_{4л} - D_3 \cos \alpha_{3л})} = \frac{0,110^2 - 0,088^2}{4 \cdot (0,110 \cdot \cos 32^\circ - 0,088 \cdot \cos 22^\circ)} = 0,093 \text{ м}.$$

9. Количество лопаток диффузора выбирается из диапазона $Z_\theta = 8 \dots 25$. Принимаем $Z_\theta = 20$.

10. Средний угол расширения межлопаточного канала диффузора

$$\theta_{cp} = \frac{180^\circ}{Z_\theta} \left[2 - \frac{D_3}{2R_{л}} \cos \alpha_{3л} - \frac{D_4}{2R_{л}} \cos \alpha_{4л} \right] = \frac{180^\circ}{20} \cdot \left[2 - \frac{0,088}{2 \cdot 0,093} \cos 22^\circ - \frac{0,110}{2 \cdot 0,093} \cos 32^\circ \right] = 9,5^\circ.$$

Угол θ_{cp} обычно располагается в диапазоне от 6 до 10° .

11. Коэффициент трения ξ_θ в лопаточном диффузоре можно определить с помощью графиков на рис. 7 по величинам λ_3 , \bar{f} и θ_{cp} . В рассматриваемом случае $\xi_\theta = 0,09$.

12. Коэффициент восстановления полного давления лопаточного диффузора

$$\sigma_\theta = 1 - \frac{k}{k+1} \xi_\theta \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_3^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_3^2 = 1 - \frac{1,4}{1,4+1} \cdot 0,09 \left(1 - \frac{1,4-1}{1,4+1} \cdot 0,606^2 \right)^{2,5} \cdot 0,606^2 = 0,984.$$

13. Полное давление на выходе из диффузора

$$p_4^* = \sigma_\theta p_3^* = 0,984 \cdot 158,1 = 155,6 \text{ кПа}.$$

14. Площадь на выходе из диффузора

$$F_4 = \pi D_4 b_4 = \pi \cdot 0,110 \cdot 3,65 \cdot 10^{-3} = 1,261 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

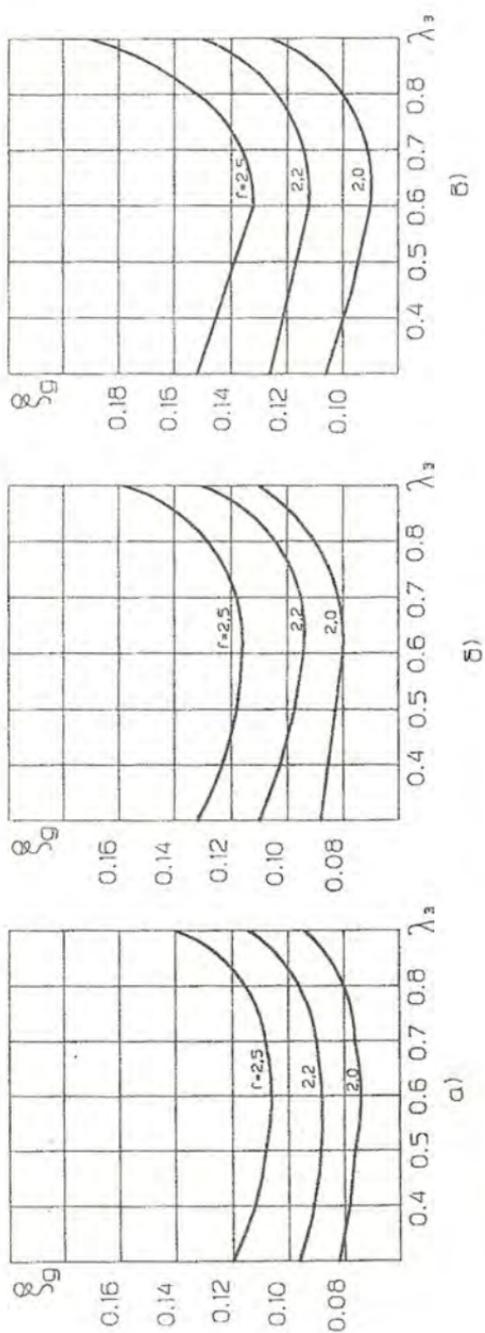


Рис. 7. Зависимость коэффициента потерь лопаточного диффузора от приведенной скорости $\lambda_{\text{з}}$ при различных значениях \bar{r}
а - $\theta_{\text{ср}} = 6^\circ$; б - $\theta_{\text{ср}} = 8^\circ$; в - $\theta_{\text{ср}} = 10^\circ$

15. Газодинамические функции

$$q(\lambda_4) = \frac{G\sqrt{T_k^*}}{40,37 \cdot \rho_4^* F_4 \sin \alpha_4} = \frac{0,12\sqrt{341,9}}{40,37 \cdot 155,6 \cdot 1,261 \cdot 10^{-3} \sin 34^\circ} = 0,5009.$$

С помощью таблиц ГДФ определяются значения $\lambda_4 = 0,333$ и $\varepsilon(\lambda_4) = 0,9545$.

16. Плотность потока на выходе из диффузора

$$\rho_4 = \frac{P_4^*}{RT_k^*} \varepsilon(\lambda_4) = \frac{155,6}{0,287 \cdot 341,9} \cdot 0,9545 = 1,51 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

17. Скорость потока на выходе из диффузора и ее составляющие

$$C_4 = \lambda_4 \sqrt{\frac{2k}{k+1} T_k^* R \cdot 10^3} = 0,333 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 341,9 \cdot 0,287 \cdot 10^3} = 112,7 \text{ м/с};$$

$$C_{4r} = C_4 \sin \alpha_4 = 112,7 \sin 34^\circ = 63,0 \text{ м/с};$$

$$C_{4u} = C_4 \cos \alpha_4 = 112,7 \cos 34^\circ = 93,4 \text{ м/с}.$$

3.4 Определение параметров потока на выходе из спирального сборника (сборной улитки)

Схема спирального сборника в виде несимметричной улитки с двумя выходными патрубками представлена на рис. 8. Течение воздуха в спиральном сборнике носит сложный характер. Окружная скорость потока и давление изменяются по радиусу. Поэтому при выполнении проектного газодинамического расчета сборной улитки делается ряд упрощающих предположений.

Считают, что радиальная составляющая скорости потока существенно меньше окружной и поэтому скорость потока определяется в основном его окружной составляющей.

Изменение окружной составляющей скорости потока подчиняется закону постоянной циркуляции $C_{\text{цг}} = \text{const}$. Плотность воздуха при его движении в спиральном сборнике остается практически постоянной и равной ρ_4 . Предполагается также, что в выходном сечении сборной улитки Γ – Γ параметры потока равномерны по сечению.

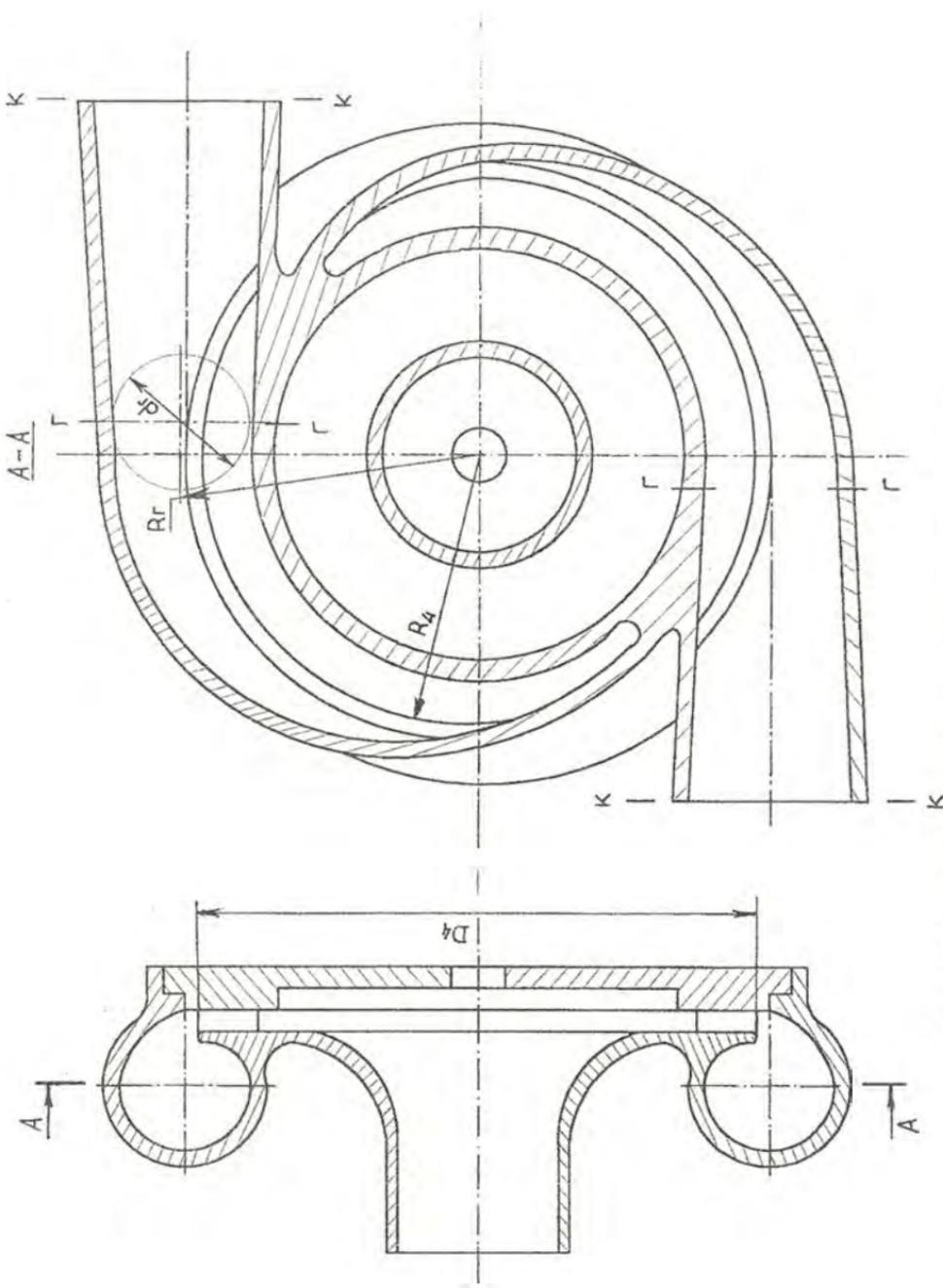


Рис. 8. Схема спирального сборника с двумя выходными патрубками

Определение параметров потока на выходе из сборной улитки проводится в следующей последовательности.

1. Значение относительного радиуса центра тяжести выходного сечения располагается в диапазоне $\bar{R}_r = \bar{R}_r/R_4 = 1,03 \dots 1,08$. Принимаем $\bar{R}_r = 1,04$.
2. Диаметр расположения центра сечения на выходе из спирального сборника

$$D_r = 2 R_r = D_4 \cdot \bar{R}_r = 0,110 \cdot 1,04 = 0,114 \text{ м.}$$

3. Скорость потока в выходном сечении

$$C_r = \frac{C_{4n}}{R_r} = \frac{93,4}{1,04} = 89,8 \text{ м/с.}$$

4. Площадь поперечного сечения на входе в отводящий патрубок

$$F_r = \frac{G}{Z_{\text{вих.н}} C_r \rho_4} = \frac{0,12}{2 \cdot 89,8 \cdot 1,51} = 4,425 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

5. Диаметр круглого сечения на входе в отводящий патрубок

$$d_r = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,425 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 2,4 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

6. Значение коэффициента потерь несимметричной сборной улитки располагается в диапазоне $\xi_y = 0,1 \dots 0,3$. Принимаем $\xi_y = 0,15$.

7. Полное давление на входе в отводящий патрубок

$$p_r^* = p_4^* - \xi_y \frac{\rho_4 C_4^2}{2} \cdot 10^{-3} = 155,6 - 0,15 \cdot \frac{1,51 \cdot 112,7^2}{2} \cdot 10^{-3} = 154,2 \text{ кПа.}$$

3.5 Определение параметров потока на выходе из компрессора

Последними элементами по ходу воздушного потока в проточной части компрессора являются выходные патрубки, расположенные между сечениями Г-Г и К-К (см. рис. 9). С ними стыкуется воздушная магистраль ДВС. Площадь поперечного сечения выходного патрубка либо неизменна, либо характеризуется небольшой степенью диффузорности. В последнем случае выходной патрубок называется коническим диффузором. Схема конического диф-

фузора представлена на рис. 9. Угол раскрытия конического диффузора $\alpha_{кд} = 2 \arctg [(d_k - d_r)/2L_{кд}]$ не превышает $10...12^\circ$. Поэтому при заданном ограничении по $\alpha_{кд}$ минимальная длина конического диффузора будет равна

$$L_{кд\text{min}} = \frac{d_k - d_r}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_{кд}}{2}.$$

В нашем случае $d_k = d_r$. Следовательно, площадь

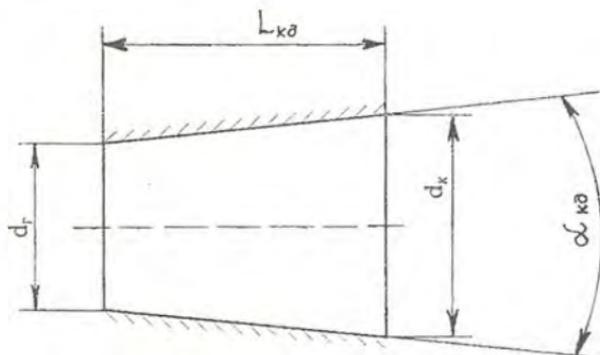


Рис. 9. Схема проточной части конического диффузора

поперечного сечения выходного патрубка будет неизменна.

Параметры потока на выходе из компрессора определяются следующим образом.

1. Значения коэффициента потерь на трение в выходном патрубке располагаются в диапазоне $\xi_{\text{вых.п}} = 0,005...0,008$. Принимаем $\xi_{\text{вых.п}} = 0,006$.
2. Полное давление на выходе из компрессора

$$p_k^{*'} = p_r^* - \xi_{\text{вых.п}} \frac{\rho_4 C_{\Gamma}^2}{2} \cdot 10^{-3} = 154,2 - 0,006 \cdot \frac{1,51 \cdot 89,8^2}{2} \cdot 10^{-3} = 154,16 \text{ кПа}.$$

Теперь следует сравнить полученное значение давления $p_k^{*'}$ с рассчитанным в п. 8 разд. 1.2:

$$\overline{\delta p_k^*} = \frac{p_k^* - p_k^{*'}}{p_k^*} \cdot 100\% = \frac{158,1 - 154,16}{158,1} \cdot 100\% = 2,5\%.$$

Расхождение значений давления p_k^* не должно превышать 3%. В противном случае надо скорректировать уровень потерь в элементах проточной части ЦБК.

После проведения газодинамического расчета переходят к профилированию основных элементов проточной части ЦБК.

4 ПРОФИЛИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Завершающим этапом газодинамического проектирования ЦБК является построение лопаточных венцов ННА, РК, лопаточного диффузора и формирование контура спирального сборника. Рассмотрим отдельно каждую из перечисленных задач.

4.1 Профилирование неподвижного направляющего аппарата

При проектировании лопаточного венца ННА необходимо построить несколько плоских решеток профилей, расположенных на различных диаметрах. В настоящем методическом пособии такие решетки выполняются на втулочном, среднем и периферийном диаметрах.

Решение задачи проектирования плоской решетки ННА (рис. 10) условно разбито на две части. В первую очередь проводится оценка таких геометрических параметров решетки и профилей, как шаг t , хорда b , ширина лопаточного венца S , лопаточные углы на входе $\alpha_{0л}$ и выходе $\alpha_{1л}$ из решетки, угол изгиба профиля θ , радиусы скругления кромок профиля на входе r_0 и выходе r_1 , радиус средней линии профиля R_n , углы заострения кромок профиля на входе ω_0 и на выходе ω_1 . Таким образом устанавливаются границы участков контура профиля. В дальнейшем формируются контуры спинки и корытца профиля.

4.1.1 Оценка значений геометрических параметров решетки и ее профилей

В качестве исходных данных для решения этой задачи используются величины углов потока α_0 и α_1 , принятые и найденные в результате газодинамического расчета ННА, а также число лопаток $Z_{ННА} = 8$ (см. подразд. 2.2).

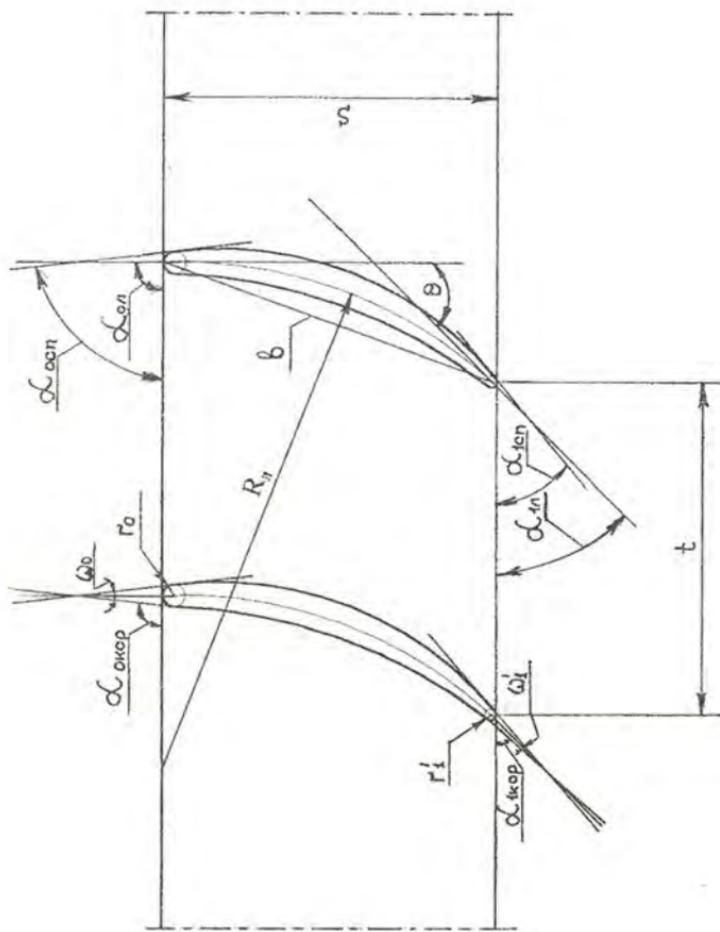


Рис. 10. Схема решетки профилей ленток ННА

Принимают, что на входе в ННА $\alpha_{0л} = \alpha_0 = 90^\circ$, а на выходе $\alpha_{1л} = \alpha_1$.

Шаг решетки определяют в соответствии с рассматриваемым диаметром и принятым числом лопаток ННА:

$$t = \frac{\pi D}{Z_{ННА}}.$$

Оптимальное значение относительного шага располагается в диапазоне $\bar{t}_{опт} = (t/b)_{опт} = 0,9 \dots 1,3$. Величина $\bar{t}_{опт}$ увеличивается от втулки к периферии. По выбранному значению относительного шага можно определить хорду:

$$b = \frac{t}{t_{опт}}.$$

Угол изгиба средней линии лопатки равен $\theta = \alpha_{0л} - \alpha_{1л}$. Средняя линия выполняется дугой окружности, радиус которой равен

$$R_{лл} = \frac{b}{2 \sin \frac{\theta}{2}}.$$

Ширина лопаточного венца находится следующим образом:

$$S = R_{лл} \sin \theta.$$

Угол установки профиля в решетку определяется как $\gamma_{уст} = 90^\circ - 0,5\theta$.

Радиус скругления выходной кромки r_1 желательно выполнять как можно меньше $r_1 = 0,15 \dots 0,20$ мм. Радиус скругления входной кромки r_0 больше r_1 на $0,10 \dots 0,20$ мм.

Угол заострения входной кромки выбирается из диапазона $\omega_0 = 8 \dots 20^\circ$, а выходной кромки – из диапазона $\omega_1 = 6 \dots 15^\circ$.

Тогда на входе в решетку угол между фронтом решетки и касательной к спинке равен $\alpha_{0сп} = \alpha_{0л} - 0,5\omega_0$, а угол между фронтом решетки и касательной к корытцу $\alpha_{0кор} = \alpha_{0л} + 0,5\omega_0$. Аналогично на выходе угол между фронтом решетки и касательной к спинке $\alpha_{1сп} = \alpha_{1л} - 0,5\omega_1$, а угол между фронтом решетки и касательной к корытцу $\alpha_{1кор} = \alpha_{1л} + 0,5\omega_1$.

Все значения параметров для рассматриваемого в пособии случая занесены в табл. 1.

Значения геометрических параметров решеток и профилей ННА

Параметр	Размерность	Контрольные сечения		
		$D_{вт}$	$D_{ср}$	$D_{пер}$
D	мм	19,0	30,5	42,0
$\alpha_{0л}$	град	90	90	90
$\alpha_{1л}$	град	64,8	73,7	78,0
t	мм	7,46	11,98	16,50
t_{opt}	-	1,00	1,15	1,30
b	мм	7,46	10,42	12,70
θ	град	25,2	16,3	12,0
$R_{л}$	мм	17,10	36,76	60,74
$\gamma_{уст}$	град	77,4	81,8	84,0 (83,0)
S	мм	7,28	10,32	12,62 (12,60)
r_0	мм	0,4	0,4	0,4
r_1	мм	0,2	0,2	0,2
ω_0	град	15	14	13
ω_1	град	10	9	8
$\alpha_{0сп}$	град	82,5	83,0	84,5
$\alpha_{0кор}$	град	97,5	97,0	96,5
$\alpha_{1сп}$	град	59,8	69,2	74,0
$\alpha_{1кор}$	град	69,8	78,2	82,0

4.1.2 Построение профилей лопаток с помощью дуг окружностей и отрезков прямых

Выполнение контура профиля лопаток целесообразно производить в масштабе не менее 5:1 в следующей последовательности (рис. 11).

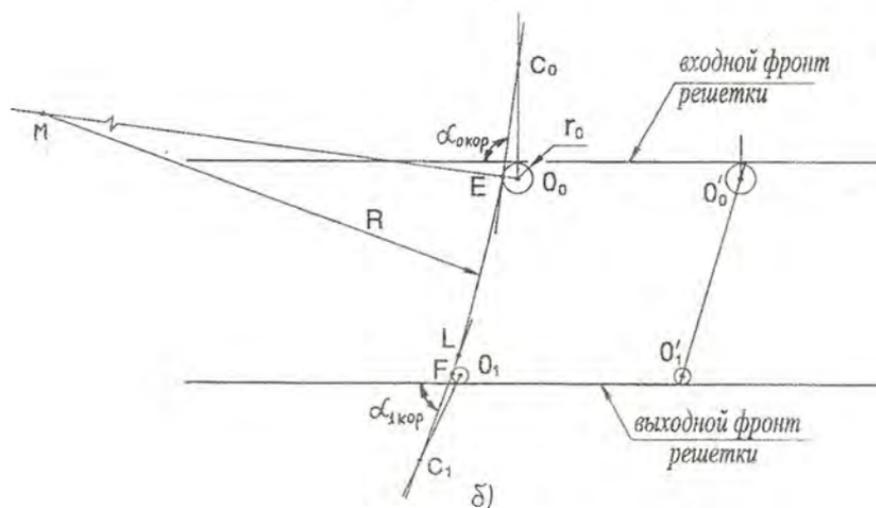
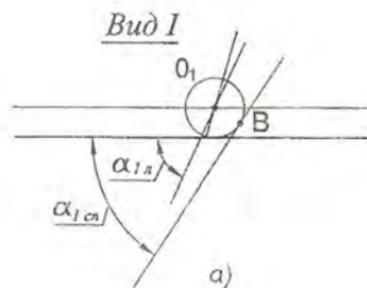
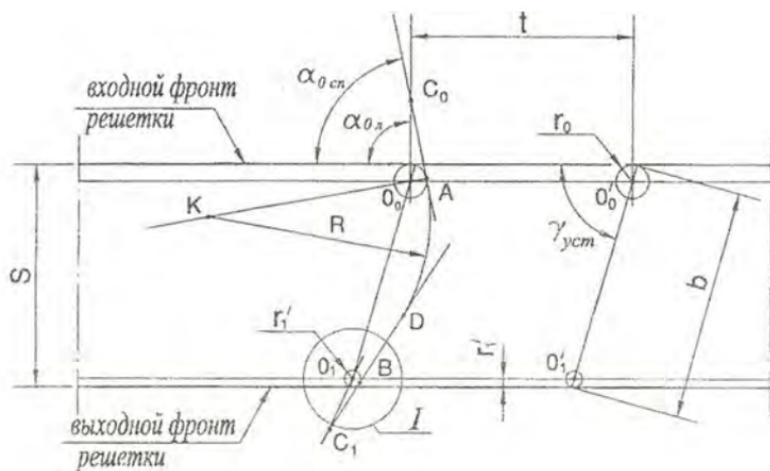


Рис. 11. Построение контура профиля лопаток ННА:
а – спинки; б – корытца

Первоначально следует провести горизонтальную прямую линию, на которой отметить точки O_0 и O'_0 на расстоянии шага t друг относительно друга (см. рис. 11,а). Вокруг этих точек выполнить окружности радиусом r_0 и провести входной фронт решетки в виде прямой, касательной к окружностям.

Затем на расстоянии S от входного фронта параллельно ему провести выходной фронт решетки. Под углом $\gamma_{\text{уст}}$ к входному фронту решетки через точки O_0 и O'_0 провести хорды b профилей. Параллельно выходному фронту на расстоянии r'_1 провести линию, которая пересечет хорды в точках O_1 и O'_1 . Вокруг этих точек выполнить окружности выходных кромок радиусом r'_1 .

В дальнейшем описывается формирование контуров спинки и корытца одного профиля. Другие профили строятся аналогично.

Построение контура спинки профиля

Под углом $\alpha_{0л}$ к входному фронту через точку O_0 провести одну прямую, а вторую AC_0 провести касательно к окружности радиуса r_0 под углом $\alpha_{0сп}$ к входному фронту. Пусть эта прямая касается окружности в точке A .

Аналогично к выходному фронту под углом $\alpha_{1л}$ провести одну прямую через точку O_1 , а вторую O_1B – касательно к окружности радиуса r'_1 под углом $\alpha_{1сп}$.

Затем из точки A восстановить перпендикуляр к прямой AC_0 . На этом перпендикуляре найти точку K – центр дуги окружности, проходящей через точку A и сопрягающейся с линией C_1B в некоторой точке D . Провести дугу AD . Таким образом будет получен контур спинки профиля.

Построение контура корытца профиля

Провести под углом $\alpha_{0кор}$ к входному фронту линию (см. рис. 11,б), касательную к окружности радиуса r_0 . Эта прямая пройдет через точку C_0 и коснется окружности в некоторой точке E .

Аналогично под углом $\alpha_{1кор}$ к выходному фронту провести прямую, касательную окружности радиуса r'_1 . Она пройдет через точку C_1 и коснется окружности в некоторой точке F .

Восстановить перпендикуляр из точки E к прямой C_0E . Найти на нем центр M дуги окружности, проходящей через точку E и сопрягающейся с прямой C_1F в некоторой точке L . Провести дугу EL . Таким образом построен контур корытца профиля.

Если точка сопряжения L окажется за выходной кромкой (за точкой F), тогда следует несколько (не более, чем на $3...5^\circ$) уменьшить угол установки $\gamma_{уст}$ и повторить построение контура профиля по предложенной методике.

На рис. 12...14 даны профили, геометрические параметры которых приведены в табл. 1. При построении профиля в контрольном сечении на $D_{пер}$ пришлось частично скорректировать первоначально выбранные значения параметров. Уточненные значения геометрических параметров даны в табл. 1 в скобках.

4.2 Профилирование рабочего колеса

При профилировании рабочего колеса ЦБК решается две задачи. Во-первых, формируется канал в меридиональной плоскости и, во-вторых, профилируется входная часть лопаток РК.

4.2.1 Профилирование канала рабочего колеса в меридиональной плоскости

В технической литературе, например [1] и [2], приводятся несколько методов профилирования каналов РК в меридиональной плоскости. В настоящей работе в учебных целях предлагается один из наиболее простых способов профилирования, базирующийся на методике работы [2].

В качестве исходных данных принимаются полученные ранее диаметры $D_{1вт}$, $D_{1пер}$, D_2 , высоты канала на входе $b_1 = b_B$ и на выходе b_2 из РК. Форма канала РК в меридиональной плоскости приведена на рис. 15. Прямолиней-

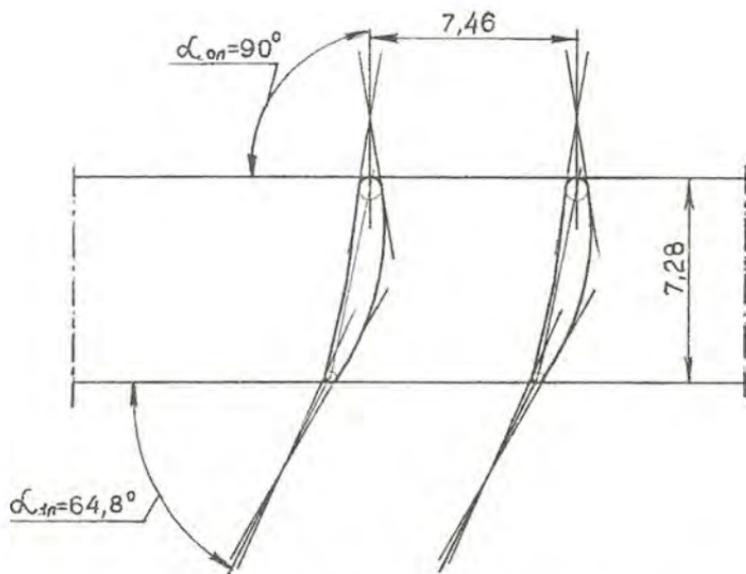


Рис. 12. Решетка профилей ННА во втулочном сечении

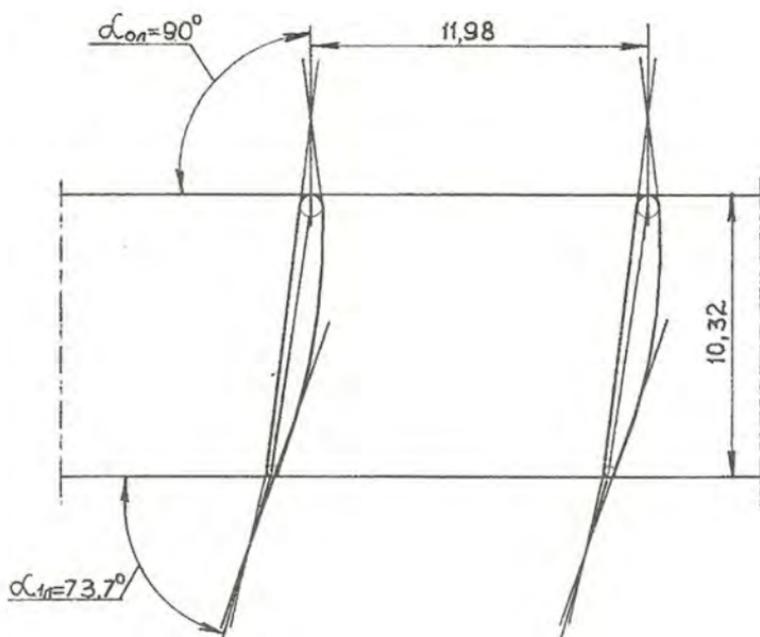


Рис. 13. Решетка профилей ННА на среднем диаметре

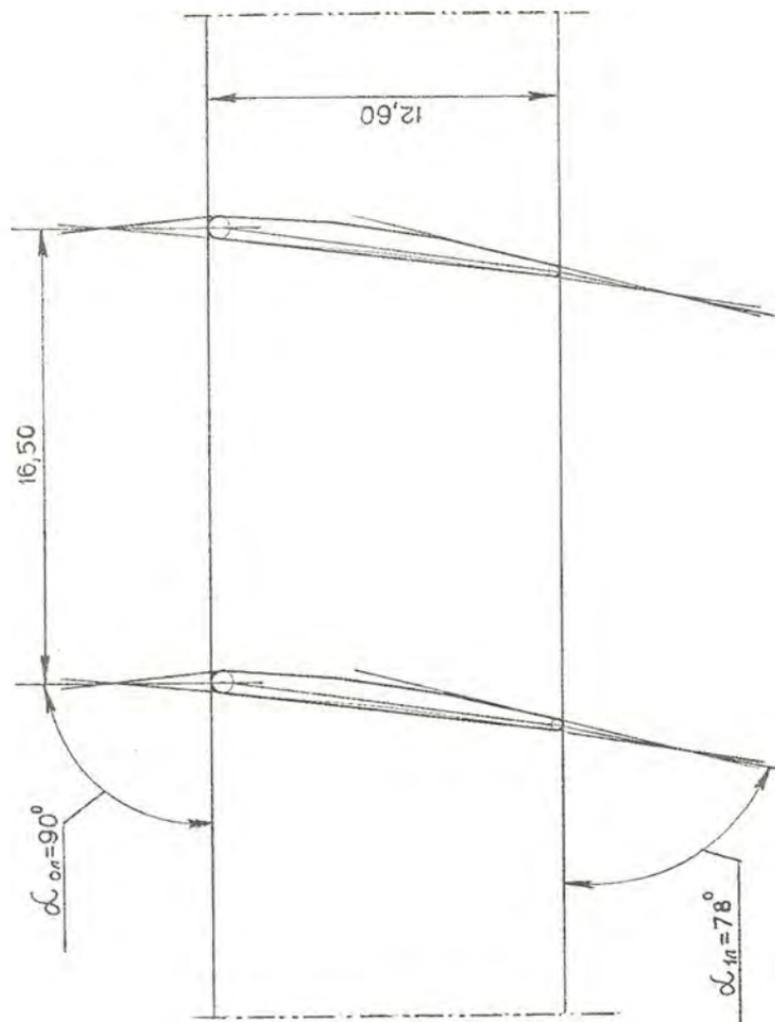


Рис. 14. Решетка профилей лопаток ННА в периферийном сечении

ные участки внутренней стенки канала на входе и выходе из РК сопряжены дугой окружности радиусом R_m в точках А и В.

Оценка недостающих геометрических параметров проводится следующим образом. Угол наклона внутренней стенки канала на входе в РК выбирается из диапазона $\theta_1 = 0 \dots 15^\circ$ (рис. 15), а на выходе из РК - $\theta_2 = 5 \dots 10^\circ$. Относительный осевой размер канала РК $\bar{S}_{PK} = S_{PK}/D_2$ находится в диапазоне $0,20 \dots 0,35$, а диаметр, на котором располагается точка сопряжения В, определяется с помощью соотношения $D_B = (0,75 \dots 0,85)D_2$.

Если $\theta_1 \neq 0$, радиус R_m дуги окружности сопряжения находится по формуле

$$R_m = \frac{S_{PK} - 0,5(D_2 - D_B)tg\theta_2 - 0,5(D_B - D_{1от})ctg\theta_1}{\cos\theta_2 - \sin\theta_1 - ctg\theta_1(\cos\theta_1 - \sin\theta_2)},$$

а если $\theta_1 = 0$, тогда

$$R_m = \frac{S_{PK} - 0,5(D_2 - D_B)tg\theta_2}{\cos\theta_2}.$$

При оценке радиуса R_m следует учитывать то, что его величина не может превышать значение R_{max} , определяемое по формуле

$$R_{max} = \frac{D_B - D_{1от}}{2(\cos\theta_1 - \sin\theta_2)},$$

а выбираемая величина S_{PK} должна быть больше значения $S_{PK\ min}$:

$$S_{PK\ min} = R_{max}(\cos\theta_2 - \sin\theta_1) + 0,5(D_2 - D_B)tg\theta_2.$$

Значения перечисленных выше параметров для рассматриваемого в учебном пособии случая приведены в табл. 2.

Внутренний контур канала РК в меридиональной плоскости вычерчивается в следующей последовательности (см. рис. 16). На горизонтальной линии откладывается ширина канала $CD = S_{PK}$. Из точки D восстанавливается перпендикуляр DE протяженностью $(D_2 - D_{1вт})/2$. На нем откладывается отрезок $DF = (D_B - D_{1вт})/2$. Через точку F проводится горизонтальная линия.

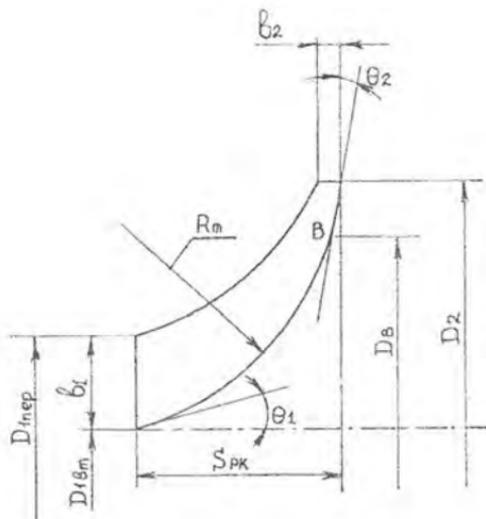


Рис. 15. Форма каналов РК в меридиональной плоскости

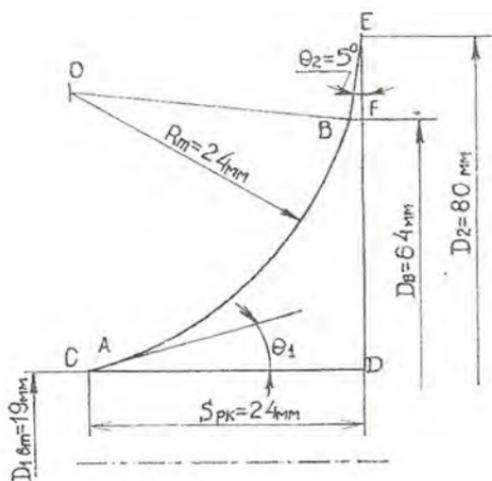


Рис. 16. Построение внутреннего контура канала РК в меридиональной плоскости

С этой линией в точке В пересекается прямая ЕВ, проведенная к линии ЕД под углом θ_2 .

Таблица 2

Значения геометрических параметров, характеризующих форму канала РК в меридиональной плоскости

Параметр	Размерность	Значение параметра	Параметр	Размерность	Значение параметра
$D_{1вт}$	мм	19,0	θ_2	град	5
$D_{1ср}$	мм	30,5	$S_{РК}$	-	0,3
$D_{1пер}$	мм	42,0	$S_{РК}$	мм	24,0
b_1	мм	11,5	D_B	мм	64,0
D_2	мм	80,0	R_m	мм	24,4
b_2	мм	3,25	R_{max}	мм	25,1
θ_1	град	10	$S_{РК min}$	мм	21,3

Из точки В восстанавливается перпендикуляр к линии ЕВ длиной $OB = R_m$. Затем радиусом R_m выполняется дуга окружности с центром в точке О. К этой дуге из точки С проводится касательная СА. В результате получается внутренний контур канала.

Внешний контур канала получается при проведении ряда вспомогательных окружностей, касательных к внутреннему и внешнему контуру, при плавном изменении диаметров окружностей от размера $d = b_1 = 0,5(D_{1пер} - D_{1вт})$ на входе до величины $d = b_2$ на выходе. Схема формирования внешнего контура канала приведена на рис. 17. Здесь же показана центроида – линия, на которой располагаются центры вписанных окружностей диаметром d . Ее общая длина обозначается как L_0 , а длина внутреннего контура – как L . Величина L_0 приблизительно определяется с помощью соотношения $L_0 = K_L L$, где $K_L = 1 - \frac{1}{2R_m} \left(\frac{D_{1пер} - D_{1вт}}{2} + b_2 \right)$ – коэффициент пропорциональности.

Значение L находится по формуле

$$L = \frac{\pi R_m}{180} (90^\circ - \theta_1 - \theta_2) + \frac{D_2 - D_B}{2 \cos \theta_2} + \frac{1}{\sin \theta_1} \left[\frac{D_B - D_{1em}}{2} - R_m (\cos \theta_1 - \sin \theta_2) \right],$$

если $\theta_1 \neq 0$, и

$$L = \frac{\pi R_m}{180} (90^\circ - \theta_1 - \theta_2) + \frac{D_2 - D_B}{2 \cos \theta_2}, \text{ если } \theta_1 = 0.$$

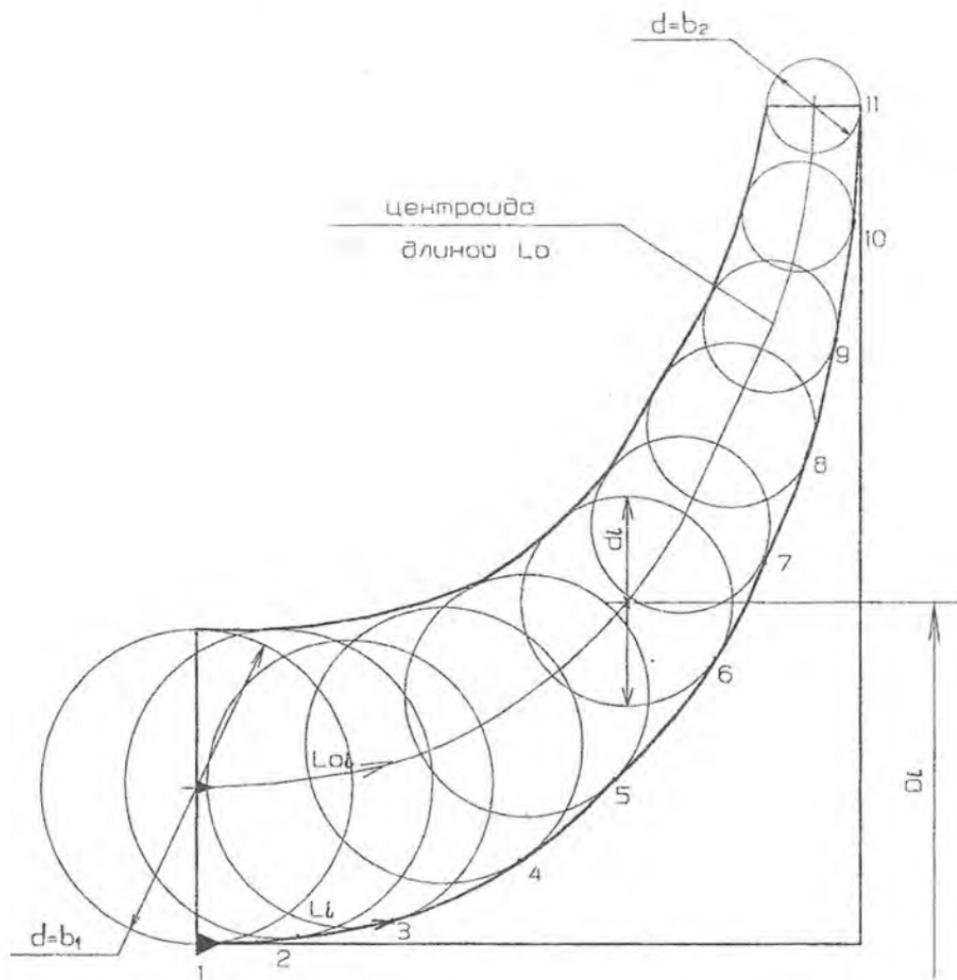


Рис. 17. Схема формирования внешнего контура канала

В рассматриваемом в учебном пособии случае

$$K_L = 1 - \frac{1}{2 \cdot 24,4} \cdot \left(\frac{42 - 19}{2} + 3,25 \right) = 0,698;$$

$$L = \frac{\pi \cdot 24,4}{180} \cdot (90 - 10 - 5) + \frac{80 - 64}{2 \cos 5^\circ} + \frac{1}{\sin 10^\circ} \left[\frac{64 - 19}{2} - 24,4 \cdot (\cos 10^\circ - \sin 5^\circ) \right] = 43,4 \text{ мм};$$

$$L_0 = 0,698 \cdot 43,4 = 30,3 \text{ мм}.$$

Диаметры вписанных окружностей определяются исходя из следующих соображений. В соответствии с рекомендациями работы [1] изменение относительной площади канала $\bar{F} = \pi D d / F_1$ в зависимости от относительной длины центроиды $\bar{L}_0 = L_{0i} / L_0$ должно подчиняться кубической зависимости:

$$\bar{F} = C_0 + C_1 \bar{L}_0 + C_2 \bar{L}_0^2 + C_3 \bar{L}_0^3.$$

Коэффициенты этого полинома находят исходя из условий:

- при $\bar{L}_0 = 0$ значения $\bar{F} = 1$ и $\frac{d\bar{F}}{d\bar{L}_0} = 0$;

- при $\bar{L}_0 = 1$ величины $\bar{F} = F_2 / F_1$ и $\frac{d\bar{F}}{d\bar{L}_0} = -(0,6 \dots 0,7)$.

Для рассматриваемого примера

$$\bar{F} = 1 - 0,127 \bar{L}_0^2 - 0,132 \bar{L}_0^3.$$

Затем центроиду разбивают на n участков (обычно 8...12) и находят на границе каждого участка значения \bar{F}_i и $F_i = F_1 \cdot \bar{F}_i$ (см. табл. 3).

Формирование внешнего контура канала осуществляется в следующей последовательности. Внутренний контур разбивается точками на n (в рассматриваемом примере $n = 10$) отрезков (см. рис. 17). На входе в канал вписывается окружность диаметром b_1 , касательная внутреннего контура в точке 1. Затем намечается центр окружности того же диаметра, но касательный внутреннего контура в точке 2. Замеряется диаметр D , на котором располагается этот центр, и его величина записывается в табл. 3. Определяется ширина канала у точки 2 по формуле $d = F / \pi D$ и уже этим диаметром d вписывается окружность, касательная внутреннего контура в точке 2. Далее, перемещаясь к точке 3, намечается центр окружности предыдущего диаметра, касательной

Значения геометрических параметров, необходимых для построения внешнего контура канала РК

№ сечения		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
L_0	-	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
L_{01}	мм	0	3,03	6,06	9,09	12,12	15,15	18,18	21,21	24,24	27,27	30,30
L_1	мм	0	4,34	8,68	13,02	17,36	21,70	26,05	30,39	34,73	39,07	43,40
F_1	-	1	0,999	0,994	0,985	0,971	0,952	0,926	0,892	0,851	0,801	0,741
F_1	мм ²	1102	1100	1095	1085	1070	1049	1020	983	938	883	817
D_1	мм	30,5	31,6	33,8	36,6	40,4	45,0	50,6	57,0	64,4	72,6	80,0
d_1	мм	11,5	11,1	10,3	9,4	8,4	7,4	6,4	5,5	4,6	3,8	3,25

внутреннего контура в точке 3. Затем определяется диаметр D расположения этого центра и угоняется ширина канала d у точки 3, которым и выполняется окружность, касательная внутреннему контура в точке 3. Таким образом, вписывание окружностей осуществляется вплоть до выхода из канала. Внешний контур канала вычерчивается плавной (лекальной) кривой, касательной вписанных окружностей.

4.2.1 . Профилирование входной части лопаток рабочего колеса

Профилирование входной части рабочих лопаток обеспечивает безударный вход потока на лопатки, отсутствие обратных токов и отрыв потока в межлопаточных каналах. При этом обеспечивается уровень потерь, не превышающий принятый в газодинамическом расчете.

В качестве исходных данных используются число лопаток РК Z_{PK} и значения угла β_1 , полученные на различных диаметрах в газодинамическом расчете.

Требуется построить решетки профилей в трех контрольных сечениях (см. рис. 18) на диаметрах $D'_{1вт} = D_{1вт} + (2...3)$ мм, $D'_{1ср}$ и $D'_{1пер} = D_{1пер} - (2...3)$ мм.

Значения угла β_1 в контрольных сечениях определяются с помощью графика зависимости $\beta_1 = f(D_1)$ (см. рис. 18), построенного на основании результатов расчета разд. 2, и сводятся в табл. 4.

Входные кромки лопаток должны обеспечивать угол атаки $i = \beta_{1л} - \beta_1$ (см. рис. 19) в диапазоне от 0 до 5° . Поэтому $\beta_{1л} = \beta_1 + i$ (см. табл. 4).

Значения лопаточного угла $\beta_{2л}$ в месте контакта лопатки с диском РК находятся по зависимости $\beta_{2л} = f(D_1)$, задаваемой из условия обеспечения наименьших потерь в межлопаточном канале. В первом приближении можно задаться постоянным углом $\beta'_{2л} = 90^\circ$ на участке от $D_{пер}$ до $D_{ср}$ и линейным его уменьшением от 90° до $\beta_{1лвт}$ на участке от $D_{ср}$ до $D_{вт}$ (см. рис. 18).

Значения ширины решетки S_1 в различных контрольных сечениях определяются по форме канала РК (рис. 18) в меридиональной плоскости. Угол

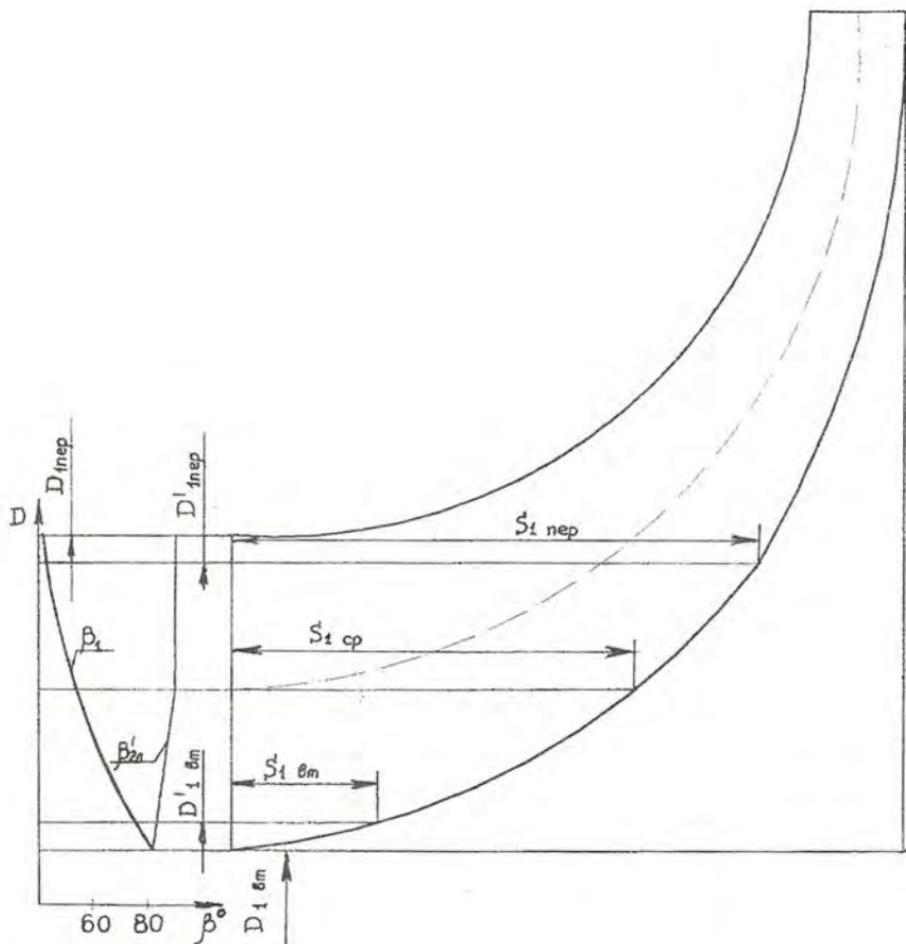


Рис. 18. Выбор контрольных сечений на входе в РК

изгиба профиля θ находится как разность $\theta = \beta'_{2n} - \beta_{1n}$ (рис. 19), а угол установки профиля равен $\gamma_{уст} = 0,5(\beta'_{2n} + \beta_{1n})$.

Радиус входной кромки профиля выбирается из диапазона $r_1 = 0,2 \dots 0,3$ мм, а угол ее заострения – из интервала $\omega_1 = 5 \dots 10^\circ$.

Шаг решетки на произвольном диаметре находится как $t_{1PK} = \pi D / Z_{PK}$. Если у втулки получается малое значение шага ($t < 3$ мм) и увеличивается загромождение на входе в колесо, целесообразно половину рабочих лопаток выполнять укороченными, т.е. начинающимися на большем диаметре (ориентировочно на D_{1nep}). В этом случае шаг решетки на входе в РК определяется по формуле

$$t_{1PK} = \frac{2\pi D}{Z_{PK}}$$

Таблица 4

Значения геометрических параметров решеток и профилей лопаток РК

 $Z_{PK} = 14$

Параметр	Размерность	Контрольные сечения		
		$D_{1вр}$	$D_{1ср}$	$D_{1нпр}$
D_1	мм	21,0	30,5	40,0
β_1	град	75,0	54,5	42,0
i	град	2,0	2,5	3,0
$\beta_{1в}$	град	77,0	57,0	45,0
$\beta'_{2н}$	град	80,0	90,0	90,0
S_1	мм	4,6	14,4	18,8
θ	град	3,0	33,0	45,0
$\gamma_{вер}$	град	78,5	73,5	67,5
r_1	мм	0,2	0,2	0,2
ω_2	град	6	6	6
t_{1PK}	мм	4,71	6,84	8,98
b	мм	4,69	15,02	20,35
R	мм	89,6	26,4	26,6
r_c	мм	1,0	1,0	1,0
$\beta_{1с}$	град	74,0	54,0	42,0
$\beta_{1к}$	град	80,0	60,0	48,0
R_c	мм	44,8	24,3	25,0
R_c'	мм	∞	29,0	28,4

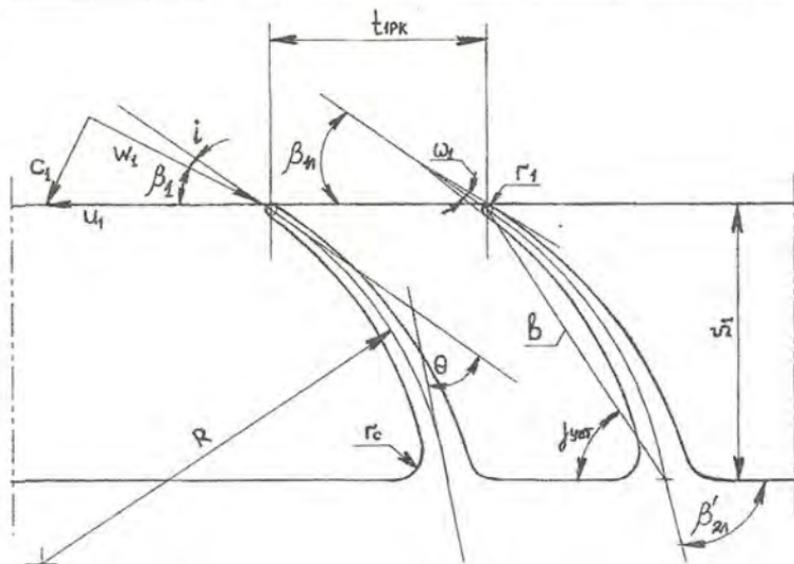


Рис. 19. Схема решетки профилей и треугольник скоростей на входе в РК

Хорда профиля определяется из выражения

$$b = \frac{S_1}{\sin \gamma_{уст}}$$

Радиус дуги окружности, по которой изогнута средняя линия профиля лопатки, вычисляется по формуле

$$R = \frac{b}{2 \sin \frac{\theta}{2}}$$

Значения радиуса сопряжения профиля лопатки с диском РК лежат в диапазоне $r_c = 0,5 \dots 1,5$ мм.

Графические работы, связанные с построением профиля, целесообразно проводить в масштабе 5:1 или 10:1.

Выполнение профиля лопатки осуществляется в следующей последовательности. Строятся две параллельные линии, расположенные друг относительно друга на расстоянии $S_1 - r_1$ (рис. 20). По нижней линии DD' осуществляется сопряжение лопатки с диском РК, а на верхней – располагаются центры дуг окружностей входных кромок лопаток. Потом на верхней линии отмечается две точки O_1 и O'_1 на расстоянии шага $t_{ПК}$ друг относительно друга и вокруг каждой описывается окружность радиусом r_1 . Над линией $O_1 O'_1$ проводится линия фронта на входе в решетку РК, касательная окружностей радиусом r_1 .

Из точки O_1 под углом $\beta_{1л}$ к входному фронту решетки проводится луч $O_1 B$.

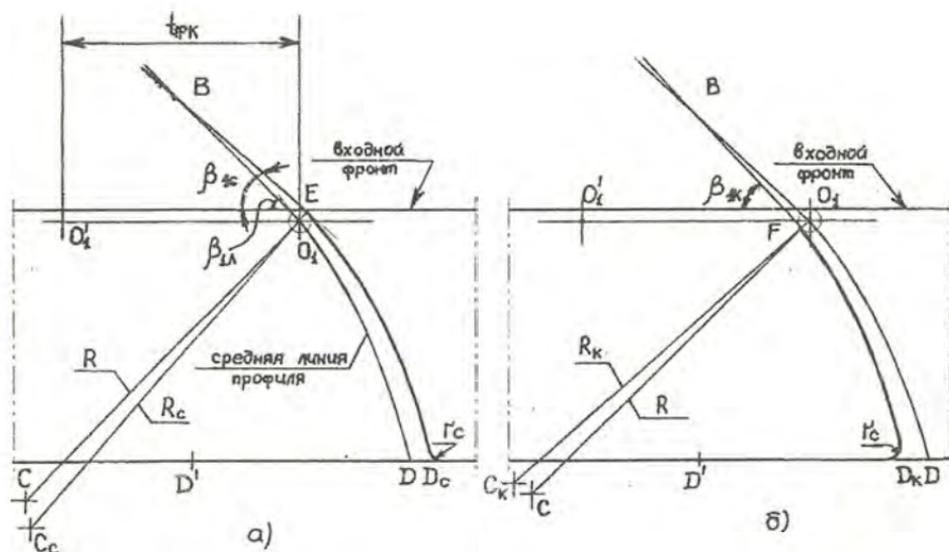


Рис. 20. Схема выполнения контура профиля входной части лопатки:

а – спинки; б – корытца

К нему из точки O_1 восстанавливается перпендикуляр, на котором откладывается отрезок $O_1C = R$. Из точки C дугой радиуса R проводится средняя линия профиля лопатки O_1D .

Контур спинки лопатки строится следующим образом (рис. 20,а). Под углом $\beta_{1c} = \beta_{1л} - 0,5\omega_1$ к входному фронту решетки проводится линия BE , касательная в точке E дуги входной кромки лопатки. Из точки касания E восстанавливается перпендикуляр EC_c длиной R_c , приблизительно вычисляемой по формуле

$$R_c = \frac{b}{2 \sin\left(\frac{\beta_{2л}^j - \beta_{1c}}{2}\right)}.$$

Затем контур спинки описывается дугой окружности радиуса R_c .

Контур корытца лопатки строится в следующей последовательности. Под углом $\beta_{1к} = \beta_{1л} + 0,5\omega_1$ к входному фронту решетки проводится линия BF , касательная окружности входной кромки в точке F . Из точки касания F восстанавливается перпендикуляр FC_k длиной R_k , приблизительно определяемой по выражению

$$R_k = \frac{b}{2 \sin\left(\frac{\beta_{2л}^j - \beta_{1к}}{2}\right)}.$$

Затем контур корытца описывается дугой окружности R_k . Желательно, чтобы толщина лопаток у диска (расстояние $D_k D_c$) не превышала 2,0...2,5 мм.

Контур спинки и корытца лопатки сопрягаются с линией DD' дугами окружности радиуса r_c .

В табл. 4 представлены значения параметров решеток РК рассматриваемого примера в контрольных сечениях на втулочном, среднем и периферийном диаметрах, а на рис. 21 даны сами решетки профилей в указанных сечениях.

4.3 Профилирование спирального сборника в окружной плоскости

Внешний и внутренний контуры спирального сборника обычно выполняются с помощью сопрягающихся дуг окружностей (рис. 22). Центрами дуг окружностей являются вершины квадрата со стороной a , расположенного в центре сборной улитки.

Если компрессор имеет один отвод (рис. 22), величина стороны квадрата равна $a = 0,25d_i$. Внешний контур спирального сборника в этом случае можно описать с помощью четырех дуг окружностей с радиусами (см. рис. 22,а): R'_1 ; $R'_2 = R'_1 + a$; $R'_3 = R'_1 + 2a$; $R'_4 = R'_1 + 3a$. По поводу выбора значения R'_1 в технической литературе имеются различные рекомендации в зависимости от особенностей конструкции агрегата наддува. Ориентировочно можно считать $R'_1 = 0,5(D_i + a - d_i)$.

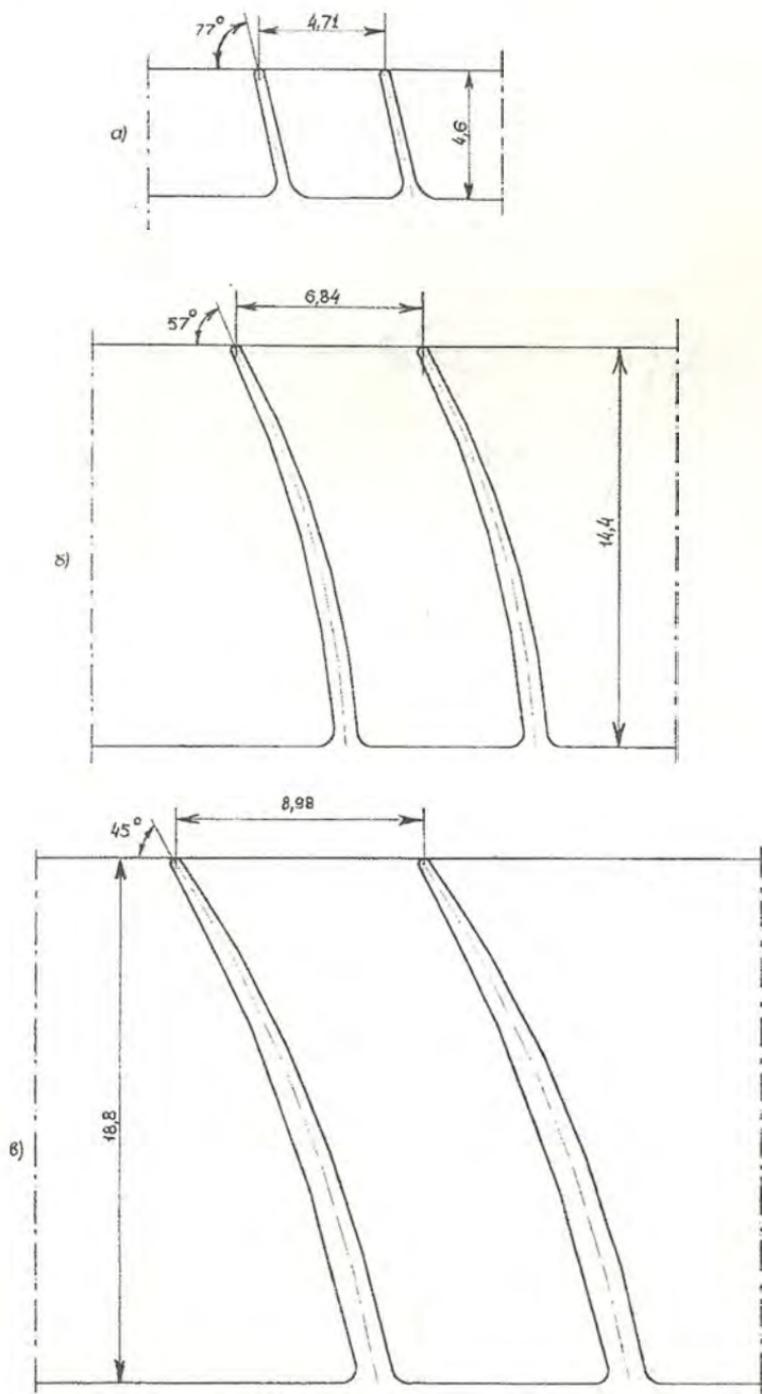


Рис. 21. Решетки профилей в контрольных сечениях на:
 а – втулочном диаметре; б – среднем диаметре; в – периферийном диаметре

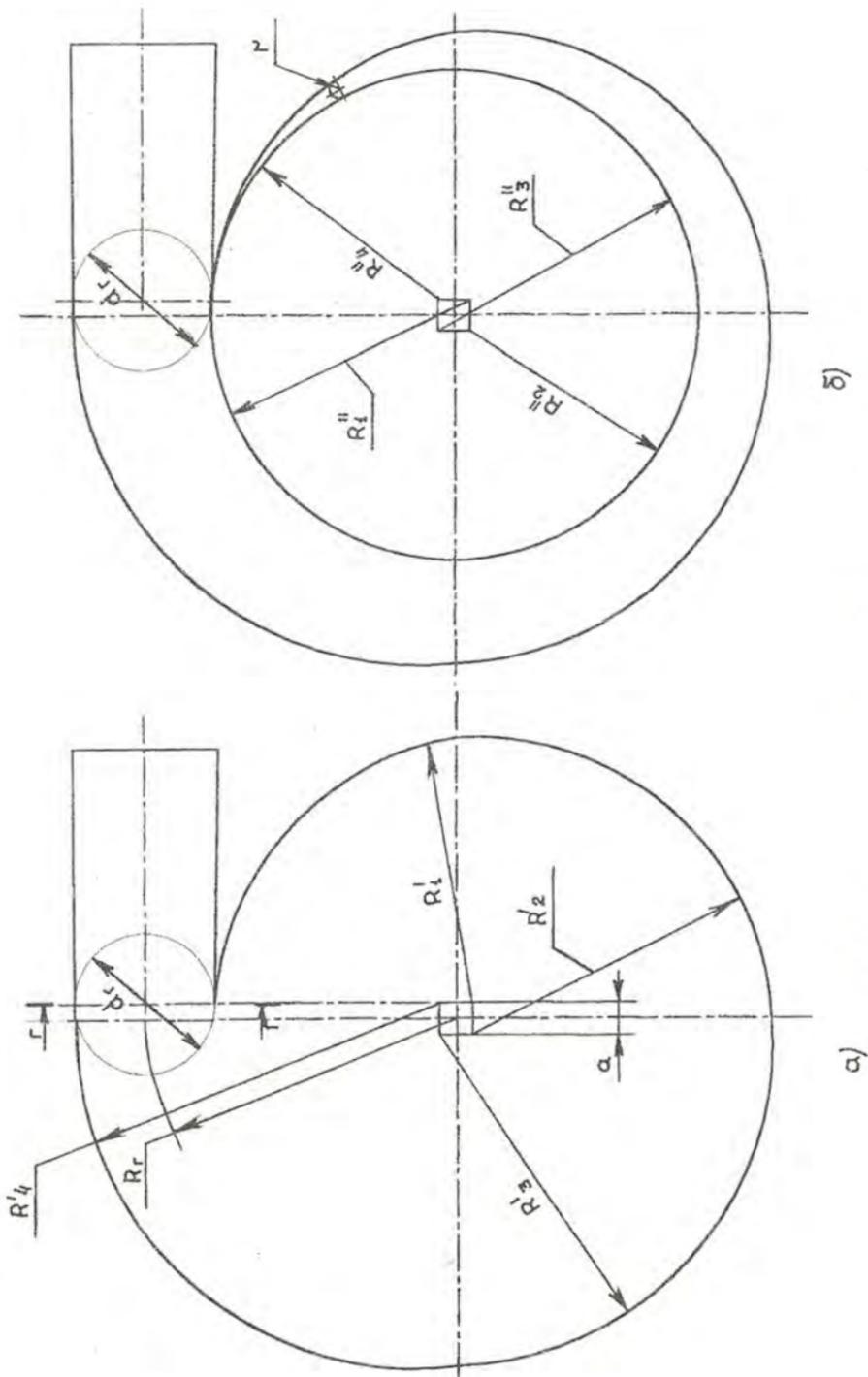


Рис. 22. Схема профилирования спирального сборника с одним отводом:
 а – внешнего контура; б – внутреннего контура

Внутренний контур сборной улитки также можно описать с помощью четырех дуг окружностей (см. рис. 22,б): $R''_1 = R'_1$; $R''_2 = R'_1 - a$; $R''_3 = R'_1$ и $R''_4 = R'_1 - a$. Внешний и внутренний контуры сопрягаются дугой окружности радиуса $r = 1,0 \dots 1,5$ мм.

Если же у компрессора два отвода, как в рассматриваемом в настоящем пособии примере, то $a = 0,5d_r$ и каждая половина внешнего и внутреннего контура спирального сборника формируется двумя дугами окружностей (рис. 23). Внешний контур описывается дугами окружностей радиусов R'_1 и $R'_2 = R'_1 + a$, а внутренний контур – дугами окружностей радиусов $R''_1 = R'_1$ и $R''_2 = R'_1 - a$. Внешний и внутренний контуры сопрягаются дугой окружности радиуса $r = 1,0 \dots 1,5$ мм. Значения основных геометрических параметров спирального сборника рассматриваемого примера расчета приведены в табл. 5.

После выполнения контура сборной улитки следует перейти к построению проточной части патрубка отвода. При этом первоначально необходимо определить минимальную длину патрубка отвода по формуле

$$L_{\text{кд min}} = \frac{d_k - d_r}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_{\text{кд}}}{2},$$

где $\alpha_{\text{кд}} = 10 \dots 12^\circ$ - допустимый угол раскрытия конического диффузора. Действительное значение длины патрубка $L_{\text{кд}}$ принимается исходя из конструктивных соображений, но оно должно быть больше $L_{\text{кд min}}$. В нашем случае $d_k = d_r$, поэтому указанное выше ограничение выполняется при любой длине $L_{\text{кд}}$. Принимаем $L_{\text{кд}} = 50$ мм.

Таблица 5

Значения основных геометрических параметров спирального сборника с двумя отводами

Параметр	Размерность	Значение	Параметр	Размерность	Значение
D_r	мм	114	R'_2	мм	63
R_r	мм	57	R''_1	мм	51
d_r	мм	24	R''_2	мм	39
a	мм	12	r	мм	1,5
R'_1	мм	51			

На этом заканчивается газодинамическое проектирование центробежного компрессора. Его результаты используются для конструирования агрегата наддува ДВС.

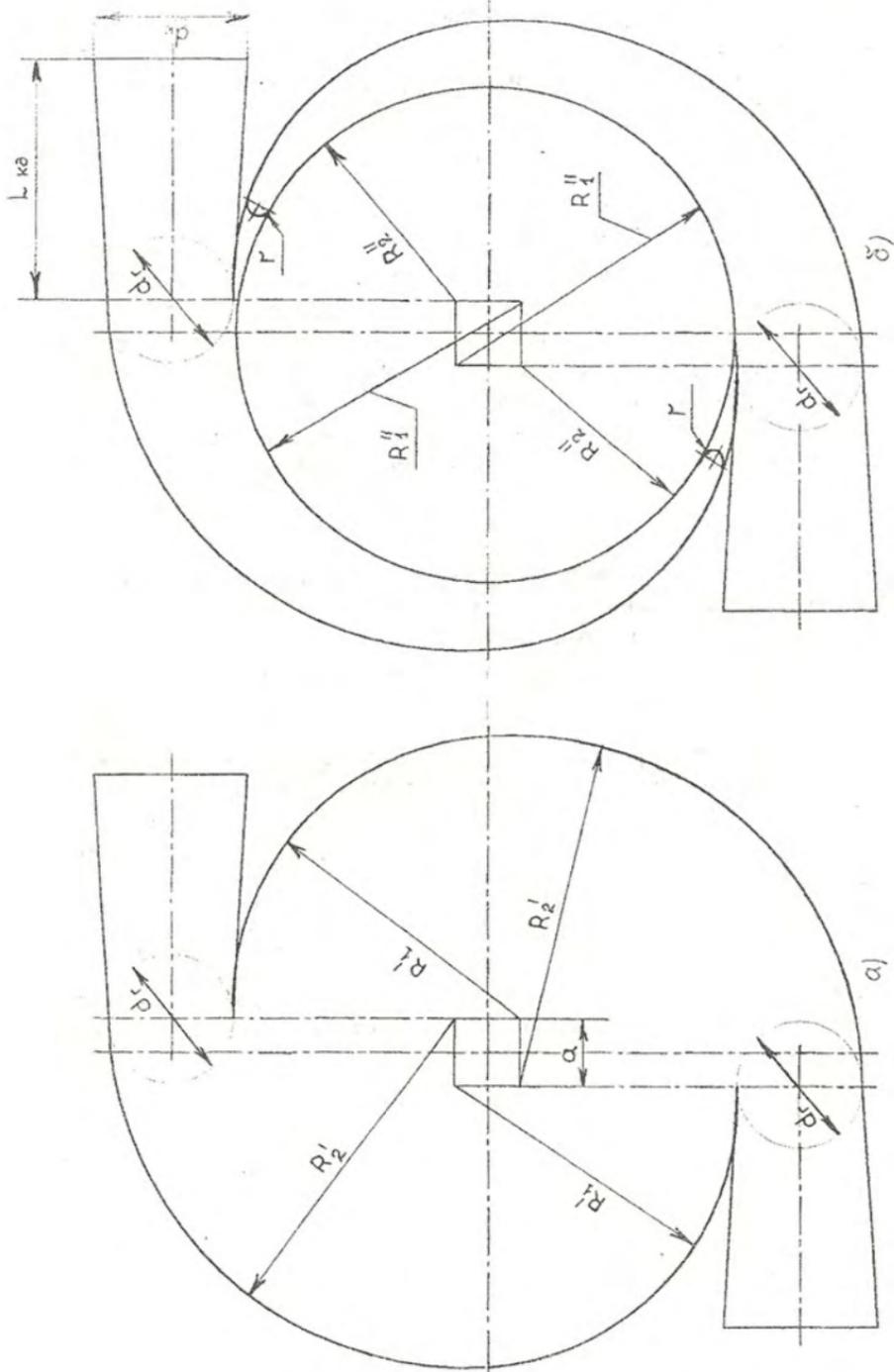


Рис. 23. Схема профилирования спирального сборника с двумя отводами:
 а – внешнего контура; б – внутреннего контура

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильные двигатели с турбонаддувом /Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 336с.
2. Юрин А.В. Расчет центробежного компрессора ГТД: Учеб. пособие / Куйбышев: КуАИ, 1979. – 28с.
3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учебное пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 1980. – 400с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	3
ВВЕДЕНИЕ	5
1 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА.....	7
1.1 Задание на проектирование.....	9
1.2 Выбор основных параметров. Термодинамический расчет центробежного компрессора.....	9
1.3 Определение основных геометрических параметров проточной части.....	11
2 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО.....	15
2.1 Расчет параметров потока без неподвижного направляющего аппарата.....	15
2.2 Определение параметров потока при установленном неподвижном направляющем аппарате.....	18
3 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ХАРАКТЕРНЫХ СЕЧЕНИЯХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА ЗА РАБОЧИМ КОЛЕСОМ.....	22
3.1 Расчет параметров потока на выходе из рабочего колеса.....	22
3.2 Расчет параметров потока на выходе из щелевого диффузора.....	24
3.3 Расчет параметров потока на выходе из лопаточного диффузора.....	27
3.4 Определение параметров потока на выходе из спирального сборника (сборной улитки).....	30
3.5 Определение параметров потока на выходе из компрессора.....	32
4 ПРОФИЛИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА.....	34
4.1 Профилирование неподвижного направляющего аппарата	34
4.1.1 Оценка значений геометрических параметров решетки и ее профилей	34

4.1.2 Построение профилей лопаток с помощью дуг окружностей и отрезков прямых.....	37
4.2 Профилирование рабочего колеса.....	40
4.2.1 Профилирование канала рабочего колеса в меридиональной плоскости.....	40
4.2.2 Профилирование входной части лопаток рабочего колеса.....	48
4.3 Профилирование спирального сборника в окружной плоскости.....	52
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	57

Учебное издание

*Дмитриева Ирина Борисовна
Матвеев Валерий Николаевич
Окорочкова Валентина Михайловна*

**ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА
АГРЕГАТА НАДДУВА ДВС**

Учебное пособие

Редактор Л. Я. Чегодаева

Подписано в печать 26.04.04. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ.л. 3,48. Усл. кр.-отг. 3,60. Уч.-изд.л 3,75.
Тираж 150 экз. Заказ 29 . Арт. С-7/2004.

Самарский государственный аэрокосмический
университет. 443086 Самара, Московское шоссе, 34.

РИО Самарского государственного аэрокосмического
университета. 443086 Самара, Московское шоссе, 34.