# Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Калужский филиал

Ладошин А.М. Яковлев В.М.

**Расчет и проектирование центробежного компрессора ГТД**

Калуга

**Введение**

Современный расчет компрессора состоит из ряда этапов:

* энергетический расчет, в результате которого определяются окружная скорость U2 и диаметр D2 рабочего колеса;
* расчет по средним параметрам, в результате которого определяются средние скорости, углы потока и т.д., а также основные геометрические размеры элементов компрессора;
* расчет по линиям тока и профилирование элементов компрессора.

Схематически центробежный компрессор состоит из входного устройства, рабочего колеса и выходной системы.

Входные устройства выполняются осевыми или радиально-круговыми, осесимметричными или с локальным подводом воздуха посредством улиток различного типа.

Входные устройства могут иметь неподвижный направляющий аппарат.

Рабочие колеса могут быть радиальными или реактивными (с загнутыми по вращению или против вращения лопатками на выходе), с разделенным или выполненном за одно целое вращающимся направляющим аппаратом.

Выходная система – это система диффузоров различного типа (подробно в […])

Представленная методика поясняется конкретным примером расчета ступени центробежного компрессора.

**1. Методика расчета**

*Расчет параметров во входном и выходном сечениях рабочего колеса.*

Исходными данными для расчета компрессора являются:

,  - расход воздуха;

 - степень повышения давления;

- кпд компрессора;

 - лопаточный угол на выходе из рабочего колеса;

Вход – осевой или радиально-круговой;

, Па; , К – давление и температура атмосферного воздуха.

Предположим

= 1,6; = 4,3; = 0,78; = 650; = 101300 Па;  = 288К.

вход – радиально-круговой.

1. Адиабатная и действительные работы компрессора





2. Задаемся величиной  согласно таблице 1.





Таблица 1.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| \ |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |

и с учетом того, что



Внимание! Полученное значение коэффициента адиабатического напора  является предварительным и подлежит уточнению в дальнейшем.

3. Окружная скорость на диаметре :



4. Задаемся  и с помощью таблицы 2 определяем оптимальное значение параметра 

Таблица 2

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 90о | 70о | 60о |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  | 30 о | 38 о 15’ | 43 о |  |
| 26 о 30’ | 33’20 о | 40 о 30’ |  |

Величина  зависит от типа входного устройства ():

- осевой вход;

- радиально круговой вход;

Значение  тем больше, чем меньше осевая протяженность радиально кругового входного устройства.

При наличие неподвижного направляющего аппарата и прочих равных условиях величину  можно уменьшить на  в пределах обозначенного диапазона.

При достаточно большой окружной скорости  необходимо ввести предварительную закрутку на входе.

При 





5. Площадь входного сечения рабочего колеса:



- коэффициент, учитывающий загромождение пограничным слоем и зависит от типа входного устройства и расхода воздуха.

 - для осевого входного устройства;

 - для радиально-кругового.

Для нахождения  необходимо определить закон закрутки по высоте лопатки перед колесом.

Возможны следующие законы:



- если , то 

- если , то 

- если , то  (\*\*)

;

При выборе величины относительного диаметра втулки  следует руководствоваться конструктивными соображениями, ориентируясь на . Задаемся законом закрутки  и , тогда





Критическая скорость





По таблице газодинамических функций 

 - коэффициент восстановления полного давления во входном устройстве.

- осевой вход без неподвижного направляющего аппарата (ННА) ;

- осевой вход с ННА ;

- радиально-круговой вход без ННА ;

- радиально-круговой вход с ННА перед колесом ;

- радиально-круговой вход с ННА в радиальной части ;

Задаваясь  и , получим



6. Периферийный диаметр колеса на входе:



7. Максимальный диаметр колеса:



8. Диаметр втулки колеса на входе:



Если полученный диаметр втулки мал, то следует задаться такой величиной , чтобы  получился не менее 0,06м.

В этом случае:







Анализ формулы (\*\*) показывает, что для  при изменении  в диапазоне  величины  и  соответственно изменяются не более чем на 0,4%, поэтому пересчет можно не делать.

9. Частота вращения



10. Параметры потока на входе в колесо:























Таким образом, значение угла  получилось равным . Однако, значение углов , представленные в таблице 2, являются ориентировочными, т.к. достоверных данных по отношению коэффициентов потерь , от которого в основном зависит величина , нет.

В выполненных конструкциях величина угла  находится в пределах 30-40о.









При оценке допустимых величин  необходимо руководствоваться следующими соображениями:

- до значений  кпд колеса  слабо зависит от  и составляет около 0,91

- при   резко падает 

Если нет особых требований по производительности компрессора или жестких ограничений по его габаритам, то . В противном случае можно допустить существенно большие значения  (до ). Однако следует иметь в виду значительное снижение кпд компрессора и диапазона его характеристики по расходу воздуха, что приведет к еще большему снижению кпд в расчетной точке. Для снижения  необходимо уменьшить величину угла  и повторить расчеты с п.4.

Для рассматриваемого примера считаем полученное значение  приемлемым. По таблицам газодинамических функций определяем:

 

 

 









 

11. Параметры потока на выходе из колеса

Кпд колеса в зависимости от  определяется по рис. 1.



Рис. 1. Зависимость  от относительной скорости в относительном движении  (При ). При .

Так как расход воздуха , то принимаем .









Экспериментальные исследования показывают, что кпд ступени центробежного компрессора зависит от степени диффузорности колеса (или ), увеличение которой связано как с ростом дисковых потерь, так и с ухудшением поля скоростей на выходе из колеса, что ухудшает работу радиального лопаточного диффузора. В связи с этим рекомендуется принимать

 (или )

Величина  должна быть тем больше, чем выше окружная скорость.

При малых расходах воздуха () величину  необходимо снижать для получения приемлемой величины высоты лопатки на выходе из колеса *h2*. В практике двигателестроения значение *h2* менее 0,005м не встречается.

Задаем .



Число лопаток Z=23. (опыт показывает, что при  можно путем фрезерования выполнить до 24 лопаток).

Определяем коэффициент мощности  по формуле Казанджана:



где 









По таблице газодинамических функций











12. Уточнение величины коэффициента адиабатического напора .

Определяем коэффициент дисковых потерь.



Безразмерный коэффициент β есть функция числа Рейнольдса, учитывающий одновременно потери мощности от перетеканий […].

 - для полузакрытых колец;

 - для закрытых колец;

 - для колец с двухсторонним входом;







Так как уточненное значение  отличается от принятого ранее больше, чем на 0,005 необходимо повторить расчет с п.3, приняв полученное значение  как окончательное.

13. Окончательный расчет параметров потока на входе и геометрических параметров входного сечения рабочего колеса.







Значение  принимаем полученным в п.10.





































Совпадение  и полученного хорошее.











14. Окончательный расчет параметров потока на выходе и геометрических параметров выходного сечения рабочего колеса.

В виду незначительного изменения  и соответственно , величины  остаются теми же.



Величина  не пересчитывается.

Величины ,  и  можно не уточнять.







По таблицам газодинамических функций







- коэффициент, учитывающий загромождение выходного сечения поперечным слоем, по результатов экспериментов изменения в пределах . Большая величина соответствует меньшим расходам воздуха.

 - коэффициент, учитывающий… выходного сечения лопатками.

 - число лопаток колеса.

 - толщина лопатки на выходе из колеса.

Для выполненных компрессоров с расходом воздуха  и  Для литых колес закрытого типа, у которых выходные кромки не удается механически обработать , у колес с  .

Так как, проектируемый компрессор малорасходный и колесо предполагается сделать полуоткрытым с механической обработкой лопаток, принимаем 







Высота лопатки на выходе получилась удовлетворительной (h2>0,005 м). Если потребуется увеличить h2, следует уменьшить величину  в пределах рекомендованного в п.11 диапазона и повторить расчет с момента уточнения  (п.12)



, что приемлемо (см. п.11)



II-2 Расчет параметров потока на входе в радиальный лопаточный диффузор.

В рассматриваемом примере  незначительно превышает единицу. Поэтому отношение  выбираем равным 1,1. В связи с абсолютно малым размером высоты лопатки на выходе из колеса, принимаем *h3=h2*. В других случаях при выборе геометрических параметров безлопаточного диффузора следует руководствоваться разделом 2.1 [ ].

При расчете параметров потока на выходе из безлопаточного диффузора, кроме рассчитанных параметров на выходе из рабочего колеса и выбранных величин  и *h3* необходимо дополнительно задать значение коэффициентов сопротивления  и.

Потери в безлопаточном диффузоре складываются из потерь на трение, потерь, связанных с торможением потока (диффузорностью), с выравниванием относительных скоростей , по шагу лопаток и с неравномерностью поля абсолютных скоростей  по высоте канала .

Выделить и подсчитать отдельные виды потерь не представляется возможным, поэтому работу безлопаточного диффузора характеризуют суммарной величиной потерь , определяемой по формуле потерь на трение:

, но с увеличением и неизменным по радиусу значением 

В ядре потока окружная составляющая абсолютной скорости  изменяется вдоль радиуса по закону , а у боковых стенок безлопаточного диффузора циркуляция за счет сил трения уменьшается.

При  (приближенно с ошибкой менее 1%)

При 

 (принимается);

При  а также при  для определения потерь и соответственно параметров потока на выходе из безлопаточного диффузора вся его радиальная протяженность разбивается на несколько участков, на которых рассчитываются потери и значения .

Порядок и результаты расчета параметров потока на выходе из безлопаточного диффузора представлены в таблице 3.

Таблица 3

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Формула | Результат | Размерность | Примечание |
| 1 |  | 2,29 |  | Принимается в 1ом приближении |
| 2 |  | 1,1 |  |  |
| 3 |  | 0,2292 | м |  |
| 4 |  | 0,0078 | м |  |
| 5 |  | 1,05 |  |  |
| 6 |  | 0,025 |  |  |
| 7 |  | 0,01 |  |  |
| 8 |  | 1 прибл. | 2 прибл. |  | В 1ом приближении принято  |
| 3400,12 | 3432,38 |
| 9 |  | 0,976 | 0,976 |  |  |
| 10 |  | 490,73 | 490,73 | кПа |  |
| 11 |  | 340,14 | 340,37 |  | В 1ом приближении принято  |
| 12 |  | 0,8501 | 0,8503 |  |  |
| 13 |  | 0,8793 | 0,8794 |  |  |
| 14 |  | 0,00561 | 0,00561 |  |  |
| 15 |  | 0,4861 | 0,4861 |  |  |
| 16 |  | 0,322 | 0,322 |  |  |
| 17 |  | 0,3019 | 0,3019 |  |  |
| 18 |  | 0,903 | 0,9033 |  |  |
| 19 |  | 361,5 | 361,6 |  |  |
| 20 |  | 120,85 | 120,85 |  |  |
| 21 |  | 2,478 | 2,478 |  |  |
| 22 |  |  |  |  |  |

Параметры, полученные во 2 приближении можно считать окончательными.

*Расчет параметров на выходе из радиального лопаточного диффузора (РЛД)*

Сначала необходимо выбрать тип радиального диффузора (лопаточный или канального типа, одно или двухрядный, патрубочного типа и т.д.). Выбор типа диффузора больше влияние оказывают конструктивные соображения (габаритные размеры, требования и максимальные толщины лопаток, параллельность стенок в меридианальном сечении и т.д.).

При расчете параметров на выходе из радиального лопаточного диффузора кроме параметров потока на входе () необходимо задать величины .

Рассмотрим вариант однорядного РЛД, выполненный в виде решетки тонких профилей с острыми входными кромками.

Таблица 4. Порядок расчета средних значений параметров потока на выходе из РЛД.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Формула | Результат | Размерность | Примечание |
| 1 |  | 1,3 |  | - Для однорядного РЛД   в составе радиально осевой выходной системы- Для двухрядного РЛД -  |
| 2 |  | 0,298 | м |  |
| 3 |  | 1 |  | Обычно . Если , то ,  - угол расширения канала РЛД в меридиональной плоскости. |
| 4 |  | 0,0078 | м |  |
| 5 |  | 2,0 |  | Для однорядного РЛД  может доходить до , при этом величина .Для двухрядного РЛД Для трехрядного РЛД  при этом    |
| 6 |  | 0,954 |  |  | 0,8 | 0,85 | 0,9 | 0,95 | 1,0 |
|  | 0,913 | 0,913 | 0,956 | 0,94 | 0,926 |
|  | 0,95 | 0,951 | 0,943 | 0,928 | 0,909 |
| 7 |  | 1,05 |  |  |
| 8 |  | 0,001878 |  |  |
| 9 |  |  |  |  при  при  при  |
| 10 |  | 0,001924 |  |  |
| 11 |  |  |  | Величина  должна находиться в пределах  |
| 12 |  |  |  |  |
| 13 |  | 21 |  | Число лопаток диффузора (округляется до целого) |
| 14 |  | 1,0218 |  |  - толщина выходной кромки лопатки |
| 15 |  | 2,022 |  |  |
| 16 |  | 468,16 | кПа |  |
| 17 |  | 4,6215 |  |  |
| 18 |  | 478,5 | к |  |
| 19 |  | 0,5178 |  |  |
| 20 |  | 0,3496 |  | Таблицы Г-Д функций  |
| 21 |  | 439,04 | кПа |  |
| 22 |  | 468,74 | к |  |
| 23 |  | 139,94 |  |  |
| 24 |  | 76,425 |  |  |
| 25 |  | 117,2278 |  |  |
| 26 |  | 0,007299 |  |  |
| 27 |  | 3,01169 |  |  |

Так как скорость  (максимально допустимой величины на выходе из компрессора), то необходимо использовать дополнительный осевой диффузор, предварительно развернув поток на  в меридиональной плоскости.

*Расчет параметров на входе в осевой диффузор и на выходе из него*

Согласно экспериментальным данным коэффициент восстановления полного давления в радиально-осевом повороте (РОП)  может быть принят равным , а коэффициент потерь в осевом спрямляющем аппарате (ОСА) при геометрической степени диффузорности  и угле изгиба лопатки  - . Коэффициент загромождения 

Порядок расчета представлен в таблице 5.

Таблица 5.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Формула | Результат | Размерность | Примечание |
| 1 |  | 0,00936 | М |  - внутренний радиус поворота ОСА |
| 2 |  | 0,3167 | М | Внешний диаметр поворота ОСА |
| 3 |  | 461,138 | кПа | Меньшее значение  соответствует меньшему значению отношения  |
| 4 |  | 84,07 |  |  |
| 5 |  | 3,4043 |  |  |
| 6 | В 1ом приближении принимаем  |
| 7 |  | 3,216 |  |  |
| 8 |  | 0,0062 |  |  |
| 9 |  | 0,3289 | М |  |
| 10 |  | 0,0061 | М |  |
| 11 |  | 0,3228 | М |  |
| 12 |  | 108,22 |  |  |
| 13 |  | 137,07 |  |  |
| 14 |  | 0,3424 |  |  |
| 15 |  | 0,93220,94320,5247 |  | По таблицам Г-Д функций |
| Отличие  от принятого значения  менее 0,2%. 2ое приближение не требуется |
| 16 |  | 0,7768 |  |  |
| 17 |  |  |  |  |
| 18 |  | 428,873,2109 | кПа |  |
| 19 |  | 0,3289 | М |  (принимается) |
| 20 |  | 0,3167 | М |  (принимается) |
| 21 |  |  |  | Задается |
| 22 |  | 1,65 |  |  |
| 23 |  | 0,03 |  |  |
| 24 |  | 1,05 |  |  |
| 25 |  | 0,8228 | М |  |
| 26 |  | 0,0061 | М | Принимается |
| 27 |  | 281,82 | Дж |  |
| 28 |  | 0,98 |  |  |
| 29 |  | 451,9 | кПа |  |
| 30 |  | 478,5 | К |  |
| 31 |  | 0,317 |  |  |
| 32 |  | 0,205 |  | По таблицам Г-Д функций |
| 33 |  | 82,6 |  |  |
| 34 |  | 4,46 |  |  |
| 35 |  | 0,9756 |  | По таблицам Г-Д функций |
| 36 |  | 440,87 |  |  |
| 37 |  | 0,79 |  |  |

Полученные результаты можно считать удовлетворительными, тем более что в составе двигателя потери с выходной скоростью  относят к компрессору и фактически  определяется по величине  (замеренной на кожухе камеры сгорания).

Расчет выходной системы, состоящей из многорядного лопаточного диффузора или однорядного с лопатками клиновидной формы производится по этой же методике, но с учетом особенностей каждой из этих схем. Например, толщина клиновидной лопатки на выходе (на ) выбирается с учетом диаметра технологического отверстия и его расположения на лопатке.

Необходимость использования осевого диффузора во всех случаях определяется величиной скорости . Если , то применение ОСА не имеет смысла.