# КФ МГТУ им. Н.Э.Баумана

Курсовой проект

# По курсу: Лопаточные машины

# "Осевой вентилятор"

# Калуга

**Содержание**

Введение

Напор, потери энергии КПД

Условия работы длинных лопастей

Выбор расчетного угла атаки

Расчет осевых насосов и вентиляторов

Расчет осевого вентилятора

Электродвигатели

Список использованной литературы

# Введение

По принципу работы различают вентиляторы радиальные (центробежные) и осевые.

В зависимости от разности полных давлений, создаваемых при перемещении воздуха (при плотности на входе в вентилятор 1,2 кг/м3), радиальные вентиляторы делят на следующие группы:

а) низкого давления — до 100 кгс/м2;

б) среднего давления — от 100 до 300 кгс/м2;

в) высокого давления — от 300 до 1200 кгс/м2.

Радиальные вентиляторы одностороннего и двухстороннего всасывания правого вращения имеют колесо, вращающееся (если смотреть на вентилятор со стороны всасывания) по часовой стрелке, а левого — колесо, вращающееся против часовой стрелки.

Положения кожухов радиальных вентиляторов определяются углом поворота корпуса относительно исходных положений. Отсчет углов производится по направлению вращения рабочего колеса.

Вентиляторы, как правило, приводят в действие электродвигателями, с которыми они соединяются одним из следующих способов:

а) непосредственно на одном валу или через эластичную муфту;

б) клиноременной передачей с постоянным передаточным отношением;

в) регулируемой бесступенчатой передачей через гидравлические и индукторные муфты скольжения.

Схемы исполнений радиальных и осевых вентиляторов приведены в табл. 13.2.

В зависимости от состава перемещаемой среды вентиляторы изготовляют:

а) обычного исполнения—для перемещения неагрессивных сред с температурой не выше 80° С, не содержащих липких веществ, при содержании пыли и других твердых примесей не более 100 мг/м3. Для вентиляторов двухстороннего всасывания с расположением ременной передачи в перемещаемой среде температура перемещаемой среды не должна превышать 60° С;

б) коррозионностойкие;

в) взрывоопасного исполнения;

г) пылевые — для перемещении воздуха £ содержанием пыли более 100 мг/м3.

Вентиляторы коррозионностойкие изготовляют из титана, нержавеющей стали, алюминия (для некоторых сред) и полимерных материалов (винипласт, полипропилен). В отдельных случаях можно применять вентиляторы, выполняемые из углеродистой стали с антикоррозийными покрытиями.

Вентиляторы взрывобезопасного исполнения изготовляют в соответствии со специальными техническими условиями.

Для перемещения смесей, взрывающихся от удара, вентиляторы применять нельзя. В этом случае используют эжекторы.

Для систем пневмотранспорта древесных отходов устанавливают шестилопастные пылевые вентиляторы среднего и высокого давления.

В аспирационных системах могут использоваться как шестилопастные, так и многолопастные вентиляторы среднего или высокого давления, устанавливаемые до и после пылеуловителя.

Для удаления воздуха из верхней зоны помещения устанавливают крышные осевые и радиальные вентиляторы.

При транспортировании липкой, волокнистой и цементирующейся пыли крышные вентиляторы запрещается применять.

При повышенных требованиях к бесшумности следует отдавать предпочтение радиальным крышным вентиляторам.

Осевые крышные вентиляторы, как правило, применяют для удаления воздуха с температурой до +40° С при общеобменном вытяжной вентиляции для сети разводящих воздуховодов, а также при необходимости направить удаляемый воздух сосредоточенной струей вверх.

Радиальные крышные вентиляторы (стальные) могут применяться для установок с сетью воздуховодов (в том числе для многоэтажных зданий). Они также могут устанавливаться для удаления воздуха с температурой не свыше 50° С от местных укрытий (когда не требуется очистка его перед выбросом в атмосферу).

Коррозионностойкие крышные вентиляторы из титана типа КЦЗ-ЗО-Т предназначены для удаления невзрывоопасных газовоздушных смесей с агрессивными примесями, вызывающими ускоренную коррозию вентиляторов из углеродистой и нержавеющей сталей. Они могут быть использованы как для общеобменной вытяжной вентиляции помещений, содержащих в верхней зоне агрессивные примеси, так и для систем местных отсосов, гидравлическое сопротивление которых находится в пределах напора, создаваемого вентилятором.

Вентилятор из титана может использоваться во всех средах, в которых происходит пассивация поверхности титана в результате образования окислов, гидридов и сульфоокисных соединений титана. Рекомендуется применять этот вентилятор в газовоздушных средах, содержащих: 1) влажный хлор (количество влаги более 0,005%); 2) пары растворов хлоридов и щелочей; 3) пары азотной кислоты; 4) окись азота (влажную); 5) пары 0 — 20%-ной соляной кислоты при температуре до 60 С (в случае образования конденсата соляной кислоты его концентрация не должна превышать 5% при температуре не выше 30°С); 6) пары 20 - и 95% - ной серной кислоты при температуре соответственно не выше 60 и 20 С.

# Напор, потери энергии КПД

Теоретический напор, создаваемый рабочим колесом осевой машины, может быть вычислен по уравнению Эйлера, в котором следует полагать u1=u2=u. При этом условии получаем уравнение φ=Са/u. Введем в это уравнение коэффициент расхода φ определяющий объемный расход, приходящийся на единицу площади поперечного сечения решетки лопастей. Тогда получим

Ht=u/g×Ca×(ctgβ1 – ctgβ2) = u2/g×φ×(ctgβ1 – ctgβ2)

Теоретическое давление, создаваемое колесом,

P1 = ρgHt = ρu2φ×(ctgβ1 – ctgβ2).

Потери энергии в осевых - машинах обусловливаются трением и вихреобразованием в проточных полостях, перетеканием части потока через зазоры, механическим трением в подшипниках и уплотнениях.

Эффективность решеток осевых машин для несжимаемой жидкости может оцениваться посредством КПД решетки

ηp = р/ р-Δ р = p/pt

где р и рt — действительное и теоретическое повышения давления в решетке;

Δ р — потери давления в решетке.

Если решетка повышает давление с p1 до р2, то ηp = (р2 - р1)/( р2 - р1 + Δ р)

Для несжимаемой жидкости:

р2 - р1 + Δ р = ρ×(ω12 – ω22)/2 (1)

Из планов скоростей входа и выхода следует:

ρ×(ω12 – ω22)/2 = ρ×(ω1u – ω2u)/2 × ωa×ctgβбес,

где βбес — угол между вектором wбес и осью решетки. Используя выражение (1), получаем:

р2 - р1 + Δ р = Pu/t×ctgβбес

По уравнению Pa = Δr×t×(p1 – p2) для решетки с Δr =1

p2 — р2 = Рa/t

Следовательно,

ηp = pa/pu×ctgβбес (2)

pa = py×cosβбес - px×sinβбес

pu = px×cosβбес + py×sinβбес

Подставив значения Ра и Ри в выражение (2), после преобразований получим

ηp = (1-μ× ctgβбес)/ (1+μ× ctgβбес)

где μ, — обратное качество профиля.

Для лопастей осевых машин μ = 0,02 - 0,04. При μ = 0,03 и βу = 25 – 45° КПД решетки ηр=0,90 - 0,94.

Для повышения КПД осевой машины следует применять профили с возможно меньшими значениями μ.

От теоретического давления, можно перейти к действительному давлению

P = ηp × pt = ρ×u2×φ ×(ctgβ1 – ctgβ2)× ηp

Действительное давление, создаваемое ступенью осевой машины, есть результат совместного действия подвода, решетки рабочих лопастей и отвода (диффузора).

В отводе проявляется диффузорный эффект, повышающий давление,

Δpдиф = ρ × (c32 – c42) / 2

где c3 и c4 — абсолютные скорости на входе и выходе отвода (диффузора).

Если ΣΔp — потери давления в подводе и отводе, то давление, создаваемое ступенью,

Pct = = ρ×u2×φ ×(ctgβ1 – ctgβ2)× ηp + Δpдиф – ΣΔp.

Потери ΣΔp рассчитываются по формулам гидравлики. Коэффициенты местных потерь зависят от конструктивных форм подвода и отвода.

Механический КПД учитывает потери энергии от трения в уплотнениях, подшипниках и дискового трения, ηm = 0,94 - 0,98. Объемные потери незначительны, ηo~1.

Гидравлический КПД ступени

ηг = ρст/ρт

Для осевых насосов и вентиляторов

ηг = 0,75 -0,92.

Полный КПД ступени

η = ηг × ηm = 0,70 - 0,90.

Мощность на валу

N = Mg×H/1000×η

## Условия работы длинных лопастей

Элементы лопастей осевой машины, находящиеся на различных расстояниях от центра, вращаются с неодинаковыми скоростями. Вследствие этого лопасть с постоянной шириной и постоянными углами входа и выхода создает напор, изменяющийся по длине ее. Это приводит к радиальным перемещениям частиц жидкости в проточной полости рабочих колес и отводов и понижению КПД машины.

Явление радиального перемещения особенно сильно сказывается в ступенях машины с относительно большой длиной лопасти. Поэтому ступени осевых машин с большой длиной лопастей обычно проектируют исходя из условий отсутствия радиальных перетеканий жидкости.

В теории осевых машин показано, что условие радиального равновесия, если пренебречь силами вязкости потока, выражается равенством

rcu= const. (4)

Это соотношение имеет большое практическое значение, показывая, что отсутствие радиальных перетеканий возможно лишь при постоянстве циркуляции по длине лопасти. В этом случае каждая частица потока движется по цилиндрической поверхности соответствующего радиуса.

Уравнение (4) является важнейшим положением вихревой теории воздушных винтов Н. Е. Жуковского. Выполнение его. для осевых машин дает существенное повышение их КПД.

Влияние условия (4) на конструктивную форму лопасти проявляется в том, что она получается закрученной (винтовой) с переменными углами β1л и β2л по длине. Такие лопасти имеют широкое применение, в особенности в машинах с малым относительным диаметром втулки.

В машинах с большим относительным диаметром втулки лопасти выполняются незакрученными, но с хордой, уменьшающейся к периферии.

## Выбор расчетного угла атаки

В общем виде рекомендации по выбору расчетного угла атаки на различных радиусах лопаточного венца рабочего колеса могут быть сформулированы так: для прикорпусных решеток можно выбирать нулевые или небольшие отрицательные углы атаки (α1 = - 2 .. – 4 °), а для привтулочных решеток, наоборот, - положительные углы атаки и большие, чем это следует из данных по плоским решеткам.

В некоторых подходах к профилированию лопаточных венцов вопрос о выборе величины расчетного угла атаки не возникает, так как определение угла установки и кривизны профилей выполняется из условия безударного входа для плоских решеток профилей, обтекаемых идеальной жидкостью.

**Расчет осевых насосов и вентиляторов**

Определение основных размеров осевых насосов и вентиляторов производится на основе уравнений Эйлера и неразрывности потока. При этом учитываются особенности работы ступеней и конструктивные соотношения, принятые в практике. Для расчета должны быть заданы: Н - напор выраженный в метрах столба среды, перемещаемой машиной; Q — подача, м3/с, и физические константы среды.

Осевые машины соединяются с электродвигателем непосредственно; в таких случаях частоту вращения машины принимают равной рабочей частоте вращения электродвигателя.

Соответственно окружные скорости концов лопастей оказываются значительными. Так, в случае насосов допускают окружные скорости до 60 м/с; большие значения не принимают из условий недопустимости кавитации. В осевых вентиляторах обычно ограничиваются скоростями до 100 м/с во избежание появления сильного шума. Относительный диаметр втулки принимают v=DBT/DН=0.4 – 0.8, причем большие значения выбираются для высоконапорных машин.

Коэффициент расхода φ принимают в пределах 0,4—0,8.

Диаметр рабочего колеса машины может быть определен из уравнения неразрывности

Са = Q / 0.785×DH2 ×(1 – ν2) = κφ×ν×u = = κφ×ν×π×DH×n/60

где κφ = Ca/uвт

Очевидно,

 (5)

При выбранных ν и κφ последнее равенство однозначно определяет диаметр колеса осевой машины. Обычно κφ = 0,64 - 1. Далее определяется диаметр втулки Dвт = ν×DH находится длина лопасти

Lл = (DH - Dвт) / 2

Целесообразность применения высоких частот вращения непосредственно ясна из выражения (5), показывающего уменьшение DH при повышении п.

Как было указано выше, элементы лопасти, находящиеся на разных расстояниях от центра колеса, работают с различной эффективностью.

Поэтому допускается расчет лопастей по среднему диаметру Dcp = ((DH2 - Dвт2)/2)1/2 и при менее цилиндрических лопастей ν > 0.7.

При v<0,7 разбивают лопасть по длине на 7 – 10 участков и ведут расчет каждого из них отдельно по среднему диаметру его, получая различные значения лопастных углов на входе; лопасть получается закрученной (винтовой).

Так как осевая составляющая са скорости для принятого значения φ известна (са=φ×uH), то при отсутствии закрутки на входе.

β1 = arctg(Ca/Ucp)

Угол выхода потока из межлопастных каналов

β1 = arctg(Ca/(Ucp – C2u))

Величина с2и определяется из основного уравнения машины

где Н — напор одной ступени машины; ηг — гидравлический КПД, лежащий в пределах 0,75 — 0,92.

Лопастные углы на входе и выходе:

β1л = β1 + i, i = 2 - 7°

β2л = β1л + Δ βл

где Δ βл принимается по результатам экспериментальных продувок решеток лопастей.

Количество рабочих лопастей осевых насосов выбирают от 3 до 6, а осевых вентиляторов — до 40.

В многоступенчатых осевых машинах между венцами рабочих лопастей двух соседних ступеней помещаются венды неподвижных лопаток, направляющих поток, проходящий из одного рабочего колеса в другое.

Угол входа направляющих лопаток α2 =arctg ca/c2u, a угол выхода α3 = 90°. При известном значении относительного шага профиля t = 0.5 – 1.5 определяется хорда профиля b=t/t-, (где t вычисляется по диаметру колеса и принятому количеству лопастей).

Построив среднюю линию профиля по углам β2л и β1л по относительным координатам профилей можно построить профили лопастей.

# При лопатках (v<0,7) хорду профиля изменяют по длине так, чтобы bвт = (1 – 1.5)bн, где bн – хорда профиля на окружности наружного диаметра.

# Расчет осевого вентилятора

Дано

1. Перепад даления Р = 300 Па

2. Диаметр колеса Dk = 0.456 м

3. Число оборотов n = 3000 об/мин

Задаем :

1. Ширина лопатки b=0.1 м

2. Плотность воздуха ρ=1.293

3. Гидравлический КПД ηg=0.91

4. Диаметр Втулки Dвт = 0.2 м

5. Число лопаток Z = 4

РАСЧЕТ :

1. Находим угловую скорость

W = π×n/30 = 3.14×3000/30 = 314 c-1

2. Окружная скорость на внешнем диаметре

U = π×n×Dk/60 = 71.59

3. Из уравнения находим

Критерий быстроходности ny = 452.14

По значению критерия быстроходности выбирается тип вентилятора.

|  |  |
| --- | --- |
| Вентиляторы | Критерий быстроходности (ny) |
| Радиальные | Высокого давления | 10…30 |
| Низкого давления с лопатками загнутыми:А) впередБ) назад | 30…6050…80 |
|  | Двустороннего всасывания | 80…120 |
| Дисковые | > 80 |
| Осевые | Со спрямляющим аппаратом | 120…200 |
| С листовыми кручеными лопатками | 200…400 |

Таким образом по критерию быстроходности получаем осевой вентилятор, с листовыми кручеными лопатками.

4. Из уравнения

находим Расход

L = 3.84 м3/с

5. Относительный диаметр втулки

ν = Dвт/Dk = 0.2/0.456 = 0.439

6. Осевая скорость

Са = 4×L/π×Dk2×(1-ν2) = 29.1

7. Площаль колеса вентилятора

F1 = π×Dk2/4 = 0.163 м2

8. Относительный коэффициент расхода

L/ = L/F1×U = 0.328

9. Коэффициент давления

Ψ = 2×P/ρ×U2 = 9.05×10-2

10. Теоретический коэффициент

k = 1.25

Ψt = Ψ×k = 0.113

11. Длина Лопатки

Lлоп = (Dk – Dвт)/2 = 0.128 м

Расчет Длинных Лопаток

1. Число разбиений – n = 3.

i - номер участка.

2. Средний радиус участка

ri = Dвт/2 + Lлоп × (2×i -1) / 2×n

r1 = 0.121

r2 = 0.164

r3 = 0.207

3. Относительный радиус i - ого сечения

ri- = 2×r/Dk

r1- = 0.532

r2- = 0.719

r3- = 0.906

4. Окружная скорость на i - ом участке

Ui = π×r×n /30

U1 = 38.09

U2 = 51.5

U3 = 64.9

5. Окружная составляющая скорости

С2Ui = P / ρ×Ui× ηg

С2U1 = 6.69

С2U2 = 4.95

С2U3 = 3.92

Вычисление углов потока в i – ом сечении

6. Угол входа потока на решетку (в градусах)

β1i = arctg(Ca/Ui)×180/π

β11 = 37.39

β12 = 29.48

β13 = 24.16

7. Угол выхода потока (в градусах)

β2i = arctg(Ca/(Ui – C2Ui))×180/π

β21 = 42.83

β22 = 32.02

β23 = 25.52

8. Угол среднегеометрической скорости (в градусах)

βmi = arctg(Ca/((Ui – C2Ui)/2))×180/π

βm1 = 39.95

βm2 = 30.7

β13 = 24.82

9. Угол среднегеометрической скорости (в радианах)

βmi = arctg(Ca/((Ui – C2Ui)/2))

βm1 = 0.7

βm2 = 0.54

β13 = 0.43

10. Нагруженность решетки

(Сyτ)i = Ψt×cos(βmi)/( ri- - Ψt/4)

(Сyτ)1 = 0.34

(Сyτ)2 = 0.2

(Сyτ)3 = 0.13

11. Густота решетки

τi = Z×b/π×D× ri-

τ1 = 0.52

τ2 = 0.39

τ3 = 0.31

12. Коэффициент подъемной силы

Cyi = (Сyτ)i/ τi

Cy1 = 0.65

Cy2 = 0.52

Cy3 = 0.42

Расчет КПД осевой ступени и мощность на валу вентилятора

Обратный коэффициент качества решетки Μ = 0.04

Механический КПД ηm = 0.95

КПД Решетки

ηг = (1-μ×tg(βmi))/(1 + μ×1/tg(βmi)) = 0.91

Полный КПД ступени η = ηг×ηм = 0,85

Мощность на валу

N = P×L/η = 1340 Вт

Результаты расчета профилей лопасти (Таблица 1).

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | ri | ri- | Ui | C2Ui | β1i | β2i | βmi | βуст | (Сyτ)i | τi | Cyi |
|  | м | - | м/с | м/с | Градус | Градус | Град | Градус | - | - | - |
| 1 | 0,12 | 0,53 | 38 | 6,69 | 37,38 | 42,83 | 0,67 | 40 | 0,34 | 0,52 | 0,65 |
| 2 | 0,164 | 0,72 | 51,5 | 4,95 | 29,47 | 32,02 | 0,54 | 30,5 | 0,2 | 0,39 | 0,51 |
| 3 | 0,206 | 0,9 | 64,9 | 3,92 | 24,16 | 25,52 | 0,43 | 24,8 | 0,13 | 0,3 | 0,42 |

# Электродвигатели

В сухих мало запыленных помещениях, не содержащих в воздухе агрессивных газов и взрывоопасных веществ, устанавливают защищенные двигатели.

В помещениях пыльных, влажных и содержащих: агрессивные газы, а также при установке на открытом воздухе применяют закрытые обдуваемые двигатели исполнения АО2 и АОЛ2.

В помещениях, содержащих взрывоопасные соединения, а также при установке в одном помещении с вытяжными вентиляторами, обслуживающими взрывоопасные производства, применяют двигатели во взрывобезопасном исполнении.

При клиноременных передачах электродвигатели устанавливают на салазках.

Выбираем электродвигатель:

Электродвигатель серии 4А – 4А80А.

Параметры электродвигателя:

Мощность – 1.5 кВт

Синхронная частота вращения 3000 об/мин.

# Список использованной литературы

1. В.М.Черкасский "Насосы, вентиляторы, компрессоры" Москва, Энергоатомиздат 1984г.
2. В.Н.Богословский и др. "Вентиляция и кондиционирование воздуха" Справочник проектировщика. Москва, Стройиздат 1978г.
3. И.В.Брусиловский "Аэродинамический расчет осевых вентиляторов" Москва, Машиностроение 1986г.
4. В.Н.Богословский и др. "Внутренние санитарно-технические устройства" Справочник проектировщика. Москва Стройиздат 1990г.
5. Е.И.Володин и др. "Справочник металлиста" Москва 1958г.
6. В.А.Добровольский и др. "Детали Машин"