2 рейтинг, 11 неделя

ПОТЕРИ В СТУПЕНЯХ ТУРБИНЫ. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНЕЙ ТУРБИНЫ

Потери в турбинной ступени. Рабочий процесс в турбинной ступени сопровождается потерями тепловой энергии пара; к ос­новным из них относятся:

потери тепловой энергии (кДж/кг) в соплах турбины вследст­вие трения и вихревых движений пара

; (3.12)

потери тепловой энергии (кДж/кг) на лопатках в активной ступени

; (3.13)

потери тепловой энергии (кДж/кг) на лопатках в реактивной с гупени

; (3.14)

потери тепловой энергии (кДж/кг) с выходной абсолютной скоростью

; (3.15)

потери тепловой энергии (кДж/кг) на трение и вентиляцию при вращении диска турбины в паре (определяются по формуле А. Стодола)

, (3.16)

где *λ*— коэффициент, равный 1,1...1,2 для перегретого пара и 1,3 для насыщенного пара; *d*— средний диаметр ступени, м; *z*— число ступеней скорости на колесе; *ε* — степень парциальности впуска пара; *l2* — выходная высота рабочих лопаток, см; *v* — удельный объем пара в камере ступени, м3/кг; *М*— расход пара в ступени, кг/с;

потери тепловой энергии (кДж/кг) от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток

*h*ут*=M*ут*h0/M*, (3.17)

где *М*ут — расход пара на утечки, кг/с.

**Кпд ступеней турбины.** Потери тепловой энергии в соплах, на лопатках и с выходной абсолютной скоростью в ступени тур­бины оценивают относительным кпд на лопатках *ηо.л*который представляет собой отношение механической работы *L*1 кг пара на лопатках ступени к располагаемому теплоперепаду *h0* в ступе­ни, т. е.

*ηо.л*=(*h0-hc-hл-hв*)/*h0*=L/*h0*. (3.18)

Так как наивыгоднейшее значение относительного кпд на лопатках зависит от отношения окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл, т. е. от *и/с1*, то для активной ступени относительный кпд на лопатках

. (3.19)

Для реактивной ступени со степенью реактивности *ρ*=0,5 относительный кпд на лопатках

(3.20)

Потери теплоты в ступени оцениваются относительным внутренним кпд ступени  *,*который представляет собой отношение использованного теплоперепада *hi*, к располагаемому теплоперепаду в ступени *h0,*т. е.

=*hi*/*h0=*(*h0-hc-hл-hв-hТ.В-h*ут)/*h0*. (3.21)

Относительный внутренний кпд активной ступени

 , (3.22)

где  — относительные потери тепловой энергии на трение и вентиляцию при вращении диска турбины в паре;  — относительные потери тепловой энергии от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток.

Относительный внутренний кпд реактивной ступени со степенью реактивности *ρ=*0,5

(3.23)

Если в ступени используется энергия выходной скорости предыдущей ступени, то относительный внутренний кпд ступе находится по формуле

*,*(3.24)

где  — тепловая энергия от выходной скорости предыдущей ступени, кДж/кг; *μ*=0,8...1,0 — коэффициент использования энергии выходной скорости с рабочих лопаток.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ СОПЛ И РАБОЧИХ ЛОПАТОК

**Размеры сопл.** Площадь (м2) выходного сечения расширя­ющегося сопла определяется по формуле

*f1*=*Mv1*/(*μlcl*), (3.25)

где *М*— расход пара через сопло, кг/с; *v1* — удельный объем пара в рассчитываемом сечении, м3/кг; *μl*=0,92...0,97 — коэф­фициент расхода сопла.

Площадь (м2) минимального сечения расширяющегося сопла

*fmin=Mvкр/*(*μlcкр*), (3.26)

где *vкр*, — удельный объем пара в минимальном сечении сопла при критическом давлении *ркр*;*скр*— критическая скорость ис­течения пара из сопла, м/с, определяется по формуле (3.1) или (3.2) при подстановке в них вместо *i1*величины *iкр.*

Критическое давление (Па) пара при истечении его из сопла определяется по формуле

*pкр*=*βкрр0*, (3.27)

где *βкр* — критическое отношение давлений: для перегретого пара *βкр=*0,546, а для сухого насыщенного пара *βкр*=0,577; *р0*— давле­ние пара перед соплом, Па.

Площадь выходного сечения суживающегося сопла до критического режима истечения находится по формуле (3.25), а дли критического режима истечения — по формуле (3.26).

**Размеры рабочих лопаток.** Площадь (м2) выходного сечена рабочих лопаток определяется по формуле

*f2*=*Mv2*/(*μ2w2*), (3.28)

где *v2* — удельный объем пара на выходе из рабочих лопаток м3/кг; *w2=*0,92...0,97 — коэффициент расхода для рабочей лопатки.

Выходная высота (м) рабочих лопаток находится по формуле

*l2*=*f2*/(*πdε*sin*β2*). (3.29)

КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ, МОЩНОСТИ И РАСХОД ПАРА ТУРБИНЫ

**Кпд турбины.** Потери тепловой энергии внутри паровой турбины оцениваются *относительным внутренним кпд*турбины, который представляет собой отношение использованного теплоперепада *Hi*к располагаемому теплоперепаду в турбине *Н0,*т. е.

*η0i=Hi/H0=*(*i0-iк*)/(*i0-iк.а*), (3.30)

где *i0* — энтальпия пара при начальных параметрах пара, кДж/к *iк.а* — энтальпия пара при адиабатном расширении пара от начального его состояния до конечного, кДж/кг; *iк* — энтальпия пара при конечных параметрах пара, кДж/кг. Значения относительного внутреннего кпд паровых турбин находятся в пределах 0,7...0,88.

Потери теплоты на трение в подшипниках и на привод вспомогательных механизмов (механические потери) оценивают *механическим кпд ηм,*который представляет собой отношение эффективной мощности *Ne*к внутренней *Ni*,т. е.

*ηм=Ne/Ni.*(3.31)

Значения механического кпд турбин находятся в пределах 0,97...0,99.

Потери теплоты внутри турбины и механические потери оцениваются *относительным эффективным кпд*турбины, который равен произведению относительного внутреннего кпд турбины на механический кпд, т. е.

*ηо.е=ηоiηм*. (3.32)

Значения *ηо.е* турбин в зависимости от их мощности находят в пределах 6,68...0,87.

Если паровая турбина непосредственно присоединена к электрическому генератору, то электрическая мощность будет меньше эффективной вследствие потерь в генераторе, которые оцениваются кпд генератора *ηг. Кпд электрического генератора*представляет собой отношение электрической мощности *Nэ*к эффективной *Ne*, т.e.

*ηг=Nэ/Nе.*(3.33)

Значения кпд генератора находятся в пределах 0,96...0,99.

*Относительный электрический кпд турбогенератора*

*ηо.э=ηо.еηг=ηоiηмηг* (3.34)

**Коэффициент возврата теплоты турбины.** Коэффициент возврата теплоты α характеризует относительное увеличение располагаемого теплоперепада за счет частичного возврата тепловых потерь и определяется по формуле

 ; (3.35)

где Σ*h0* — сумма располагаемых во всех ступенях турбины теплоперепадов, кДж/кг.

Коэффициент возврата теплоты турбины при равенстве от­носительных внутренних кпд отдельных ступеней находится по формуле

 (3.36)

Значения коэффициента возврата теплоты турбины в зависимости от числа ступеней находятся в пределах 0,04...0,06.

**Характеристический коэффициент турбины.** Характеристический коэффициент турбины *Y*[кг·м2/(кДж·с2)], подобно отноше­нию *и/с1*для ступеней, характеризует экономичность турбины и в целом и определяется по формуле

 , (3.37)

где *z –*количество ступеней турбины; *иср*— средняя окружная скорость на середине лопатки, м/с.

**Мощности турбины.** *Эффективной мощностью Ne*(кВт) называют мощность, снимаемую с вала или соединительной муфты турбины:

*Ne=DH0ηoe.*(3.38)

Эффективная мощность *Ne*меньше внутренней (индикатор­ной) мощности *Ni*на величину мощности механических потерь *Nм*, т. е.

*Ne=Ni-Nм.*(3.39)

*Внутренняя*(индикаторная) *мощность Ni*(кВт) находится из формулы (3.31).

*Электрическая мощность Nэ*(кВт) определяется из формулы (3.33).

**Расход пара турбины.** Экономичность паровой турбины оценивается как кпд, так и удельным расходом пара.

Удельный эффективный расход пара [кг/(кВт·ч)] представляет собой отношение секундного расхода пара *D*к эффективной мощности *Ne,*т. е.

*de=D/Ne=*3600/(*ηoeН0).*(3.40)

Удельный эффективный расход пара мощных конденсационных турбин при полной нагрузке составляет 3...4 кг/(кВтч).

Расход пара (кг/с) на турбину с отбором пара находится по формуле

 *,*(3.41)

где *Dп* — отбор пара, кг/с; *i0*— энтальпия пара при начальных параметрах пара, кДж/кг; *iп* — энтальпия пара, поступающего из отбора, кДж/кг; *iк*— энтальпия пара в конденсаторе, кДж/кг.

Энтальпия пара, поступающего из отбора:

*iп=i0-*(*i0-iп.а*)*η*, (3.42)

где *iп.а* — энтальпия пара при адиабатном расширении пара от начального состояния до давления, при котором обеспечивается отбор, кДж/кг;*η*— относительный внутренний кпд части высокого давления (до отбора).

Энтальпия пара в конденсаторе

*iк=iп-*(*iп-iк.а*)*η* , (3.43)

где *iк.а*— энтальпия пара при адиабатном расширении пара от давления отбора до давления в конденсаторе, кДж/кг; *η* *-*относительный внутренний кпд части низкого давления (после отбора).

**Давление и расход пара в ступенях турбины при переменном режиме.**Изменение расхода пара через турбину вызывает перераспределение давлений и теплоперепадов в ее ступенях. Зависимость между расходом и давлением пара в ступенях турбины для скоростей пара в соплах ниже критических выражается уравнением

 , (3.44)

где *D0*и *D*— расходы пара через турбину соответственно расчетном и рассматриваемом режимах, кг/с; *р0*и *р01*— давления пара перед соплами первой или любой ступени соответственно прирасчетном и рассматриваемом режимах, Па; *р2*и*р02*— давления пара за рабочими лопатками последней или любой ступени соответственно при расчетном и рассматриваемом режимах, Па. Изменение давления в ступени конденсационной турбины в зависимости от расхода пара

*p01=р0D/D0.*(3.45)

Изменение давления в ступени турбины с противодавлением в зависимости от расхода пара

 . (3.46)

КОНДЕНСАТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Расход (кг/с) охлаждающей воды для конденсатора определяется из теплового баланса конденсатора

 *,*(3.47)

где *Dк* — расход конденсируемого пара, кг/с; *iк*— энтальпия пара в конденсаторе, кДж/кг; *i*— энтальпия конденсата, кДж/ *св* — теплоемкость охлаждающей воды, кДж/(кг·К); *t*и *t*— температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора и на входе в него, °С.

Кратность охлаждения (кг/кг) для конденсатора

 . (3.48)

Количество теплоты (кДж/с), отдаваемое конденсирующим паром в конденсаторе в течение секунды:

*Q=Dк*(*iк-i*). (3.49)

Количество теплоты (кДж/с), воспринимаемое охлаждающей водой в конденсаторе в течение секунды:

*Q=W(t*-*t )cв*. (3.50)

Поверхность (м2) охлаждения конденсатора определяется уравнения теплопередачи

*Fк=Q/*(*кΔtср*), (3.51)

где *к*— коэффициент теплопередачи, кВт/(м2·К); *Δtср*— средний температурный напор в конденсаторе, °С, определяемый по формуле

*Δtср*=*tнп*-(*t* *+t*)/2, (3.52)

где *tнп* — температура насыщенного пара, °С.

**Пример 1:**Определить потери тепловой энергии в соплах, на лопатках и с выходной абсолютной скоростью в активной ступени, если скоростной коэффициент сопла *φ*=0,97, скоростной коэффициент лопаток *ψ*=0,86,угол наклона сопла к плоскости диска α1=14°, средний диаметр ступени *d=*0,8 м, частота враще­ния вала турбины *n*=3600об/мин, отношение окружной скоро­сти на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл *u/c1*=0,44 и угол выхода пара из рабочей лопатки *β2***=**22°.

*Решение*: Окружную скорость на середине лопатки определя­ем по формуле (3.4):

*u*=*πdn*/60=3,14·0,8·3600/60=151 м/с.

Действительная скорость истечения пара из сопл, из соот­ношения *и/с1*=0,44,

*c1*=*u*/0,44=151/0,44=343 м/с.

Потери тепловой энергии в соплах, по формуле (3.12),

 =3,7 кДж/кг.

Относительная скорость входа пара на лопатки, по формуле (3.5),

 = 200 м/с.

Потери тепловой энергии на лопатках, по формуле (3.13),

 =5,2 кДж/кг.

Относительная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками, по формуле (3.6),

*w2=ψw1*=0,86·200 =172 м/с.

Абсолютная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками, по формуле (3.8),

 = 65 м/с.

Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью по формуле (3.15),

 = 2,l кДж/кг.

**Пример 2.**Определить относительный кпд на лопатках в реактивной ступени, если располагаемый теплоперепад в ступе­ни h0=130 кДж/кг, скоростной коэффициент сопла *φ*=0,96, ско­ростной коэффициент лопаток *ψ*=0,91, угол наклона сопла к плоскости диска α1=13°, отношение окружной скорости на середине лопатки к действительной скорости истечения пара из сопл *u/c1*=0,5, угол выхода пара из рабочей лопатки *β2*=20° и степень реактивности ступени *ρ=*0,42.

*Решение*: Действительную скорость истечения пара из сопл определяем по формуле (3.2):

 = 373 м/с.

Потери тепловой энергии в соплах, по (3.12),

 = 6 кДж/кг.

Окружная скорость на середине лопатки, из соотношения *u/c1*=0,5,

*и=*0,*5с1*=0,5·373=186,5 м/с.

Относительная скорость входа пара на лопатки, по формуле (3.5),

 =196 м/с.

Относительная скорость выхода пара из канала между рабо­чими лопатками, по формуле (3.7),

 = 349 м/с,

Потери тепловой энергии на лопатках, по формуле (3.14),

 =12,6 кДж/кг.

Абсолютная скорость выхода пара из канала между рабочими лопатками, по формуле (3.8),

 = 185 м/с.

Потери тепловой энергии с выходной абсолютной скоростью, по формуле (3.15),

 = 17,1 кДж/кг.

Относительный кпд на лопатках, по формуле (3.18),

*ηо.л*=(*h0-hc-hл-hв*)/*h0*=(130-6,0-12,6-17,1)/130=0,725.

**Пример 3.** В реактивной ступени перегретый пар с началь­ным давлением *р0=*1,4МПа и температурой *t0*=350°C расширя­ется до *p2*=0,35 МПа. Определить площадь выходного и мини­мального сечений расширяющегося сопла, если скоростной коэффициент сопла *φ*=0,96, расход пара через сопло *М*=1,8 кг/с, коэффициент расхода сопла *μl*=0,96 и степень реактивности сту­пени *ρ*=0,5.

*Р**ешение*: Критическое давление пара при истечении его из сопла определяем по формуле (3.27)

*pкр*=*βкрр0*=0,546·1,4=0,76МПа.

Находим на *is*-диаграмме (рис. 3.10) энтальпии пара *i0*=3150 кДж/кг, *iкр*=2985 кДж/кг, *i1*=2810 кДж/кг и удельные объе­мы пара *vкр=*0,324 м3/кг; *v1*=0,593 м3/кг.

Действительную скорость исте­чения пара из сопл определяем по формуле (3.2):


 =560 м/с.

Площадь выходного сечения расширяющегося сопла, по формуле (3.25),

*f1*=*Mv1*/(*μlcl*)=1,8·0,593/(0,96·560)=1,99·10-3 м2.

Критическая скорость истечения пара из сопл, по формуле (3.2),

 = 389 м/с.

Площадь минимального сечения расширяющегося сопла, по формуле (3.26),

*fmin=Mvкр/*(*μlcкр*)*=*1,8·0,324/(0,96·389)=1,56·10-3 м2.

**Задание на второй рейтинг**

|  |
| --- |
| **Вариант 10** |
| **Задача 1.** При испытании турбины были измерены параметры пара перед турбиной *р0=*3,5 МПа, *t0*=410°C и за турбиной *p2*=1,2 МПа и *t2*=290°C. Определить коэффициент возврата теплоты, если турбина имеет семь ступеней с одинаковыми относительными внутренними кпд *η*https://studydocs.ru/studfiles/999/916/1172156/'%D0%93%D0%9B%D0%90%D0%92%D0%90%203.doc'_html_45914f1ae104adb6.gif =0,73.*Ответ:*α=0,057. |
| **Задача 2.** Для турбины с начальными параметрами пара *р0*=0МПа, *t0*=500°С и противодавлением *р2=*1,5 МПа определить коэффициент возврата теплоты, если использованный теплопорепад регулирующей ступени *h*https://studydocs.ru/studfiles/999/916/1172156/'%D0%93%D0%9B%D0%90%D0%92%D0%90%203.doc'_html_ec82a9094f8c716e.gif *=*102 кДж/кг и относительный внутренний кпд регулирующей ступени *η*https://studydocs.ru/studfiles/999/916/1172156/'%D0%93%D0%9B%D0%90%D0%92%D0%90%203.doc'_html_45914f1ae104adb6.gif =0,68. Турбина имеет шесть нерегулируемых ступеней с одинаковыми располагаемыми теплоперепадами *h0*=62 кДж/кг.*Ответ:*α=0,053. |
| **Вариант 13** |
| **Задача 1.**Турбина, работающая с начальными параметрами пара *р0*=2,6 МПа, *t0*=360°C при давлении пара в конденсаторе *рк*=4,5·103 Па, имеет относительный эффективный кпд *η*ое=0,68. На сколько увеличится удельный эффективный расход пара, если давление в конденсаторе повысится до *р*https://studydocs.ru/studfiles/999/916/1172156/'%D0%93%D0%9B%D0%90%D0%92%D0%90%203.doc'_html_1798a7c8ce7c33c9.gif *=*8·103 Па, а относительный эффективный кпд понизится до *η*ое=0,63*.**Ответ: Δde*=0,14 кг/(кВт·ч). |
| **Задача 2.**Конденсационная турбина эффективной мощностью *Ne*=12000 кВт работает при начальных параметрах *р0*=2,8 МПа, *t0*=400°C и давлении пара в конденсаторе *рк*=4,5·103 Па. Определить удельный эффективный расход пара и относительный эффективный кпд турбины, если расход пара *D*=15 кг/с.*Ответ: de*=4,5 кг/(кВт·ч); *η*ое=0,708. |