

# Содержание

Введение.....	3
Задание.....	4
1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОСИЛОВОГО ЦИКЛА.....	5
1.1. описание установки.....	6
1.2. расчет параметров состояния в характерных точках цикла.....	7
1.3. Метод коэффициентов полезного действия прямого цикла.....	10
1.4. Технические показатели установки.....	13
1.5. Эксергетический метод.....	14
ВЫВОД.....	17
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	18

## ВВЕДЕНИЕ

Цикл Ренкина ,идеальный термодинамический цикл (круговой процесс),в котором совершается превращение теплоты в работу (или работы в теплоту); принимается в качестве теоретической основы для приближенного расчета реальных циклов, осуществляемых в паросиловых установках.

Эффективность преобразователей энергии, к которой относятся двигатели внутреннего сгорания, газотурбинные, паротурбинные и другие энергетические установки, способна снизить не только экономические , но и экологические проблемы , что заставляет постоянно совершенствовать их конструкцию.

## ЗАДАНИЕ

Произвести термодинамический анализ эффективности работы цикла Ренкина с перегревом пара.

$$D=6 \text{ т/ч}$$

$$P_{10}=6 \text{ Мпа}$$

$$t_{10}=550^\circ\text{C}$$

$$P_2=0.008 \text{ Мпа}$$

$$\eta_{ка}=94\%$$

$$\eta_{oi}^T=89\%$$

$$\eta_{oi}^H=92\%$$

$$\eta_r=97\%$$

$$\eta_M=98\%$$

$$\eta_{пп}=99\%$$



Термодинамический цикл этого теплового двигателя производится двумя изобарами – изобарой отвода тепла в конденсаторе ( $2'-2-2''$ ) и изобарой подвода тепла в котлоагрегате ( $3-3_d-4-5-1^0$ ) как показано на рисунке 2.

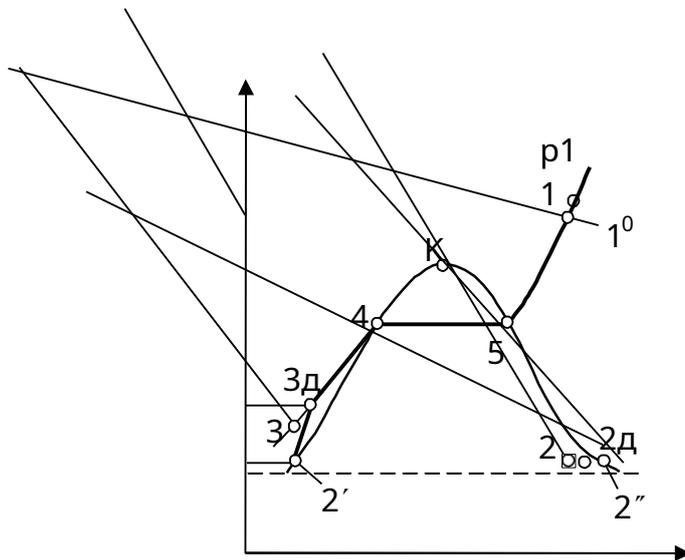


Рис. 2. Паросиловой цикл Ренкина с перегревом пара

- Точка 1 - перегретый пар
- Точка  $1^0$ - сухой перегретый пар
- Точка 2 - влажный пар
- Точка  $2'$ - жидкость (вода)
- Точка  $2''$ - сухой насыщенный пар
- Точка  $2_d$ - влажный пар
- Точка 3 - насыщенная жидкость
- Точка  $3_d$ - нагретая жидкость
- Точка 4 - кипящая вода
- Точка 5- сухой насыщенный пар

## 1.2 Расчет параметров состояния в характерных точка цикла

Для расчета и анализа процессов, происходящих в цикле необходимо определение параметров состояния рабочего тела в его характерных точках.

Параметр в точках 4' и 5'' при  $P_{10}=6\text{МПа} = 6000\text{кПа}$

4'	5''
$t=275.6^{\circ}\text{C}$	$t=275.6^{\circ}\text{C}$
$v=0.001319\text{м}^3/\text{кг}$	$v''=0.03241\text{м}^3/\text{кг}$
$i=1214\text{кДж}/\text{кг}$	$i''=2783\text{кДж}/\text{кг}$
$s=3.028\text{кДж}/(\text{кг К})$	$s''=5,888\text{кДж}/(\text{кг К})$

$$x_4=0; x_5=1$$

Параметры в точках 2' и 2'' при  $P_2 = 0,008\text{МПа} = 8\text{кПа}$

$t=41053^{\circ}\text{C}$	$t=41.83^{\circ}\text{C}$
$v=0.001008\text{м}^3/\text{кг}$	$v''=18011\text{м}^3/\text{кг}$
$i=173.9\text{кДж}/\text{кг}$	$i''=2577\text{кДж}/\text{кг}$
$s=0.5990\text{кДж}/(\text{кг К})$	$s''=8.229\text{кДж}/(\text{кг К})$

Параметры перегретого пара в точке 10 при  $P_{10}=6\text{МПа}$ ,  $t_{10}=550^{\circ}\text{C}$

$$v_{10}=0.03561\text{ м}^3/\text{кг}$$
$$i_{10}=3500\text{ кДж}/\text{кг}$$
$$s_{10}=6.757\text{ кДж}/(\text{кг К})$$

Параметры состояния жидкости после сжатия в насосе в точке 3 при  $P_{10}=P_3=6\text{МПа}$  и энтропии ;  $s_3=s_2=0.5990\text{кДж}/(\text{кг К})$

$$t_3=42.3^{\circ}\text{C}$$
$$v_3=0.001\text{м}^3/\text{кг}$$
$$i_3=182.14\text{кДж}/\text{кг}$$

Эффективность работы и совершенство конструкции питательного насоса определяется относительным КПД насоса, представляющим собой отношение теоретической работы, к реальной работе насоса.

$$\eta_{oi}^n = \frac{i_{3-i_2}}{i_{3d-i_2}}$$

$$i_{3d} = \frac{i_{3-i_2}}{\eta_{oi}^n} + i_2 = \frac{182.14 - 173.9}{0.92} + 173.9 = 183.14 \text{ кДж/кг}$$

Также известно, что при  $P_{10} = P_{3d} = 6 \text{ МПа}$  находим значение остальных параметров в точке 3<sub>д</sub>.

$$t_{3d} = 45.5^\circ\text{C}$$

$$v_{3d} = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$s_{3d} = 0,6021 \text{ кДж/(кг К)}$$

В результате потерь теплоты в паропроводе состояние водяного пара перед турбиной будет отвечать состоянию в точке 1, а параметры точки 1 определяют из зависимости для КПД паропровода:

$$\eta_m = \frac{i_1 - i_3}{i_{10} - i_3}$$

Откуда получим значение энтальпии в точке 1, если известен  $\eta_{пп} = 99\%$  из задания.

$$i_1 = (i_{10} - i_3) \eta_{пп} + i_3 = (3500 - 182.14) 0.99 + 182.14 = 3466.82 \text{ кДж/кг}$$

При расчетах принимаем давление пара перед турбиной  $P_1$  равным давлению пара после котлоагрегата, т.е.  $P_1 \approx P_{10}$ . Тогда определяем другие параметры в точке 1.

$$t_1=536.83^\circ\text{C} \quad v_1=0.0349\text{м}^3/\text{кг} \quad s_1=6.72\text{кДж}/(\text{кг К})$$

При идеальном процессе расширения пара (адиабатном или, по другому, изотропном) в турбине энтропия рабочего тела не изменяется, следовательно

$$S_1=S_2.$$

Степень сухости отработанного влажного пара, выходящего из турбины, (точка 2) для идеального процесса определяется по формуле:

$$x_2 = \frac{S_1 - S_2}{S_2 - S_2} = \frac{6.72 - 0.5990}{8.229 - 0.5990} = 0.8$$

По известной степени сухости рассчитываем остальные параметры состояния точки 2:

$$I_2 = i_2(1-x_2) + i_2 x_2 = 173.9(1-0.8) + 2577 \times 0.8 = 2096.4 \text{кДж}/\text{кг}$$

$$v_2 = v_2 x_2 = 18.11 \times 0.8 = 14.5 \text{м}^3/\text{кг}$$

Эффективность работы и совершенство конструкции турбины определяется внутренним относительным КПД турбины, представляющим собой отношение действительной работы, полученной в реальном процессе расширения пара в турбине к теоретической работе турбины:

$$\eta_{oi}^m = \frac{i_1 - i_{2o}}{i_1 - i_2} \rightarrow i_{2d} = i_1 - (i_1 - i_2)\eta_{oi}^m$$

$$i_{2d} = 3466.82 - (3466.82 - 2096.4)0.89 = 2247.15 \text{кДж}/\text{кг}$$

Рассчитываем степень сухости отработанного влажного пара, выходящего из турбины в реальном процессе (точка 2д) по формуле:

$$x_{2o} = \frac{i_{2o} - i_2}{i_2 - i_2} \rightarrow \frac{2247.15 - 173.9}{2577 - 173.9} = 0.86$$

По известной степени сухости рассчитываем остальные параметры состояния точки 2:

$$S_{2d} = s_2 (1-x_{2d}) + s_2 x_{2d};$$

$$S_{2d} = 0,5990(1-0,86) + 8,229 \times 0,86 = 7,164 \text{кДж}/(\text{кг К})$$

$$V_{2d} = v_2 x_{2d} = 18,11 \times 0,86 = 15,57 \text{м}^3/\text{кг}.$$

### 1.3 Метод коэффициентов полезного действия прямого цикла.

Рассчитывается теплота, выделенная при сгорании топлива, превращенная в электроэнергию, отданная в конденсаторе; потери теплоты в котлоагрегате, в паропроводе, в электрогенераторе, в турбине, в насосе.

Количество удельной теплоты, воспринятое водой и паром в котлоагрегате, определяется по зависимости:

$$q_1 = i_{10} - i_{3д};$$

$$q_1 = 3500 - 182.14 = 3317.9 \text{ кДж/кг}$$

Количество теплоты, выделившееся в котлоагрегате при сгорании топлива определяем по формуле:

$$q = \frac{q_1}{\eta_{ка}}$$

$$q = \frac{3317.9}{0.94} = 3529.68 \text{ кДж/кг}$$

Теоретическую работу турбины и насоса, а также термический КПД цикла рассчитываем по зависимости:

$$l_{теор}^m = i_1 - i_2 = 3466.82 - 2096.4 = 1370.42 \text{ кДж/кг}$$

$$l_{теор}^n = i_3 - i_2 = 182.14 - 173.9 = 8.24 \text{ кДж/кг}$$

$$l_{ц. теор} = l_{теор}^m - l_{теор}^n = 1370.42 - 8.24 = 1362.18 \text{ кДж/кг}$$

$$\eta_t = \frac{l_{ц. теор}}{q_1} = \frac{1362.18}{3317.9} = 0.41$$

Потери теплоты в котлоагрегате

$$\Delta q_{ном}^{ка} = q - q_1 = 3529.68 - 3317.9 = 211.78 \text{ кДж/кг}$$

Потери теплоты в паропроводе

$$\Delta q_{ном}^{mn} = i_{10} - i_1 = 3500 - 3466.82 = 33.18 \text{ кДж/кг}$$

## Работа действительного и теоретического циклов

$$l_{ц.дейст} = l_{дейст}^m - l_{дейст}^u = (i_1 - i_{2д}) - (i_{3д} - i_2)$$

$$l_{ц.дейст} = (3466.82 - 2247.15) - (183.14 - 173.9) = 1210.43 \text{ кДж/кг}$$

Эффективный КПД установки без учета потерь в электрогенераторе

$$\eta_{eГ}^{уст} = \eta_{ка} \eta_{пп} \eta_t \eta_{oi}^u = 0.94 \times 0.99 \times 0.89 \times 0.41 = 0.34$$

Внутренний относительный КПД комплекса «турбина-насос»

$$\eta_{от}^u = \frac{l_{ц.дейст}}{l_{ц.теор}} = \frac{1210,43}{1362,18} = 0,89$$

Теплота, превращенная в электроэнергию

$$l_{вн} = q \eta_e^{уст} = 3529,68 \times 0,34 = 1200,09 \text{ кДж/кг}$$

Теплота отданная в конденсаторе

$$q_2 = i_2 - i_2 = 2096.4 - 173.9 = 1922.5 \text{ кДж/кг}$$

Потеря в турбине

$$\Delta l_{ном}^m = i_{2д} - i_2 = 2247.15 - 2096.4 = 150.75 \text{ кДж/кг}$$

Потери работы в генераторе электрического тока

$$\Delta l_{ном}^z = l_{ц.дейст} - l_{вн} = 1210,43 - 1200,09 = 10,34 \text{ кДж/кг}$$

Уравнение теплового баланса паротурбинной установки

$$q = l_{вн} + q_2 + \Delta q_{ном}^{mn} + \Delta q_{ном}^{ка} + \Delta l_{ном}^m + \Delta l_{ном}^z$$

$$q = 1200.09 + 211.78 + 33.18 + 150.75 + 10.34 = 1606.14 \text{ кДж/кг}$$

Результаты расчета параметров состояния рабочего тела и определения КПД, а также технические показатели приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета паросилового цикла

№ точки	Параметры состояния					
	T, К	P, МПа	V, м <sup>3</sup> /кг	i, кДж/кг	s, кДж/(кг К)	x
10	823,1 5	6	0,03561	3500	6,757	1
1	809,9 8	6	0,0349	3466,82	6,72	1
2	314,9 8	0,008	14,5	2096,4	6,72	0,8
2 <sub>д</sub>	314,9 8	0,008	15,57	2247,15	7,164	0,86
2 <sup>»</sup>	314,9 8	0,008	18,11	2577	8,229	1
2 <sup>·</sup>	314,6 8	0,008	0,0010	173,9	0,5990	0
3	315,4 5	6	0,001	182,14	8,229	0
3 <sub>д</sub>	318,6 5	6	0,001	183,14	0,6021	0
4	548,7 5	6	0,001319	1214	3,028	0
5	548,7 5	6	0,03241	2783	5,888	1

#### 1.4 Технические показатели установки

Удельный расход пара показывает, какое количество пара в кг требуется пропустить через турбину, чтобы получить 1 кДж электрической энергии

(1кВт=3600кДж)

$$d_{\text{теор}} = \frac{1}{l_{\text{ц.теор.}}} = \frac{1}{1362,18} = 0,00073 \text{ кг/кДж}$$

$$d_{\text{дейст.}} = \frac{1}{l_{\text{ц.дейст.}}} = \frac{1}{1210,43} = 0,00083 \text{ кг/кДж}$$

$$d_{\text{теор}} = \frac{3600}{l_{\text{ц.теор.}}} = \frac{3600}{1362,18} = 2,64 \text{ кг/(кВт ч)}$$

$$d_{\text{дейст.}} = \frac{3600}{l_{\text{ц.дейст.}}} = \frac{3600}{1210,43} = 2,97 \text{ кг/(кВт ч)}$$

Удельный расход теплоты в теоретическом и действительном цикле установки показывает, какое количество теплоты (кДж или кВт ч) необходимо затратить, чтобы получить 1кДж или 1кВт ч работы.

$$g = \frac{BQ_p^p}{N_{\text{теор.}}} = \frac{Q}{N_{\text{теор.}}} = \frac{21178080}{8173080} = 2,59 \text{ (кВт ч)/(кВт ч)}$$

$$Q = qD = BQ_p^h = 3529,68 \times 6000 = 21178080 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_p^H = 23940 \text{ кДж/кг}$$

$$B = \frac{Q}{Q_p^H} = \frac{21178080}{23940} = 884,63 \text{ кг/ч}$$

$$N_e = I_{\text{вн}} D = q \eta_e^{\text{ycm}} D = 1200,09 \times 6000 = 7200540 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{теор.}} = I_{\text{и. теор.}} D = 1362,18 \times 6000 = 8173080 \text{ кВт}$$

$$g_e = \frac{1}{\eta_e^{\text{ycm}}} = \frac{1}{0,34} = 2,94 \text{ (кВт ч)/(кВт ч)}$$

Удельный расход топлива показывает, какое количество топлива необходимо для получения 1кДж работы.

$$b = \frac{B}{N_{\text{теор.}}} = \frac{884,63}{8173080} = 0,000108 \text{ кг топл/кДж}$$

$$b_e = \frac{B}{N_e} = \frac{884,63}{7200540} = 0,000123 \text{ кг топл/кДж}$$

где  $b$  и  $b_e$  — удельный расход топлива в теоретическом цикле и в действительном с учетом всех потерь, соответственно.

### 1.5 Эксергетический метод

При анализе цикла принимается, что давление и температура окружающей среды  $p_0 = 100 \text{ кПа}$ ,  $t = 20^\circ\text{C}$  ( $T_0 = 293 \text{ К}$ ), температура поточных газов  $t_T = 1300^\circ\text{C}$  ( $T_T = 1573 \text{ К}$ ),  $i_0 = 84 \text{ кДж/кг}$ ,  $s_0 = 0,2963 \text{ кДж/(кг К)}$ .

Работоспособность (максимальная полезная работа, эксергия) изолированной системы, состоящей из источника работы и окружающей среды определяется выражением:

$$l_{\max} = e_n = (i_n - i_0) - T_0(s_n - s_0)$$

$$e_1 = (3466.82 - 84) - 293(6.72 - 0.2963) = 1500.66 \text{ кДж/кг}$$

$$e_2 = (2096.4 - 84) - 293(6.72 - 0.2963) = 130.26 \text{ кДж/кг}$$

$$e_2 = (173.9 - 84) - 293(0.5990 - 0.2963) = 1,21 \text{ кДж/кг}$$

$$e_3 = (182.14 - 84) - 293(0.5990 - 0.2963) = 9.45 \text{ кДж/кг}$$

$$e_{3д} = (183.14 - 84) - 293(0.06021 - 0.2963) = 9.54 \text{ кДж/кг}$$

$$e_{10} = (3500 - 84) - 293(6.757 - 0.2963) = 1527.98 \text{ кДж/кг}$$

По аналогии с эксэргией потока рабочего тела вводится понятие об эксэргии потока тепла  $q$ , отдаваемой телом (поточными газами) с температурой  $T_T$ , которая определяется как :

$$e_q = q \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) = 3529.68 \left(1 - \frac{293}{1573}\right) = 2873.16 \text{ кДж/кг}$$

Потери работоспособности (эксэргии) в котлоагрегате вследствие рассеивания теплоты в окружающую среду определяется по формуле :

$$\Delta l^{ka} = (e_3 + e_q) - e_{10} = (9.45 + 2873.16) - 1527.98 = 1354.63 \text{ кДж/кг}$$

Потери работоспособности в паропроводе

$$\Delta l^m = e_{10} - e_1 = 1527.98 - 1500.66 = 27.32 \text{ кДж/кг}$$

Потери работоспособности (эксэргии) в турбине

$$\Delta l^T = e_1 - e_2 - l_{\text{дейст}}^m = 1500.66 - 130.26 - 1219.67 = 150.73 \text{ кДж/кг}$$

Потери работоспособности в электрогенераторе

$$\Delta l^G = l_{\text{ц.дейст}} - l_{\text{вн}} = 1210,43 - 1200,09 = 10,34 \text{ кДж/кг}$$

Потери работоспособности в конденсаторе

$$\Delta l^k = e_2 - e_2 = 130.26 - 1.21 = 129.05 \text{ кДж/кг}$$

Потери работоспособности в насосе

$$\Delta l^H = e_2 - e_{3д} + l_{\text{дейст}}^H = 1,21 - 9,54 + 9,24 = 0,91 \text{ кДж/кг}$$

Уравнение эксэргетического баланса запишем как:

$$e_q = I_{\text{вн}} + \Delta I^{\text{ка}} + \Delta I^{\text{пп}} + \Delta I^{\text{T}} + \Delta I^{\text{Г}} + \Delta I^{\text{k}} + \Delta I^{\text{н}}$$

$$e_q = 1200,09 + 1354,63 + 27,32 + 150,73 + 10,34 + 129,05 + 0,91 = 2873,07 \text{ кДж/кг}$$

Приняв эксэргию потока тепла  $e_q$  за 100%, на основании уравнения эксергетического баланса для паротурбинной установки необходимо определить доли составляющих баланса и построить график распределения потоков эксэргии, который представлен на рисунке 4.

## Вывод

В ходе расчета курсовой работы был произведен анализ эффективности работы паросилового цикла Ренкина, были рассчитаны параметры состояния рабочего тела в различных точках цикла, определены потери энергии и эксэргии. На основании данных составлены балансовые диаграммы потоков энергии и эксэргии в паросиловой установке. По рассчитанной полезной работе и заданному расходу пара ( $D = 6$  т/ч) были определены мощность паросиловой установки действительного  $N_e = 7200540$  кВт и теоретического цикла  $N_{\text{теор.}} = 8173080$  кДж/ч, удельный расход пара на единицу мощности. Исходя из эффективности работы реального паросилового цикла оценивается эффективное КПД установки ( $\eta_{\text{ет}}^{\text{ycm}} = 0,34$ ).

## **Список литературы**

Методические указания к курсовой работе по дисциплине Теоретические основы теплотехники для студентов направления подготовки 241000.62 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии очной и заочной форм обучения. Ю.О. Афанасьев, А.Р. Богомоллов ; ФГБОУ ВО «Кузбасс. Гос. Техн. Университет им. Т.Ф. Горбачева», Каф. Процессов и аппаратов химических производств. – Кемерово: Издательство КузГТУ, 2012.

Министерство образования и науки Российской  
Федерации      Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Кузбасский государственный технический университет  
имени  
Т. Ф. Горбачева»

Кафедра энергоресурсосберегающих процессов в химической и  
нефтегазовой технологиях

## Курсовой проект

По дисциплине «Теоретические основы теплотехники»

Тема « Термодинамический анализ эффективности работы цикла  
Ренкина с перегревом пара»

ХМбз-201

Выполнил ст. гр.

Арефьев А.А.

Проверил:

Тиунова Н.В.

Кемерово 2023г