

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« ____ » _____ 2019 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции котельной №7 г.Дудинка

с переводом на мини-ТЭЦ

тема

Руководитель

подпись, дата

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень

Л.Н. Подборский

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

А.А. Иванова

инициалы, фамилия

Технический контроль

подпись, дата

С.А. Михайленко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2019

РЕФЕРАТ

Бакалаврская работа по теме «Проект реконструкции котельной №7 г. Дундинка с переводом на мини-ТЭЦ» выполнена на 4 листах графической части и 51 странице расчетно-пояснительной записки.

ТУРБИНА С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ, РЕДУКЦИОННО-ОХЛАДИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА, МИНИ-ТЭЦ, РЕКОНСТРУКЦИЯ, ПРОИЗВОДСТВЕННО-ОТОПИТЕЛЬНАЯ КОТЕЛЬНАЯ

Целью является реконструкция котельной №7 ПТЭС ОАО «Норильско-Таймырская энергетическая компания» с переводом ее в мини-ТЭЦ.

Бакалаврская работа содержит:

- 1 разработка технического решения, в котором выбран вариант использования турбоагрегата с теплофикационным противодавлением совместно с редукционной установкой;
- 2 выбор турбоагрегата с электрическим генератором;
- 3 расчет проточной части турбоагрегата;
- 4 определение сроков окупаемости и экономической эффективности проекта через NPV и DPI.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Обоснование реконструкции	6
1.1 Описание объекта	6
1.2 Краткое описание оборудования котельной №7	7
1.3 Разработка технического решения.....	8
2 Основная часть	11
2.1 Расчет турбоагрегата Р-3-1,33/0,6	11
3 Экономическая часть	38
3.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией	38
3.2 Расчет себестоимости единицы электроэнергии.....	41
3.3 Расчет показателей экономической эффективности проекта	41
4 Индивидуальное задание	45
4.1 Оборудование узла учета	45
4.2 Условия эксплуатации приборов учета	45
4.3 Эксплуатационные требования	45
4.4 Устройство и принцип действия первичных преобразователей.....	46
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	50
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	51

ВВЕДЕНИЕ

Объектом выпускной квалификационной работы является котельная №7 в городе Дудинка.

Город Дудинка является городским поселением, административным центром Таймырского Долгано-Ненецкого муниципального района. Расстояние от краевого центра, города Красноярска, до Дудинки составляет более чем 2 500 км. С центром и другими населенными пунктами края город связан летом речным, а в течение круглого года — воздушным транспортом. Дудинка — морской порт в низовьях Енисея, самый северный международный морской порт в России и крупнейший в Сибири. Круглогодично связан морским сообщением с Архангельском и Мурманском, в период летней навигации — речным сообщением с Красноярском и Диксоном. Самая северная в мире железная дорога и автомобильное шоссе связывают Дудинку с аэропортом Норильск (44 км) и городом Норильск (96 км). По городу осуществляются регулярные автобусные перевозки.

Город Дудинка относится к районам Крайнего Севера. Климат здесь суровый, субарктический. Среднегодовая температура составляет – 9,4 °С. Зима долгая, морозы могут достигать – 50 °С и ниже. Лето прохладное, хотя в отдельные годы возможны температуры 30 °С и более.

Теплоснабжение объектов на территории города Дудинка осуществляется от шести источников: котельных № 6, 7, «Дукла» и БМК ПТЭС ОАО «Норильско-Таймырская энергетическая компания», котельной ОАО «Таймыргеофизика» и котельной очистных сооружений. Котельные № 6, «Дукла», БМК, котельная ОАО «Таймыргеофизика» и котельная очистных сооружений осуществляют отпуск тепловой энергии промышленным потребителям и не входят в систему теплоснабжения населения и объектов соцкультбыта.

Электроснабжение города Дудинки осуществляет ПТЭС ОАО «Норильско-Таймырская энергетическая компания», принимая электроэнергию по двум линиям электропередач из города Норильска на 3 понизительные подстанции напряжением (110 кВ / 6 кВ).

В 2015 году произошла авария: из-за сильного ветра оборвало ЛЭП, идущие от города Норильск, которые полностью обеспечивают Дудинку и котельные города электроэнергией. Из-за этой аварии весь город остался без тепла, горячего водоснабжения и электроэнергии. Местные власти, в целях безопасности и в качестве резерва, подключили ПАЭС – 2500 (передвижная газотурбинная электростанция). Дополнительный резерв – дизель-электроход «Авраамий Завенягин». Этот прецедент показывает, что городу необходимо повышать надежность теплоснабжения.

Целью работы является реконструкция котельной №7 ПТЭС ОАО «Норильско-Таймырская энергетическая компания» с переводом ее в мини-ТЭЦ. Это будет способствовать повышению надежности теплоснабжения благодаря попутной выработке электроэнергии на собственные нужды, а также улучшению технико-экономических показателей.

Актуальность данного проекта подтверждается энергетической стратегией России на период до 2030 года. Согласно этому документу, одним из главных стратегических ориентиров является энергетическая безопасность, а также энергетическая эффективность экономики.

Задачами работы в связи с указанной целью являются:

- реконструкция тепловой схемы котельной с подключением к паровому контуру турбины с теплофикационным противодавлением;
- проектирование паровой турбины с учетом выбранного прототипа.

1 Обоснование реконструкции

1.1 Описание объекта



Рисунок 1.1 – Котельная №7 в г. Дудинка

Котельная № 7 ПТЭС ОАО «Норильско-Таймырская энергетическая компания» является самой мощной производственно-отопительной котельной Дудинки.

Общая установленная мощность котельной 206,6 Гкал/ч. Основное топливо – природный газ метан, аварийное топливо – дизельное топливо ДА.

Зона эксплуатационной ответственности теплоснабжения котельной №7 охватывает 100 % многоквартирного жилого фонда, общественных зданий и коммунально-бытовых предприятий города Дудинка.

Первые котлоагрегаты котельной были введены в эксплуатацию в 1962 году. В 1975 году котельная была переведена на газ, в это же время начинается замена маломощных паровых котлов на более производительные водогрейные. В настоящее время для производства теплоносителя используются четыре водогрейных котла марки КВ-ГМ 30-150 мощностью 34,8 Мвт (30 Гкал/ч) каждый и пять паровых котлов марки ДКВР 20/13 производительностью 20 т/ч пара каждый. Полученный в паровых котлах насыщенный пар по трубопроводам подается на редукционные установки, где происходит непроизводительное снижение давления с 13 кгс/см² до 6 кгс/см², после чего пар подается на подогреватели сетевой воды ПСВ 200-7-15 –3 шт., где отдает тепло сетевой воде.

Транспортировка теплоносителя от котельной № 7 ведется по 5 лучам магистральных тепловых сетей. По лучам №1 (Ду400), №2 (Ду500), №3 (Ду400)

теплоноситель подается производственным потребителям, расположенным в зоне предприятий ЗФ ОАО «ГМК Норильский никель». Лучи №4 (Ду400) и №5 (Ду600) обеспечивают транспортировку тепла в жилые районы. Теплоноситель системы теплоснабжения – вода с параметрами 105-70°C, 115-70°C.

1.2 Краткое описание оборудования котельной №7

Технические характеристики котлов ДКВР 20/13 и КВ-ГМ 30-150 представлены в таблице 1.1 и 1.2 соответственно.

Таблица 1.1 – Технические характеристики парового котла ДКВР 20/13

Показатель	Значение
Тип агрегата	Паровой котел
Паропроизводительность, т/ч	20
Топливо	Газ или жидкое топливо
Давление пара на выходе из котла, МПа	1,3
Температура пара на выходе из котла, °С	200
КПД (природный газ / мазут), %	92 / 90
Расход топлива (природный газ / мазут), м ³ /ч / кг/ч	1840 / 1400

Таблица 1.2 – Технические характеристики водогрейного котла КВ-ГМ 30-150

Показатель	Значение
Тип агрегата	Водогрейный котел
Номинальная теплопроизводительность, Гкал/ч	30
Топливо	Газ или жидкое топливо
Давление воды, МПа	2,5
Температура воды на входе / выходе из котла, °С	70 / 150
КПД (природный газ / мазут), %	91 / 90
Расход топлива (природный газ / мазут), м ³ /ч / кг/ч	4360 / 3580

На объекте используются 2 редуционные установки марки РУ 40-13/7 и одна установка РУ-60-13/7. Характеристики этих установок представлены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Технические характеристики РУ 40-13/7 и РУ 60-13/70

Марка	Производительность G, т/ч	Давление острого пара P ₁ , МПа	Давление редуцированного пара P ₂ , МПа	Температура острого пара t ₁ , °С	Температура редуцированного пара t ₂ , °С	Давление охлаждающей воды при t=104 °С, МПа
РУ-40-13/7	40	1,3	0,7	200	165	2
РУ-60-13/7	60	1,3	0,7	200	165	2

После РУ пар подается в подогреватели сетевой воды ПСВ-200-7-15, характеристики которого представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Технические характеристики ПСВ-200-7-15

Показатель	Значение
Площадь поверхности теплообмена, м ²	200
Рабочее давление:	
пара в корпусе, МПа	0,69
воды в трубной системе, МПа	1,47
Максимальная температура пара на входе, °С	400
Температура сетевой воды:	
на входе, °С	70
на выходе, °С	150
Номинальный расход воды, т/ч	400
Расчетная теплопроизводительность, МВт	37,2
Количество ходов сетевой воды	4

1.3 Разработка технического решения

1.3.1 Преимущества замены РУ на энергосберегающий турбоагрегат

Замена редукционно-охладительной установки в котельных на энергосберегающую турбину – это энергосберегающее мероприятие. Энергосберегающая паровая турбина устанавливается для выработки электроэнергии на собственные нужды за счет использования избыточного давления паровых котлов.

Вырабатываемая энергосберегающей турбиной электроэнергия пойдет на покрытие собственных нужд предприятия. При этом основной задачей модернизированной котельной продолжает оставаться производство тепла, а электроэнергия является полезным сопутствующим продуктом его производства, значительно улучшающим технико-экономические показатели работы котельной.

1.3.2 Варианты использования редукционно-охладительной установки совместно с энергосберегающей турбиной

1.3.2.1 РУ и энергосберегающая турбина работают в параллель

В данном случае работает турбина, а редукционно-охладительная установка РУ находится в резерве. Турбина в данном случае выполняет функции РУ, снижая параметры пара, и попутно вырабатывая электрическую энергию. Параметры пара после турбины задаются такими же, как и после редукционной установки.

1.3.2.2 Энергосберегающая турбина как замена РУ

При установке таких турбогенераторных установок, пропускаемый через энергосберегающую турбину пар будет срабатываться от начальных параметров

на котлах до давления, нужного потребителю, и в результате бесполезно теряемый до этого потенциал пара будет использоваться для выработки малозатратной электрической энергии, которая покрывает собственные нужды котельной.

1.3.3 Выбор варианта использования РУ совместно с энергосберегающей турбиной

Для данного проекта выбран вариант с параллельной работой РУ и турбоагрегата, так как такой вариант менее затратный и более надежный. В случае останова на плановый или аварийный ремонт, или аварийного останова турбины, пар будет сбрасываться в РУ по старой схеме.

1.3.4 Выбор турбоагрегата

Пар с 5 котлов ДКВР 20/13 поступает в 2 редуцирующие установки РУ 40-13/7 и одну установку РУ-60-13/7 с параметрами:

температура пара:	200°С
давление пара:	1,3 МПа
суммарный расход пара:	100 т/ч

Соответственно, турбоагрегат должен иметь такие же параметры. Для снижения затрат на реализацию проекта, выбирается турбина с противодавлением, так как к ней не требуется система водоснабжения, что значительно снижает стоимость. Для проекта такая турбина подходит, так как:

- паровые котлы работают круглогодично с остановами двух из пяти котлов в летний период;
- теплоноситель, вырабатываемый на паровых котлах, необходим круглогодично.

Турбоагрегат устанавливается на объект с целью выработки электроэнергии на собственные нужды. В связи с этим, турбина может быть небольшой мощности.

Под заданные параметры выбирается прототип турбины. Это турбина Р-3-1,33/0,6 от производителя ООО «ЮТрон – Паровые турбины». Характеристика прототипа представлена в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Характеристика турбоагрегата Р-3-1,33/0,6

Модель	Номинальная мощность	Начальные параметры		Номинальный расход пара	Противодавление
		Давление	Температура		
	кВт	МПа	°С	т/ч	МПа
Р-3-1,33/0,6	3000	1,3	200	108	0,6

Характеристика выбранного генератора для этой турбины представлена в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Характеристика турбогенератора Т2-4-2

Показатель	Значение
Активная мощность, кВт	4000
Коэффициент мощности ($\cos \varphi$)	0.8
Номинальное напряжение, В	6300
КПД турбогенератора, %	96
Тип возбудителя	ВТ-50-3000
Тип воздухоохладителя	ВОП-3

2 Основная часть

2.1 Расчет турбоагрегата Р-3-1,33/0,6

В качестве прототипа выбирается одноступенчатая двухвенечная паровая турбина с противодавлением Р-3-1,33/0,6 производства ООО «Ютрон – Паровые турбины».

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета

Наименование показателя	Значение показателя
Прототип турбины	Р-3-1,33/0,6
Номинальная электрическая мощность N_n , МВт	3
Давление перед стопорным клапаном P_0 , бар	13
Температура перед стопорным клапаном t_0 , °С	200
Конечное давление пара P_k , бар	6
Частота вращения n , об/мин	3000

2.1.1 Предварительные расчеты

2.1.1.1 Определение экономической мощности и предварительная оценка расхода пара

Для турбины выбирается дроссельное парораспределение с двумя регулирующими клапанами. Проточная часть проектируется на экономическую мощность, которая соответствует максимальной экономичности турбины. Экономическая мощность определяется в зависимости от назначения турбины.

Располагаемый теплоперепад всей турбины H_0 , кДж/кг, определяется по заданным параметрам P_0 , t_0 и P_k от точки A_0 до A_{kt} (рис.2.1):

$$H_0 = i_0 - i_{kt}, \quad (2.1)$$

где $i_0 = 2807,675$ – энтальпия перед стопорным клапаном, кДж/кг,
 $i_{kt} = 2666,204$ – энтальпия отработавшего пара в турбине при изоэнтропном процессе расширения, кДж/кг.

$$H_0 = 2807,675 - 2666,204 = 141,471$$

Давление перед соплами ступени с учетом потерь в стопорном и регулируемых клапанах, бар:

$$P'_0 = P_0 \cdot (0,95 \div 0,97), \quad (2.2)$$

где $P_0 = 13$ – давление перед стопорным клапаном, бар (см. таблицу 2.1).

$$P'_0 = 13 \cdot 0,95 = 12,64$$

Давление за последней ступенью с учетом потерь в выхлопном патрубке, бар:

$$P'_k = P_k \cdot \left[1 + \lambda \cdot \left(\frac{C_{\text{вп}}}{100} \right)^2 \right], \quad (2.3)$$

где $P_k = 6$ – конечное давление пара, бар (см. таблицу 2.1);

$\lambda = 0,08$ – коэффициент потерь в патрубке, принимается по методическому пособию [1];

$C_{\text{вп}} = 50$ – скорость потока в выхлопном патрубке.

$$P'_k = 6 \cdot \left[1 + 0,08 \cdot \left(\frac{50}{100} \right)^2 \right] = 6,12$$

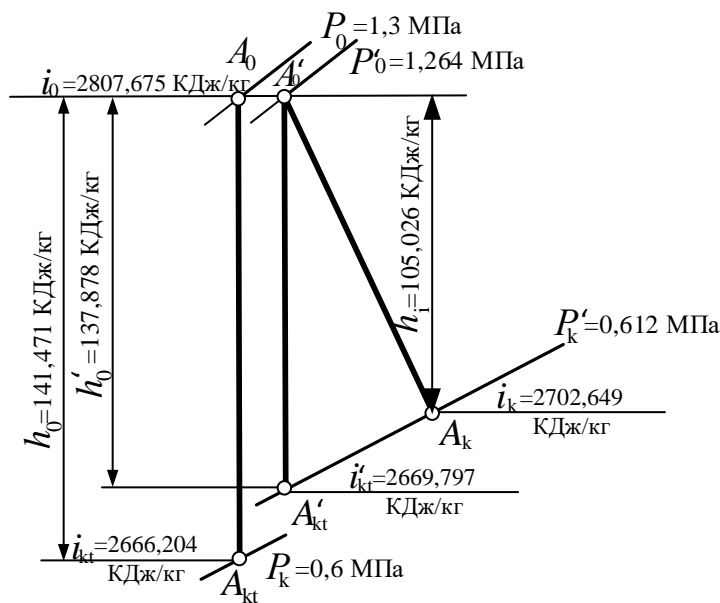


Рисунок 2.1 – Процесс расширения пара

Точка A'_0 характеризует состояние пара после клапанов перед соплами ступени. Отрезок $A'_0 - A'_{kt}$ определяет располагаемый теплоперепад проточной части, кДж/кг (рис. 2.1):

$$H'_0 = i'_0 - i'_{kt}, \quad (2.4)$$

где $i'_0 = 2807,675$ – энтальпия в точке A'_0 , кДж/кг (см. рис. 2.1);

$i'_{kt} = 2669,797$ – энтальпия в точке A'_{kt} , кДж/кг (см. рис. 2.1).

$$H'_0 = 2807,675 - 2669,797 = 137,878$$

Расход пара на турбину в первом приближении, кг/с:

$$G' = \frac{N_H \cdot 10^3}{H'_0 \cdot \eta_{\text{оз}}}, \quad (2.5)$$

где $N_H = 3$ – смотреть таблицу (2.1);
 $H'_0 = 137,878$ – смотреть формулу (2.4);
 $\eta_{0э} = 0,79$ – относительный электрический КПД, принимается в первом приближении в зависимости от номинальной мощности турбины по таблице 1 методического пособия [1].

$$G' = \frac{3 \cdot 10^3}{137,878 \cdot 0,79} = 27,542$$

2.1.1.2 Расчет турбины

Располагаемый теплоперепад в соответствии с начальным и конечным давлением составляет $h_0 = 137,878$ кДж/кг. Задается характеристическое отношение скоростей, оптимальное значение которого для двухвенечных ступеней составляет $(U/C_a)_{opt} = 0,26 \div 0,33$; принимается: $(U/C_a)_{opt} = 0,3$.

Располагаемый теплоперепад ступени h_0 откладывается на диаграмме $H-S$ от точки A'_0 (рис. 2.1).

Фиктивная скорость, м/с:

$$C_a = \sqrt{2 \cdot h_0 \cdot 10^3}, \quad (2.6)$$

где $h_0 = 137,878$ – теплоперепад ступени, кДж/кг.

$$C_a = \sqrt{2 \cdot 137,878 \cdot 10^3} = 525,126$$

Окружная скорость, м/с:

$$U = C_a \cdot \left(\frac{U}{C_a}\right)_{opt}, \quad (2.7)$$

где $C_a = 525,126$ – смотреть формулу (2.6);
 $\left(\frac{U}{C_a}\right)_{opt} = 0,3$ – принятое характеристическое отношение скоростей.

$$U = 525,126 \cdot 0,3 = 157,538$$

Средний диаметр ступени, м:

$$d = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n}, \quad (2.8)$$

где $U = 157,538$ – смотреть формулу (2.7);
 $n = 3000$ – частота вращения, об/мин (см. таблицу 2.1).

$$d = \frac{60 \cdot 157,538}{3,14 \cdot 3000} = 1$$

Температурный перепад сопловой решетки, кДж/кг:

$$h_{0c} = (1 - \rho_T) \cdot h_0, \quad (2.9)$$

где $\rho_T = 0,06$ – степень реактивности, для двухвенечных ступеней выбирается из диапазона $\rho_T = 0,06 \div 0,12$;

$h_0 = 137,878$ – то же, что и в формуле (2.6).

$$h_{0c} = (1 - 0,06) \cdot 137,878 = 129,606$$

Абсолютная теоретическая скорость истечения из сопел, м/с:

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{0c} \cdot 10^3}, \quad (2.10)$$

где $h_{0c} = 129,606$ – смотреть формулу (2.9).

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot 129,606 \cdot 10^3} = 509,128$$

Проходная площадь сопловой решетки, м²:

$$F_1 = \frac{G' \cdot V_{1t}}{\mu_1 \cdot C_{1t}}, \quad (2.11)$$

где $G' = 27,542$ – смотреть формулу (2.5);

$V_{1t} = 0,2852$ – удельный объем за сопловой решеткой ступени, м³/кг;

$\mu_1 = 0,97$ – предварительный коэффициент расхода сопловой решетки;

$C_{1t} = 509,128$ – смотреть формулу (2.10).

$$F_1 = \frac{27,542 \cdot 0,2852}{0,97 \cdot 509,128} = 0,016$$

Для турбины используется дроссельное парораспределение с двумя регулирующими клапанами. Это определяет полный подвод пара по всей окружности, т.е. степень парциальности $e = 1$.

Высота сопловых лопаток, м:

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d^{pc} \cdot \sin \alpha_{1\phi}}, \quad (2.12)$$

где $F_1 = 0,016$ – смотреть формулу (2.11);

$d = 1$ – смотреть формулу (2.8);

$\alpha_{1\phi} = 11^\circ$ – эффективный угол сопловой решетки.

$$l_1 = \frac{0,016}{3,14 \cdot 1 \cdot \sin 11^\circ} = 0,026$$

2.1.1.3 Построение процесса расширения турбины. Уточнение расхода пара.

КПД двухвенечной ступени подсчитывается по формуле:

$$\eta_{oi} = 0,8 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G'} \cdot \sqrt{\frac{P'_0 \cdot 10^5}{V'_0}}, \quad (2.13)$$

где $G' = 27,542$ – то же, что и в формуле (2.11);

$P'_0 = 12,64$ – смотреть формулу (2.2);

$V'_0 = 0,1593$ – удельный объем перед соплами регулирующей ступени в точке A'_0 , м³/кг (см. рис. 2.1).

$$\eta_{oi} = 0,8 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{27,542} \cdot \sqrt{\frac{12,64 \cdot 10^5}{0,1593}} = 0,78$$

Полезно использованный теплоперепад ступени, кДж/кг:

$$h_i = h_0 \cdot \eta_{oi}, \quad (2.14)$$

где $h_0 = 137,878$ – то же, что и в формуле (2.9);

$\eta_{oi} = 0,78$ – смотреть формулу (2.13).

$$h_i = 137,878 \cdot 0,78 = 107,483$$

Так как турбина Р-3-1,33/0,6 состоит только из одной двухвенечной ступени, то h_i равен всему полезно использованному теплоперепаду турбины.

Уточняем расход пара на турбину:

$$G = \frac{N_{\text{эк}} \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g}, \quad (2.15)$$

где $N_{\text{н}} = 3$ – то же, что и в формуле (2.5);

$H_i = h_i = 107,483$ – смотреть формулу (2.14);

η_m – механический КПД, принимается по таблице 1 [1]: $\eta_m = 0,97$;

η_g – КПД электрического генератора, принимается по таблице 1 [1]: $\eta_g = 0,96$.

$$G = \frac{3 \cdot 10^3}{107,483 \cdot 0,97 \cdot 0,96} = 29,974$$

2.1.2 Детальный расчет проточной части

Суммарная степень реактивности двухвенечной одноступенчатой турбины, выбранная на этапе предварительного расчета, распределяется между рабочей решеткой первого венца, поворотной решеткой и рабочей решеткой второго венца поровну или с небольшим возрастанием:

$$\rho_T = \rho'_T + \rho_T^{\text{II}} + \rho''_T, \quad (2.16)$$

где $\rho_T = 0,06$ – то же, что и в формуле (2.10);

ρ'_T – степень реактивности рабочей решетки первого венца;

ρ_T^{II} – степень реактивности поворотной решетки;

ρ''_T – степень реактивности рабочей решетки второго венца.

Из формулы (2.16) находим степени реактивности в рабочих и поворотной решетках:

$$\rho'_T = \rho_T^{\text{II}} = \rho''_T = \frac{\rho_T}{3}, \quad (2.17)$$

$$\rho'_T = \rho_T^{\text{II}} = \rho''_T = \frac{0,06}{3} = 0,02$$

Располагаемые теплоперепады в сопловой решетке, рабочей решетке первого венца, поворотной решетке и рабочей решетке второго венца, кДж/кг:

$$h_{0c} = (1 - \rho_T) \cdot h_0^*, \quad (2.18)$$

$$h_{0л} = \rho'_T \cdot h_0^*, \quad (2.19)$$

$$h_{0п} = \rho_T^{\text{II}} \cdot h_0^*, \quad (2.20)$$

$$h'_{0л} = \rho''_T \cdot h_0^*, \quad (2.21)$$

где $\rho_T = 0,06$ – то же, что и в формуле (2.9);

$\rho'_T = \rho_T^{\text{II}} = \rho''_T = 0,02$ – смотреть формулу (2.19);

$h_0^* = h_0 = 137,878$ – то же, что и в формуле (2.14).

$$h_{0c} = (1 - 0,06) \cdot 137,878 = 129,606$$

$$h_{0л} = (1 - 0,02) \cdot 137,878 = 2,758$$

$$h_{0п} = 0,02 \cdot 137,878 = 2,758$$

$$h'_{0л} = 0,02 \cdot 137,878 = 2,758$$

По h - S диаграмме, рис. 2.2, определяются параметры пара за решетками $P_1, P_2, P'_1, P'_{2PC}, V_{1t}, V_{2t}, V'_{1t}, V'_{2t}$.

P_1	6,4 бар	V_{1t}	0,285 м ³ /кг
P_2	6,31 бар	V_{2t}	0,289 м ³ /кг
P'_1	6,214 бар	V'_{1t}	0,293 м ³ /кг
P'_{2PC}	6,12 бар	V'_{2t}	0,297 м ³ /кг

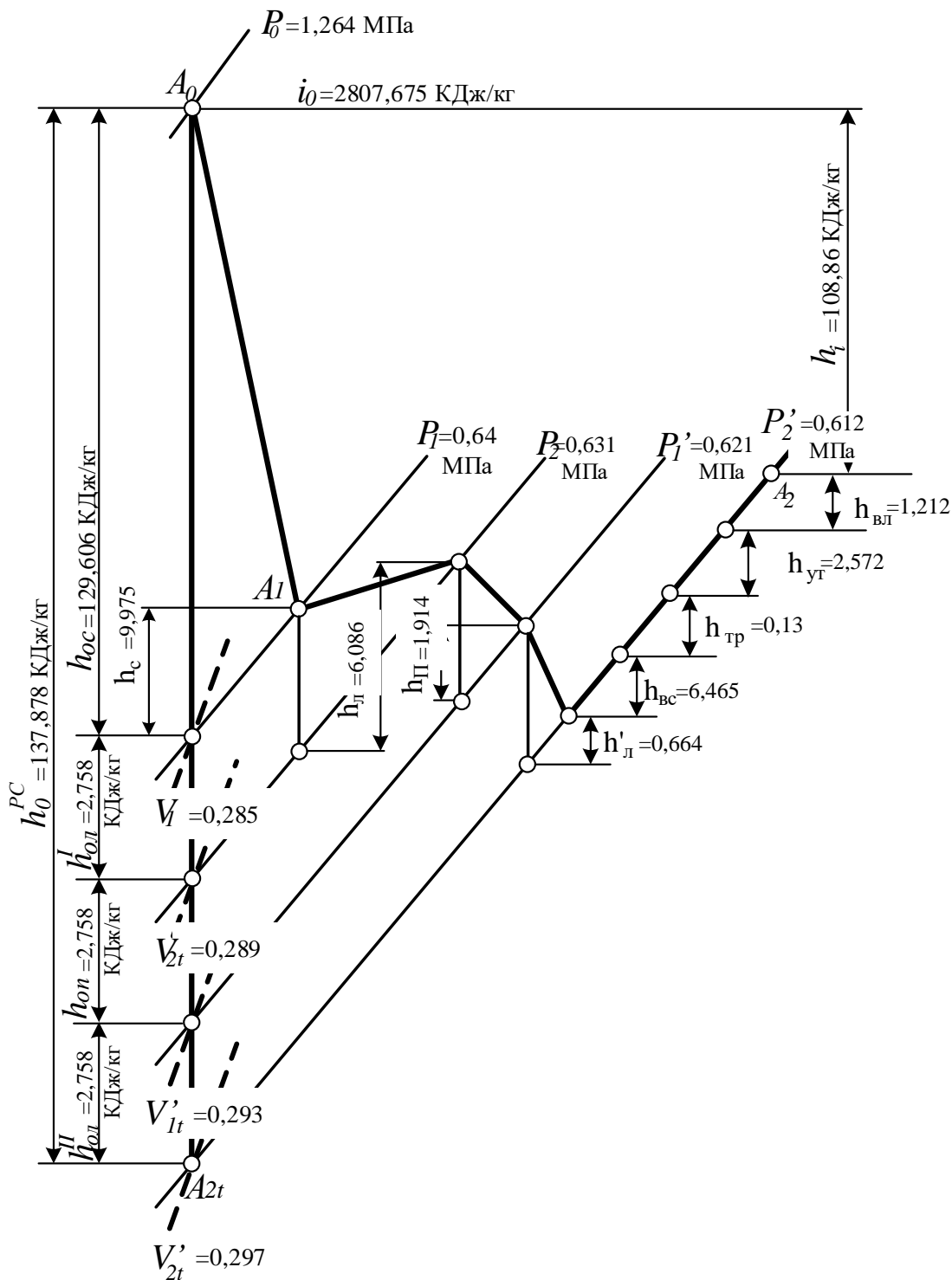


Рисунок 2.2 – h - S -диаграмма процесса расширения двухвенточной ступени

Теоретическая абсолютная скорость выхода из сопловой решетки, м/с:

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{0c} \cdot 10^3}, \quad (2.22)$$

где $h_{0c} = 129,606$ – смотреть формулу (2.18).

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot 129,606 \cdot 10^3} = 509,128$$

Скорость звука в потоке пара за сопловой решеткой, м/с:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot P_1 \cdot V_{1t} \cdot 10^5}, \quad (2.23)$$

где $P_1 = 6,4$ – смотреть рисунок 2.2;

$V_{1t} = 0,285$ – смотреть рисунок 2.2;

k – показатель изоэнтропы. Для влажного пара:

$$k = 1,035 + 0,1 \cdot x_1, \quad (2.24)$$

где $x_1 = 0,961$ – влажность пара на выходе в сопловую решетку.

$$k = 1,035 + 0,1 \cdot 0,961 = 1,131$$

$$a_1 = \sqrt{1,131 \cdot 6,4 \cdot 0,274 \cdot 10^5} = 454,532$$

Число Маха сопловой решетки:

$$M_{1t} = \frac{C_{1t}}{a_1}, \quad (2.25)$$

где $C_{1t} = 509,128$ – смотреть формулу (2.22);

$a_1 = 454,532$ – смотреть формулу (2.23).

$$M_{1t} = \frac{509,128}{454,532} = 1,12$$

Выходная площадь сопловой решетки предварительная, м²:

$$F_1 = \frac{G}{\mu_1 \cdot 0,635 \cdot \sqrt{\frac{P_0^* \cdot 10^5}{V_0^*}}}, \quad (2.26)$$

где $G = 29,974$ – смотреть формулу (2.15);

$\mu_1 = 0,97$ – предварительно принятый коэффициент расхода сопловой решетки;

$V_0^* = 0,159$ – определяется по Н-S-диаграмме;

$P_0^* = 1,264$ – определяется по Н-S-диаграмме.

$$F_1 = \frac{29,974}{0,97 \cdot 0,667 \cdot \sqrt{\frac{1,264 \cdot 10^5}{0,159}}} = 0,017$$

Эффективный угол сопловой решетки, °:

$$\angle \alpha_{1\text{эф}} = \arcsin \frac{F_1}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot l_1}, \quad (2.27)$$

где $F_1 = 0,017$ – смотреть формулу (2.26);
 $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.12);
 $l_1 = 0,026$ – смотреть формулу (2.12).

$$\angle \alpha_{1\text{эф}} = \arcsin \frac{0,017}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,478 \cdot 0,026} = 11,963$$

По значениям числа M_{1t} , углов $\alpha_0 = 90^\circ$ и $\alpha_{1\text{эф}}$ выбирается профиль сопловой решетки, а для выбранного профиля – относительный шаг \bar{t}_1 и значение хорды b_1 , м (Приложение XI) [1].

профиль сопловой решетки	C-90-12Б
относительный шаг \bar{t}_1	0,8
значение хорды b_1 , м	0,057

По отношению b_1/l_1 уточняется коэффициент расхода сопловой решетки:

$$\mu_1 = 0,982 - 0,005 \cdot \frac{b_1}{l_1}, \quad (2.28)$$

где $b_1 = 0,057$ – значение хорды;
 $l_1 = 0,026$ – то же, что и в формуле (2.27).

$$\mu_1 = 0,982 - 0,005 \cdot \frac{0,057}{0,026} = 0,971$$

После уточнения коэффициента μ_1 уточняем входную площадь сопловой решетки по формуле (2.26):

$$F_1 = \frac{29,974}{0,971 \cdot 0,635 \cdot \sqrt{\frac{1,264 \cdot 10^5}{0,159}}} = 0,017$$

Коэффициент скорости сопловой решетки:

$$\varphi = 0,98 - 0,009 \cdot \frac{b_1}{l_1}, \quad (2.29)$$

где $b_1 = 0,057$ – то же, что и в формуле (2.28);
 $l_1 = 0,026$ – то же, что и в формуле (2.28).

$$\varphi = 0,98 - 0,009 \cdot \frac{0,057}{0,026} = 0,961$$

Действительная абсолютная скорость выхода из сопел, м/с:

$$C_1 = \varphi \cdot C_{1t}, \quad (2.30)$$

где $\varphi = 0,961$ – смотреть формулу (2.29);
 $C_{1t} = 509,128$ – то же, что и в формуле (2.22).

$$C_1 = 0,961 \cdot 509,128 = 489,143$$

Так как $M_{1t} > 1$, имеет место отклонение потока в косом срезе от оси сопловых каналов на угол δ . С учетом отклонения угол выхода потока из сопловых каналов определяется по формуле Бэра:

$$\angle \alpha_1 = (\angle \alpha_{1\text{эф}} + \angle \delta) = \arcsin \left(\sin \angle \alpha_{1\text{эф}} \cdot \frac{C_{\text{кр}}}{C_{1t}} \cdot \frac{V_{1t}}{V_{\text{кр}}} \right), \quad (2.31)$$

где $\angle \alpha_{1\text{эф}} = 11,963$ – смотреть формулу (2.27);
 $C_{\text{кр}}$ – критическая скорость потока, определяется по формуле, м/с:

$$C_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot V_0^* \cdot P_0^*}, \quad (2.32)$$

где $k = 1,131$ – смотреть формулу (2.24);
 $V_0^* = 0,159$ – смотреть формулу (2.26);
 $P_0^* = 1,264$ – смотреть формулу (2.26).

$$C_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,131}{1,131+1} \cdot 0,159 \cdot 1,264} = 462,228$$

$C_{1t} = 492,612$ – то же, что и в формуле (2.30);
 $V_{1t} = 0,285$ – то же, что и в формуле (2.23);
 $V_{\text{кр}} = 0,259$ – объем пара в минимальном сечении сопел при критическом давлении $P_{\text{кр}} = 0,731$ МПа. Определяется с помощью H-S-диаграммы.

$$\angle \alpha_1 = \arcsin \left(\sin 11,963 \cdot \frac{462,228}{492,612} \cdot \frac{0,285}{0,259} \right) = 11,981$$

Шаг сопловых лопаток, м:

$$t_1 = \bar{t}_1 \cdot b_1, \quad (2.33)$$

где $\bar{t}_1 = 0,8$ – относительный шаг;
 $b_1 = 0,057$ – то же, что и в формуле (2.29).

$$t_1 = 0,8 \cdot 0,057 = 0,045$$

Число сопловых лопаток:

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{t_1}, \quad (2.34)$$

где $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.27);
 $t_1 = 0,045$ – смотри формулу (2.33).

$$Z_1 = \frac{3,14 \cdot 1}{0,045} = 69,584 = 70$$

Уточняем шаг t_1 :

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{Z_1}, \quad (2.35)$$

где $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.34);
 $Z_1 = 70$ – посмотреть формулу (2.34).

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 1}{70} = 0,045$$

Потеря энергии в сопловой решетке, кДж/кг:

$$\Delta h_c = \frac{C_{1t}^2}{2000} (1 - \varphi^2), \quad (2.36)$$

где $C_{1t} = 489,143$ – то же, что и в формуле (2.32);
 $\varphi = 0,961$ – то же, что и в формуле (2.30).

$$\Delta h_c = \frac{489,143^2}{2000} (1 - 0,961^2) = 9,975$$

Значение Δh_c откладывается вверх и на изобаре P_1 фиксируется точка, характеризующая состояние пара перед рабочей решеткой первого венца, рис. 2.2.

Окружная скорость на среднем диаметре, м/с:

$$U = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n}{60}, \quad (2.37)$$

где $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.35);
 $n = 3000$ – то же, что и в формуле (2.8).

$$U = \frac{3,14 \cdot 1 \cdot 3000}{60} = 157,538$$

Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку первого венца, м/с:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1}, \quad (2.38)$$

где $C_1 = 489,143$ – смотреть формулу (2.30);
 $U = 157,538$ – смотреть формулу (2.37);
 $\alpha_1 = 11,981$ – смотреть формулу (2.31).

$$W_1 = \sqrt{489,143^2 + 157,538^2 - 2 \cdot 157,538 \cdot 489,143 \cdot \cos 11,981} = 336,629$$

Угол входа в рабочую решетку первого венца, °:

$$\angle \beta_1 = \arcsin \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{W_1}, \quad (2.39)$$

где $C_1 = 489,143$ – то же, что и в формуле (2.38);
 $\alpha_1 = 11,981$ – то же, что и в формуле (2.38);
 $W_1 = 336,629$ – смотреть формулу (2.38).

$$\angle \beta_1 = \arcsin \frac{489,143 \cdot \sin 11,981}{336,629} = 17,556$$

Теоретическая относительная скорость выхода из рабочей решетки первого венца, м/с:

$$W_{2t} = \sqrt{2 \cdot h_{0л} \cdot 10^3 + W_1^2}, \quad (2.40)$$

где $h_{0л} = 2,758$ – смотреть формулу (2.19);
 $W_1 = 336,629$ – то же, что и в формуле (2.38).

$$W_{2t} = \sqrt{2 \cdot 2,758 \cdot 10^3 + 336,629^2} = 344,724$$

Скорость звука рабочей решетки первого венца, м/с:

$$a_2 = \sqrt{k \cdot P_2 \cdot V_{2t} \cdot 10^5}, \quad (2.41)$$

где $P_2 = 6,308$ – смотреть рисунок 2.2;
 $V_{2t} = 0,289$ – смотреть рисунок 2.2;
 k – показатель изоэнтропы. Для влажного пара:

$$k = 1,035 + 0,1 \cdot x_1, \quad (2.42)$$

где $x_1 = 0,96$ – влажность пара на выходе из рабочей решетки первого венца.

$$k = 1,035 + 0,1 \cdot 0,96 = 1,131$$

$$a_2 = \sqrt{1,131 \cdot 6,308 \cdot 0,289 \cdot 10^5} = 454,095$$

Число Маха рабочей решетки первого венца:

$$M_{2t} = \frac{W_{2t}}{a_2}, \quad (2.43)$$

где $W_{2t} = 344,724$ – смотреть формулу (2.40);
 $a_2 = 454,095$ – смотреть формулу (2.41).

$$M_{2t} = \frac{344,724}{454,095} = 0,759$$

Высота рабочих лопаток первого венца, м:

$$l_2 = l_1 + \Delta, \quad (2.44)$$

где $\Delta = 0,003\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – суммарная перекрыша, табл. I.1. [1];
 $l_1 = 0,026$ – то же, что и в формуле (2.29).

$$l_2 = 0,026 + 0,003 = 0,029$$

Выбирается значение хорды b_2 , м:

$$b_2 = 0,026$$

Коэффициент расхода рабочей решетки первого венца:

$$\mu_2 = 0,965 - 0,015 \cdot \frac{b_2}{l_2}, \quad (2.45)$$

где $b_2 = 0,026$ – значение хорды;
 $l_2 = 0,029$ – смотреть формулу (2.45).

$$\mu_2 = 0,965 - 0,015 \cdot \frac{0,026}{0,029} = 0,983$$

Выходная площадь рабочей решетки первого венца, м²:

$$F_2 = \frac{G \cdot V_{2t}}{\mu_2 \cdot W_{2t}}, \quad (2.46)$$

где $G = 29,974$ – то же, что и в формуле (2.26);
 $V_{2t} = 0,289$ – то же, что и в формуле (2.41);
 $\mu_2 = 0,983$ – смотреть формулу (2.45);
 $W_{2t} = 344,724$ – то же, что и в формуле (2.43).

$$F_2 = \frac{29,974 \cdot 0,289}{0,983 \cdot 344,724} = 0,026$$

Угол выхода относительной скорости из рабочей решетки первого венца,
°:

$$\angle \beta_{2\text{эф}} = \arcsin \frac{F_2}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot l_2}, \quad (2.47)$$

где $F_2 = 0,026$ – смотреть формулу (2.46);
 $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.37);
 $l_2 = 0,029$ – то же, что и в формуле (2.45).

$$\angle \beta_{2\text{эф}} = \arcsin \frac{0,02}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,029} = 15,981$$

По значениям числа M_{2t} , углов β_1 и $\beta_{2\text{эф}}$ выбирается профиль рабочей решетки (Приложение XI, [1]), а для выбранного профиля – относительный шаг \bar{t}_2 и значение хорды b_2 , м:

профиль рабочей решетки первого венца	P-26-14A
относительный шаг \bar{t}_2	0,65
значение хорды b_2 , м	0,026

Коэффициент скорости рабочей решетки первого венца:

$$\psi = 0,957 - 0,011 \cdot \frac{b_2}{l_2}, \quad (2.48)$$

где $b_2 = 0,026$ – то же, что и в формуле (2.45);
 $l_2 = 0,029$ – то же, что и в формуле (2.47).

$$\psi = 0,957 - 0,011 \cdot \frac{0,026}{0,029} = 0,947$$

Действительная скорость выхода из рабочей решетки первого венца, м/с:

$$W_2 = \psi \cdot W_{2t}, \quad (2.49)$$

где $\psi = 0,947$ – смотреть формулу (2.48);
 $W_{2t} = 344,724$ – то же, что и в формуле (2.46).

$$W_2 = 0,951 \cdot 344,724 = 326,592$$

Абсолютная скорость выхода из рабочей решетки первого венца, м/с:

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_2 \cdot \cos \beta_{2\text{эф}}}, \quad (2.50)$$

где $W_2 = 326,592$ – смотреть формулу (2.49);
 $U = 157,538$ – то же, что и в формуле (2.38);

$\angle\beta_{2\text{эф}} = 15,981$ – смотреть формулу (2.47).

$$C_2 = \sqrt{326,592^2 + 157,538^2 - 2 \cdot 157,538 \cdot 326,592 \cdot \cos 15,981} = 180,434$$

Угол выхода из рабочей решетки первого венца в абсолютном движении (угол входа в поворотную решетку), °:

$$\angle\alpha_2 = \angle\alpha_0^{\text{П}} = \arctg \frac{W_2 \cdot \sin \beta_{2\text{эф}}}{W_2 \cdot \cos \beta_{2\text{эф}} - U}, \quad (2.51)$$

где $W_2 = 326,592$ – то же, что и в формуле (2.50);
 $\angle\beta_{2\text{эф}} = 15,981$ – то же, что и в формуле (2.50);
 $U = 157,538$ – то же, что и в формуле (2.50).

$$\angle\alpha_2 = \angle\alpha_0^{\text{П}} = \arctg \frac{326,592 \cdot \sin 15,981}{326,592 \cdot \cos 15,981 - 157,538} = 29,891$$

Шаг рабочей решетки первого венца, м:

$$t_2 = \bar{t}_2 \cdot b_2, \quad (2.52)$$

где $\bar{t}_2 = 0,65$ – относительный шаг;
 $b_2 = 0,026$ – то же, что и в формуле (2.48).

$$t_2 = 0,65 \cdot 0,026 = 0,017$$

Число рабочих лопаток первого венца:

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{t_1}, \quad (2.53)$$

где $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.47);
 $t_2 = 0,017$ – смотри формулу (2.52).

$$Z_2 = \frac{3,14 \cdot 1}{0,017} = 188,611 = 189$$

Уточняем шаг t_2 :

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{Z_2}, \quad (2.54)$$

где $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.53);
 $Z_2 = 189$ – смотреть формулу (2.53).

$$t_2 = \frac{3,14 \cdot 1}{189} = 0,017$$

Потеря энергии в рабочей решетке первого венца, кДж/кг:

$$\Delta h_{л} = \frac{W_{2t}^2}{2000} (1 - \psi^2), \quad (2.55)$$

где $W_{2t} = 344,724$ – то же, что и в формуле (2.49);
 $\psi = 0,947$ – то же, что и в формуле (2.49).

$$\Delta h_{л} = \frac{344,724^2}{2000} (1 - 0,947^2) = 6,086$$

Значение откладывается по изоэнтропе вверх и на изобаре P_2 фиксируется точка – состояние пара перед поворотной решеткой, рис. 2.2.

Теоретическая абсолютная скорость выхода из поворотной решетки, м/с:

$$C_{1t}^{\Pi} = \sqrt{2 \cdot h_{0\Pi} \cdot 10^3 + C_2^2}, \quad (2.56)$$

где $h_{0\Pi} = 2,758$ – смотреть формулу (2.20);
 $C_2 = 180,434$ – смотреть формулу (2.50).

$$C_{1t}^{\Pi} = \sqrt{2 \cdot 2,758 \cdot 10^3 + 180,434^2} = 195,119$$

Скорость звука в потоке пара за поворотной решеткой, м/с:

$$a_1^{\Pi} = \sqrt{k \cdot P'_1 \cdot V'_{1t} \cdot 10^5}, \quad (2.57)$$

где $P'_1 = 6,214$ – смотреть рисунок 2.2;
 $V'_{1t} = 0,293$ – смотреть рисунок 2.2;
 k – показатель изоэнтропы. Для влажного пара:

$$k = 1,035 + 0,1 \cdot x_1, \quad (2.58)$$

где $x_1 = 0,959$ – влажность пара на выходе из поворотной решетки.

$$k = 1,035 + 0,1 \cdot 0,959 = 1,131$$

$$a_1^{\Pi} = \sqrt{1,131 \cdot 6,214 \cdot 0,293 \cdot 10^5} = 453,657$$

Число Маха поворотной решетки:

$$M_{1t}^{\Pi} = \frac{C_{1t}^{\Pi}}{a_1^{\Pi}}, \quad (2.59)$$

где $C_{1t}^{\Pi} = 195,119$ – смотреть формулу (2.56);
 $a_1^{\Pi} = 453,657$ – смотреть формулу (2.57).

$$M_{1t}^{\Pi} = \frac{195,119}{453,657} = 0,43$$

Выходная площадь поворотной решетки предварительная, м²:

$$F_1^{\Pi} = \frac{G \cdot V'_{1t}}{\mu_1 \cdot C_{1t}}, \quad (2.60)$$

где $G = 29,974$ – то же, что и в формуле (2.46);

$V'_{1t} = 0,293$ – то же, что и в формуле (2.57);

$\mu_{\Pi} = 0,92$ – предварительно принятый коэффициент расхода поворотной решетки;

$C_{1t}^{\Pi} = 195,119$ – то же, что и в формуле (2.59).

$$F_1^{\Pi} = \frac{29,974 \cdot 0,293}{0,92 \cdot 195,119} = 0,049$$

Высота поворотных лопаток, м:

$$l_{\Pi} = l_2 + \Delta, \quad (2.61)$$

где $\Delta = 0,003$. $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – суммарная перекрыша, табл. I.1. [1];

$l_2 = 0,029$ – то же, что и в формуле (2.48).

$$l_{\Pi} = 0,029 + 0,003 = 0,032$$

Эффективный угол поворотной решетки, °:

$$\angle \alpha_{1\text{эф}}^{\Pi} = \arcsin \frac{F_1^{\Pi}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot l_{\Pi}}, \quad (2.62)$$

где $F_1^{\Pi} = 0,049$ – смотреть формулу (2.60);

$d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.53);

$l_{\Pi} = 0,032$ – смотреть формулу (2.61).

$$\angle \alpha_{1\text{эф}}^{\Pi} = \arcsin \frac{0,049}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,032} = 28,569$$

По значениям числа M_{1t}^{Π} , углов α_0^{Π} (п. 35) и $\alpha_{1\text{эф}}^{\Pi}$ выбирается профиль поворотной решетки типа «P», а для выбранного профиля – относительный шаг \bar{t}_{Π} и значение хорды b_{Π} , м (Приложение XI) [1].

профиль поворотной решетки	P-35-25A
относительный шаг \bar{t}_{Π}	0,6
значение хорды b_{Π} , м	0,025

По отношению b_{Π}/l_{Π} уточняется коэффициент расхода поворотной решетки:

$$\mu_{\Pi} = 0,965 - 0,015 \cdot \frac{b_{\Pi}}{l_{\Pi}}, \quad (2.63)$$

где $b_{\Pi} = 0,025$ – значение хорды;
 $l_{\Pi} = 0,032$ – то же, что и в формуле (2.62).

$$\mu_{\Pi} = 0,965 - 0,015 \cdot \frac{0,025}{0,032} = 0,953$$

После уточнения коэффициента μ_{Π} уточняем выходную площадь поворотной решетки по формуле (2.60):

$$F_1^{\Pi} = \frac{29,974 \cdot 0,293}{0,953 \cdot 195,119} = 0,047$$

Коэффициент скорости поворотной решетки:

$$\psi_{\Pi} = 0,957 - 0,011 \cdot \frac{b_{\Pi}}{l_{\Pi}}, \quad (2.64)$$

где $b_{\Pi} = 0,025$ – то же, что и в формуле (3,63);
 $l_{\Pi} = 0,029$ – то же, что и в формуле (2.63).

$$\psi_{\Pi} = 0,957 - 0,011 \cdot \frac{0,025}{0,029} = 0,948$$

Действительная абсолютная скорость выхода из поворотной решетки, м/с:

$$C_1^{\Pi} = \psi_{\Pi} \cdot C_{1t}, \quad (2.65)$$

где $\psi_{\Pi} = 0,948$ – смотреть формулу (2.64);
 $C_{1t}^{\Pi} = 195,119$ – то же, что и в формуле (2.60).

$$C_1^{\Pi} = 0,948 \cdot 195,119 = 185,05$$

Шаг поворотных лопаток, м:

$$t_{\Pi} = \bar{t}_{\Pi} \cdot b_{\Pi}, \quad (2.66)$$

где $\bar{t}_{\Pi} = 0,6$ – относительный шаг;
 $b_{\Pi} = 0,025$ – то же, что и в формуле (2.63).

$$t_{\Pi} = 0,6 \cdot 0,025 = 0,015$$

Число поворотных лопаток:

$$Z_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{t_{\Pi}}, \quad (2.67)$$

где $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.62);
 $t_{\Pi} = 0,015$ – смотри формулу (2.66).

$$Z_{\Pi} = \frac{3,14 \cdot 1}{0,015} = 206,742 = 207$$

Уточняем шаг t_{Π} :

$$t_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{Z_{\Pi}}, \quad (2.68)$$

где $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.67);
 $Z_{\Pi} = 207$ – смотреть формулу (2.67).

$$t_{\Pi} = \frac{3,14 \cdot 1}{207} = 0,015$$

Потеря энергии в поворотной решетке, кДж/кг:

$$\Delta h_{\Pi} = \frac{C_{1t}^{\Pi 2}}{2000} (1 - \psi_{\Pi}^2), \quad (2.69)$$

где $\psi_{\Pi} = 0,948$ – то же, что и в формуле (2.65);
 $C_{1t}^{\Pi} = 195,119$ – то же, что и в формуле (2.65).

$$\Delta h_{\Pi} = \frac{195,119^2}{2000} (1 - 0,948^2) = 1,914$$

Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку второго венца,
 м/с:

$$W'_{1} = \sqrt{C_1^{\Pi 2} + U^2 - 2 \cdot U \cdot C_1^{\Pi} \cdot \cos \alpha_{1\text{эф}}^{\Pi}}, \quad (2.70)$$

где $C_1^{\Pi} = 185,05$ – смотреть формулу (2.65);
 $U = 157,538$ – то же, что и в формуле (2.50);
 $\alpha_{1\text{эф}}^{\Pi} = 27,886$ – смотреть формулу (2.62).

$$W'_{1} = \sqrt{185,05^2 + 157,538^2 - 2 \cdot 157,538 \cdot 185,05 \cdot \cos 28,569} = 88,633$$

Угол входа в рабочую решетку второго венца, °:

$$\angle \beta'_{1} = \arctg \frac{C_1^{\Pi} \cdot \sin \alpha_{1\text{эф}}^{\Pi}}{C_1^{\Pi} \cdot \cos \alpha_{1\text{эф}}^{\Pi} - U}, \quad (2.71)$$

где $C_1^{\Pi} = 185,05$ – то же, что и в формуле (2.70);
 $\alpha_{1\text{эф}}^{\Pi} = 28,569$ – то же, что и в формуле (2.70);
 $U = 157,538$ – то же, что и в формуле (2.70).

$$\angle \beta'_{1} = \arctg \frac{185,05 \cdot \sin 28,569}{185,05 \cdot \cos 28,569 - 157,538} = 86,778$$

Теоретическая относительная скорость выхода из рабочей решетки второго венца, м/с:

$$W'_{2t} = \sqrt{2 \cdot h'_{0л} \cdot 10^3 + W'_1{}^2}, \quad (2.72)$$

где $h'_{0л} = 2,758$ – смотреть формулу (2.23);
 $W'_1 = 88,633$ – смотреть формулу (2.70).

$$W'_{2t} = \sqrt{2 \cdot 2,758 \cdot 10^3 + 88,633^2} = 115,633$$

Скорость звука рабочей решетки второго венца, м/с:

$$a'_2 = \sqrt{k \cdot P'_{2PC} \cdot V'_{2t} \cdot 10^5}, \quad (2.73)$$

где $P'_{2PC} = 6,12$ – смотреть рисунок 2.2;
 $V'_{2t} = 0,297$ – смотреть рисунок 2.2;
 k – показатель изоэнтропы. Для влажного пара:

$$k = 1,035 + 0,1 \cdot x_2, \quad (2.74)$$

где $x_2 = 0,958$ – влажность пара на выходе из рабочей решетки второго венца.

$$k = 1,035 + 0,1 \cdot 0,958 = 1,131$$

$$a'_2 = \sqrt{1,131 \cdot 6,12 \cdot 0,297 \cdot 10^5} = 453,219$$

Число Маха рабочей решетки второго венца:

$$M'_{2t} = \frac{W'_{2t}}{a'_2}, \quad (2.75)$$

где $W'_{2t} = 115,633$ – смотреть формулу (2.72);
 $a'_2 = 453,219$ – смотреть формулу (2.73).

$$M_{2t} = \frac{115,633}{453,219} = 0,255$$

Высота рабочих лопаток второго венца, м:

$$l'_2 = l_{\Pi} + \Delta, \quad (2.76)$$

где $\Delta = 0,003\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – суммарная перекрыша, табл. I.1. [1];
 $l_{\Pi} = 0,032$ – то же, что и в формуле (2.64).

$$l'_2 = 0,032 + 0,003 = 0,035$$

Выбирается значение хорды b'_2 м:

$$b'_2 = 0,026$$

Коэффициент расхода рабочей решетки второго венца:

$$\mu'_2 = 0,965 - 0,015 \cdot \frac{b'_2}{l'_2}, \quad (2.77)$$

где $b'_2 = 0,026$ – значение хорды;
 $l'_2 = 0,035$ – смотреть формулу (2.76).

$$\mu_2 = 0,965 - 0,015 \cdot \frac{0,026}{0,035} = 0,954$$

Выходная площадь рабочей решетки второго венца, м²:

$$F'_2 = \frac{G \cdot V'_{2t}}{\mu'_2 \cdot W'_{2t}}, \quad (2.78)$$

где $G = 29,974$ – то же, что и в формуле (2.61);
 $V'_{2t} = 0,297$ – то же, что и в формуле (2.73);
 $\mu'_2 = 0,954$ – смотреть формулу (2.77);
 $W'_{2t} = 115,633$ – то же, что и в формуле (2.75).

$$F'_2 = \frac{29,974 \cdot 0,297}{0,954 \cdot 115,633} = 0,081$$

Угол выхода относительной скорости из рабочей решетки второго венца, °:

$$\angle \beta'_{2\text{эф}} = \arcsin \frac{F'_2}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot l'_2}, \quad (2.79)$$

где $F'_2 = 0,081$ – смотреть формулу (2.78);
 $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.68);
 $l'_2 = 0,035$ – то же, что и в формуле (2.77).

$$\angle \beta'_{2\text{эф}} = \arcsin \frac{0,081}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,035} = 46,203$$

По значениям числа M'_{2t} , углов β'_1 и $\beta'_{2\text{эф}}$ выбирается профиль рабочей решетки (Приложение XI, [1]), а для выбранного профиля – относительный шаг \bar{l}'_2 и значение хорды b'_2 м:

профиль рабочей решетки второго венца	P-55-35A
относительный шаг \bar{l}'_2	0,5
значение хорды b'_2 , м	0,026

Коэффициент скорости рабочей решетки второго венца:

$$\psi'_2 = 0,957 - 0,011 \cdot \frac{b'_2}{l'_2}, \quad (2.80)$$

где $b'_2 = 0,026$ – то же, что и в формуле (2.78);
 $l'_2 = 0,035$ – то же, что и в формуле (2.79).

$$\psi'_2 = 0,957 - 0,011 \cdot \frac{0,026}{0,035} = 0,954$$

Действительная скорость выхода из рабочей решетки второго венца, м/с:

$$W'_2 = \psi'_2 \cdot W'_{2t}, \quad (2.81)$$

где $\psi'_2 = 0,954$ – смотреть формулу (2.80);
 $W'_{2t} = 115,633$ – то же, что и в формуле (2.78).

$$W'_2 = 0,954 \cdot 115,633 = 109,739$$

Абсолютная скорость выхода из турбины, м/с:

$$C'_2 = \sqrt{W'^2_2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W'_2 \cdot \cos \beta'_{2\text{эф}}}, \quad (2.82)$$

где $W'_2 = 109,739$ – смотреть формулу (2.81);
 $U = 157,538$ – то же, что и в формуле (2.70);
 $\angle \beta'_{2\text{эф}} = 46,203$ – смотреть формулу (2.79).

$$C'_2 = \sqrt{109,739^2 + 157,538^2 - 2 \cdot 157,538 \cdot 109,739 \cdot \cos 46,203} = 113,712$$

Угол выхода из турбины, °:

$$\angle \alpha'_2 = \arctg \frac{W'_2 \cdot \sin \beta'_{2\text{эф}}}{W'_2 \cdot \cos \beta'_{2\text{эф}} - U}, \quad (2.83)$$

где $W'_2 = 109,739$ – то же, что и в формуле (2.82);
 $\angle \beta'_{2\text{эф}} = 46,203$ – то же, что и в формуле (2.82);
 $U = 157,538$ – то же, что и в формуле (2.82).

$$\angle \alpha'_2 = \arctg \frac{109,739 \cdot \sin 46,203}{109,739 \cdot \cos 46,203 - 157,538} = -44,153$$

После нахождения всех скоростей и углов входа и выхода строятся треугольники скоростей (рис. 2.3).

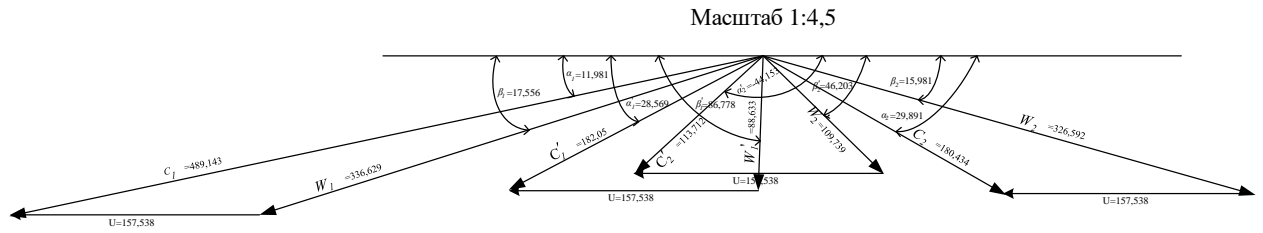


Рисунок 2.3 – Треугольники скоростей двухвенечной турбины

Шаг рабочей решетки второго венца, м:

$$t'_2 = \overline{t'_2} \cdot b'_2, \quad (2.84)$$

где $\overline{t'_2} = 0,5$ – относительный шаг;
 $b'_2 = 0,026$ – то же, что и в формуле (2.80).

$$t'_2 = 0,5 \cdot 0,026 = 0,013$$

Число рабочих лопаток второго венца:

$$Z'_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{t'_1}, \quad (2.85)$$

где $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.79);
 $t'_2 = 0,013$ – смотри формулу (2.84).

$$Z'_2 = \frac{3,14 \cdot 1}{0,013} = 245,165 = 245$$

Уточняем шаг t'_2 :

$$t'_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{Z'_2}, \quad (2.86)$$

где $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.85);
 $Z'_2 = 245$ – посмотреть формулу (2.85).

$$t'_2 = \frac{3,14 \cdot 1}{245} = 0,013$$

Потеря энергии в рабочей решетке второго венца, кДж/кг:

$$\Delta h'_{\text{л}} = \frac{W'_{2t}{}^2}{2000} (1 - \psi_2'^2), \quad (2.87)$$

где $\psi_2' = 0,954$ – то же, что и в формуле (2.81);
 $W'_{2t} = 115,633$ – то же, что и в формуле (2.81).

$$\Delta h'_{\text{л}} = \frac{115,633^2}{2000} (1 - 0,954^2) = 0,664$$

Потеря с выходной скоростью, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{вс}} = \frac{C_2'^2}{2000}, \quad (2.88)$$

где $C_2' = 113,712$ – смотреть формулу (2.82).

$$\Delta h_{\text{вс}} = \frac{113,712^2}{2000} = 6,465$$

Значения $\Delta h_{\text{л}}'$ и $\Delta h_{\text{вс}}$ откладываются вверх по изобаре P'_{2PC} , рис.2.2.

Располагаемая энергия ступени, кДж/кг:

$$E_0 = h_0^*, \quad (2.89)$$

где $h_0^* = 137,878$ – то же, что и в формуле (2.21).

$$E_0 = 137,878$$

Относительный лопаточный КПД ступени:

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{U \cdot [(W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \beta_{2\text{эф}}) + (W_1' \cdot \cos \beta_1' + W_2' \cdot \cos \beta_{2\text{эф}}')]}{E_0 \cdot 1000}, \quad (2.90)$$

где $U = 157,538$ – то же, что и в формуле (2.83);
 $W_1 = 336,629$ – то же, что и в формуле (2.40);
 $\angle \beta_1 = 17,556$ – смотреть формулу (2.39);
 $W_2 = 326,592$ – то же, что и в формуле (2.51);
 $\angle \beta_{2\text{эф}} = 15,981$ – то же, что и в формуле (2.51);
 $W_1' = 88,633$ – то же, что и в формуле (2.72);
 $\angle \beta_1' = 86,778$ – смотреть формулу (2.71);
 $W_2' = 109,739$ – то же, что и в формуле (2.83);
 $\angle \beta_{2\text{эф}}' = 46,203$ – смотреть формулу (2.79);
 $E_0 = 137,878$ – смотреть формулу (2.89).

$$\eta_{\text{ол}} = 157,538 \cdot \frac{336,629 \cdot \cos 17,556 + 326,592 \cdot \cos 15,981}{138,877 \cdot 1000} + \\ + 157,538 \cdot \frac{88,633 \cdot \cos 86,778 + 109,739 \cdot \cos 46,203}{137,878 \cdot 1000} = 0,818$$

Относительный лопаточный КПД по другой формуле:

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{E_0 - \Delta h_c - \Delta h_{\text{л}} - \Delta h_{\text{п}} - \Delta h_{\text{л}}' - \Delta h_{\text{вс}}}{E_0}, \quad (2.91)$$

где $E_0 = 137,878$ – то же, что и в формуле (2.90);
 $\Delta h_c = 9,975$ - смотреть формулу (2.36);
 $\Delta h_{\text{л}} = 6,086$ – смотреть формулу (2.55);
 $\Delta h_{\text{п}} = 1,917$ – смотреть формулу (2.69);

$\Delta h'_{\text{л}} = 0,664$ – смотреть формулу (2.87);

$\Delta h_{\text{вс}} = 6,465$ – смотреть формулу (2.88).

$$\eta_{\text{ол}} = \frac{137,878 - 9,975 - 6,086 - 1,917 - 0,664 - 6,465}{137,878} = 0,818$$

Расхождение между значениями $\eta_{\text{ол}}$ не должно превышать 1,5%.

Коэффициент потерь от трения боковых поверхностей рабочего колеса в паровой среде:

$$\xi_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} \cdot \frac{d_{\text{ср}}^2}{F_1} \left(\frac{U}{C_a} \right)^3, \quad (2.92)$$

где $K_{\text{тр}} = 0,6 \cdot 10^{-3}$ – коэффициент трения;

$d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.86);

$F_1 = 0,017$ – смотреть формулу (2.27);

$\left(\frac{U}{C_a} \right) = 0,3$ – то же, что и в формуле (2.7).

$$\xi_{\text{тр}} = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1^2}{0,017} \cdot 0,3^3 = 0,001$$

Потери от трения, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \cdot E_0, \quad (2.93)$$

где $\xi_{\text{тр}} = 0,001$ – смотреть формулу (2.92);

$E_0 = 137,878$ – то же, что и в формуле (2.91).

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,001 \cdot 137,878 = 0,13$$

Коэффициент потерь от протечек через бандажные уплотнения поверх рабочих лопаток:

$$\xi_{\text{БУ}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п}} \cdot \delta_{\text{ЭКВ}}}{F_1} \cdot \sqrt{\rho_{\text{T}} + 1,8 \cdot \frac{l_1}{d_{\text{ср}}}} \cdot \eta_{\text{ол}}, \quad (2.94)$$

где $d_{\text{п}}$ – периферийный диаметр ступени, м:

$$d_{\text{п}} = d_{\text{ср}} + l'_2, \quad (2.95)$$

где $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.92);

$l'_2 = 0,035$ – то же, что и в формуле (2.80).

$$d_{\text{п}} = 1 + 0,035 = 1,035$$

$\delta_{\text{ЭКВ}}$ – коэффициент:

$$\delta_{\text{ЭКВ}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + \frac{1,5 \cdot z}{\delta_r^2}}}, \quad (2.96)$$

где $\delta_a = 5 \cdot 10^{-3}$ – осевой зазор, м;
 $z = 2$ – число гребней бандажного уплотнения;
 $\delta_r = 0,65 \cdot 10^{-3}$ – радиальный зазор.

$$\delta_{\text{ЭКВ}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{(5 \cdot 10^{-3})^2} + \frac{1,5 \cdot 2}{(0,65 \cdot 10^{-3})^2}}} = 3,711 \cdot 10^{-4}$$

$F_1 = 0,017$ – то же, что и в формуле (2.92);
 $\rho_T = 0,06$ – то же, что и в формуле (2.17);
 $l_1 = 0,026$ – то же, что и в формуле (2.44);
 $d_{\text{ср}} = 1$ – то же, что и в формуле (2.95);
 $\eta_{\text{ол}} = 0,818$ – то же, что и в формуле (2.91).

$$\xi_{\text{БУ}} = \frac{3,14 \cdot 1,035 \cdot 3,711 \cdot 10^{-4}}{0,017} \cdot \sqrt{0,06 + 1,8 \cdot \frac{0,026}{1}} \cdot 0,818 = 0,019$$

Потеря от протечек, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{УТ}} = \xi_{\text{БУ}} \cdot E_0, \quad (2.97)$$

где $\xi_{\text{БУ}} = 0,019$ – смотреть формулу (2.94);
 $E_0 = 137,878$ – то же, что и в формуле (2.93).

$$\Delta h_{\text{УТ}} = 0,019 \cdot 137,878 = 2,572$$

Коэффициент потерь от влажности:

$$\xi_{\text{ВЛ}} = 2 \cdot \left(\frac{U}{C_a}\right) \cdot (0,9 \cdot y_0 + 0,35 \cdot (y_2 - y_0)), \quad (2.98)$$

где $\left(\frac{U}{C_a}\right) = 0,3$ – то же, что и в формуле (2.92);
 $y_0 = 0$ – степень влажности перед ступенью;
 $y_2 = 0,042$ – степень влажности за ступенью.

$$\xi_{\text{ВЛ}} = 2 \cdot 0,3 \cdot (0,9 \cdot 0 + 0,35 \cdot (0,042 - 0)) = 0,009$$

Потери от влажности, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{ВЛ}} = \xi_{\text{ВЛ}} \cdot E_0, \quad (2.99)$$

где $\xi_{\text{ВЛ}} = 0,009$ – смотреть формулу (2.98);

$E_0 = 137,878$ – то же, что и в формуле (2.97).

$$\Delta h_{\text{вл}} = 0,009 \cdot 137,878 = 1,212$$

Использованный теплоперепад ступени, кДж/кг:

$$h_i = E_0 - \Delta h_c - \Delta h_{\text{л}} - \Delta h_{\text{п}} - \Delta h'_{\text{л}} - \Delta h_{\text{вс}} - \Delta h_{\text{тр}} - \Delta h_{\text{ут}} - \Delta h_{\text{вл}}, \quad (2.100)$$

где $E_0 = 137,878$ – то же, что и в формуле (2.99);

$\Delta h_c = 9,975$ – то же, что и в формуле (2.91);

$\Delta h_{\text{л}} = 6,086$ – то же, что и в формуле (2.91);

$\Delta h_{\text{п}} = 1,914$ – то же, что и в формуле (2.91);

$\Delta h'_{\text{л}} = 0,664$ – то же, что и в формуле (2.91);

$\Delta h_{\text{вс}} = 6,465$ – то же, что и в формуле (2.91);

$\Delta h_{\text{тр}} = 0,13$ – смотреть формулу (2.93);

$\Delta h_{\text{ут}} = 2,572$ – смотреть формулу (2.97);

$\Delta h_{\text{вл}} = 1,212$ – смотреть формулу (2.99)

$$h_i = 137,878 - 9,975 - 6,086 - 1,914 - 0,664 - 6,465 - 0,13 - 2,572 - 1,212 = 108,86$$

Внутренний относительный КПД:

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{E_0}, \quad (2.101)$$

где $h_i = 108,86$ – смотреть формулу (2.100);

$E_0 = 137,878$ – то же, что и в формуле (2.100).

$$\eta_{oi} = \frac{108,86}{137,878} = 0,79$$

Внутренняя мощность турбины, кВт:

$$N_i = G \cdot h_i, \quad (2.102)$$

где $G = 29,974$ – то же, что и в формуле (2.78);

$h_i = 108,86$ – то же, что и в формуле (2.101).

$$N_i = 29,974 \cdot 108,86 = 3262,917$$

3 Экономическая часть

В данном разделе определяется сроки окупаемости проекта и его экономическая эффективность.

3.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчетах группируются в укрупненные статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (3.1)$$

где $U_{\text{т}}$ – затраты на топливо, для данного проекта равны 0;
 $U_{\text{зп}}$ – расходы на оплату труда;
 $U_{\text{а}}$ – амортизация основных производственных средств;
 $U_{\text{тр}}$ – расходы на ремонт основных средств;
 $U_{\text{пр}}$ – прочие расходы.

Число часов работы основного оборудования, т.е. календарное время за вычетом времени простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год:

$$T_{\text{р}} = 8760 - T_{\text{рем}}, \quad (3.2)$$

где $T_{\text{рем}}$ – время простоя в ремонте, ч/год. Находится путем интерполяции данных таблицы А.2 приложения [3] и составляет для данного проекта: $T_{\text{рем}} = 258$.

$$T_{\text{р}} = 8760 - 258 = 8502$$

Выработка электроэнергии, МВт·ч:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}}, \quad (3.3)$$

где $N_{\text{уст}} = 3$ – установленная мощность, МВт;
 $T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч. Принимается с учетом аварийного резерва, т.е. на 350 часов меньше $T_{\text{р}}$ из формулы (3.2).

$$W = 3 \cdot 8152 = 24456$$

3.1.1 Расходы на оплату труда

Для приближенных расчетов заработной платы можно использовать формулу, млн.руб./год:

$$U_{\text{зп}} = N_{\text{уст}} \cdot n_{\text{у}} \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6}, \quad (3.4)$$

где $N_{\text{уст}} = 3$ – то же, что и в формуле (3.3);
 $n_{\text{у}} = 1$ – штатный коэффициент, чел./МВт;

$\Phi_{зп} = 600000$ – средняя зарплата одного работника за год, руб./год.

$$U_{зп} = 3 \cdot 1 \cdot 600000 \cdot 10^{-6} = 1,8$$

3.1.2 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, млн.руб./год:

$$U_a = C_{об} \cdot N_a \cdot 10^{-6}, \quad (3.5)$$

где $C_{об}$ – стоимость оборудования, являющегося частью капиталовложений, млн. руб:

$$C_{об} = m \cdot K, \quad (3.6)$$

где $m = 0,42$ – коэффициент, зависящий от номинальной мощности;
 K – капитальные вложения в проект, млн. руб./год:

Для данного проекта капитальные затраты складываются из затрат на покупку нового оборудования, а именно комплекта из турбоагрегата, турбогенератора и вспомогательного оборудования, и затрат на доставку.

Перечень оборудования, цены и количество указаны в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Цены на оборудование

Наименование	Цена за шт., руб	Количество, шт	Итого, руб
Турбоагрегат	403 677 600	1	403 677 600

Монтаж производит компания-изготовитель.

Затраты на доставку представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Цены на доставку

Маршрут	Стоимость, руб
от завода-изготовителя – Красноярск	659 390
Красноярск – Дудинка	105 000
Итого, руб	764 390

Затраты на возведение турбинного цеха 1800х6000х4000 составляют $I_{ст} = 1922555$ руб [6].

Рассчитаем затраты на оборудование по формуле, руб:

$$K = I_{об} + I_{дост} + I_{ст}, \quad (3.7)$$

где $I_{об} = 403677600$ – затраты на оборудование;
 $I_{дост} = 764390$ – затраты на доставку;

$I_{\text{ст}} = 1922555$ – затраты на строительство

$$K = 403677600 + 764390 + 1922555 = 406364545$$

$$C_{\text{об}} = 0,42 \cdot 406364545 = 170673109$$

$H_a = 7\%$ - средняя норма амортизации.

$$U_a = 170673109 \cdot 0,07 \cdot 10^{-6} = 11,947$$

3.1.3 Расходы на ремонт основных средств

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = U_a \cdot H_{\text{тр}}, \quad (3.8)$$

где $U_a = 11,947$ – смотреть формулу (3.5);
 $H_{\text{тр}} = 5\%$ - норма отчислений на ремонтное обслуживание.

$$U_{\text{тр}} = 11,947 \cdot 0,05 = 0,597$$

3.1.4 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

- общецеховые и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- плата за землю
- и др.

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату с учетом страховых взносов, млн.руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ}, \quad (3.9)$$

где $U_a = 11,947$ – то же, что и в формуле (3.8);
 $U_{\text{тр}} = 0,597$ – смотреть формулу (3.8);
 $U_{\text{зп}} = 1,8$ – смотреть формулу (3.4);
СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды, млн.руб./год:

$$\text{СОЦ} = H_{\text{св}} \cdot U_{\text{зп}}, \quad (3.10)$$

где $H_{\text{св}} = 30\%$ - норматив страховых взносов.

$$\text{СОЦ} = 0,3 \cdot 1,8 = 0,54$$

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (11,947 + 0,597 + 1,8) + 0,54 = 3,409$$

Эксплуатационные расходы, млн.руб./год:

$$U_{\text{э}} = 1,8 + 11,947 + 0,597 + 3,409 = 17,753$$

3.2 Расчет себестоимости единицы электроэнергии

Так как электроэнергия вырабатывается только на собственные нужды, то и себестоимость единицы электроэнергии нужно считать только по выработанной мощности.

Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт·ч:

$$S_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}} \cdot 10^3}{W}, \quad (3.11)$$

где $U_{\text{э}} = 17,753$ – смотреть формулу (3.1);
 $W = 24456$ – то же, что и в формуле (3.4).

$$S_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{17,753 \cdot 10^3}{24456} = 0,73$$

3.3 Расчет показателей экономической эффективности проекта

В данном проекте выручка от реализации зависит не от того, сколько электроэнергии продается в сеть, а от того, сколько мы сэкономили, не закупая электроэнергию от сети. Выручка от реализации проекта составит, млн.руб.:

$$\text{ВРП} = (T_{\text{э}} - S_{\text{выр}}^{\text{э}}) \cdot W \cdot 10^{-3}, \quad (3.12)$$

где $T_{\text{э}} = 2,58$ – тариф, по которому котельная №7 закупает электроэнергию с ТЭЦ города Норильск;

$S_{\text{выр}}^{\text{э}} = 0,73$ – смотри формулу (3.11);

$W = 24456$ – то же, что и в формуле (3.11).

$$\text{ВРП} = (2,58 - 0,73) \cdot 24456 \cdot 10^{-3} = 45,343$$

Доход от основной деятельности, млн.руб.:

$$D_{\text{осн}} = \text{ВРП} - C_{\text{полн}}, \quad (3.13)$$

где $\text{ВРП} = 45,343$ – смотреть формулу (3.12);

$C_{\text{полн}}$ – полная себестоимость производства и отпуска электроэнергии, млн.руб.:

$$C_{\text{полн}} = S_{\text{выр}}^{\text{э}} \cdot W \cdot 10^{-3}, \quad (3.14)$$

где $S_{\text{выр}}^{\text{э}} = 0,73$ – то же, что и в формуле (3.12);

$W = 24456$ – то же, что и в формуле (3.12).

$$C_{\text{полн}} = 0,73 \cdot 24456 \cdot 10^{-3} = 17,753$$

$$D_{\text{осн}} = 45,343 - 17,753 = 27,59$$

Налог на прибыль по ставке 20% составит, млн.руб.:

$$H_{\text{пр}} = 0,2 \cdot D_{\text{осн}}, \quad (3.15)$$

где $D_{\text{осн}} = 27,59$ – смотреть в формуле (3.13).

$$H_{\text{пр}} = 0,2 \cdot 27,59 = 5,518$$

Далее производится расчет показателей эффективности инвестиций в строительство энергоблока по формулам, приведенным ниже. Жизненный цикл проекта составляет 10 лет ($t = 0 - 10$). Результаты расчета показателей эффективности инвестиций в строительство энергоблока сводятся в таблицу 3.3.

Чистая прибыль, млн.руб.:

$$\text{ЧП}_t = D_{\text{осн}} - H_{\text{пр}}, \quad (3.16)$$

где $D_{\text{осн}} = 27,59$ – то же, что и в формуле (3.15);

$H_{\text{пр}} = 5,518$ – смотреть формулу (3.15).

Чистый денежный поток, млн.руб.:

$$\text{ЧДП}_t = \text{ЧП}_t + U_a, \quad (3.17)$$

где $U_a = 11,947$ – то же, что и в формуле (3.11).

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн.руб.:

$$\text{ЧДПНИ}_t = \text{ЧДПНИ}_{t-1} + \text{ЧДП}_t, \quad (3.18)$$

В нулевой год принимается равным капитальным затратам со знаком минус.

Дисконтированный денежный поток, млн.руб.:

$$\text{ДДП}_t = \frac{\text{ЧДП}_t}{(1+r)^t}, \quad (3.19)$$

где $r = 10\%$ - норма дисконта.

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн.руб.:

$$\text{ДДПНИ}_t = \text{ДДПНИ}_{t-1} + \text{ДДП}_t, \quad (3.20)$$

Чистый дисконтированный доход проекта, млн.руб.:

$$NPV = \sum_{t=1}^{10} \frac{\text{ЧДП}_t}{(1+r)^t} - IC_0, \quad (3.21)$$

где $r = 10\%$ - то же, что и в формуле (3.19);

IC_0 – инвестиции на нулевом шаге (капиталовложения).

Дисконтированный индекс доходности:

$$DPI = \frac{NPV}{|IC_0|} + 1, \quad (3.22)$$

где IC_0 – то же, что и в формуле (3.21).

Простой срок окупаемости:

$$PP = t_{PP} + \frac{\text{ЧДПНИ}_{t_{PP}}}{\text{ЧДП}_{t_{PP+1}}}, \quad (3.23)$$

где t_{PP} – последний год, в котором чистый денежный поток нарастающим итогом остается отрицательным;

$\text{ЧДПНИ}_{t_{PP}}$ – чистый денежный поток нарастающим итогом в t_{PP} год;

$\text{ЧДП}_{t_{PP+1}}$ – чистый денежный поток в следующий год после t_{PP} .

Дисконтированный срок окупаемости:

$$DPP = t_{DPP} + \frac{\text{ДДПНИ}_{t_{DPP}}}{\text{ДДП}_{t_{DPP+1}}}, \quad (3.24)$$

где t_{DPP} – последний год, в котором дисконтированный денежный поток нарастающим итогом остается отрицательным;

$\text{ДДПНИ}_{t_{DPP}}$ – дисконтированный денежный поток нарастающим итогом в t_{DPP} год;

$\text{ДДП}_{t_{DPP+1}}$ – дисконтированный денежный поток в следующий год после t_{DPP} .

Таблица 3.3 – Расчет показателей эффективности инвестиций в проект

Наименование величины	Год										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ЧП, млн.руб.		22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
ЧДП, млн.руб.	-170	34	34	34	34	34	34	34	34	34	34
ЧДПНИ, млн.руб.	-170	-137	-103	-69	-35	-1	33	67	101	135	170
ДДП, млн.руб.	-170	31	28	26	23	21	19	17	16	14	13
ДДПНИ, млн.руб.	-170	-140	-112	-86	-63	-42	-23	-5	11	25	38
NPV	38,36										
DPI	1,22										
PP	5 лет										
DPP	7 лет 4 месяца										

На основании данных таблицы 3.3 строится финансовый профиль проекта, который представлен на рисунке 3.1.

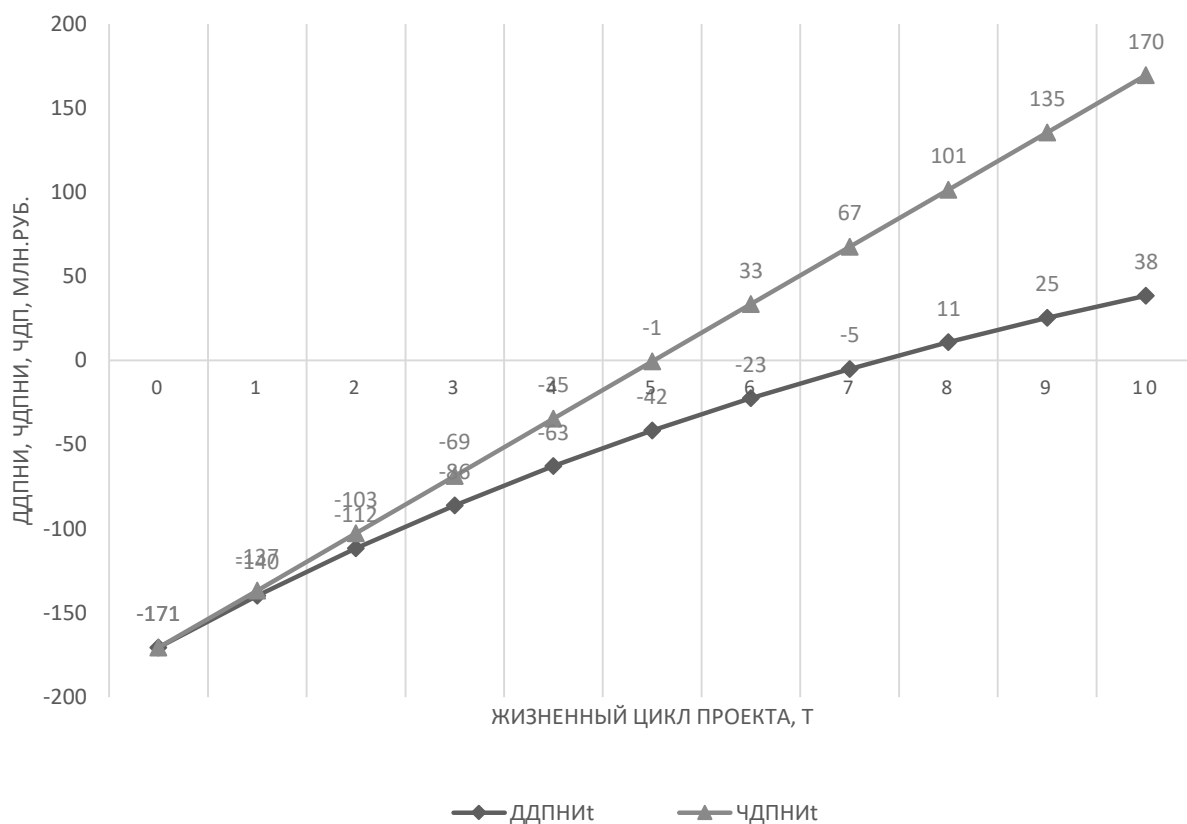


Рисунок 3.1 – Финансовый профиль проекта

По результатам расчета показателей экономической эффективности проекта можно сделать вывод, что проект является эффективным, так как $NPV > 0$, дисконтированный индекс доходности 1,22, сроки окупаемости: простой срок окупаемости 5 лет, дисконтированный – 7 лет 4 месяца.

Таким образом, принятие решения о целесообразности реализации проекта может быть положительным.

4 Индивидуальное задание

В качестве индивидуального задания был выбран автоматизированный узел учета тепловой энергии.

4.1 Оборудование узла учета

Для учета тепловой энергии и теплоносителя, отпускаемых котельной, настоящим проектом предусматривается использование теплосчетчика ЛО-ГИКА-9961 в составе:

- тепловычислитель СПТ-961;
- преобразователи расхода ультразвукового типа однолучевые УПР US 800. Ду-400(трубопроводы прямой и обратной сетевой воды);
- комплект термопреобразователей сопротивления КТСП-Н (трубопроводы сетевой воды);
- преобразователи давления Метран-55 (трубопроводы прямой и обратной сетевой воды).

4.2 Условия эксплуатации приборов учета

Источником опасности при изготовлении, испытании, монтаже и эксплуатации приборов являются электрический ток и измеряемая среда, находящаяся под давлением при высокой температуре. По способу защиты человека от поражения электрическим током приборы относятся к классу 01 по ГОСТ 12.2.3007.0-75. Сопротивление заземляющего устройства должно быть не более 10 Ом. Размещение приборов при монтаже должно обеспечивать удобство обслуживания. При испытании приборов необходимо соблюдать общие требования безопасности по ГОСТ 12.3.019-80, а при эксплуатации – «Правила техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей» для электроустановок напряжением до 1000 В. Приборы должны обслуживаться персоналом, имеющим квалификационную группу по технике безопасности в соответствии с «Правилами техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей». Устранение дефектов и замена узлов должны производиться при отключенном электрическом питании. Замена датчиков на трубопроводах должна производиться при полном отсутствии внутреннего давления в магистрали.

4.3 Эксплуатационные требования

При эксплуатации приборов учета необходимо руководствоваться «Правилами эксплуатации электроустановок потребителей», ПТБ и техническими описаниями используемых приборов.

Показания приборов учета должны ежедневно, в одно и то же время, фиксироваться в журнале.

Узел учета считается вышедшим из строя в случаях:

- несанкционированного вмешательства в его работу;
- нарушения пломб на оборудовании, линий электрических связей;

- механического повреждения приборов и элементов узла учета;
- работы любого из приборов за пределами норм точности, установленных в разделе 5 «Правил учета...»
- врезок в трубопроводы, не предусмотренных проектом узла учета.

4.4 Устройство и принцип действия первичных преобразователей

4.4.1 Комплект термопреобразователей сопротивления КТСП-Н

В комплект входят два термопреобразователя сопротивления платиновых типа 100П, которые под воздействием температуры теплоносителя в трубопроводах изменяют свое электрическое сопротивление.

Термопреобразователи устанавливаются в защитных гильзах, входящих в комплект поставки. Вся поверхность защитной гильзы должна иметь контакт с теплоносителем. Перед установкой термопреобразователей защитные гильзы заполняются трансформаторным маслом.

Конструкция термопреобразователей сопротивления герметична. Монтажная часть защитной арматуры термопреобразователей выполнена из антикоррозионной стали.

4.4.2 Преобразователи давления Метран-55

Во входной полости преобразователя расположена титано-сапфировая мембрана, на которой размещена тензочувствительная схема из четырех тензорезисторов, соединенных в мост Уинстона. Под воздействием измеряемого давления мембрана деформируется, что вызывает изменение сопротивления тензорезисторов (разбаланс тензомоста). Изменение сопротивления тензорезисторов преобразуется в аналоговый токовый выходной сигнал, пропорциональный измеряемому давлению. Конструктивно преобразователь выполнен в овальном корпусе, со штуцером для присоединения к линии измеряемого давления.

4.4.3 Преобразователи расхода ультразвукового типа УИР US 800

Расходомер-счетчик жидкости ультразвуковой US800 предназначен для измерения среднего объемного расхода (в дальнейшем расхода) и объема жидкостей, протекающих напорных трубопроводах. US800 измеряет расход и объем жидкостей, свойства и течение которых в трубопроводе с условным диаметром от 15 до 2000 мм соответствуют условиям:

- число Рейнольдса не ниже 5000;
- максимальная скорость не более 12 м/с;
- полное заполнение трубопровода под давлением до 6,3 МПа;
- температура от минус 40 до плюс 150 °С;
- содержание газообразных и твердых веществ не более 3% от объема.

US800 может использоваться на предприятиях всех отраслей промышленности как средство измерения расхода и объема по одному или двум трубопроводам:

- горячей, холодной, в том числе питьевой воды;
- промышленных и бытовых стоков;
- агрессивных жидкостей (кислот, щелочей и т.п.), мазута, масел;
- жидких пищевых продуктов, кроме газированных напитков;
- любой другой жидкости отвечающей приведенным выше условиям.

US800 сохраняет информацию при отключении питания.

Электронный блок US800 в исполнении с часами реального времени ведет учет прошедшего через трубопровод объема в энергонезависимых архивах:

- часовом – глубиной до 2976 среднечасовых значений;
- суточном – глубиной до 120 среднесуточных значений;
- месячном – глубиной до 190 среднемесячных значений.

US800 измеряет расход на основе измерения времени распространения импульсов ультразвукового колебания через двигающуюся жидкость. Разность между временами распространения ультразвуковых импульсов в прямом и обратном направлениях относительно движения жидкости пропорциональна скорости ее потока.

Возбуждение ультразвуковых колебаний осуществляется пьезоэлектрическими преобразователями (далее ПЭП), располагаемыми на участке трубопровода, в котором производится измерение расхода жидкости.

Участок трубопровода с ПЭП, установленными на его диаметрально противоположных сторонах, образует первичный ультразвуковой преобразователь расхода (далее - УПР). В однолучевом УПР устанавливаются два ПЭП, которые размещаются на оси, проходящей через диаметр поперечного сечения УПР. Двухлучевой УПР содержит две пары ПЭП, которые размещены на осях, параллельных друг другу и проходящих через равные хорды поперечного сечения. Оси установки ПЭП располагаются под углом 45° к оси УПР.

Движение жидкости вызывает изменение времени полного распространения ультразвуковых сигналов по потоку и против него. Скорость распространения ультразвукового импульса в жидкости, заполняющей трубопровод, представляет собой сумму скоростей ультразвука в неподвижной жидкости и скорости потока жидкости V в проекции на рассматриваемое направление распространения ультразвука.

4.4.4 Тепловычислитель СПТ-961

СПТ-961 представляет собой промышленный контроллер с резидентным программным обеспечением, который предназначен для выполнения функций тепловычислителя в составном теплосчетчике. СПТ-961 выполняет преобразования выходных сигналов датчиков расхода, температуры и давления теплоносителя в значения физических величин; вычисляет и ведет коммерческий учет теплоты и массы теплоносителя.

В качестве датчиков расхода теплоносителей, совместимых с СПТ-961, могут использоваться преобразователи объемного расхода и счетчики объема; преобразователи массового расхода и счетчики массы; преобразователи перепада давления на стандартных и специальных диафрагмах, соплах и трубах Вентури. Физические принципы, на которых основан метод измерения расхода тем или иным датчиком, не важны для сопряжения датчика с СПТ961.

Тепловычислитель позволяет обслуживать до пяти трубопроводов, которые могут относиться к одной или двум магистралям теплоснабжения или теплотребления. Для расширения диапазона измерений тепловычислитель может обслуживать до двух датчиков расхода, установленных на одном трубопроводе: например, два преобразователя перепада давления с частично перекрывающимися диапазонами измерений на одном сужающем устройстве.

В процессе функционирования в составе теплосчетчика СПТ961 обеспечивает:

- прямые измерения температуры, давления, перепада давления, расхода и объема теплоносителя путем преобразования электрических сигналов, поступающих от расположенных в трубопроводах датчиков;
- косвенные измерения (вычисления) массового расхода, массы теплоносителя и тепловой энергии по результатам прямых измерений вышеперечисленных величин.

Прибор обеспечивает:

- ввод значений настроечных параметров (базы данных) с компьютера или с клавиатуры лицевой панели;
- вывод на табло лицевой панели значений настроечных параметров, измеряемых и вычисляемых параметров;
- защиту данных, влияющих на коммерческий учет, от несанкционированного изменения;
- ведение календаря и времени суток;
- возможность коррекции значения текущего времени;
- архивирование времени перерывов питания;
- самодиагностику и диагностику датчиковой аппаратуры с ведением архивов нештатных ситуаций;
- сохранение значений параметров при перерывах питания продолжительностью до 20000 часов.

При использовании прибора как на стороне потребителя, так и на стороне источника теплоты обеспечивается автоматическая регистрация на принтере среднечасовых и среднесуточных значений параметров теплоносителя.

Ведутся часовые, суточные и месячные архивы значений тепловой энергии и массы теплоносителя, а также средних значений параметров теплоносителя. Глубина часовых архивов – не менее 35 суток, глубина суточных архивов – не менее 10 месяцев, глубина месячных архивов – не менее 2 лет.

К прибору подключен принтер для регистрации параметров теплоносителя и возможен обмен данными с компьютером.

Сигналы силы постоянного тока с преобразователей объемного расхода и давления, сигналы сопротивления электрическому току, несущие информацию о температуре теплоносителя, числоимпульсный сигнал электрического тока, несущий информацию об объеме воды, израсходованной на горячее водоснабжение, поступают на соответствующие входы прибора.

Сигналы силы постоянного тока и сигналы сопротивления подвергаются аналого-цифровому преобразованию, а по числоимпульсному входу ведется подсчет количества поступающих импульсов. Таким образом, с некоторым периодом квантования по времени каждому значению тока, сопротивления или числоимпульсному коду ставится в соответствие цифровой код.

Далее осуществляются обратные преобразования в соответствии с номинальными функциями преобразований (с тем, чтобы получить в цифровой форме значения измеряемых физических величин: объемного расхода (объема)), давления и температуры по соответствующим трубопроводам.

В соответствии с формулами и с учетом теплофизических характеристик теплоносителя по этим данным вычисляются массовый расход по соответствующим трубопроводам, тепловая энергия, масса теплоносителя в подающем трубопроводе, масса возвращаемого теплоносителя, масса воды на горячее теплоснабжение. По этим данным может быть определена масса утечек.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе был рассмотрен проект реконструкции котельной №7 г. Дудинка с переводом на мини-ТЭЦ.

Для повышения надежности теплоснабжения предлагается реконструкция тепловой схемы котельной с подключением к паровому контуру котельной турбины с теплофикационным противодавлением. Турбина, согласно проекту, подключается параллельно с редуцированными установками.

Данный проект позволяет улучшить технико-экономические показатели котельной, полностью обеспечить собственные нужды котельной и, самое главное, повысить надежность теплоснабжения.

Данная бакалаврская работа включает в себя:

- обоснование реконструкции;
- выбор турбоагрегата и генератора;
- расчет турбоагрегата Р-3-1,33/0,6, в котором определены расход пара на турбину, конструкционные характеристики турбины (длина лопаток, средний диаметр ступени, выбраны профили сопловых и рабочих лопаток);
- разработку модернизированной тепловой схемы;
- корректировку плана котельного зала с установленной турбиной.

В качестве индивидуального задания для бакалаврской работы выполнено проектирование автоматизированного узла учета тепловой энергии.

В разделе «Экономическая часть» дана оценка реконструкции путем установки турбоагрегата Р-3-1,33/0,6 для выработки электроэнергии на собственные нужды. Простой срок окупаемости проекта составляет 5 лет, дисконтированный - 7 лет 4 месяца.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Подборский, Л. Н. Тепловые двигатели : Методическое пособие к курсовому проектированию. / Л. Н. Подборский. – Красноярск : ИПК СФУ, 2018.
2. Пятницкий, Я. С. Замена редуционно-охладительной установки (РОУ) на энергосберегающую турбину. / Я. С. Пятницкий – Кемерово : Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 2018
3. Турбина Р-3-1,33/0,6 [Электронный ресурс] : Противодавленческие паровые турбины малой мощности от 1000 до 6000 кВт // Паровые турбины TUR-ВОРАР от 0,5 МВт до 20 МВт – Режим доступа: <http://www.турбопар.рф>
4. Зубова, М.В. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс]. / М. В. Зубова, И. А. Астраханцева, В. А. Финонченко – Красноярск : СФУ, 2017.
5. Расчет стоимости перевозки [Электронный ресурс] : Цены на перевозку негабаритного груза // Перевозка негабаритных грузов // Транспортная компания ПодольскАвтоТранс – Режим доступа: <https://www.podolskat.ru>
6. Расчет быстровозводимого здания [Электронный ресурс] : Онлайн Калькуляторы // Быстровозводимые здания // Маякметалл – Режим доступа: <https://mayakmetall.ru>
7. Теплосчетчик ЛОГИКА – 9961 [Электронный ресурс] : ЛОГИКА 9961 теплосчетчик // 1.2.6. Универсальные теплосчетчики // 1.2. Теплосчетчики общедомовые и промышленные // 1. Теплоучет // Продукция – Режим доступа: <http://теплоприбор.рф>

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« 04 »

07

2019 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА



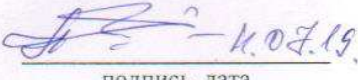

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции котельной №7 г.Дудинка

с переводом на мини-ТЭЦ

тема

Руководитель	 подпись, дата	доцент, к.т.н. должность, ученая степень	Л.Н. Подборский инициалы, фамилия
Выпускник	 подпись, дата		А.А. Иванова инициалы, фамилия
Технический контроль		 подпись, дата	С.А. Михайленко инициалы, фамилия
Нормоконтролер		 подпись, дата	П.В. Шишмарев инициалы, фамилия

Красноярск 2019

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« 17 » 06 2019 г.

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы**

