НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
«МЭИ»

УДК: **Институт** **Тепловой и Атомной Энергетики**

Кафедра **Атомных Электрических Станций**

Направление **14.04.01 Ядерная энергетика и теплофизика**

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Программа: **Физико-технические проблемы атомной энергетики**

Тема: **Исследование влияния введения зон охлаждения конденсата греющего пара в ступени СПП на ПТУ**

Студент **ТФ-12м-17** **Хромов Г.В.**
группа *подпись* *фамилия, и., о.,*

Научный руководитель **профессор** **Зорин В.М.**
должность *звание* *подпись* *фамилия, и., о.,*

Консультант
должность *звание* *подпись* *фамилия, и., о.,*

Консультант
должность *звание* *подпись* *фамилия, и., о.,*

Магистерская диссертация допущена к защите

Зав. кафедрой **доцент** **Аникеев А.В.**
звание подпись фамилия, и., о.,

Дата

Москва **2019 г.**

СОДЕРЖАНИЕ

Перечень условных обозначений , символов и единиц……....3

Введение……..…….6

Основная часть

1. Расчет ПТУ К-1200-6.8/50 без зоны охлаждения конденсата ГП в СПП……...8
   - 1.1. Описание принципиальной тепловой схемы ПТУ К-1200-6,8/50……8
     Исходные данные для расчета ……10
   - 1.2. Расчет давления и энтальпии пара перед турбиной……...…10
   - 1.3. Определение температуры конденсации пара в конденсаторе…….11
   - 1.4. Построение процесса расширения пара в турбине ……11
   - 1.5. Определение параметров рабочего тела в системе регенерации……..13
   - 1.6. Определение параметров отборов турбины……16
   - 1.7. Определение расхода рабочего тела в элементах оборудования……..21
   - 1.8. Расчет мощности турбины и показателей тепловой экономичености…..26
   - 1.9. Выводы по расчету без охлаждения ……..……..29
2. Расчет ПТУ К-1200-6.8/50 с зонами охлаждения конденсата ГП в 1 и 2 ступенях СПП……...30
   - 2.1. Определение расхода рабочего тела в элементах оборудования……..31
   - 2.2. Определение расхода рабочего тела в элементах оборудования с измененной температурой питательной воды и расходом пара на турбину……34
   - 2.3. Расчет мощности турбины и показателей тепловой экономичености…..38
   - 2.4. Выводы по расчету с охлаждением 1,2-ступеней СПП ……41
3. Расчет ПТУ К-1200-6.8/50 с зоной охлаждения конденсата ГП только в 1 ступени СПП…….42
   - 3.1. Определение расхода рабочего тела в элементах оборудования……..42
   - 3.2. Расчет мощности турбины и показателей тепловой экономичености…..46
   - 3.3. Вывод по расчету ПТУ с охлаждением 1 ступени СПП……....49

4. Расчет площади теплопередающей поверхности СПП-Ш с зоной ОК ГП в 1 ступени СПП-Ш…….50
4.1. Описание конструкции сепаратора-пароперегревателя с коллекторно-ширмовой трубной системой…….50
4.2. Методика расчёта……53
4.3. Тепловой баланс……..54
4.4. Расчет коэффициента теплопроводности……..56
4.5. Расчет площади теплопередающей поверхности…….56
4.6. Экономическое обоснование…….65
5. Заключение…….65
Список использованной литературы…….66
Приложение А……..67
Приложение Б……..72
Приложение В……..79
Задание на магистерскую диссертацию……80

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СИМВОЛОВ, ЕДИНИЦ И ТЕРМИНОВ

Принятые сокращения:

ПВ – питательная вода

ПГ – парогенератор

ПН – питательный насос

ГП – греющий пар

НГ-нагреваемый пар

КГП – конденсат греющего пара

Принятые обозначения:

З – приведенные затраты, тыс. руб./год

D – паропроизводительность, кг/с

$d_{Н}$ – наружный диаметр труб теплопередающей поверхности, м

Di – i- расход , кг/с

$f_{ТР}$ – площадь живого сечения трубы, $м^2$

h – удельная энтальпия, кДж/кг

k – коэффициент теплопередачи, Вт/м*К

L – длина труб теплопередающей поверхности, м

l – средняя длина трубы теплопередающей поверхности, м

N – мощность насоса, кВт

$n_{ТР}$ – число труб теплопередающей поверхности, шт.

p – давление, МПа

Q – тепловая мощность, кВт

q – удельный тепловой поток, $Вт/м^2$

S – площадь теплопередающей поверхности, $м^2$

r – удельная теплота парообразования, кДж/кг

t, T – температура, ^{0}C

w – скорость, м/с

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2*К

δ – толщина стенки, м

η – тепловой коэффициент полезного действия

λ – коэффициент теплопроводности, Дж/кг*К

ρ – плотность, кг/м^3

υ – удельный объем, м^3/кг

Подстрочные индексы:

1 – первый контур, номер константы

2 – второй контур, номер константы

В – внутренний параметр

ВХ – состояние на входе

ВЫХ – состояние на выходе

П - пар

ПВ – питательная вода

р – расчетный параметр

СРЛОГ - среднелогарифмический

СТ – параметр стенки

s – состояние насыщения

Надстрочные индексы:

‘ – начальное состояние, предварительное значение параметра

“ – конечное состояние

ВВЕДЕНИЕ

За последние годы проектирования и оптимизации российских атомных станций, предложено и рассчитано множество принципиально новых , для атомной энергетики 90-х, решений, которые постепенно начинают применяться, как на работающих АЭС, так и закладываются в модели проектируемых атомных электростанций. Одной из таких важнейших разработок, является проект Федеральной целевой программой развития атомной энергетики АЭС-2006 [1].

АЭС-2006 — проект российской атомной станции нового поколения «3+» с улучшенными технико-экономическими показателями.

Технические характеристики [1]:

- Реактор ВВЭР-1200 — на тепловых нейтронах, тепловая мощность 3200 МВт, теплоноситель — вода с борной кислотой под давлением 16,2 МПа.
- Четыре горизонтальных парогенератора второго контура ПГВ-1000МКП, каждый генерирует (1602+112) т/ч сухого насыщенного пара с давлением 7,0 МПа.
- Турбина (см. рис.1) с начальным давлением 6,8 МПа содержит цилиндр высокого давления промперегрев и четыре цилиндра низкого давления (2ЦНД+ЦВД+2ЦНД). Номинальная электрическая мощность блока 1198,8 МВт.
- Коэффициент использования установленной мощности (КИУМ): 92 %.
- Длительность периода между перегрузками топлива: до 24 месяцев.
- Срок службы незаменяемых элементов: не менее 60 лет [1].

На сегодня планируемые атомные станции по проэкту АЭС-2006 [6]:

- Нововоронежская АЭС (2 блока)
- Ленинградская АЭС (2 блока)

Многие узлы, этих станций еще оптимизируются и дорабатываются. В связи с чем появляются новые наработки по проекту, которые могли бы улучшить экономичность, безопасность, мощность станций в будущем .

Одно из таких исследований, рассмотрится в дипломной работе: Использование охлаждения конденсата греющего пара (ГП) в ступенях промежуточного перегрева (СПП-1200) .

Данная работа была выполнена с целью исследования оптимизации работы СПП в цикле ПТУ К-1200-6.8/50 (см. рис.1) и использовании этой информации в дальнейшем.

Данная тема работы является актуальной на сегодняшний день, исследование такого решения , как охлаждение конденсата ГП ПП -1,2 ступеней , позволит понять выгоду и увидеть как меняются параметры ПТУ К-1200-6.8/50 , проанализировать прирост мощности ПТУ , составить технико-экономический расчет и сделать выводы по данной теме .

В данной работе также будут сравнены площади поверхности теплообмена и изменение ее в СПП-Ш при появлении зоны охлаждения конденсата ГП в первой ступени перерегрева .

В работе использовалась программа “СХЕМА”, разработанная кафедрой АЭС “МЭИ”, были учтены все правила заполнения исходных данных [4] в соответствии с описанными в -“правила работы с программой расчета тепловых схем паротурбинных установок “СХЕМА” version 1.0.2.009” [4].

1. Расчет ПТУ К-1200-6.8/50 без зоны охлаждения конденсата ГП в СПП.

1.1 Описание принципиальной тепловой схемы ПТУ К-1200-6,8/50.

Паротурбинная установка создана на основе одновальной конденсационной турбины К-1200-6,8/50 с промежуточной сепарацией и двухступенчатым перегревом пара номинальной мощностью 1200 МВт, производства ОАО «Силовые машины» «ЛМЗ». Турбина К-1200-6,8/50 имеет давление свежего пара на входе P_0=6.8МПа, состоит из одного цилиндра высокого давления (ЦВД) и четырех одинаковых цилиндра низкого давления (ЦНД). Цилиндр высокого давления выполнен двухпоточным, симметричным. Каждый из потоков включает в себя шесть ступеней. Проточная часть ЦНД состоит из двух потоков по пять ступеней в каждом. Продольный и поперечный разрезы турбины К-1200-6,8/50 представлены на рис. 1.2.

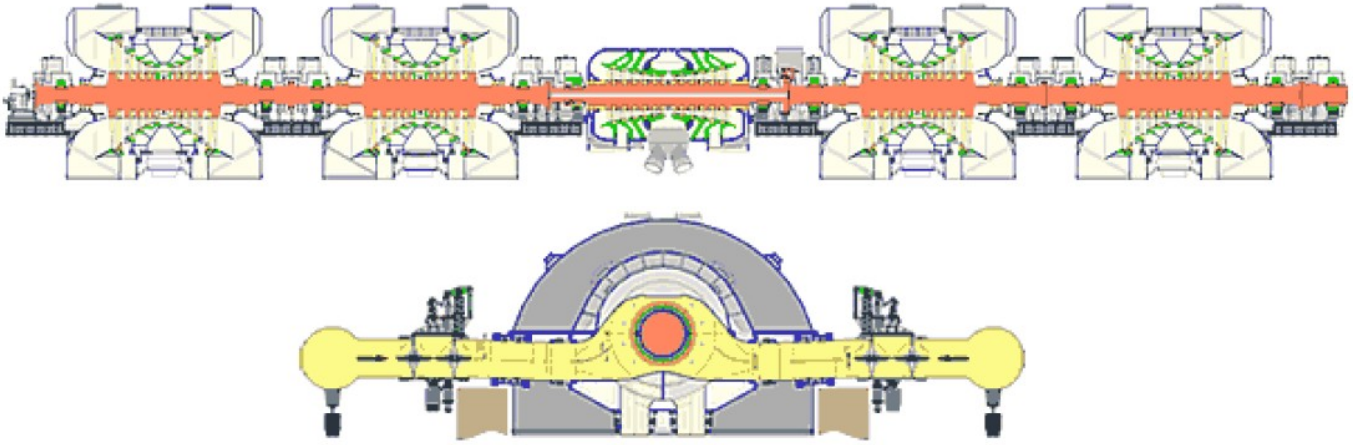

Рис. 1.2 Продольный и поперечный разрезы турбины К-1200-6,8/50

Турбинная установка имеет четыре отбора пара из ЦВД (включая отбор после ЦВД) и три отбора пара из ЦНД. Система регенерации выполнена по схеме: 4ПНД1 + ПНД2 + ПНД3 + ПНД4 + Д + 2ПВД5+ 2ПВД6. Тепловая схема, представленная на рис. 1.1, имеет все характерные особенности тепловых схем турбоустановок ЛМЗ для АЭС с ВВЭР большой мощности: развитую систему регенерации, наличие одного поверхностного подогревателя низкого давления смешивающего типа,

применение закачки конденсата греющего пара пароперегревателя СПП в тракт питательной воды перед парогенератором.

Закачка основного конденсата из конденсатора в деаэратор осуществляется конденсатными насосами в два подъема. Подача питательной воды из деаэратора через ПВД в парогенератор осуществляется питательными насосами с электроприводами. Закачка конденсата греющего пара второй ступени пароперегревателя СПП осуществляется в основную линию питательной воды высокотемпературным насосом с гидроприводом, слив конденсата греющего пара первой ступени пароперегревателя СПП — в ПВД-5. Подогреватели НД-1, 3 и 4—поверхностного типа, ПНД-2—смешивающего типа. ПНД-1 выполнен в 4 корпусах, включенных параллельно друг другу, ПНД-2, 3 и 4—в одну, а ПВД-5 и 6 в две группы.

Конденсат греющего пара ПНД-3 сливается в ПНД-2, далее вместе с основным конденсатом откачивается конденсатными насосами второй ступени в тракт основного конденсата. Дренаж ПВД-6 сливается самотеком в ПВД-5 и далее в деаэратор. Конденсат греющего пара ПНД-4 смешивается с сепаратором СПП, и смесь закачивается сливными насосами в линию основного конденсата перед деаэратором.

Исходные данные :

Турбина К-1200-6.8/50

Электрическая мощность реактора: $N_э := 1200$ МВт

Частота вращения турбины: $f := 50$ Гц

Теоретический предел охлаждения (температура природной воды: $t_{пр.в} := 5$ °C

Температура питательной воды по Заданию: $t_{пв} := 227.5$ °C

Энтальпия питательной воды: $h_{пв} := 980 \frac{кДж}{кг}$

Паропроизводительность ППУ: $D_0 := 1865.16 \frac{кг}{с}$

Выполним расчет ПТУ и сравним результаты с Расчетом программы "Схема" ,для того ,чтобы убедиться в правильности расчета в ручную

Основной задачей Расчета является нахождение расходов на элементах ПТУ , а также Расчет мощности турбины и показателей тепловой экономичености. Эта информация нам нужна для проведения анализа изменений этих параметров в варианте с охлаждением конденсата ГП ступеней СПП , и выяснения рентабельности данных мер в дальнейшем.

1.2 Расчет давления и энтальпии пара перед турбиной

Давление в парогенераторе по заданию: $P_{пг} := 7.2$ МПа

Давление пара перед турбиной [1]: $P_0 := \frac{P_{пг}}{1 + 0.0637} = 6.8$ МПа

Энтальпия насыщения воды при $P_{пг}$Ж: $h'_0 := 1257.06 \frac{кДж}{кг}$

Энтальпия насыщения пара при $P_{пг}$: $h''_0 := 2775.15 \frac{кДж}{кг}$

Влажность пара на входе в ПТУ: $y_0 := 0.005$

Энтальпия пара на входе в ПТУ: $h_0 := h''_0 \cdot (1 - y_0) + h'_0 \cdot y_0$

$h_0 = 2767.56 \frac{кДж}{кг}$

1.3. Определение температуры конденсации пара в конденсаторе

Относительный предел охлаждения[2]: $t_{от.пр.ох} := 12\ ^oC$ [5]

Кратность охлаждения[3]: $m := 45$ [2]

Подогрев воды в конденсаторе: $\Delta t_в := \frac{525}{m} = 12\ ^oC$

Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор: $t_{ох1} := t_{пр.в} + t_{от.пр.ох} = 17^oC$

Температура воды после конденсатора: $t_{ох2} := t_{ох1} + \Delta t_в = 29\ ^oC$

Минимальный температурный напор: $\delta t_к := 4\ ^oC$ [2]

Температура конденсации пара: $t_к := t_{ох1} + \Delta t_в + \delta t_к = 32.7\ ^oC$

Давление в конденсаторе: $P_к := 5 \cdot 10^3$ Па

Температура воды на входе в систему регенерации: $t_{р.вх} := t_к + 1 = 33.7\ ^oC$

Температура конденсации пара на входе в турбину: $t'_0 := 283.88\ ^oC$

Число подогревателей: $N := 7$

Коэффициент общей тепловой экономичности: $\theta := 0.85$

1.4. Построение процесса расширения пара в турбине

Точка 0:

$P_0 := 6.8$ МПа

$t_0 := 283.88$

$h_0 = 2767.56\ \frac{кДж}{кг}$

$s_0 := 5.8156\ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

Точка вх1:

Потери в паровпускных устрйоствах [3]: $\Delta P_{кл.т} := 0.05 \cdot P_0 = 0.34$ МПа

$P_{вх1} := P_0 - \Delta P_{кл.т} = 6.46$ МПа

$h_{вх1} := h_0 = 2767.56\ \frac{кДж}{кг}$

$t_{вх1} := 280.45$

$s_{вх1} := 5.8333\ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

$\upsilon_{вх1} := 0.029712\ \frac{м^3}{кг}$

$x_{вх1} := 0.9924$

Точка разд: $P_{цвд} := 0.12 \cdot P_0 + 0.125 = 0.941$ МПа

$s_{цвд} := s_{вх1} = 5.8333 \ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

$h_{цвд.ад} := 2426.44 \ \frac{кДж}{кг}$

$\Delta h_{цвд} := h_{вх1} - h_{цвд.ад} = 341.12 \ \frac{кДж}{кг}$

$x_{цвд} := 0.828$

см. П2 : $\eta_{oi.цвд.пп} := 0.87$ $a_{цвд} := 0.72$

см. П2 : $\eta_{oi.цнд.пп} := 0.87$ $a_{цнд} := 0.72$

$k_{вл.цвд} := 0.72$

$\eta_{oi.цвд} := \eta_{oi.цвд.пп} \cdot k_{вл.цвд} = 0.626$

с 207 [2]: $h_{цвд} := h_{вх1} - \eta_{oi.цвд} \cdot (h_{вх1} - h_{цвд.ад})$

$h_{цвд} = 2554 \ \frac{кДж}{кг}$

$P_{пп2} := 0.565$ МПа

с 180 [2]: $\Delta t_{пп} := 20$

$t_{пп2} := t_{вх1} - \Delta t_{пп} = 260.45$

$P_{пп2} = 0.565$ МПа

$s_{пп2} := 7.2542 \ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

$h_{пп2} := 2984.72 \ \frac{кДж}{кг}$

$s_B := s_{пп2} = 7.2542 \ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

$h_B := h_{пп2} = 2984.72 \ \frac{кДж}{кг}$

$\upsilon_к := 0.423307 \ \frac{м^3}{кг}$

$P_к = 5 \times 10^3$ Па

Кольцевая площадь последней ступени: $\Omega := 11.31$ $м^2$

Длина последнией лопатки: $l := 1200$ мм

Отношение среднего диаметра к длине лопатки: $\Theta := 2.5$

P.k, s.вхцнд ---> $\upsilon_к$

$\Delta h_{вс} := 45.1 \ \frac{кДж}{кг}$

$P_к = 5 \times 10^3 \ Па$

$s_{пп2} = 7.2542 \ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

$x_{Eад} := 0.8534$

$h_{Eад} := 2205.65 \ \frac{кДж}{кг}$

$k_{вл.цнд} := 0.72$

$\eta_{oi.цнд} := \eta_{oi.цнд.пп} \cdot k_{вл.цнд} = 0.626$

$h_E := h_{пп2} - \eta_{oi.цнд} \cdot (h_{пп2} - h_{Eад}) = 2496.7 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_к := h_E + \Delta h_{вс} = 2541.8 \ \frac{кДж}{кг}$

$x_к := 0.9876$

1.5. Определение параметров рабочего тела в системе регенерации.

Давление рабочего тела перед турбиной: $P_0 = 6.8$ МПа

Сопротивление паропровода[2]: $\Delta P_{пар} := 0.0637 \cdot P_0 = 0.433$ МПа

Сопротивление парогенератора: $\Delta P_{пг} := 0.3$ МПа

Сопротивление питательного трубопровода: $\Delta P_{п.тр} := 0.3$ МПа

Сопротивление регулирующего клапана питания: $\Delta P_{рег} := 1$ МПа

Суммарное сопротивление ПВД: $\Delta P_{пвд} := 0.12$ МПа

Геордезический подпор, определяемый разницей в местах установки парогенератора и деаэратора $\Delta P_г := 0.05$ МПа

Давление в деаэраторе: $P_д := 0.78$ МПа

Необходимый напор насоса [2]:

$\Delta P_{пн} := P_0 + \Delta P_{пар} + \Delta P_{пг} + \Delta P_{п.тр} + \Delta P_{рег} + \Delta P_{пвд} + \Delta P_г + P_д = 9.783$ МПа

$\eta_{пн} := 0.87$

$\upsilon_{пн} := 0.001445 \ \frac{кг}{м^3}$

Повышение энтальпии в насосе: $\Delta h_{пн} := \Delta P_{пн} \cdot \upsilon_{пн} \cdot \frac{1000}{\eta_{пн}} = 16.249 \ \frac{кДж}{кг}$

$P_{пн} := P_д + \Delta P_{пн} = 10.563 \ МПа$

$h_д := 716.4 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{пн} := h_д + \Delta h_{пн} = 732.649 \ \frac{кДж}{кг}$

$t_{пн} := 171.87$

Давление на выходе из ПВД:

$P_{6вых} := 7.2 \quad МПа$

$P_{7вых} := 6.8 \quad МПа$

$P_{вх.кн2} := 0.2 \quad МПа$

Напор конденсатного насоса 1 подъема:

$\Delta P_{кн1} := 0.68$

$\Delta h_{кн1} := 0.876 \ \frac{кДж}{кг}$

Напор конденсатного насоса 2 подъема:

Повышение давления кн-2: $\Delta p_{кн2} := 1.77 \quad МПа$

Примем подогрев основного конденсата в охладителях эжекторов:

$\Delta h_э := 7.5 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{к.в} := 166.15 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{вх.кн2} := h_{к.в} + \Delta h_э + \Delta h_{кн1} = 174.526 \ \frac{кДж}{кг}$

$t_{вх.кн2} := 41.74$

$\Delta h_{кн2} := 2.224 \ \frac{кДж}{кг}$

$P_{кн2} := \Delta p_{кн2} + P_{вх.кн2} = 1.97 \ МПа$

$h_{кн2} := h_{к.в} + \Delta h_э + \Delta h_{кн1} + \Delta h_{кн2} = 176.8 \ \frac{кДж}{кг}$

$t_{вх.п1} := 33.59$

Давление на выходе из ПНД:

$P_{1вых} := 1.77$ МПа

$P_{2вых} := 1.52$ МПа

$P_{3вых} := 0.07$ МПа

$P_{4вых} := 0.03$ МПа

Расчет температуры нагреваемой воды на выходе из регенеративных подогревателей:

Недогрев в ПНД:

$\delta t_1 := 1$

$\delta t_2 := 0$

$\delta t_3 := 1$

$\delta t_4 := 1.8$

$t_{д.s} := 157.51$

$t_{п.пнд} := t_{д.s} - 12 = 145.51$

$P_{1вых} := 0.03$

$t_{1.пнд} := 62.5$

$h_{1.пнд} := 261.62$

$P_{п1} := 0.026$

$t_{п.1} := t_{1.пнд} + \delta t_1 = 63.5$

$t_{2.пнд} := t_{вх.п1} + 2 \cdot \frac{t_{п.пнд} - t_{вх.п1}}{4} = 89.55$

$P_{2вых} := 0.07$

$t_{2.пнд} := 89.9$

$h_{2.пнд} := 376.7$

$P_{п2} := 0.067$

$t_{п.2} := t_{2.пнд} + \delta t_2 = 89.9$

$P_{3вых} := 1.77$

$t_{3.пнд} := 107.9$

$h_{3.пнд} := 453.5$

$P_{п3} := 0.15$

$t_{п.3} := t_{3.пнд} + \delta t_3 = 108.9$

$P_{4вых} := 1.52$

$t_{4.пнд} := 152.9$

$h_{4.пнд} := 644.9$

$t_{п.4} := t_{4.пнд} + \delta t_4 = 154.7$

$P_{п4} := 0.58$

$P_д := 0.78$ $t_д := 169.4$

$h_д := 716.4$

$P_{пд} := 0.95$

$\delta t_6 := 5.4$

$\delta t_7 := 4.6$

$t_{пв} := 225$ так как расчет подогрева воды в ПВД ведется до ДН2

$P_{6вых} = 7.2$ $t_{6.пвд} := t_{пн} + 1 \cdot \frac{t_{пв} - t_{пн}}{2} = 198.435$

$h_{6.пвд} := 882.1$

$t_{п6} := t_{6.пвд} + \delta t_6 = 203.835$

$P_{п6} := 2.06$ МПа

$P_{7вых} = 6.8$ $t_{7.пвд} := t_{пн} + 2 \cdot \frac{t_{пв} - t_{пн}}{2} = 225$

$h_{7.пвд} := 967.9$

$t_{п7} := t_{7.пвд} + \delta t_7 = 229.6$

$P_{п7} := 2.88$ МПа

$P_{отб.1} := 2.88$ МПа

$P_{отб.2} := 2.06$ МПа

$P_{отб.3} := 0.95$ МПа

$P_{отб.4} := 0.58$ МПа

$P_{отб.5} := 0.15$ МПа

$P_{отб.6} := 0.067$ МПа

$P_{отб.7} := 0.026$ МПа

$P_к := 0.005$ МПа

$P_с := 0.5028$ МПа

Определение параметров отборов турбины:

1.6. Определение параметров отборов турбины

$P_{вх1} = 6.46$

$h_{вх1} = 2767.6$

$x_{вх1} = 0.9924$

$t_{вх1} = 280.45$

$P_{отб.1} = 2.88$ МПа $\quad h_{1.ад} := 2617.2 \ \frac{кДж}{кг}$

$s_{вх1} = 5.8333 \ \frac{кДж}{кг \cdot К} \quad x_{1.ад} := 0.897$

$$k_{вл.1} := 1 - a_{цвд} \cdot \frac{2 - (x_{вх1} + x_{1.ад})}{2} = 0.96$$

$\eta_{oi.1} := \eta_{oi.цвд.пп} \cdot k_{вл.1} = 0.835$

$h_1 := h_{вх1} - \eta_{oi.1} \cdot (h_{вх1} - h_{1.ад}) = 2641.9552 \ \frac{кДж}{кг}$

$x_1 := 0.9107$

$s_1 := 5.8823$

$t_1 := 231.61$

$\Delta h_1 := h_{вх1} - h_1 = 125.604$

$P_{п7} = 2.88$

$t_{п7} = 229.6$

$t_{7.пвд} = 225$

$P_{отб.2} = 2.06$ МПа $\quad h_{2.ад} := 2581.77 \ \frac{кДж}{кг}$

$s_1 = 5.8823 \ \frac{кДж}{кг \cdot К} \quad x_{2.ад} := 0.8847$

$$k_{вл.2} := 1 - a_{цвд} \cdot \frac{2 - (x_1 + x_{2.ад})}{2} = 0.926$$

$\eta_{oi.2} := \eta_{oi.цвд.пп} \cdot k_{вл.2} = 0.806$

$h_2 := h_1 - \eta_{oi.2} \cdot (h_1 - h_{2.ад}) = 2593.4508 \ \frac{кДж}{кг}$

$x_2 := 0.8909$

$s_2 := 5.9063$

$t_2 := 213.88$

$\Delta h_2 := h_1 - h_2 = 48.504$

$P_{п6} = 2.06$

$t_{п6} = 203.835$

$t_{6.пвд} = 198.435$

Деаэратор

$P_{отб.3} = 0.95$ МПа $\quad h_{3.ад} := 2461.22 \ \frac{кДж}{кг}$

$s_2 = 5.9063 \ \frac{кДж}{кг \cdot К} \quad x_{3.ад} := 0.8448$

$k_{вл.3} := 1 - a_{цвд} \cdot \frac{2 - (x_2 + x_{3.ад})}{2} = 0.905$

$\eta_{oi.3} := \eta_{oi.цвд.пп} \cdot k_{вл.3} = 0.787$

$h_3 := h_2 - \eta_{oi.3} \cdot (h_2 - h_{3.ад}) = 2489.3559 \ \frac{кДж}{кг}$

$x_3 := 0.8587$

$s_3 := 5.9687$

$t_3 := 177.67$

$\Delta h_3 := h_2 - h_3 = 104.095$

$P_{пд} = 0.95$

$t_д = 169.4$

$P_{отб.4} = 0.58$ МПа $\quad h_{4.ад} := 2409.31 \ \frac{кДж}{кг}$

$s_3 = 5.9687 \ \frac{кДж}{кг \cdot К} \quad x_{4.ад} := 0.8348$

$k_{вл.4} := 1 - a_{цвд} \cdot \frac{2 - (x_3 + x_{4.ад})}{2} = 0.89$

$\eta_{oi.4} := \eta_{oi.цвд.пп} \cdot k_{вл.4} = 0.774$

$h_4 := h_3 - \eta_{oi.4} \cdot (h_3 - h_{4.ад}) = 2427.4$

$x_4 := 0.8434$

$s_4 := 6.0107$

$t_4 := 157.51$

$\Delta h_4 := h_3 - h_4 = 61.956$

$P_{п4} = 0.58$

$t_{п.4} = 154.7$

$t_{4.пнд} = 152.9$

ЦНД

$P_{отб.5} := 0.15 \ \ МПа \qquad h_{5.ад} := 2705.22 \ \frac{кДж}{кг}$

$s_{пп2} = 7.2542 \ \frac{кДж}{кг \cdot К} \qquad x_{5ад} := 1$

$h_5 := h_B - \eta_{oi.цнд.пп} \cdot \left(h_B - h_{5.ад}\right) = 2741.555 \ \frac{кДж}{кг}$

$x_5 := 1$

$s_5 := 7.344$

$t_5 := 134.36$

$P_{п3} = 0.15$

$t_{п.3} = 108.9$

$t_{3.пнд} = 107.9$

$P_{отб.6} := 0.067 \ МПа \quad h_{6.ад} := 2593.31 \ \frac{кДж}{кг}$

$\Delta h_5 := h_{пп2} - h_5 = 243.165$

$s_5 = 7.344 \ \frac{кДж}{кг \cdot К} \qquad x_{6ад} := 0.8878$

$k_{вл.6} := 1 - a_{цнд} \cdot \frac{2 - \left(x_5 + x_{6ад}\right)}{2} = 0.96$

$\eta_{oi.6} := \eta_{oi.цнд.пп} \cdot k_{вл.6} = 0.835$

$h_6 := h_5 - \eta_{oi.6} \cdot \left(h_5 - h_{6.ад}\right) = 2617.7913 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_6 := h_5 - \eta_{oi.цнд.пп} \cdot \left(h_5 - h_{6.ад}\right) = 2612.5819 \ \frac{кДж}{кг}$

$x_5 := 0.8878$

$s_6 := 7.3616$

$t_5 := 88.78$

$P_{п2} = 0.067$

$t_{п.2} = 89.9$

$t_{2.пнд} = 89.9$

$\Delta h_6 := h_5 - h_6 = 128.973$

$P_{отб.7} = 0.026 \ \ МПа \qquad h_{7.ад} := 2464.7 \ \frac{кДж}{кг}$

$s_6 = 7.3616 \ \frac{кДж}{кг \cdot К} \qquad x_{7ад} := 0.9342$

$$k_{вл.7} := 1 - a_{цнд} \cdot \frac{2 - (x_5 + x_{7ад})}{2} = 0.936$$

$$\eta_{oi.7} := \eta_{oi.цнд.пп} \cdot k_{вл.7} = 0.814$$

$$h_7 := h_6 - \eta_{oi.7} \cdot (h_6 - h_{7.ад}) = 2\,\frac{кДж}{кг}69$$

$x_6 := 0.9459$

$s_6 := 7.4427$

$t_6 := 65.84$

$\Delta h_7 := h_6 - h_7 = 120.413$

$P_{п1} = 0.026$

$t_{п.1} = 63.5$

$t_{1.пнд} = 62.5$

$P_к = 5 \times 10^{-3}$ МПа $\quad h_{к.ад} := 2275.23\,\frac{кДж}{кг}$

$s_6 = 7.4427 \quad \frac{кДж}{кг \cdot К} \quad x_{к.ад} := 0.8799$

$$k_{вл.7} := 1 - a_{цнд} \cdot \frac{2 - (x_{к.ад} + x_6)}{2} = 0.937$$

$$\eta_{oi.7} := \eta_{oi.цнд.пп} \cdot k_{вл.7} = 0.815$$

$$h_E := h_7 - \eta_{oi.7} \cdot (h_7 - h_{к.ад}) = 2315.2681\ \frac{кДж}{кг}$$

$$h_к := h_E + \Delta h_{вс} = 2360.368\ \frac{кДж}{кг}$$

$x_к := 0.9156$

$s_к := 7,7258$

$t_к := 32.88$

$\Delta h_8 := h_7 - h_к = 131.801$

Давление конденсата после подогревателей:

$P_{вых.кн2} := P_{вх.кн2} + \Delta p_{кн2} = 1.97$

$P_{1вых} = 0.03$

$P_{2вых} = 0.07$

$P_{3вых} = 1.77$

$P_{4вых} = 1.52$

$P_{5вых} := 0.78$

$P_{6вых} := 7.2$

$P_{7вых} := P_{6вых} - 0.4 = 6.8$

$t_{1.пнд} = 62.5$ $\quad h_{п1} := 261.6$

$t_{2.пнд} = 89.9$ $\quad h_{п2} := 376.7$

$t_{3.пнд} = 107.9$ $\quad h_{п3} := 453.5$

$t_{4.пнд} = 152.9$ $\quad h_{п4} := 645.5$

$t_д = 169.4$ $\quad h_д := 716.4$

$t_{6.пвд} = 198.435$ $\quad h_{п6} := 882.1$

$t_{7.пвд} = 225$ $\quad h_{п7} := 967.5$

Напор дренажноо насоса П4

$t_{4.пнд} = 152.9$ $\Delta P_{дн} := P_{4вых} - P_{п4} = 0.94$

$P_{п4} = 0.58$ $\eta_{дн} := 0.78$

$\upsilon_{дн} := 0.001094$

$$\Delta h_{дн} := \Delta P_{дн} \cdot \upsilon_{дн} \cdot \frac{1000}{\eta_{дн}} = 1.3 \frac{кДж}{кг}$$

Напор дренажноо насоса с ПП2

$\eta_{дн2} := 0.82$

$\upsilon_{дн2} := 0.001561$

$\Delta P_{дн2} := P_{7вых} - P_{пп2} = 6.235$

$t_{др.пп2} := 280.45$

$P_{пп2} := 6.46$

$h_{др.пп2} := 1246.29$

$$\Delta h_{дн2} := \Delta P_{дн2} \cdot \upsilon_{дн2} \cdot \frac{1000}{\eta_{дн2}} = 11.9$$

1.7. Определение расхода рабочего тела в элементах оборудования

Расчет балансовых уравнений [2]:

$D_{п.д} := 5.2$
$D_{упл.ЦВД_4} := 0.4$
$D_{упл.кл_3} := 0.4$
$D_{упл.пн_д} := 45.1$
кг/с

$D_{упл.ЦВД_1} := 0.9$
$D_{пр.ЦВД} := 2.4$
$D_{кл.ЦВД} := 3.87$
кг/с

$D_{пв} := D_0 = 1865.2$ кг/с
$D_0 = 1865.2$

$h_{п1} = 261.6$
$h_{п2} = 376.7$
$h_{п3} = 453.5$
$h_{п4} = 645.5$
$h_д = 716.4$
$h_{п6} = 882.1$
$h_{п7} = 967.5$
$h_{пн} = 732.649$
кДж/кг

$h_I := 2641.33$
$h_{II} := 2592.76$
$h_{III} := 2488.17$
$h_{IV} := 2426.07$
$h_V := 2753.23$
$h_{VI} := 2631.00$
$h_{VII} := 2505.00$
кДж/кг

$h_{др7} := 906.21$
$h_{др6} := 754.19$
$h_{др4} := 652.58$
$h_{др3} := 456.6$
$h_{др1} := 265.65$
кДж/кг

Расход конденсата охладителей пара отсосного эжектора: $D_{оэ} := 1.2 \frac{кг}{с}$

Расход конденсата охладителей пара эжектора уплотнений: $D_{эу} := 1.1 \frac{кг}{с}$

Протечки воды через концевые уплотнения питательных насосов: $D_{упл.пн.к} := 30.4 \frac{кг}{с}$

Расход воды после КН2 на уплотнение питательных насосов: $D_{упл.пн} := 48.2 \frac{кг}{с}$

$D_{кл.упл.цнд} := 1.3 \frac{кг}{с}$

$\eta_7 := 1 - 7 \cdot 10^{-3} = 0.993$

$\eta_6 := 1 - 6 \cdot 10^{-3} = 0.994$

$\eta_4 := 1 - 4 \cdot 10^{-3} = 0.996$

$\eta_3 := 1 - 3 \cdot 10^{-3} = 0.997$

$\eta_1 := 1 - 1 \cdot 10^{-3} = 0.999$

$\eta_{пп1} := 0.99$

$\eta_{пп2} := 0.99$

$h_{см1} := 654 \frac{кДж}{кг}$

$h_{см2} := 967.19 \frac{кДж}{кг}$

$h_{упл.пн_д} := 354.9 \frac{кДж}{кг}$

$h_{к.д} := 716.43 \frac{кДж}{кг}$

$h_{п.д} := 2767.26 \frac{кДж}{кг}$

$h_{вх.п1} := 142.17 \frac{кДж}{кг}$

$h_0 = 2767.56 \frac{кДж}{кг}$

$h_{др.с} := 659.652 \frac{кДж}{кг}$

$h_{0.с} := 2733.76 \frac{кДж}{кг}$

$h_{0.пп2} := 2983.62 \frac{кДж}{кг}$

$h_{др.пп2} := 1257.1 \frac{кДж}{кг}$

$h_{0.пп1} := 2872.79 \frac{кДж}{кг}$

$h_{др.пп1} := 987.26 \frac{кДж}{кг}$

$P_д = 0.78$ МПа

$P_{отб.4} = 0.58$ МПа

$X_{0.с} := 0.8437$

$P_0 = 6.8$ МПа

$P_{отб.1} = 2.88$ МПа

Given

Для см1:

$$D_{пв} = D_{пн} + D_{пп2}$$

Для ПВД 7:

$$D_{пн} \cdot \left(h_{п7} - h_{п6}\right) = D_1 \cdot \left(h_I - h_{др7}\right) \cdot \eta_7$$

Для ПВД 6:

$$D_{пн} \cdot \left(h_{п6} - h_{пн}\right) + D_{кл.ЦВД} \cdot \left(h_0 - h_{др6}\right) \cdot \eta_6 = D_2 \cdot \left(h_{II} - h_{др6}\right) \cdot \eta_6 + D_{пп1} \cdot \left(h_{др.пп} \right.$$
$$\left. ... \left(h_{др.пп1} - h_{др6}\right) \cdot \eta_6 + D_1 \cdot \left(h_{др7} - h_{др6}\right) \cdot \eta_6 \right.$$

Для Деаэратора:

тепловой баланс:

$$D_{пн} \cdot h_{к.д} + D_{п.д} \cdot h_{п.д} = D_3 \cdot h_{III} + \left(D_1 + D_2 + D_{пп1}\right) \cdot h_{др6} + D_{п4} \cdot h_{см1}$$

материальный баланс:

$$D_{пн} + D_{п.д} = D_1 + D_2 + D_3 + D_{пп1} + D_{п4}$$

Для см2:

$$D_{п4} = D_{п2} + D_c + D_4$$

Для ПНД 4:

$$D_{п2} \cdot \left(h_{п4} - h_{п3}\right) = D_4 \cdot \left(h_{IV} - h_{др4}\right) \cdot \eta_4 + \Delta h_{дн} \cdot h_{см1}$$

Для ПНД 3:

$$D_{п2} \cdot \left(h_{п3} - h_{п2}\right) = D_5 \cdot \left(h_V - h_{др3}\right) \cdot \eta_3$$

Для ПНД 2:

$$D_{вх.п1} + D_5 + D_6 = D_{п2}$$

$$D_{вх.п1} \cdot h_{п1} + D_6 \cdot h_{VI} + \left(D_5\right) \cdot h_{др3} = D_{п2} \cdot \left(h_{п2}\right)$$

Для ПНД 1:

$$D_{вх.п1} \cdot \left(h_{п1} - h_{вх.п1}\right) = D_7 \cdot \left(h_{VII} - h_{др1}\right) \cdot \eta_1$$

Для Конденсатора :

$$D_{вх.п1} = D_{цвд} - D_c - D_5 - D_6 + D_{оэ} + D_{эу}$$

Для сепаратора:

$$D_{цвд} \cdot h_{IV} = D_c \cdot h_{др.с} + (D_{цвд} - D_c) \cdot h_{0.c}$$

Материальный баланс ЦВД:

$$D_{цвд} = D_0 - D_{пп2} - D_{пп1} - D_1 - D_2 - D_3 - D_4$$

Для первой ступени пароперегревателя ПП1:

$$(D_{цвд} - D_c) \cdot (h_{0.пп1} - h_{0.c}) = D_{пп1} \cdot (h_I - h_{др.пп1}) \cdot \eta_{пп1}$$

Для второй ступени пароперегревателя ПП2:

$$(D_{цвд} - D_c) \cdot (h_{0.пп2} - h_{0.пп1}) = D_{пп2} \cdot (h_0 - h_{др.пп2}) \cdot \eta_{пп2}$$

$$\begin{pmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \\ D_5 \\ D_6 \\ D_7 \\ D_{пв} \\ D_{пн} \\ D_{вх.п1} \\ D_{цвд} \\ D_c \\ D_{пп1} \\ D_{пп2} \\ D_{п4} \end{pmatrix} := X$$

$D_1 = 88.2$ кг/с
$D_2 = 130.6$
$D_3 = 49.5$
$D_4 = 120.2$
$D_5 = 37.2$
$D_6 = 50.85$
$D_7 = 54.6$

$D_{п4} = 1423$ кг/с
$D_{вх.п1} = 1021.8$
$D_c = 192.9$
$D_{пп1} = 94$
$D_{пп2} = 82.09$
$D_{цвд} = 1300.5$

$D_{пн} = 1780.168$ кг/с
$D_{пв} = 1862.26$

Проверка материального баланса турбоустановки

$D_{k2} := D_{вх.п1} - D_{упл.пн} = 973.633 \ \frac{кг}{с}$

$D_{k1} := \left(966.585 + D_{пр.ЦВД} + D_{оэ} + D_{эу}\right)$

$D_{k1} = 971.3 \ \frac{кг}{с}$

Абсолютная погрешность материального баланса: $\Delta := \frac{D_{k1} - D_{k2}}{D_{k1}} = -0 \ \%$

Таким образом, все потоки в расчетной схеме учтены правильно

$D_к := D_{k1} = 971.285 \ \frac{кг}{с}$

Расчет расхода пара на турбопроводы питательного насоса:

Мощность на валу приводных турбин:

$N_{ТП} := \frac{\Delta h_{пн} \cdot D_0 \cdot 10^{-3}}{0.98} = 30.926 \ МВт$

$t_{пп2} := 261.84 \ ^oC$

$P_{пп2} = 6.46 \ МПа$

$h_{пп0} := 2980.88 \ \frac{кДж}{кг}$

$\eta_{oi.тп} := 0.841$

$P_{к.тп} := 5.2 \ кПа$

$s_{пп2} = 7.2542 \ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

$h_{тп.ад} := 2210.35 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{тп} := h_{пп0} - \eta_{oi.тп} \cdot \left(h_{пп0} - h_{тп.ад}\right) = 2332.9 \ \frac{кДж}{кг}$

$s_{тп} := 7.6301 \ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

Расход пара на приводные турбины питательных насосов: $D_{тп} := \frac{N_{ТП}}{\left(h_{пп0} - h_{тп.ад}\right) \cdot 10^{-3}} = 40.135 \ \frac{кг}{с}$

Расчет внутренних мощностей отсеков турбин:

Расход пара через отсек, кг/с

$D_{отс.1} := D_0 - D_{кл.ЦВД} - D_{пп2} = 1779.198$

$D_{отс.2} := D_{отс.1} - D_1 - D_{пп1} = 1596.924$

$D_{отс.3} := D_{отс.2} - D_3 = 1547.431$

$D_{отс.4} := D_{отс.3} - D_4 = 1427.276$

$D_{отс.5} := D_{цвд} - (D_c) + D_{кл.упл.цнд} = 1108.914$

$D_{отс.6} := D_{отс.5} - D_5 = 1071.687$

$D_{отс.7} := D_{отс.6} - D_6 = 1020.833$

$D_{отс.8} := D_{отс.7} - D_7 = 966.282$

Теплоперепад отсека, кДж/кг

$\Delta h_{отс1} := h_0 - h_I = 126.23$

$\Delta h_{отс2} := h_I - h_{II} = 48.57$

$\Delta h_{отс3} := h_{II} - h_{III} = 104.59$

$\Delta h_{отс4} := h_{III} - h_{IV} = 62.1$

$\Delta h_{отс5} := h_{пп2} - h_V = 231.49$

$\Delta h_{отс6} := h_V - h_{VI} = 122.23$

$\Delta h_{отс7} := h_{VI} - h_{VII} = 126$

$\Delta h_{отс8} := h_{VII} - h_к = 144.632$

$W_1 := D_{отс.1} \cdot \Delta h_{отс1} \cdot 10^{-3} = 224.587$

$W_2 := D_{отс.2} \cdot \Delta h_{отс2} \cdot 10^{-3} = 77.563$ МВт

$W_3 := D_{отс.3} \cdot \Delta h_{отс3} \cdot 10^{-3} = 161.846$ МВт

$W_4 := D_{отс.4} \cdot \Delta h_{отс4} \cdot 10^{-3} = 88.634$ МВт

$W_5 := D_{отс.5} \cdot \Delta h_{отс5} \cdot 10^{-3} = 256.703$ МВт

$W_6 := D_{отс.6} \cdot \Delta h_{отс6} \cdot 10^{-3} = 130.992$ МВт

$W_7 := D_{отс.7} \cdot \Delta h_{отс7} \cdot 10^{-3} = 128.625$ МВт

$W_8 := D_{отс.8} \cdot \Delta h_{отс8} \cdot 10^{-3} = 139.755$ МВт

1.8. Расчет мощности турбины и показателей тепловой экономичености

Внутренняя мощность турбины

$W := W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 + W_8 = 1208.70454$ МВт

Расчетная мощность на клеймах генератора

Механический КПД турбогенератора: $\eta_{мех} := 0.99$

Механический КПД генератора: $\eta_г := 0.99$

$N_{эр} := W \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_г = 1184.651$ МВт

Гарантированная электрическая мощность

$N_{эл} := N_{эр} \cdot 0.98 = 1161$ МВт

4. Расход электроэнергии на привод насосов конденсатно питательного тракта

КПД электроприводов насосов: $\eta_{пр} := 0.86$

Для конденсатных насосов первого и второго подъема (КН1), (КН2) соответственно:

$$N_{кн1} := \frac{\Delta h_{кн1} \cdot D_к}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 1 \quad МВт \qquad N_{кн2} := \frac{\Delta h_{кн2} \cdot D_к}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 2.5 \quad МВт$$

Для дренажных насосов (ДН1): Для дренажных насосов (ДН2):

$D_{дн1} := D_4 + D_{упл.ЦВД_4} + D_c = 313.489$ $D_{дн2} := D_2 + D_3 + D_{упл.ЦВД_1} = 180.991$

$$N_{дн1} := \frac{\Delta h_{дн} \cdot D_{дн1}}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 0.5 \ МВт \qquad N_{дн2} := \frac{\Delta h_{дн2} \cdot D_{дн2}}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 2.5 \ МВт$$

Суммарный расход электроэнергии на собственные нужды турбоустановки:

Nсн := 5 МВт

$N_{сн} := N_{кн1} + N_{кн2} + N_{дн1} + N_{дн2} + (2Nсн) = 16.48$ МВт

Расход теплоты на ПТУ для производства электроэнергии

$$Q_э := \frac{D_0 \cdot (h_0 - h_{пв})}{1000} = 3333.73 \quad МВт$$

Удельный расход теплоты брутто на производство электроэнергии

КПД брутто двухконтурной АЭС

КПД реакторного контура: $\eta_р := 0.999$

КПД парогенератора: $\eta_{пг} := 0.999$

КПД трубопроводов 1-го контура: $\eta_{1к} := 0.99$

КПД трубопроводов 2-го контура: $\eta_{2к} := 0.99$

$\eta_{АЭС} := \eta_э \cdot \eta_р \cdot \eta_{пг} \cdot \eta_{1к} \cdot \eta_{2к} = 0.3497$

КПД нетто двухконтурной АЭС

$\eta_{АЭС.нт} := \eta_{э.нт} \cdot \eta_р \cdot \eta_{пг} \cdot \eta_{1к} \cdot \eta_{2к} = 0.3358$

N нетто

$N_{эл} - N_{сн} = 1144.4786$

Результаты расчета сведем в таблицу для наглядности и удобства просмотра данной работы

Таблица. 1 Результаты расчета расходов варианта без охлаждения .

D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	Dпп1	Dпп2	Dc	D.вх.1	D.цвд	D.пв
Результаты ручного расчета, кг/с												
88.20	130.6	49.5-	120.2-	37.20	50.85	54.60	94.10	82.09	192.90	1021.80	1300.50	1862.26
Результаты расчета программы, кг/с												
88.22	131.2	48.40	120.67	36.15	51.11	54.68	94.70	81.05	191.24	1022.14	1293.83	1865.16
Δh.1	**Δh.2**	**Δh.3**	**Δh.4**	**Δh.5**	**Δh.6**	**Δh.7**	**Δh.8**	-	-	-	-	-
Результаты ручного расчета, кДж/кг												
126.23	48.57	104.6	62.10	231.5	122.23	126.00	144.632					
Результаты расчета программы,кДж/кг												
126.23	48.57	104.6	62.10	231.53	122.22	126.00	144.64					
W "СХЕМА",МВт							W расчет,МВт					
1195.26893							1208.70454					

Таблица. 2 Результаты расчета Mathcad 15 варианта без охлаждения конденсата ГП .

2.Таблица Результатов расчета с помощью Mathcad 15

Параметры среды	вх1	пп2	пп1	ПВД7	ПВД6	Д	ПНД4	ПНД3	ПНД2	ПНД1	К	С
Греющий пар												
Номер отбора	0	0	1	1	2	3	4	5	6	7	к	4
Давление в отборе, Мпа	6,46	6,46	2,88	2,88	2,06	0,95	0,58	0,15	0,067	0,026	0,005	0,58
Энтальпия, кДж/кг	2767.6	2767.6	2641.955	2641.955	2593.451	2489.356	2427.4	2741.035	2612.514	2492.2	2355.5	2427.4
Температура насыщения в подогревателе, С	-	280,45	231,61	231,61	213,88	177,67	157,51	111,35	88,78	65,84	32,88	157,51
Дренаж греющего пара												
Недогрев, С	-	-	-	5	5		5	5	5	5	-	-
Температура ,С	-	280,45	231,61	230	212.29	169,4	157.9	112.9	94.9	67.5	32,88	157,51
Энтальпия, кДж/кг	-	1239.29	987.269	908.19	754.19	716,4	662.55	473.65	397.6	282.55	137,8	659.64
Обогреваемая среда вых												
Давление, Мпа	-			6,8	7,2	0,78	1,52	1,77	0,07	0,03	-	0,5028
Энтальпия, кДж/кг	-										-	2746.66
Температура, С	-	260,45	211,61	225	207,29	169,4	152,9	107,9	89,9	62,5	-	152,5
Недогрев, С	-	20	20	4,6	5,4		1,8	1	0	1	-	-

Таблица. 3 Результаты расчета программы “Схема”.

3.Таблица Результатов расчета с помощью программы "Схема"

Параметры среды	вх1	пп2	пп1	ПВД7	ПВД6	Д	ПНД4	ПНД3	ПНД2	ПНД1	К	С
Греющий пар												
Номер отбора	0	0	1	1	2	3	4	5	6	7	к	4
Давление в отборе, Мпа	6,46	6,46	2,88	2,88	2,06	0,95	0,58	0,15	0,067	0,026	0,005	0,58
Энтальпия, кДж/кг	2767.6	2767.6	2641.33	2641.33	2592.76	2488.17	2426.07	2753.23	2631.00	2505.00	2360.37	2431.853
Температура насыщения в подогревателе, С	-	280,45	231,61	231,61	213,88	177,67	157,51	111,35	88,78	65,84	32,88	157,51
Дренаж греющего пара												
Недогрев, С	-			6	6		0	0	0	0	-	-
Температура ,С	-	280,45	231,61	230	212	169,4	152.9	107,9	89,9	62.5	32,88	157,51
Энтальпия, кДж/кг	-	1246.298	987.269	906.21	754.19	716,4	652.58	456.6	376.55	265.65	137,77	659.64
Обогреваемая среда вых												
Давление, Мпа	-			6,8	7,2	0,78	1,52	1,77	0,07	0,03	-	0.5241
Энтальпия, кДж/кг	-										-	2756.73
Температура, С	-	261.75	211,61	224.8	205.9	169,4	152,9	107,9	89,9	62,5	-	156.33
Недогрев, С	-	20	20	4,6	5,4		1,8	1	0	1	-	-

1.9. Выводы по расчету без охлаждения .

Результаты расчета соответствуют результатам программы “Схема” [ПБ] ,небольшие различия ,которые можно заметить, происходят из-за того , что в ручном счете не учитывались протечки пара ,через уплотнения Турбины и протечки конденсата в системе ОК и ПВ.

Погрешность расчетов мощности 1% ,что входит в норму. По результатам расходов отличия же составляют не более 0,5 % .

Результат является удволитворительным и говорит о возможности дальнейшего использования расчета для просчета других вариантов.

2. Расчет ПТУ К-1200-6.8/50 с зонами охлаждения конденсата ГП в 1 и 2 ступенях СПП.

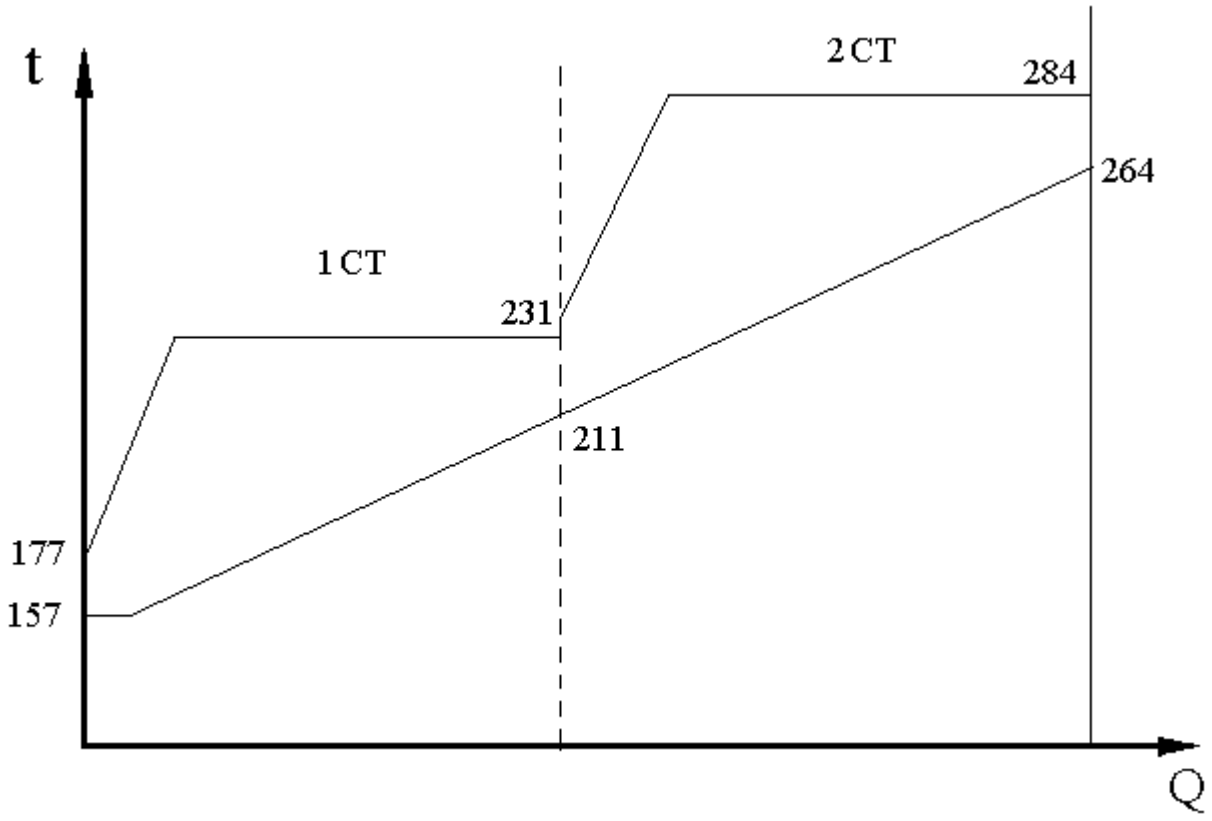

Рис. 2.1 t, Q- диаграмма СПП с охлаждением конденсата ГП в 1 и 2 ступенях

В этом варианте мы берем недогревы НГ пара в 1 и 2 ступени по 20С, а захолаживание дренажа ГП в 1 ступени 52 С, 2 ступени 54 С. При захолаживании конденсата ГП во второй ступени СПП должна уменьшаться температура питательной воды, так как конденсат сбрасывается в линию перед ПГ уже с другими параметрами , убедимся в этом с помощью расчета.

Так как расчет до определения расходов в варианте не изменяется по сравнению с предыдущим, то покажем только ту часть которая изменится.

2.1. Определение расхода рабочего тела в элементах оборудования

$D_{п.д} := 5.2$ кг/с
$D_{упл.ЦВД_4} := 0.4$ кг/с
$D_{упл.кл_3} := 0.4$ кг/с
$D_{упл.пн_д} := 45.1$ кг/с

$D_{упл.ЦВД_1} := 0.9$ кг/с
$D_{пр.ЦВД} := 2.4$ кг/с
$D_{кл.ЦВД} := 3.87$ кг/с

$D_{пв} := D_0 = 1865.2$ кг/с
$D_0 = 1865.2$ кг/с

$h_{п1} = 261.6$ кДж/кг
$h_{п2} = 376.7$ кДж/кг
$h_{п3} = 453.5$ кДж/кг
$h_{п4} = 645.5$ кДж/кг
$h_д = 716.4$ кДж/кг
$h_{п6} = 882.1$ кДж/кг
$h_{п7} = 967.5$ кДж/кг
$h_{пн} = 732.649$ кДж/кг

$h_I := 2641.33$ кДж/кг
$h_{II} := 2592.76$ кДж/кг
$h_{III} := 2488.17$ кДж/кг
$h_{IV} := 2426.07$ кДж/кг
$h_V := 2753.23$ кДж/кг
$h_{VI} := 2631.00$ кДж/кг
$h_{VII} := 2505.00$ кДж/кг

$h_{др7} := 906.21$ кДж/кг
$h_{др6} := 754.19$ кДж/кг
$h_{др4} := 652.58$ кДж/кг
$h_{др3} := 456.6$ кДж/кг
$h_{др1} := 265.65$ кДж/кг

Расход конденсата охладителей пара отсосного эжектора: $D_{оэ} := 1.2$ кг/с

Расход конденсата охладителей пара эжектора уплотнений: $D_{эу} := 1.1$ кг/с

Протечки воды через концевые уплотнения питательных насосов: $D_{упл.пн.к} := 30.4$ кг/с

Расход воды после КН2 на уплотнение питательных насосов: $D_{упл.пн} := 48.2$ кг/с

$D_{кл.упл.цнд} := 1.3$ кг/с

$\eta_7 := 1 - 7 \cdot 10^{-3} = 0.993$
$\eta_6 := 1 - 6 \cdot 10^{-3} = 0.994$
$\eta_4 := 1 - 4 \cdot 10^{-3} = 0.996$
$\eta_3 := 1 - 3 \cdot 10^{-3} = 0.997$
$\eta_1 := 1 - 1 \cdot 10^{-3} = 0.999$

$\eta_{пп1} := 0.99$
$\eta_{пп2} := 0.99$

$h_{см1} := 654 \ \frac{кДж}{кг}$ $h_{см2} := 967.19 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{упл.пн_д} := 354.9 \ \frac{кДж}{кг}$ $h_{к.д} := 716.43 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{п.д} := 2767.26 \ \frac{кДж}{кг}$ $P_д = 0.78 \ МПа$

$h_{вх.п1} := 142.17 \ \frac{кДж}{кг}$ $h_0 = 2767.56 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{др.с} := 659.652 \ \frac{кДж}{кг}$ $h_{0.с} := 2733.76 \ \frac{кДж}{кг}$

поскольку появилась зона охлажнеия конденсата ГП В 1 и 2 ступенях пароперегревателя ,то соответственно изменется энтальпии дренажей этих ступеней захолаживание конденсата берем в 1 ступени 54.1 С , а во 2 ступени 52.27 С

Энтальпии Нагреваемого пара в 1 и 2 ступенях и Энтальпии дренажей ГП 1 и 2 ступени соответственно:

$h_{0.пп2} := 2983.62 \ \frac{кДж}{кг}$ $P_{отб.4} = 0.58 \ МПа$

$h_{др.пп2} := 998.5 \ \frac{кДж}{кг}$ $X_{0.с} := 0.8437$

$P_0 = 6.8 \ МПа$

$h_{0.пп1} := 2872.79 \ \frac{кДж}{кг}$

$P_{отб.1} = 2.88 \ МПа$

$h_{др.пп1} := 753.2 \ \frac{кДж}{кг}$

Given

Для см1:

$D_{пв} \cdot h_{пв} = D_{пн} \cdot h_{п7} + D_{пп2} \cdot h_{др.пп2}$

$D_{пв} = D_{пн} + D_{пп2}$

Для ПВД 7:

$D_{пн} \cdot (h_{п7} - h_{п6}) = D_1 \cdot (h_I - h_{др7}) \cdot \eta_7$

Для ПВД 6:

$D_{пн} \cdot (h_{п6} - h_{пн}) + D_{кл.ЦВД} \cdot (h_0 - h_{др6}) \cdot \eta_6 = D_2 \cdot (h_{II} - h_{др6}) \cdot \eta_6 + D_{пп1} \cdot (h_{др.пп}$

$\ldots (h_{др.пп1} - h_{др6}) \cdot \eta_6 + D_1 \cdot (h_{др7} - h_{др6}) \cdot \eta_6$.

Для Деаэратора:

тепловой баланс:

$D_{пн} \cdot h_{к.д} + D_{п.д} \cdot h_{п.д} = D_3 \cdot h_{III} + (D_1 + D_2 + D_{пп1}) \cdot h_{др6} + D_{п4} \cdot h_{см1}$

материальный баланс:

$$D_{пн} + D_{п.д} = D_1 + D_2 + D_3 + D_{пп1} + D_{п4}$$

Для см2:

$$D_{п4} = D_{п2} + D_c + D_4$$

Для ПНД 4:

$$D_{п2} \cdot \left(h_{п4} - h_{п3}\right) = D_4 \cdot \left(h_{IV} - h_{др4}\right) \cdot \eta_4 + \Delta h_{дн} \cdot h_{см1}$$

Для ПНД 3:

$$D_{п2} \cdot \left(h_{п3} - h_{п2}\right) = D_5 \cdot \left(h_V - h_{др3}\right) \cdot \eta_3$$

Для ПНД 2:

$$D_{вх.п1} + D_5 + D_6 = D_{п2}$$

$$D_{вх.п1} \cdot h_{п1} + D_6 \cdot h_{VI} + \left(D_5\right) \cdot h_{др3} = D_{п2} \cdot \left(h_{п2}\right)$$

Для ПНД 1:

$$D_{вх.п1} \cdot \left(h_{п1} - h_{вх.п1}\right) = D_7 \cdot \left(h_{VII} - h_{др1}\right) \cdot \eta_1$$

Для Конденсатора :

$$D_{вх.п1} = D_{цвд} - D_c - D_5 - D_6 + D_{оэ} + D_{эу}$$

Для сепаратора:

$$D_{цвд} \cdot h_{IV} = D_c \cdot h_{др.с} + \left(D_{цвд} - D_c\right) \cdot h_{0.с}$$

Материальный баланс ЦВД:

$$D_{цвд} = D_0 - D_{пп2} - D_{пп1} - D_1 - D_2 - D_3 - D_4$$

Для первой ступени пароперегревателя ПП1:

$$\left(D_{цвд} - D_c\right) \cdot \left(h_{0.пп1} - h_{0.с}\right) = D_{пп1} \cdot \left(h_I - h_{в.пп1}\right) \cdot \eta_{пп1} + D_{пп1} \cdot \left(h_{в.пп1} - h_{др.пп1}\right) \cdot$$

Для второй ступени пароперегревателя ПП2:

$$\left(D_{цвд} - D_c\right) \cdot \left(h_{0.пп2} - h_{0.пп1}\right) = D_{пп2} \cdot \left(h_0 - h_{в.пп2}\right) \cdot \eta_{пп2} + D_{пп2} \cdot \left(h_{в.пп2} - h_{др.пп2}\right.$$

$D_1 = 88.8$ кг/с $\quad D_{п4} = 1432$ кг/с $\quad h_{пв} = 968.674$ кг/с

$D_2 = 143.5$ $\quad D_{вх.п1} = 1028.3$ $\quad D_{пв} = 1862.26$

$D_3 = 49.8$ $\quad D_c = 194.2$

$D_4 = 120.9$ $\quad D_{пп1} = 82.9$

$D_5 = 37.5$ $\quad D_{пп2} = 70.54$

$D_6 = 51.17$ $D_{цвд} = 1308.8$

$D_7 = 54.9$

Так как при введении зоны охлаждения конденсата ГП ПП2 меняется температура питательной воды, рассчитаем балансовые уравнения с учетом изменения температуры питательной воды , а как следствие и изменением паропроизводителности ПГ.

$h_{пв} = 968.674$ При давлении питательной воды 9.46 МПа эта энтальпия соответствует температуре 224.8 С ,а температура ПВ исходного варианта без охлаждения равна 227.5 С ,что на 2.7 С больше.

Найдем изменение расхода пара на турбину из условия ,что основная тепловая мощьность подводимая к турбине постоянна:

$\eta_{пг} := 0.9986$ Из расчета программы Схема [П2].

$$D_0 := \frac{Q}{(h_{пг} - h_{пв}) \cdot \eta_{пг}} = 1850.922 \quad \frac{кг}{с}$$

После того как мы посчитали изменение расхода пара на турбину и изменение температуры питательной воды , просчитаем расходы с внесенными изменениями

2.2. Определение расхода рабочего тела в элементах оборудования с измененной температурой питательной воды и расходом пара на турбину

Расчет балансовых уравнений [2]:

$D_{п.д} := 5.2$
$D_{упл.ЦВД_4} := 0.4$
$D_{упл.кл_3} := 0.4$
$D_{упл.пн_д} := 45.1$
кг/с

$D_{упл.ЦВД_1} := 0.9$
$D_{пр.ЦВД} := 2.4$
$D_{кл.ЦВД} := 3.87$
кг/с

$D_{пв} := D_0 = 1850.9$
$D_0 = 1850.9$
кг/с

$h_{п1} = 261.6$
$h_{п2} = 376.7$
$h_{п3} = 453.5$
$h_{п4} = 645.5$
$h_д = 716.4$
$h_{п6} = 882.1$
$h_{п7} = 967.5$
кДж/кг

$h_I := 2641.33$
$h_{II} := 2592.76$
$h_{III} := 2488.17$
$h_{IV} := 2426.07$
$h_V := 2753.23$
$h_{VI} := 2631.00$
$h_{VII} := 2505.00$
кДж/кг

$h_{др7} := 906.21$
$h_{др6} := 754.19$
$h_{др4} := 652.58$
$h_{др3} := 456.6$
$h_{др1} := 265.65$
кДж/кг

$h_{пн} = 732.649$

Расход конденсата охладителей пара отсосного эжектора: $D_{оэ} := 1.2 \ \frac{кг}{с}$

Расход конденсата охладителей пара эжектора уплотнений: $D_{эу} := 1.1 \ \frac{кг}{с}$

Протечки воды через концевые уплотнения питательных насосов: $D_{упл.пн.к} := 30.4 \ \frac{кг}{с}$

Расход воды после КН2 на уплотнение $D_{упл.пн} := 48.2 \ \frac{кг}{с}$

$\eta_7 := 1 - 7 \cdot 10^{-3} = 0.993$

$\eta_6 := 1 - 6 \cdot 10^{-3} = 0.994$

$\eta_4 := 1 - 4 \cdot 10^{-3} = 0.996$

$\eta_3 := 1 - 3 \cdot 10^{-3} = 0.997$

$\eta_1 := 1 - 1 \cdot 10^{-3} = 0.999$

$\eta_{пп1} := 0.99$

$\eta_{пп2} := 0.99$

$h_{см1} := 654 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{упл.пн_д} := 354.9 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{см2} := 967.19 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{к.д} := 716.43 \ \frac{кДж}{кг}$

$P_д = 0.78 \ МПа$

$h_{вх.п1} := 142.17 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_0 = 2767.56 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{п.д} := 2767.26 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{др.с} := 659.652 \ \frac{кДж}{кг}$

$P_{отб.4} = 0.58 \ МПа$

$h_{0.с} := 2733.76 \ \frac{кДж}{кг}$

$X_{0.с} := 0.8437$

$h_{0.пп2} := 2983.62 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{др.пп2} := 998.5$

$P_0 = 6.8 \ МПа$

$h_{0.пп1} := 2872.79$

$P_{отб.1} = 2.88 \ МПа$

$h_{др.пп1} := 753.2 \ \frac{кДж}{кг}$

Given

Для см1:

$D_{пв} \cdot h_{пв} = D_{пн} \cdot h_{п7} + D_{пп2} \cdot h_{др.пп2}$

$D_{пв} = D_{пн} + D_{пп2}$

Для ПВД 7:

$D_{пн} \cdot (h_{п7} - h_{п6}) = D_1 \cdot (h_I - h_{др7}) \cdot \eta_7$

Для ПВД 6:

$$D_{пн} \cdot (h_{п6} - h_{пн}) + D_{кл.ЦВД} \cdot (h_0 - h_{др6}) \cdot \eta_6 = D_2 \cdot (h_{II} - h_{др6}) \cdot \eta_6 + D_{пп1} \cdot (h_{др.пп} \ldots (h_{др.пп1} - h_{др6}) \cdot \eta_6 + D_1 \cdot (h_{др7} - h_{др6}) \cdot \eta_6$$

Для Деаэратора:

тепловой баланс:

$$D_{пн} \cdot h_{к.д} + D_{п.д} \cdot h_{п.д} = D_3 \cdot h_{III} + (D_1 + D_2 + D_{пп1}) \cdot h_{др6} + D_{п4} \cdot h_{см1}$$

материальный баланс:

$$D_{пн} + D_{п.д} = D_1 + D_2 + D_3 + D_{пп1} + D_{п4}$$

Для см2:

$$D_{п4} = D_{п2} + D_c + D_4$$

Для ПНД 4:

$$D_{п2} \cdot (h_{п4} - h_{п3}) = D_4 \cdot (h_{IV} - h_{др4}) \cdot \eta_4 + \Delta h_{дн} \cdot h_{см1}$$

Для ПНД 3:

$$D_{п2} \cdot (h_{п3} - h_{п2}) = D_5 \cdot (h_V - h_{др3}) \cdot \eta_3$$

Для ПНД 2:

$$D_{вх.п1} + D_5 + D_6 = D_{п2}$$

$$D_{вх.п1} \cdot h_{п1} + D_6 \cdot h_{VI} + (D_5) \cdot h_{др3} = D_{п2} \cdot (h_{п2})$$

Для ПНД 1:

$$D_{вх.п1} \cdot (h_{п1} - h_{вх.п1}) = D_7 \cdot (h_{VII} - h_{др1}) \cdot \eta_1$$

Для Конденсатора :

$$D_{вх.п1} = D_{цвд} - D_c - D_5 - D_6 + D_{оэ} + D_{эу}$$

Для сепаратора:

$$D_{цвд} \cdot h_{IV} = D_c \cdot h_{др.с} + (D_{цвд} - D_c) \cdot h_{0.c}$$

Материальный баланс ЦВД:

$$D_{цвд} = D_0 - D_{пп2} - D_{пп1} - D_1 - D_2 - D_3 - D_4$$

Для первой ступени пароперегревателя ПП1:

$$(D_{цвд} - D_c) \cdot (h_{0.пп1} - h_{0.c}) = D_{пп1} \cdot (h_I - h_{в.пп1}) \cdot \eta_{пп1} + D_{пп1} \cdot (h_{в.пп1} - h_{др.пп1}) \cdot$$

Для второй ступени пароперегревателя ПП2:

$$(D_{цвд} - D_c) \cdot (h_{0.пп2} - h_{0.пп1}) = D_{пп2} \cdot (h_0 - h_{в.пп2}) \cdot \eta_{пп2} + D_{пп2} \cdot (h_{в.пп2} - h_{др.пп2}$$

$D_1 = 88.1 \ \frac{кг}{с}$ $D_{п4} = 1421 \ \frac{кг}{с}$ $h_{пв} = 968.674 \ \frac{кг}{с}$

$D_2 = 142.4$ $D_{вх.п1} = 1020.4$ $D_{пв} = 1848.022$

$D_3 = 49.4$ $D_c = 192.7$

$D_4 = 120$ $D_{пп1} = 82.3$

$D_5 = 37.2$ $D_{пп2} = 69.99$

$D_6 = 50.78$ $D_{цвд} = 1298.7$

$D_7 = 54.5$

Проверка материального баланса турбоустановки

$D_{k2} := D_{вх.п1} - D_{упл.пн} = 972.204 \ \frac{кг}{с}$

$D_{k1} := \left(966.585 + D_{пр.ЦВД} + D_{оэ} + D_{эу}\right)$

$D_{k1} = 971.3 \ \frac{кг}{с}$

Абсолютная погрешность материального баланса: $\Delta := \frac{D_{k1} - D_{k2}}{D_{k1}} = -0 \ \%$

Таким образом, все потоки в расчетной схеме учтены правильно

$D_к := D_{k1} = 971.285 \ \frac{кг}{с}$

Расчет расхода пара на турбопроводы питательного насоса:

Мощность на валу приводных турбин:

$N_{ТП} := \frac{\Delta h_{пн} \cdot D_0 \cdot 10^{-3}}{0.98} = 30.69$ МВт

$t_{пп2} := 261.84 \ ^0C$

$P_{пп2} = 6.46$ МПа

$h_{пп0} := 2980.88 \ \frac{кДж}{кг}$

$\eta_{oi.тп} := 0.841$

$P_{к.тп} := 5.2$ кПа

$s_{пп2} = 7.2542 \ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

$h_{тп.ад} := 2210.35 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{тп} := h_{пп0} - \eta_{oi.тп} \cdot \left(h_{пп0} - h_{тп.ад}\right) = 2332.5 \ \frac{кДж}{кг}$

$s_{тп} := 7.6301 \ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

Расход пара на приводные турбины питательных насосов: $D_{тп} := \frac{N_{ТП}}{(h_{пп0} - h_{тп.ад}) \cdot 10^{-3}} = 39.829 \frac{кг}{с}$

Расчет внутренних мощностей отсеков турбин:

Расход пара через отсек, кг/с	Теплоперепад отсека, кДж/кг
$D_{отс.1} := D_0 - D_{кл.ЦВД} - D_{пп2} = 1777.059$	$\Delta h_{отс1} := h_0 - h_I = 126.23$
$D_{отс.2} := D_{отс.1} - D_1 - D_{пп1} = 1606.664$	$\Delta h_{отс2} := h_I - h_{II} = 48.57$
$D_{отс.3} := D_{отс.2} - D_3 = 1557.239$	$\Delta h_{отс3} := h_{II} - h_{III} = 104.59$
$D_{отс.4} := D_{отс.3} - D_4 = 1437.253$	$\Delta h_{отс4} := h_{III} - h_{IV} = 62.1$
$D_{отс.5} := D_{цвд} - (D_c) + D_{кл.упл.цнд} = 1107.362$	$\Delta h_{отс5} := h_{пп2} - h_V = 231.49$
$D_{отс.6} := D_{отс.5} - D_5 = 1070.187$	$\Delta h_{отс6} := h_V - h_{VI} = 122.23$
$D_{отс.7} := D_{отс.6} - D_6 = 1019.404$	$\Delta h_{отс7} := h_{VI} - h_{VII} = 126$
$D_{отс.8} := D_{отс.7} - D_7 = 964.929$	$\Delta h_{отс8} := h_{VII} - h_k = 144.632$

$W_1 := D_{отс.1} \cdot \Delta h_{отс1} \cdot 10^{-3} = 224.317$

$W_2 := D_{отс.2} \cdot \Delta h_{отс2} \cdot 10^{-3} = 78.036$ МВт

$W_3 := D_{отс.3} \cdot \Delta h_{отс3} \cdot 10^{-3} = 162.872$ МВт

$W_4 := D_{отс.4} \cdot \Delta h_{отс4} \cdot 10^{-3} = 89.253$ МВт

$W_5 := D_{отс.5} \cdot \Delta h_{отс5} \cdot 10^{-3} = 256.343$ МВт

$W_6 := D_{отс.6} \cdot \Delta h_{отс6} \cdot 10^{-3} = 130.809$ МВт

$W_7 := D_{отс.7} \cdot \Delta h_{отс7} \cdot 10^{-3} = 128.445$ МВт

$W_8 := D_{отс.8} \cdot \Delta h_{отс8} \cdot 10^{-3} = 139.56$ МВт

2.3. Расчет мощности турбины и показателей тепловой экономичности

Внутренняя мощность турбины

$W := W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 + W_8 = 1209.63472$ МВт

Внутренняя мощьность не так сильно возросла ,вероятнее всего это произошло из-за того ,что при охлаждении ГП 2 ступени меняется температура питательной воды ,что апривоит к уменьшению паропроизводительности ПГ , а как следствие и уменьшение внутренней мощьности всех отсеков турбины

Гарантированная электрическая мощность

$N_{эл} := N_{эр} \cdot 0.98 = 1162$ МВт

4. Расход электроэнергии на привод насосов конденсатно питательного тракта

КПД электроприводов насосов: $\eta_{пр} := 0.86$

Для конденсатных насосов первого подъема (КН1):

$$N_{кн1} := \frac{\Delta h_{кн1} \cdot D_к}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 1 \text{ МВт}$$

Для конденсатных насосов второго подъема (КН2):

$$N_{кн2} := \frac{\Delta h_{кн2} \cdot D_к}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 2.5 \text{ МВт}$$

Для дренажных насосов (ДН1):

$D_{дн1} := D_4 + D_{упл.ЦВД_4} + D_c = 313.05$

$$N_{дн1} := \frac{\Delta h_{дн} \cdot D_{дн1}}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 0.5 \text{ МВт}$$

Для дренажных насосов (ДН2):

$D_{дн2} := D_2 + D_3 + D_{упл.ЦВД_1} = 192.722$

$$N_{дн2} := \frac{\Delta h_{дн2} \cdot D_{дн2}}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 3.8 \text{ МВт}$$

$Nсн := 5$ МВт

Суммарный расход электроэнергии на собственные нужды турбоустановки:

$N_{сн} := N_{кн1} + N_{кн2} + N_{дн1} + N_{дн2} + (2Nсн) = 17.776$ МВт

Расход теплоты на ПТУ для производства электроэнергии

$$Q_э := \frac{D_0 \cdot (h_0 - h_{пв})}{1000} = 3329.597 \text{ МВт}$$

Расчетная мощность на клеймах генератора

Механический КПД турбогенератора: $\eta_{мех} := 0.99$

Механический КПД генератора: $\eta_г := 0.99$

$N_{эр} := W \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_г = 1185.563$ МВт

Удельный расход теплоты брутто на производство электроэнергии

$$q_э := \frac{Q_э}{N_{эл} + N_{ТП}} = 2.792$$

Электрический КПД брутто турбоустановки

$$\eta_э := \frac{N_{эл} + N_{ТП}}{Q_э} = 0.358164$$

.Электрический КПД нетто турбоустановки

$$\eta_{э.нт} := \frac{N_{эл} - N_{сн}}{Q_э} = 0.343608$$

КПД брутто двухконтурной АЭС

КПД реакторного контура: $\eta_р := 0.999$

КПД парогенератора: $\eta_{пг} := 0.9986$

КПД трубопроводов 1-го контура: $\eta_{1к} := 0.99$

КПД трубопроводов 2-го контура: $\eta_{2к} := 0.99$

$$\eta_{АЭС} := \eta_э \cdot \eta_р \cdot \eta_{пг} \cdot \eta_{1к} \cdot \eta_{2к} = 0.350194$$

КПД нетто двухконтурной АЭС

$$\eta_{АЭС.нт} := \eta_{э.нт} \cdot \eta_р \cdot \eta_{пг} \cdot \eta_{1к} \cdot \eta_{2к} = 0.335962$$

N нетто

$$N_{эл} - N_{сн} = 1144.0761$$

2.4. Выводы по расчету с охлаждением 1,2-ступеней СПП .

Приведем таблицу результатов расчета балансов и проанализируем изменения .

Таблица. 4 Расходы и мощность варианта с охлаждением 1,2 ст.СПП.

D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	Dпп1	Dпп2	Dс	D.вх.п1	D.цвд	D.пв
Результаты ручного расчета, кг/с												
88.1	142.40	49.4	120.01	37.2	50.78	54.50	82.30	69.99	192.7	1020.40	1298.7	1848.022
Результаты расчета программы, кг/с												
88.22	131.17	48.40	120.67	36.15	51.11	54.68	94.70	81.05	191.24	1022.14	1293.83	1865.16
Δh.отс1	**Δh.отс2**	**Δh.отс3**	**Δh.отс4**	**Δh.отс5**	**Δh.отс6**	**Δh.отс7**	**Δh.отс8**	-	-	-	-	-
Результаты ручного расчета, кДж/кг												
126.23	48.57	104.59	62.10	231.49	122.23	126.00	144.632					
Результаты расчета программы,кДж/кг												
126.23	48.57	104.59	62.10	231.53	122.22	126.00	144.64					
Внутр. мощность турбины W "СХЕМА",МВт								Внутр. мощность турбины W расчет,МВт				
1195.26893								1209.63472				

Из таблицы видно, что сильно увеличился расход 2 отбора, а также уменьшелись расходы на ступени СПП. Уменьшение расхода на ступени СПП объясняется улучшением эффективности использования тепла каждой ступенью СПП. Теперь для того, чтобы нагреть НГ до нужных параметров ГП нужно меньше.

Увеличение второго отбора как раз объясняется уменьшением расхода на ПП2, так как из пароперегревателя выходит конденсат других параметров и величин ,то он уже не может уже нагреть воду в ПВД-6 также, как в случае без охлаждения, поэтому, в силу компенсации этого недогрева, увеличивается расход 2 отбора на ПВД-6. Соответственно уменьшение отбора свежего пара на ПП1 влияет, а именно увеличивает, расходы в отборах турбины .

Также из-за изменинния температуры питательной воды происходит уменьшение паропроизводительности ПГ, соответственной это уменьшает количество пара в отборах турбины, этот эффект оказыват большее влияние на изменение пара в отборах, что и видно из таблицы .

3. Расчет ПТУ К-1200-6.8/50 с зоной охлаждения конденсата ГП только в 1 ступени СПП.

3.1. Определение расхода рабочего тела в элементах оборудования

Расчет балансовых уравнений [2]:

$D_{п.д} := 5.2$ кг/с

$D_{упл.ЦВД_4} := 0.4$ кг/с

$D_{упл.кл_3} := 0.4$ кг/с

$D_{упл.пн_д} := 45.1$ кг/с

$D_{упл.ЦВД_1} := 0.9$ кг/с

$D_{пр.ЦВД} := 2.4$ кг/с

$D_{кл.ЦВД} := 3.87$ кг/с

$D_{пв} := D_0 = 1865.2$ кг/с

$D_0 = 1865.2$ кг/с

$h_{п1} = 261.6$ кДж/кг

$h_{п2} = 376.7$ кДж/кг

$h_{п3} = 453.5$ кДж/кг

$h_{п4} = 645.5$ кДж/кг

$h_д = 716.4$ кДж/кг

$h_{п6} = 882.1$ кДж/кг

$h_{п7} = 967.5$ кДж/кг

$h_I := 2641.33$ кДж/кг

$h_{II} := 2592.76$ кДж/кг

$h_{III} := 2488.17$ кДж/кг

$h_{IV} := 2426.07$ кДж/кг

$h_V := 2753.23$ кДж/кг

$h_{VI} := 2631.00$ кДж/кг

$h_{VII} := 2505.00$ кДж/кг

$h_{др7} := 906.21$ кДж/кг

$h_{др6} := 754.19$ кДж/кг

$h_{др4} := 652.58$ кДж/кг

$h_{др3} := 456.6$ кДж/кг

$h_{др1} := 265.65$ кДж/кг

$h_{пн} = 732.649$

Расход конденсата охладителей пара отсосного эжектора: $D_{оэ} := 1.2$ кг/с

Расход конденсата охладителей пара эжектора уплотнений: $D_{эу} := 1.1$ кг/с

Протечки воды через концевые уплотнения питательных насосов: $D_{упл.пн.к} := 30.4$ кг/с

Расход воды после КН2 на уплотнение питательных насосов: $D_{упл.пн} := 48.2$ кг/с

$D_{кл.упл.цнд} := 1.3$ кг/с

$\eta_7 := 1 - 7 \cdot 10^{-3} = 0.993$

$\eta_6 := 1 - 6 \cdot 10^{-3} = 0.994$

$\eta_4 := 1 - 4 \cdot 10^{-3} = 0.996$

$\eta_3 := 1 - 3 \cdot 10^{-3} = 0.997$

$\eta_1 := 1 - 1 \cdot 10^{-3} = 0.999$

$\eta_{пп1} := 0.99$

$\eta_{пп2} := 0.99$

$h_{см1} := 654 \ \frac{кДж}{кг}$ $h_{см2} := 967.19 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{упл.пн_д} := 354.9 \ \frac{кДж}{кг}$ $h_{к.д} := 716.43 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{п.д} := 2767.26 \ \frac{кДж}{кг}$ $P_д = 0.78$ МПа

$h_{вх.п1} := 142.17 \ \frac{кДж}{кг}$ $h_0 = 2767.56 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{др.с} := 659.652 \ \frac{кДж}{кг}$ $h_{0.с} := 2733.76 \ \frac{кДж}{кг}$

поскольку зона охлажнеия конденсата ГП теперь только в ступени пароперегревателя ,то соответственно изменется энтальпии дренажа этой ступени захолаживание конденсата берем в 1 ступени 54.1 С .

Энтальпии Нагреваемого пара в 1 и 2 ступенях и Энтальпии дренажей ГП 1 и 2 ступени соответственно:

$h_{0.пп2} := 2983.62 \ \frac{кДж}{кг}$ $P_{отб.4} = 0.58$ МПа

$h_{др.пп2} := 1257.1 \ \frac{кДж}{кг}$ $X_{0.с} := 0.8437$

$P_0 = 6.8$ МПа

$h_{0.пп1} := 2872.79 \ \frac{кДж}{кг}$ $P_{отб.1} = 2.88$ МПа

$h_{др.пп1} := 753.2 \ \frac{кДж}{кг}$

Given

Для см1:

$D_{пв} \cdot h_{пв} = D_{пн} \cdot h_{п7} + D_{пп2} \cdot h_{др.пп2}$

$D_{пв} = D_{пн} + D_{пп2}$

Для ПВД 7:

$D_{пн} \cdot (h_{п7} - h_{п6}) = D_1 \cdot (h_I - h_{др7}) \cdot \eta_7$

Для ПВД 6:

$D_{пн} \cdot (h_{п6} - h_{пн}) + D_{кл.ЦВД} \cdot (h_0 - h_{др6}) \cdot \eta_6 = D_2 \cdot (h_{II} - h_{др6}) \cdot \eta_6 + D_{пп1} \cdot (h_{др.пп}$

$\ldots (h_{др.пп1} - h_{др6}) \cdot \eta_6 + D_1 \cdot (h_{др7} - h_{др6}) \cdot \eta_6$.

Для Деаэратора:

тепловой баланс:

$D_{пн} \cdot h_{к.д} + D_{п.д} \cdot h_{п.д} = D_3 \cdot h_{III} + (D_1 + D_2 + D_{пп1}) \cdot h_{др6} + D_{п4} \cdot h_{см1}$

материальный баланс:

$$D_{пн} + D_{п.д} = D_1 + D_2 + D_3 + D_{пп1} + D_{п4}$$

Для см2:

$$D_{п4} = D_{п2} + D_c + D_4$$

Для ПНД 4:

$$D_{п2} \cdot (h_{п4} - h_{п3}) = D_4 \cdot (h_{IV} - h_{др4}) \cdot \eta_4 + \Delta h_{дн} \cdot h_{см1}$$

Для ПНД 3:

$$D_{п2} \cdot (h_{п3} - h_{п2}) = D_5 \cdot (h_V - h_{др3}) \cdot \eta_3$$

Для ПНД 2:

$$D_{вх.п1} + D_5 + D_6 = D_{п2}$$

$$D_{вх.п1} \cdot h_{п1} + D_6 \cdot h_{VI} + (D_5) \cdot h_{др3} = D_{п2} \cdot (h_{п2})$$

Для ПНД 1:

$$D_{вх.п1} \cdot (h_{п1} - h_{вх.п1}) = D_7 \cdot (h_{VII} - h_{др1}) \cdot \eta_1$$

Для Конденсатора :

$$D_{вх.п1} = D_{цвд} - D_c - D_5 - D_6 + D_{оэ} + D_{эу}$$

Для сепаратора:

$$D_{цвд} \cdot h_{IV} = D_c \cdot h_{др.с} + (D_{цвд} - D_c) \cdot h_{0.c}$$

Материальный баланс ЦВД:

$$D_{цвд} = D_0 - D_{пп2} - D_{пп1} - D_1 - D_2 - D_3 - D_4$$

Для первой ступени пароперегревателя ПП1:

$$(D_{цвд} - D_c) \cdot (h_{0.пп1} - h_{0.c}) = D_{пп1} \cdot (h_I - h_{в.пп1}) \cdot \eta_{пп1} + D_{пп1} \cdot (h_{в.пп1} - h_{др.пп1}) \cdot$$

Для второй ступени пароперегревателя ПП2:

$$(D_{цвд} - D_c) \cdot (h_{0.пп2} - h_{0.пп1}) = D_{пп2} \cdot (h_0 - h_{др.пп2}) \cdot \eta_{пп2}$$

$D_1 = 88.2$ кг/с

$D_2 = 142.6$

$D_3 = 49.5$

$D_4 = 120.1$

$D_5 = 37.2$

$D_6 = 50.84$

$D_7 = 54.5$

$D_{п4} = 1422.7$ кг/с

$D_{вх.п1} = 1021.6$

$D_c = 192.9$

$D_{пп1} = 82.4$

$D_{пп2} = 82.08$

$D_{цвд} = 1300.3$

$h_{пв} = 980.264$ кг/с

$D_{пв} = 1862.26$

Так как при введении зоны охлаждения конденсата ГП ПП2 меняется температура питательной воды, рассчитаем балансовые уравнения с учетом изменения температуры питательной воды , а как следствие и изменением паропроизводителности ПГ.

$h_{пв} := 980.19$ При давлении питательной воды 9.46 МПа эта энтальпия соответствует температуре 227.51 С , а температура ПВ варианта без охлаждения равна 227.50 С ,что на 0.01 С меньше.

Так как температура питательной воды меняется незначительно и это значение можно списать на погрешность счета ,тогда и паропроизводительность не изменится ,а значит , можно не проводить перерасчет расходов.

Проверка материального баланса турбоустановки

$$D_{k2} := D_{вх.п1} - D_{упл.пн} = 973.444 \ \frac{кг}{с}$$

$$D_{k1} := \left(966.585 + D_{пр.ЦВД} + D_{оэ} + D_{эу}\right)$$

$$D_{k1} = 971.3 \ \frac{кг}{с}$$

Абсолютная погрешность материального баланса: $\Delta := \frac{D_{k1} - D_{k2}}{D_{k1}} = -0 \ \%$

Таким образом, все потоки в расчетной схеме учтены правильно

$$D_к := D_{k1} = 971.285 \ \frac{кг}{с}$$

Расчет расхода пара на турбопроводы питательного насоса:

Мощность на валу приводных турбин:

$$N_{ТП} := \frac{\Delta h_{пн} \cdot D_0 \cdot 10^{-3}}{0.98} = 30.926 \ МВт$$

$t_{пп2} := 261.84 \ ^{o}C$

$P_{пп2} = 6.46 \ МПа$

$h_{пп0} := 2980.88 \ \frac{кДж}{кг}$

$\eta_{oi.тп} := 0.841$

$P_{к.тп} := 5.2 \ кПа$

$s_{пп2} = 7.2542 \ \frac{кДж}{кг \cdot К}$

$h_{тп.ад} := 2210.35 \ \frac{кДж}{кг}$

$h_{тп} := h_{пп0} - \eta_{oi.тп} \cdot (h_{пп0} - h_{тп.ад}) = 2332.9 \frac{кДж}{кг}$

$s_{тп} := 7.6301 \frac{кДж}{кг \cdot К}$

Расход пара на приводные турбины питательных насосов: $D_{тп} := \frac{N_{ТП}}{(h_{пп0} - h_{тп.ад}) \cdot 10^{-3}} = 40.135 \frac{кг}{с}$

Расчет внутренних мощностей отсеков турбин:

Расход пара через отсек, кг/с	**Теплоперепад отсека, кДж/кг**
$D_{отс.1} := D_0 - D_{кл.ЦВД} - D_{пп2} = 1779.213$	$\Delta h_{отс1} := h_0 - h_I = 126.23$
$D_{отс.2} := D_{отс.1} - D_1 - D_{пп1} = 1608.611$	$\Delta h_{отс2} := h_I - h_{II} = 48.57$
$D_{отс.3} := D_{отс.2} - D_3 = 1559.134$	$\Delta h_{отс3} := h_{II} - h_{III} = 104.59$
$D_{отс.4} := D_{отс.3} - D_4 = 1439.001$	$\Delta h_{отс4} := h_{III} - h_{IV} = 62.1$
$D_{отс.5} := D_{цвд} - (D_c) + D_{кл.упл.цнд} = 1108.708$	$\Delta h_{отс5} := h_{пп2} - h_V = 231.49$
$D_{отс.6} := D_{отс.5} - D_5 = 1071.488$	$\Delta h_{отс6} := h_V - h_{VI} = 122.23$
$D_{отс.7} := D_{отс.6} - D_6 = 1020.644$	$\Delta h_{отс7} := h_{VI} - h_{VII} = 126$
$D_{отс.8} := D_{отс.7} - D_7 = 966.103$	$\Delta h_{отс8} := h_{VII} - h_k = 144.632$

$W_1 := D_{отс.1} \cdot \Delta h_{отс1} \cdot 10^{-3} = 224.589$

$W_2 := D_{отс.2} \cdot \Delta h_{отс2} \cdot 10^{-3} = 78.13$ МВт

$W_3 := D_{отс.3} \cdot \Delta h_{отс3} \cdot 10^{-3} = 163.07$ МВт

$W_4 := D_{отс.4} \cdot \Delta h_{отс4} \cdot 10^{-3} = 89.362$ МВт

$W_5 := D_{отс.5} \cdot \Delta h_{отс5} \cdot 10^{-3} = 256.655$ МВт

$W_6 := D_{отс.6} \cdot \Delta h_{отс6} \cdot 10^{-3} = 130.968$ МВт

$W_7 := D_{отс.7} \cdot \Delta h_{отс7} \cdot 10^{-3} = 128.601$ МВт

$W_8 := D_{отс.8} \cdot \Delta h_{отс8} \cdot 10^{-3} = 139.729$ МВт

3.2 Расчет мощности турбины и показателей тепловой экономичености:

Внутренняя мощность турбины

$W := W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 + W_8 = 1211.10458$ МВт

Расчетная мощность на клеймах генератора

Механический КПД турбогенератора: $\eta_{мех} := 0.99$

Механический КПД генератора: $\eta_г := 0.99$

$N_{эр} := W \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_г = 1187.004$ МВт

Гарантированная электрическая мощность

$N_{эл} := N_{эр} \cdot 0.98 = 1163$ МВт

4. Расход электроэнергии на привод насосов конденсатно питательного тракта

КПД электроприводов насосов: $\eta_{пр} := 0.86$

Для конденсатных насосов первого и второго подъема КН1, КН2:

$$N_{кн1} := \frac{\Delta h_{кн1} \cdot D_к}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 1 \text{ МВт} \qquad N_{кн2} := \frac{\Delta h_{кн2} \cdot D_к}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 2.5 \text{ МВт}$$

Для дренажных насосов (ДН1): Для дренажных насосов (ДН2):

$D_{дн1} := D_4 + D_{упл.ЦВД_4} + D_c = 313.431$ $D_{дн2} := D_2 + D_3 + D_{упл.ЦВД_1} = 192.942$

$$N_{дн1} := \frac{\Delta h_{дн} \cdot D_{дн1}}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 0.5 \text{ МВт} \qquad N_{дн2} := \frac{\Delta h_{дн2} \cdot D_{дн2}}{\eta_{пр} \cdot 1000} = 3.8 \text{ МВт}$$

Nсн := 5 МВт

Суммарный расход электроэнергии на собственные нужды турбоустановки:

$N_{сн} := N_{кн1} + N_{кн2} + N_{дн1} + N_{дн2} + (2Nсн) = 17.781$ МВт

Расход теплоты на ПТУ для производства электроэнергии

$$Q_э := \frac{D_0 \cdot (h_0 - h_{пв})}{1000} = 3333.73 \text{ МВт}$$

Удельный расход теплоты брутто на производство электроэнергии

$$q_э := \frac{Q_э}{N_{эл} + N_{ТП}} = 2.792$$

Электрический КПД брутто турбоустановки

$$\eta_э := \frac{N_{эл} + N_{ТП}}{Q_э} = 0.358214$$

.Электрический КПД нетто турбоустановки

$$\eta_{э.нт} := \frac{N_{эл} - N_{сн}}{Q_э} = 0.343604$$

КПД брутто двухконтурной АЭС

КПД реакторного контура: $\eta_р := 0.999$

КПД парогенератора: $\eta_{пг} := 0.9986$

КПД трубопроводов 1-го контура: $\eta_{1к} := 0.99$

КПД трубопроводов 2-го контура: $\eta_{2к} := 0.99$

$$\eta_{АЭС} := \eta_э \cdot \eta_р \cdot \eta_{пг} \cdot \eta_{1к} \cdot \eta_{2к} = 0.350244$$

КПД нетто двухконтурной АЭС

$$\eta_{АЭС.нт} := \eta_{э.нт} \cdot \eta_р \cdot \eta_{пг} \cdot \eta_{1к} \cdot \eta_{2к} = 0.335958$$

N нетто

$$N_{эл} - N_{сн} = 1145.4829$$

3.3 Вывод по расчету ПТУ с охлаждением 1 ступени СПП.

Составим таблицу результатов как в варианте с охлаждением 1,2 ступеней

Таблица. 5 Расходы и мощность варианта с охлаждением 1 ступени.

D1	**D2**	**D3**	**D4**	**D5**	**D6**	**D7**	**Dшп1**	**Dшп2**	**Dс**	**D.вх.п1**	**D.цвд**	**D.пв**
Результаты ручного расчета, кг/с												
88.2	142.6	49.5	120.01	37.2	50.84	54.50	82.4	82.08	192.9	1021.6	1300.3	1862.26
Результаты расчета программы, кг/с												
88.22	131.17	48.40	120.67	36.15	51.11	54.68	94.70	81.05	191.24	1022.14	1293.83	1865.16
Δh.отс1	**Δh.отс2**	**Δh.отс3**	**Δh.отс4**	**Δh.отс5**	**Δh.отс6**	**Δh.отс7**	**Δh.отс8**	-	-	-	-	-
Результаты ручного расчета, кДж/кг												
126.23	48.57	104.59	62.10	231.49	122.23	126.00	144.632					
Результаты расчета программы,кДж/кг												
126.23	48.57	104.59	62.10	231.53	122.22	126.00	144.64					
Внутр. мощность турбины W "СХЕМА",МВт								Внутр. мощность турбины W расчет,МВт				
1195.26893								1211.10458				

Из таблицы, можно сделать вывод, что для первой ступени имеет место быть тот же эффект, что и в варианте с охлаждением 2_х ступеней, однако, в этом варианте температура питательной воды осталась неизменной, так как не охлаждается конденсат 2 ступени. Это говорит прежде всего о том, что расход пара на турбину не изменится, а значит расход ЦВД будет выше, чем у предыдущего варианта.

Соответственно расход на 2 ступень по сравнению с вариантом без охлаждения останется неизменным, а вот мощность ПТУ изменится значительно, это происходит из-за того, что не меняется температура ПВ ,а следовательно и количество пара подаваемое на Турбину.

4 Расчет площади теплопередающей поверхности СПП-Ш с зонами ОК ГП в 1,2 -ступенях СПП-Ш.

4.1. Описание конструкции сепаратора-пароперегревателя с коллекторно-ширмовой трубной системой.

Сепаратор-пароперегреватель коллекторно-ширмового типа (СПП-Ш) состоит сепаратора и двух ступеней промежуточного перегрева пара. (см рис. 1.3)

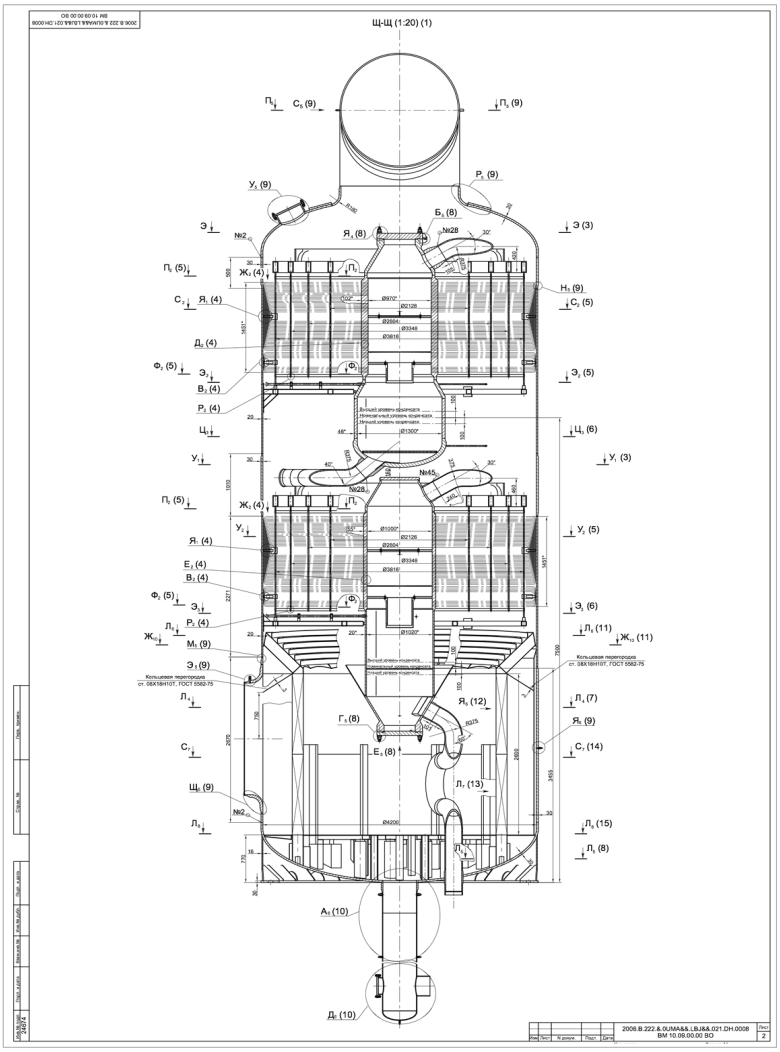

Рис. 2 Продольный разрез СПП-Ш.

Сепарационное устройство состоит из двух видов сепарационных жалюзийных блоков с уловителями влаги. Блоки с радиальным расположением жалюзийных пластин установлены по окрестности с зазором соосно корпусу напротив патрубка входа нагреваемого пара и образуют цилиндрическую часть сепарационного устройства.

Эти блоки установлены в “два этожа” высотой 1300 мм каждый. Блоки прямоугольной формы установлены под углом, нижним основанием опираются на цилиндрическую часть сепарационного устройства, по её периметру, а верхним основанием на корпус. В зазоре между цилиндрической частью сепарационного устройства и корпусом организована раздающая кольцевая камера. По периметру кольцевой раздающей камеры с зазором относительно корпуса установлены листы, образующие между собой влагозаборные проёмы, для дополнительного улавливания крупнодисперсной влаги из пара. Сепарационные блоки состоят из волнистых пластин с влагоуловителями. Слив сепарата производится через гидрозатворы в патрубок, расположенный на нижнем днище корпуса, а из него в общий для всех СПП-Ш сепаратооборник.

Каждая ступень промперегрева пара представляет собой трубную систему, которая состоит из коллектора с трубопроводами подвода греющего пара и коллектора отвода конденсата, трубного пучка, собирающегося из отдельных модулей (ширм), дистанционирующих элементов и опорных устройств, приборов для замера и контроля уровня конденсата в коллекторах. К коллектору на сварке крепятся опорные балки в виде крестовины. Противоположные концы балок закреплены подвижно в опорных устройствах на корпусе. К опорным балкам приварены четыре горизонтальных опорных кольца, к которым посредством вертикальных
дистанционирующих планок крепятся ширмы.

Дистанционирование труб в ширме осуществляется с помощью парных вертикальных и горизонтальных планок, соединенных между собой скобами. Под трубным пучком расположен амортизационный пояс, состоящий из трех

горизонтальных, радиальных балок, соединённых кольцевой балкой, служащий для восприятия горизонтальных боковых усилий.

На нижнем торце коллектора пароперегревателя 1 ступени и на верхнем торце коллектора пароперегревателя 2 ступени расположены люки-лазы, противоположные торцы закрыты днищами. Нижние части коллекторов обеих ступеней пароперегревателей являются конденсатосборниками [2].

Поверхность теплообмена выполнена из U - образных труб из стали марки 08Х14МФ, диаметром 16х2 мм со спиральным оребрением на горизонтальных частках. Трубы собраны в вертикальные ширмы, изогнутые в плане по эвольвенте. Концы U – образных труб закреплены в коллекторе [2]. В пучке трубы расположены в коридорном порядке. Трубные пучки пароперегревателей каждой ступени состоят из 144 эвольвентных ширм. Ширмы пароперегревателей первой и второй ступеней унифицированы. Каждая ширма состоит из двух последовательно включённых по греющему пару участков. Соответственно, участки конденсации греющего пара включают в себя: основной - 23 трубы, дополнительный - 5 труб.

Выполнение трубных пучков пароперегревателей 1 и 2 ступени с двумя участками конденсации связано с обеспечением их термодинамической устойчивости в процессе работы. Движение сред в теплообменнике противоточное. Насыщенный пар поступает сверху в раздающую камеру и далее в трубы основного трубного пучка, где конденсируется около 70%

пара. Из основного пучка конденсат и не сконденсировавшийся пар поступают в промежуточную камеру коллектора. Далее конденсат через гидрозатвор поступает в собирающую нижнюю камеру коллектора, а пар поступает в трубы дополнительного трубного пучка, выходящий из которого

конденсат сливается также в собирающую камеру. Весь конденсат из ПП-I уходит самотёком в ПВД-2, а конденсат из ПП-II насосом подаётся в питательный тракт за ПВД-1 (см. рис.1).

Подвод греющего пара осуществляется одним трубопроводом в каждую ступень пароперегревателя. Отвод конденсата от каждой ступени пароперегревателя осуществляется одним трубопроводом.

4.2. Методика расчёта

Для нахождения площади теплопередающей поверхности проведем тепловой расчет 1 ступени СПП, после найдем коэффициент теплопередачи для зоны охлаждения конденсата 1 ступени СПП-Ш и только после этого мы сможем рассчитать площадь теплопередающей поверхности по формуле :

$$S_{\text{ф.ст}} = k_{\text{зп}} * S_{\text{р.ст}} \qquad (4.1)$$

,где $k_{\text{зп}}$- коэффициент запаса ; $S_{\text{р.ст}}$- расчетная площадь теплопередающей поверхности.

Так как в процессе эксплуатации ПП-1,2 ступеней возможно образование течей в отдельных трубках и их заглушка, то фактическая площадь $S_{\text{ф.ст}}$ - теплопередающей поверхности рассчитывается с некоторым запасом мы его будем брать 1.05 .

$S_{\text{р.ст}}$- расчетная площадь теплопередающей поверхности, рассчитывается по формуле:

$$S_{\text{р.ст}} = \frac{Q_{\text{ст}} * 10^3}{K_{\text{ст}} * \Delta t_{\text{ср}}^{\text{ст}}} \qquad (4.2)$$

,где $Q_{\text{ст}}$- тепловая мощность і-й ступени пароперегрева СПП-Ш ; $K_{\text{ст}}$- средний коэффициент теплопередачи і-й ступени; $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{ст}}$ – среднелогарифмический температурный напор і-й ступени .

Для нахождения площади, для начала составим тепловой баланс СПП-Ш и найдем тепловую мощность 1 ступени .

4.3. Тепловой баланс

Для начала расчета построим t-Q диаграмму (рис. 4.1) СПП-Ш с зоной охлаждения конденсата ГП в 1 ступени перегрева и в таблице покажем все параметры греющего пара, для наглядности.

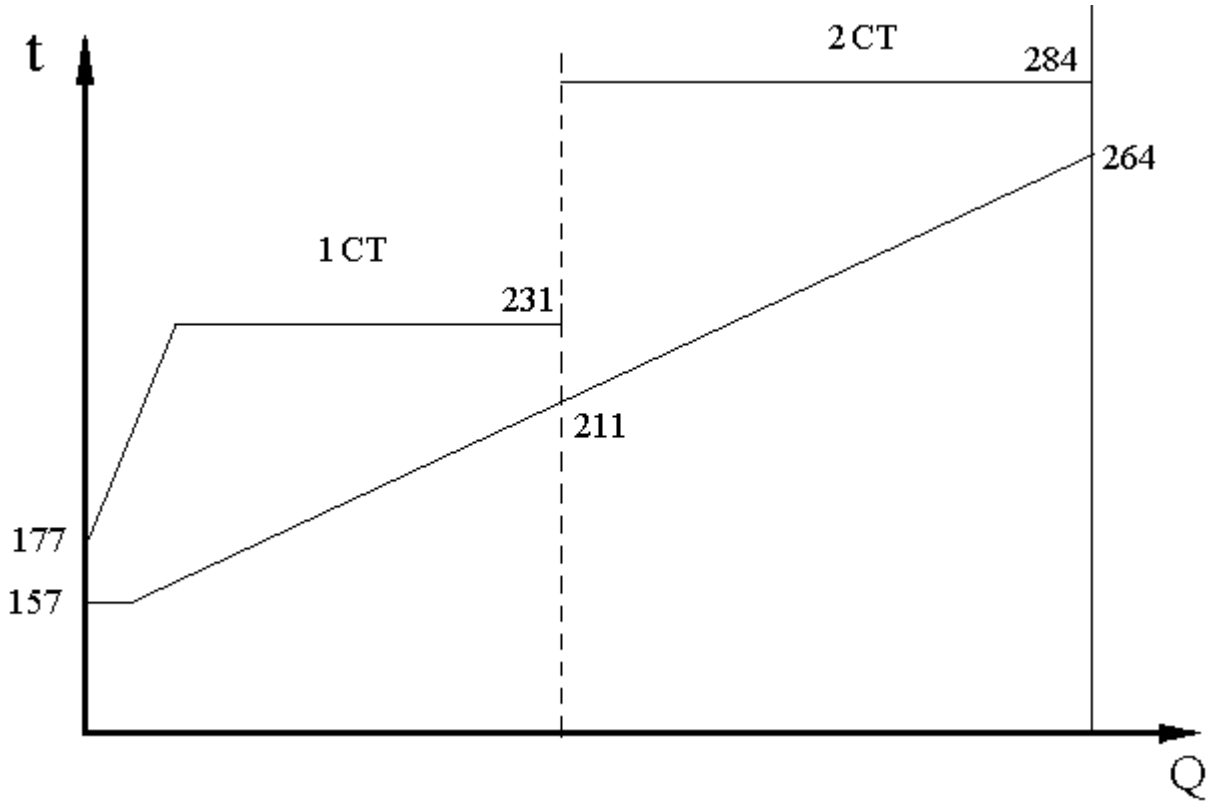

Рис. 4.1. Схематичная t, Q- диаграмма ПП-1,2 с зоной охлаждения конденсата ГП

Приведем таблицу свойств ГП пара для 1 ступени СПП:

Таблица. 6 Свойства ГП 1 ступени на всех участках

ГП p=2.88 МПа	$t_{ст1}^{вх}$	$t'_{ст1}$	$t_{ст1}^{др}$
Температура, С	231.61	231.61	177.51
Энтальпия, кДж/кг	2641.33	987.26	753.2
Динамическая вязкость, Па*с	2.5632e-005	1.1633e-004	1.5286e-004
Коэффициент теплопроводности, Вт /м*К	9.9134e-002	0.63982	0.67721
Число Прандтля	1.2589	0.85035	0.99038

Плотность, кг/м^3	15.79	828.09	890.95

Так как мы знаем расход ГП на 1 ступень промперегревателя из рассчета приведенного ранее , рассчитаем тепловую мощность 1 ступени по формуле [3] :

$$Q_{iст} = G_{iст} * \left(h_{iст}^{вх} - h_{iст}^{др}\right) * \eta_{iпп} \quad (4.3)$$

$h_{iст}^{вх}$

,где G- раход ГП i-ступени; $h_{iст}^{др}$ - энтальпии входа ГП и дренажа i-х ступеней соответственно ,а $\eta_{iпп}$-КПД i-ступени.

Значит:

$Q_{1ст} = 82.3 * (2641.33 - 753.2) * 0.99 = 153839{,}168$ кВт , для первой ступени

После того, как мы рассчитали тепловую мощность 1 ступени , займемся расчетом коэффициента теплопроводности .

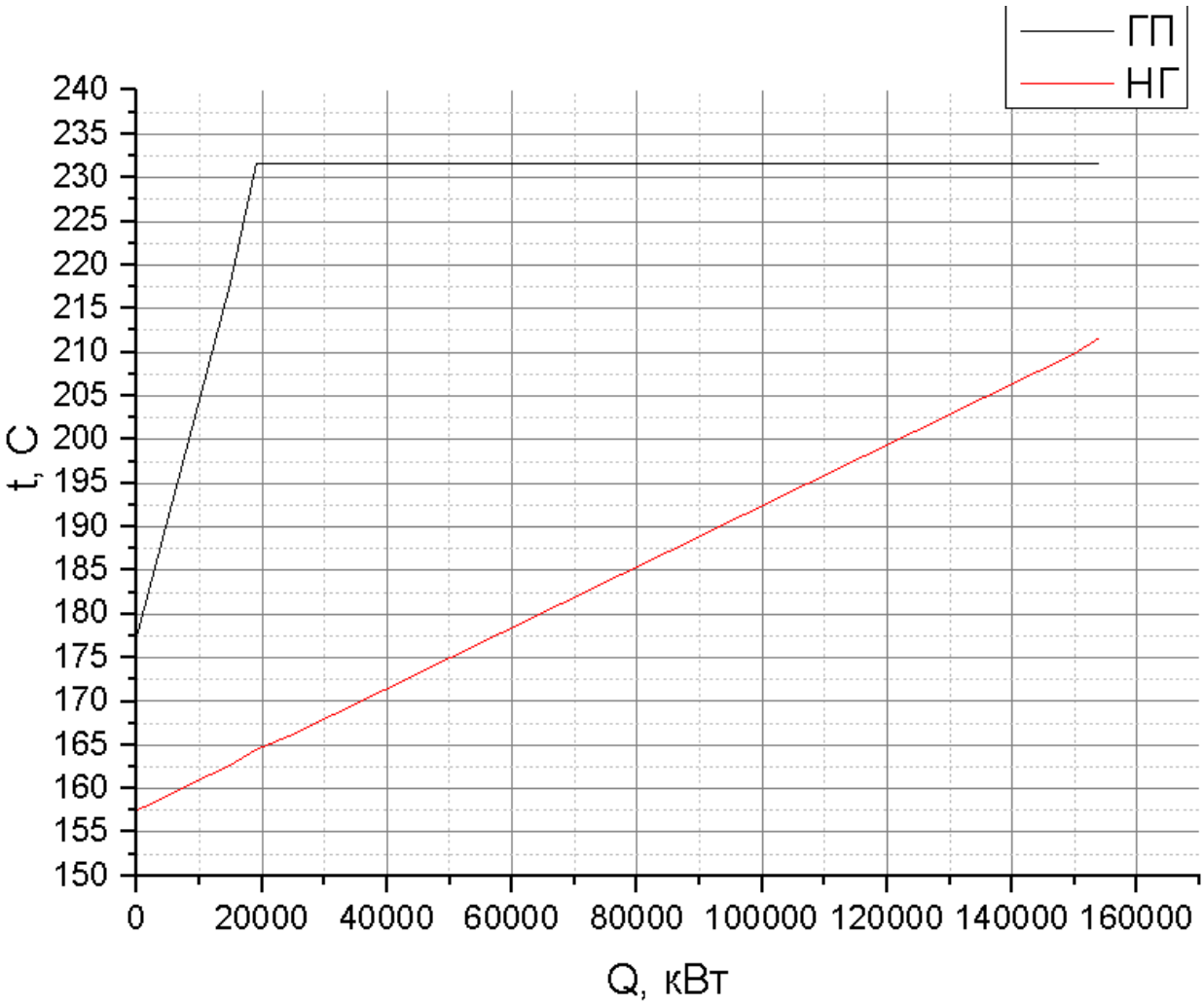

Рис 4.2 Подробная t,Q- диаграмма 1 ступени СПП

4.4. Расчет площади теплопередающей поверхности .

Коэффициент теплопередачи поверхности нагрева из оребрённых труб, отнесённый к наружной поверхности несущей трубы, , Вт/м2, определяется по формуле [3]:

$$k = \frac{1}{\frac{d}{\alpha_к \times d_в} + \frac{d}{2\lambda} \times \ln\frac{d}{d_в} + \frac{1}{\alpha_{пр} \times \varphi}},$$

где $\alpha_к$ – коэффициент теплоотдачи при конденсации пара в трубах, Вт/(м^2·К);

$\alpha_{пр}$ – приведённый коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве, отнесённый к полной оребрённой поверхности, Вт/(м^2·К);

d – наружный диаметр несущей трубы, м;

$d_в$ – внутренний диаметр трубы, м;

φ – коэффициент оребрения, отнесённый к наружной поверхности труб.

Коэффициент оребрения возьмем из [3]: он равен 3.3313

$\phi := 3.3313$

$d_н := 16 \cdot 10^{-3}$ м

Толщина трубы $\delta := 2 \cdot 10^{-3}$ м

Тогда внутренний диаметр труб: $d_В := d_н - 2\delta = 0.012$ м

$$f_{ТР} := \frac{\pi \cdot (d_В)^2}{4} = 1.13097 \times 10^{-4} \quad м^2$$

Из расчета ПТУ К-1200-6.8/50 с зоной охлаждения 1 ступени СПП

$G_1 := 82.4 \ \frac{кг}{с}$ Расход ГП на 1 ступень $h_I := 2641.33$

$h_{др.пп1} := 753.2$

$h_{вод} := 987.26$

$$Q_{ст1} := \left[G_1 \cdot (h_{вод} - h_{др.пп1}) + G_1 \cdot (h_I - h_{вод})\right] \cdot 0.99 = 154026.09288$$

Проведем сначала расчет коэффициента теплопередачи для зоны охлаждения конденсата ГП 1 ступени:

Свойства ГП в зонах

$\mu_{вх} := 2.5632 \cdot 10^{-5}$ $\mu_{ср} := 1.1511 \cdot 10^{-4}$ $\mu_{вых} := 1.5286 \cdot 10^{-4}$

$\lambda_{вх} := 9.9134 \cdot 10^{-2}$ $\lambda_{ср} := 0.63753$ $\lambda_{вых} := 0.67721$

$Pr_{вх} := 1.2589$ $Pr_{ср} := 0.84784$ $Pr_{вых} := 0.99038$

$\rho_{вх} := 15.79$ $\rho_{ср} := 828.09$ $\rho_{вых} := 890.95$

Скорость ГП в теплопередающих трубах расчитаем основываясь на данных ВНИИАМ:

$n_{тр.ис} := 4032$

$$w := \frac{G_1}{\rho_{вх} \cdot n_{тр.ис} \cdot f_{TP}} = 11.44385$$

число Рейнольдса

$$Re_{вх} := \frac{w \cdot d_B}{\mu_{вх}} \cdot \rho_{вх} = 8.46 \times 10^4$$

$$Re_{ср} := \frac{w \cdot d_B}{\mu_{ср}} \cdot \rho_{ср} = 9.879 \times 10^5$$

$$Re_{вых} := \frac{w \cdot d_B}{\mu_{вых}} \cdot \rho_{вых} = 8.004 \times 10^5$$

Входящие в (6.4) [1] поправочные коэффициенты C_t и C_l в данном расчете можно принять единице: $C_t := 1$ $C_l := 1$

Входящие в (6.4) [1] поправочные коэффициенты C_t и C_l в данном расчете можно принять единице: $C_t := 1$ $C_l := 1$

Найдем коэффициенты теплоотдачи с внутренней стороны труб:

$$\alpha_{1BX} := 0.023 \cdot \frac{\lambda_{вх}}{d_B} \cdot Re_{вх}^{0.8} \cdot Pr_{вх}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l = 1822.419 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$\alpha_{1CP} := 0.023 \cdot \frac{\lambda_{ср}}{d_B} \cdot Re_{ср}^{0.8} \cdot Pr_{ср}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l = 71473.839 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$\alpha_{1ВЫХ} := 0.023 \cdot \frac{\lambda_{вых}}{d_B} \cdot Re_{вых}^{0.8} \cdot Pr_{вых}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l = 68271.748 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Коэффициент теплопроводности стали при таких температурах :

$$\lambda_{СТВХ} := 30 \quad \frac{Вт}{м \cdot К} \qquad \lambda_{СТВЫХ} := 29 \quad \frac{Вт}{м \cdot К}$$

Найдем коэффициенты теплоотдачи при поперечном омывании нагреваемым паром оребренных труб:

Приведённый коэффициент теплоотдачи при поперечном омывании нагреваемым паром пучков оребрённых труб (при оребрении наружной поверхности несущей трубы) $\alpha_{пр}$, Вт/(м^2·К), вычисляется в соответствии с [2]

$$\alpha_{пр} = \left(\frac{F_p}{F_n} \times E \times \mu_p \times \psi + \frac{F_m}{F_n} \right) \times \alpha \ ,$$

где $F_p/F_п$ - отношение поверхности рёбер к полной поверхности, расчитываемое по формуле (8);

$F_m/F_п$ - отношение участков несущей поверхности, не занятых рёбрами, к полной поверхности, расчитываемое по формуле (9);

E – коэффициент эффективности ребра, определяется по графику [2] в зависимости (10);

μ_p – коэффициент, учитывающий влияние увеличения ширины ребер к основанию, определяется по графику [2] в зависимости (11);

α – конвективной коэффициент теплоотдачи, вычисленный без учёта теплопроводности рёбер по формуле (13), Вт/(м^2·К);

$$\frac{F_p}{F_п} = \frac{\frac{d_p^2 - d^2}{2} + (d_p \times \delta_2)}{\frac{d_p^2 - d^2}{2} + (d_p \times \delta_2) + d \times (s_p - \delta_1)}$$

$$\frac{F_m}{F_n} = 1 - \frac{F_p}{F_n}$$

$$E = f(\beta h_p, d_p/d)$$

$$\mu_p = f(\beta h_p, \sqrt{\delta_2/\delta_1})$$

$$\beta = \sqrt{2\alpha/(\lambda_p \delta_{ск})}$$

$$\alpha = Nu \times \lambda / d,$$

где F_p – поверхность рёбер, м^2;

$F_п$ – полная поверхность рёбер, м^2;

F_m – участки несущей поверхности, не занятые ребрами, м^2;

β - параметр

λ_p – коэффициент теплопроводности металла рёбер при средней температуре, Вт/(м·К);

h_p – высота ребра, м;

λ – коэффициент теплопроводности нагреваемого пара при средней температуре.

В результате проведенных исследований [9] критерий Нуссельта Nu вычисляется по формуле:

$$Nu = Nu_1 \cdot C_{on}$$

где $C_{оп}$ – поправочный коэффициент, полученный в результате проведенных исследований.

В соответствии с [2] критерий Нуссельта Nu вычисляется по формуле:

$$Nu_1 = 0{,}2 \times \mathrm{Re}^n \times \mathrm{Pr}^{0{,}33} \times \varphi^{-0{,}7} \times C_z \times C_s \quad ,$$

где Re - число Рейнольдса, $Re=w \times l_0/\nu$;

l_0 - характерный геометрический размер, вычисляемый по формуле ;

$$l_0 = \left(1 - \frac{F_p}{F_п}\right) \times d + \frac{F_p}{F_п} \sqrt{0{,}785\left(d_p^2 - d^2\right)};$$

ν - коэффициент кинематической вязкости, $м^2/с$;

Pr - число Прандтля;

C_z - поправочный коэффициент на количество поперечных рядов z в пучке, определяется по чертежу [2], при $z \geq 4$ $C_z=1$;

C_s - коэффициент формы пучка, при $\sigma_2 < 2$ определяется по чертежу [2], при $\sigma_2 \geq 2$ $C_s=1$ ($\sigma_1=s_1/d$ и $\sigma_2= s_2/d$).

Расчитаем отношение поверхности ребер к полной поверхности по формуле используя данные из расчета ВНИАМ[3]:

$s_p := 1.45$ **Шаг спирали ребра**

$d_н := 16$ **Наружный диаметр гладкой трубы**

$\delta_1 := 0.68$ **Толщина ребра низ**

$\delta_2 := 0.4$ **Толщина ребра верх**

$d_p := 17.1$ **Диаметр по вершинам ребер.**

$$Fp / Fп := \frac{\frac{d_p^{\,2} - d_н^{\,2}}{2} + d_p \cdot \delta_2}{\frac{d_p^{\,2} - d_н^{\,2}}{2} + d_p \cdot \delta_2 + d_н \cdot \left(s_p - \delta_1\right)} = 0.6703$$

Соответственно отношение несущей поверхности не занятой ребрами к полной будет равно :

$Fм / Fп := 1 - 0.6703 = 0.3297$

Выясним коэффициенты эффективности, влияния уширения ребра 1 ступени по графику [2]:

$E := 0.949$

$\mu := 1.008$

$\psi := 0.979$ поправочный коэффициент ψ со спиральными ребрами

Соответственно расчитаем число на которое домножается коэффициент теплоотдачи нагреваемого пара.

$\beta := Fp / Fп \cdot E \cdot \mu \cdot \psi + Fм / Fп = 0.95742$

Расчитаем характреный геометрический размер:

$l_0 := (1 - Fp / Fп) \cdot d_н + Fp / Fп \cdot \sqrt{0.785 \cdot \left(d_p^{\,2} - d_н^{\,2}\right)} = 8.85897$ мм

Выпишем параметры нагреваемого пара

Свойства НП в зоне ОК	165 С температура нагреваемого пара , при которой конденсат греющего пара начинает охлождаться нашли по подробной t,Q-диаграмме
$\mu_{вх.нг} := 1.4258 \cdot 10^{-5}$	$\mu_{вых.нг} := 1.6517 \cdot 10^{-5}$
$\lambda_{вх.нг} := 3.1742 \cdot 10^{-2}$	$\lambda_{вых.нг} := 3.5395 \cdot 10^{-2}$
$Pr_{вх.нг} := 1.0961$	$Pr_{вых.нг} := 1.0023$
$\rho_{вх.нг} := 2.9851$	$\rho_{вых.нг} := 2.5966$
$\nu_{вх.нг} := 4.7765 \cdot 10^{-6}$	$\nu_{вых.нг} := 6.3609 \cdot 10^{-6}$

Средняя температура нагреваемого пара на этом участке и теплопроводность для нее

$\lambda := 3.323 \cdot 10^{-2}$

Найдем скорость нагреваемого пара после сепарационного устройства

$D_{цвд} := 1300.3$ $D_c := 192.9$ из ранее выполненого расчета

$G_{вх} := D_{цвд} - D_c = 1107.4$

$F_{тр.пч} := 15$ среднее проходное сечение через трубный пучке ПП1 [3]

$$w_{нг} := \frac{G_{вх}}{\rho_{вх.нг} \cdot F_{тр.пч}} = 24.73172$$

Найдем числа Re [3]:

$$\phi_н := \frac{\frac{d_р^2 - d_н^2}{2} + d_р \cdot \delta_1 + d_н \cdot (s_р - \delta_1)}{d_н \cdot s_р} = 1.81694$$

$$n := 0.65 \cdot (\phi_н)^{0.07} = 0.67775$$

$$Re_{вх.нг} := \frac{w_{нг} \cdot l_0 \cdot 10^{-3}}{\nu_{вх.нг}} = 4.58699 \times 10^4$$

$$Re_{вых.нг} := \frac{(w_{нг} \cdot l_0 \cdot 10^{-3})}{\nu_{вых.нг}} = 3.44444 \times 10^4$$

Рассчитаем коэффициенты теплоотдачи для НГ пара

$d_н := 16 \cdot 10^{-3}$ м

$$\alpha_{2ВЫХ} := 0.2 \cdot \frac{\lambda}{d_н} \cdot (Re_{вых.нг})^n \cdot Pr_{вых.нг}^{0.33} \cdot \phi^{-0.7} \cdot C_t \cdot C_l \cdot \beta = 203.732 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$\alpha_{2ВХ} := 0.2 \cdot \frac{\lambda}{d_н} \cdot Re_{вх.нг}^{n} \cdot Pr_{вх.нг}^{0.33} \cdot \phi^{-0.7} \cdot C_t \cdot C_l \cdot \beta = 254.799 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Расчитаем коэффициент теплопередачи для зоны охлаждения конденсата ГП

$$k_{вых.ок} := \frac{1}{\frac{d_н}{\alpha_{1СР} \cdot d_В} + \left(\frac{d_н}{2 \cdot 29}\right) \cdot \ln\left(\frac{d_н}{d_В}\right) + \frac{1}{\alpha_{2ВЫХ} \cdot \phi}} = 636.358 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$k_{вх.ок} := \frac{1}{\frac{d_н}{\alpha_{1ВЫХ} \cdot d_В} + \left(\frac{d_н}{2 \cdot 29}\right) \cdot \ln\left(\frac{d_н}{d_В}\right) + \frac{1}{\alpha_{2ВХ} \cdot \phi}} = 783.07964 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Средние коэффициенты теплопередачи зон :

$$k_{ср.ок} := 0.5 \cdot \left(k_{вых.ок} + k_{вх.ок}\right) = 709.719 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$k_{вых.к} := \frac{1}{\frac{d_н}{\alpha_{1ВХ} \cdot d_В} + \left(\frac{d_н}{2 \cdot 30}\right) \cdot \ln\left(\frac{d_н}{d_В}\right) + \frac{1}{\alpha_{2ВЫХ} \cdot ф}} = 438.25651$$

$$k_{вх.к} := \frac{1}{\frac{d_н}{\alpha_{1СР} \cdot d_В} + \left(\frac{d_н}{2 \cdot 30}\right) \cdot \ln\left(\frac{d_н}{d_В}\right) + \frac{1}{\alpha_{2ВХ} \cdot ф}} = 785.2443$$

$$k_{ср.к} := 0.5 \cdot \left(k_{вых.к} + k_{вх.к}\right) = 611.75 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Средний коэффициент теплопередачи :

$$k_{ср} := 0.5 \cdot \left(k_{ср.ок} + k_{ср.к}\right) = 660.735 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Расчетная площадь теплопередающей поверхности:

$\Delta t_б := 66.6 \quad °C \quad \Delta t_м := 20 \quad °C$

$$\Delta t_{ср} := \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln\left(\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}\right)} = 38.73738$$

$$S_Р := \frac{Q_{ст1} \cdot 10^3}{k_{ср} \cdot \Delta t_{ср}} = 6017.79 \quad м^2$$

Рассчитаем площадь без зоны охлаждения конденсата ГП для сравнения

Из расчета ПТУ К-1200-6.8/50 без охлаждения

$G_1 = 82.4 \ \frac{кг}{с}$ **Расход ГП на 1 ступень** $h_I := 2641.33$

$h_{др.пп1} := 987.26$

$h_{вод} := 987.26$

$$Q_{ст1.без} := \left[G_1 \cdot \left(h_{вод} - h_{др.пп1}\right) + G_1 \cdot \left(h_I - h_{вод}\right)\right] \cdot 0.99 = 134932.41432$$

коэффициенты теплоотдачи НГ при продольном обтекании оребренных труб не изменятся

$$\alpha_{2ВЫХ} := 0.2 \cdot \frac{\lambda}{d_н} \cdot \left(Re_{вых.нг}\right)^{n} \cdot Pr_{вых.нг}^{0.33} \cdot \phi^{-0.7} \cdot C_t \cdot C_l \cdot \beta = 203.732 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$\alpha_{2ВХ} := 0.2 \cdot \frac{\lambda}{d_н} \cdot Re_{вх.нг}^{n} \cdot Pr_{вх.нг}^{0.33} \cdot \phi^{-0.7} \cdot C_t \cdot C_l \cdot \beta = 254.799 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Свойства ГП в зонах

$\mu_{вх} := 2.5632 \cdot 10^{-5}$ $\quad$ $\mu_{вых} := 1.1511 \cdot 10^{-4}$

$\lambda_{вх} := 9.9134 \cdot 10^{-2}$ $\quad$ $\lambda_{вых} := 0.63753$

$Pr_{вх} := 1.2589$ $\quad$ $Pr_{вых} := 0.84784$

$\rho_{вх} := 15.79$ $\quad$ $\rho_{вых} := 828.09$

число Рейнольдса

$$Re_{вх} := \frac{w \cdot d_B}{\mu_{вх}} \cdot \rho_{вх} = 8.46 \times 10^4$$

$$Re_{вых} := \frac{w \cdot d_B}{\mu_{вых}} \cdot \rho_{вых} = 9.879 \times 10^5$$

$$\alpha_{1ВХ} := 0.023 \cdot \frac{\lambda_{вх}}{d_B} \cdot Re_{вх}^{0.8} \cdot Pr_{вх}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l = 1822.419 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$\alpha_{1ВЫХ} := 0.023 \cdot \frac{\lambda_{вых}}{d_B} \cdot Re_{вых}^{0.8} \cdot Pr_{вых}^{0.4} \cdot C_t \cdot C_l = 71473.839 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$k_{вых.к} := \frac{1}{\frac{d_н}{\alpha_{1ВХ} \cdot d_B} + \left(\frac{d_н}{2 \cdot 30}\right) \cdot \ln\left(\frac{d_н}{d_B}\right) + \frac{1}{\alpha_{2ВЫХ} \cdot \phi}} = 438.25651$$

$$k_{вх.к} := \frac{1}{\frac{d_н}{\alpha_{1ВЫХ} \cdot d_B} + \left(\frac{d_н}{2 \cdot 30}\right) \cdot \ln\left(\frac{d_н}{d_B}\right) + \frac{1}{\alpha_{2ВХ} \cdot \phi}} = 785.2443$$

$$k_{ср.к} := 0.5 \cdot \left(k_{вых.к} + k_{вх.к}\right) = 611.75 \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Среднелогарифмический температурный напор ПП-1 без охлаждения [1]:

$\Delta t_б := 74$ $\Delta t_м := 20$

$$\Delta t_{ср} := \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln\left(\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}\right)} = 41.2739$$

$$S_{Р.К} := \frac{Q_{ст1.6ез} \cdot 10^3}{k_{ср.к} \cdot \Delta t_{ср}} = 5344 \ м^2$$

Сравним Результаты:

Т.к в реальной установке 4 СПП , то разделим полученные расчетный площади на 4 и получим площадь на 1 ступень СПП:

$$S_Р := \frac{S_Р}{4} = 1504$$

$$S_{Р.К} := \frac{S_{Р.К}}{4} = 1336$$

$$\Delta S := S_Р - S_{Р.К} = 168.44662 \quad м^2$$

С введением зоны охлаждения конденсата в 1 ступень СПП площадь поверхности теплообмена 1 ступени увеличивается на 12,6 %

Заключение.

В данной работе была рассчитана ПТУ с зонами охлаждения конденсата греющего пара СПП . Было выявлено, что самым лучшим вариантом по показателям тепловой экономичности является вариант с зоной охлаждения конденсата греющего пара только в первой ступени СПП.

Для этого варианта был проделан расчет площади теплопередающей поверхности . По результатам расчета стало ясно ,что площадь теплопередающей поверхности 1-й ступени увеличилась на 12.6 % , что конечно повлияет на стоимость СПП в целом ,но также увеличилась мощность ПТУ на 2.4 МВт по сравнению с вариантом без охлаждения конденсата ГП СПП. Это означает ,что такое решение окупится со временем, но при этом оно потребует дополнительных капиталовложений на момент строительства блока.

Список использованных источников.

1. ” Атомные электростанции” Учебное пособие/ .В.М. Зорин - М.:Изд-во МЭИ, 2012г.-672с.:ил.

2.” Оборудование теплообменное АЭС. Расчет тепловой и гидравлический” РТМ 24.031.05-72. 1996г.

3. “Сепаратор-Пароперегреватель Двухступенчатый промежуточный с коллекторно-ширмовой трубной системой”: ОАО ”ВНИИАМ” с.: 47. 2012г.

4 . “Правила работы с программой “Схема”” –кафедра АЭС. МЭИ.2015г.-10с

5.А.А Александров, д.т.н. МЭИ, В.Ф. Очков к.т.н МЭИ. Сертифецированный набор программ для вычисления теплофизических свойств воды и водяного пара. .”Water Steam Pro”, версия 6.0,М., 2005г.

Приложение А.

Исходные данные для работы в Программе СХЕМА

```
К-1200-6.8/50    !<< Тип турбины
 ХромовГВ        !<< Фамилия расчетчика
 паровой         !<< Тип промпароперегревателя (паровой или огневой)
* =================================================================
*  Расход - кг/с; давление,напор насоса - МПа; энтальпия - кДж/кг
*  мощность - кВт; температура - град.С ; РП, СП - регенеративный или
*  сетевой подогреватель
*                    Для версий программы 1.0.2.009 - 1.0.2.009
* =================================================================
* 1) Расходы пара на турбину, сетевой воды, разница между расходами
*    питательной воды и пара на турбину, коэфф. влияния влаги на КПД/
*    Энтальпия на выходе из турбопривода и номер отбора к нему пара
   1862.66  0000.00  0002.50    0.720
    0000.00   0
* 2) Число отборов в турбине (включая точки входа в ЦНД (ЦСД, если есть)
*    и К-Р; номер точки входа в ЦВД - 0 ),число регенеративных (включая
*    деаэратор) и сетевых подогревателей, ступеней промпароперегревателя;
*    номер подогревателя - деаэратора с постоянным давлением, номер
*    подогревателя, на выходе из которого (по ходу нагреваемой воды)
*    установлен питательный насос
   09  07  0  2  03  03
* -------------------------- ТУРБИНА ----------------------------------
* 3) Энтальпии отборов
  2767.56 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00
  0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00
*    КПД отсеков (для точек входа в цилиндры с учетом потерь в клапанах)
   0.950   0.870   0.870   0.870   0.870   0.990   0.880   0.880   0.880
   0.890   0.000   0.000   0.000   0.000   0.000   0.000   0.000   0.000
```

```
*    Давления в отборах, включая точки входа в цилиндры и Кр-р.
 06.800  02.880  02.060  00.950  00.580  00.565  00.150  00.067  00.026
 00.005  00.000  00.000  00.000  00.000  00.000  00.000  00.000  00.000
*   Относительные потери давления к подогревателям
  0.03   0.04   0.05   0.06   0.07   0.07   0.08   0.09   0.10
  0.10   0.00   0.00   0.00   0.00   0.00   0.00   0.00   0.00
*    Начально-заданные расходы пара из отборов турбины
 000.00  000.00  000.00 000.00  000.00  000.00  000.00  000.00  000.00
 000.00  000.00  000.00 000.00  000.00  000.00  000.00  000.00  000.00
* 4) Число потоков в ЦВД, ЦСД, ЦНД; признак пересчета КПД отсека
*    (1 или 0) / кольцевая площадь (м2) и относительный средний диаметр
*    (Dcp/L) последней лопатки турбины
  2   0   04   0
   011.31   02.500
* 5) Номера отборов к 1-ой и 2-ой ступеням ПП и к сетевым подогревателям
  01   00       00   00       00  00  00  00
*----------------------------- СПП ------------------------------------
* 6) Миним. температ. напоры; относительные потери давления в  сепарато-
*    рах, ПП1 и ПП2; потери давления в огневом пароперегревателе;
*    Температура на выходе из огневого промперегревателя
   20.0  20.0    0.030  0.030  0.030  0.000    000.00
   14.0  02.0    0.000  0.000  0.000  0.000    000.00
* 7) Номера подогревателей, куда поступают дренажи СПП-1, номер точки
*    входа в ЦСД (после СПП-1), потери с выходной скоростью;
*    Номера подогревателей, куда поступают дренажи СПП-2, номер точки
*    входа в ЦНД (после СПП-2)
 00  02  00  05      0045.10      00  00  00  00
* 8) Расходы (предварит. задаваемые) на входе в ЦСД и ЦНД, сухость пара
*    после сепараторов 1-го и 2-го СПП
   1000.0  0000.0    0.990  0.990
```

```
* 9) Напоры и КПД дренажных насосов СПП-1, КПД приводов/ то же для СПП-2
   00.00  00.00  07.50    0.00  0.00  0.80    0.00  0.00  0.90
   00.00  00.00  00.00    0.00  0.00  0.00    0.00  0.00  0.00
* 10) Протечки пара через уплотнения штока клапана, вала ЦВД, ЦСД и ЦНД/
*    добавок пара к основному потоку перед СПП, после сепаратора, после
*    СПП и их энтальпии
  0003.87 0000.45 0000.00   -0.83
  0000.00 0000.00 0000.00         0000.00 0000.00 0000.00
  0000.00 0000.00 0000.00         0000.00 0000.00 0000.00
* 11) Указатель каскадного слива дренажа ПП2 в ПП1 (1 или 0) / указатели
*     типа ПП1 и ПП2 (0- паровой; 1- огневой;2-паровой с огневым)
 0  0  0
 0
* 12) Номера РП, на выходе из которых поступают дренажи СПП-1; то же СПП-2
    04  00  01      00  00  00
* ---------------------- СИСТЕМА РЕГЕНЕРАЦИИ --------------------------
* 13) Номера отборов к регенеративным подогревателям, минимальные
*     температурные напоры в подогревателях и охладителях дренажа
   01  02  03  04  06  07  08  00  00  00
 04.6  05.4  00.0  01.8  01.0  00.0  01.0  00.0  00.0  00.0
 06.0  06.0  00.0  00.0  00.0  00.0  00.0  00.0  00.0  00.0
* 14) Давление воды на выходе из подогревателей
 09.46  09.71  00.78  01.52  01.77  00.07  00.03  00.00  00.00  00.00
* 16) Повышение энтальпии воды на выходе из подогревателей - в смесителях
*     (предварительно заданное)
 0010.0 0000.0 0000.0 0004.0 0000.0 0003.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0
* 15) Задание структуры схемы двумя матрицами
* (I\J)       F                       D
1 1 1 1 1 1 1 00000     0 0 0 0 0 0 0 00000
1 1 1 1 1 1 1 00000     1 0 0 0 0 0 0 00000
```

0 0 0 1 1 1 1 00000 1 1 0 0 0 0 0 00000

0 0 0 0 1 1 1 00000 0 0 0 0 0 0 0 00000

0 0 0 0 1 1 1 00000 0 0 0 0 0 0 0 00000

0 0 0 0 0 0 1 00000 0 0 0 0 1 0 0 00000

0 0 0 0 0 0 1 00000 0 0 0 0 0 0 0 00000

0000000000000000000 0000000000000000000

0000000000000000000 0000000000000000000

0000000000000000000 0000000000000000000

* 28) Напор, КПД и КПД привода сливных насосов регенерат. подогревателей

00.00 00.00 00.00 00.68 00.00 00.00 00.00 00.00 00.00 00.00

0.000 0.000 0.000 0.780 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000

0.000 0.000 0.000 0.950 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000

* 27) Напор, КПД и КПД привода насосов, установленных на выходе из

* регенеративных подогревателей

00.00 00.00 08.50 00.00 00.00 1.780 00.00 00.00 00.00 00.00

0.000 0.000 0.820 0.820 0.000 0.800 0.000 0.000 0.000 0.000

0.000 0.000 0.980 1.000 0.000 0.900 0.000 0.000 0.000 0.000

* 17) Повышение давления и КПД КН1, КПД его привода / то же для КН2;

* потеря давления и приращение энтальпии воды между КН1 и КН2

00.68 0.78 0.95

01.77 0.80 0.95 00.90 0001.30

* 18) Расходы 3-х заданных потоков в РП

0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0

0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0

0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0

* 19) Энтальпии заданных потоков

1200.0 900.0 0000.0 0000.0 0000.0 0700.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0

0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0

0000.0 0000.0 0000.0 2800.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0

* 20) Расходы нагреваемой воды на байпасе подогревателя

000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00

* 21) Номер РП, пароохладитель которого - концевой на питательной воде

* (схема Виолен), уменьшение энтальпии пара в этом пароохладителе

00 0000.00

* ---------- ТЕПЛОФИКАЦИОННАЯ УСТАНОВКА ----------

* 22) Миним. температ. напоры в сетевых подогревателях, давление воды на

* выходе, давление и температура на входе в 1-й СП-ель

05.0 10.0 00.0 00.0 02.60 02.40 00.00 00.00 02.80 060.0

* 23) Номера РП, куда поступают дренажи СП; номера РП, на выходе из

* которых закачиваются дренажи СП-лей

08 00 00 00 00 00 00 00

* 24) К.П.Д.: подогревателей/ Сепаратора, ПП1 и ПП2/

* Сетевых подогревателей/ Механический турбины и генератора

0.993 0.994 0.994 0.995 0.996 0.996 0.997 0.998 0.998 0.999

1.000 0.995 0.993

0.998 0.996 1.000 1.000

0.990 0.988

* 25) Напор, КПД и КПД привода насоса на выходе из турбопривода

00.00 0.00 0.00

* 26) Мощности насосов для учета в элект. КПД нетто

0178.09 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00 0000.00

Приложение Б.

Выходной файл программы “Схема”

Расчет тепловой схемы турбоустановки К-1200-6.8/50 !<< Тип ту

подготовил и выполнил - ХромовГВ !<< Фамилия

==========

Число точек процесса расширения пара в турбине - 9

регенеративных подогревателей - 7

сетевых подогревателей - 0

ступеней промежуточного пароперегревателя - 2

Матрицы, задающие структуру системы регенерации

(I/J)	F	F1 = 1 - F	D
	1 1 1 1 1 1 1 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
	1 1 1 1 1 1 1 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	1 0 0 0 0 0 0 0 0 0
	0 0 0 1 1 1 1 0 0 0	1 1 1 0 0 0 0 0 0 0	1 1 0 0 0 0 0 0 0 0
	0 0 0 0 1 1 1 0 0 0	1 1 1 1 0 0 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
	0 0 0 0 1 1 1 0 0 0	1 1 1 1 0 0 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
	0 0 0 0 0 0 1 0 0 0	1 1 1 1 1 1 0 0 0 0	0 0 0 0 1 0 0 0 0 0
	0 0 0 0 0 0 1 0 0 0	1 1 1 1 1 1 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0 0 0 0

Заданное значение энтальпии на входе в ЦНД HO(IOCOUT) = 0.00 кДж/кг

при заданном номере IOCOUT = 5

Заданные значения повышения энтальпии воды после подогревателей

в смесителях DHB(I)

10.00 0.00 0.00 4.00 0.00 3.00 0.00 0.00 0.00 0.00

Потери с выходной скоростью DHBC = 45.10 кДж/кг

Параметры процесса расширения пара по отсекам турбины

(при коэффициенте, учитывающем влажность ABL = 0.720)

N	P	T (X)	H	ETOP/ETOI	S	RO
0	6.4600	(0.9924)	2767.5600	0.8395	5.8333	33.6561
1	2.8800	(0.9104)	2641.3300	0.8395	5.8811	16.0209
2	2.0600	(0.8905)	2592.7602	0.8077	5.9049	11.6699
3	0.9500	(0.8581)	2488.1655	0.7913	5.9661	5.7965
4	0.5800	(0.8428)	2426.0689	0.7763	6.0076	3.6764
5	0.5241	261.7540	2984.7525	0.8800/	7.2959	2.1591
6	0.1500	140.3228	2753.2257	0.8800/	7.3737	0.8303
7	0.0670	(0.9884)	2631.0044	0.8785	7.4204	0.4137
8	0.0260	(0.9514)	2505.0035	0.8609	7.4805	0.1774
9	0.0050	(0.9173)	2360.3656	0.8479	7.7391	0.0401

рассчитано 8 отсеков турбины

Расчет мощности турбины по отсекам

I	GOTC	HBX	HByX	DHOTC	WOTC	WSUM	PBX/PByX
1	1777.74	2767.56	2641.33	126.23	224403.5	224403.5	2.3611
2	1594.52	2641.33	2592.76	48.57	77445.6	301849.1	1.3981
3	1463.35	2592.76	2488.17	104.59	153058.9	454908.0	2.1684
4	1414.95	2488.17	2426.07	62.10	87863.7	542771.7	1.6379
6	1102.59	2984.75	2753.23	231.53	255278.9	798050.7	3.5290
7	1066.43	2753.23	2631.00	122.22	130341.0	928391.7	2.2388
8	1015.32	2631.00	2505.00	126.00	127931.6	1056323.3	2.5769
9	960.65	2505.00	2360.37	144.64	138945.7	1195268.9	5.2000

Расходы пара из отборов турбины GOS:

81.05 83.22 131.17 48.40 120.67 0.00 36.15 51.11 54.68

0.00

Расходы:

питательной воды GFW1 = 1865.16 кг/с (PFW = 9.46 МПа HFW = 980.19 кДж/кг)

пара на турбину GIN = 1862.66 кг/с (P0 = 6.800 МПа HO = 2767.56 кДж/кг)

пара после ЦВД GVINP = 1293.83 кг/с с энтальпией на входе в ЦСД (ЦНД)

HO = 2984.752 кДж/кг

сепарата GCEP = 191.24 кг/с (TCEP = 156.33 град.C)

на обогрев 1-й и 2-й ступеней пром. пароперегревателя -

GPP(1) = 94.70 кг/с (Hдр = 987.269 кДж/кг)

GPP(2) = 81.05 кг/с (Ндр = 1246.298 кДж/кг)

температуры пара после ступеней ПП -

TVP(1) = 209.37 град.С (напор DTMP(1) = 20.0 град.С)

TVP(2) = 261.84 град.С (напор DTMP(2) = 20.0 град.С)

пара в конденсатор GKOND = 961.48 кг/с (НК = 2360.37 кДж/кг)

(Сепаратор -) пароперегреватель - паровой

параметры на входе HINP = 2426.07 кДж/кг XINP = 0.8437

XVC = 0.9900

Тепловая мощность QPP = 279950.6 кВт

по ступеням 1-ого ПП: 156645.3 кВт 123305.3 кВт

по ступеням 2-ого ПП: 0.0 кВт 0.0 кВт

Параметры и расходы потоков в системе регенерации

I	G(I)	HO(I)	SGB(I)	HB(I)	SGD(I)	HD(I)	GCON(I)
Номер	Расходы и энтальпии						
подогре-	греющего	питательной воды		дренажа		заданных	
вателя	пара	на вх.	на вых.	на вх.	на вых.	потоков	
1	88.5	2641.3	1784.1	967.5	0.0	906.6	0.0
2	131.2	2592.8	1784.1	882.1	88.5	754.6	94.7
3	48.4	2488.2	1421.3	716.4	314.4	716.4	0.0
4	120.7	2426.1	1109.4	645.5	0.0	652.6	0.0
5	36.2	2753.2	1109.4	453.5	0.0	456.6	0.0

| 6 | 51.1 | 2631.0 | 1022.1 | 376.7 | 36.2 | 376.7 | 0.0 |

| 7 | 54.7 | 2505.0 | 1022.1 | 261.6 | 0.0 | 265.8 | 0.0 |

| | | | | |

| I |DTMB(I)| TB(I) | DHB(I) | DHD(I) |

|Номер | Миним.| |Повышение энтальпии |

|подогре-| темп. | воды после |в сливном |

|вателя | напоры| подогревателя | насосе |

| 1 | 4.60 | 224.8 | 12.66 | 0.00 |

| 2 | 5.40 | 205.9 | 0.00 | 0.00 |

| 3 | 0.00 | 169.4 | 11.54 | 0.00 |

| 4 | 1.80 | 152.9 | 2.60 | 0.96 |

| 5 | 1.00 | 107.9 | 0.00 | 0.00 |

| 6 | 0.00 | 89.9 | 2.30 | 0.00 |

| 7 | 1.00 | 62.5 | 0.00 | 0.00 |

Температура и энтальпия на входе TBX1 = 33.59 град.С HBX1 = 142.17 кДж/кг

Основная подводимая к турбине мощность QOO = 3329261.78 кВт

Внутр. мощность турбины WIN = 1195268.93 кВт

Электрическая мощность брутто WEL = 1169116.45 кВт

(по цилиндрам: 530895.86, 0.00, 638220.59,)

Электрический КПД брутто TKBR = 0.3512

Электрический КПД нетто TKNT = 0.3429

Мощность двигателя питательного насоса

(установлен после 3-го подогревателя) WPVRE = 21012.3 кВт

Мощность дренажного насоса 4 -го РП WPDPD(4) = 121.35 кВт

Параметры насосов в тепловой схеме

Насос	Повышение давления	Массовая подача	Повышение энтальпии	Мощность привода
	МПа	кг/с	кДж/кг	кВт
КН-1	0.680	1022.14	0.876	942.990
КН-2	1.770	1022.14	2.224	2393.184

Дополнительные расходы в подогреватели

1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.00	94.70	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00		
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00		
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00		

Энтальпии этих потоков

1200.00	987.27	0.00	0.00	0.00	700.00	0.00		
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00		
0.00	0.00	0.00	2800.00	0.00	0.00	0.00		

Дополнительные расходы перед подогревателями

1	2	3	4	5	6	7	8	9

0.00 0.00 0.00 191.24 0.00 0.00 0.00

81.05 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00

0.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00

Энтальпии этих потоков

0.00 0.00 0.00 659.66 0.00 0.00 0.00

1258.85 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00

0.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00 0.00

DHBC = 45.10 кДж/кг

Расход пара через первый отсек ЦВД GGR(1) = 1777.735 кг/с

Расход пара через последний отсек ЦВД GGR(2) = 1414.952 кг/с

Расход пара через первый отсек ЦСД GGR(3) = 0.000 кг/с

Расход пара через последний отсек ЦСД GGR(4) = 0.000 кг/с

Расход пара через первый отсек ЦНД GGR(5) = 1102.589 кг/с

Расход пара через последний отсек ЦНД GGR(6) = 960.645 кг/с

Приложение В.

H-s диаграмма программы “Схема”

