ЗАДАНИЕ
к типовому расчету
по курсу «Турбины ТЭС и АЭС»

Тема: Паровая турбина К-110-6,0 ЛМЗ для ПГУ-325
Исполнитель:

Номинальная мощность ГТУ - 110 МВт.
Газовые турбины ГТЭ-110 НПО «Машпроект».
Температура газов на выходе из камер сгорания 1210^{o}С.
Котел-утилизатор П-88.

Мощность паротурбинного агрегата при расчетных условиях (температура окружающей среды 15^{o}С, температура охлаждающей воды конденсатора 20^{o}С): $N_Э$=105 МВт.

Давление водяного пара перед АСК турбины: p_0=6,85 МПа.
Температура свежего пара: t_0=490^{o}С.
Расход свежего пара: G_0=83 кг/с.
Давление пара перед турбиной в контуре низкого давления: $p_{0нд}$=0,66 МПа.
Температура пара перед турбиной в контуре низкого давления: $t_{0нд}$=240^{o}С.
Расход пара перед турбиной в контуре низкого давления: $G_{0нд}$=20 кг/с.
Тип парораспределения – дроссельное.
Давление в конденсаторе $p_к$=5 кПа.

Рекомендуемая литература

1. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: Изд-во МЭИ, 2002.
2. Ольховский Г.Г. Газотурбинные и парогазовые установки в России. /Теплоэнергетика, 1999. - №1. с. 2-9.
3. О создании ТЭС с мощными парогазовыми установками бинарного типа. /Охотин В.Н., Даненков В.Д. и др.//Энергетическое строительство, 1994. - №7. с. 27-35.
4. Могу предложить пояснительные записки **курсового проекта** и завода-изготовителя ГТД-110.

Чертежи прототипа паровой турбины получить у В.Ф. Касилова.

Желаю успехов **В.Ф. Касилов**

Московский Энергетический Институт

(Технический университет)

Типовой расчёт

По курсу «Турбины ТЭС и АЭС»

Студент:

Группа:

Преподаватель: Касилов В.Ф.

Москва 2006.

I. Выбор принципиальной тепловой схемы турбоустановки.

Тепловая схема энергоблока ПГУ-325 разработана в 1995 году АО «Институт Теплоэлектропроект» совместно с АО ВТИ и АО «Фирма ОРГРЭС».

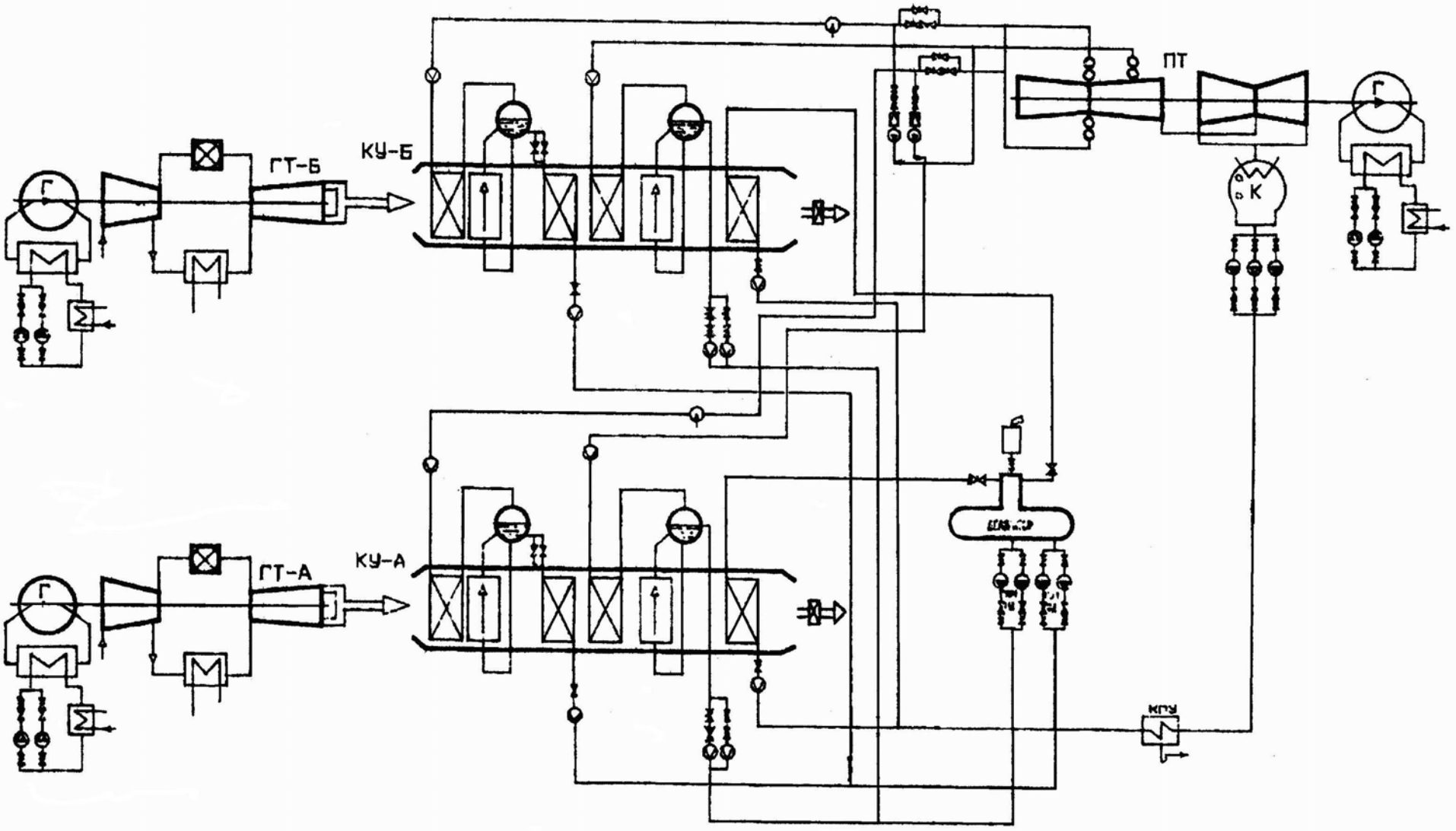
В состав блока ПГУ-325 входят две газотурбинные установки типа ГТЭ-110, один двухкорпусной котёл-утилизатор П-88 и паровая турбина типа К-110-6,5.

К основным узлам, обеспечивающим работу всей тепловой схемы относятся:

- конденсатный тракт;
- деаэратор и питательные тракты высокого и низкого давления;
- главные паропроводы и пускосбросные устройства;
- трубопроводы пара собственных нужд блока;
- связи с общестанционными коллекторами собственных нужд.

Схема позволяет обеспечить, при необходимости, вывод в ремонт корпуса кола-утилизатора А в полном объёме, для чего предусматривается установка необходимой запорной арматуры.

На каждый энергоблок ПГУ-325 устанавливается один деаэраторный бак с одной деаэрационной колонкой. При полной загрузке энергоблока расход конденсата к деаэратору составит порядка 400-450 т/час.



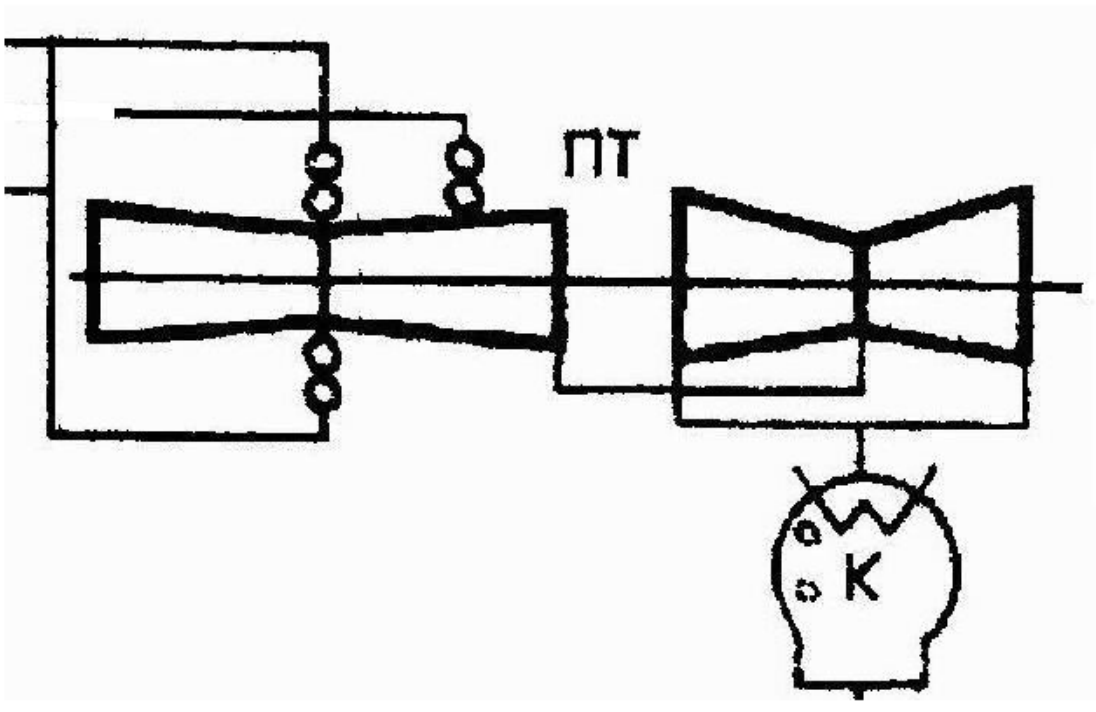
I. Тепловая схема парогазовой установки ПГУ-325

II. Подготовка компоновки паровой турбины с оценкой параметра d2/l2 последней ступени ЦНД.

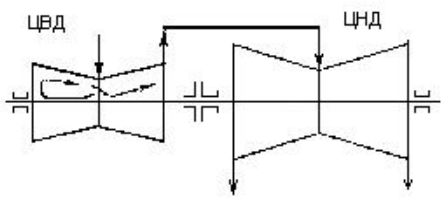
В данной турбине К-110-6,0 ЛМЗ для ПГУ-325 отборов пара из турбины нет. Тогда расход пара в конденсатор составляет сумму расходов свежего пара и пара контура низкого давления.

По заданию имею: $G_0 := 83 \ \frac{кг}{с}$ $G_{0нд} := 20 \ \frac{кг}{с}$

Тогда $G_к := G_0 + G_{0нд}$ $G_к = 103 \ \frac{кг}{с}$



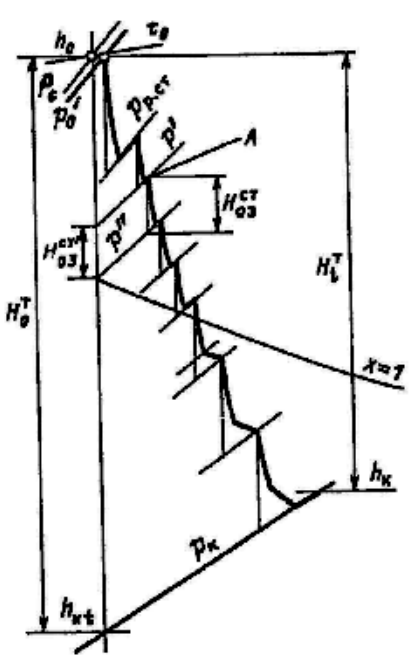
Исходя из тепловой схемы турбоустановки прототипа, число выхлопов ЦНД $i := 2$ шт



1. Оцениваю относительные внутренние КПД цилиндров по обобщённым данным:

$\eta_{oi\_ЦВД} := 0.85$ $\eta_{oi\_ЦНД} := 0.80$

2. По значению p2=pк в конце процесса расширения определяю удельный объём v2:



Нужно принять внутренний относительный КПД турбины. Исходя из значений относительных КПД ЦВД и ЦНД, принимаю внутренний относительный КПД турбины:

$\eta_{oi\_т} := 0.83$

Из задания к типовому расчёту, давление в конденсаторе:

$p_к := 5 \cdot 10^3$ Па

Энтальпия в конце процесса расширения:

$h_к = h_0 - (h_0 - h_{kt}) \cdot \eta_{oi\_т}$

Из задания к типовому расчёту:

$p_0 := 6.85 \cdot 10^6$ Па $t_0 := 490$ С

по этим параметрам, из свойств пара:

$h_0 := 3.3888 \times 10^6 \ \frac{Дж}{кг}$ $S_0 := 6779.9 \ \frac{Дж}{кг \cdot К}$

По давлению в конденсаторе и энтропии на входе, нахожу теоретическое значение энтальпии пара в конденсаторе:

$h_{kt} := 2.0668 \times 10^6 \ \frac{Дж}{кг}$

Тогда:

$h_к := h_0 - (h_0 - h_{kt}) \cdot \eta_{oi\_т}$ $h_к = 2.2915 \times 10^6 \ \frac{Дж}{кг}$

По значению $h_к$ и $p_к$ нахожу удельный объём в конце процесса расширения:

$v_2 := 25.05 \ \frac{м^3}{кг}$

3. По рекомендации, приведённой в лекции №10, задаюсь потерями с выходной скоростью:

$\Delta H_{вс} := 20 \cdot 10^3 \ \frac{Дж}{кг}$

определяю значение средней скорости $c_2 := \sqrt{2 \cdot \Delta H_{вс}}$ $c_2 = 200 \ \frac{м}{с}$

4. Вычисляю число Маха $M_{c2} = \frac{c_2}{a_2}$

скорость звука $a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_к \cdot v_2}$ где показатель адиабаты: $\kappa := 1.109$

$a_2 := \sqrt{\kappa \cdot p_к \cdot v_2}$ $a_2 = 372.7 \ \frac{м}{с}$

$M_{c2} := \frac{c_2}{a_2}$ $M_{c2} = 0.5366$

5. Определяю аксиальную площадь:

$\Omega_2 := \frac{G_к \cdot v_2}{c_2}$ $\Omega_2 = 12.9008$

При частоте вращения вала 50 $с^{-1}$ аксиалиная скорость должна быть в пределах

$\Omega_2 = 8 - 10 \ м^2$

Т.к. в моём предыдущем расчёте это значение превышено, задаюсь новым значением потерей с выходной скоростью:

3.1. Принимаю потери с выходной скоростью:

$\Delta H_{вс} := 34 \cdot 10^3 \ \frac{Дж}{кг}$

определяю значение средней скорости $c_2 := \sqrt{2 \cdot \Delta H_{вс}}$ $c_2 = 260.8 \ \frac{м}{с}$

4.1. Вычисляю число Маха $M_{c2} = \frac{c_2}{a_2}$

скорость звука $a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_к \cdot v_2}$ где показатель адиабаты: $\kappa := 1.109$

$a_2 := \sqrt{\kappa \cdot p_к \cdot v_2}$ $a_2 = 372.7 \ \frac{м}{с}$

$M_{c2} := \frac{c_2}{a_2}$ $M_{c2} = 0.6997$

5.1. Определяю аксиальную площадь:

$\Omega_2 := \frac{G_к \cdot v_2}{c_2}$ $\Omega_2 = 9.894 \ м^2$

6. Задаюсь значением $\theta_2 = \frac{d_2}{l_2}$ т.к. последняя ступень является ступенью с предельным напряжением, то

$\theta_2 := 2.9$

7. Определяю средний диаметр ступени:

$d_2 := \sqrt{\frac{\frac{G_к \cdot v_2 \cdot \theta_2}{i}}{\pi \cdot c_2}}$ $d_2 = 2.137$ м

8. Длина рабочей лопатки:

$l_2 := \frac{d_2}{\theta_2}$ $l_2 = 0.7369$ м

Но длина лопаток последних ступен ей турбины должна быть определённой, которую могут изготовить на заводе. Ленинградский металлический завод (ЛМЗ) изготавливает рабочие лопатки последней ступени ЦНД в турбине К-210-12,8-8 длиной 0,755 м. Эта лопатка более подходящая для моего расчёта.

Принимаю $l_2 = 0.755$ м

III. Описание турбоустановки с обоснованием выбора способа парораспределения.

В состав паровой турбины К-110-6,5 (прототипа) входят:

- Комплектная паровая турбина со стопорными клапанами, автоматическим регулированием, системой маслоснабжения, устройствами автоматики, управления и защиты, фундаментными рамами и болтами, монтажными приспособлениями, запасными частями и т.д.
- Конденсационная группа, включающая в себя конденсатор с пароприёмными устройствами и пружинными опорами, регулирующий клапан уровня в конденсаторе, эжекторную группу.
- Конденсатная группа, включающая в себя конденсатопроводы от конденсатора до деаэратора и арматура, конденсатные насосы, подогрев основного конденсата, уплотнения, сливные насосы.

Паровая турбина К-110-6,5 разработки АО ЛМЗ предназначена для выработки электрической энергии и представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, состоящий из ЦВД и ЦНД, и рассчитана на работу по системе двух давлений пара.

ЦВД выполнен с поворотом потока и состоит из двух корпусов: внутреннего и наружного.

ЦНД турбоустановки двухпоточный, полностью унифицирован с ЦНД турбины К-225-12,75.

Турбина снабжена низкооборотным валоповоротным устройством, вращающим валопровод с частотой 0,067 1/с. Предусмотрена система гидроподъёма ротора при помощи подачи специальными насосами масла к подшипникам турбины, позволяющая уменьшить износ вкладышей подшипников как при вращении ротора валоповоротным устройством, так и при пуске турбины или выбеге после её отключения, а так же облегчает поворот ротора при ремонте турбоагрегата. Для сокращения времени пуска турбины предусмотрен паровой обогрев фланцев и шпилек ЦВД.

Предусмотрено две раздельных маслосистемы:

- система смазки подшипников турбины и генератора;
- маслосистема регулирования турбины.

Рабочей жидкостью в системе смазки подшипников турбины и генератора может быть как огнестойкое масло ОМТИ, так и минеральное масло. Расход масла на смазку подшипников составляет около 150 $м^3$/час.

Выбор парораспределения – по заданию. В данной турбине применяется дроссельное парораспределение. При дроссельном парораспределении всё количество пара, поступающего в турбину при сниженных нагрузках, подвергается дросселированию. Пренебрегая кинетическими энергиями пара до и после дросселирования, которые обычно невелики, можно считать, что при дроссельном парораспределении энтальпия пара перед сопловой решёткой первой ступени при изменении расхода пара через турбину сохраняется сохраняется постоянной и равной энтальпии свежего пара. Относительный внутренний КПД турбины с дроссельным парораспределением зависит от двух показателей: от степени совершенства работы проточной части при изменяющемся в результате дросселирования располагаемом теплоперепаде и от коэффициента дросселирования. Увеличение потерь от дросселирования при снижении расхода пара через турбину зависит от расчётного отношения давления свежего пара к давлению отработавшего пара. Чем меньше это отношение, тем больше потери, вызванные дросселированием. Поэтому дроссельное парораспределение для турбин с противодавлением не должно применяться, за исключением вспомогательных турбин небольшой мощности.

IV. Расчёт регулирующей ступени ЦВД турбины.

Принятые обозначения: X_{k_y} — X - обозначение (буква), k- нижний индекс, y- верхний индекс

H_0 и $H_{0_торм}$ - соответственно по статическим параметрам и параметрам торможения (вместо чёрточки над обозначением буду писать "торм" в нижнем индексе)

Все численные значения буду принимать в SI.

Расчёт регулирующей ступени ЦВД турбины:

1. Оценка скорости потока на входе в ступень $c_0 := 0$ $\frac{м}{с}$

т.к. это первая ступень турбины. Принимаю $\alpha_0 := 90\ °$ $° := deg$

2. Принимаю значение коэффициента использования энергии с выходной скоростью $\chi_{вс} := 1$

т.к. регулирующая ступень турбины.

3. Эффективный угол выхода. Критерии выбора: с уменьшением угла возрастает высота лопаток и КПД ступени. Но при значениях меньше 11 градусов увеличиваются профильные потери.

Принимаю $\alpha_{1э} := 12\ °$

4. Предварительная оценка относительной хорды профиля сопловой решётки:

$$(b/l)_1 := 2$$

5. Оцениваю значение коэффициента скорости сопловой решётки:

В первом приближении: $\phi_{прим} := 0.98 - 0.008 \cdot (b/l)_1$ $\phi_{прим} = 0.964$

6. Вычисляю оптимальное значение отношения u/сф:

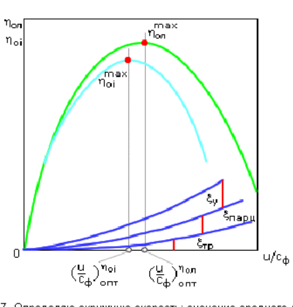
принимаю приближённо α1 равно α1Э

задаюсь значением степени реактивности ступени: $\rho := 0.06$ т.к. ступень активного типа

Тогда получаем:

$$u/c_{ф_опт} := \frac{\phi_{прим} \cdot \cos(\alpha_{1э} \cdot °)}{2 \cdot \sqrt{1-\rho}} \qquad u/c_{ф_опт} = 0.4863$$

Решение о выборе значения u/сф для рассчитываемой ступени: принимаю значение, несколько меньшее оптимального, т.к. максимум относительного КПД сдвинут влево по отношению максимума графика эффективного значения u/сф.



$$u/c_ф := u/c_{ф_опт} - 0.07 \cdot u/c_{ф_опт}$$

(принял на 7% меньше)

$$u/c_ф = 0.4522$$

7. Определяю окружную скорость: значение среднего диаметра беру из задания (указан на чертеже .dwg)

$d := 0.970$ м

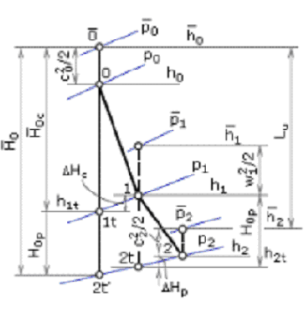
Т.к. турбина энергетическая (и из задания) принимаю частоту вращения вала: $n := 50$ $\frac{1}{с}$

$$u := \pi \cdot d \cdot n \qquad u = 152.4\ \frac{м}{с}$$

Нахожу фиктивную скорость:

$$c_ф := \frac{u}{u/c_ф} \qquad c_ф = 336.9\ \frac{м}{с}$$

8. Располагаемый теплоперепад ступени по параметрам полного торможения рабочей среды:



$$H_{0_торм} := 0.5 \cdot c_ф^2$$

$$H_{0_торм} = 56756\ \frac{Дж}{кг}$$

9. Изоэнтропийный теплоперепад сопловой решётки по параметрам торможения:

$$H_{0c_торм} := (1-\rho) \cdot H_{0_торм}$$

$$H_{0c_торм} = 53351\ \frac{Дж}{кг}$$

Располагаемый теплоперепад рабочей решётки:

$$H_{0p} := \rho \cdot H_{0_торм} \qquad H_{0p} = 3405\ \frac{Дж}{кг}$$

10. Значение энтальпии по параметрам торможения равно значению энтальпии по заданным значениям температуры и давления пара в голову турбины, т.к. скорость пара перед первой ступенью Со считается равной нулю.

По условию задания: $p_0 := 6.85 \cdot 10^6$ Па $t_0 := 490$ С

По h,s диаграмме при данных параметрах нахожу:

$h_{0_торм} := 3388.8 \times 10^3\ \frac{Дж}{кг}$ $h_0 := h_{0_торм}$ $h_0 = 3.3888 \times 10^6\ \frac{Дж}{кг}$

Определяю значение $h_{1t} := h_{0_торм} - H_{0c_торм}$ $h_{1t} = 3.3354 \times 10^6\ \frac{Дж}{кг}$

Нахожу значение давления p1 среды за решёткой при условии изоэнтропийного расширения пара в сопловой решётке:

Значение энтропии: $S_0 := 6779.9\ \frac{Дж}{кг \cdot K}$

По значению энтропии S_0 и энтальпии h_{1t} нахожу значение давления и удельного объёма:

$p_1 := 5.816 \times 10^6$ Па $v_{1t} := 0.0551\ \frac{м^3}{кг}$

11. Теоретическая скорость потока на выходе из сопловой решётки:

$$c_{1t} := \sqrt{2 \cdot H_{0c_торм}} \qquad c_{1t} = 326.7\ \frac{м}{с}$$

Определяю скорость звука:

Коэффициент изоэнтропы $\kappa := 1.281$

$$a_{1t} := \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1t}} \qquad a_{1t} = 640.7\ \frac{м}{с}$$

Число Маха: $M_{1t} := \frac{c_{1t}}{a_{1t}}$ $M_{1t} = 0.5098$

Т.к. число Маха меньше 0,85 - то режим течения дозвуковой.

12. Определяю выходную площадь сопловой решётки:

Коэффициент расхода: $\mu_1 := 0.982 - 0.005 \cdot (b/l)_1$ $\mu_1 = 0.972$

Расход пара (по заданию): $G_0 := 83\ \frac{кг}{с}$

Первое приближение: $F_1 := 0.02$

Given

$$G_0 \cdot v_{1t} = \mu_1 \cdot F_1 \cdot c_{1t}$$

$\mathrm{Find}(F_1) = 0.0144$ Значит, $F_1 := 0.0144$ $м^2$

13. Давление за сопловой решёткой $p_1 = 5.816 \times 10^6$ Па больше, чем критическое давление

$p_{1_кр} := p_0 \cdot 0.546$ $p_{1_кр} = 3.7401 \times 10^6$ Па следовательно, не учитываю эффект расширения потока в косом срезе сопловой решётки.

Высота сопловых лопаток в выходном сечении решётки:

Степень парциальности $e := 1$ т.к. тип парораспределения - дроссельное.

Первое приближение: $l_1 := 0.02$

Given

$$e \cdot l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d \cdot \sin(\alpha_{1э} \cdot °)}$$

$\mathrm{Find}(l_1) = 0.02273$ значит, $l_1 := 0.02273$ м

$b_1 := 0.0525$ м (из геометрических характеристик профилей МЭИ для типа профиля С-90-12А)

Относительная высота сопловой решётки: $l_{1_отн} := \frac{l_1}{b_1}$ $l_{1_отн} = 0.433$

14. Выбираю тип сопловой решётки из профилей МЭИ: С-90-12А, т.к. $\alpha_0 = 90\ °$ $\alpha_{1э} = 12\ °$ активного типа.

Точное значение $b_1 = 0.0525$ м Принимаю относительный шаг $t_{1_отн} := 0.7843$

Число лопаток в решётке: $z_1 := \frac{\pi \cdot d \cdot e}{b_1 \cdot t_{1_отн}}$ $z_1 = 74$ шт

По аэродинамическим характеристикам определяю угол установки ("Турбины ТЭС и АЭС" А.Г. Костюк, стр. 87):

$$\alpha_y := 33\ °$$

15. Коэффициент потерь энергии выбранной сопловой решётки:

$\zeta_c := 0.07$ при значении $\frac{b_1}{l_1} = 2.31$

Поправочные коэффициенты:

$k_1 := 1.0$ при значении $M_{1t} = 0.5098$

$k_2 := 1.0$ при значении $\alpha_0 = 90\ °$

$k_3 := 1.0$ при значении $t_{1_отн} = 0.7843$

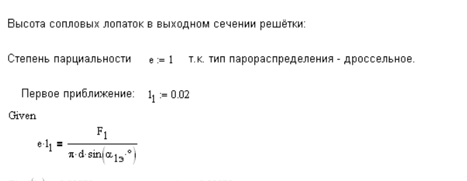
Действительное значение: $\zeta_c := \zeta_c \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$ $\zeta_c = 0.07$

16. Оценка коэффициента скорости: $\phi := \sqrt{1-\zeta_c}$ $\phi = 0.9644$

$$\Delta\phi := \frac{\phi_{прим} - \phi}{\phi} \cdot 100 \qquad |\Delta\phi| = 0.0379\ \%$$

Расхождение коэффициентов скорости не превышает 1 %.

17. Действительное значение абсолютной скорости: $c_1 := \phi \cdot c_{1t}$ $c_1 = 315\ \frac{м}{с}$



Значение угла α_1 вектора скорости c_1 для сверхзвуковых скоростей:

$$\alpha_1 := \mathrm{asin}\left(\frac{\mu_1}{\phi} \cdot \sin(\alpha_{1э} \cdot °)\right) \qquad \alpha_1 = 12.1°$$

18. Расчёт входного треугольника скоростей:

Относительная скорость:

$$w_1 := \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos(\alpha_1)} \qquad w_1 = 169.1\ \frac{м}{с}$$

Угол β_1

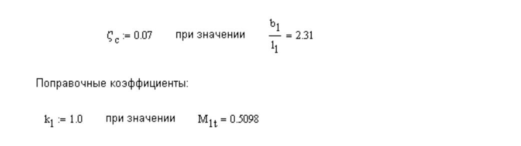
Первое приближение: $\beta_1 := 20 \cdot °$

Given

$$\tan(\beta_1) = \frac{\sin(\alpha_1)}{\cos(\alpha_1) - \frac{u}{c_1}}$$

$\mathrm{Find}(\beta_1) = 0.4011$ $\beta_1 := 0.4011$ $\beta_1 = 22.98°$

входной треугольник скоростей:



19. Превышение длины рабочей лопатки по отношению к сопловой (перекрыша):

У корня принимаю: $\Delta l_{кор} := 0.0005$ м

У периферии ступени: $\Delta l_{пер} := 0.002$ м

Значение перекрыши:

$$\Delta l := \Delta l_{пер} + \Delta l_{кор} \qquad \Delta l = 0.0025\ м$$

Высота лопаток рабочей решётки:

$$l_2 := l_1 + \Delta l \qquad l_2 = 0.02523\ м$$

20. Состояние водяного пара перед рабочей решёткой:

Потери в сопловой решётке:

$$\Delta H_c := 0.5 \cdot c_{1t}^2 \cdot (1 - \phi^2) \qquad \Delta H_c = 3734.5\ \frac{Дж}{кг}$$

где: $c_{1t} = 326.7\ \frac{м}{с}$ $\phi = 0.9644$

энтальпия пара перед рабочей решёткой:

$$h_1 := h_{1t} + \Delta H_c \qquad h_1 = 3.3392 \times 10^6\ \frac{Дж}{кг}$$

21. Теоретическое значение энтальпии за ступенью:

$$h_{2t} := h_1 - H_{0p} \qquad h_{2t} = 3.3358 \times 10^6\ \frac{Дж}{кг}$$

Определяю значение энтропии по параметрам $h_1 = 3.3392 \times 10^6\ \frac{Дж}{кг}$ и $p_1 = 5.816 \times 10^6$ Па

$$S_1 := 6785.1\ \frac{Дж}{кг \cdot K}$$

Для условия изоэнтропийного расширения пара в рабочей решётке определяю значение_ и v_{2t}

по известным $S_1 = 6785.1\ \frac{Дж}{кг \cdot K}$ и $h_{2t} = 3.3358 \times 10^6\ \frac{Дж}{кг}$

$p_2 := 5.755 \cdot 10^6$ Па $v_{2t} := 0.05571\ \frac{м^3}{кг}$

22. Значение теоретической относительной скорости потока на выходе из рабочей решётки :

$$w_{2t} := \sqrt{2 \cdot H_{0p} + w_1^2} \qquad w_{2t} = 188.1\ \frac{м}{с}$$

скорость звука: $a_{2t} := \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_{2t}}$ $a_{2t} = 640.9\ \frac{м}{с}$

Определяю число Маха:

$$M_{2t} := \frac{w_{2t}}{a_{2t}} \qquad M_{2t} = 0.2936$$

23. Найду выходную площадь сопловой решётки (дозвуковой режим течения):

Принимаю значение $b_2 := 0.0257$ м т.к. предварительно думаю взять профиль для рабочих лопаток Р-26-17А

коэффициент расхода $\mu_2 := 0.965 - 0.01 \cdot \frac{b_2}{l_2}$ $\mu_2 = 0.9548$ $\frac{b_2}{l_2} = 1.019$

Первое приближение: $F_2 := 0.02$

Given

$$G_0 \cdot v_{2t} = \mu_2 \cdot F_2 \cdot w_{2t}$$

$\mathrm{Find}(F_2) = 0.02574$ значит, $F_2 := 0.02574$ $м^2$

24. Определяю эффективный угол выхода для рабочей решётки:

средний диаметр, с учётом перекрыши $d_2 := d - l_1 + l_2$ $d_2 = 0.9725$ м

$$\beta_{2э} := \mathrm{asin}\left(\frac{F_2}{\pi \cdot d_2 \cdot e \cdot l_2}\right) \qquad \beta_{2э} = 19.51°$$

25. Выбираю тип рабочей решётки:

$\beta_1 = 22.9813°$ $\beta_{2э} = 19.51°$ $M_{2t} = 0.2936$

Ближе других подходит профиль для рабочих лопаток Р-26-17А

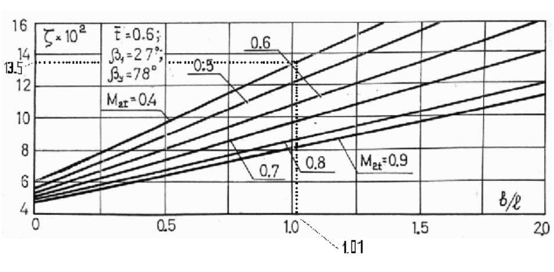
задаюсь значением относительного шага $t_{2_отн} := 0.6532$ и определяю число лопаток в решётке:

$$z_2 := \frac{\pi \cdot d_2}{b_2 \cdot t_{2_отн}} \qquad z_2 = 182\ шт$$

Определяю угол β_y по характеристикам профиля (стр. 88) $\beta_y := 77\ °$

26. Коэффициент потерь:

из учебного пособия по курсу "Энергетические машины" , "Геометрические и энергетические характеристики профилей турбинных лопаток постоянного сечения" , авторов Лазарев Л.Я. , Степанова Т.Н. , для профиля Р-26-17А:



Получаю значение коэффициента потерь рабочей решётки: $\zeta_p := 0.135$

Значение коэффициента скорости: $\psi := \sqrt{1-\zeta_p}$ $\psi = 0.9301$

$\psi_{исх} := 0.96 - 0.014 \cdot \frac{b_2}{l_2}$ $\psi_{исх} = 0.9457$

$$\Delta\psi := \frac{\psi_{исх} - \psi}{\psi_{исх}} \cdot 100 \qquad \Delta\psi = 1.6585\ \%$$

27. Действительное значение относительной скорости:

$$w_2 := \psi \cdot w_{2t} \qquad w_2 = 175\ \frac{м}{с}$$

Угол β_2 для скорости w_2

$$\beta_2 := \mathrm{asin}\left(\frac{\mu_2}{\psi} \cdot \sin(\beta_{2э})\right) \qquad \beta_2 = 20.05°$$

28. Выходной треугольник скоростей:

абсолютная скорость $c_2 := \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(\beta_2)}$ $c_2 = 61.17\ \frac{м}{с}$

угол α_2

первое приближение: $\alpha_2 := 60 \cdot °$

Given

$$\tan(\alpha_2) = \frac{\sin(\beta_2)}{\cos(\beta_2) - \frac{u}{w_2}}$$

$\mathrm{Find}(\alpha_2) = 1.373$ $\alpha_2 := 1.373$ $\alpha_2 = 78.67°$

$c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + c_2 \cdot \cos(\alpha_2) = 320$

$w_1 \cdot \cos(\beta_1) + w_2 \cdot \cos(\beta_2) = 320$ равны

29. Потери в рабочей решётке:

$$\Delta H_p := 0.5 \cdot w_{2t}^2 \cdot (1 - \psi^2) \qquad \Delta H_p = 2389\ \frac{Дж}{кг}$$

Потери с выходной скоростью:

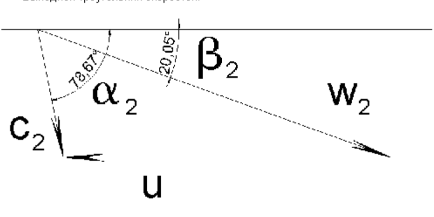
$$\Delta H_{вс} := 0.5 \cdot c_2^2 \qquad \Delta H_{вс} = 1871\ \frac{Дж}{кг}$$

Располагаемая энергия ступени:

$E_0 := H_{0_торм} - \chi_{вс} \cdot \Delta H_{вс}$ $E_0 = 54885\ \frac{Дж}{кг}$ равны

$H_{0_торм} = 56756\ \frac{Дж}{кг}$

Выходной треугольник скоростей:



30. Относительный лопаточный КПД:

$$\eta_{ол} := \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - (1 - \chi_{вс}) \cdot \Delta H_{вс}}{E_0} \qquad \eta_{ол} = 0.8884$$

$$\eta_{ол} := \frac{u \cdot (c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + c_2 \cdot \cos(\alpha_2))}{E_0} \qquad \eta_{ол} = 0.8885$$

$$\eta_{ол} := \frac{u \cdot (w_1 \cdot \cos(\beta_1) + w_2 \cdot \cos(\beta_2))}{E_0} \qquad \eta_{ол} = 0.8884$$

$$\eta_{ол} = 0.8884$$

31. Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - (\zeta_{тр_д} + \zeta_{парц} + \zeta_у + \zeta_{вл})$$

Потерями с влажностью пренебрегаю, т.к. перегретый пар: $\zeta_{вл} := 0$

Потерями при парциальном подводе пара пренебрегаю, т.к. тип парораспределения - дроссельное:

$$\zeta_{парц} := 0$$

Относительные потери на трение диска:

$$\zeta_{тр_д} = \frac{k_{тр} \cdot d^2}{F_1} \cdot u/c_ф^3$$

Принимаю (из лекций) $k_{тр} := 0.6 \cdot 10^{-3}$ тогда:

$$\zeta_{тр_д} := \frac{k_{тр} \cdot d^2}{F_1} \cdot u/c_ф^3 \qquad \zeta_{тр_д} = 0.003626$$

Потери от утечек:

Утечек через диафрагменные уплотнения нет, т.к. регулирующая ступень:

$$\zeta_{у_д} := 0$$

Потери от утечек через надбандажные уплотнения:

$$\zeta_{у_б} = \frac{\pi \cdot d_{пер} \cdot \delta_э}{F_1} \cdot \sqrt{\rho_{ср} + 1.8 \cdot \frac{l_2}{d_2}} \cdot \eta_{ол}$$

диаметр по периферии рабочих лопаток: $d_{пер} := d_2 + l_2$ $d_{пер} = 0.9977$ м

эквивалентный зазор уплотнения принимаю: $\delta_э = \left[\frac{1}{(\mu_a \cdot \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \cdot \delta_r)^2}\right]^{-\frac{1}{2}}$

осевой зазор $\delta_a := 4 \cdot 10^{-3}$ м

коэффициент расхода для осевого зазора : $\mu_a := 0.5$

Радиальный зазор: $\delta_r := 1 \cdot 10^{-3}$ м

Коэффициент расхода рабочей решётки : $\mu_r := 0.74$

Число гребней принимаю: $z := 2$ шт

$$\delta_э := \left[\frac{1}{(\mu_a \cdot \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \cdot \delta_r)^2}\right]^{-\frac{1}{2}} \qquad \delta_э = 5.062 \times 10^{-4}\ м$$

Степень реактивности на среднем диаметре ступени: $\rho_{ср} := 0.06$

$$\zeta_{у_б} := \frac{\pi \cdot d_{пер} \cdot \delta_э}{F_1} \cdot \sqrt{\rho_{ср} + 1.8 \cdot \frac{l_2}{d_2}} \cdot \eta_{ол} \qquad \zeta_{у_б} = 0.03198$$

Суммарные потери от утечек:

$$\zeta_у := \zeta_{у_д} + \zeta_{у_б} \qquad \zeta_у = 0.03198$$

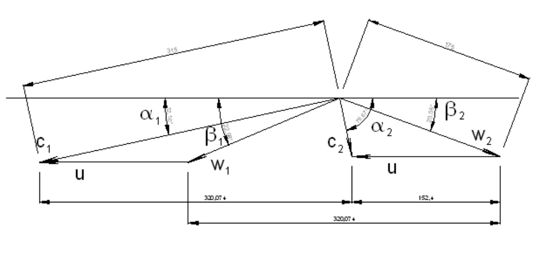
Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{oi} := \eta_{ол} - (\zeta_{тр_д} + \zeta_{парц} + \zeta_у + \zeta_{вл}) \qquad \eta_{oi} = 0.8528$$

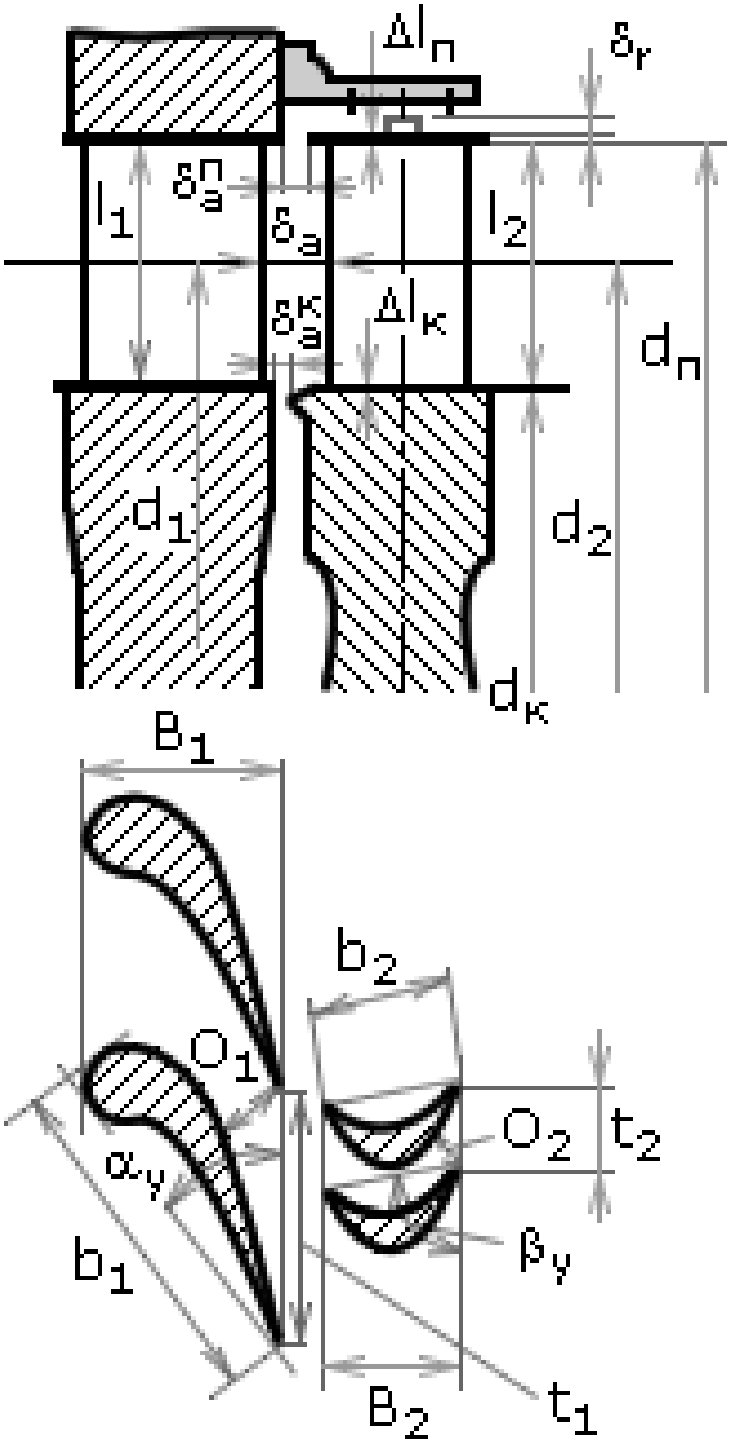
32. Внутренняя мощность ступени:

$$N := G_0 \cdot H_{0_торм} \cdot \eta_{oi} \qquad N = 4.017 \times 10^6\ Вт$$

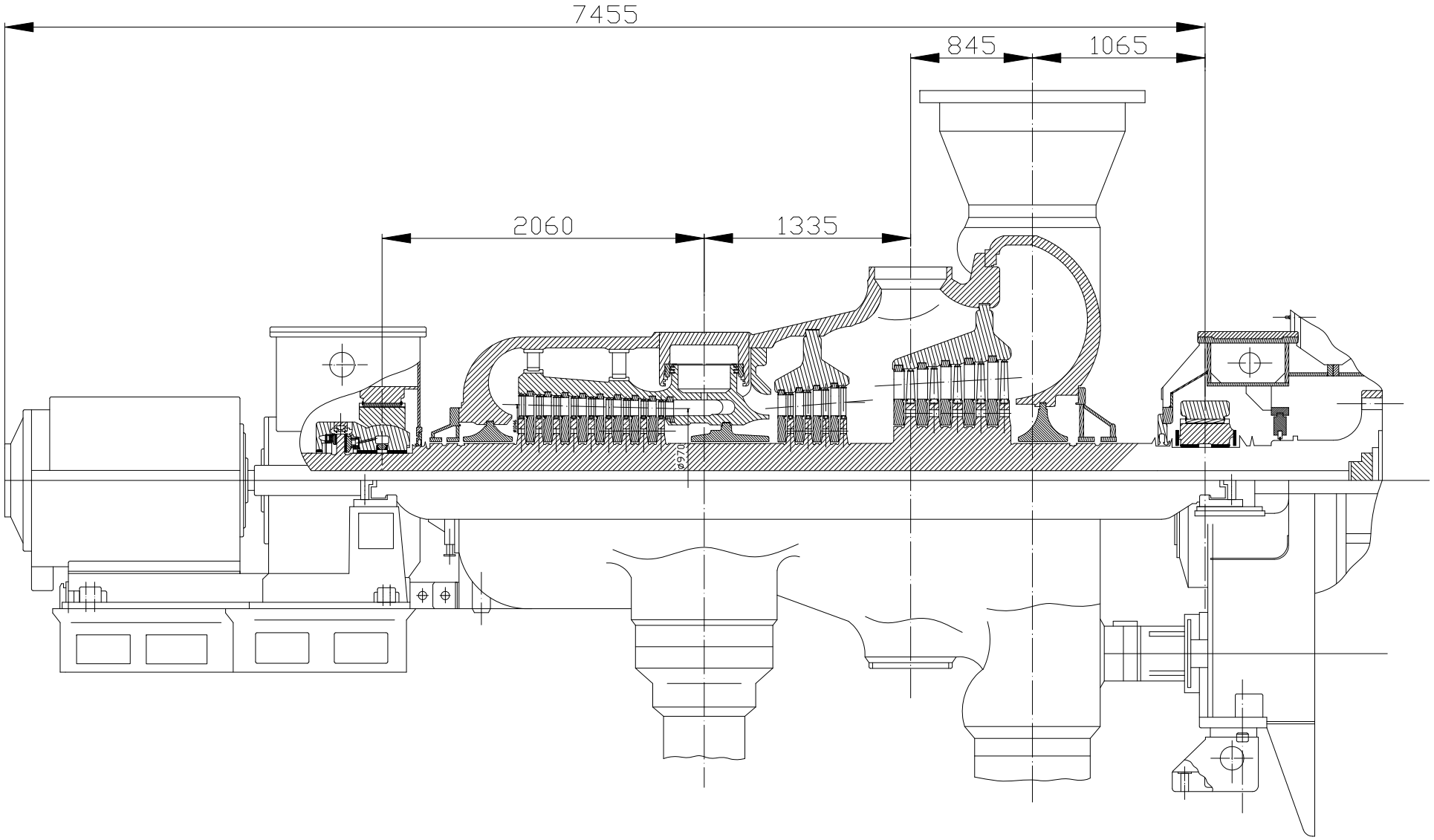
Треугольник скоростей ступени:



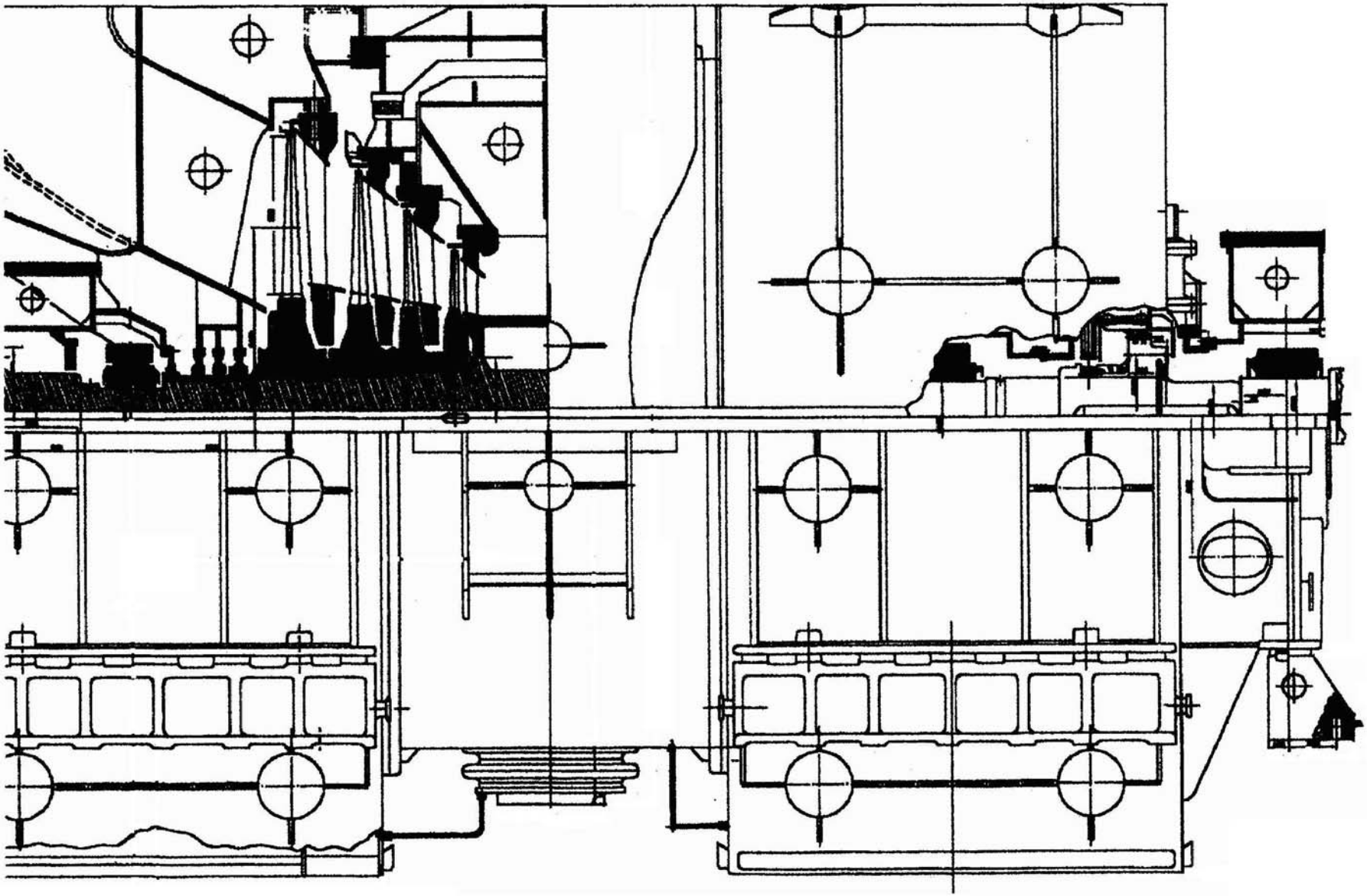
V. Эскизный проект конструкции регулирующей ступени



Продольный разрез прототипа паровой турбины (К-110-6,5 ЦВД)

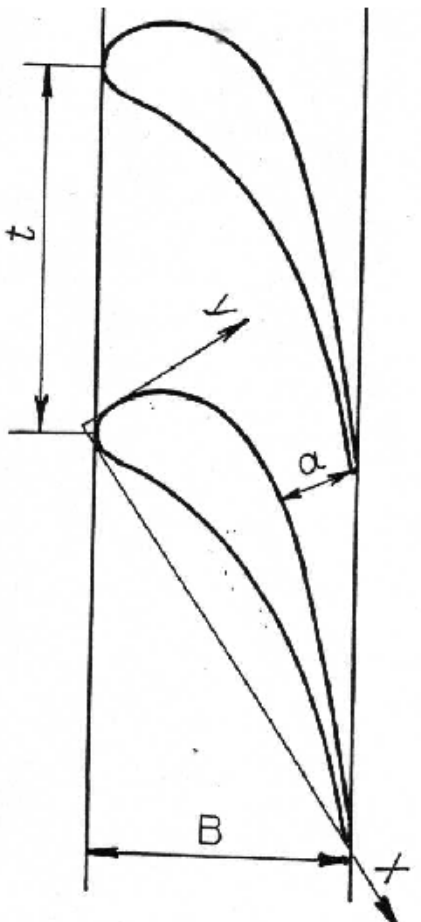


Продольный разрез прототипа паровой турбины (К-110-6,5 ЦНД)

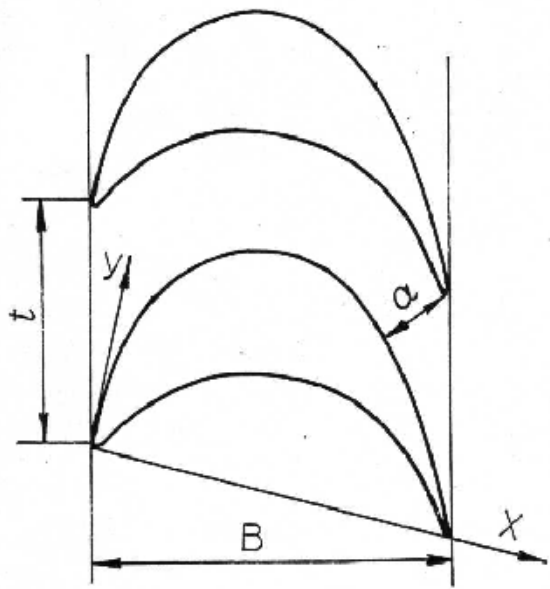


Профили лопаток МЭИ:

С-90-12А

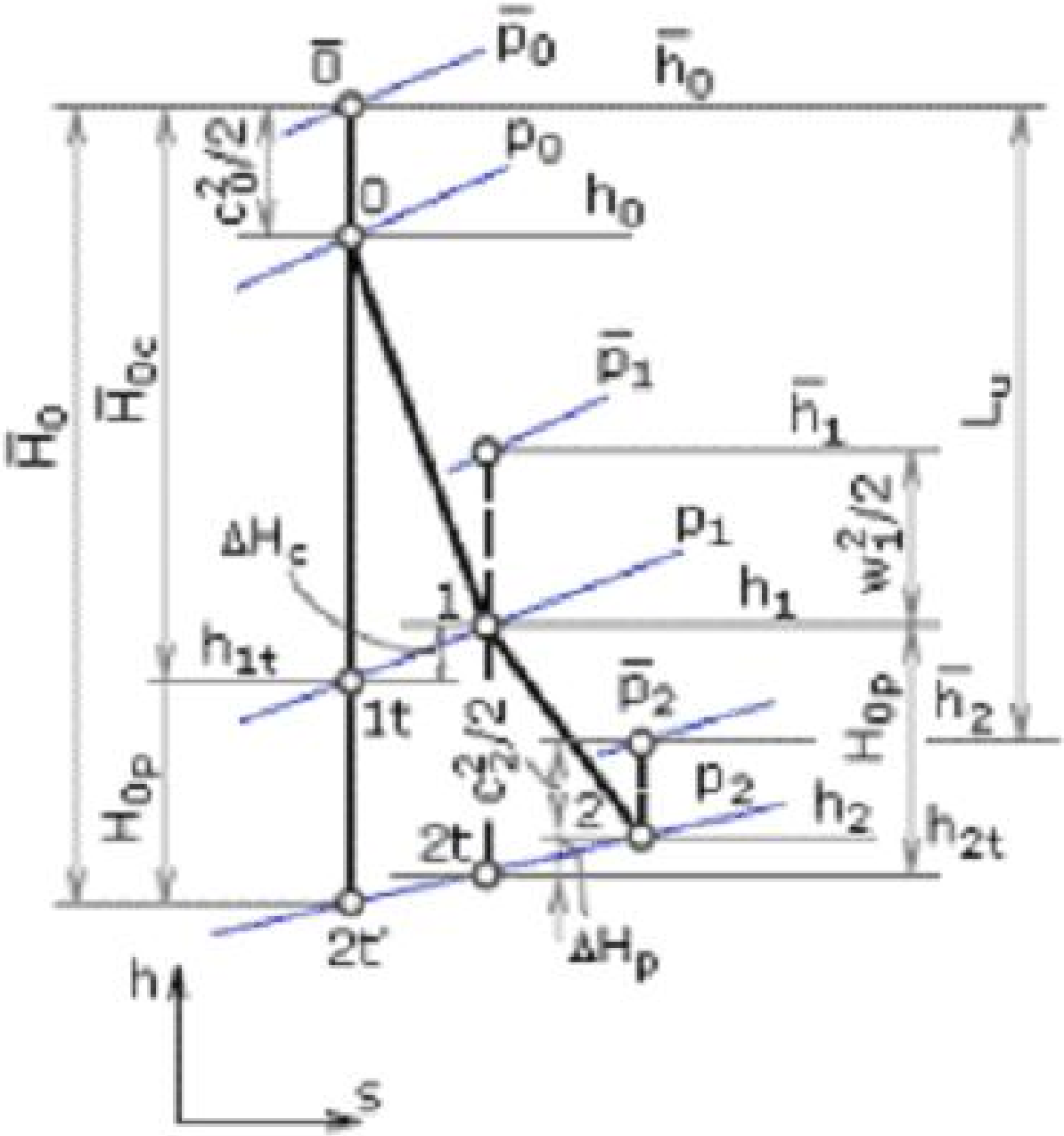


Р-26-17А

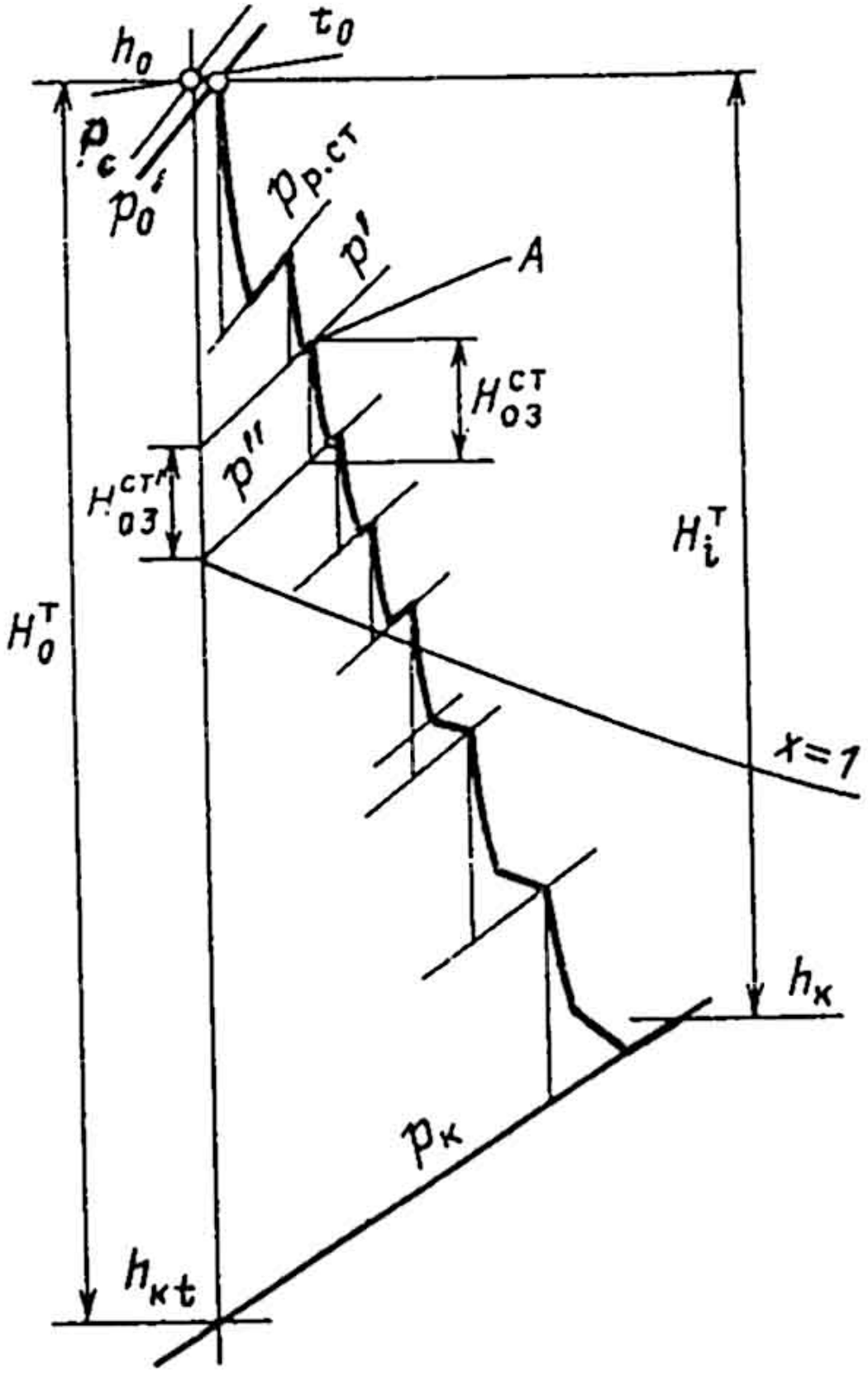
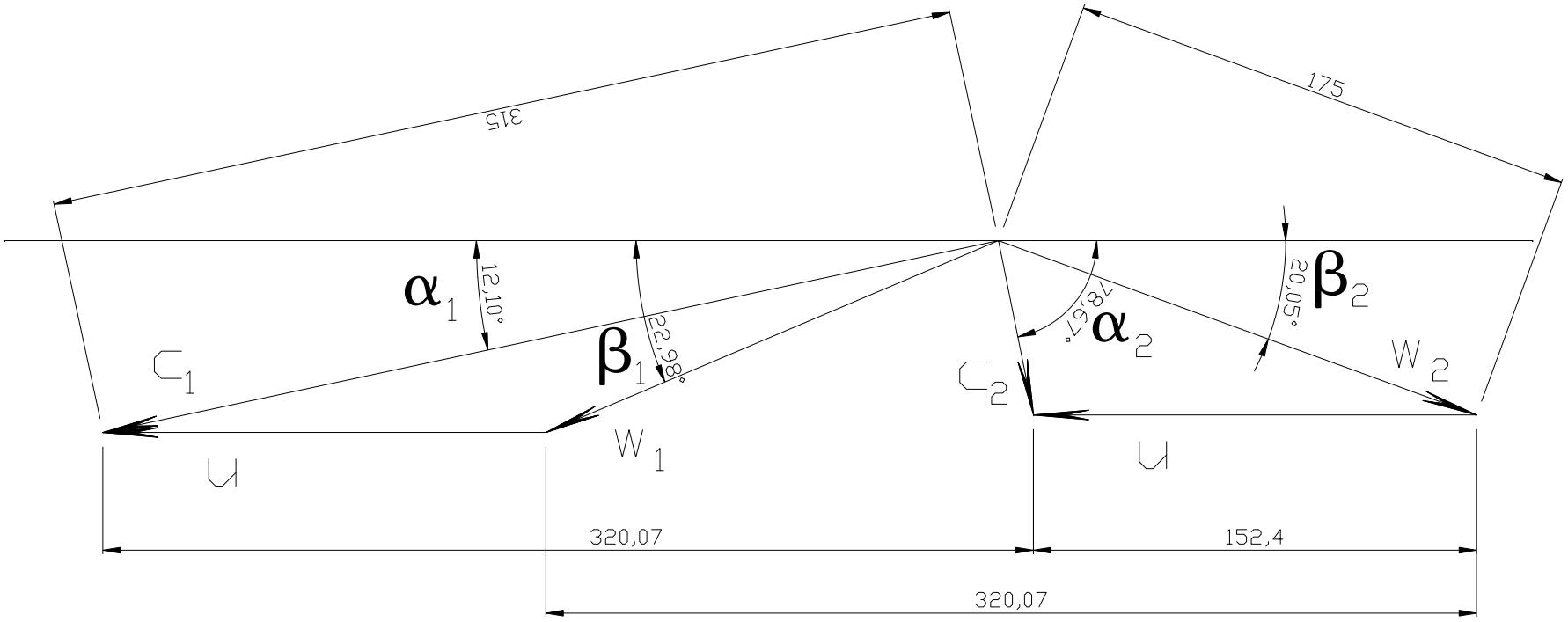


Р-2617А

Процесс расширения в регулирующей ступени.



Процесс расширения в турбине.



Треугольник скоростей для регулирующей ступени