

кр. Теплоэнергетики

От Научно-Технического кружка
Теплотехников М.ВТУ

ПРОВЕРЕНО
1952

При проработке курса „Паровых Турбин“ студентам приходится сталкиваться с отсутствием систематического руководства полностью отвечающим методам теплового расчета турбин излагающихся в М.В.Т.У препод. В.В.Уваровым.

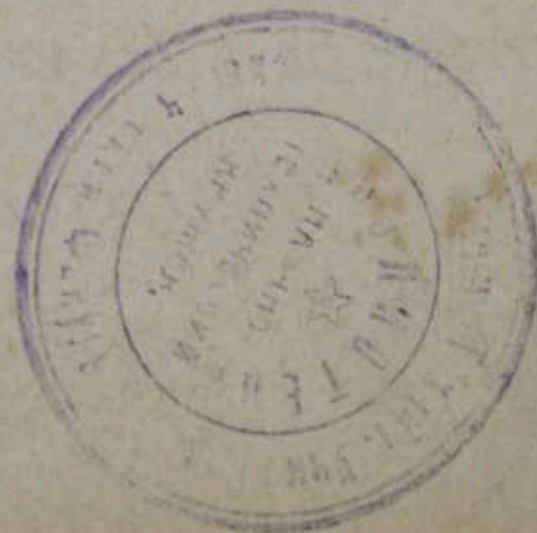
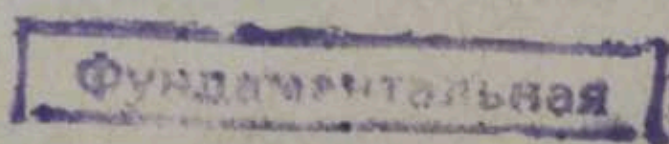
Для того чтобы, хотя сколько-нибудь облегчить эту задачу, Пр-ние Кружка предложило члену Кружка студенту В.П. Блюдову проработать для издания, предлагавшийся преп. В.В.Уваровым на упражнениях в 19^{28/29} году, материал по этому курсу.

В.В.Уваров любезно согласился проредактировать эти записки и представить готовый имеющийся у него материал по расчету турбин Curtis'a и Parsons'a, за что Пр-ние Кр-ка приносит ему глубокую благодарность.

В свою очередь Пр-ние Кр-ка выражает благодарность студенту Блюдову за проявленную им большую активность в этой работе.

Несмотря на ряд недостатков, порожденных спешностью издания, Пр-ние Кружка надеется, что эти записки облегчат до некоторой степени проработку курса „Паротурбин“.

30. III. 29 г. Правление Н.-Технич. Кружка Теплотехников.



Предисловие редактора.

Настоящие записки упражнений по курсу „Паровые Турбины“ представляют часть того материала, который прорабатывается студентами теплотехниками Моск. Высш. Технич. Уч-ща по этому курсу. Содержание упражнений ежегодно изменяется согласно развитию теории Пар. турбин главным образом в их тепловой части, поэтому эти записки относятся только к этому году.

Эти записки были составлены в чрезвычайно короткое время и включают лишь наиболее существенное из тепловой части не затрагивая конструктивной. Из-за краткости времени в записках не затронут вопрос о расчете комбинированных турбин, турбин с противодавлением, о регенеративном процессе о расчете последних ступеней крупных активных турбин и ряд других более мелких вопросов. Расчет турбин Zoelly проведен отдельно от Parsons'a, т.к. вопрос о расчете комбинированных турбин не разбирался. Очень подробно разобран расчет т. Parsons'a применительно к турбин. крупной мощности. Расчет Curtis'a почти целиком взят из журнала „Тепло и Сила“. (№2 1928 г. статья инж. Вл. В. Уварова); обращено внимание на влияние коэффициента ψ на R колеса Curtis'a. Пример расчета сопла с двойным сужением разбирался очень подробно с целью уяснить основные законы течения газов, в записках же даны лишь результаты без надлежащей критики изза недостатка времени для углубления в суть этого явления.

Подробно проделан расчет т. Zoelly для разных

случаев. В записках вообще мало затронута теория, поскольку ее можно найти в других учебниках, да цель записок иная — дать методику расчета, а не основные ф-лы, поэтому они предполагают студента прослушавшего или слушающего параллельно лекции по Паровым Турбинам. Кроме всего подчеркнута связь между термической и коммерческой экономичностью турбины как таковой.

Моя работа как редактора оказалась очень благодарной так как студент В.П. Блюдов отнесся к своей работе с большим вниманием и мне пришлось сделать лишь небольшие замечания.

30. III 29г Инж. Вл. В. Уваров.

Истечение газа и пара.

Различают два случая истечения для которых применимы соответствующие ф-лы

I. - $\frac{P_2}{P_1} > X_k$ критического отношения давлений, где P_1 - давление перед входным сечением, а P_2 - за выходным сечением.

Скорость истечения

$$W_2 = \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad \left| \frac{mt}{sec} \right. \quad \text{/формула пригодна для обоих случаев/}$$

Секундный расход.

$$G_s = \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{P_1}{V_1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \left(\frac{kg}{sec} \right)$$

II. $\frac{P_2}{P_1} \leq X_k$

Критическая скорость $W_{кр} = \alpha \sqrt{P_1 V_1} \quad \left(\frac{mt}{sec} \right)$

Максимальный сек. расход $G_{s_{max}} = \lambda f_{min} \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} \quad \left(\frac{kg}{sec} \right)$

В ф-лах принято: f - площ. сечения в mt^2 ; P_1, P_2 - $\frac{kg}{cm^2}$; V_1 - уд. объем - $\frac{mt^3}{kg}$; g - $\frac{mt}{sec^2}$.

Значения коэф. α, λ приведены в таблице I.

Таблица I-ая

Среда	κ	α	τ	X_k
Насыщ. пар	1,135	3,23	1,990	0,5774
Перегр. пар	1,305	3,33	2,090	0,5457
Воздух	1,400	3,38	2,145	0,5283

Размеры сопел определяются наименьшим и наибольшим поперечным сечениями отверстия, а также углом конусности.

Наименьшая площадь:

$$f_{min} = \frac{G_s}{199 \sqrt{\frac{P_1}{V_1}}} \quad \text{для насыщ. пара.}$$

$$f_{min} = \frac{G_s}{209 \sqrt{\frac{P_1}{V_1}}} \quad \text{для перегр. пара}$$

Здесь P_1 выражено в kg/cm^2 /At/.

Площадь выходного отверстия находится по ур-ню неразрывности: $\varphi = \frac{G W}{V}$

при чем $W = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2}$ при адиабат. процессе

$W = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{i_1 - i_2}$ при политроп. процессе.

где $i_1 - i_2$ получается как отрезок из TS диаграммы, φ - коэффициент скорости.

По данным опытов Христлейна, Броун-Бобери, Стодола и др. коэфф. φ принимают:

Каналы с параллельными стенками $\varphi = 0.90 - 0.97$

" с расширяющимся выходом $\varphi = 0.95 - 0.97$

Угол конусности сопел $\neq 10^\circ - 11^\circ$. (В пароструйных аппаратах этот угол доходит до 30°).

Пример №1

Определить минимальное и выходное сечения сопла при следующих условиях: начальное давление $P_1 = 20 \text{ atm. abs}$ и температура $t_1 = 370^\circ \text{C}$, противодавление $P_2 = 5 \text{ atm. abs}$. коэф. φ принять $= 96\%$
Расход $G_s = 1 \frac{\text{кг}}{\text{сек}}$

Решение. Минимальное сечение определится по ф-ле:

$$f_{\min} = \frac{G_s}{209 \sqrt{\frac{P_1}{V_1}}} \quad V_1 \text{ из } TS \text{ диаграммы} = 0.15 - \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

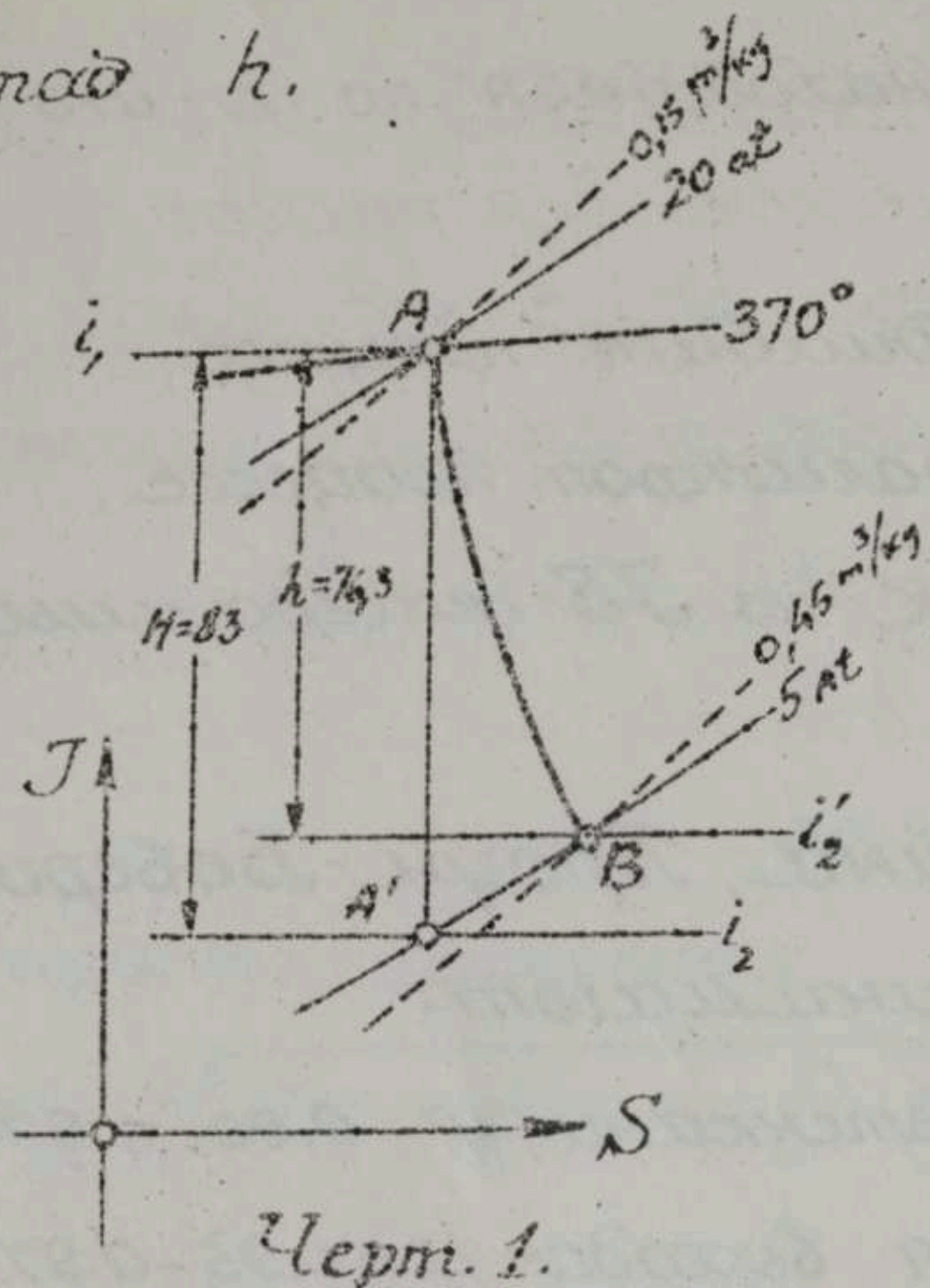
$$f_{\min} = \frac{1}{209 \sqrt{\frac{20}{0.15}}} = \frac{1}{209 \cdot 11.54} = 0.000414 \text{ м}^2 \quad f_{\min} = 4.14 \text{ см}^2$$

Темпoпадение между $P_1 = 20 \text{ ат}$ и $P_2 = 5 \text{ ат}$ получаем по TS диагр. $i_1 - i_2 = 759 - 676 = 83 \text{ кал.}$ [черт. 1.]

Скорость выхода из сопла $W_2 = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{i_1 - i_2} = 0,96 \cdot 91,5 \sqrt{83} = 800 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$

Чтобы определить площадь выходного сечения сопла, необходимо знать удельный объем в точке В ибо процесс задан политропическим / наличие φ /. Для фиксации точки В на изобаре 5 ат. , надо найти политропический пере-

по h .



При адиабат. истечении имеем:

$$W_2 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2} = 91,5 \sqrt{H}$$

При политропич. истечении имеем

$$W_2' = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2} = 91,5 \sqrt{h}$$

Разделив первое выражение на второе получим:

$$\frac{W_2}{W_2'} = \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{h}} \text{ но } W_2' = \varphi W_2 \text{ и } \frac{1}{\varphi} = \frac{W_2}{W_2'} = \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{h}} \text{ или } h = \varphi^2 H$$

Итак $h = \varphi^2 H = 0,96^2 \cdot 83 = 76,3 \text{ м/т [cal]}$ и U_2 из $JS = 0,45 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Площадь выходного сечения

$$f_{\text{вых}} = \frac{G_s U_2}{W_2} = \frac{1 \cdot 0,45}{800} = 0,000562 \text{ м}^2 \quad f_{\text{вых}} = 562 \text{ см}^2$$

Примечание: Минимальное сечение считано по адиабате из за меньшего влияния трения до горловины, фактически размеры горловины будут несколько больше.

Пример № 2

Найти наименьшее и выходное сечения сопла при $P_1 = 0,2 \text{ ат. abs}$ и $P_2 = 0,04 \text{ ат. abs}$.

Пар вначале сухой насыщенный $G_s = 1 \frac{\text{кг}}{\text{сек}}$, $\varphi = 96\%$

Решение. Минимальное сечение определится по

$$\text{ф-ле } f_{\text{мин}} = \frac{G_s}{\sqrt{\frac{P_1}{v_1}}} = \frac{1}{1,99 \sqrt{\frac{2000}{8}}} = \frac{1}{1,99 \cdot 15,81} = 0,03175 \quad f_{\text{мин}} = 317,5 \text{ см}^2$$

Адиабатический перепад по $JS - H = 53,5 \text{ cal}$

Скорость выхода из сопла $W_2 = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{H} = 0,96 \cdot 91,5 \sqrt{53,5} = 642 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$

Политропический перепад $h = \varphi^2 H = 0,96^2 \cdot 53,5 = 49,3 \text{ cal}$

Влажность в конце процесса $x = 0,94$. Уд. объем сух. пара по таблицам для $P_2 = 0,04 \text{ ат}$ - $U_{2s} = 35,47 - \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$.

Уд. объем влажного пара $U_2 = U_{2s} = 35,47 \cdot 0,94 = 33,35 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Выходная площадь сопла.

$$f_{\text{вых}} = \frac{G_s U}{W} = \frac{1 \cdot 33,35}{642} = 0,0519 \text{ м}^2 \quad f_{\text{вых}} = 519 \text{ см}^2$$

V_2 -метод для расчета сопел.

Одним из графических приемов для расчета сопел является так называемый метод V^2 предложенный Стодола. Этот метод пользуется энтропийной диаграммой, на которой мы свободно можем прочесть для любого момента изображенного на ней процесса теплосодержание и объем переноса значения последних в систему координат $V^2 T$, по оси абсцисс откладываются T , а по оси V^2 , мы получим так наз. V^2 диаграмму.

Предположим, что начальная скорость в сопле $W_0 = 0$ и обозначим для любого поперечного сечения сопла площадь через f_x , характеристики состояния пара через P_x , V_x и i_x , а скорость в сечении через W_x . Напишем уравнение энергии.

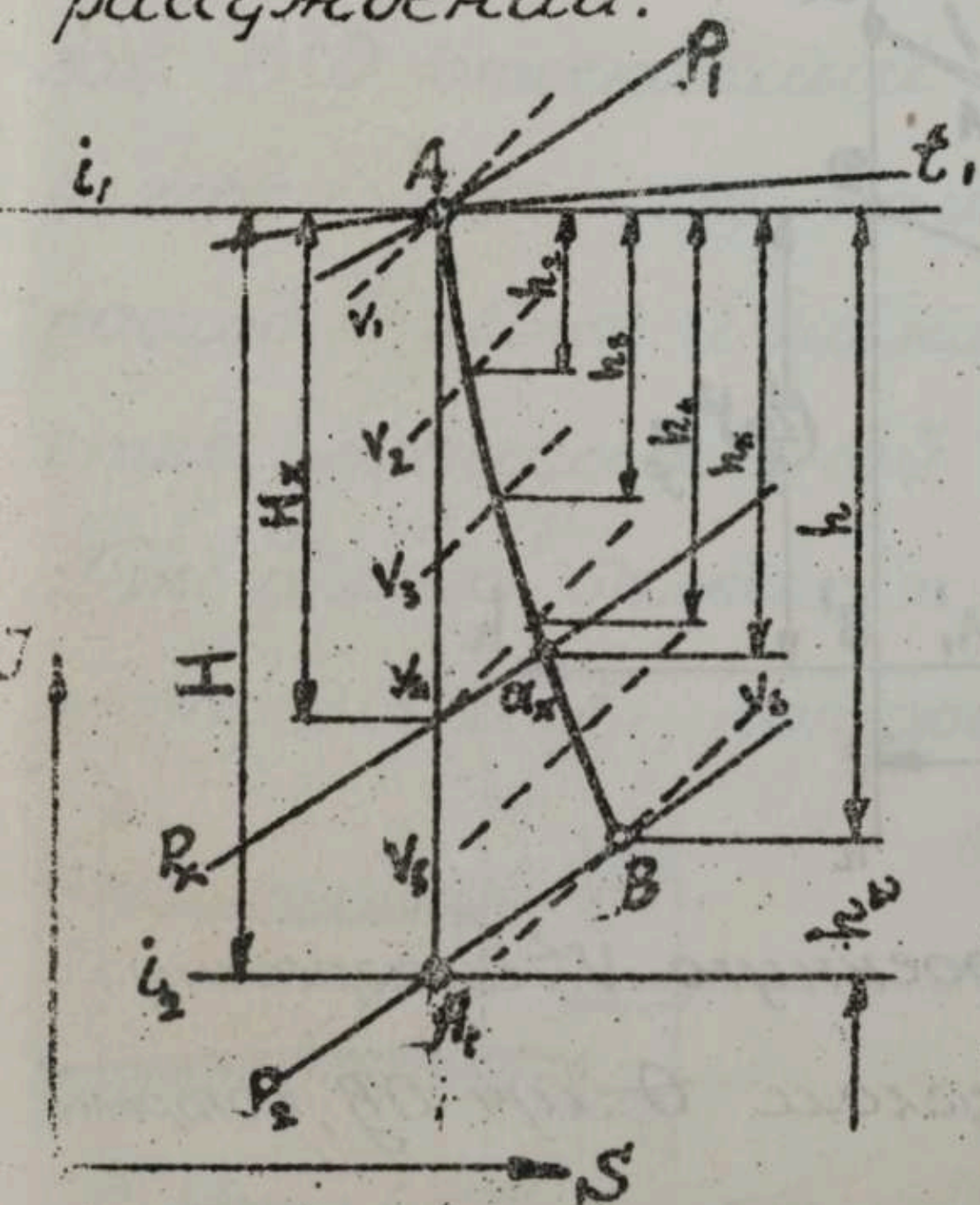
$$A \frac{W_x^2}{2g} = i_1 - i_x = h_x \dots \dots \dots (1)$$

$$\text{Уравнение расхода } G V_x = f_x W_x \text{ или } \frac{G}{f_x} = \frac{W_x}{V_x} \dots \dots \dots (2)$$

Возведя в квадрат последнее выражение получим $\left(\frac{G}{f_x}\right)^2 = \left(\frac{W_x}{V_x}\right)^2$ подставив вместо W_x^2 его выражение из первого равенства придем к виду $\left(\frac{G}{f_x}\right)^2 = \frac{2g}{A} \cdot \frac{h}{V_x^2}$ или в окончательной форме будем иметь равенство, которое послужит основ. для дальнейш. рассуждений.

$$\frac{\left(\frac{f_x}{G}\right)^2}{A/2g} = \frac{V_x^2}{h_x}$$

Строим в TS диаграмме, по линии расширения пара в сопле пользуясь выражением $h = \varphi \cdot H$ / см. пр. №1/. Пусть мы имеем процесс расширения от точки А фиксированной начальными условиями давлению P_x будет соответствовать адиабатический переход π_x ,



Черт. 2

пересечет кривую V^2 в точках A и A_1 , ординаты которых AA' и A_1A' и вертикаль „пп“ в точке B .

Из подобия треугольников $AA'A'$ и $BB'B'$ можно написать, что $\frac{AA'}{OA'} = \frac{BB'}{OB}$ но AA' есть V_x^2 в масштабе m_v , а OA' есть h_x в масштабе m_h и мы имеем $\frac{BB'}{OB} = \frac{V_x^2}{h_x} \cdot \frac{m_v}{m_h}$, сравнивая с ранее полученным выражением

$$\frac{\left(\frac{f_x}{G}\right)^2}{\frac{A}{2g}} = \frac{V_x^2}{h_x} \text{ мы можем}$$

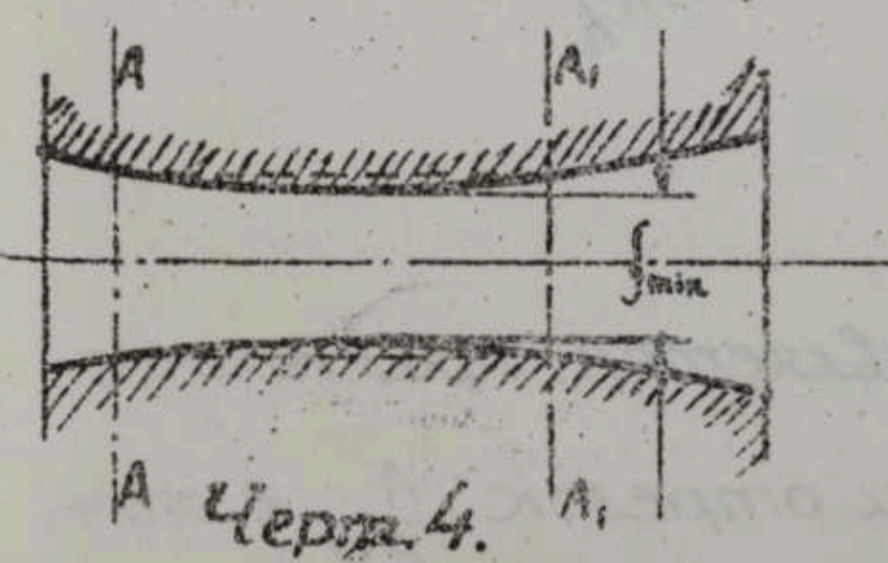
заключить, что $BB' \left(\frac{f_x}{G}\right)^2$ в масштабе m_f
 $\propto OB = \frac{A}{2g}$ в масштабе m_L ,

при чем должно иметь место соотношение масштабов $\frac{m_f}{m_L} = \frac{m_v}{m_h}$

Отсюда вытекает сущность диаграммы, надо от начала координат отложить отрезок $OB' = \frac{A}{2g} m_L$, провести вертикаль $B'B$. Отложив от начала координат $OA' = h_x m_h$ получим на ординате в пересечении с V^2 -кривой точку A . Луч проходящий из O через A отсечет на вертикали пп отрезок $B'B$ который в масштабе m_f даст $\left(\frac{f_x}{G}\right)^2$ откуда и определится f_x . И наоборот идя обратным путем, мы можем зная f_x , определить используемый перепад.

Уменьшая угол θ мы можем уловить момент, когда луч OB' при угле θ_k коснется кривой V^2 в точке C , в которой будет иметь критическое отношение давлений и отрезок $B'D$ отсекаемый лучом представит собой, конечно, в масштабе m_f наименьшее сечение сопла f_{min} , т.к. расход $G = \text{const}$ и минимальная площадь характеризуется минимальной величиной $\left|\frac{f_x}{G}\right|^2$.

При углах больших θ_k мы получаем два решения, точки A и A_1 , которые отвечают одинаковым сечениям



в сопле /см. черт. 4/, только первая A суживающийся части до min . сечения, а вторая A_1 расширяющейся части после min . сечения.

При углах меньших θ_k , мы не пересечем V^2 кривую и естественно, что никакого решения в этом случае не получим, т-е пар в количестве G $^{kg}/sec$ не будет в состоянии протечь через данное сопло, а протечет некоторое меньшее количество G , $^{kg}/sec$, такое, что $B'D = 1 / \frac{f_{min}}{G} / \cdot m_f^2$

При наличии скорости подтока $W_0 \neq 0$ мы будем иметь $-\frac{W_x}{2g} A = h_x + h_0 = \bar{h}_x$ и все предыдущие выводы остаются в силе только начало координат переместится влево на величину $h_0 = \frac{W_0^2}{91,5}$ при неизменном положении кривой V^2 и вертикаль $1 / \frac{f_x}{G} / ^2$ будет отстоять на расстоянии $\frac{A}{2g} m_L$ от точки O' .

Пример №3. Определить минимальное и выходное сечения для сопла работающего в условиях примера №1, V^2 методом

Проделать в 2-х вариантах: 1/ скорость подтока $W_0 = 0$ и 2/ скорость подтока $W_0 = 300 \frac{m}{sec}$ (температура и давление относятся к движущемуся пару).

Проведя на IS - диаграмме политропу расширения при $\varphi = 96\%$ намечаем ряд точек в которых определяем значения p , V и h сведенные в таблицу:

h	p	V	V^2	y
0	20	0,150	0,0225	22,5
14	16	0,180	0,0324	32,4
27	13	0,209	0,0436	43,6
42	10	0,260	0,0677	67,7
53	8	0,307	0,0941	94,1
67,5	6	0,384	0,1438	143,8
76,3	5	0,450	0,2025	202,5

По значениям h и y где $y = V^2 m_v$ строим кривую V^2 (см. черт. 5).

Принятые масштабы

$$m_v = 1000_{mm} - 1 / \frac{m^2}{kg} / ^2$$

$$m_h = 2_{mm} - 1 / \frac{cal}{kg} /$$

$$m_L = 10^6_{mm} - 1 / \frac{cal}{kg} / \frac{sec}{m^2} / ^2$$

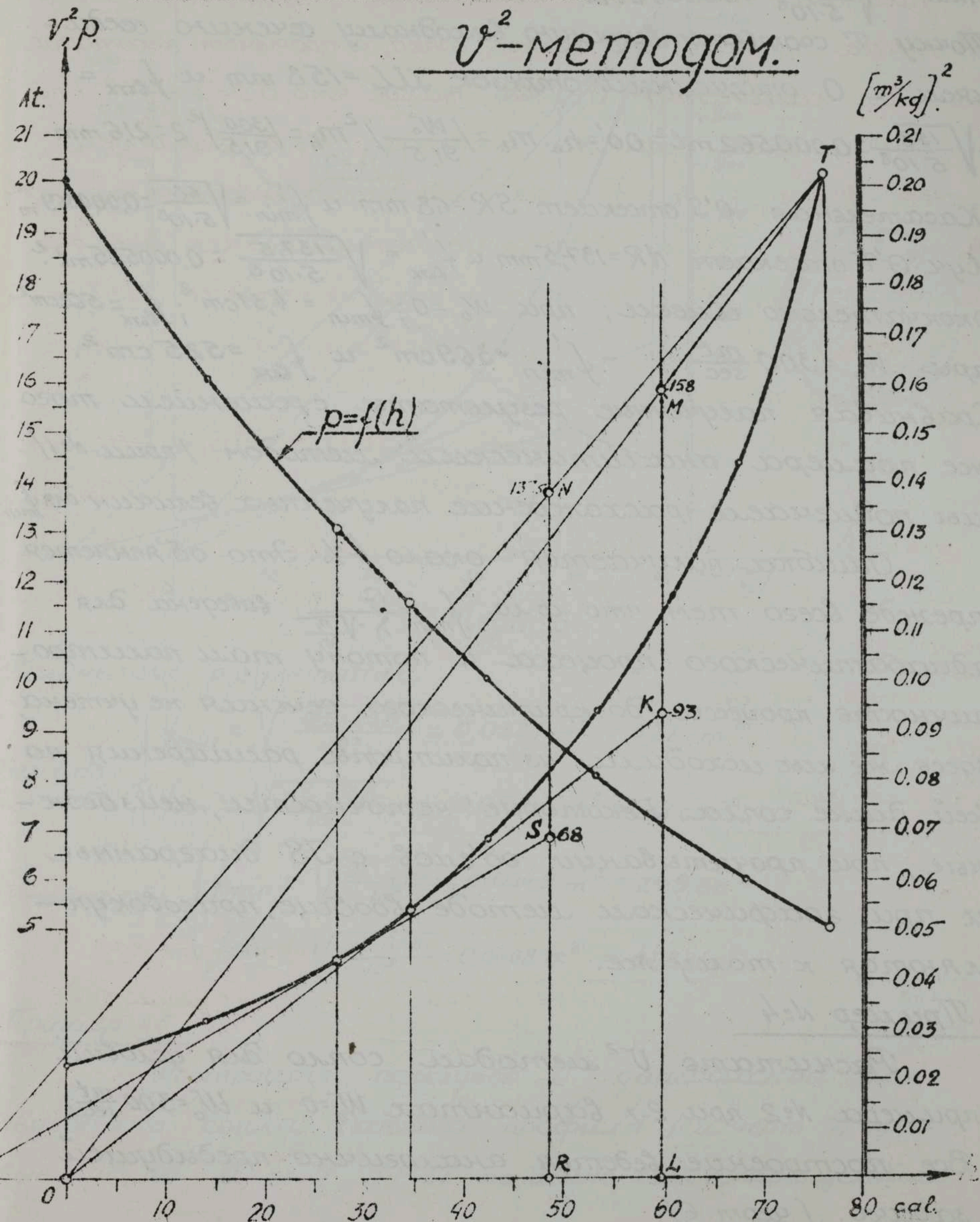
$$m_f = \frac{m_v \cdot m_L}{m_h} =$$

$$= \frac{10^3 \cdot 10^6}{2} = 5 \cdot 10^8_{mm} - 1 / \frac{m^2 \cdot sec}{kg} / ^2$$

Заметим, что масштаб $m_L = 10^6$ является практически удобным, ибо $\frac{A}{2g} = 0,000119 \frac{cal \cdot sec^2}{kg \cdot m^2}$ и отрезок $\frac{A}{2g}$ в этом

Расчет сопла

v^2 -методом.



Черт. 5

масштабе выразится величиной в 119 мм. Из 6 проводим касательную ОК получим $KZ = 93 \text{ мм}$. $G_s = 1 \text{ кг}$ и потому

$$f_{\min} = \sqrt{\frac{93}{5 \cdot 10^8}} = 0.000431 \text{ м}^2$$

Точку Т соответствующую выходному сечению соеди-

няем с О отсекаемый отрезок $ML = 158 \text{ мм}$ и $f_{\text{вых}} =$

$$= \sqrt{\frac{158}{5 \cdot 10^8}} = 0.000562 \text{ м}^2. \quad OO' = h_0 \cdot m_h = \left| \frac{W_0}{91.5} \right|^2 m_h = \left(\frac{300}{91.5} \right)^2 2 = 21.6 \text{ мм}.$$

Касательная O'S отсекает $SR = 68 \text{ мм}$ и $f'_{\min} = \sqrt{\frac{68}{5 \cdot 10^8}} = 0.000369 \text{ м}^2$

Луч O'T отсекает $NR = 137.5 \text{ мм}$ и $f'_{\text{вых}} = \sqrt{\frac{137.5}{5 \cdot 10^8}} = 0.000525 \text{ м}^2$

Окончательно имеем; при $W_0 = 0$; $f_{\min} = 4.31 \text{ см}^2$; $f_{\text{вых}} = 5.62 \text{ см}^2$

при $W_0 = 300 \frac{\text{мт}}{\text{сек}}$ $- f'_{\min} = 3.69 \text{ см}^2$ и $f'_{\text{вых}} = 5.25 \text{ см}^2$.

Сравнивая полученные результаты с решением того же примера аналитическим методом /прим. №1/ мы подмечаем расхождение полученных величин для $f_{\min}$.

Ошибка получается около 4%. Это объясняется

прежде всего тем, что ф-ла $f_{\min} = \frac{G}{\lambda \cdot \sqrt{\frac{p_1}{\rho_1}}}$ выведена для адиабатического процесса и потому там политропичность процесса до критического сечения не учтена, здесь же мы исходили из политропы расширения по всей длине сопла. Некоторые неточности, неизбежные, при прочитывании объемов с JS диаграммы и при графическом методе вообще, присовокупляются к тому же.

Пример №4

Расчитать V^2 методом сопло для условий примера №2 при 2-х вариантах $W_0 = 0$ и $W_0 = 300 \frac{\text{мт}}{\text{сек}}$. Все построение ведется аналогично предыдущей задаче. (черт. 6).

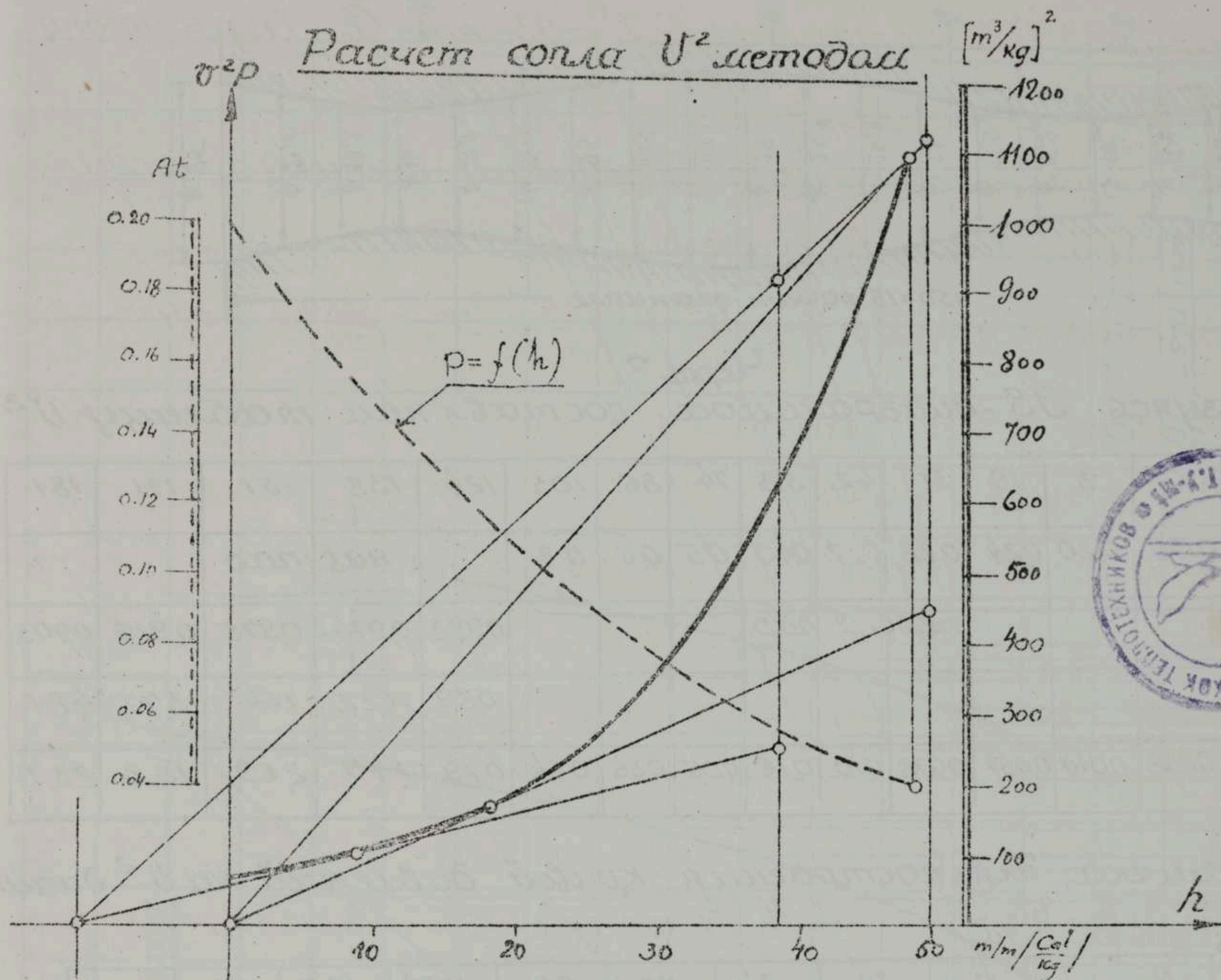
Принятые масштабы: $m_v = 0.1 \text{ мм}$

$\frac{A}{2g}$ в этом случае $= 100 \text{ мм} / m_h = 2 \text{ мм}$

$$m_L = \frac{10}{119} \text{ мм}$$

$$m_f = \frac{0,1 \cdot 10^8}{2,119} = \frac{10^7}{238} \text{ мм}^2$$

Расчет сопла U^2 методом



Черт. 6.

Полученные результаты:

Без подтока

$$\begin{cases} \psi_{\min} = \sqrt{\frac{45 \cdot 238}{10^7}} = 0,0327 \text{ м}^2 = 327 \text{ см}^2 \\ \psi_{\max} = \sqrt{\frac{113 \cdot 238}{10^7}} = 0,0519 \text{ м}^2 = 519 \text{ см}^2 \end{cases}$$

С подтоком.

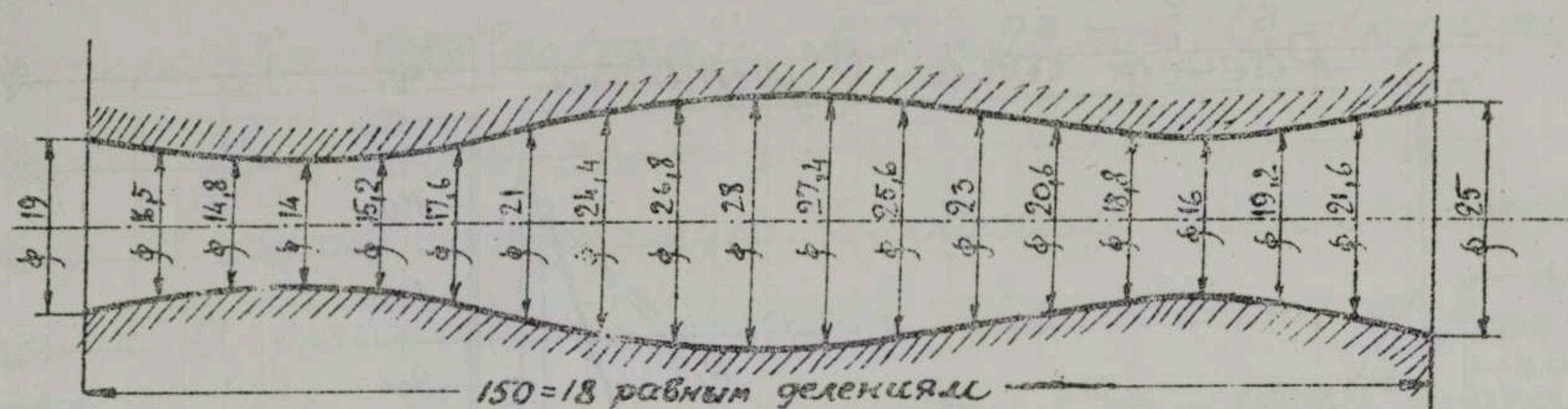
$$\begin{cases} \psi'_{\min} = \sqrt{\frac{26 \cdot 238}{10^7}} = 0,0249 \text{ м}^2 = 249 \text{ см}^2 \\ \psi'_{\max} = \sqrt{\frac{92 \cdot 238}{10^7}} = 0,0468 \text{ м}^2 = 468 \text{ см}^2 \end{cases}$$

Пример №5.

Построить, пользуясь U^2 диаграммой, для двухгорлого сопла данного профиля (см. черт. 7) кривые, P , W , U и φ / P_2 / по длине сопла при условии

* / Круглая величина $\frac{A}{2g} = 100 \text{ мм}$ дает очень некруглую величину $m_f = \frac{10^7}{238} \text{ мм}^2$ след. $2g$ необходимо всегда учитывать за ранее масштабы, чтобы не получить подобного масштаба для $1/\psi^2$. В нашем случае $\frac{A}{2g} = 100 \text{ мм}$ взято намеренно.

$p_1 = 15 \text{ atm}$, $t_{ne} = 350^\circ \text{C}$, $W_0 = 0$ Процесс адиабатический.



Черт. 7.

Пользуясь TS -диаграммой составляем таблицу U^2 .

h_{mm}	0	3	19	31	42	58	74	86	103	124	138	151	171	181
$U^{m^3/kg}$	0.195	0.20	0.24	0.28	0.32	0.40	0.5	0.6	0.8		нас пар			
$x\%$				пере. пар						0.992	0.974	0.975	0.915	0.903
$U^{m^3/kg}$										0.89	1.22	1.64	3.72	4.81
$U^2 \frac{m^2}{kg}$	0.038	0.040	0.057	0.078	0.10	0.16	0.25	0.36	0.64	0.79	1.49	2.69	13.8	23.1

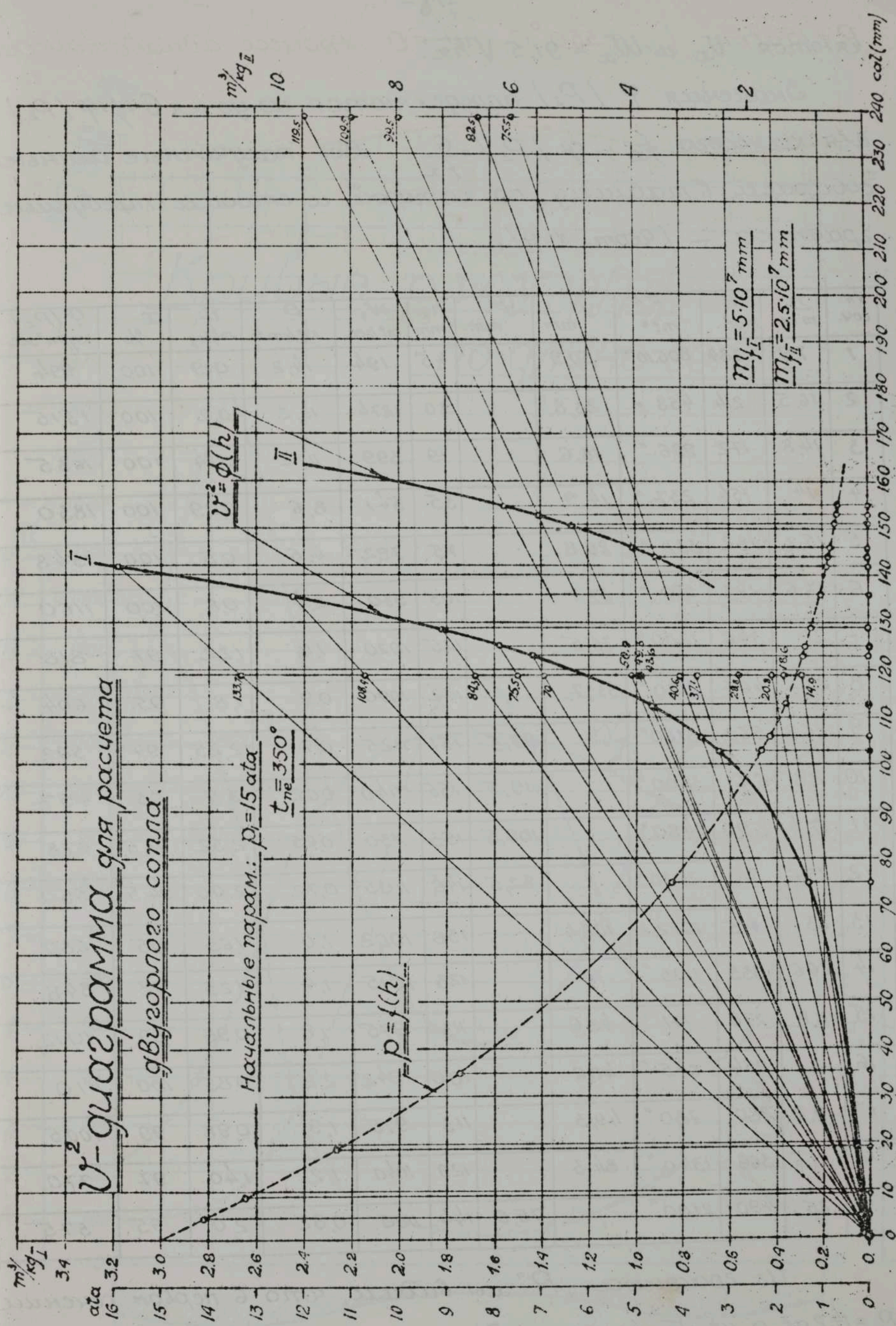
Табличка для построения кривой давлений на U^2 -диагр.

h_{mm}	0	20	24	56	66	110	163	171	
P_{at}	15	11	10	5.6	5.0	2	0.5	0.4	

Ввиду что кривая U^2 выходит за пределы чертежа /черт. 8/ мы разделяем ее на 2 ветви, для которых устанавливаются свои масштабы.

$$\begin{aligned}
 & \left. \begin{aligned} m_h &= 1 \text{ mm} \\ m_v &= 50 \text{ mm} \\ m_L &= 10^6 \text{ mm} \end{aligned} \right\} m_f = \frac{m_v \cdot m_L}{m_h} = \frac{50 \cdot 10^6}{1} = 5 \cdot 10^7 \text{ mm} \quad \text{I-я ветвь} \\
 & \left. \begin{aligned} m_h &= 1 \text{ mm} \\ m_v &= 12.5 \text{ mm} \\ m_L &= 2 \cdot 10^6 \text{ mm} \end{aligned} \right\} m_f = \frac{m_v \cdot m_L}{m_h} = \frac{12.5 \cdot 2 \cdot 10^6}{1} = 25 \cdot 10^7 \text{ mm} \quad \text{II ветвь}
 \end{aligned}$$

Откладывая по вертикали площадей $y = 1 \frac{f_x}{G} \sqrt{\frac{p_1}{V_1}}$, где f_x определяется по диаметру для данного сечения, а $G = \int_{min} \sim \sqrt{\frac{p_1}{V_1}} = 0.000154 \cdot 2.09 \sqrt{\frac{15000}{0.195}} = 0.282 \frac{kg}{sec}$, конец отрезка соединяем с началом координат, пересечение с U^2 кривой дает нам возможность прочесть для данного сечения f_x , h_x , p_x , U_x откуда опреде-



черт. 8.

ляются V_x и $W_x = 91.5 \sqrt{hx}$.

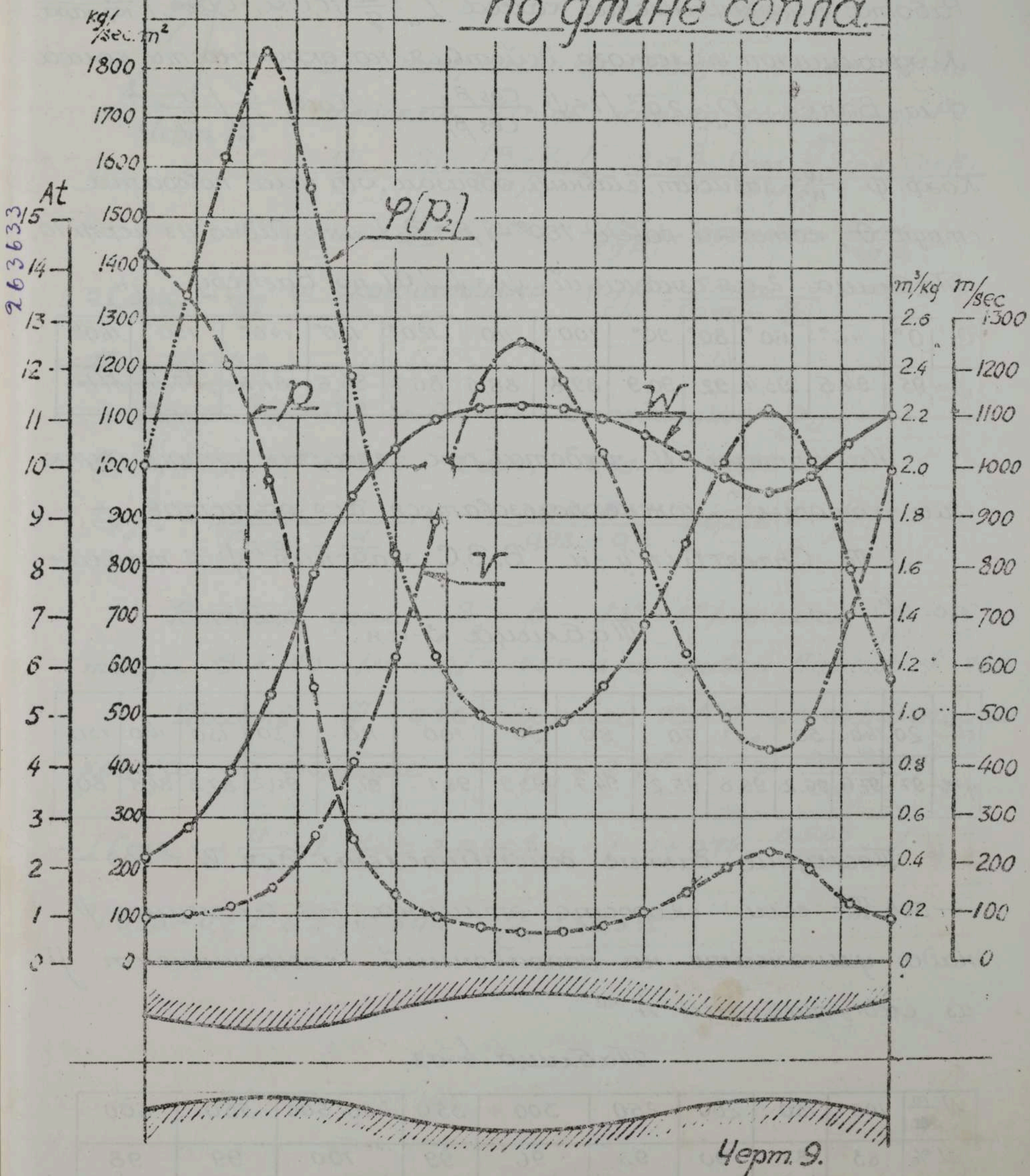
Значения φ / P_2 определяются из ур-ия $G = f \cdot \varphi(P_2)$, для каждого $f_x - \varphi / P_2 = \frac{G}{f_x}$. Все полученные данные собираем в таблицу по которой и строим требуемые графики — /черт. № 9/.

№ сеч.	D mm	F mm ²	F ² mm ⁴	y' mm	y'' mm	h _x mm	W _x mm ³ /sec	P kg/cm ²	V m ³ /kg	x %	$\varphi(P_2)$ kg/m ² sec.
1	19	284	805.10 ⁻¹⁰	50,9		4,5	194	14,2	0,19	100	994
2	16,5	214	458 "	28,8		9,0	274	13,2	0,2	100	1315
3	14,8	172	296 "	18,6		19	399	11,2	0,24	100	1635
4	14	154	237 "	14,9		35	541	8,6	0,29	100	1830
5	15,2	182	331 "	20,8		75	792	4,6	0,5	100	1548
6	17,6	243	590 "	37,1		103	930	2,4	0,8	100	1160
7	21	346	1200 "	75,5		125	1020	1,4	1,22	97	818
8	24,4	467	2180 "	133,7		142	1090	0,9	1,8	95	604
9	26,8	562	3160 "		99,5	151	1125	0,7	2,25	94	502
10	28	616	3800 "		119,5	155	1140	0,62	2,5	93	457
11	27,4	590	3480 "		109,5	153	1130	0,65	2,32	93,5	478
12	25,6	512	2620 "		82,5	146	1105	0,72	2,00	94,5	550
13	23	415	1672 "	108,4		136	1062	1,0	1,63	95	680
14	20,6	333	1103 "	70		123	1015	1,4	1,23	98	848
15	18,8	278	771 "	43,6		113	975	1,8	0,98	99	1012
16	18	254	645 "	40,6		106	942	2,2	0,85	100	1110
17	19,2	280	780 "	49,3		113	975	1,9	0,98	99	1005
18	21,6	366	1340 "	84,3		129	1040	1,2	1,40	97	770
19	25	490	2100 "		75,5	144	1100	0,82	2,0	95	575

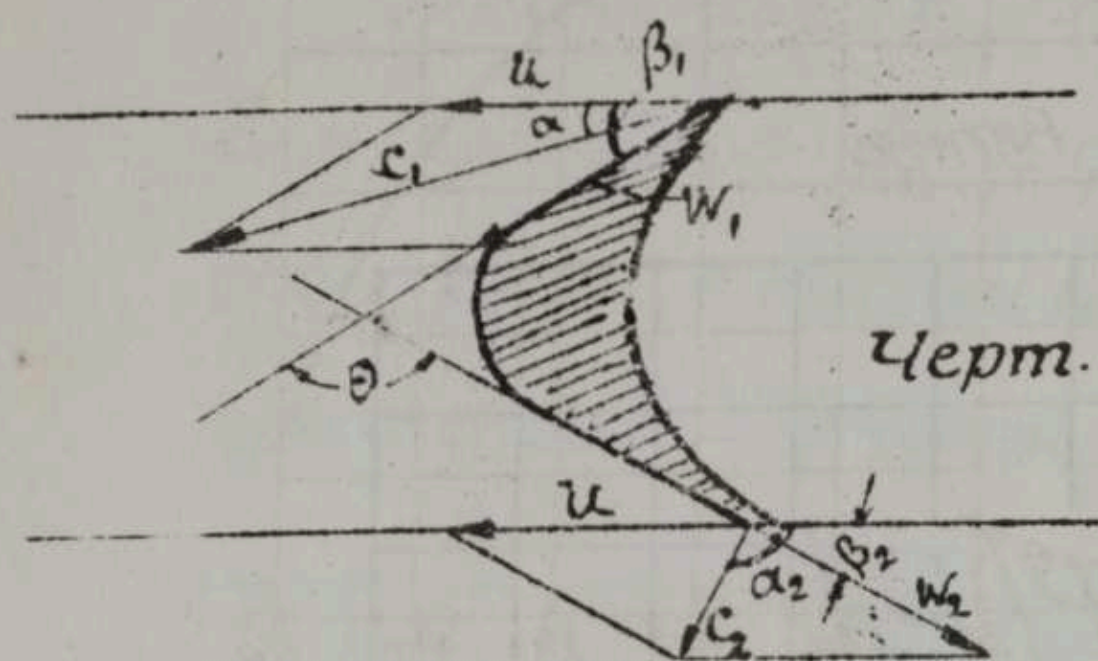
Из графика „Р“ мы видим, что в первом сечении $P_1 = 14.2 \text{ ат}$, а не 15 ат , как предполагалось-бы, это объясняется расширением пара при переходе от бесконечно большого сечения, как мыслится это перед соплом, к конечному сопловому сечению.

№ 8621

Кривые $p, w, v, \varphi(p_2)$ по длине сопла.



Работа на окружности колеса и т.п.



Черт. 10.

U - скорость движения лопатки.

C_1 - абсолютная скорость входа паровой струи.

W_1 - относительная скорость входа.

C_2 - абсолютная скорость выхода.

W_2 - относительная скорость выхода.

Работа на окружности колеса $L_u = \frac{U}{g} [C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2] \frac{\text{кг мт}}{\text{кг пара}}$

Коэффициент полезного действия на окружности колеса.

Фла Банки. $\eta_u = 2\varphi^2 / [1 + \varphi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}] \cdot [\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_1}] / \frac{U}{C_1} \dots \dots \dots$

Коэф. $\varphi = \frac{W_2}{W_1}$ зависит, главным образом, от угла поворота струи θ , который равен $180^\circ - |\beta_1 + \beta_2|$, что видно из черт. 10.

Таблица 2-ая значений $\varphi = f(\theta)$ по Вагнеру.

θ°	0°	40°	60°	80°	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°
$\varphi\%$	95	94,5	93,4	92	90,9	89,8	88,5	86,7	84,6	81,3	77,3	71

На чертеже 11 представлен график этой функции, который можно пользоваться для расчетов.

По Christlein'у и В.В.С значения φ в таблице 3-ей.

Таблица 3-ая.

θ°	20	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$\varphi\%$	97	97,6	96,2	95,8	95,2	94,7	93,9	93,1	91,9	90,2	87,8	84,5	80

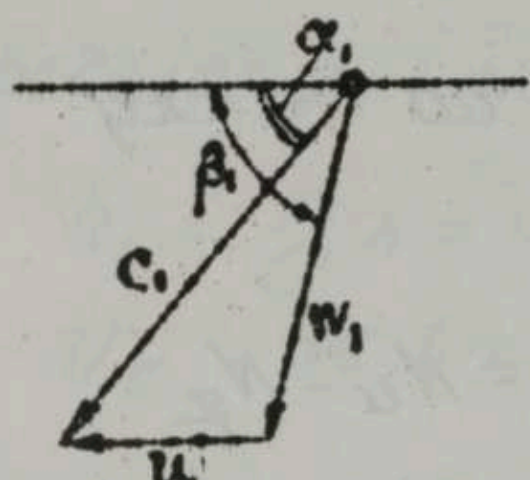
Последние данные действительны для $W_1 = 400 - 500 \frac{\text{мт}}{\text{сек}}$ если скорость отлична, то величины φ надо умножить на поправочный коэффициент μ из след. таблицы 4-ой.

Таблица 4-ая

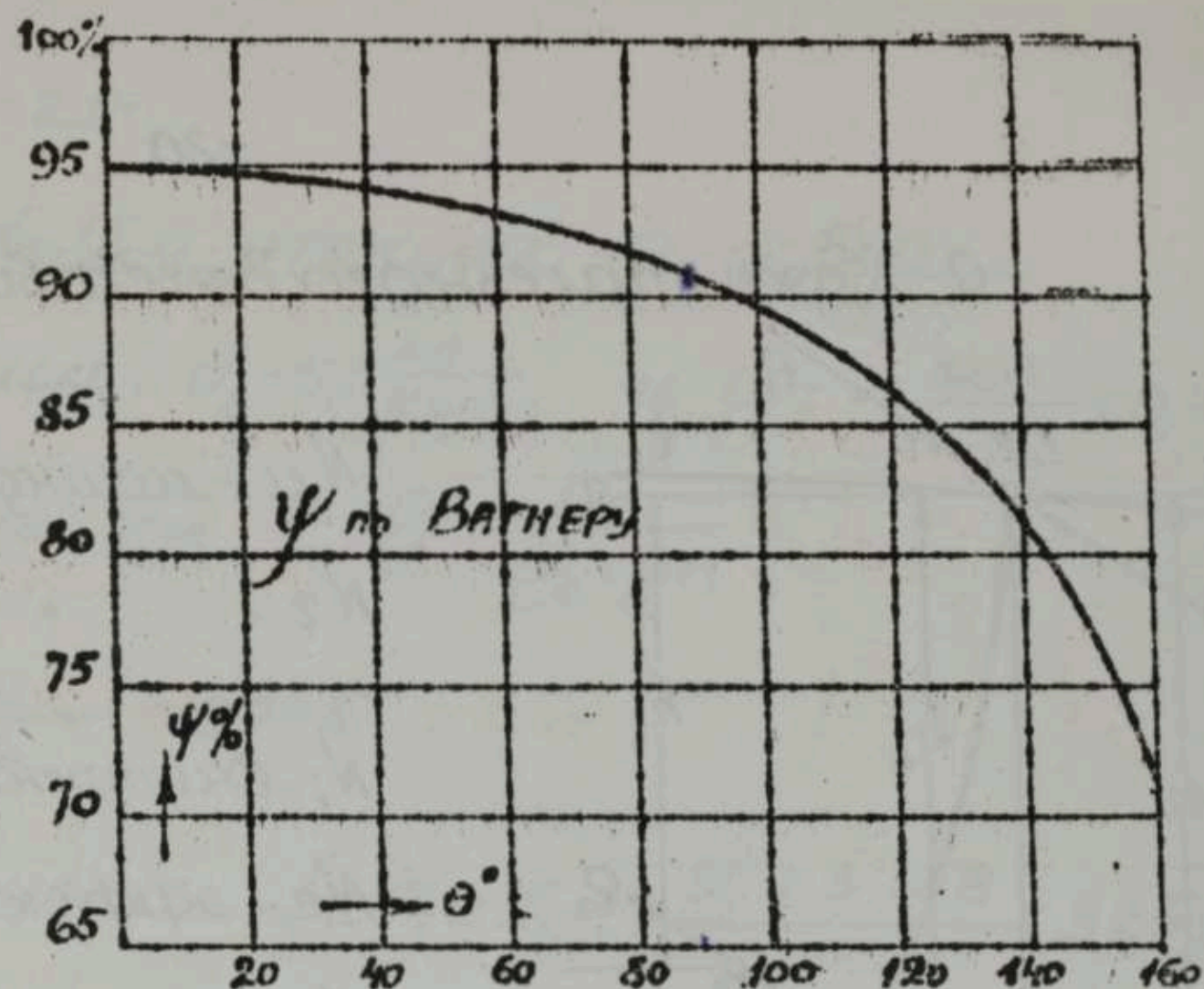
$W \frac{\text{м}}{\text{сек}}$	100	150	200	250	300	350	400-500	550	600
$\mu\%$	83	87	90	93	96	99	100	99	98

Пример №6

По данным α , u/c , определить β .



Черт. 12



Черт. 11.

Для треугольника входа /черт. 12 по теореме Син'ов можно написать:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\sin |\beta_1 - \alpha_1|}{\sin \beta_1} = \frac{\sin \beta_1 \cos \alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos \beta_1}{\sin \beta_1}$$

$$\text{или } \frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1 - \frac{\sin \alpha_1}{\tan \beta_1} \text{ отсюда } \frac{\sin \alpha_1}{\tan \beta_1} =$$

$$= \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \text{ и окончательно } \tan \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}}$$

Пример №7.

Дано $u/c_1 = 0,2$ и $\alpha_1 = 12^\circ$. Определить β и η_u .

$$\sin \alpha_1 = \sin 12^\circ = 0,208 \quad \cos \alpha_1 = \cos 12^\circ = 0,98$$

$$\tan \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}} = \frac{0,208}{0,98 - 0,2} = 0,267 \text{ и } \beta_1 = 15^\circ$$

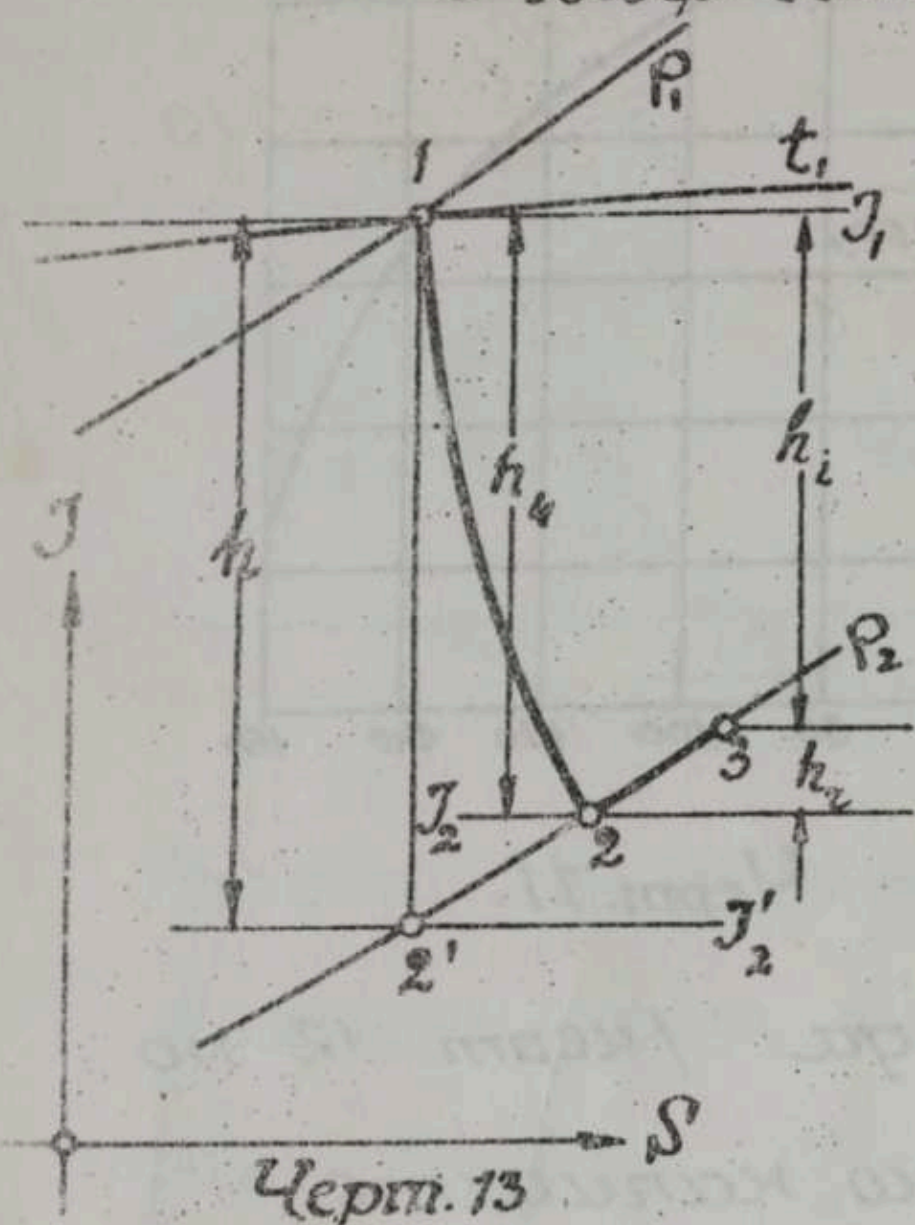
Вообще угол $\beta_2 = \beta_1 - 13^\circ - 5^\circ$ примем $\beta_2 = 10^\circ$ тогда $\theta = 180 - |15 + 10| = 155^\circ$ и по кривой Вагнера $\psi = 74\%$

Приняв $\psi = 0,96$ получим К.П.Д на окружности колеса по формуле $\eta_u = 2\psi^2 / 1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$

$$/ \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} - / \frac{u}{c_1} = 2 \cdot 0,96^2 / 1 + 0,74 \frac{0,985}{0,965} /$$

$$/ 0,98 - 0,2 / 0,2 = 0,505 \quad \eta_u = 50,5\%.$$

О Коэф. полезного действия турбин.



N_u - мощность на ободе колеса турбин

N_z - " затрачив. на трение диска в паре.

N_i - внутренняя мощность /у втулки/

N_e - эффективная мощность

N' - теоретич. мощность по циклу Ренкина.

$$N_u = \frac{G h_u}{75 A} = \lambda G \dots N_i = N_u - N_z$$

Относительный коэф. полезного действия.

$$\eta_i = \frac{N_i}{N'} = \frac{J_1 - J_3}{J_1 - J_2'} = \frac{h_i}{h} \quad \text{здесь } N' = \frac{G h}{75 A} \lambda C \dots$$

Термический коэф. полезного действия

$$\eta_t = \frac{J_1 - J_3}{J_1} \dots$$

Механический коэф. полезного действия.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_u - N_z} \dots N_i - N_e = N_i - \eta_m N_i = N_i / (1 - \eta_m)$$

Для одноступенчатой турбины.

$$\eta_i = \frac{\eta_t}{1 + \frac{N_z}{N_i} \eta_m}$$

Для многоступенчатой турбины.

$\eta_i = \eta_u - \frac{75 A N_z^2}{G \cdot h}$, где N_z трение диска в лощ. силах для данной ступени; h - адиабатический перепад для рассматриваемой ступени, а не для всей турбины.

Пример 8.

С какими относительными и эффективными к.п.д. работает турбина мощностью в 10000 кв. при $n = 3000$ об/мин, если $P_1 = 13 \text{ ат. абз}$, $t_{pe} = 320^\circ \text{C}$ и $P_k = 0,04 \text{ ат. абз}$. Гарантийный расход пара = $5,3 \text{ кг/квт.ч}$. Определите также скорость в выпускном патрубке эллиптического сечения 2,3. 1,8. Принять $\eta_m \eta_g = 0,94$ / η_g - к.п.д генер/.

Имеем ур-ние $860 \cdot N_e = d_e N_e \eta_e h$ откуда $\eta_e = \frac{860}{d_e h}$
 Из JS диаграммы $h = 232 \text{ мм}$. $d_e = 5,3 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2 \text{ч}}$ и $\eta_e = \frac{860}{232 \cdot 5,3} = 0,70$
 с другой стороны $\eta_e = \eta_i \eta_2 \eta_m$ и $\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_2 \eta_m}$

Определяем η_i ; $\eta_i = \frac{0,70}{0,94} = 0,745$

Площадь выходного патрубка $f = \pi a b = \frac{\pi \cdot 2,3 \cdot 1,8}{2 \cdot 2} = 3,25 \text{ м}^2$

Определяем уд. об'ем в конце процесса.

$h_i = \eta_i h = 0,745 \cdot 232 = 172,9 \text{ мм}$. Из JS диаграммы

$V_s = 35,47 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ и $x = 0,925$.

откуда $V = 0,925 \cdot 35,47 = 32,8 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Скорость пара в выходном патрубке

$W = \frac{G V}{f} = \frac{N_e d_e V}{3600 \cdot f} = \frac{10000 \cdot 5,3 \cdot 32,8}{3600 \cdot 3,25} = 148,7 \text{ м}^3/\text{сек}$.

Вообще эта скорость встречается в пределах 100-150 $\text{м}^3/\text{сек}$.

Расчет турбин Zoelly

При расчете части Zoelly /или Rataau / основным вопросом является выбор числа ступеней „К“ при данных пределах рабочего процесса. Выбор „К“ из условия сохранения критического перепада на ступень, в настоящее время мало применим, т.к. известно /из опытов Josze /, что обычный напр. аппарат типа Zoelly вполне свободно может использовать перепад выше критического, а поэтому и перепад на ступень можно давать выше критического. Выбор „К“ из одних термодинамических соображений возможен только при некоторых условиях, а именно, при существовании точной зависимости как коэф. ζ , так и коэф. ψ от скорости. Как показали опыты американского союза инженеров - механиков, коэф. ψ для активных напр.

аппаратов возрастает два раза при скорости около 600 м/сек., и при скорости от 200 до 100 м/сек., причем в последнем случае возрастание более интенсивное, чем в первом.

С другой стороны коэф. ψ повидимому уменьшается при уменьшении скорости /опыты Бриллинга, Christlein/; но достаточно достоверных опытов, по словам Stodola, в этом вопросе не имеется. Если имеет закон изменения ψ от скорости, то всегда можно найти наиболее выгодн. скорость, при которой Z_u достигнет максимума.

$$Z_u = 2\varphi^2 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1} = F(\varphi, \psi).$$

Зная эту скорость C , м/сек., адиабатический перепад на одну ступень находим по ф-ле $H_e = \frac{C^2}{2g\varphi^2} \cdot A$ и число ступеней $K = \frac{1 + b/H}{H_e}$, где b - коэф. возврата тепла, H - общий адиабатический перепад на часть Zoellu; H_e - единичный перепад.

Делая эти просчеты для окончательного суждения о термодинамически выгодном K , необходимо учесть влияние коэф. b , который увеличивается с увеличением K . Но Термодинамическая выгода не всегда есть и коммерческая выгода. Действительно: коэф. φ и ψ в интервале скоростей от 300 - 550 м/сек. почти не изменяются от скорости, следов. в этом случае на термодинамическую экономичность будет влиять только b , а т.к. b растет с увеличением ступеней, то мы получим наиболее выгоднейшую скорость около 300-350 м/сек., что даст около 11-15 кал./ступень, если $H \approx 240$ кал./кг.; $b \approx 0,07$ то $K = 17-23$

ступени, следовательно, совершенно разную стоимость турбины — здесь выступает на сцену коммерческая экономичность: турб. в 23 ступени будет экономичнее турб. в 7-8 ступеней, но за то и дороже; для окончательного суждения необходимо знать условия эксплуатации (число часов работы, стоимость топлива, процентирование /и зависимость стоимости турбины от числа ступеней, т.е. необходимо знать заводские условия. В среднем постройка диска лишнего удорожает турбину на 3-6%, в зависимости от диаметра диска. При цельно-кованных роторах этот процент, повидимому, может быть снижен, но вряд-ли значительно (2-3% на диск/.

Какое число ступеней надо брать? Как видно из предыдущего, ответить абсолютно на этот вопрос очень сложно. Вообще же говоря, число дисков колеблется очень широко от 4-5 до 30 и выше. Таким образом рецептов никаких не имеется, в заводской обстановке отвечать на этот вопрос можно скорее, чем абстрактно, не зная, куда и зачем нужна турбина.

Угол выхода из направляющих аппар. колеблется мало $11^{\circ}-14^{\circ}$ и почти точно соответствует максимуму кривой $\eta_u = F(\alpha_u)$ при $\frac{u}{c} = \text{Const}$; т.е. выбирать α_u нечего.

Исключение представляют углы последних ступеней крупных активных турбин, этот вопрос разобран в статье инж. В.В. Уварова [В.И. 1927 г. мая № 5].

Длину лопатки всегда можно выбрать наименьшей и к-л неопределенности и широты колебаний.

здесь не имеется примерно $L \approx 12$ мм для литых каналов и $L = 5,7$ мм. для фрезерованных, но повторяем, здесь возможен аналитический подход.

Пример № 9.

Турбина Zoelly - Parsons, $N = 12000$ кВт, $n = 3000$ об/мин.
3 диска Zoelly и 4 диска Parsons'а. $P_1 = 17 \text{ atm. abs.}$, $t_{n_1} = 370^\circ \text{C}$.
 $P_{\text{конг}} = 0,04 \text{ atm. abs}$ $\eta = 80\%$ для всей турбины $\eta_c, \eta_m = 94,5\%$.

Давление за Zoelly $P_2 = 1,7 \text{ atm. abs}$. Диаметр дисков Zoelly всех ступеней постоянный $D_{2,1,2,3} = \text{const} = ?$
Найти размеры Zoelly и разбивку перепада по ступеням
Расчет.

По JS-диаграмме определяем:
адиабатический перепад для всей турбины
 $H_{z-p} = 252 \text{ cal}$. адиаб. перепад " " части Zoelly $H_z = 124,5 \text{ cal}$.
Расход пара в турбине.

$$G = \frac{860 \cdot N}{3600 \cdot H_{z-p} \eta_c \eta_m \eta_p} = \frac{860 \cdot 12000}{3600 \cdot 252 \cdot 0,8 \cdot 0,945} = 15 \text{ kg/sec.}$$

Предполагая, примерно, использование перепада в одной ступени равным $\frac{1}{3}$ общего перепада в Zoelly, определяем диаметр дисков, предварительно задавшись $\varphi = 0,96$ и коэф. возврата тепла $(1 + \epsilon) = 1,05$.

$$C_1 = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{(1 + \epsilon) \frac{H_z}{3}} = 0,96 \cdot 91,5 \sqrt{1,05 \frac{124,5}{3}} = 579 \text{ mt/sec.}$$

примем ориентировочно $u/c_1 = 0,46$ /среднее в Zoelly/
тогда $u = 0,46 \cdot C_1 = 0,46 \cdot 579 = 266 \frac{\text{mt}}{\text{sec.}}$

$$\text{Из ф-лы } u = \frac{\pi D n}{60} \text{ определяем } D = \frac{60 \cdot u}{\pi n} = \frac{60 \cdot 266}{3,14 \cdot 3000} = 1,69 \text{ mt.}$$

Теперь будем задаваться для каждой ступени различными H , а стало-быть и u/c_1 , ибо $u = \text{const} = 266 \text{ mt/sec}$, а $C_1 = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{H}$, определяется, и для каждого значения u/c_1 , мы будем получать определенные значения η_c, η_i, η_s , построив кривые которых, мы сможем определить наилучшие u/c_1 и H для каждой ступени.

I-ая ступень.

Коэф. полезного действия на окружности колеса подсчитываем по ф-ле Банки.

$$\eta_u = 2\varphi^2 / (1 + \psi) \cdot \cos \alpha - \frac{u}{c_1} / \frac{u}{c_1} \text{ где } \varphi = 0.96 \text{ /принимаем/, } \alpha$$

ψ берем по кривой Вагнера $\psi = f / \theta$ /черт. II/

Угол α , примем равным 12° и постоянным для всех ступеней. Угол $\beta_1 = \beta_2$.

Потери на трение и вентиляцию учитываем по ф-ле Стодала $N_2 = K [1.46 \cdot D^2 + 0.83 / (1 - \varepsilon) / D \cdot L^{1.5}] \frac{u^3}{10^6} \gamma \text{ л.с.}$, где $K = 1$ /перегр. пар/. Плотность пара $\gamma = \frac{1}{v}$ определяем по состоянию пара после подвижной лапатки.

Длиной лопатки задаемся $L = 12 \text{ мм}$, ε - переменна и определяется по нижеприведенной ф-ле, где L берется в сантиметрах.

Представим ф-лу N_2 в удобном для подсчетов виде.

$$N_2 = 1 \cdot [1.46 \cdot 1.69^2 + 0.83 / (1 - \varepsilon) / 1.69 \cdot 1.2^{1.5}] \frac{266^3}{10^6} = 112.8 - 34.6 \cdot \varepsilon / \gamma \text{ л.с.}$$

Степень парциальности подсчитываем по ф-ле

$$\varepsilon = \frac{G \cdot U' \cdot T}{\pi D L \sin \alpha \cdot c_1} \text{ где } T = 1.15 - \text{принимаем.}$$

Удельный объем U' принимаем по состоянию пара по выходе из направляющего аппарата.

Подставим числовые величины получили:

$$\varepsilon = \frac{15 \cdot 1.5}{3.14 \cdot 1.69 \cdot 0.012 \cdot 0.208} \cdot \frac{U'}{c_1} = 1300 \frac{U'}{c_1}$$

Относительный внутренний коэффициент полезного действия определяется по формуле.

$$\eta_i = \eta_u - \frac{75 \cdot A \cdot N_2}{G \cdot H} = \eta_u - \frac{75 \cdot N_2}{427 \cdot 15 \cdot H} = \eta_u - 0.0117 \cdot \frac{N_2}{H}$$

Для определения уд. объемов U и U' для различных H задаемся $\eta_i = 73\%$. Эта величина вполне произвольная и взята для возможности приблизительно определить уд. веса пара при подсчете работы колеса.

для отыскания максимума последнего.

H	P	U	U'	γ	ϵ	L	Nz	C_i	u/c_i	η_u	η_i
mm/α	at	m^3/kg	m^3/kg	kg/m^3		mm	$л.с$	mt/sec		$\%$	$\%$
35	10	0,275	0,270	3,64	0,675	12	325	520	0,512	80,9	70
45	8,5	0,312	0,305	3,20	0,673	"	285,5	589	0,451	79,9	72,5
56	7	0,370	0,358	2,70	0,708	"	238	657	0,405	77,5	72,5
69	5,5	0,450	0,430	2,22	0,760	"	191,2	730	0,364	74,1	70,9

Подсчеты значений η_u и η_i для $u/c_i = 0,512, 0,451, 0,405, 0,364$.

$$\frac{u/c_i = 0,512}{\alpha_i = 12^\circ} \operatorname{tg} \beta_i = \frac{\sin \alpha_i}{\cos \alpha_i - u/c_i} = \frac{0,208}{0,978 - 0,512} = \frac{0,208}{0,466} = 0,446 \text{ см.}$$

пр. № 6) $\beta_i = \beta_2 = 24^\circ, \theta = 132^\circ, \psi = 84,1\%$.

$$\eta_u = 1,84 \cdot 1,841 \cdot 0,466 \cdot 0,512 = 0,809; \eta_i = 0,809 - 0,0117 \cdot \frac{325}{35} = 0,70$$

$$\frac{u/c_i = 0,451}{\alpha_i = 12^\circ} \operatorname{tg} \beta_i = \frac{0,208}{0,978 - 0,451} = \frac{0,208}{0,527} = 0,395$$

$\beta_i = \beta_2 = 21^\circ 30', \theta = 137^\circ, \psi = 82,5\%$.

$$\eta_u = 1,84 \cdot 1,825 \cdot 0,527 \cdot 0,451 = 0,799; \eta_i = 0,799 - 0,0117 \cdot \frac{285,5}{45} = 0,725$$

$$\frac{u/c_i = 0,405}{\alpha_i = 12^\circ} \operatorname{tg} \beta_i = \frac{0,208}{0,978 - 0,405} = \frac{0,208}{0,573} = 0,363, \beta_i = \beta_2 = 20^\circ,$$

$\theta = 140^\circ; \psi = 81,3\%$.

$$\eta_u = 1,84 \cdot 1,813 \cdot 0,573 \cdot 0,405 = 0,775; \eta_i = 0,775 - 0,0117 \cdot \frac{238}{56} = 0,725$$

$$\frac{u/c_i = 0,364}{\alpha_i = 12^\circ} \operatorname{tg} \beta_i = \frac{0,208}{0,978 - 0,364} = \frac{0,208}{0,614} = 0,339; \beta_i = \beta_2 = 18^\circ 45';$$

$\theta = 142^\circ 30'; \psi = 80,3\%$

$$\eta_u = 1,84 \cdot 1,803 \cdot 0,614 \cdot 0,364 = 0,741; \eta_i = 0,741 - 0,0117 \cdot \frac{191,2}{69} = 0,709$$

Построив кривые η_u, η_i и H в функции u/c_i / черт. 15/ находим $\eta_{i \max} = 72,5\%$ / расхождение с предполож. $\eta_i = 73\%$

невелико и вполне приемлемо / и соответствующие

$u/c_{i \max} = 0,425$ и $H_{\max} = 5 \text{ см.}$

Углы лопаток первого колеса.

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{0,208}{0,978 - 0,425} = 0,376 \quad \beta_i = \beta_2 = 20^\circ 40'$$

Степень парциальности.

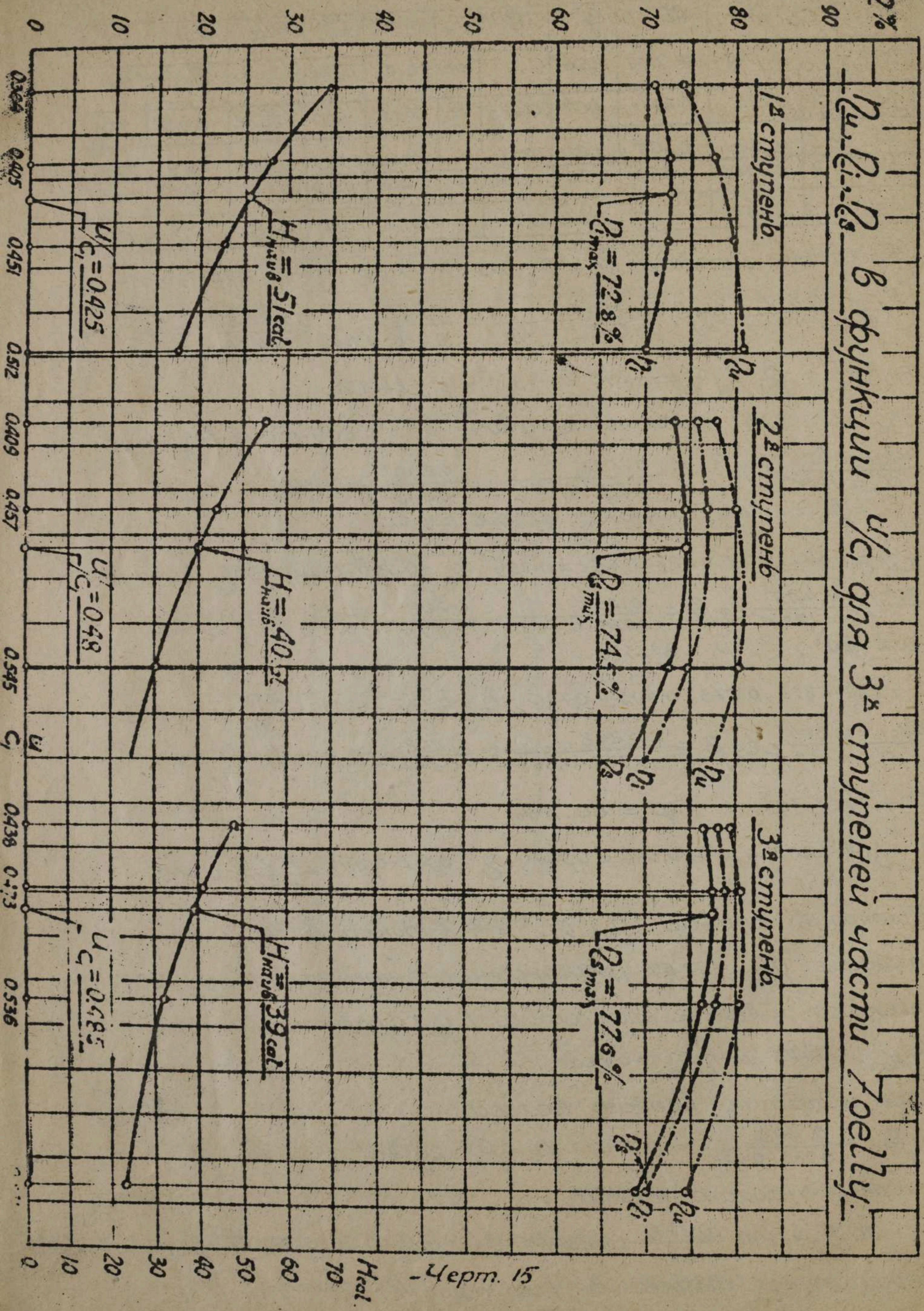
$$\epsilon = 1300 \frac{U'}{C_i} = 1300 \frac{0,328}{626} = 0,631 / U' \text{ по } US \alpha C_i = 0,96 \cdot 91,5 \sqrt{51} = 626 \frac{mt}{sec} /$$

Параметры точки В / см. черт. 14/

$$P = 7,5 \text{ ат. абс } t = 288^\circ$$

η_u, η_i, η_s в функции u/c для 3-х ступеней насоса Zoelly.

Черм. 15.



2-ая ступень.

Расчет второй ступени производим по тому же методу, что и первой, только здесь принимаем в учет потерю от перетекания пара через лабиринт и стало быть ищем уже максимум G_s .

Так как подвод пара происходит по всей окружности то $\epsilon = \text{const} = 1$, а длина лопатки переменна. Ф-ла трения соответственно несколько изменится:

$$N_z = K \cdot 1.46 \cdot D^2 / \frac{u}{100} / 3 \cdot \gamma = 78.3 \gamma.$$

Длину лопатки подсчитываем по ф-ле:

$$L = \frac{G \cdot \tau \cdot U'}{\pi \cdot D \cdot \epsilon \cdot \sin \alpha \cdot C_1} = \frac{15 \cdot 1.15}{3.14 \cdot 169 \cdot 1 \cdot 0.208} \cdot \frac{V'}{C_1} = 15.6 \frac{V'}{C_1}$$



Количество перетекającego пара определяется по ф-ле.

$$G_s = f \cdot \sqrt{\frac{2(P_H^2 - P_K^2)}{Z \cdot P_H \cdot U_H}}$$

Приняв диаметр втулки $d = 400 \text{ мм}$ зазор $S = 1 \text{ мм}$ и число лабиринтов $Z = 12$ получим $f = \pi d S = 3.14 \cdot 0.4 \cdot 0.001 = 0.00126 \text{ м}^2$

В отношении выбора числа лабиринтов никаких математических решений нет, вполне очевидно, что $Z = 1$ невыгодно из-за большего перетекания, $Z = 100$ - из-за чрезмерного удаления вала, след. приходится выбирать разумную середину. Мы принимаем $Z = 12$, но, конечно эта величина не является абсолютной, можно с успехом брать $Z = 5$ и $Z = 20$ или даже еще шире.

Начальное давление $P_H = 7.5 \text{ атм}$ $U_H = 0.335 \text{ м}^3/\text{кг}$ и

$$G_s = 0.0126 \sqrt{\frac{9.81}{12 \cdot 75000 \cdot 0.335}} \sqrt{75000^2 - P_K^2} = 0.0000072 \sqrt{57.1 \cdot 10^8 - P_K^2}$$

Необходимо отметить, что эта ф-ла применима до тех пор пока конечное давление $P_K > P_{кр}$ - критического, последнее определяется по ф-ле $P_{кр} = P_H \sqrt{\frac{0.85}{Z + 1.5}}$

что для нашего случая дает $P_{кр} = 7.5 \sqrt{\frac{0.85}{12 + 1.5}} = 1.715 \text{ атм}$.

К. П. Д. с учетом перетекания опред. по ф-ле.

$$\eta_s = \eta_i / 1 - \frac{G_s}{G}$$

Для нахождения U и U' принимаем $\eta_i = 75\%$ и $\psi^2 = 0.92$.

H	P	U	U'	V	E	L	Nz	C _i	u/c _i	η_u	η_i	η_s
19	5,5	0,452	0,448	2,221	1	18,3	173,3	383	0,695	68,3	57,6	56,2
30	4,5	0,530	0,518	1,885	"	16,8	147,5	480	0,545	80,4	74,7	72,6
44	3,5	0,650	0,627	1,540	"	16,8	120,5	582	0,457	80,0	76,8	74,4
55	2,8	0,790	0,765	1,251	"	18,3	98,0	651	0,409	77,8	75,7	73,2

Подсчеты $\eta_u \cdot \eta_i \cdot \eta_s$ для $u/c_i = 0,695; 0,545; 0,457; 0,409$

$$\frac{u/c_i = 0,695}{\alpha_i = 12^\circ} \tan \beta_i = \frac{0,208}{0,978 - 0,695} = \frac{0,208}{0,283} = 0,735$$

$$\beta_i = \beta_2 = 36^\circ 20'; \quad \theta = 107^\circ 20'; \quad \psi = 88,3\%$$

$$\eta_u = 1,84 \cdot 1,888 \cdot 0,283 \cdot 0,695 = 0,683; \quad \eta_i = 0,683 - 0,0117 \frac{173,3}{19} = 0,576$$

$$G_s = 0,0000072 \sqrt{57,1 \cdot 10^8 - 30,3 \cdot 10^8} = 0,373 \text{ кг/сек};$$

$$\eta_s = 0,576 / 1 - \frac{0,373}{15} = 0,562$$

$$\frac{u/c_i = 0,457}{\alpha_i = 12^\circ} \tan \beta_i = \frac{0,208}{0,978 - 0,457} = \frac{0,208}{0,521} = 0,40 \quad \beta_i = \beta_2 = 21^\circ 50';$$

$$\theta = 136^\circ 20'; \quad \psi = 82,7\%.$$

$$\eta_u = 1,84 \cdot 1,827 \cdot 0,521 \cdot 0,457 = 0,80; \quad \eta_i = 0,80 - 0,0117 \frac{120,5}{44} = 0,768$$

$$G_s = 0,0000072 \sqrt{57,1 \cdot 10^8 - 12,2 \cdot 10^8} = 0,482 \text{ кг/сек};$$

$$\eta_s = 0,768 / 1 - \frac{0,482}{15} = 0,744$$

$$\frac{u/c_i = 0,545}{\alpha_i = 12^\circ} \tan \beta_i = \frac{0,208}{0,978 - 0,545} = \frac{0,208}{0,433} = 0,480$$

$$\beta_i = \beta_2 = 25^\circ 40'; \quad \theta = 128^\circ 40'; \quad \psi = 85\%$$

$$\eta_u = 1,84 \cdot 1,85 \cdot 0,433 \cdot 0,545 = 0,804; \quad \eta_i = 0,804 - 0,0117 \frac{147,5}{30} = 0,747$$

$$G_s = 0,0000072 \sqrt{57,1 \cdot 10^8 - 20,25 \cdot 10^8} = 0,437 \text{ кг/сек.}$$

$$\eta_s = 0,747 / 1 - \frac{0,437}{15} = 0,726$$

$$\frac{u/c_i = 0,695}{\alpha_i = 12^\circ} \tan \beta_i = \frac{0,208}{0,978 - 0,695} = \frac{0,208}{0,283} = 0,735$$

$$\beta_i = \beta_2 = 36^\circ 20'; \quad \theta = 107^\circ 20'; \quad \psi = 88,8\%$$

$$\eta_u = 1,84 \cdot 1,888 \cdot 0,283 \cdot 0,695 = 0,683; \quad \eta_i = 0,683 - 0,0117 \frac{173,3}{19} = 0,576$$

$$G_s = 0,0000072 \sqrt{57,1 \cdot 10^8 - 30,3 \cdot 10^8} = 0,373 \text{ кг/сек.}$$

$$\zeta_s = 0,576 / 1 - \frac{0,373}{15} = 0,562$$

Построив кривые ζ_u , ζ_i , ζ_s и η в функции u/c ,
/черт. 15/ находим $\zeta_{s \max} = 74,5\%$; $\eta_{\max} = 40\%$ и $u/c_{\max} = 0,48$
Углы лопаток второго колеса.

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{0,208}{0,978 - 0,48} = \frac{0,208}{0,498} = 0,418 \quad \beta_1 = \beta_2 = 22^\circ 40'$$

Длина входной кромки лопатки.

$$L = 15,6 \frac{V'}{C_1} = 15,6 \frac{0,594}{555} = 0,0167 \text{ м} \quad L = 16,7 \text{ мм.}$$

Параметры точки С /черт. 14/

$$P = 3,75 \text{ атa} \quad t = 220^\circ \text{C.}$$

3-ая ступень.

Просчет 3-ей ступени вполне идентичен предше-
ствовавшему просчету с изменением только G_s

$$G_s = 0,00126 \sqrt{\frac{9,81}{12 \cdot 37500 \cdot 0,617}} \sqrt{14,06 \cdot 10^8 - p_K^2} = 0,0000738 \sqrt{14,06 \cdot 10^8 - p_K^2}$$

$$\text{Крит. давление в этом случае } P_{кр} = 3,75 \frac{0,85}{\sqrt{12+1,5}} = 0,867 \text{ атa.}$$

Для нахождения V и V' принимаем $\zeta_i = 76\%$ и $\varphi^2 = 0,92$.

#.	P	V	V'	φ	ε	L	Nz	C ₁	u/c ₁	ζ_u	ζ_i	ζ_s
23	2,4	0,910	0,883	1,10	1	32,7	86,1	421	0,641	74,5	70,1	69,1
32	2	1,06	1,01	0,943	"	31,8	73,8	496	0,536	80,5	77,8	76,5
41	1,6	1,26	1,20	0,797	"	33,3	62,1	562	0,473	80,6	78,8	77,5
48	1,4	1,37	1,32	0,736	"	33,3	57,1	608	0,438	79,4	78,0	76,5

Подсчеты ζ_u , ζ_i и ζ_s для $u/c_1 = 0,641$; 0,536 ; 0,473 ; 0,438

$$\frac{u/c_1 = 0,641}{\alpha_1 = 12^\circ} \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{0,208}{0,978 - 0,641} = \frac{0,208}{0,337} = 0,617;$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 31^\circ 40'; \quad \theta = 116^\circ 40'; \quad \psi = 87,3\%$$

$$\zeta_u = 1,84 \cdot 1,373 \cdot 0,13 \cdot 0,41 = 0,745; \quad \zeta_i = 0,745 - 0,0117 \frac{86,1}{23} = 0,701$$

$$G_s = 0,00000738 \sqrt{14,06 \cdot 10^8 - 5,76 \cdot 10^8} = 0,212 \text{ кг/сек.}$$

$$\zeta_s = 0,701 / 1 - \frac{0,212}{15} = 0,691$$

$$u/c_1 = 0,536$$

$$\alpha_1 = 12^\circ \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{0,208}{0,978 - 0,536} = \frac{0,208}{0,442} = 0,47 \quad \beta_1 = \beta_2 = 25^\circ_{10}'; \quad \theta = 129^\circ 40'; \quad \psi = 84,7\%$$

$$\zeta_u = 1,84 \cdot 1,847 \cdot 0,442 \cdot 0,536 = 0,805 \quad \zeta_i = 0,805 - 0,0117 \frac{73}{8} = 0,778$$

$$G_s = 0,00000738 \sqrt{14,06 \cdot 10^8 - 4,18} = 0,240 \text{ кг/сек.} \quad \zeta_s = 0,778 (1 - \frac{0,240}{15}) = 0,765$$

$$u/c_1 = 0,473$$

$$\alpha_1 = 12^\circ \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{0,208}{0,978 - 0,473} = \frac{0,208}{0,505} = 0,412$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 22^\circ 25'; \quad \theta = 135^\circ 10'; \quad \psi = 83.2\%$$

$$\eta_u = 1.84 \cdot 1.832 \cdot 0.505 \cdot 0.473 = 0.806; \quad \eta_i = 0.806 - 0.0117 \frac{62.1}{41} = 0.788$$

$$G_s = 0.00000738 \sqrt{14.06 \cdot 10^8 - 2.56 \cdot 10^8} = 0.250 \text{ кг/сек};$$

$$\eta_s = 0.788 / 1 - \frac{0.250}{15} = 0.715$$

$$\frac{u/c_1}{\alpha_1 = 12^\circ} \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{0.208}{0.978 - 0.438} = \frac{0.208}{0.540} = 0.385;$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 21^\circ; \quad \theta = 138^\circ; \quad \psi = 82.2\%$$

$$\eta_u = 1.84 \cdot 1.822 \cdot 0.438 \cdot 0.540 = 0.794; \quad \eta_i = 0.794 - 0.0117 \frac{57.1}{48} = 0.78$$

$$G_s = 0.00000738 \sqrt{14.06 \cdot 10^8 - 1.96 \cdot 10^8} = 0.256 \text{ кг/сек}.$$

$$\eta_s = 0.78 / 1 - \frac{0.256}{15} = 0.765$$

Построив кривые η_u , η_i , η_s и H в функции u/c_1 ,
/черт. 15/ находим $\eta_{s \max} = 77.6\%$; $H_{наиб} = 39 \text{ cal}$ и $u/c_{1 \max} = 0.485$

Углы лопаток третьего колеса:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{0.208}{0.978 - 0.485} = 0.422; \quad \beta_1 = \beta_2 = 22^\circ 50'$$

Длина входной кромки лопатки.

$$L = 15.6 \frac{V'}{C_1} = 15.6 \frac{1.16}{549} = 0.033 \text{ м} \quad L = 33 \text{ мм}.$$

Параметры точки D (черт. № 14)

$$P_z = 1.675 \text{ атa} \quad t = 155^\circ \text{C}$$

Полученная навязка в 0.025 атa или в перепаде около 1 cal вполне допустима и результаты расчета остаются в силе.

$$\text{Среднее } u/c_1; \quad u/c_{1 \text{ ср}} = \frac{0.425 + 0.485 + 0.48}{3} = 0.463 - \text{почти}$$

совпадает с положенным в основу расчета.

Адиабатический перепад $H = 125 \text{ cal}$, использованный перепад

$$H_{\text{ит}} = 97.1 \text{ cal}. \quad \text{Кэф. полезного действия всей части } \eta_{\text{оеллу}} = 77.7\%.$$

Пример 10.

Турбина Zoelly-Parsons $N = 12000$, $n = 3000 \text{ об/мин}$.

$$P = 17 \text{ атa} \quad t_{\text{пе}} = 370^\circ \text{C} \quad P_k = 0.04 \text{ атa} \quad \eta_i = 80\% \text{ /всей турб./} \quad \eta_m \eta_r = 94.5\%$$

1/ Просчитать две ступени Zoelly при $D_{1,2,3} = 1550 \text{ мм}$.

Перепад в третьей ступени принять равным перепаду

во второй 2/ Построить кривые потерь в ступенях в

функции u/c_1 .

Найти число лабиринтов поощью кривой Fanno

Расчет:

По JS, диаграмме определяем:

Адиабатический перепад для всей турбины $H_{zp} = 252 \text{ cal.}$

Расход пара в турбине.

$$G = \frac{860 \cdot N}{3600 \cdot H_{zp} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e} = \frac{860 \cdot 12000}{3600 \cdot 252 \cdot 0,8 \cdot 0,945} = 15 \text{ kg/sec.}$$

$$\text{Окружная скорость } U = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 1,55 \cdot 3000}{60} = 244 \text{ m/sec.}$$

Для определения наиболее выгоднейшего ψ , для каждой ступени, также как и в предыдущей задаче будем задаваться различными H , а стало быть ψ , и для каждого значения ψ , будем получать η_u , η_i и η_s кривые которых выявят свой максимум.

I-ая ступень.

Кэф. отдачи венца подсчитываем по ф-ле Банки.

$$\eta_u = 2\psi^2 / (1 + \psi) / \cos \alpha, \text{ - } \psi / \psi, \text{ где } \psi = 0,96 / \text{прини-}$$

маем ψ из кривой Вагнера / черт. 11/

Угол $\alpha_1 = 12^\circ$ примем постоянным для всех ступеней, $\beta_1 = \beta_2$; Потери на трение и вентиляцию учитываем по ф-ле Stodola:

$$N_t = K [1,46 \cdot D^2 + 0,83 / (1 - \epsilon) / D \cdot L^{1,5}] \frac{U^3}{10^6} \eta$$

$K = 1$ для перегретого пара. Длиной лопатки задаемся $L = 12 \text{ mm.}$

Подставив числовые величины в ф-лу получили:

$$N_t = 1 \cdot [1,46 \cdot 1,55^2 + 0,83 / (1 - \epsilon) / 1,55 \cdot 1,2^{1,5}] \frac{244^3}{10^6} = 172,3 - 24,5 \cdot \epsilon / \eta.$$

Степень парциальности определяем из ур-ия расхода.

$$\epsilon = \frac{G \cdot \tau \cdot V'}{\pi \cdot D \cdot L \cdot \sin \alpha \cdot C_1} = \frac{15 \cdot 1,15}{3,14 \cdot 1,55 \cdot 0,012 \cdot 0,208} \cdot \frac{V'}{C_1} = 1415 \frac{V'}{C_1}$$

Аналогично предыдущему примеру пользуясь JS диаграммой, для определения объемов V и V' задав предварительно $\eta_i = 73\%$, $\psi^2 = 0,92$ и полученные выражениями для N_t и ϵ .

по предыдущему прим. считаем по ф-ле $\eta_i = \eta_u - 0,017 \frac{N_t}{\eta_i}$

мы приходим к следующим результатам.

H	P	V	V'	γ	C ₁	ϵ	L	N ₂	η/c	η_u	η_i
m/с	kg/cm ²	mt ³ /kg	mt ³ /kg	kg/mt ³	mt/sec		mm	л.с.		%	%
23	12	0,235	0,230	4,25	420	0,776	12	239,1	0,581	79,3	67,2
35	10	0,275	0,270	3,64	520	0,735	"	207,3	0,470	80,4	73,5
45	8,5	0,312	0,305	3,20	589	0,734	"	181,8	0,414	78,4	73,6
56	7	0,370	0,358	2,70	657	0,887	"	114,8	0,371	75,0	72,6

На чертеже 16 построены кривые η_u и η_i ; из которых находим $\eta_{i\max} = 74\%$ и соответствующие $\eta/c_{\max} = 0,44$ и $H_{\max} = 40$ с.е.

Углы лопаток первого диска подсчитываем по ф-ле $\operatorname{tg} \beta = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \eta/c}$
 $\operatorname{tg} \beta = \frac{0,208}{0,978 - 0,440} = 0,387 \quad \beta_1 = \beta_2 = 21^\circ 10'$

Степень парциальности

$$\epsilon = 1415 \frac{V'}{C_1} = 1415 \frac{0,289}{555} = 0,733; \quad \frac{V'}{C_1} = 0,289 \text{ по JS} \quad C_1 = 0,96 \cdot 91,5 \sqrt{40} = 555 \text{ mt/sec.}$$

Параметры точки В /черт. 17/

$$P = 9 \text{ атм} \quad t = 304^\circ \text{C}$$

Из чертежа 17 видно что жка почти совпадает с точкой пересечения изобары 9 ат с предположительной прямой АВ, построенной по $\eta_i = 73\%$

Для построения кривых потерь в ступени, воспользуемся теми же значениями η/c , с которыми мы оперировали выше.

В первой ступени будут иметь место следующие потери:

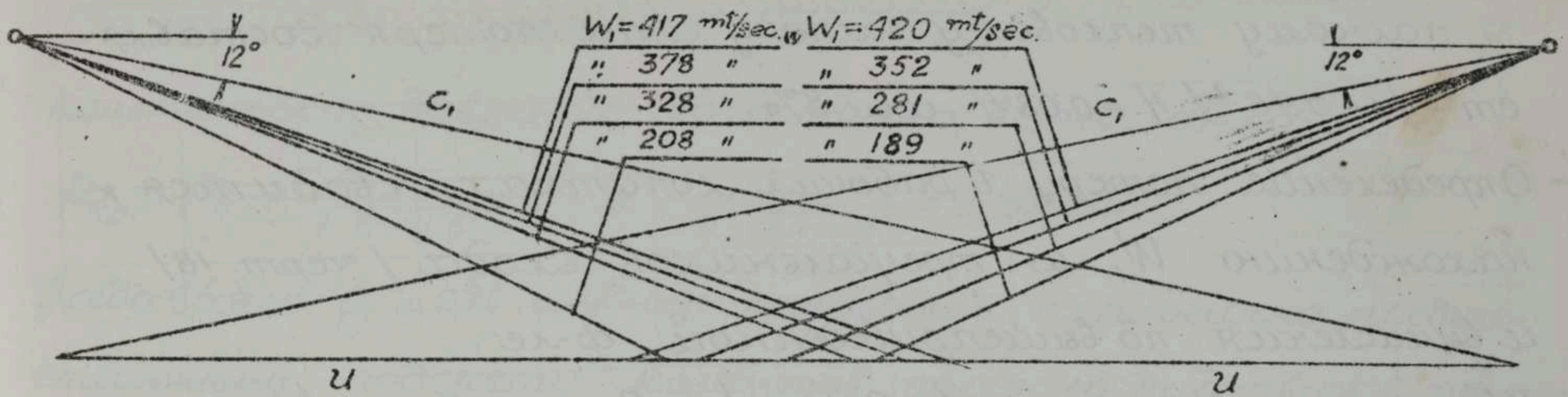
1. Потеря в сопле $= 1 - \varphi^2 / H$

2. " в рабочем венце . . . $= A \frac{W_1^2}{2g} / 1 - \varphi^2 /$

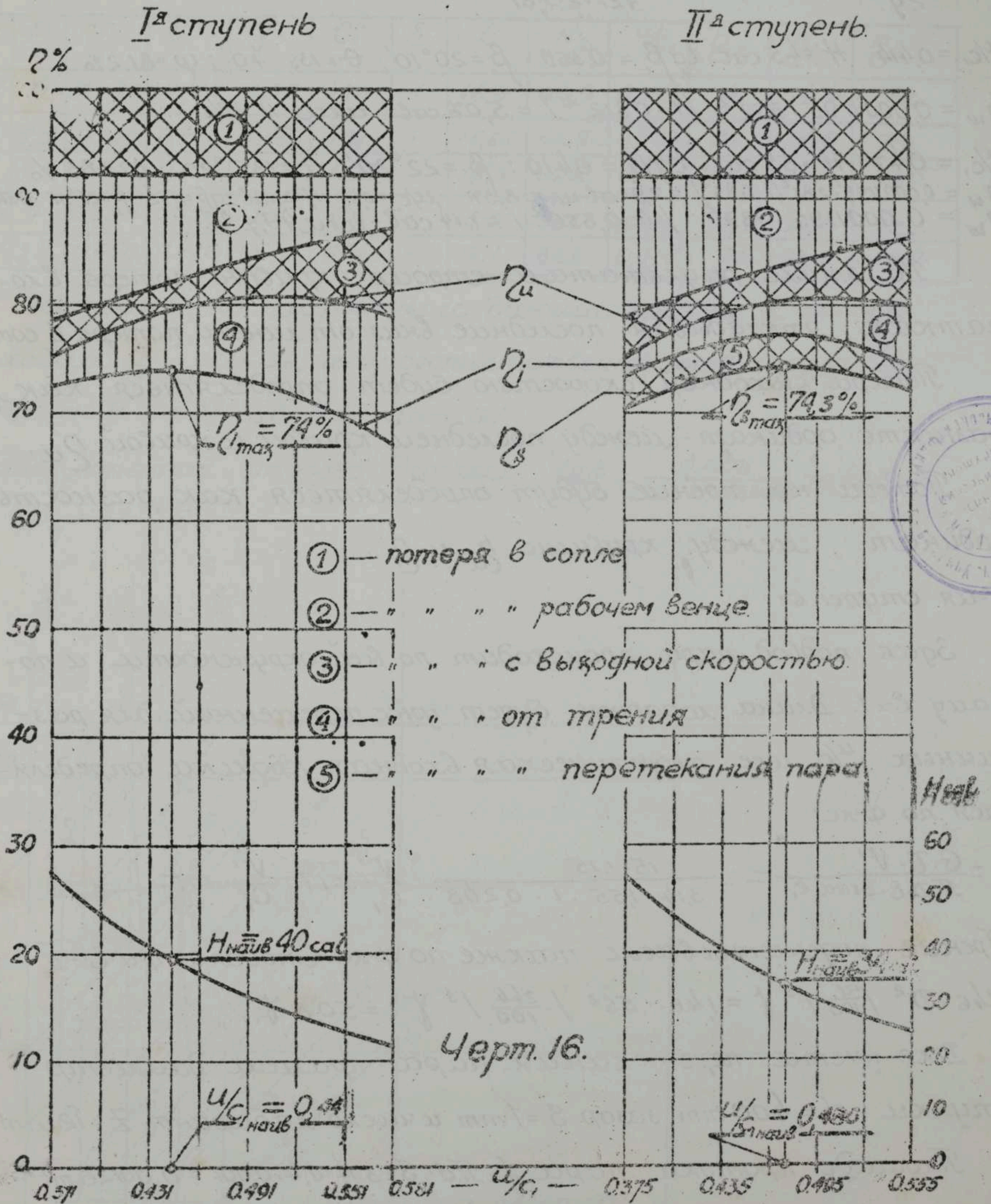
3. " с выходной скоростью . $= \frac{C_2^2}{2g}$

4. " от трения, уже учтенная выше $/ \eta_u - \eta_i /$.

Первая потеря не зависит от η/c , поскольку мы приняли коэф. φ постоянным и на диаграмме она изобразится прямой линией /черт. 16/. По отношению



Черт. 18.



к полному тепловому напору эта потеря составля-
ет - $1 - 0,96^2 / H = 0,08 H$ или 8%.

Определение потерь в рабочих лопатках сводится к
нахождению W_1 из треугольников входа / черт. 18/
и вычисления по вышеприведенной ф-ле.

$$\eta_{c1} = 0,371. H = 56 \text{ cal. } \operatorname{tg} \beta_1 = 0,341 \quad \beta_1 = 18^\circ 50' \quad \theta = 142^\circ 20' \quad \varphi = 80,6\%$$

$$h_w = \frac{A}{2g} W_1^2 / 1 - \varphi^2 = \frac{1}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} 420^2 / 1 - 0,806^2 = 38 \text{ cal или } 13,2\%$$

$$\eta_{c1} = 0,414 \quad H = 45 \text{ cal } \operatorname{tg} \beta_1 = 0,369 \quad \beta_1 = 20^\circ 10'; \quad \theta = 139^\circ 40'; \quad \varphi = 81,2\%$$

$$h_w = 0,0001195 \cdot 352^2 / 1 - 0,812^2 = 5,07 \text{ cal или } 11,2\%$$

$$\eta_{c1} = 0,47 \quad H = 35 \text{ cal } \operatorname{tg} \beta_1 = 0,410 \quad \beta_1 = 22^\circ 20' \quad \theta = 135^\circ 20'; \quad \varphi = 83\%$$

$$h_w = 0,0001195 \cdot 281^2 / 1 - 0,83^2 = 2,9 \text{ cal или } 8,3\% \quad \eta_{c1} = 0,58 \quad H = 23 \text{ cal } \operatorname{tg} \beta_1 = 0,52 \quad \beta_1 = 27^\circ 31' \quad \theta = 125^\circ$$

$$h_w = 0,0001195 \cdot 189^2 / 1 - 0,856^2 = 1,14 \text{ cal или } 4,9,7\%$$

По этим результатам строим кривую потерь в ло-
патках, откладывая последние вниз от линии потери в сопле.

Потери свиходной скоростью будет определяться как
разность ординат между последней кривой и кривой η_{c1} .

Потери на трение будут определяться как разность
ординат между кривыми η_{c1} и η_i .

2-ая ступень:

Здесь подвод пара происходит по всей окружности и по-
тому $\epsilon = 1$. Длина лопатки будет уже переменной для раз-
личных η_{c1} и ее теоретическая входная кромок определя-
ется по ф-ле:

$$L = \frac{G \cdot T \cdot V'}{\pi \cdot D \cdot \epsilon \cdot \sin \alpha \cdot C_1} = \frac{15 \cdot 1,15}{3,14 \cdot 1,55 \cdot 1 \cdot 0,208} \cdot \frac{V'}{C_1} = 17 \frac{V'}{C_1} \text{ mt.}$$

$$\text{Трение подсчитываем также по ф-ле Стодала при } \epsilon = 1 \\ = 1,46 \cdot D^2 / \frac{u}{100} / 3 \quad \gamma = 1,46 \cdot 1,55^2 / \frac{244}{100} / 3 \quad \gamma = 50,8 \quad \gamma.$$

Для учета перетекания пара примем диаметр
втулки $d = 400 \text{ mm}$, зазор $S = 1 \text{ mm}$ и число лабиринт. $Z = 12$ шт.

$$\text{Площадь протока пара } f = \pi \cdot d \cdot S = 3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,001 = 0,00126 \text{ mt}^2$$

Количество перетекающего пара.

$$Gs = f \sqrt{\frac{g}{Z \cdot R_H \cdot V_H}} \sqrt{p_H^2 - p_K^2} = 0,00126 \sqrt{\frac{9,81}{12 \cdot 90000 \cdot 0,298}}$$

$$\sqrt{81 \cdot 10^8 - p_k^2} = 0,00000695 \sqrt{81 \cdot 10^8 - p_k^2}$$

Критическое давление до которого верна ф-ла.

$$p_{кр.} = p_H \frac{0,85}{\sqrt{Z+1,5}} = 9 \frac{0,85}{\sqrt{12+1,5}} = 2,08 \text{ атм}$$

Задаваясь $\eta = 0,74$ и $\varphi = 0,96$ производим, аналогично предшествующему, подсчету коэф-тов полезного действия в функции η/c_1 . В результате приходим к следующим величинам.

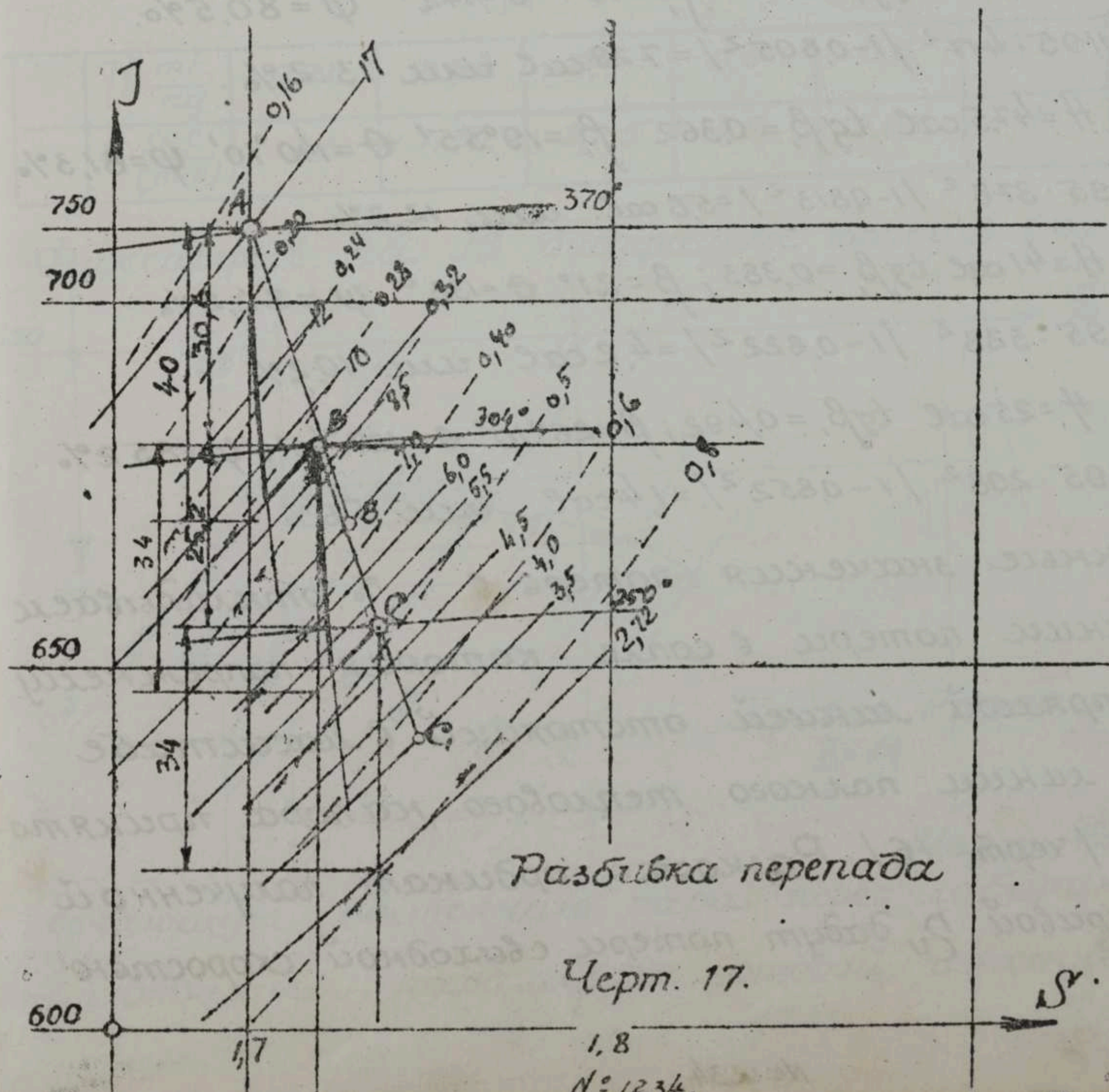
H.	P	V	V'	V	C ₁	E	L	N ₂	η/c_1	η_u	η_i	η_g
25	6	0,420	0,414	2,38	440	1	16,0	120,9	0,555	80	74,4	72
30	5,5	0,450	0,443	2,22	481	"	15,65	112,8	0,507	81	76,6	74
41	4,5	0,525	0,506	1,90	562	"	15,3	96,5	0,434	79,2	76,4	73,5
47,5	4	0,580	0,556	1,80	605	"	15,6	91,5	0,403	77,3	75,1	72,3
55	3,5	0,650	0,618	1,62	651	"	16,1	82,3	0,375	75	73,3	70,4

Построив по полученным данным кривые K-ов п.д.

находим $\eta_{\max} = 74,3\%$, чему соответственно отвечают $\eta/c_1 = 0,486$ и $H = 34 \text{ сат / сс. черт. 16/}$.

Углы лопаток второго диска. $\tan \beta = \frac{0,208}{0,978 - 0,486} = 0,423$

$\beta_1 = \beta_2 = 22^\circ 55'$.



Длина входной кромки лопатки.

$$L = 17 \frac{V'}{C_1} = 17 \frac{0,47}{512} = 0,0156 \text{ м} \quad L = 15,6 \text{ мм.}$$

$$[V' = 0,47 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ из JS а } C_1 = 0,96 \cdot 91,5 \sqrt{34} = 512 \text{ м}^3/\text{сек.}]$$

Параметры точки C / черт. 17/

$$P = 5,1 \text{ атм} \quad t = 250^\circ \text{C}$$

Точка C совпадает / черт. 17/ с точкой пересечения изобары 5,1 ат с прямой BC, что подтверждает правильность предварительной оценки $\eta_i = 74\%$.

Построение кривых потерь ведем идентично, построения таковых же для первой ступени.

Строим треугольники входа для $\eta_{c1} = 0,555; 0,434; 0,403; 0,375$. Чтобы не затемнять чертеж они начерчены повернутыми на 180° относительно вертикальной оси лежащей в плоскости бумаги. Из этих треугольников находим для данных η_{c1} свои W , и по известной уже ф-ле для потери в рабочем венце определяем последние.

$$\eta_{c1} = 0,375 \quad H = 55 \text{ cal} \quad \operatorname{tg} \beta_1 = 0,345 \quad \beta_1 = 19^\circ \quad \theta = 142^\circ \quad \psi = 80,5\%.$$

$$h_w = 0,0001195 \cdot 417^2 / 1 - 0,805^2 = 7,29 \text{ cal или } 13,2\%.$$

$$\eta_{c1} = 0,403 \quad H = 47,5 \text{ cal} \quad \operatorname{tg} \beta_1 = 0,362 \quad \beta_1 = 19^\circ 55' \quad \theta = 140^\circ 10' \quad \psi = 81,3\%$$

$$h_w = 0,0001195 \cdot 378^2 / 1 - 0,813^2 = 5,8 \text{ cal или } 12,2\%$$

$$\eta_{c1} = 0,434 \quad H = 41 \text{ cal} \quad \operatorname{tg} \beta_1 = 0,385; \quad \beta_1 = 21^\circ \quad \theta = 138^\circ \quad \psi = 82,2\%$$

$$h_w = 0,0001195 \cdot 328^2 / 1 - 0,822^2 = 4,2 \text{ cal или } 10,2\%$$

$$\eta_{c1} = 0,555 \quad H = 25 \text{ cal} \quad \operatorname{tg} \beta_1 = 0,492; \quad \beta_1 = 26^\circ 10' \quad \theta = 127^\circ 40'; \quad \psi = 85,2\%$$

$$h_w = 0,0001195 \cdot 208^2 / 1 - 0,852^2 = 1,4 \text{ cal или } 5,6\%$$

Полученные значения потерь в % откладываем вниз от линии потери в сопле, которая попрежнему остается прямой линией отстоящей в масштабе на 8% от линии полного теплового напора принятого за 100% / черт. 16/ Разность ординат полученной кривой и кривой η_u дадут потери с выходной скоростью.

Разности ординат кривых η_u и η_i дадут потери от трения.
 " " " η_i и η_s " " от перетекания.

Таким образом для каждого значения $\frac{1}{4}$, мы будем иметь на диаграмме свой баланс.

Построение кривой Фалло.

Имеем уравнение расхода $G_S V = \int W$, где $G_S = \text{const}$ для данного распада давлений 9 атм и 5,1 атм и равно:

$G_3 = 0,00000695 \sqrt{81 \cdot 10^8 - 26,01 \cdot 10^8} = 0,515 \text{ кг/сек.}$ Площадь зазора f также постоянна $u = 0,00126 \text{ м}^2$.

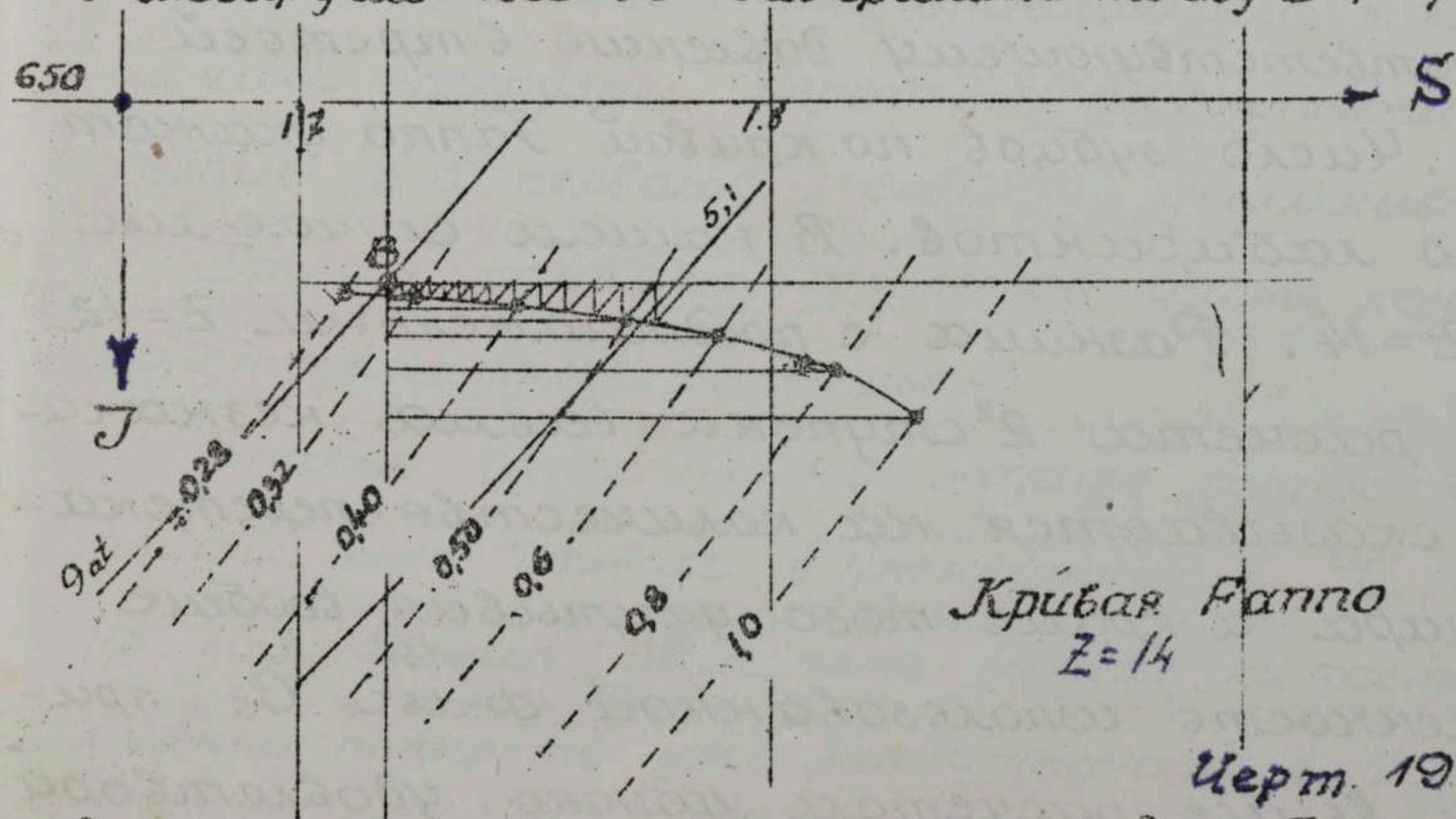
С другой стороны мы имеем ур-ние $\frac{W^2}{2g} A = h$,
сопоставляя с первым выражением получили $\frac{G_s^2 V^2}{f^2} = \frac{2gh}{A}$
или $h = \left(\frac{G_s}{f} \right)^2 \frac{A}{2g} \cdot V^2 = \alpha V^2$, где

$$\alpha = \sqrt{\frac{G_s}{f}} \sqrt{\frac{A}{2g}} \sqrt{\frac{0,515}{0,00126}} \sqrt{\frac{1}{427 \cdot 2 \cdot 9,81}} = 14 \frac{\text{kg}^2 \text{ cal}}{\text{mt}^3}$$

Таким образом задаваясь значениями h мы будем по последнему уравнению получать определенные значения V и наоборот. В данном случае мы задаемся V и получ.

$\sqrt{\frac{mt}{kg}}$	0,28	0,32	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	
$h \frac{cae}{(mm)}$	1,1	1,43	2,25	3,5	5,05	9	14	

Фиксируем на JS диаграмме точку В /черт. 19/, от-



вещающую состоящую пара перед лабиринтовым
уплотнением, параметры которой известны, $P = 9 \text{ атм}$

и $t = 304^\circ\text{C}$, и приводим через нее координатные оси теплосодержаний и энтропий.

Откладываем от нее вниз по оси теплосодержаний отрезки h из концов которых ведем параллели оси энтропий или что тоже линии постоянных T до пересечения с соответствующими изомерами.

Соединяя полученные точки плавкой кривой мы получим т.н. кривую Фанно. При проходе через первый зазор пар адиабатически расширяется и мы ведем от точки В адиабату вниз до пересечения с кривой Фанно, отвечающей заданному расходу. Так как процесс перетекания пара через лабиринт является процессом сжатия, то он в конечном итоге идет по линии постоянного теплосодержания и мы должны возвратиться из полученной точки на кривой Фанно по изобаре, ибо давление в камере за зазором постоянно, до пересечения с нашей осью абсцисс, линией постоянного теплосодержания соответствующей точке В. Те же рассуждения применим к второму, третьему и т.д. зазору и потому процесс построения повторяется до тех пор пока мы не придем к давлению в $5,1 \text{ атм}$ соответствующему давлению в третьей ступени. Число зубцов по кривой Фанно укажет нам число лабиринтов. В нашем случае мы имеем $Z = 14$. Разница с предположенным $Z = 12$ в начале расчета 2^й ступени весьма незначительно сказывается на количестве перетекающего пара и кроме того учитывая вообще приближенность использованной ф-лы G_3 приведенным выше расчетом можно удовлетвориться.

III-ая ступень.

Перепад в третьей ступени берем равным перепаду во второй т.е. $H_3 = 34 \text{ cal}$.

Давление за Zoelly $P_z = 2.72 \text{ ata}$.

Вес расчет проведен для 1"/с. наивыгодн. и в конце получено давление 2.72 ata . Но т.к. кривые η очень пологие, то без заметного изменения η можно брать меньшие значения "/с. , а следовательно большие перепады.

Так для нашего случая при $D = 1.55 \text{ mt}$ в первой ступени можно взять $\text{"/с.} = 0.4$, что даст уменьшение η на 0.3% , цифра лежащая вообще вне пределов точности расчета, но одновременно увеличится адиабатич. перепад $40 / \frac{0.44}{0.4} / ^2 = 48.5 \text{ cal/kg}$.

Во второй ступени без большого ущерба так же можно взять $H_{II} \approx 40 \text{ cal/kg}$ / потеря в $\eta \sim 0.4\% /$.

Таким образом в трех ступенях получим суммарный перепад $= 128 \text{ cal/kg}$, а по основной адиабате $\sim \frac{128}{1+6} \approx 122 \text{ cal/kg}$ и давление за частью Zoelly около 1.7 ata .

Уменьшение "/с. , по сравнению с 1"/с. /наиб. выгодно и в эксплуатационном отношении т.к. при уменьшении нагрузки перепады по ступеням уменьшаются /кроме и.б. первого/ и след. "/с. , увеличивается.

Другая разбивка перепадов даст, конечно, другие конструктивные размеры.

Вполне естественно задать вопрос: а почему не пойти еще дальше с уменьшением "/с. , а следовательно еще больше увеличить перепад на часть Zoelly, но конечно потерять уже значительный в η_{Zoelly} . Ответ на этот вопрос учитывая работу части Parsons'a, которая следует за Zoelly.

Действительно увеличивая перепад на ч. Zoelly мы ухудшаем ее работу $|Dz = \text{Const}|$, но за то часть Parsons'a будет работать лучше, т.к. такая работа с более низкого давления получим длинней лопатки и след. меньшее протекание, /см. главу о Parsons'e /
Но при чрезмерном увеличении перепада на ч. Zoelly мы можем так испортить работу, что часть Parsons'a уже не сумеет поднять его.

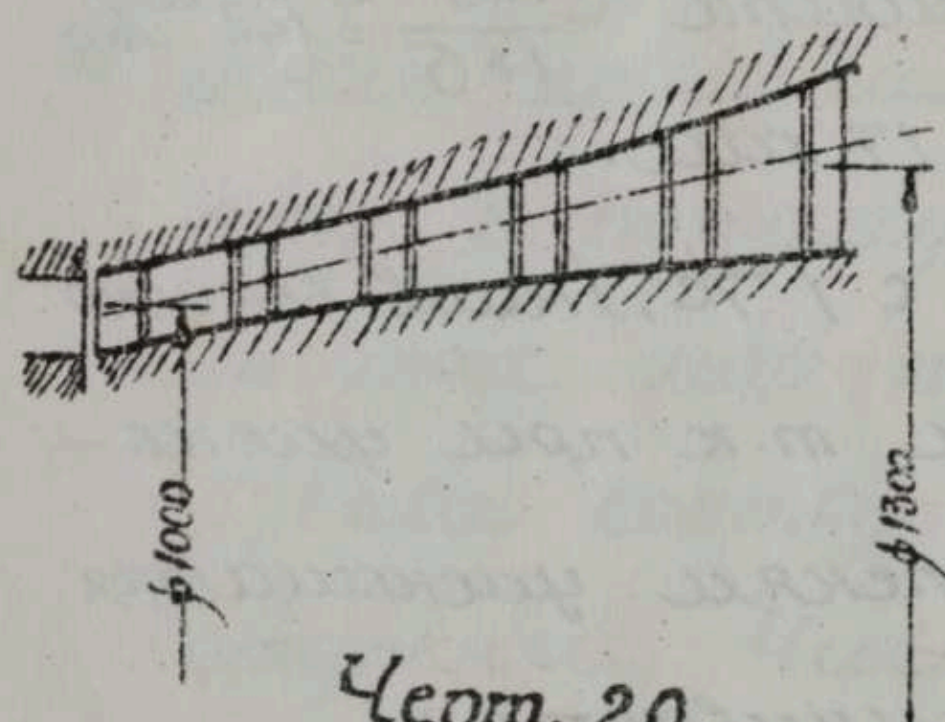
Потом же относительно уменьшения перепада на ч. Zoelly, но только обратно. Здесь мы коснулись вопроса о расчете комбинированных турбин, когда оценивать надо одновременно обе части и часть Zoelly и часть Parsons'a.

Пример № 11.

Турбина Zoelly с расходом $G = 7 \text{ кг/сек}$ при $n = 3000 \text{ об/мин}$.
Шесть ступеней. Диаметр меняется по закону прямой линии $D_1 = 1000 \text{ мм}$, $D_6 = 1300 \text{ мм}$, $P_1 = 5 \text{ атм}$, $t_1 = 200^\circ \text{С}$, $\alpha = \text{Const}$.

$$\beta_1 = \beta_2.$$

$P_2 = ?$ Найти разбивку перепадов. Протекания не учитывать.



Черт. 20.
I-ая ступень.

Расчет.

Окружная скорость $u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \cdot 1 \cdot 3000}{60} = 157 \text{ м/сек}$.

Кэф. отдачи венца подсчитываем по ф-ле Банки.

$$\eta_u = 2\varphi^2 / (1 + \psi) / \cos \alpha, \text{ где } \varphi = 0.96 \text{ /прикидываем /}$$

ψ из кривой Вагнера /черт. 11/ Угол α , примем $= 12^\circ$

Потери на трение и вентиляцию учитываем по ф-ле Stodola $N_z = K [1.46 \cdot D^2 + 0.83 / (1 - \varepsilon) / D L^{1.5}] \frac{u^3}{10^6} \text{ л.с.}$

считая $K = 1$ и $\varepsilon = 1$ получим.

$$N_7 = 1,46 \cdot D^2 \cdot \frac{u^3}{10^6} \cdot \gamma = 1,46 \cdot 1^2 \cdot \frac{157^3}{10^6} = 5,65 \gamma$$

Теорет. длину лопатки определяем из ур-ня расхода.

$$L = \frac{G \tau V'}{\pi \cdot D \cdot \epsilon \cdot \sin \alpha, c,} \quad \text{при } \tau = 1,15 \quad \epsilon = 1 \quad \text{и } \alpha_1 = 12^\circ \text{ получим}$$

$$L = \frac{7 \cdot 1,15}{3,14 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,208} \cdot \frac{V'}{c,} = 12,3 \frac{V'}{c,}$$

Внутренний К. п. д.

$$\eta_i = \eta_u - \frac{75 \cdot A \cdot N_7}{G \cdot H} = \eta_u - \frac{75 \cdot N_7}{4,27 \cdot 7 \cdot H} = \eta_u - 0,0251 \frac{N_7}{H}.$$

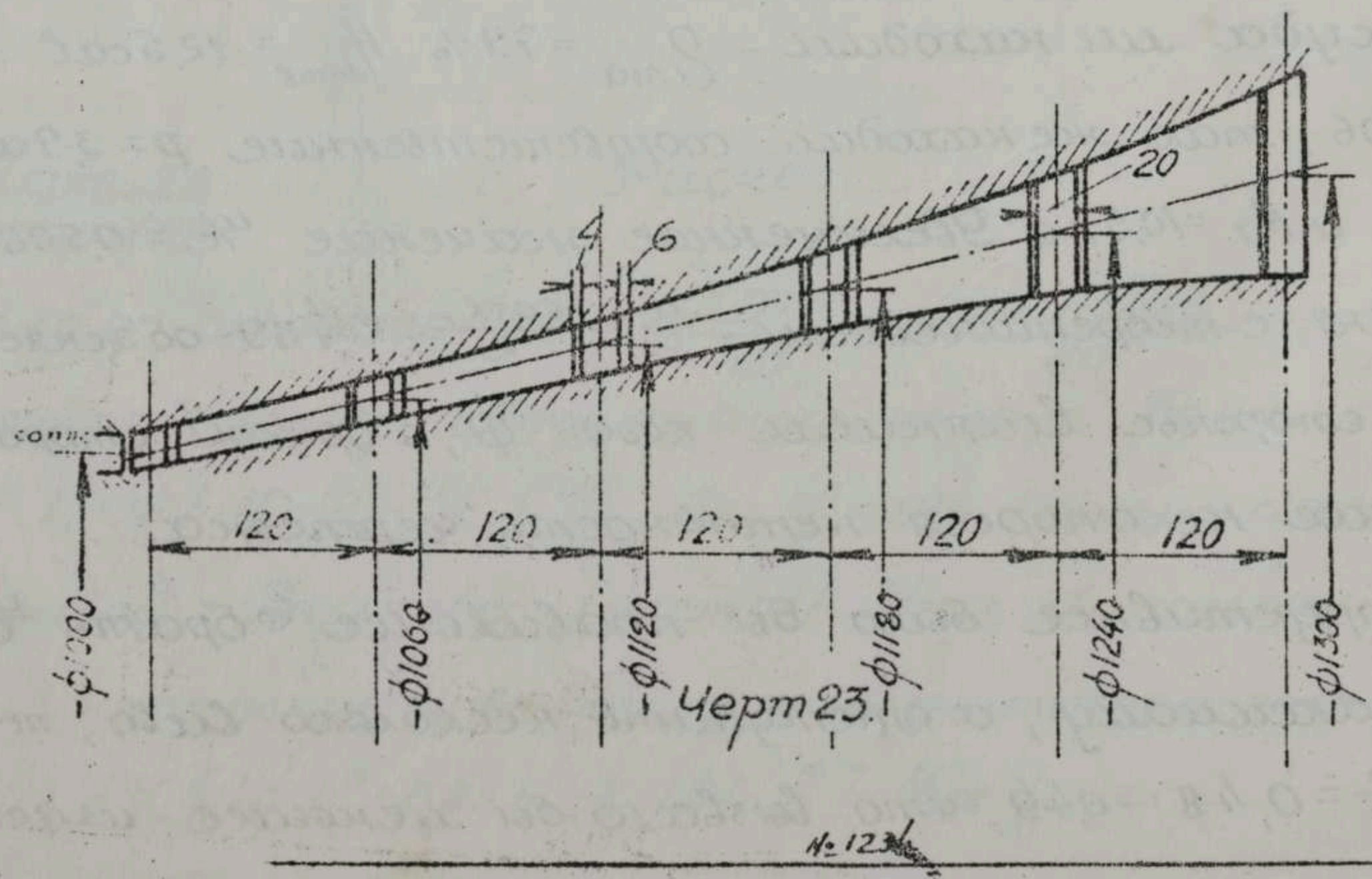
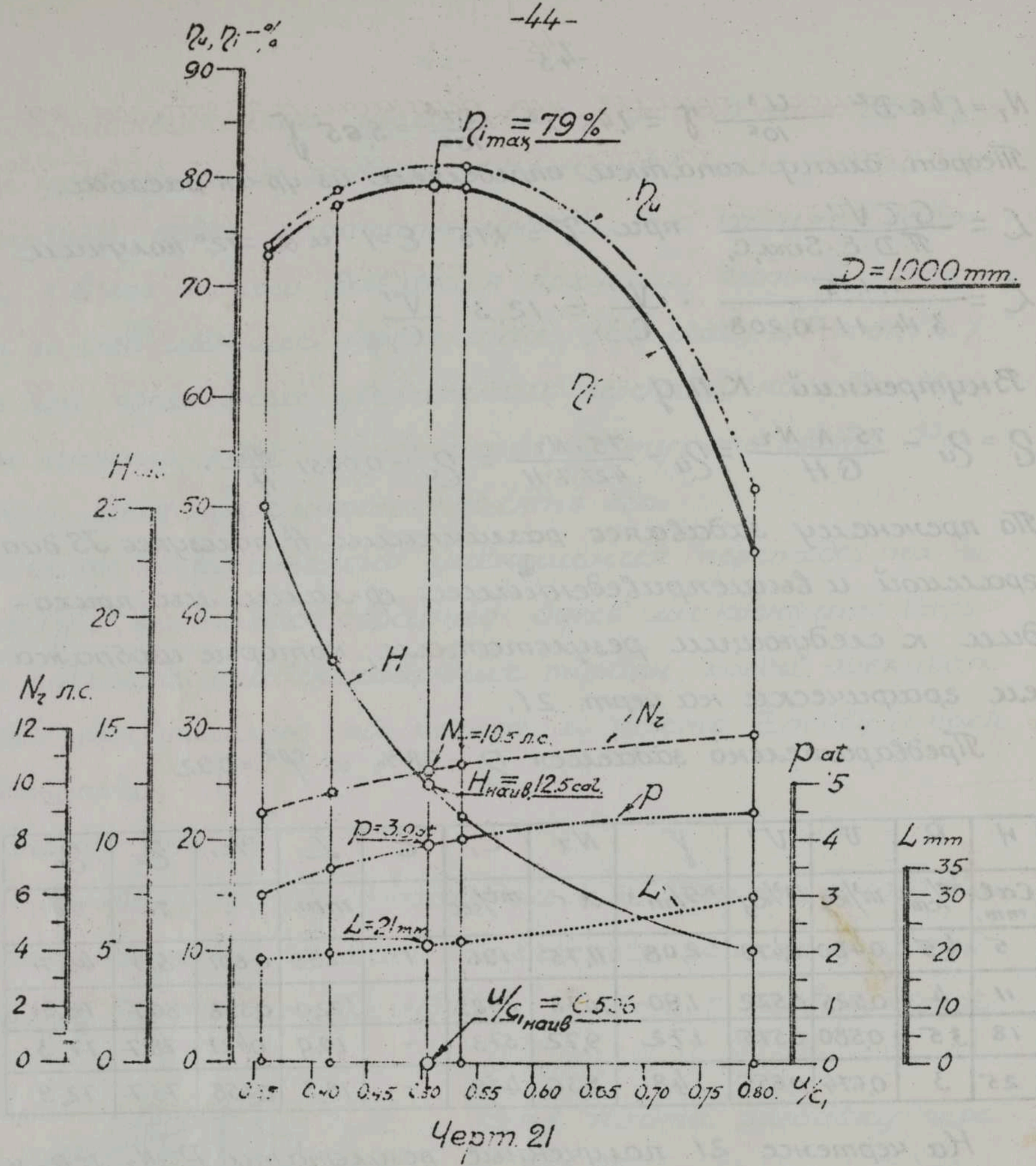
Попрежнему задаваясь различными H , пользуясь JS диаграммой и вышеприведенными ф-лами мы приходим к следующим результатам, которые изображаем графически на черт. 21.

Предварительно задаемся $\eta_i = 78\%$ и $\varphi^2 = 0,92$

H	P	v	v'	γ	N_7	C_1	ϵ	L	u/c_1	η_u	η_i
см	кг/см^2	$\text{м}^3/\text{кг}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	кг/м^3	л.с.	$\text{м}^2/\text{сек}$		мм		$\%$	$\%$
5	4,5	0,480	0,479	2,08	11,75	196	1	29,9	0,801	51,1	45,7
11	4	0,525	0,522	1,90	10,73	292	"	22,0	0,538	80,7	78,3
18	3,5	0,580	0,575	1,72	9,72	373	"	19,0	0,421	78,7	77,3
25	3	0,674	0,655	1,48	8,36	439	"	18,3	0,358	73,7	72,9

На чертеже 21 полученные результаты P , N_7 , L , η_u и η_i для заданных H представлены графически в функции u/c_1 , откуда мы находим - $\eta_{i \max} = 79\%$ $H_{\max} = 12,5 \text{ см}$ и $u/c_{1 \max} = 0,506$, так же находим соответственные $p = 3,9 \text{ атм}$, $L = 21 \text{ мм}$ и $N_7 = 10,5 \text{ л.с.}$ Увеличенное значение $u/c_1 = 0,506$ по сравнению с теоретическим $\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} = 0,489$ объясняется с одной стороны влиянием коэф. ψ , с другой стороны возможна некоторая неточность чертежа.

Конструктивнее было бы правильнее брать $\frac{u}{c_1}$, не по максимуму, а отступить несколько влево, т-е взять $\frac{u}{c_1} = 0,48 - 0,49$, что вызвало бы меньшее изменение расхода пара по нагрузке.



В нашем примере мы ограничимся этими замечаниями и проведем дальнейший расчет по $\frac{u}{c_1} = 0,506$

Для нахождения перепадов в остальных ступенях примем $\frac{u}{c_1}$ первой ступени постоянным для всех ступеней, если бы полученное $\frac{u}{c_1}$ первой ступени сильно отличалось от $\frac{\cos \alpha_1}{2}$ /например $\frac{u}{c_1} \approx 0,3$ /, то надо было бы взять для всех ступеней среднее значение из $\frac{u}{c_1}$, для первой и последней ступени т.е. $\frac{(\frac{u}{c_1})_1 + (\frac{u}{c_1})_6}{2}$, тогда, тогда перепады в остальных ступенях будут находиться в функции диаметров дисков по следующей

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad c_1 = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{H} \quad \text{и} \quad \frac{u}{c_1} = \frac{\pi D n}{60 \cdot \varphi \cdot 91,5 \sqrt{H}} = \text{const}$$

$$\text{откуда} \quad \frac{D_1}{\sqrt{H_1}} = \frac{D_2}{\sqrt{H_2}} = \frac{D_3}{\sqrt{H_3}} = \dots \dots \dots \frac{D_6}{\sqrt{H_6}} \quad \text{или}$$

$$\frac{D_1^2}{H_1} = \frac{D_2^2}{H_2} = \frac{D_3^2}{H_3} = \dots \dots \dots \frac{D_6^2}{H_6} \quad \text{или}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}; \quad \frac{H_1}{H_3} = \frac{D_1^2}{D_3^2} \quad \text{и т.д. т.е. перепады в}$$

ступенях относятся друг к другу как квадраты соответственных диаметров дисков.

Пользуясь этим соотношением мы и определяем перепады в остальных пяти ступенях.

$$H_2 = \left| \frac{D_2}{D_1} \right|^2 H_1 = \left| \frac{1,06}{1} \right|^2 12,5 = 14 \text{ cal}; \quad H_3 = \left| \frac{D_3}{D_1} \right|^2 H_1 = \left| \frac{1,12}{1} \right|^2 12,5 = 15,7 \text{ cal}$$

$$H_4 = \left| \frac{D_4}{D_1} \right|^2 H_1 = \left| \frac{1,18}{1} \right|^2 \cdot 12,5 = 17,4 \text{ cal}$$

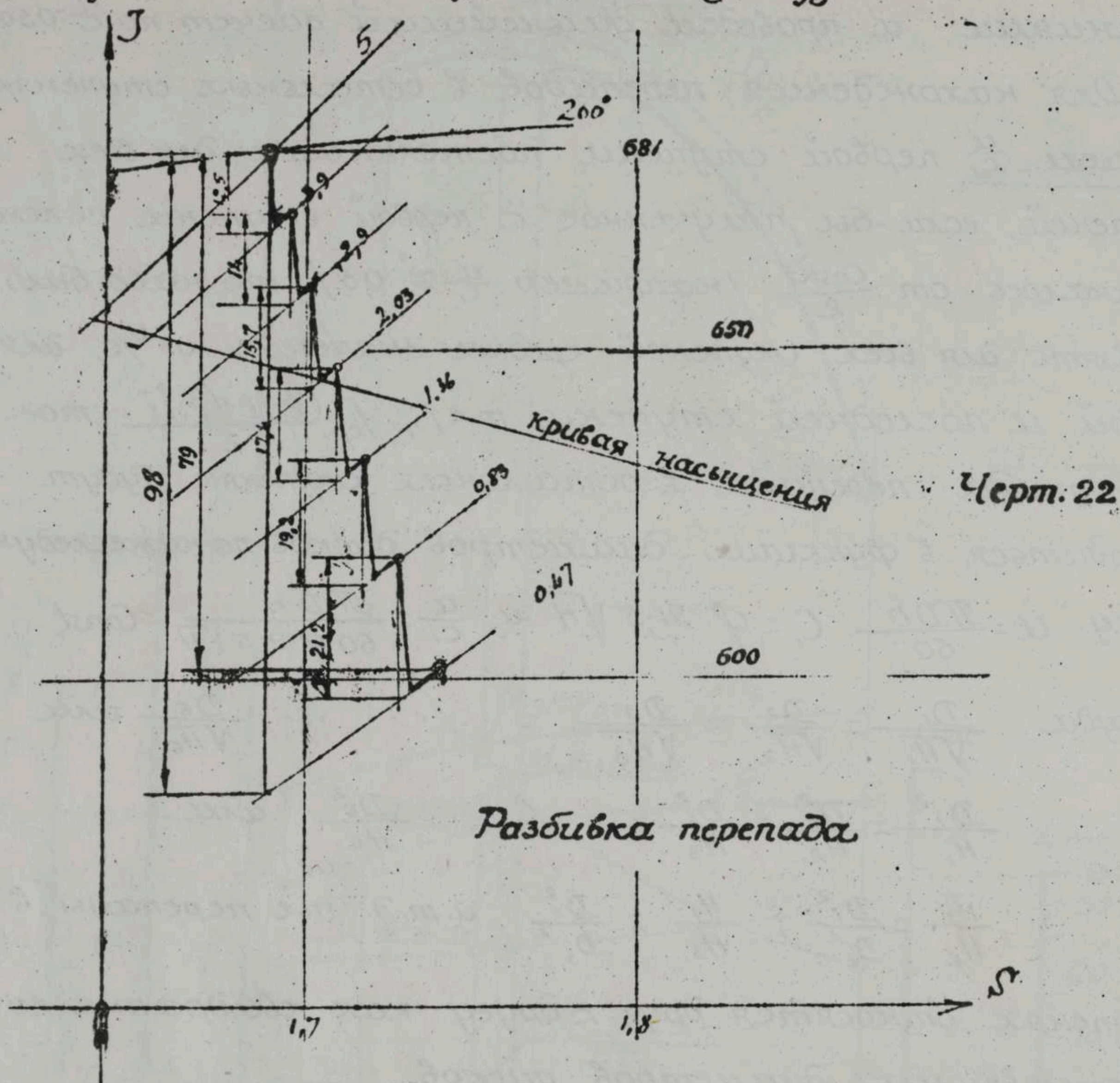
$$H_5 = \left| \frac{D_5}{D_1} \right|^2 H_1 = \left| \frac{1,24}{1} \right|^2 12,5 = 19,2 \text{ cal}$$

$$H_6 = \left| \frac{D_6}{D_1} \right|^2 H_1 = \left| \frac{1,3}{1} \right|^2 12,5 = 21,2 \text{ cal.}$$

Пользуясь полученными перепадами строим процесс в JS диаграмме приняв $\eta_i = 79\%$ в каждой ступени /герт. №22/.

Из диаграммы процесса получаем, конечное давление $P_2 = 0,47 \text{ ата}$, полный адиабатический перепад $H = 98 \text{ cal}$, используемый перепад $H_{исп} = 79 \text{ cal}$,

отсюда полный К. п. д. Zoelly $\eta_i = \frac{79}{98} = 0.806$



Для наметки профиля определяем выходные кромки направляющих аппаратов, пользуясь $J-S$ диаграммой и ф-лой $L = 12,3 \frac{V'}{C_i}$

H_{cal}	12,5	14	15,7	17,4	19,2	21,2
C_i м/сек	311	329	348	366	385	405
P_{ata}	3,9	2,9	2,03	1,36	0,83	0,47
$V' \text{ м}^3/\text{кг}$	0,531	0,678	0,912	1,27	1,97	3,31
L м/м	21	25,3	32,2	42,7	62,9	100,5

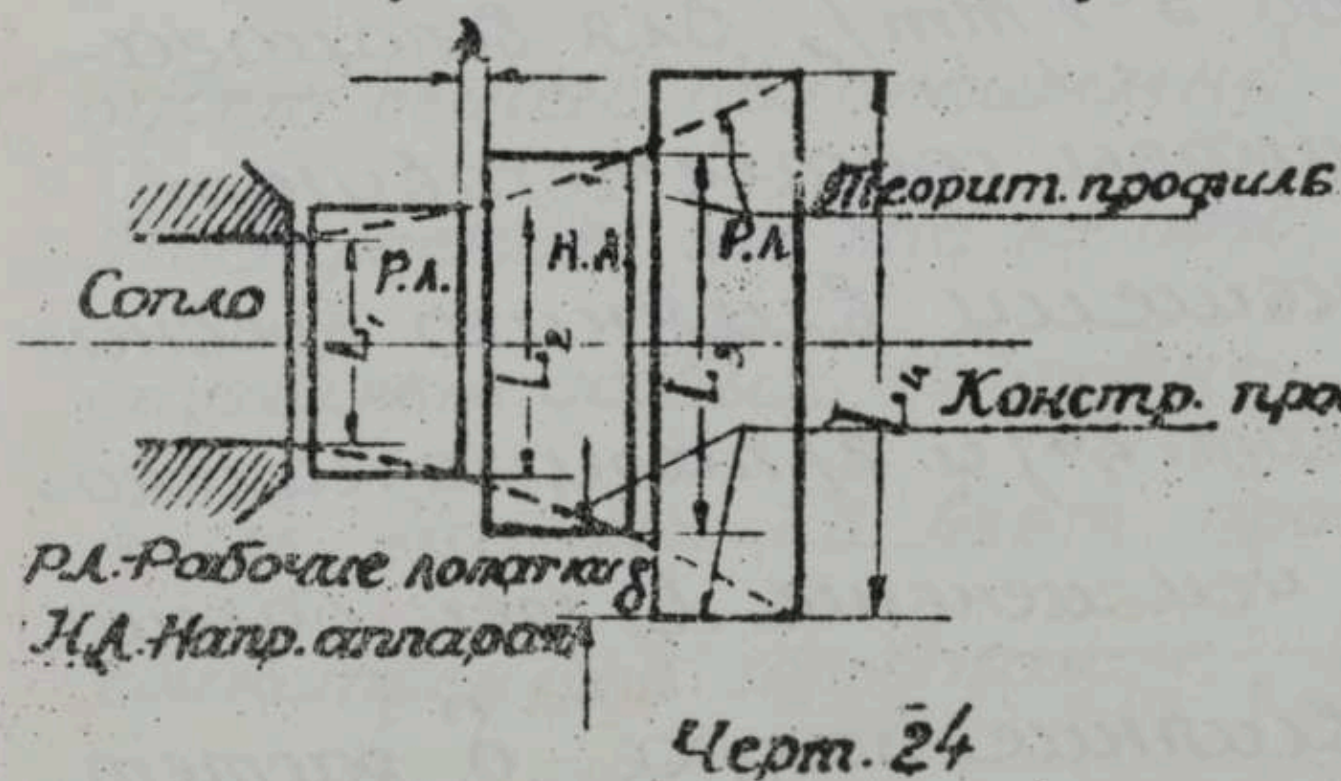
Примем расстоянием между дисками = 120 мм,
ширину лопатки = 20 мм, зазор перед рабочей лопаткой = 4 мм, за рабоч. лопаткой = 6 мм.

На основании этих данных и полученных L строим прищербный теоретический меридиальный профиль /черт. №23/.

Расчет колеса Curtis'a.

В литературе имеется три способа расчета Curtis'a: 1/ задаются соотношения между углами β_1 и β_2 , α_2 и α_1' , β_1' и β_2' и т.д. /Все дальнейшие обозначения см. у Stodola "Die Dampf und Gasturbinen" или А. Радциг, "Курс паровых турбин" / 2/ придерживаются углы β_2 , α_1' , β_2' постоянными /Wagner/ независимо от изменения окружной скорости u . и 3/ задаются профилем облопачивания.

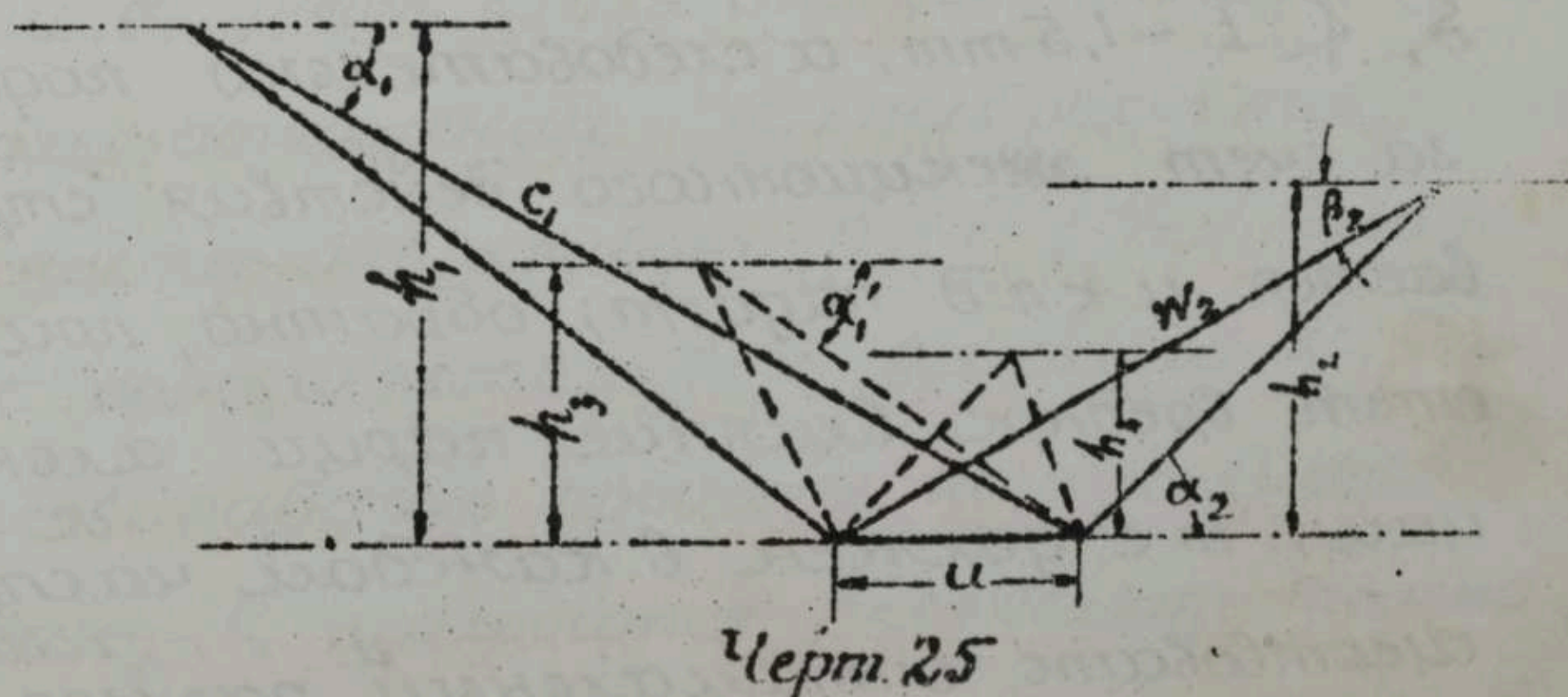
Строят участок кривой зависимости к.п.д. на окружности колеса от окружной скорости $\eta_u = f(u) = F(u/c)$ /или от отношения u/c /, вносят поправку на трение, и из ряда вариантов выбирают наиболее благоприятный. Обычно эта работа выполняется графически и результат имеет в виде скоростных треугольников. По ним находят длины кромок лопаток, т.е. выявляют меридиальный профиль колеса и вычерчивают лопатку. Определение меридиального профиля просто сделать по скоростным треугольникам по формуле.



$$\frac{L_1 h_1}{V_1} = \frac{L_2 h_2}{V_2} = \frac{L_3 h_3}{V_3} = \text{Const} \dots$$

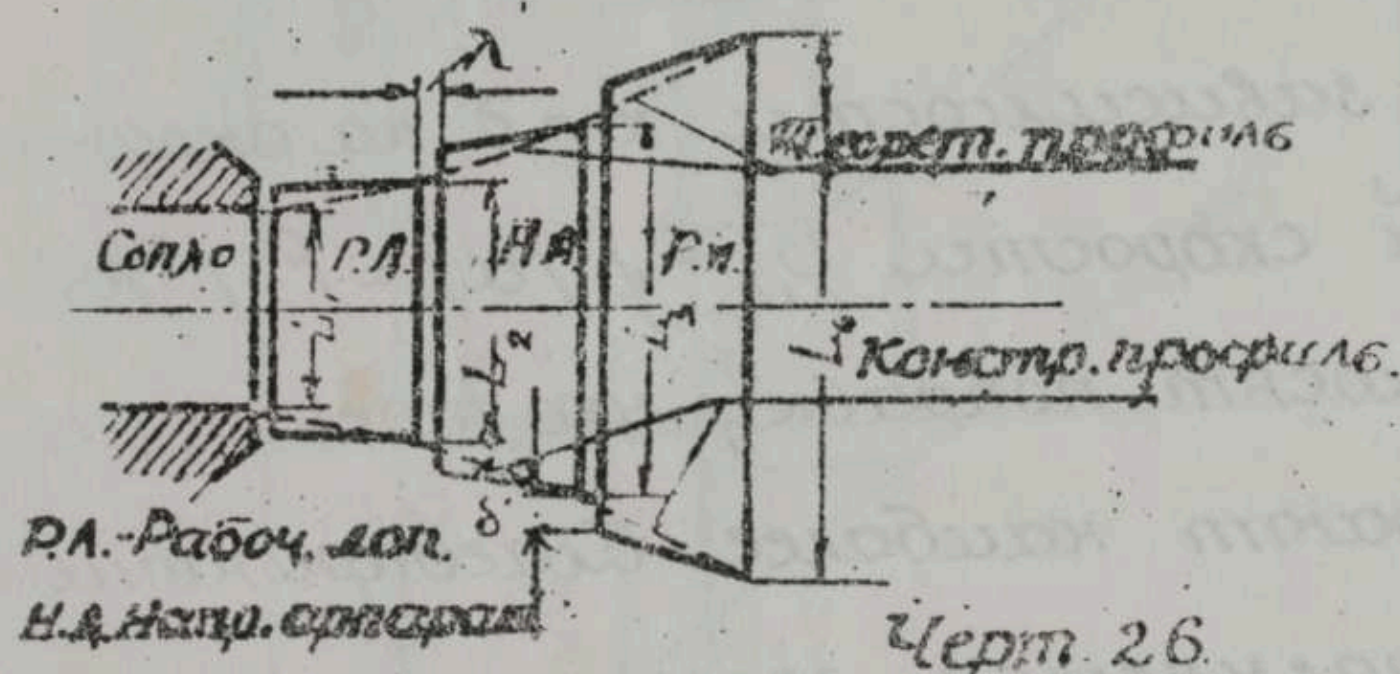
Где L_1, L_2, L_3 - длины выходных кромок лопаток /черт. 24/, h_1, h_2, h_3 - высоты скоростных треугольников /черт. 25/

V_1, V_2, V_3 - удельные объемы пара $\text{м}^3/\text{кг}$ в соответствующих местах, т.е. V_1 относится к



L , и h , и т.д.: находят по TS диаграмме.

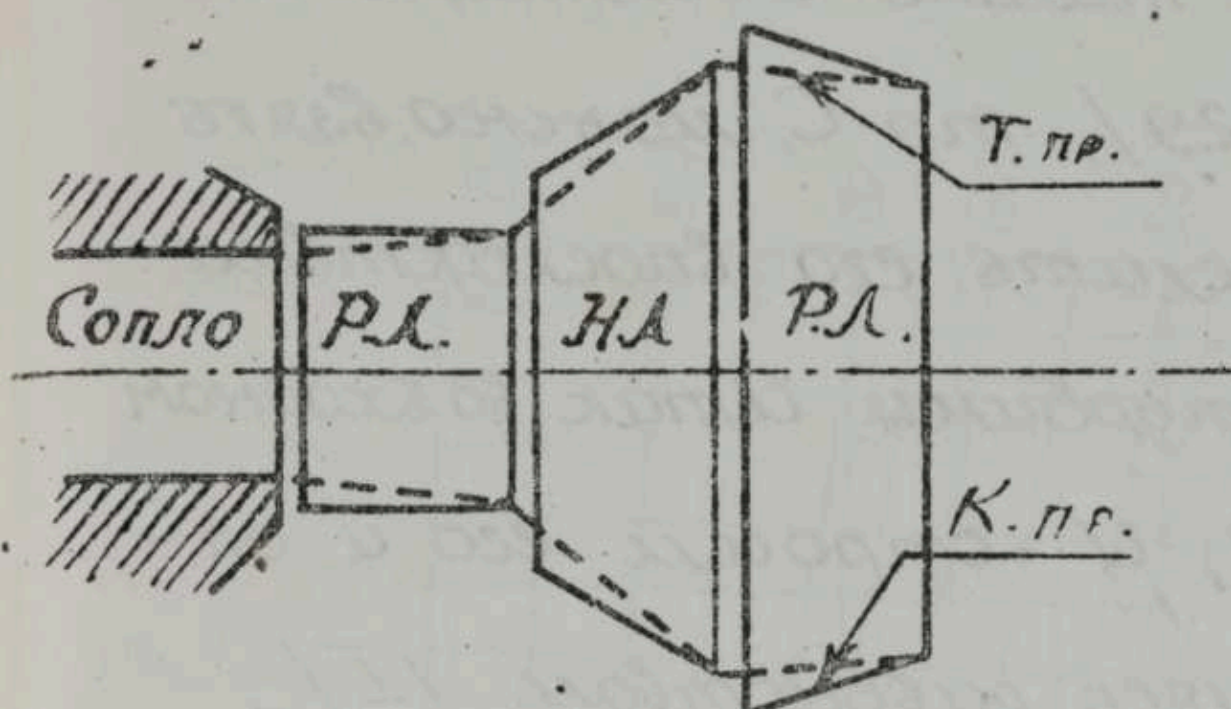
Ф-ла $/I/$ выводится из уравнения расхода в предположении постоянной парциальности во всех ступенях скорости и одинаковой степени сужения /из-за конечной толщины кромок лопаток/. Из теоретического меридиального профиля конструктивный получим, введя зазоры $\lambda_{1,2,3}$ и $\delta_{1,2,3}$, как показано сплошными линиями /черт. 24 и 26/;



/черт. 26/ дает тип облопачивания с равными /по длине/ входными и выходными кромками. Таким образом теоретический и конструктивный

профиль имеют одинаковые выходные и разные входные кромки. Размер L , соответствующий радиальный высоте сопла, в конструктивном выполнении, выбирают для главных турбин 15-25 мм /для фрезованных сопел до 5-7 мм/, для вспомогательных - 10-15. Эти цифры соответствуют приблизительно наименьшему влиянию вредных факторов: 1/ зазора δ , (черт. 24) и 2/ парциальности ϵ . Действительно, чем меньше L , тем больше ϵ , но зато относительное влияние зазора δ растет, так как из-за условий сборки абсолютная величина δ , $\leq I - 1.5$ мм, а следовательно подсос мертвого пара за счет эжекционного действия струи пара увеличивается и к.п.д падает; обратно, при увеличении L , растет вредное влияние парциальности ϵ вентилиции; т.е. должен в каждом частном случае существовать оптимальный размер L . Взяв L , имея h ,

находим $Const$ в ф-ле 11/, взяв U , по TS диаграмме.

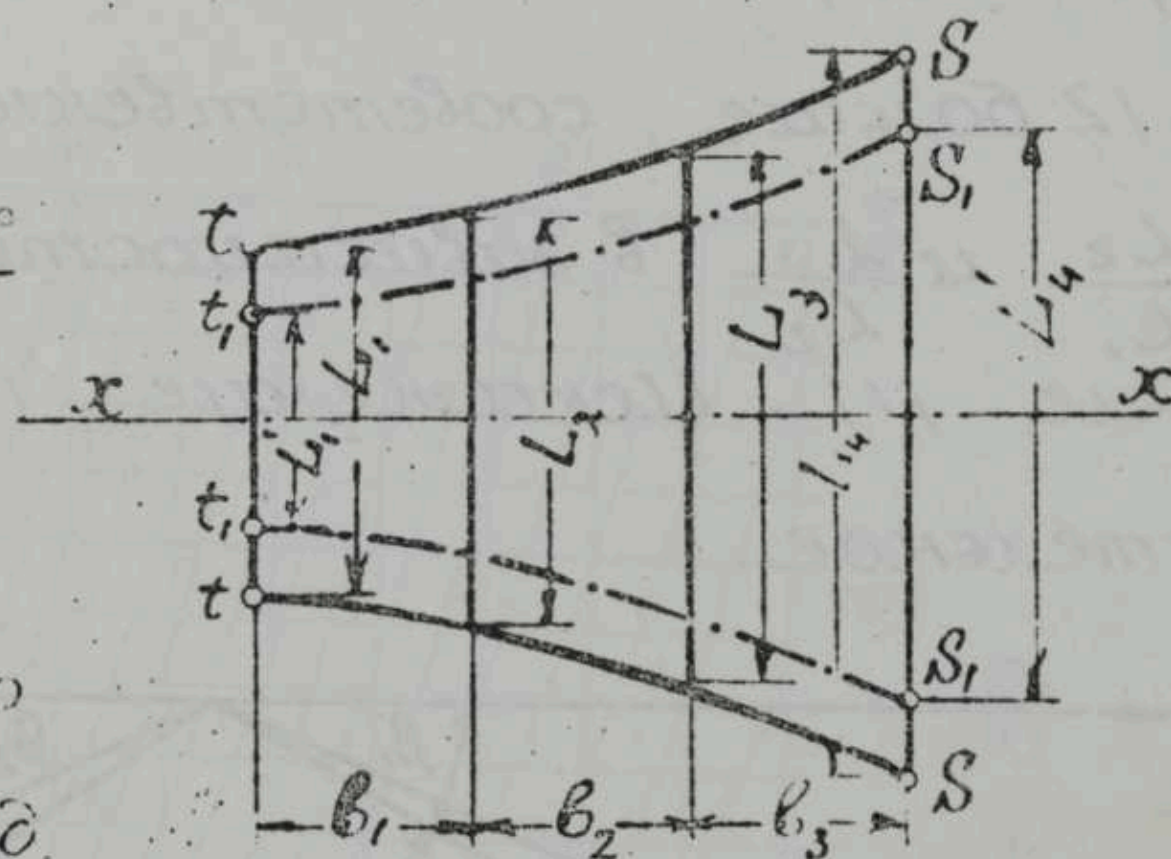


Черт. 27

Два первых из вышеприведенных способа неудобны тем, что при слишком смелом выборе углов можно получить конструктивно-невыполнимый меридиальный

профиль, наприм., профиль / черт. № 27/, если он и даст по просчету хороший к.п.д. ни один конструктор не решится его выполнить т.к. ясно, что значения скоростных коэф-фициентов ψ , которые имеются, не годятся для такого профиля, где течение пара будет сильно вихревым. Естественная поэтому мысль задаваться не углами, а самим профилем.

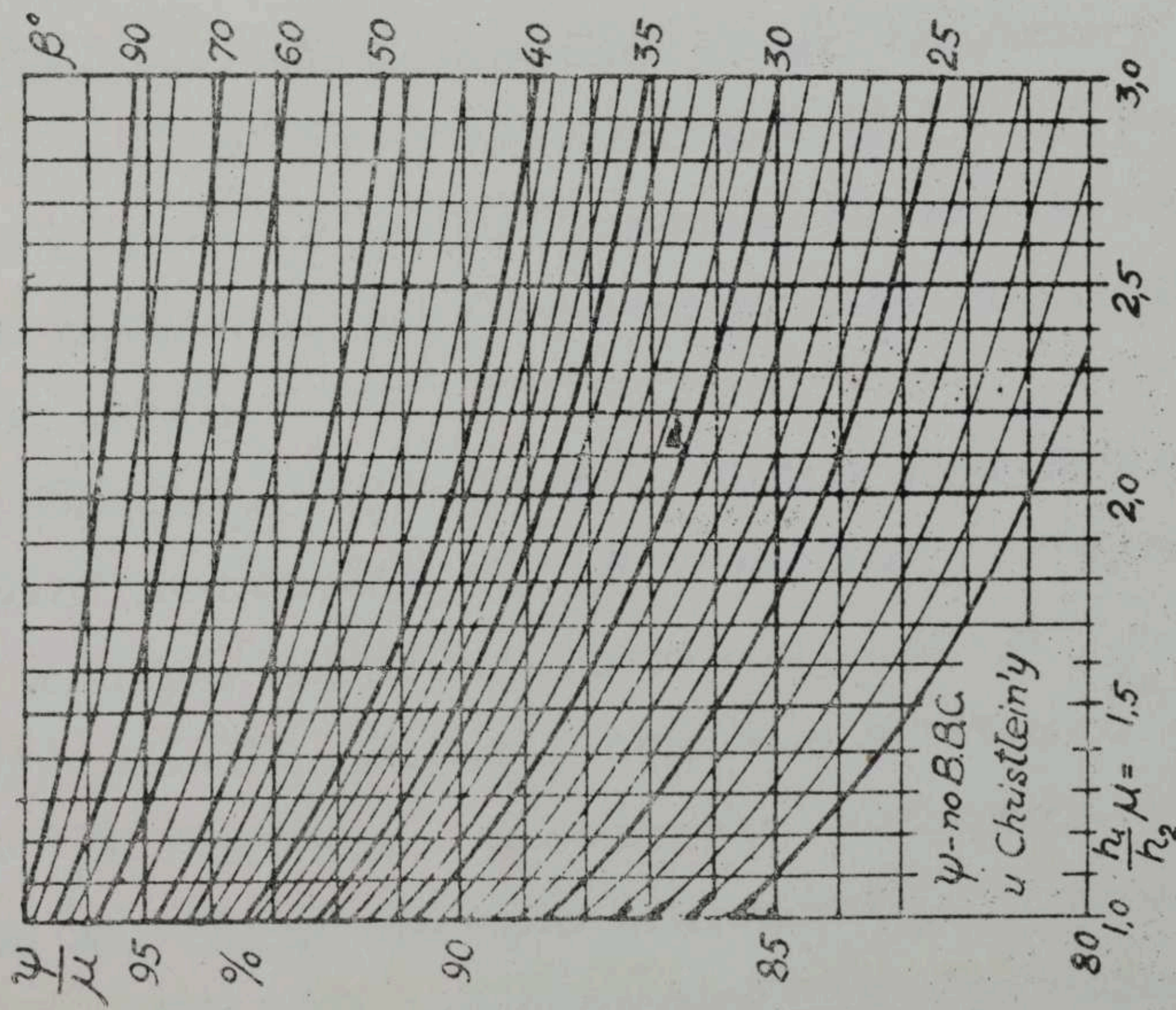
Если мы сможем построить скоростные треугольники, взяв какой либо профиль, то вопрос будет решен положительно. Построение же это не представляет особых затрудне-



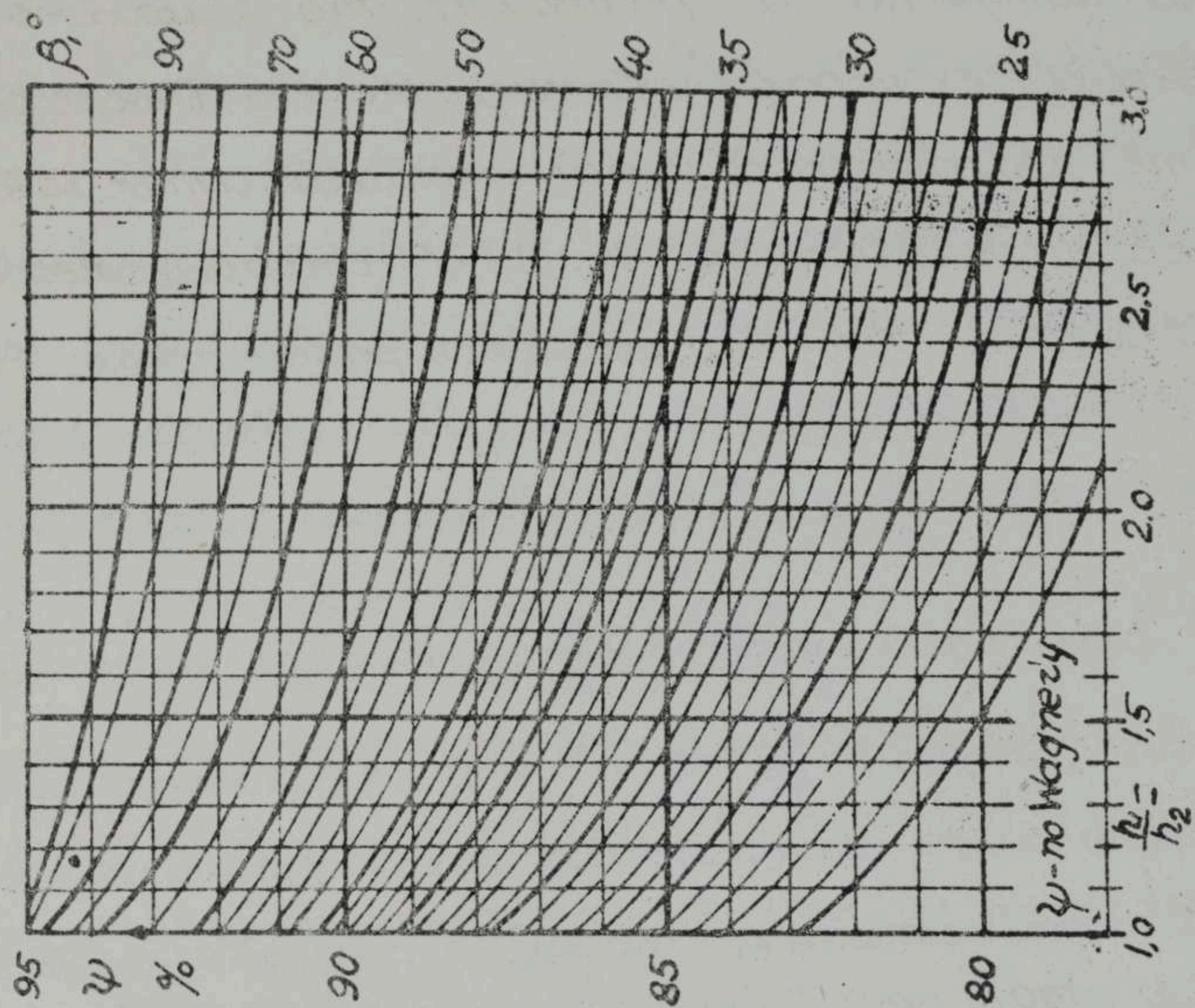
Черт. 28

ний. На черт. 28 взят произвольный профиль, причем единственное требование, предъявленное к нему, было - плавность очертания.

Задаемся углом α , /черт. 29/ и строим треугольник входа при выбранном отношении η_c , /цель расчета остается та же: построить кривую $\eta_c = f / \eta_c /$. Этот треугольник вполне определяется, т.к. величина C , получается из пределов рабочего процесса нашего Curtis'a. Абсолютную величину C , приходится определять только



Черт. 30.



Черт. 32.

50a

с горизонталью ab . Кривая xu есть геометрическое место концов векторов в зависимости от угла β_2 / кривая $W_2 = \phi / \beta_2$ в полярных координатах /. Подставив дополнительное требование, чтобы угол β_2 был меньше 90° , получим единственное решение: точку K . Конечно, постройка треугольника была бы очень кропотлива, если бы каждый раз строили хотя бы участок кривой xu , но это неудобство можно обойти след. образом: величины β_1 , β_2 и $\frac{h_1}{h_2}$ связаны следующими уравнениями

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{\sin \beta_1}{\psi \sin \beta_2} \text{ и } \psi = F / \beta_1 + \beta_2 / \dots / 2 /$$

но т.к. функция $\psi = F / \beta_1 + \beta_2 /$ дана графически, то аналитическое разрешение этих уравнений невозможно. Но очень удобно решить этот вопрос графически, построением соответствующей номограммы.

Соединяя два вышеуказанных уравнения в одно имеем:

$$\frac{h_1}{h_2} = f / \beta_1 \psi / \text{ или } \psi = \phi / \frac{h_1}{h_2} \beta_1 /$$

где символы $f /$ и $\phi /$ представляют неизвестного вида функции, но графически эти функции определяются легко.

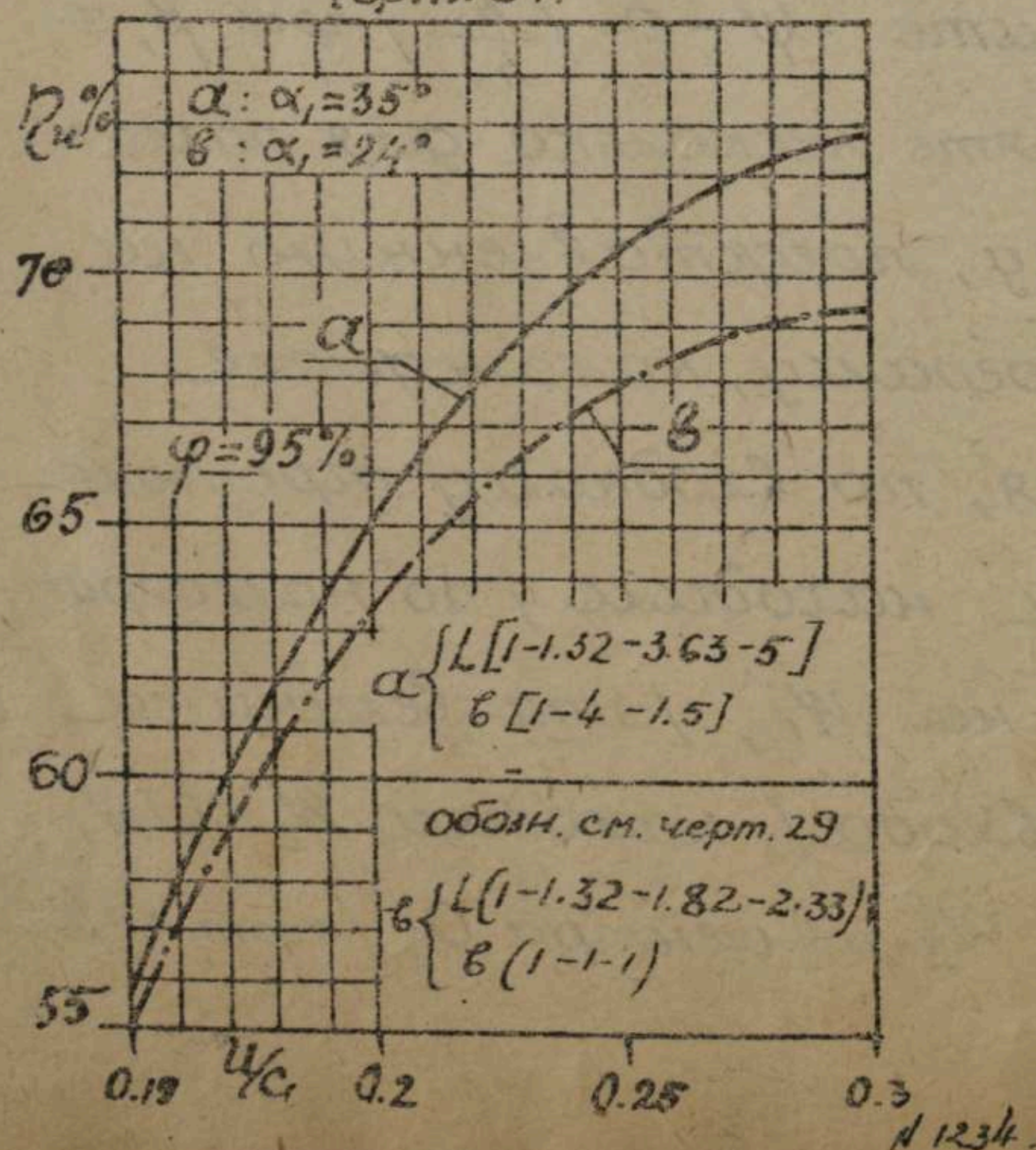
Возьмем $\beta_1 = \text{const}$ и будем задаваться различными значениями β_2 и по ф-ле / 2 / будем находить $\frac{h_1}{h_2}$ кривую же будем строить $\psi = \phi / \frac{h_1}{h_2} /$ при $\beta_1 = \text{const}$; таких кривых , строяте несколько для различных β_1 , получим номограмму, представленную на черт. 30. Имея такую номограмму, нахождение точки K очень упрощается; по входному треугольнику имеем β_1 по β_1 и $\frac{h_1}{h_2}$ находим / по номограмме черт. 30 /, умножая ψ на W_1 , / эта величина берется из треугольника входа /, находим $W_2 = \psi W_1$, и засекая дугу радиусом W_2 из центра O / черт. 29 /

получим точку К и достраиваем треугольник выхода, получим α_2 и C_2 .

Для построения треугольника входа для второй ступени предыдущие манипуляции с номограммой 30 повторяются, только вместо β , берем α_2 и вместо $\frac{h_1}{h_2}$ берем $\frac{h_2}{h_3}$ и находим $\psi_1 = F'/\alpha_2 + \alpha'_1/u$ след. $C'_1 = \psi C_2$ и т.д.

В номограмме 30 можно было бы находить β_2 а не ψ , но нахождение ψ дает более точную фиксацию точки К, чем угол β_2 . Угол же определяется по чертежу только для наивыгоднейшего треугольника, а не для всех. Шкалы в номограмме 30 рекомендуется выбрать в достаточно крупном масштабе, но не чрезмерном, т.к. должно иметь соответствие между масштабом скоростных треугольников и масштабом шкал. Масштаб приведенный на чертеже достаточен для $C_1 = 250$ м/с, брать же для вектора C_1 больший размер совершенно нет необходимости. Номограмма годится для ψ независимого от скорости W_1 , при ее построении взято ψ по Уадпелу, значения даны в таблице 2^е/см.гл. об. 24.)

Черт. 31.



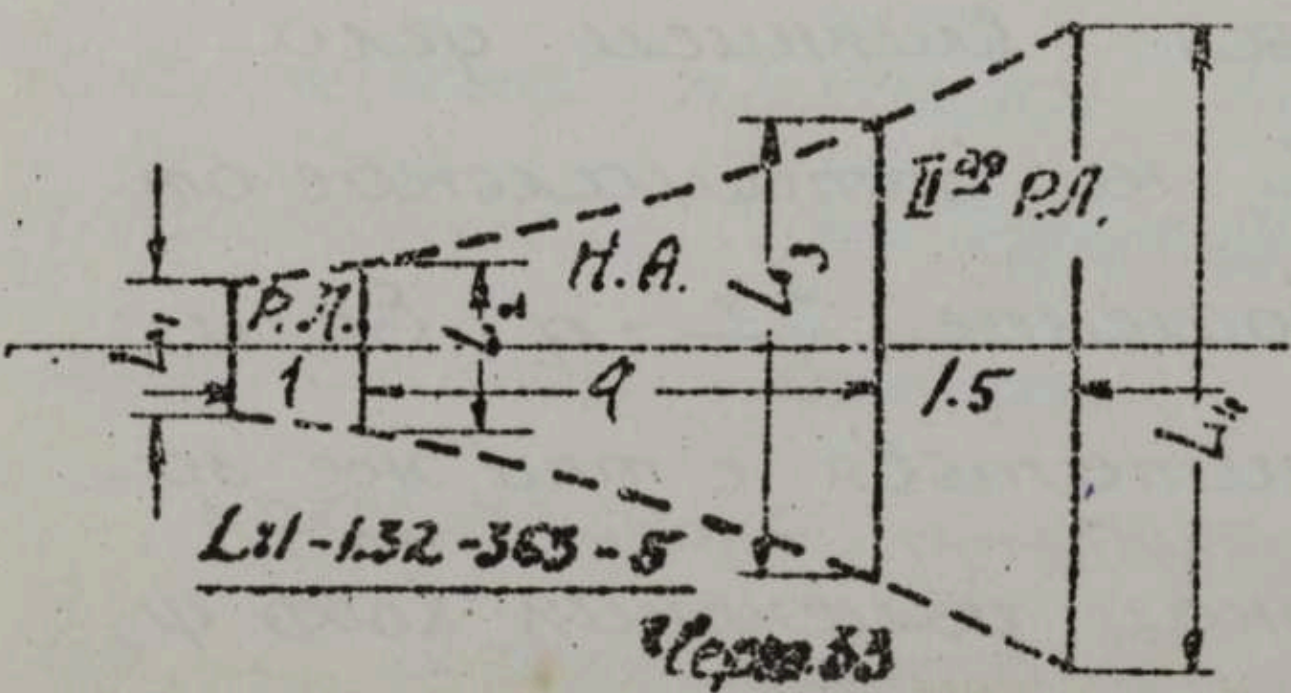
на чертеже 31 изображены кривые, для двухступенчатого колеса, там же приведены данные, на основании коих производилось построение.

Таким образом, рассчитать турбину Curtis'a приведенным способом вполне возможно, причем

мы гарантированы от получения неконструктивных профилей, и кривая во всех своих точках вполне выпуклая.

При желании учитывать влияние относительной скорости W_1 , на коэффициент ψ можно пользоваться номограммой черт. 32 учитывая коэфф. μ след. образом: имея $\beta, W_1, \frac{h_1}{h_2}$ требуется найти ψ ; умножаем отношение $\frac{h_1}{h_2}$ на μ по этой величине $\frac{h_1}{h_2} \cdot \mu$ и берем по таблице 4 находим $\frac{\psi}{\mu}$, откуда находим ψ уже с учетом влияния относительной скорости W_1 . Номограмма черт. 32 построенный для таблицы 3-ей так же как номограмма черт. 30 для таблицы 2-й, легко увидится, что указанный способ пользования действительно дает искомую величину.

В дальнейшем будем рассматривать только теоретический меридиальный профиль без зазоров δ и λ / см. пунктирный профиль / черт. №24 / или / черт. 26 /, т.е. в нашем профиле будет только четыре крайки L_1, L_2, L_3, L_4 . Сокращенно размеры профиля будем давать так: $L / 1-1.32-3.63-5 /$ в $/ 1-4-1.5 /$, т.е. крайки в ширину будем давать относительно первой лопатки, на чертеже 33 дан вышеприведенный профиль.

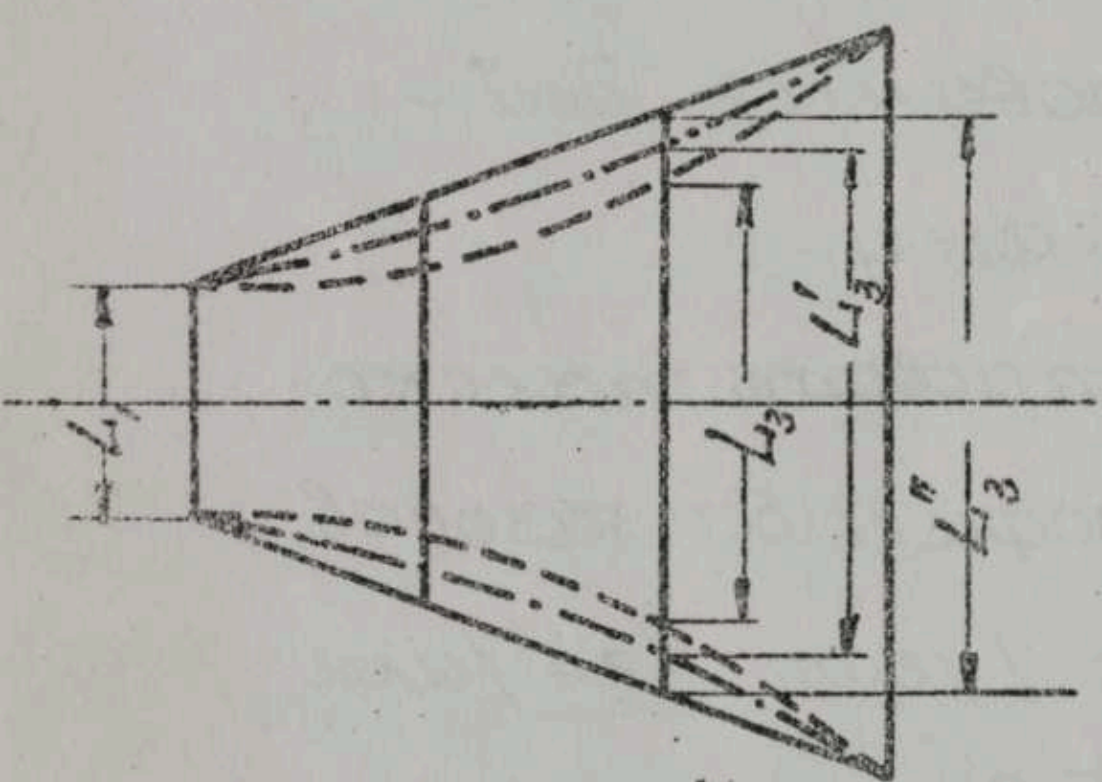


Дальнейшей задачей является определение наиболее выгоднейшей формы меридиального профиля. Ведь выполнимых и плавных профилей вообще

Можно представить очень много. Так мы можем

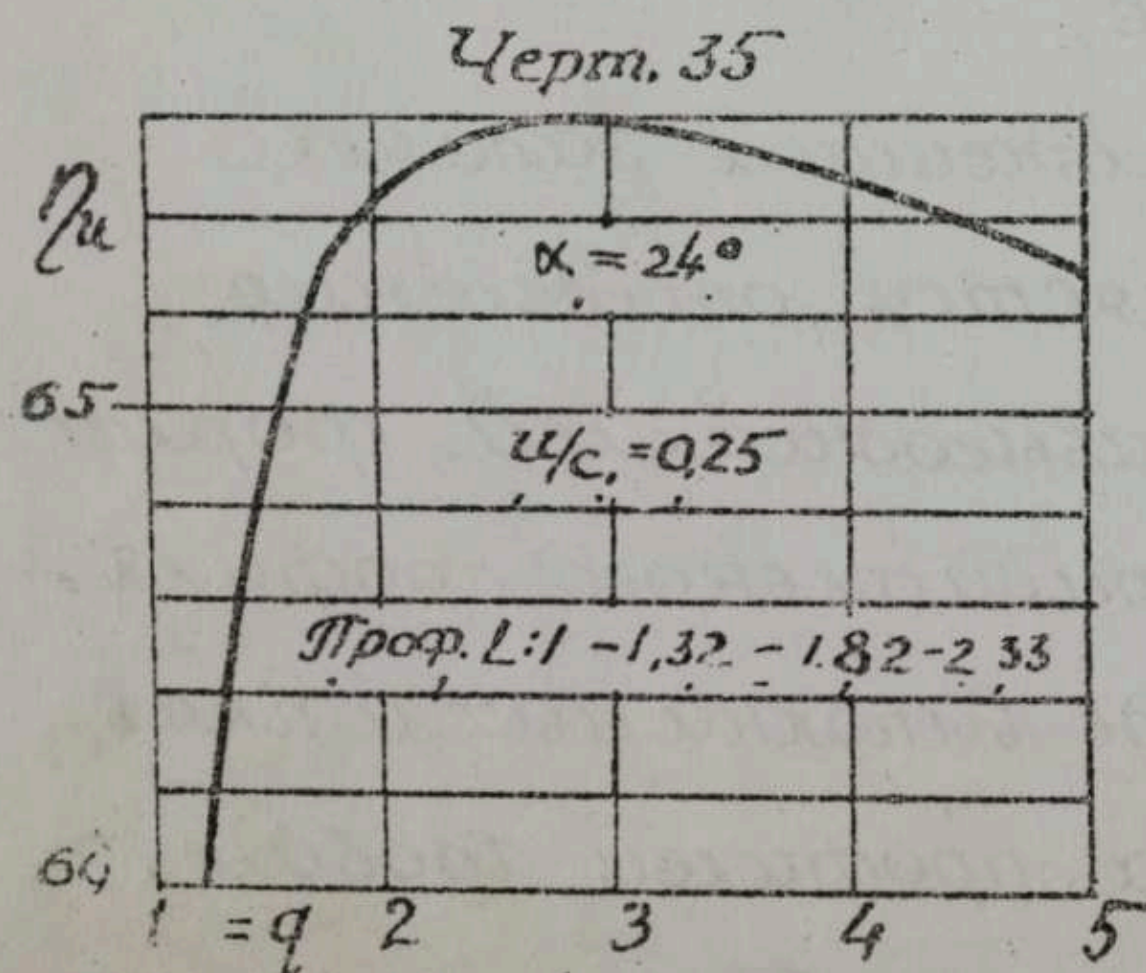
оставляя $\frac{h_1}{L_1} = q = \text{Const}$ изменить внутреннее очертание /черт. 34/, кроме того, можем менять отношение $\frac{L_4}{L_1} = q$. Далее можем изменить ширину лопаток b_1, b_2, b_3 /черт. 28/ и наконец, что собственно не относится к меридиальному профилю, можно менять угол α .

Остановимся на влиянии отношения q при $b_1 = b_2 = b_3 =$ Будем менять отношение q , не изменяя характера профиля, т.е. мы будем кривую t_3 /черт. 28/ приближать или удалять от оси $x-x$ так, чтобы $tt_1 = ss_1$, в новом пунктирном, профиле будет другое отношение $\frac{L'_4}{L'_1} = \frac{s_1 s_1}{t_1 t_1}$ но очертание профиля не изменится.



Черт 34

q лежит в пределах 2 — 3. Таким образом эта кривая дает ответ, почему не встречаются колеса Curtis'a с отношением $q > 2,5 - 3$.

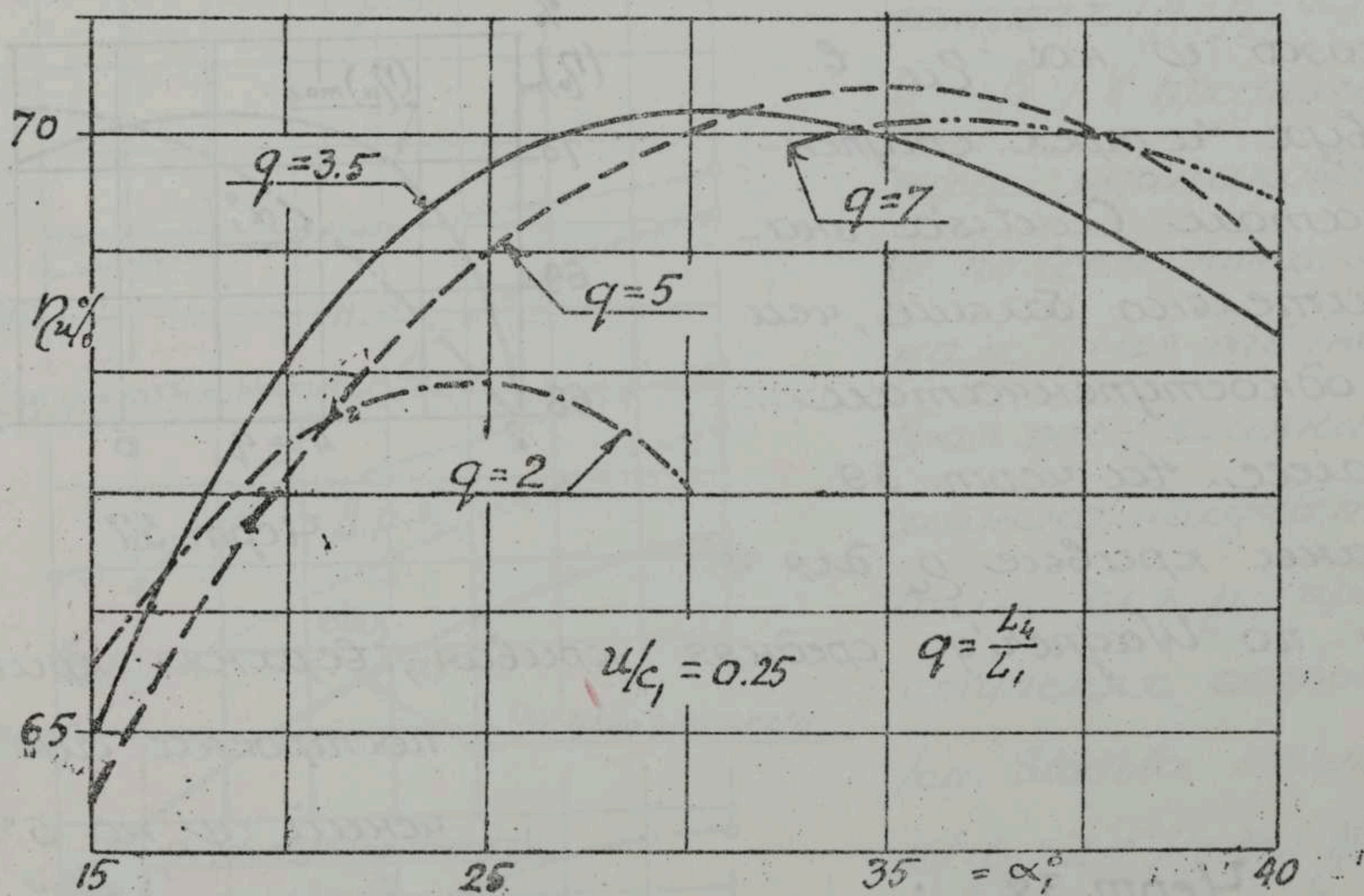


Черт. 35

При более точном учете факторов надо считаться с влиянием угла α , на оптимальное отношение $\frac{L_4}{L_1} = q$. Если считаться с тем же законом изменения коэф. ψ , т.е. не учитывать влияния

на φ крутого расхождения меридиального профиля, то получим следующее.

Из профиля черт. 33 с $q=5$ получено /как указано на черт. 28/ три профиля с величиной $q=2$; 3,5 и 7 и для них просчитаны η_u при $u/c_1 = 0.25$ для разных углов α . Результаты представлены на черт. 36; из него видно, что для каждого q имеется свой наилучший угол α , сводя максимальные значения $|\eta_u|_{\max}$ в одну диаграмму получим черт. 37, т.е. при более близком подходе наилучш. q лежит в пределах от $q=4$ до 5. Из этих же диаграмм можно заключить, что обычно встречающийся угол $\alpha = 20^\circ - 23^\circ$ не представляет что либо абсолютное и его увеличение и.д. благоприятным.



Черт. 36

Очертание профиля /черт. 34/ влияет т.о, что с увеличением его кривизны увеличивается к.п.д. на окружности колеса.

Если принять ширину лопаток $b_1 = b_2 = b_3$ за единицу, L_1 будет равна 1,5 таких единиц, а профиль будет очерчиваться различными радиусами R от ∞ до 3/

и измерять их той же единицей, то зависимость η_u от кривизны $\frac{1}{R}$ представится кривой на черт. 38.

С увеличением кривизны профиля, увеличивается выходной угол $|\beta_2|$ первой раб. лопатки сравнительно с входным, β_1 , что влечет за собой увеличение ψ первой лопатки.

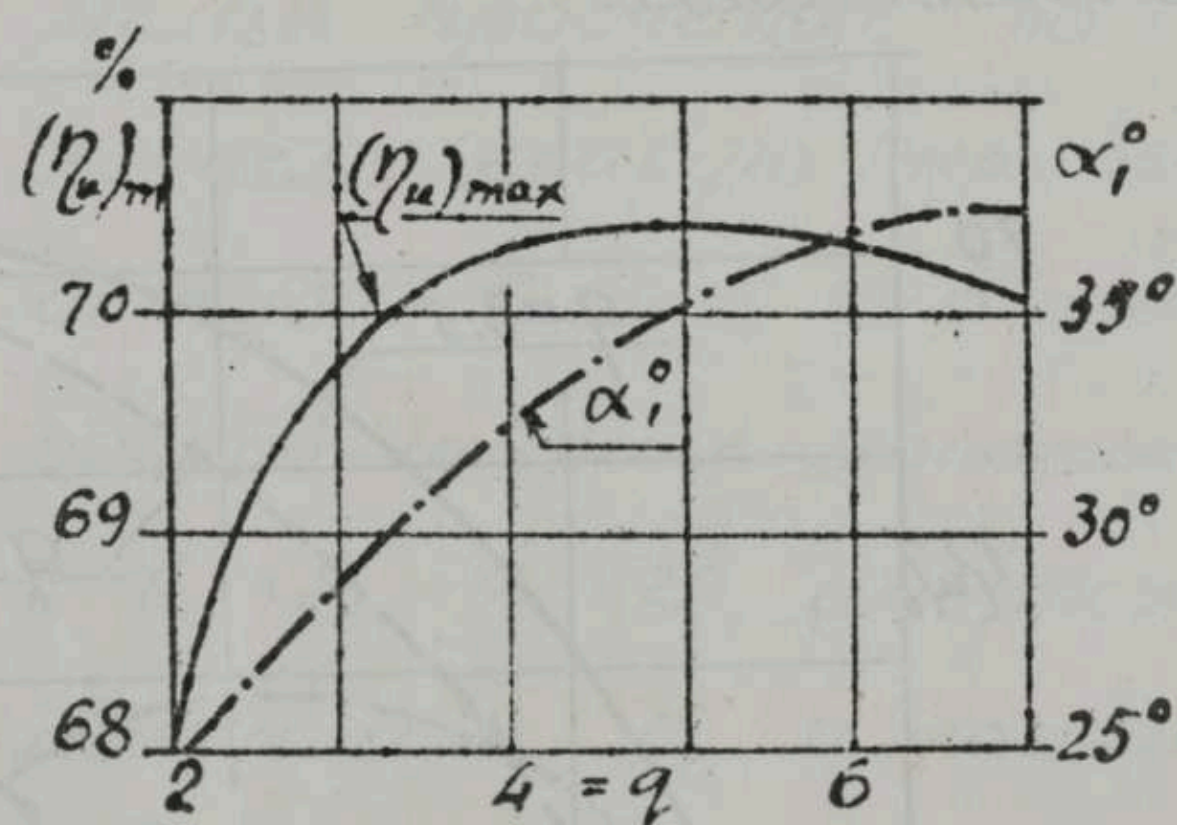
Увеличивая угол α , и давая большую кривизну профиля можно уменьшить потерю в 1-ой раб. лопатке до 9% от располагаемого перепада вместо 13-14%, как исходятся в обычном выполнении. Необходимо подчеркнуть, что влияние

коэф. ψ на η_u в двух и трех ступенчатом Систиса значительно больше, чем в одноступенчатом колесе. На черт. 39

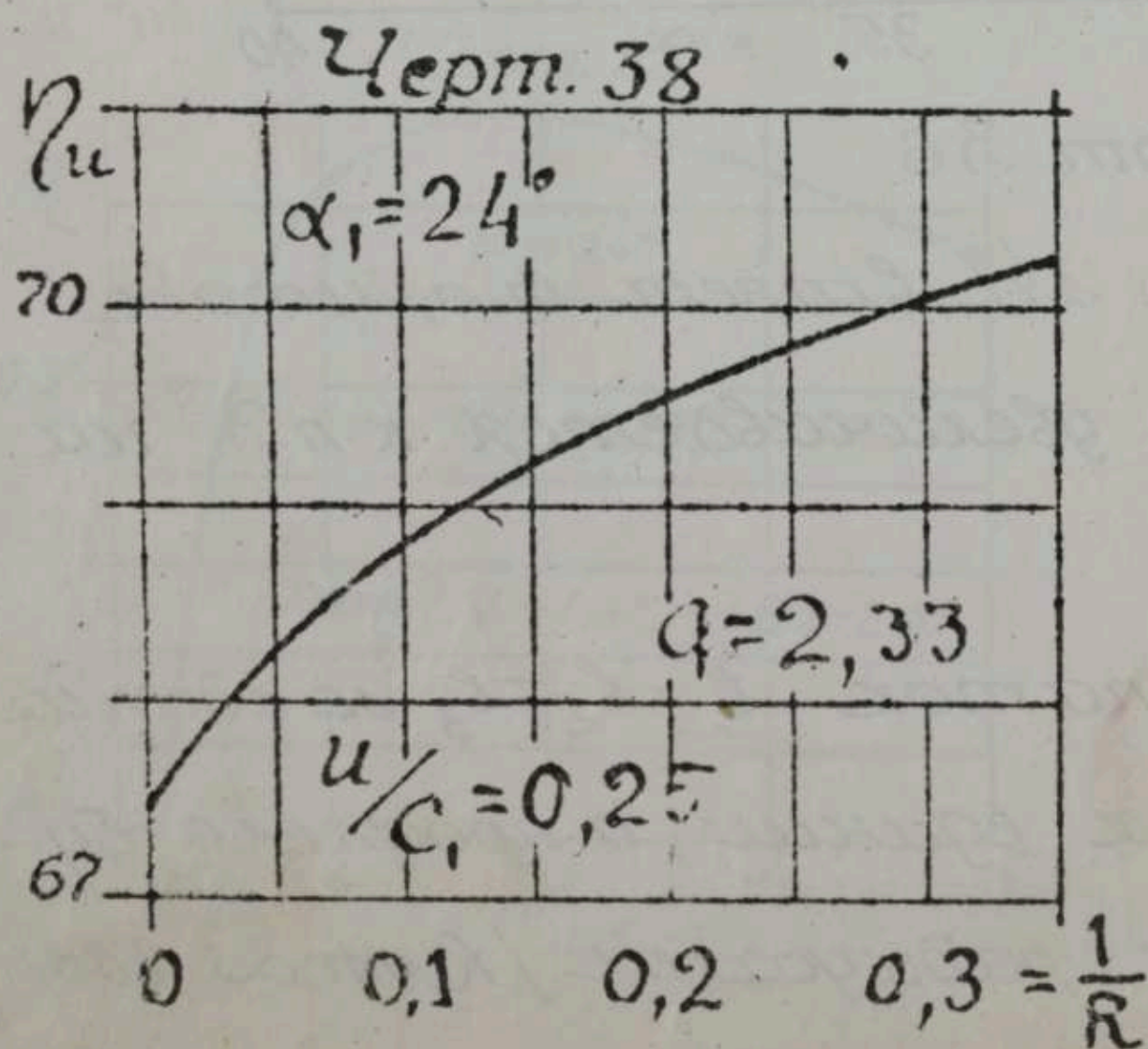
даны кривые η_u для

ψ по Уаднеру средняя кривая, верхняя кривая

построена для значений ψ на 5% больше значений Уаднер'a; нижняя кривая ψ по Уаднеру уменьшенная на 5%. Для одноступенчатого колеса это изменение 15% / сказано было на η_u в 2,5 - 3%



Черт. 37

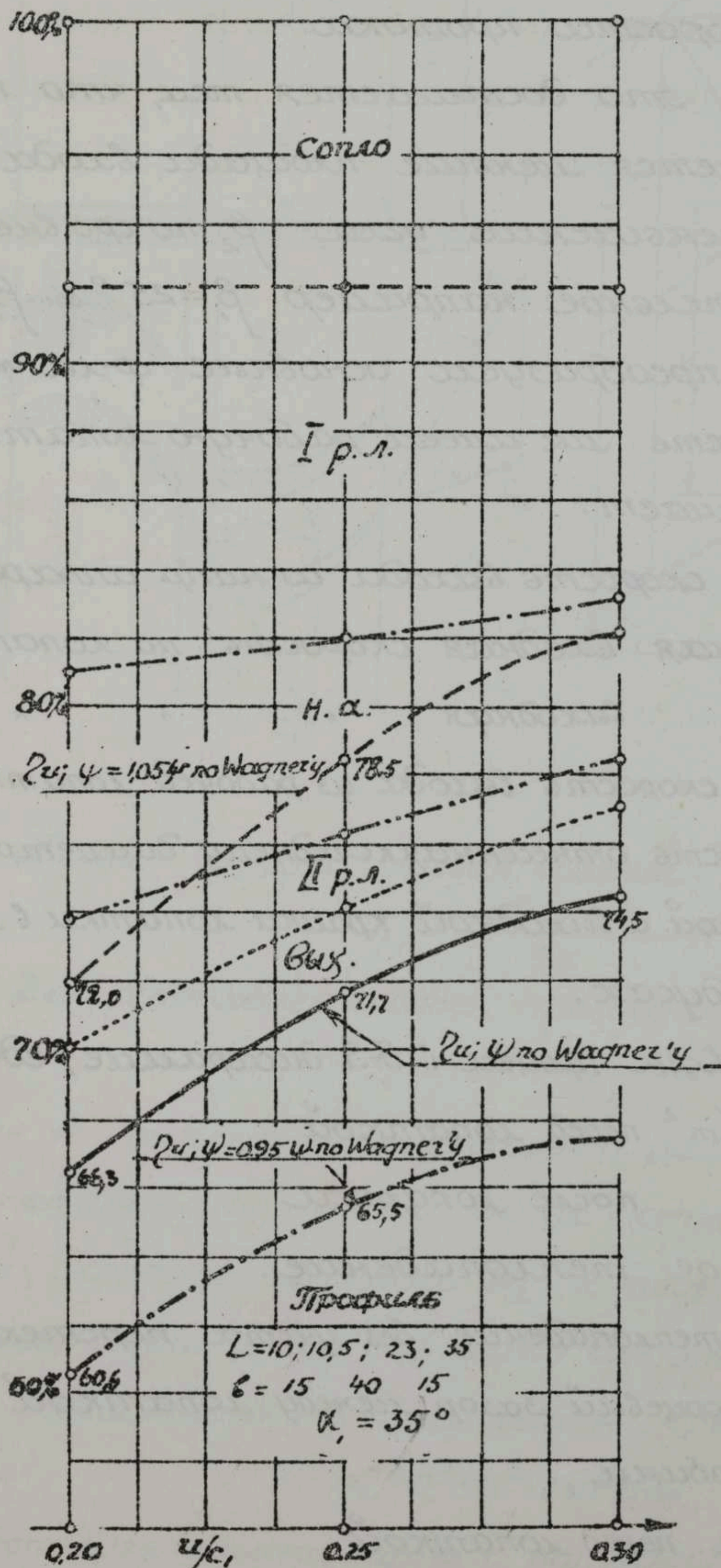


Черт. 38

$\frac{1+0,95}{1+0,9} = \frac{1+\psi_1}{1+\psi}$ / здесь мы имеем до 10% / на-
пример для $\frac{y}{c_1} = 0,3/$.

Поэтому вполне понятно стремление фирмы В.В.С в более мощных турбинах ставить Curtis с широкими массивными лопатками, т.к. уве-

Черт. 59



личение ширину и следов. давая мень- шую кривизну за- кругления, получа- ют большее ψ и сильное повышение η . В частном случае при симметричных ло- патках $\beta_1 = \beta_2$; $\alpha_2 = \alpha_1$; $\beta_2' = \beta_1'$ / в предположе- нии одинакового ψ по всем трем лопат- кам / I-ая раб.; напр. II-ая раб./, влияние ψ можно получить из ф-лы для η при двух ступенях скорости / см. Stodola 193 стр. ф. 10 $2/ \eta = 2\psi^2 / (1+\psi) \cdot [1+\psi^2] \cdot [\cos \alpha_1 - \frac{y}{c_1} / (1+\psi) \frac{y}{c_1}] \frac{y}{c_1}$, при $\alpha_1 = 25^\circ$; $\frac{y}{c_1} = 0,2$ $\psi_1 = 0,9$ и $\psi_2 = 0,95$ имеем: $\frac{\eta_2}{\eta_1} = 1,085$ т. влияние значитель-

но сильней, чем для одноступенчатого колеса, для ко- которого это отношение составит $\sim 1,025$.

Расчет реактивных турбин.

Основным отличием этого типа турбин от разоб-
ранных является то обстоятельство, что на самих ра-
бочих лопатках имеется некоторый перепад давления,
т-е давление на входной кромке рабочей (и направляю-
щей) лопатки больше чем на выходной. За счет
этого мы на рабочей лопатке имеем увеличение
относительной скорости потока.

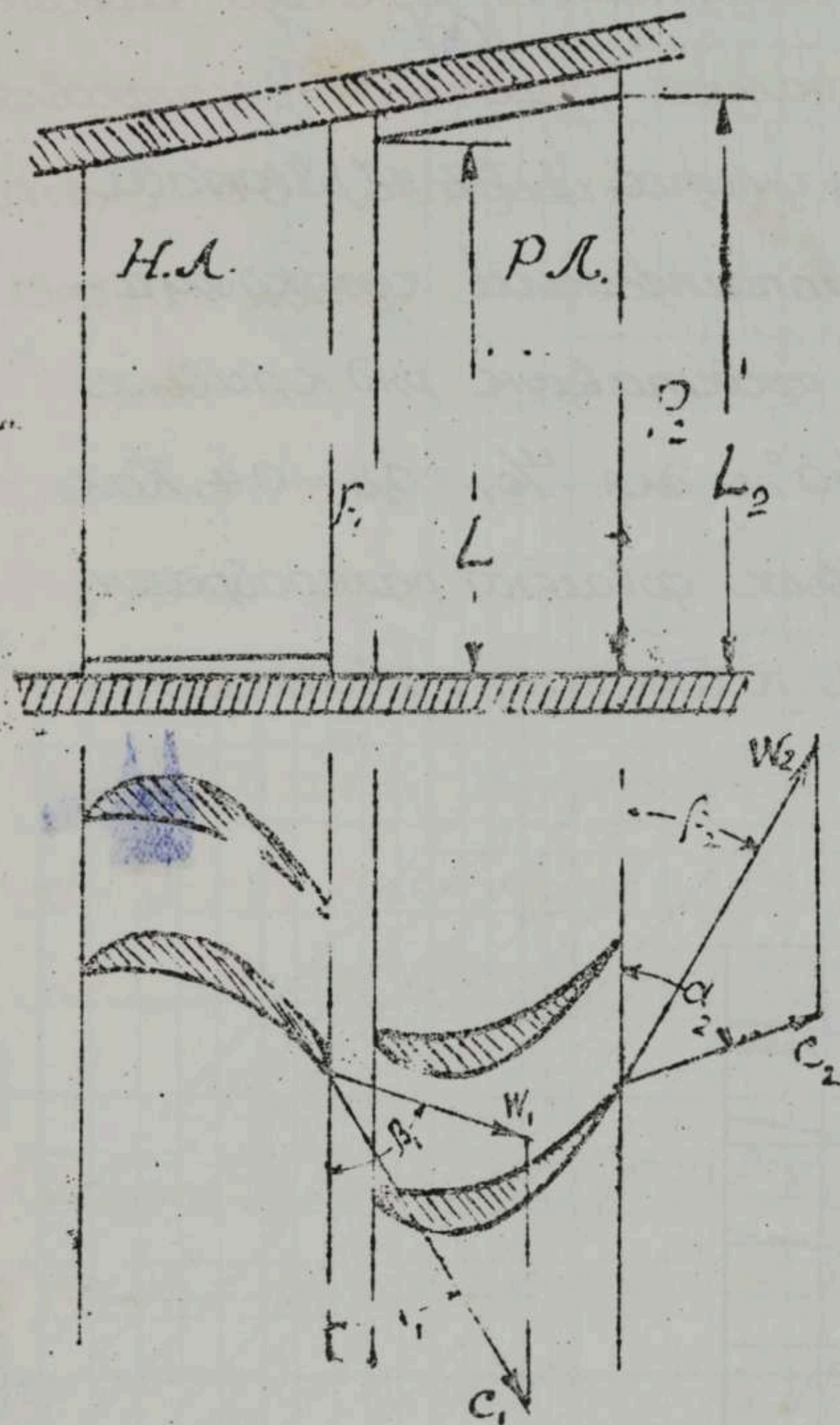
Конструктивно это достигается тем, что пла-
щадь выхода делается меньше площади входа т-е
угол $\beta_2 < \beta_1$ и уменьшение угла β_2 по сравнению
с β_1 очень значительное например $\beta_1 = 25^\circ$ и $\beta_2 = 90^\circ$.
Для дальнейшего преобразуем основные ф-лы теории ре-
активных турбин. Пусть мы имеем рабочую лопатку.

На черт. 40 обозначает:

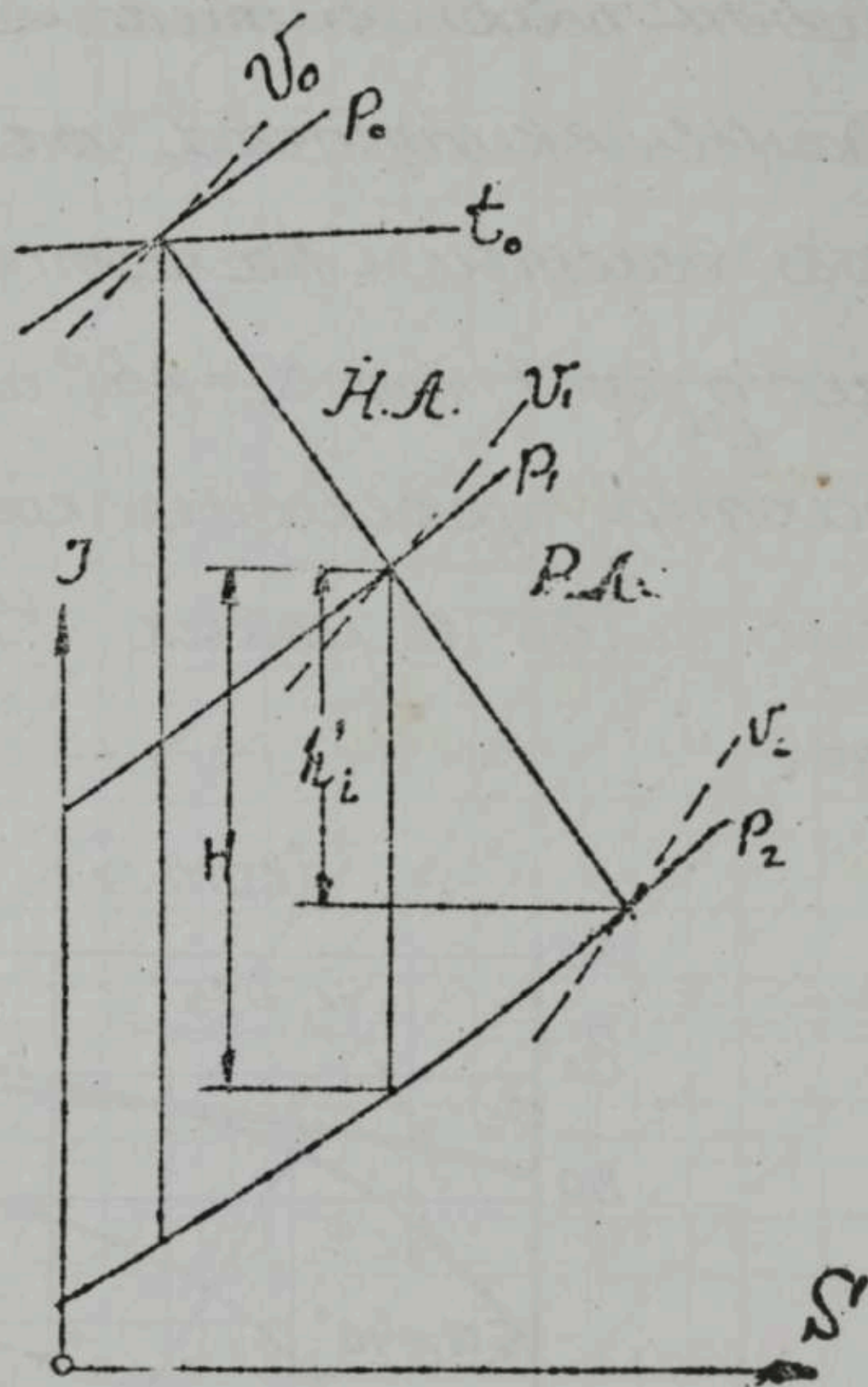
- C , м/сек - абсолютная скорость выхода из напр аппарата,
- W_1 " - относительная входная скорость по лопатке,
- W_2 " - " " " выходная " " "
- C_2 " - абсолютная скорость выхода из рабочей лопатки,
- U " - окружн. скорость отнесенная к среднему диаметру,
- L_1, L_2 " - длина входной и выходной кромки лопатки в метр.
- $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ - углы в градусах.

Сбоку представлен процесс в T-S диаграмме, где:

- P_1 - давление в кг/см² перед лопаткой
- P_2 - " " " после лопатки
- $H \frac{с.е.}{кг}$ - располагаемое теплосодержание.
- h_i' - использованное теплосодержание без учета перетекания
пара через торцевой зазор между лопаткой и
корпусом турбины,
- V_1 , м³/кг - удельный объем перед лопаткой
- V_2 " - " " " после лопатки



Черт. 40.



$$w_2 = \varphi w_1$$

Из общей теории турбин имеем:

$$h'_i = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \cdot A \dots \dots \dots (2)$$

И для располагаемого теплопада:

$$H = \frac{w_2^2 / \varphi^2 - w_1^2}{2g} \cdot A \dots \dots \dots (2')$$

где A тепловой эквивалент работы

φ - коэффициент скорости - отклонение действительной скорости выхода w_2 к теоретически достижимой.

Преобразуем ф-лы (2) и (2') для этого введем обозначение:

$$z = \frac{w_2}{c_1} \dots \dots \dots (2'')$$

Из скоростного Д-ка имеем c_1 , черт. 40.

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha \dots \dots (26)$$

Подставляя значения из ф-л (26) и (26) в ф-лу (2') имеем:

$$H = \frac{A}{2g} [2uc_1 \cos \alpha - u^2 + c_1^2 (\frac{z^2}{\varphi^2} - 1)] \dots \dots \dots (27) \quad 3$$

а положив $\varphi=1$

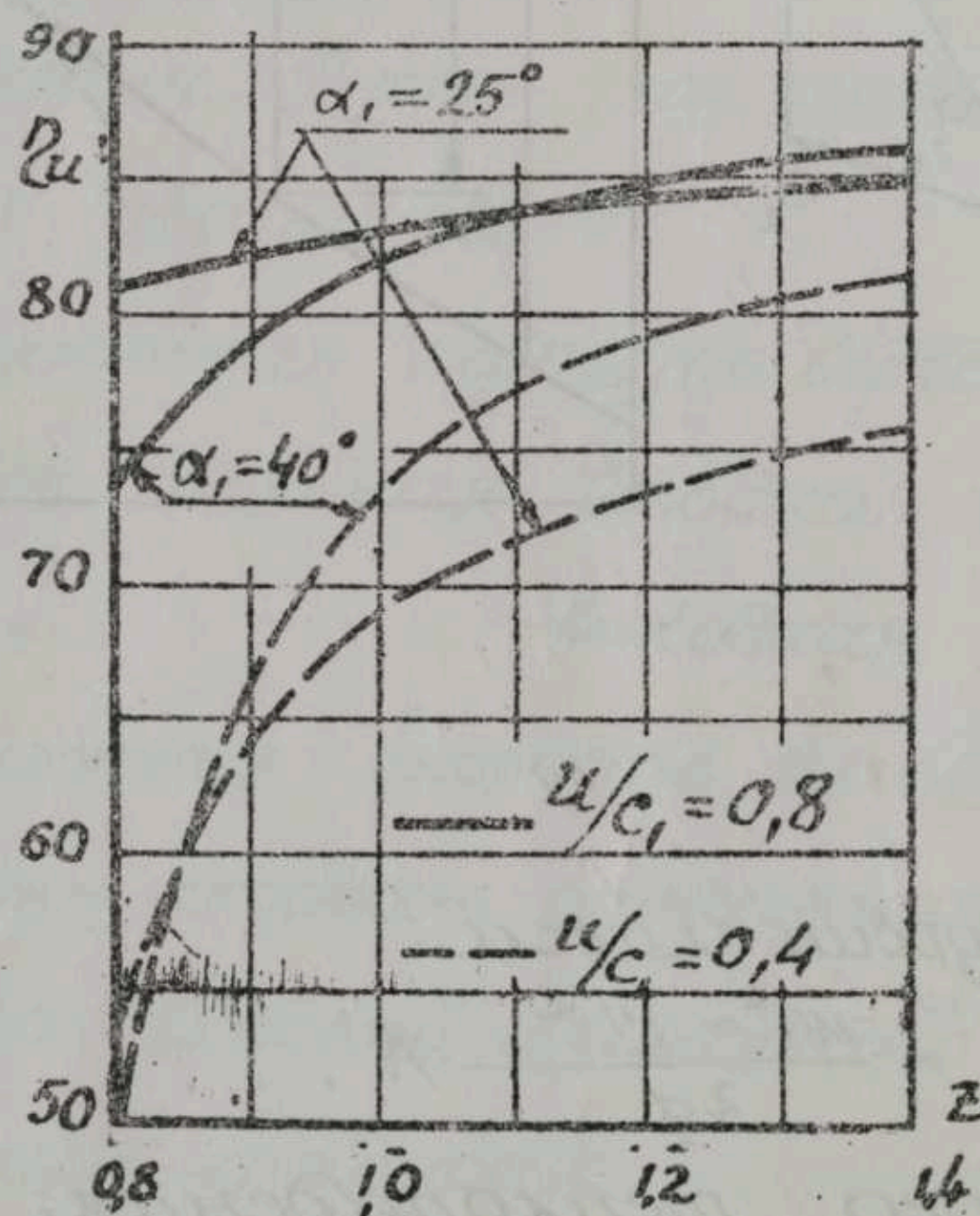
$$h_i' = \frac{A}{2g} [2u_c \cos \alpha_1 - u^2 + c_1^2 (Z_2 - 1)] \dots \dots \dots (4)$$

Из формул 13/ и 14/ можно получить выражение для коэф. полезного действия на окружности барабана η_u'

$$\eta_u' = \frac{h_i'}{H} = \frac{1}{\frac{Z^2 (1/\varphi^2 - 1)}{2u/c_1 \cos \alpha_1 - (u/c_1)^2 + Z^2 - 1}} \dots \dots \dots (5)$$

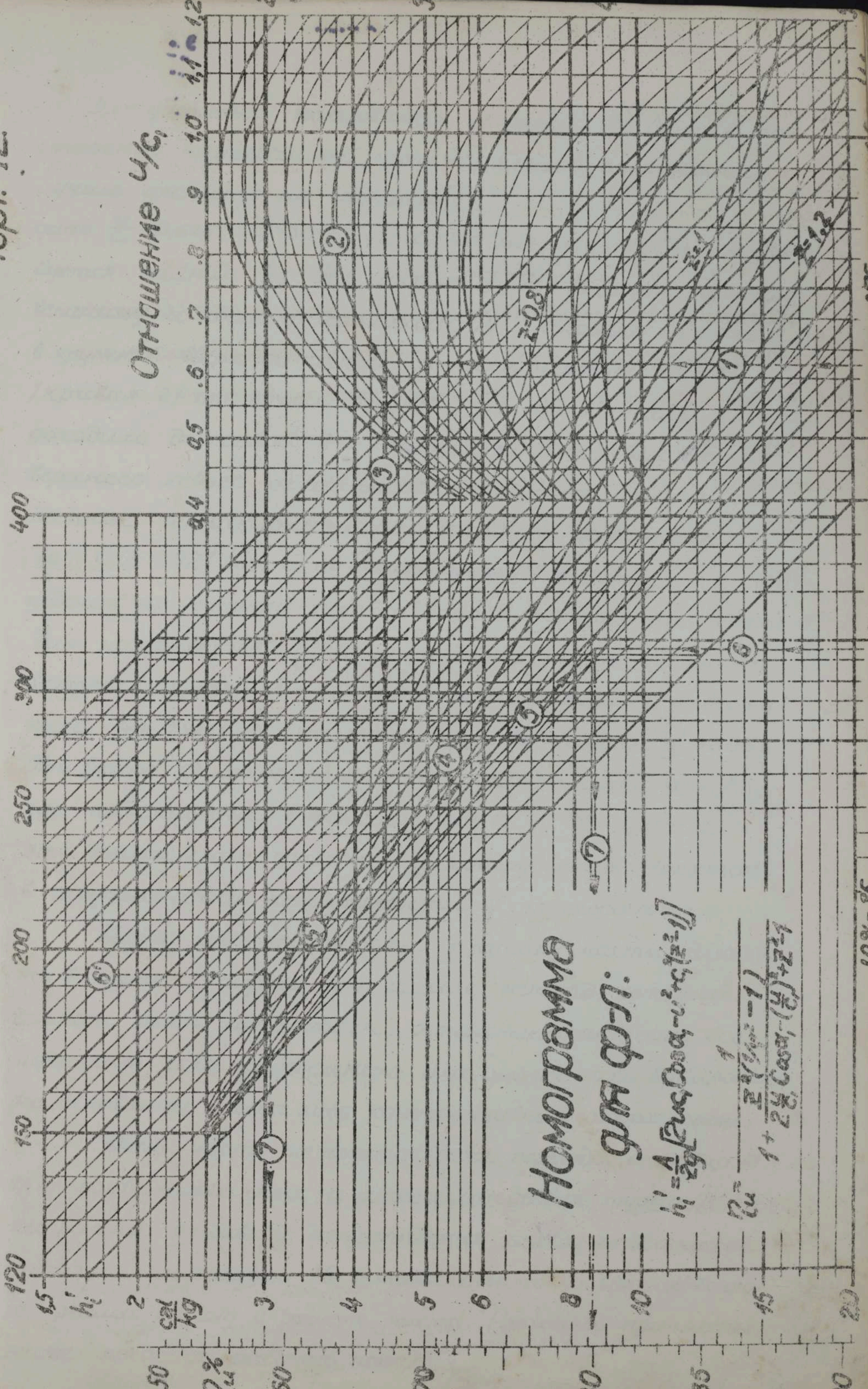
Коэффициент подобного типа без учета Z ($Z=1$) Stodola называет *Schaufelwirklingsgrad* т.е. лопаточный коэффициент полезного действия. На черт. 41 представлен ряд кривых зависимости η_u от Z при $\alpha_1 = 25^\circ$ и 40° и для $u/c_1 = 0,8 - 0,4$. Как видим характер протекания кривых довольно разнообразен, и для больших углов и малых u/c_1 надо эту зависимость учитывать.

Черт. 41.



Величина Z является своего рода характеристикой степени реакции данной ступени; при $Z=1$, степень реакции $\varphi=0,5$, с увеличением Z , φ увеличивается и наоборот. При $Z=\infty$, $\eta_u = \varphi^2$, что как раз имеет место в первом направляющем аппарате, где скорость подтока пара $\cong 0$, а следовательно $Z \cong \infty$ т.е. направ. аппарат работает как обычное сопло, у сопла же, как мы знаем $\eta = \varphi^2$.

Отношение u/c



Нограмма
для u/c

$$h_i = \frac{A}{2g} [2u c \cos \alpha - u^2 + c^2 (z^2 - 1)]$$

$$Q_u = \frac{1}{1 + \frac{z^2 (1/u^2 - 1)}{2u \cos \alpha - (u/c)^2 + z^2 - 1}}$$

$u/c = 85$

Для удобства пользования ф-лами 13/, 14/ и 15/ построена номограмма черт. 42. Способ пользования лучше уяснить на примере:

дако $\frac{u}{C} = 0,625$; $\alpha_1 = 30^\circ$; $Z = 1$; $u = 120$ м/сек; $C, Z = 192$ м/сек; требуется найти h_i . На шкале 1' $\frac{u}{C}$ выбираем нужную величину и идем по вертикали 1/ (показано цифрой 6 в кружке) вверх до кривой соответствующей $\alpha_1 = 30$ /кривая 2/ от точки встречи по горизонтали 3/ доходим до кривой $Z = 1$ /пологие кривые, идущие из верхнего левого угла вправо помечены цифрой 14/, дальше по наклонной 5/ доходим до вертикали 6' $C, Z = 192$ м/сек; и по горизонтали 7/ находим $h_i' = 3,06 \frac{\text{свс}}{\text{кг}}$. подсчет на счетной линейке дает $h_i' = 3,04$ разница меньше 1%.

Для нахождения φ_i' начинаем также, но от точки встречи с кривой $Z = 1$ 4/ идем по наклонной 15/ до вертикали $\varphi = 0,9225$ 6/ и на горизонтали 7/ находим $\varphi_i' = 80\%$.

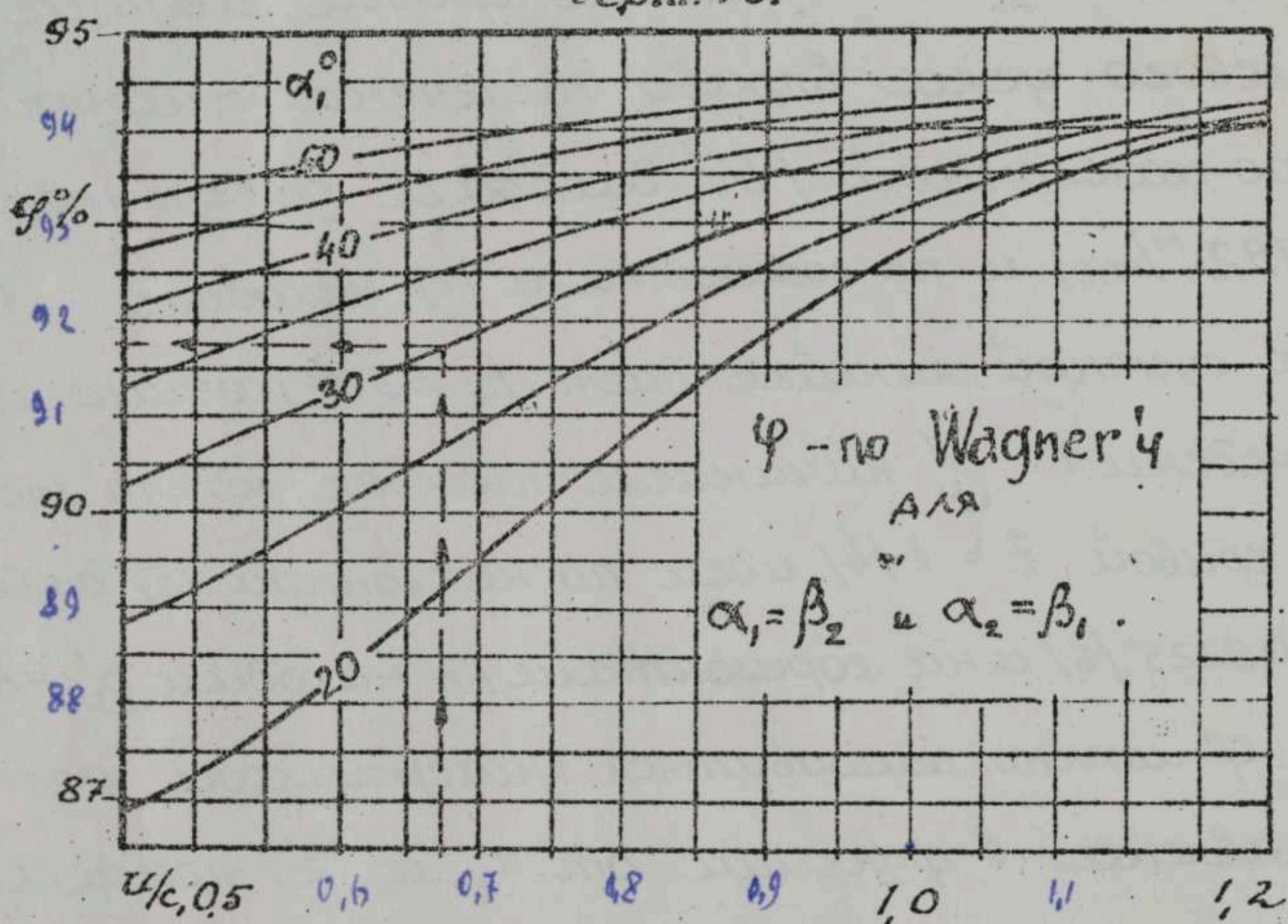
При выборе φ можно пользоваться диаграммой черт. 43, где представлена в функции от α_1 и $\frac{u}{C}$, причем эта диаграмма пригодна для конгруэнтных лопаток в предположении независимости φ от скорости.

Когда мы приступаем к расчету части Parsons'a, то в лучшем случае мы имеем перепад, который должен быть использован, остальные факторы все подлежат или определению или оценке или выбираются на основании каких либо конструктивных соображений.

Очень часто не имеется даже перепада особенно в т.н. комбинированных и многоцилиндровых турбинах т.к. неизвестна разбивка теплопадения между отдельными частями машины. Не останавливаясь на втором вопросе решим задачу о расчете части Parsons'a при заданных пределах рабочего процесса.

Необходимо с самого начала уяснить, что поставленная т.о. задача является неопределенной, т.е. существует очень большое число конструктивных решений, когда будет полностью использован имеющийся перепад тепла и приблизительно с одним и тем же коэф. полезного действия. Собственно говоря можно получить точно один и тот же к.п.д. для разных решений но практически получаются приблизительно одинаковые к.п.д.

Черт. 43.



И очень часто нельзя указать к.л. убедительное преимущество одного решения над другим. Так например: почему окружная скорость первого барабана т. Parsons'a № 50.000 кв установлена в Чикаго взята равной 70-75 м/сек, а почему не 100-110 м/сек. как это имеет в последующих цилиндрах и уступах барабанов. Потому: чтобы получить более длинную лопатку и меньшее перетекание - к.б. убедительно? но тогда можно спросить: почему скорость не 40-50 м/сек было бы еще выгодней; можно ответить, что в этом случае слишком увеличится число ступеней; но в таком случае $u=110$ будет более подходящей т.к. число ступеней будет меньше чем для $u=70$ м/сек и т.д.

Ответить удовлетворительно можно только зная условия эксплуатации этой машины на станции и работу завода строителя, учитывая оба этих фактора всегда можно выбрать экономически наиболее выгодную окружную скорость: чем выше и тем дешевле турбина, но за то менее экономичная т.к. укорачивается лопатка и след. увеличивается перетекание; имеется такая окружная скорость при которой стоимость энергии от данной турбины будет наименьшая. Такой же вопрос можно задать относительно η , или, что собственно почти то же самое, $\Sigma \eta^2$ и ответ будет буквально тот же самый: существует коммерчески наиболее выгодное отношение η , или $\Sigma \eta^2$. Но ответить на такой безобидный вопрос вряд ли будет в состоянии даже конструктор завода с цифрами в руках и сколько времени займет этот ответ. Ведь та же фирма Parsons'a выполняет турбины на меньшую мощность, а начинает часто тоже с 70 м/сек., т.е. как будто эта скорость абсолютно экономична и не зависит от мощности.

Все эти замечания имеют целью подчеркнуть крайние пределы обоснованных решений и невозможность во многих случаях иметь цифровые обоснования. Проф. Stodola дает для отношения η , следующие значения, которые надо думать, получены им, как результат обработки некоторого статистического материала, а именно:

Для мощности до 1000 л.с.	$\eta = 0,45 - 0,48$
" 2000 " "	" 0,55
" 3000 " "	" 0,6
" " выше 6000 " "	" 0,65-0,7

Для более высоких мощностей $\frac{1}{4}$, повидимому можно брать еще большие.

При выполнении реактивной части обычно имеют равенство углов выхода из направляющего аппарата и рабочей лопатки т.е. $\alpha_1 = \beta_2$.

Проф. Stodola дает для этих углов /23/ стр. У изд. 1922 г. следующие значения:

188 " IV " 1910 ..

$$\alpha_1 = \beta_2 = 20^\circ \text{ до } 25^\circ$$

Проф. Жирицкий /245 стр. 1927 г./:

$$\alpha_1 = 18^\circ \text{ до } 25^\circ$$

Проф. А.А. Радциг /Курс паровых турбин 171 стр. 1926 г./

$$\alpha_1 = 20^\circ - 25^\circ$$

Никаких указаний, когда надо брать верхний или нижний предел и почему именно, нет ни у кого из приведенных авторов.

Судя по некоторым выполненным турбинам, приведенные цифры нельзя, повидимому, считать безусловными.

1. Турбина В.В.С. установленная на 1-ой станции МОТЭС мощностью 10.000 Kw при 3000 оборотах, имеет 3 диска Zoelly и 5 дисков Parsons'a. /в настоящее время имеет только 4 ступени, так как последняя срублена / и наименьший угол в реактивной части около $27^\circ - 28^\circ$.

2. Турбина Брюнского завода 16.000 Kw, 3000 об/мин. установлена на Ш.Т.ЭС. В части Parsons'a имеет наименьший угол $\alpha_1 = 24^\circ - 25^\circ$ причем с таким углом работает только 2 предпоследних ступени, /всего 11 ступеней/.

3. Турбина 20.000 Kw English Electric с- 3000 об/мин. 2-х цилиндровая, опубликована в Engineering 1926 г. Oct. 15; p. 465. Подобные размеры продольного разреза части Parsons'a /длины лопаток и диаметры/.

дали возможность произвести полный расчет; все давления до и после реактивного цилиндра даны в статье. Причем расчет велся таким образом, чтобы возможное большое число ступеней работало с одним углом α , и с небольшим колебанием ψ . Увязка располагаемого теплопада с числом ступеней и длиной лопаток дала наименьший угол $\alpha, \approx 30^\circ$

4. Турбина Parsons'a $N=50.000$ кв установлена в Чикаго на станции Crawford Avenue; опубликована в Engineering 1926 г., March 5p. 283. Цилиндр высокого давления работает от 40 атм и 400°C до 8 атм, имеет 36 реактивных ступеней, расположенные на двухступенчатом барабане. Учитывая указания в статье, и считаясь с масштабом фиг. 2 табл. XIV был произведен приближенный просчет, в предположении, что углы в пределах уступа остаются постоянными.

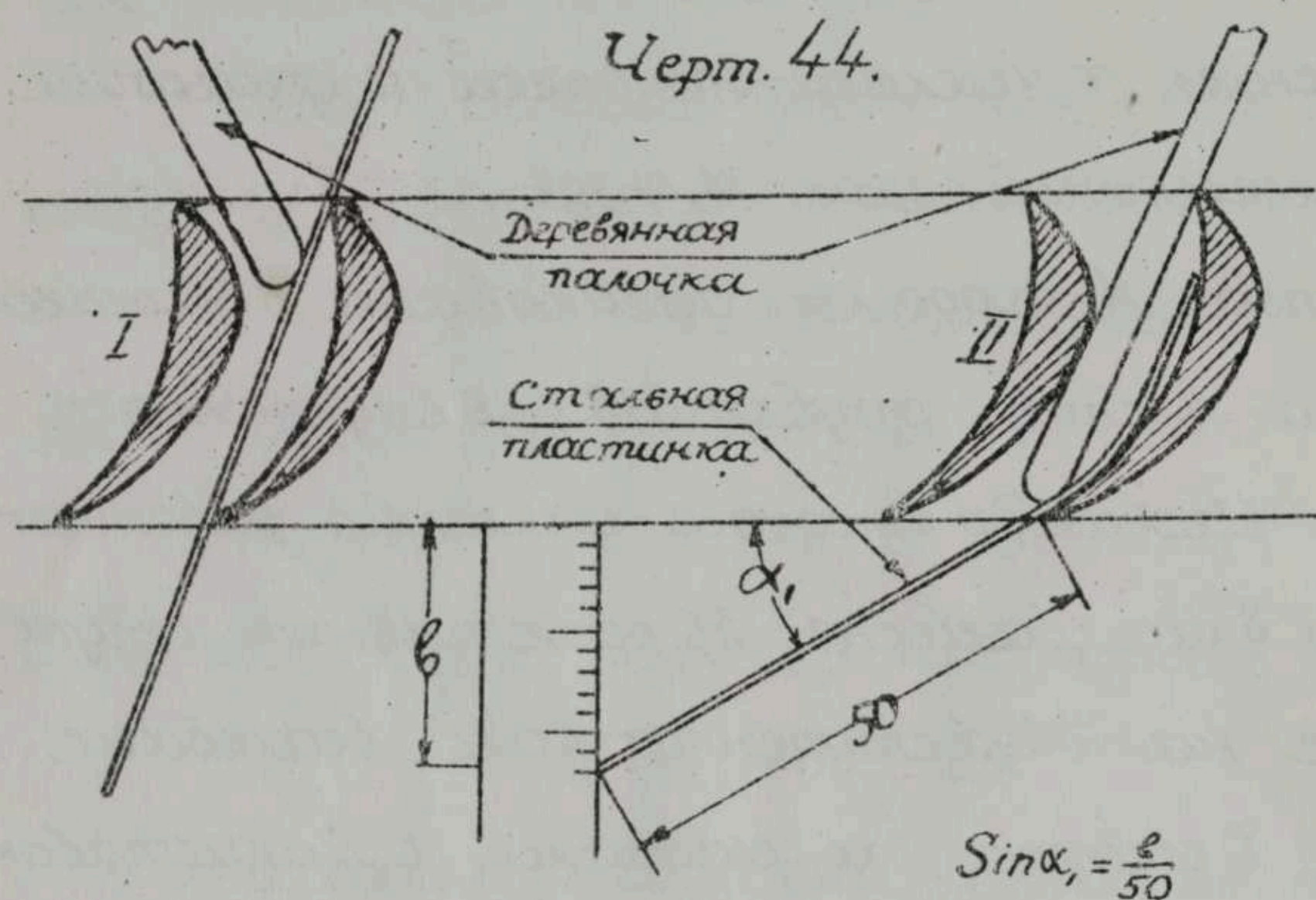
Для первого уступа $\alpha, \approx 26^\circ-27^\circ$, для второго $\alpha, \approx 30^\circ$; причем степень сужения была принята $T=1/15$, что надо считать скорей слишком малым /см. Stodola VA 238/, чем большим. С увеличением T, α , увеличивается.

Отметим, что в реактивной части Шатурской турбины углы изменяются по ступеням, как наш взгляд, слишком незакономерно, а именно ступени:

до	<u>V</u>	<u>VI</u>	<u>VII</u>	<u>VIII</u>	<u>IX</u>	<u>X</u>	XI последняя
$\alpha =$	$33,5^\circ$	30°	26°	$24,5^\circ$	40° у баббана	53° у баббана	53 " корня.

Если угол в XI ступени обусловлен нормально стью выхода, то совершенно непонятно углы 1 до X ступени, ясно, что весь барабан, за исключением XI ступени, можно было бы выточить с одним углом $\alpha, = 31^\circ, 5'$ все десять ступеней, почему это не сделано - не известно.

Как будто бы было бы логичней в первых ступенях иметь меньший угол $\alpha_1 = 25^\circ$ /из-за перетекания/, но зато более длинную лопатку /длина первой лопатки имеется 68 м/м /, как скоро угол $\alpha_1 = 25^\circ$ допущен вообще.



Уместно сказать, какими образом производился замер углов в двух первых случаях.

/черт. 44/. Шелась очень гибкая, тонкая / $0,1 \text{ мм}$ / стальная пластинка

около длиной; пластинка заводилась между лопатками и деревянной палочкой, прижималась к выходной кромке лопатки, вследствие гибкости конец пластинки выходил по касательной на длину 50 м/м /на пластинке была сделана метка /измерялся размер „6“, как показано на рисунке, получали $\sin \alpha_1$. Однородные показания по нескольким лопаткам одного ряда, доказывают достаточную точность подобного способа. Необходимо иметь очень гибкую пластинку, если навить ее на палец и отпустить, то она должна сохранить прямоту.

Коэффициент полезного действия реактивной ступени определяется по формуле /Stodola V изд. 242 стр. ф-ла 24/

$$\eta_u = \frac{1}{1 + \frac{1/\varphi^2 - 1}{2 \frac{u}{c} \cos \alpha_1 - (\frac{u}{c})^2}}$$

($z=1$)

и если считаться с постоянством коэф. φ , то с уменьшением α_1 , η_u увеличивается, таким образом является

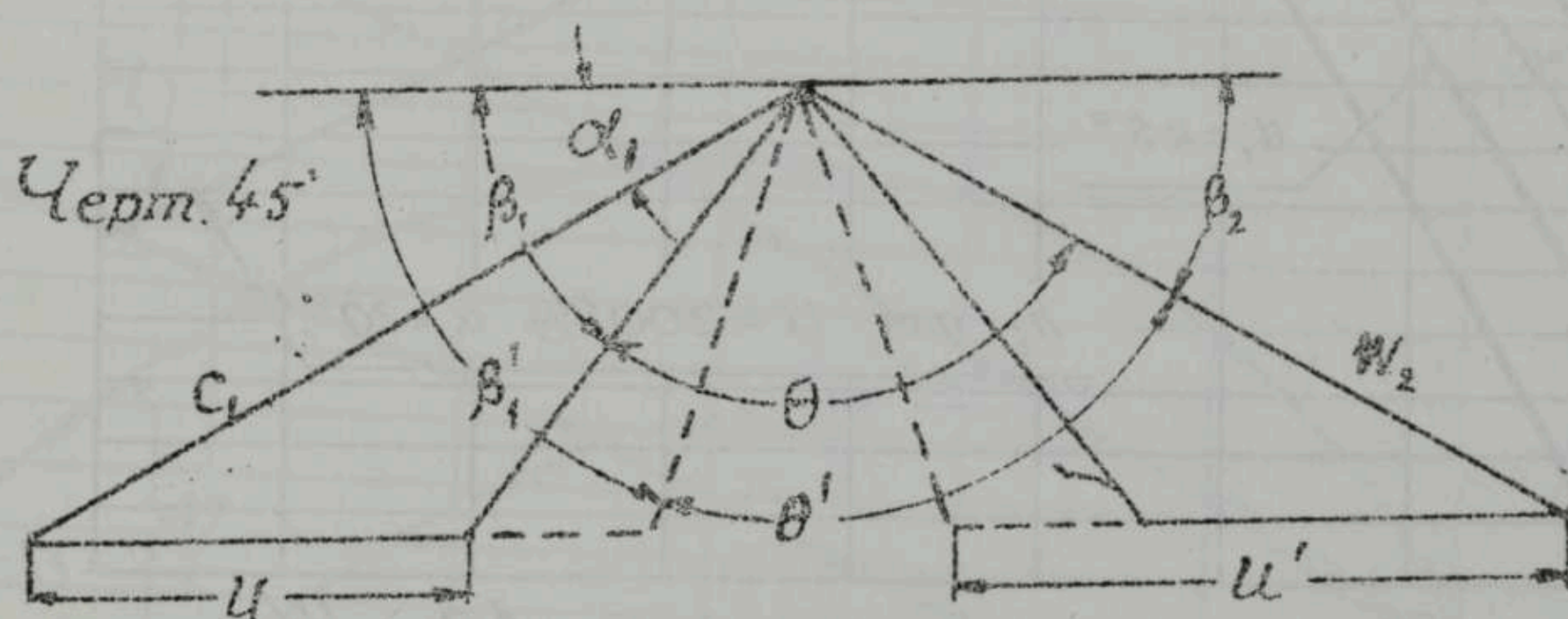
непонятным почему в вышеприведенных турбинах не
взяты $\alpha_1 = 18-20^\circ$ или даже меньше, тем более, что с
уменьшением α_1 увеличивается перепад на ступень,
а следовательно уменьшается число ступеней.

Чтобы получить ответ на этот вопрос, исследуем
влияние коэф. φ на η_u . Для этой цели воспользу-
емся кривой φ для реактивных лопаток по Wagnerу
/см. фиг. 217 Stodola V изд. верхняя кривая или фиг. 48
в книге проф. Журицкого „Паровые Турбины 1927/.
Сделаем таблицу:

Таблица 5-я.

$\beta_1^\circ + \beta_2^\circ =$	50	60	70	80	100	120	140
$\varphi\%$	87	88,6	90	91,1	92,6	93,6	94,4

По этой таблице мы будем брать значения и
подставлять в ф-лу /1/.

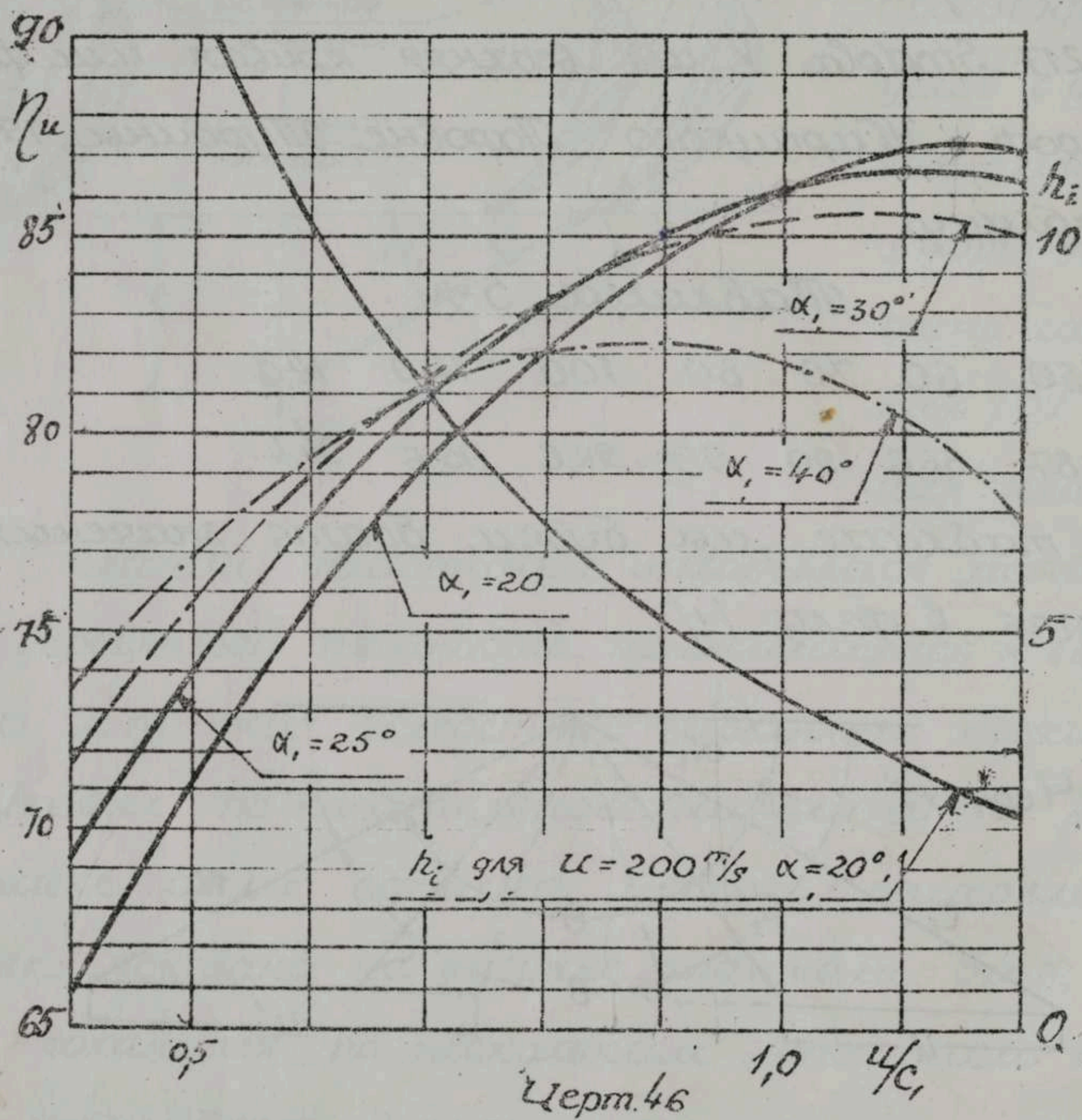


При $\alpha_1 = \beta_2$, сумма $|\beta_1 + \beta_2|$ будет функцией уг-
ла α_1 , и отношения η_u , что наглядно видно из черт.
45, где для одного η_u /сплошными линиями /сумма
 $|\beta_1 + \beta_2|$ меньше, чем для другого /пунктиром/;
 $\beta_1' + \beta_2' > \beta_1 + \beta_2$. С увеличением α_1 сумма $\beta_1 + \beta_2$ увеличивается.

Учитывая все это построена диаграмма черт. 46
зависимости η_u от η_c , для различных углов α_1 , как
видим, эта диаграмма совершенно не похожа на
обычные /при $\varphi = \text{const}$ /. И эта диаграмма дает ответ
ответ, почему невыгодно брать угол $\alpha_1 < 25^\circ$ при наиболее

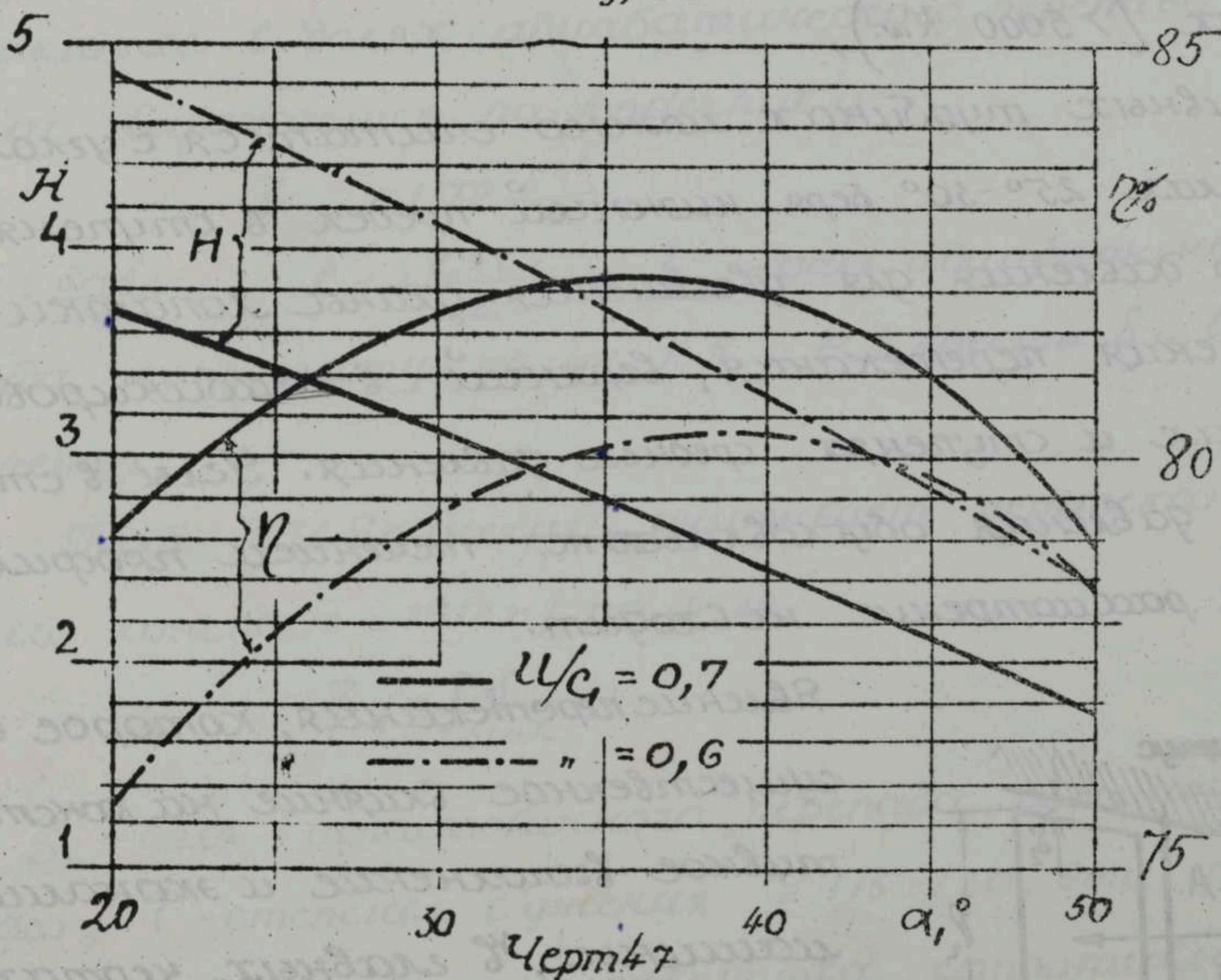
обычных отношениях $\frac{u}{c}$, ибо к.п.д. η_u падает.

Таблицу 5^ю надо считать достаточно вероятной, если не по абсолютным значениям коэф. φ , то, по крайней мере, по характеру изменения φ ; т.е. с увеличением $|\beta_1 + \beta_2|$ надо ждать увеличение φ т.к. угол поворота θ / черт. 45 / уменьшается.



По черт. 46 видно, что η_u для $\alpha_1 = 25^\circ, 30^\circ$ и 40° при $\frac{u}{c} \approx 0,7$ почти совпадает, брать надо угол 25° т.к. перепад на ступень увеличится, на черт. 47 показано как изменяется перепад адиабатический H и η_u от угла α_1 . Кривая η_u имеет определенный максимум, положение которого зависит от $\frac{u}{c}$, течение кривых довольно пологое, течение H более резкое. Несмотря на то, что уменьшение угла сильно сокращает число ступеней, при сравнительно малой потере в. к.п.д. все же рекомендуется брать малый угол α_1 не приходится.

Действительно черт. 47 для $\psi_c = 0,7$ и $\alpha_1 = 35^\circ$, $\eta_u = 82\%$ при $u = 120 \text{ м/сек}$ $H = 2,8 \frac{\text{сae}}{\text{кг}}$ при $\alpha_1 = 20^\circ$ получили $\eta_u = 79\%$, $H = 3,7 \frac{\text{сae}}{\text{кг}}$ т.е. получили увеличение H на 32% , а уменьшение η_u на $\sim 4\%$ $|\frac{82}{79}|$ т.е. сравнительно незначительное ухудшение к.п.д. дает значительное уменьшение числа ступеней, но все-таки выгодней в этом случае изменить ψ_c и взять все-таки больший угол, в нашем случае $\psi_c = 0,6$, $\alpha_1 = 35^\circ$ дает ту же величину для $H = 3,7$, $\eta_u = 80\%$ т.е. выше чем $\eta_u = 79\%$ для $\alpha_1 = 20^\circ$ и $\psi_c = 0,7$ / Не следует при этом упускать из виду влияние перетекания, которое увеличивается с уменьшением длины лопатки, и может иметь существенное влияние для ступеней высокого давления для средних и особенно малых мощностей турбин.



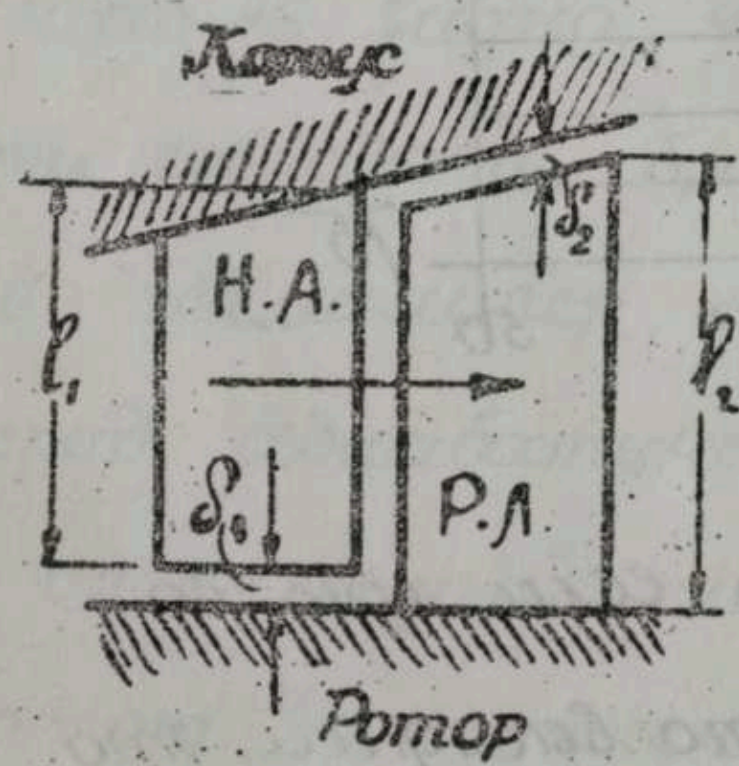
Перетекание же указывает на то, что если уж допустить сравнительно малый угол α_1 , то выгодней это делать в ступенях высокого давления. Вообще число ступеней /соответственно H / для данной мощности и данных условий эксплуатации надо считать заданным и требуется найти ψ_c , и α_1 , а в этом случае, как показывает

предыдущий пример, выгодней брать больший угол α , конечно в известных пределах.

Необходимо также подчеркнуть, что процент ухудшения η скажется таким же процентом на увеличении топлива, а следовательно на удорожании выработанного киловаттчаса; процент же увеличения ступеней скажется на удорожании турбины, а через это и на стоимости энергии, но это удорожание энергии будет измеряться значительно меньшими процентами, чем процент увеличения числа ступеней.

Т.е. % от η и % от H далеко не эквивалентны.

Резюмируя, можем сказать, что в современных крупных (> 5000 Квт.), реактивных турбинах можно считаться с углом α , в пределах $25^\circ - 30^\circ$ беря нижний предел в ступенях высокого давления для увеличения длины лопатки и следовательно перетекания, верхний - в комбинированных турбинах и ступенях среднего давления. Углы в ступенях низкого давления обуславливаются течением профиля и в наше рассмотрение не входит.



Черт. 48

Явление перетекания, которое имеет существенное влияние на конструктивное выполнение и экономичность машины, в главных чертах заключается в следующем (черт. 48): пар, при выходе из направляющего аппарата /Н.А./ занимает длину δ , и зазор δ ; причем в зазоре δ пар не получает надлежащего направления для входа

на рабочую лопатку /Р.Л./ и поэтому совершает только часть той работы, которую он мог бы произвести, получив необходимое направление - это с одной стороны; с другой - пар идущий по длине l_1 , под нутным углом α , так же не весь используется на рабочей лопатке, т.к. часть его попадает в зазор δ_2 и минуя раб. лопатку не совершая работы. Т.о. каждый килограмм пара дает меньше работы и к.п.д. ступени падает.

Эмпирически это явление исследовал Андерхив /см. Stodola V Aufl. 225 Form III/; он получил, что ~~явля~~явление зазора δ_2 на к.п.д. в 1.5 раз больше, чем зазора δ_1 ; через зазор δ_1 и δ_2 течет примерно в два раза больше пара, чем через такую же длину на лопатке. Потеря на перетекание в долях адиабатического перепада на ступени выражается по Андерхиву:

$$\xi_{sp} = 1.72 \frac{\delta^{1.4}}{l}$$

где $\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$ и $l = \frac{l_1 + l_2}{2}$; ξ_{sp} - доля адиабатического перепада на всю ступень т.е. Н.Л. и Р.Л. вместе δ и l в сантиметрах.

Проф. В.И. Ясинский учитывает перетекание /см. его конспект 1912 г./ по ф-ле.

$$\xi_n = \frac{\tau \cdot \delta}{l \sin \alpha},$$

где ξ_n - доля использованного перепада, а не адиабатического, τ - степень сужения $\approx 1.15 - 1.30$. Эта ф-ла получена в предположении равенства сопротивлений в зазоре и в лопатке, чего на самом деле не имеется, как показали опыты Андерхива т.о. эта ф-ла лишь приблизительно правильна, о чем говорит и В.И. Ясинский.

Зазор δ составляют обычно около $\left(\frac{1.3}{1000} - \frac{1.5}{1000} \right) D$.

Теоретического исследования этого явления пока не имеется:

Вернемся теперь к нашей задаче о расчете части.

Таким образом выбор $\frac{U}{C}$, и α , является задачей скорее статистическо-экономической чем чисто термодинамической. Выбор окружной скорости так же лежит вне пределов одних термодинамических соображений и как уже говорилось выше не всегда возможно обосновать тот или иной выбор. Давать в этих вопросах какие-нибудь "рецепты" совершенно излишне, можно указать только пределы в каких изменяются те или другие величины, причем пределы эти неизбежно будут широкими. Для оценки окружной скорости можно считать, что с длиной лопатки и к.б. лопатки меньше 20-25 м/с встречаются редко.

Уравнение расхода дает след. значение для U в зависимости от C - длины лопатки:

$$U = \frac{G \cdot V \cdot n \cdot T}{60 \cdot C \cdot \sin \alpha \cdot e}$$

где U м/сек; G кг/сек; n об/мин; T - степень сужения, C , м/сек, α , - угол выхода из напр. аппарата; e м - длина лопатки

Вводя величину $\frac{U}{C} = \xi$ имеем:

$$U = \sqrt{\frac{G \cdot V \cdot n \cdot \xi \cdot T}{60 \cdot \sin \alpha \cdot e}}$$

По этой ф-ле можно получить максимальную окружную скорость U при максимальной длине лопатки. При больших расходах G пользование этой формулой уже не даст ответа, т.к. U может получиться слишком велико, следовательно в этом случае придется поступать наоборот: т.е. задаться U и получить C . А задаться U придется из условия конструктивного выполнения самого ротора т.е. барабанная или дисковая конструкция имеет вид. Опять необходимо оговориться: минимальная длина $C = 20-25$ м/с не является

обязательной т.к. свободно можно брать 30-40 и выше особенно в ступенях среднего давления или комбинированных турбинах.

В прежних руководствах /см. конспект проф. В.И. Ясинского / для выбора Π давалось отношение $D/e \approx 30$, что соответствует определенной потере на перетекание, если радиальный зазор брать в зависимости от диаметра, что и делается на самом деле.

Ясинский учитывает перетекание по ф-л

$$\xi_n = \frac{\delta \tau}{e \sin \alpha_1}$$

Если мы примем, что $\delta = K \cdot D$, то получим /K-коэф/:

$$\xi_n = \frac{\tau \cdot K}{\sin \alpha_1} \cdot D/e$$

т.е. действительно перетекание есть ф-ция отношения D/e . Величина же D/e - есть результат решения статистическо-экономической задачи, а не одних термодинамических соотношений.

По ф-ле Андерхив'а перетекание будет

$$\xi_{sp} = 1.72 \frac{\delta^{1.4}}{e} \quad / \delta \text{ и } e \text{ в мм и метрах} /$$

ξ_{sp} - для уже адиабатического перепада; подставляю в эту ф-лу $\delta = K \cdot D$ имеем:

$$\xi_{sp} = 1.72 K^{1.4} D^{0.4} \cdot D/e$$

т.е. главное влияние опять таки отношения D/e . Следовательно, конструктивное правило, по которому отношение D/e не выполнялось больше 25-30 для высоких ступеней, имеет логическое обоснование; стремление сохранить потерю на перетекание в определенных пределах.

Обозначая величину D/e через ξ имеем ур-ния расхода:

$$\frac{\pi D e \sin \alpha_1 C_1}{\tau \cdot V} = G = \frac{\pi \cdot \xi \cdot e^2 \sin \alpha_1 \cdot C_1}{\tau \cdot V \cdot \xi} = \frac{\pi^2 \xi \cdot e^2 \sin \alpha_1 \cdot D n}{\tau \cdot V \cdot \xi \cdot 60} =$$

$$\frac{\pi^2 \cdot \xi^2 \cdot e^3 \sin \alpha_1 \cdot n}{60 \cdot V \cdot \xi}, \text{ где } \xi = \frac{D}{e}, D/e = \xi; n \text{ - об/мин } V \text{ - м}^3/\text{кг} \text{ удельный объем.}$$

в конце рассматриваемой лопатки.

Окончательно имеем: $l = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot G \cdot v \cdot \xi \cdot \tau}{\pi^2 \xi^2 \sin \alpha \cdot h}}$ или

из р-ва $D = l \cdot \xi$ получим

$$D = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot G \cdot v \cdot \xi \cdot \tau \cdot \xi}{\pi^2 \sin \alpha \cdot h}}$$

Откуда получаем искомый диаметр при выбранных отклонениях $\frac{u}{c} = \xi$ и $\frac{D}{l} = \xi$.

Величина ξ для современных турбин зависит от мощности и тем меньше, чем больше мощность машины. Так турб. $N = 50.000$ Kw установленная в Чикаго фирмой Parsons имеет $\frac{D}{l} = 14$ для цилиндра высокого давления; турб. $N = 20.000$ Kw имеет $\frac{D}{l} \approx 8$; Engineering 1928 II; турб. $N = 10.000$ Kw той же фирмы имеет $\frac{D}{l} = 22$ см. Engineering 1926 Oct. 29.

Этими данными можно руководствоваться, но нельзя на них смотреть, как на нечто неизменное, что и видно из приведенных данных.

Величина $\frac{D}{l}$ в пределах $15-25$ относится к ступеням высокого давления, для средних ступеней и для насосных ступеней комбинированных турбин, это отклонение встречается так же в широких пределах, но в этих ступенях лучше считаться с абсолютными значениями окружной скорости, беря для барабанной конструкции $110-125$ м/сек т.к. лопатка получается достаточно длинной, но все-таки желательно не переходить $\frac{D}{l} = 20-25$.

На основании вышеизложенного можно выбрать скорость первых лопаток в части Parsons'a, причем ясно, что этот выбор зависит от конструктора в достаточно сильной степени.

Мы можем считать, что U_1 у нас имеется. Опять подчеркиваем, что для различных U_1 получается разные

конструктивные решения. Ниже мы рассмотрим несколько иной выбор $\mathcal{U}_1$, основанный на задании числа ступеней, а теперь остановимся на определении размеров последней ступени перед выходом пара в конденсатор.

Конечно нижний предел рабочего процесса нашей группы ступеней может и не дойти до впадения в конденсатор (например цилиндр среднего давления), но так или иначе размеры последней ступени всегда необходимы.

Диаметр последней ступени подсчитываем по формуле с следующими изменениями: для уменьшения потери с уходящей скоростью $[-\frac{c_2^2}{2g} \cdot A]$ обычно выпалывают т.н. "каскальный выход" струи пара, что влечет за собой р-во

$$u/w_2 = [u/c_1] = \xi = \cos \beta_2 = [\cos \alpha_1]$$

Кроме того ξ посл. ступени своего рода индивидуальная величина и не требуется совпадения (ξ) посл. с (ξ) средн. Взятые по вышеприведенной таблице для u/c_1 .

Ф-ла для последней ступени переписывается так:

$$D = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot G \cdot v \cdot T \cdot \xi}{\pi^2 \cdot n \cdot \tan \alpha_1}}$$

(D/e) посл. выбирают в пределах от 4-5 и даже несколько ниже: Угол $\alpha_1 = \beta_2$ в последних ступенях встречается в пределах до 50° , обычно $40^\circ - 50^\circ$. Таким образом изменение $|D|$ посл. сравнительно небольшое, окончательный выбор зависит от условий крепости всей последней ступени в целом: лопатки, диск, бандаж. Стремление получить меньшие напряжения приводят к выбору большего β_2 и меньшего $\xi = D/e$.

Для крупных турбин практика установила следующее требование:

потеря с выходной скоростью $\frac{c_2^2}{2g} \cdot A$ не должна превосходить 3-4% от всего располагаемого перепада в турбине.

III-е пусть: $P_0 = 20 \text{ ata}$; $t_0 = 380^\circ \text{C}$; $P_{\text{конд.}} = 0,05 \text{ ata}$ имеем по T - S диаграмме $H = 250 \frac{\text{cae}}{\text{кг}}$, след. потеря $\frac{C_2^2}{2g}$. А не должна превосходить $0,04 \cdot 250 = 10 \frac{\text{cae}}{\text{кг}}$ откуда $C_2 = 91,5 \sqrt{10} = 290 \text{ м/сек}$.

Опять величина 3-4% для потери $\frac{C_2^2}{2g}$ А получилась не из одних термодинамических соображений испарения пара, а совместно с статистико-экономическими мотивами эксплуатации машины и производства данного завода.

Если задаться процентом потери с выходной скоростью, то приблизительно диаметр последней ступени можно получить по след. ф-ле:

$$D = \sqrt{\frac{G \cdot V \cdot T \cdot \xi}{\pi \cdot C_2}}$$

где C_2 - допустимая скорость выхода, нормальная к плоскости вращения.

G - расход кг/сек ; V - уд. объем на выходной кромке $\text{м}^3/\text{кг}$; T - степень сужения $\sim 1,15 - 1,3$.

В случае, когда по условиям прочности нельзя выполнить требуемый диаметр, то выпадает сложную конструкцию последней ступени: двойной выпуск пара, многократный выпуск по Бауманн'у, разделение последней ступени и пр.

Следовательно, и при выборе последнего диаметра играет роль коммерческая экономичность и, вообще говоря, нельзя здесь давать рецепты можно указать только некоторые пределы, как мы и сделали.

Выбирая диаметр последнего диска, или что то же самое, задаваясь углом α , или выходной потерей, мы останавливаемся на одном из многих конструктивных решений, и логические обоснования можно найти только на заводе совместно с учетом характера нагрузки проектируемой турбины.

Итак, на основании вышеизложенного, мы имеем диаметры первой и последней ступени нашей турбины, выбираем отклонение α , /по таблице/ и угол χ , имеем также предполагаемый перепад.

Далее можно грубо определить число ступеней турбины, задаваясь некоторой средней окружной скоростью, которую выбираем на основании U м/сек первой и последней ступени.

Приблизительно порядок подсчета будет такой.

$$U_{\text{ср}} \approx \frac{U_1 + U_{\text{посл.}}}{2} \text{ или } \approx \sqrt{U_1 \cdot U_{\text{посл.}}}; \text{ по } U_{\text{ср.}}$$

находим адиабатический перепад по ф-ле:

$$H = \frac{A}{2g} \left[2u_1 \cos \chi_1 - u^2 + C_1^2 \left(\frac{Z^2}{\varphi^2} - 1 \right) \right]$$

или преобразуя U подставляя $U_{\text{ср}}$, $(\alpha_1)_{\text{ср}}$; χ , $Z \approx 1$ /предварительно/ получим:

$$H_{\text{ср}} = \frac{AU_{\text{ср}}^2}{2g} \left[\frac{2\cos \chi_1}{(\alpha_1)_{\text{ср}}} - 1 + \frac{\frac{1}{\varphi^2} - 1}{(\alpha_1)_{\text{ср}}^2} \right] / \alpha /$$

Целея перепад на всю реактивную часть $= H$, получим примерное число ступеней K :

$$K = \frac{(1 + \beta) H}{2 \cdot H_{\text{ср}}} \quad |6/$$

где β - коэф. возврата тепла.

Более точное определение числа ступеней возможно, когда в основных чертах выбран конструктивная форма ротора, т.е. предполагается ли барабанная конструкция и со сколькими уступами, или возможна дисковая конструкция и проч.

На черт. 49 даны некоторые схемы облапачивания реактивных машин. Опять надо сказать, что трудно выявить преимущество одного типа над другим, и мыслимы многие другие варианты в этом направлении. Необходимо, пожалуй, только стремиться к простоте обработки и избегать фигурных профилей, которые

с другой стороны, часто имеют преимущество постав-
ки размеров лопатки / K / и таким образом об-
легчают обработку с этой стороны.

Возможна и такая постановка вопроса, когда за-
дается число ступеней K /предписан габарит турбины/
и ищется окружная скорость U_{cp} ; подсчет этот про-
изводится по формулам /а/ и /б/; по ф-ле /в/ находим
 H_{cp} , а по ф-ле /а/, пользуясь величиной H_{cp} и выбирая
обычным способом / $u_{ср}$ / и K , находим U_{cp} .

В этом случае, конечно, возможен выход из тех
пределов, для $\xi = 2/e$, о каких мы писали раньше.

Охватить все частные случаи, какие могут встре-
титься при проектировании турбины, конечно, невозмож-
но, да и нет в этом необходимости; руководящие же
моменты мы разобрали достаточно полно.

При окончательном просчете выбранного вари-
анта часто пользуются т.н. U^2 -методом /пред-
ложен проф. Stodola/, который мы и разберем на
частном примере.

Пример:

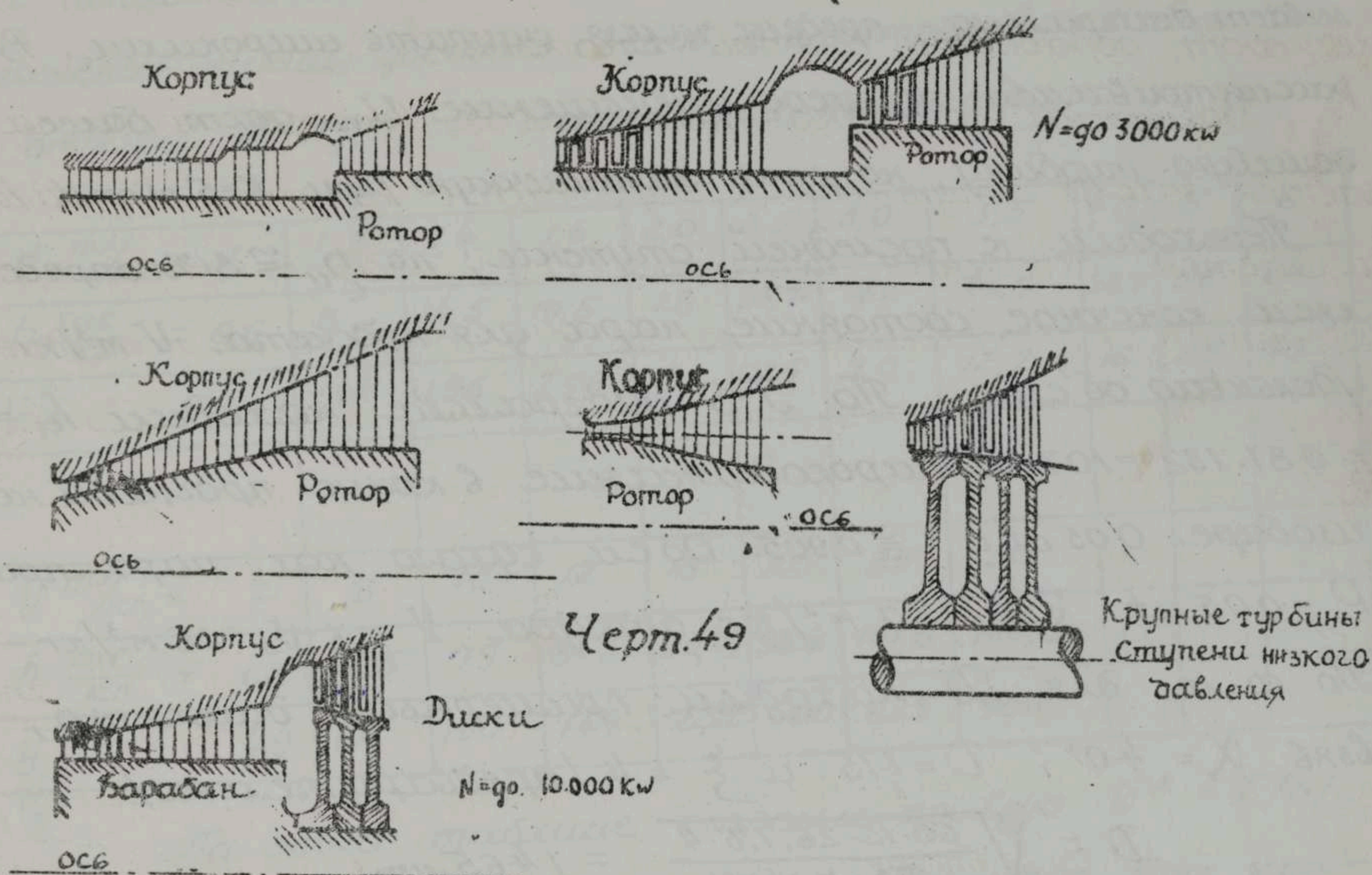
Найти размеры части Parsons'a кабинирован-
ной турбины Zoelly-Parsons'a, при расходе через
часть Parsons'a в $13 \text{ кг/сек.} = G$ и число ступеней
 $K = 5$ шт. Давление перед ч. Parsons'a $P_0 = 2 \text{ ат.а.}$;
 $t_0 = 150^\circ \text{C}$; $\bar{v}_{0e} = 0,05 \text{ ат.а.}$, число оборотов $n = 3.000 \text{ об/м.}$

Находим H_{cp} по ф-ле /в/ при $H = 132 \text{ ккал/кг}$ / по
Т-5 диаграмме. / $1 + \delta$ / $132 = 135$, — в области насы-
щенного пара δ меньше, чем в перегретом

$$H_{cp} = \frac{1 + \delta}{2 \cdot K} = 13,5 \text{ ккал/кг.}$$

Для удобства выбора основных размеров строим

диаграмму черт. №50 по ф-ле /а/ для $H_{cp} = 13,5 = \text{const}$

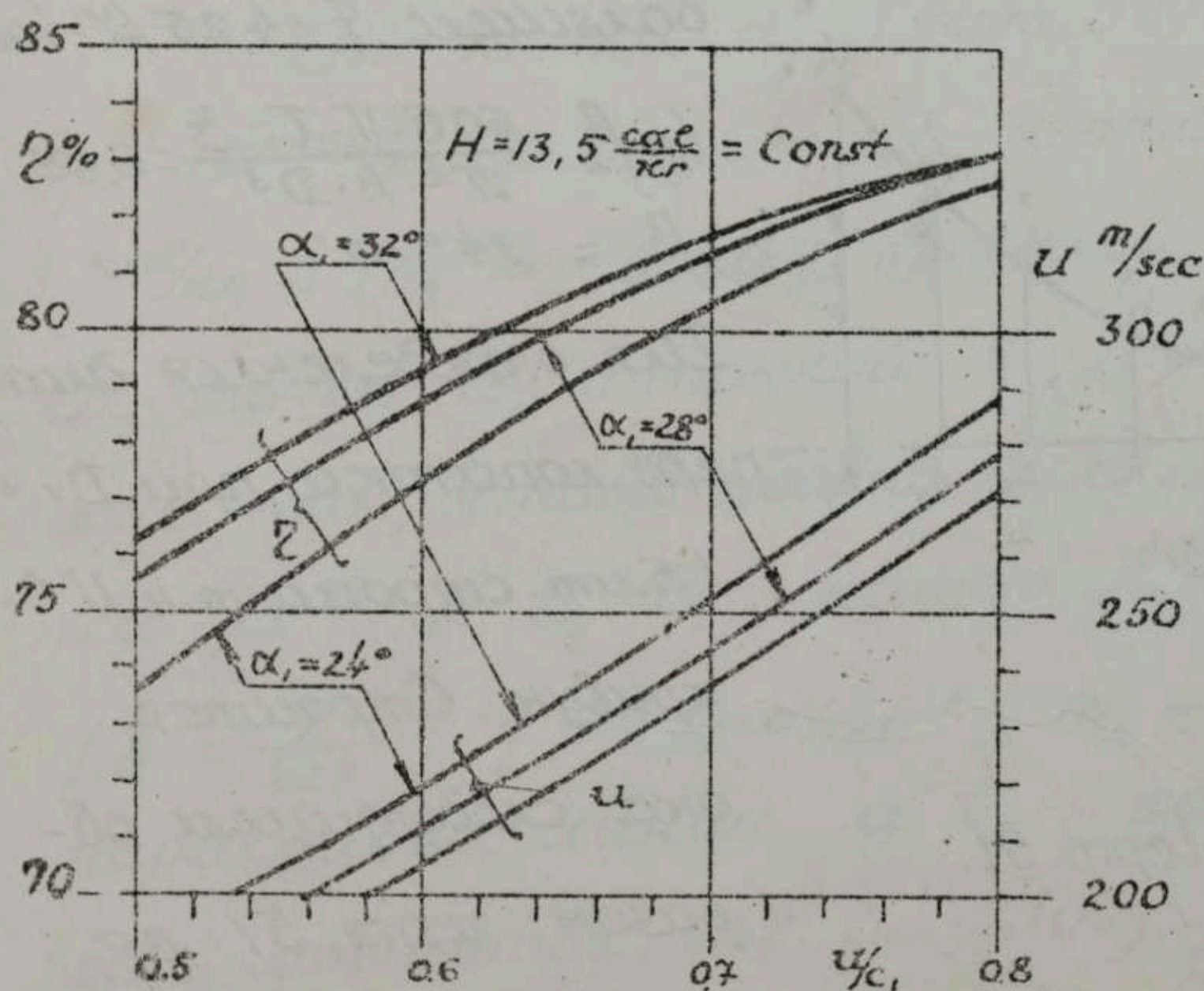


Черт.49

при переменном u/c , и различных α , находим u_{cp} и η_u по ф-ле:
$$\eta_u = \frac{1 + \frac{1}{2} \frac{u^2}{c^2} \cos^2 \alpha - (\frac{u}{c})^2}{1 + \frac{1}{2} \frac{u^2}{c^2} \cos^2 \alpha - (\frac{u}{c})^2}$$

$$Z = \frac{u \sqrt{2}}{c}$$
 Кривые построены для 3-х углов $\alpha, = 24^\circ, 28^\circ, 32^\circ$.

Из этой диаграммы довольно просто выбрать наиболее подходящую величину u_{cp} и u/c , действительно: стремясь к более высокой η_u , желательно брать $u/c = 0,8$, но тогда



Черт. 50.

$u_{cp} = 270$ до 288 м/сек., т.е конструктивно трудно осуществимая скорость; $u/c = 0,6$ дает пониженный η_u ; естественно u/c выбирать по u_{cp} и в нашем случае $u_{cp} = 250$ м/сек достаточно надежная величина $|\alpha|_{cp} = 28^\circ$,

т.к. $\alpha_1 = 24^\circ$ вряд ли подойдет к последним ступеням, $\eta_u \approx 81\%$.

Итак, выбор сделан, один из многих возможных, но, как показывает диаграмма, пределы нельзя считать широкими. В рассматриваемом примере уменьшение $U_{ср}$ даст более дешевую турбину, но менее экономичную /при $K=5 = \text{const.}$ /

Переходим к последней ступени; по $\eta_u \approx 81\%$ определяем конечное состояние пара для подсчета V м³/кг. — удельного объема. По T - S диаграмме находим $h_i = 0,81 \cdot 132 = 107$ и паросодержание в конце процесса на шобаре. $0,05 \text{ ат. а. в.} \approx 0,995$. Объем сухого нас. пара при $P = 0,05 \text{ ат. а. в.}$ $V_s \approx 28,7 \text{ м}^3/\text{кг}$, откуда $V = x \cdot V_s = 26 \text{ м}^3/\text{кг}$.

По ф-ле для D находим примерный диаметр, взяв $\alpha_1 = 40^\circ$; $\tau = 1,15$ и $\xi = 4$ /предварительно/.

$$D = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 13 \cdot 26 \cdot 1,5 \cdot 4}{\pi^2 \cdot n \cdot \text{tg} \alpha_1}} = 1,465 \text{ м.}$$

окружная скорость, соответствующая этому диам. $= 230 \text{ м/сек.}$

III. к. средняя окружная скорость выбрана нами в 250 м/сек., что соответствует $D = 1,6 \text{ м}$, а из-за стремления к более естественному течению пара желательно и вместе постепенно увелич. диаметр, то выбираем $D_{\text{посл.}} = 1,7 \text{ м}$. и $D_1 = 1,5 \text{ м}$. Находим угол β_2 посл. лопатки при несколько

большим $\xi = 4,25$ / $\tau = 1,15$ м/.

$$\text{tg} \beta_2 = \frac{60 \cdot V \cdot \tau \cdot \xi}{\pi^2 \cdot n \cdot D^3} = 0,68$$

$$\beta_2 = 34^\circ 10'$$

Для определения диам.

перв. лопатки при $D_1 =$

1,5 м. строим т.н. V^2 -

кривую. Строится

она следующим об-

разом: черт. 51: по

среднему к.п.д. $\eta_u = 81\%$

проводим полнотрану из точки / $P = 2 \text{ ат. а. в.}$ и $\tau = 150^\circ$ / "А" до точки "В".

Черт. 51.

5

Точки „в“ получим, проводя линию $i_k = \text{const}$ на расстоянии 106 мм. от точки „а“ по вертикали $1/106 \approx 0,81 \cdot 131,5$, где $131,5 \text{ ккал/кг}$ есть адиабатический перепад/. Замечаем точки $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots$ пересечения линий удельных объемов с политропой $\alpha \beta$ и измеряем отрезки $h_1, h_2, h_3, \dots$ составляем таблицу.

$V = \frac{m^3}{\text{кг}} = 1$	1,2	1,4	1,6	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5	6	
$h = \frac{\text{кал}}{\text{кг}} = 0,6$	3	14,5	19,5	28	35,7	42	46,7	50,7	58	64	
$V^2 =$	1	1,44	1,96	2,56	4	6,25	9,0	12,2	16	25	36
$V \frac{m^3}{\text{кг}} = 7$	8	10	12	15	20	25	30				
$h \frac{\text{кал}}{\text{кг}} = 68$	72,5	79	84,3	90,7	98,4	104,5	109,3				
$V^2 =$	49	64	100	144	225	400	625	900			

По этой таблице строим кривую $V^2 = F/h$, как показано на черт. 51, а в масштабе эта кривая представлена на черт. 52, где приведен полный расчет нашей группы ступеней.

Мы имеем полезный перепад $h=106 \text{ ккал/кг}$ ступеней $K=5$ или 10 рядов направляющих и рабочих лопаток. Наиболее удобно предположить вначале равномерную разбивку перепада, а след. на первый нагр. или придется около 11 ккал/кг .

От точки α_1 /черт. 52/ откладываем отрезок $\alpha, \beta_1 = 11 \text{ ккал/кг}$. в масштабе чертежа /в нашем случае $1 \text{ ккал/кг} \approx m_h \cdot m_m = 5 \text{ мм./}$, проводим вертикаль β, β' и соединяем точку α_1 с точкой β' , лежащей на V^2 кривой. В стороне так, чтобы удобно было проводить параллели, строим $\Delta^k. A, B, B'$; катет $A, B_1 = \frac{A}{2g} m_L = 119 \text{ мм.} = 0,000119 \cdot 10^6$
 $1/A = \frac{1}{427} : g = 9,81 \text{ м/сек.}^2$; m_L — масштаб /гипотенуза A, B_1 параллельна линии $\alpha \beta_1$; катет B, B' дает в некотором масштабе m_f величину $(f/G)^2$, где f — площадь выхода из первого, нагр. ап. м^2 ; G — секундный расход па-

ра через турбину = 13 м/сек.

Для определения масштаба m_f поступаем так:

$\Delta \frac{u}{a}, \frac{v}{b}, \frac{w}{c}$ и A, B, C подобны, почему имеем соотношение:

$$\frac{v}{a} \cdot \frac{b'}{b} = \frac{B}{A} \cdot \frac{B'}{B} \text{ или } \frac{V^2 m_v}{h \cdot m_h} = \frac{(f/g)^2 m_f}{\frac{A}{2g} \cdot m_L} \dots \text{ /с/}$$

Кроме этого имеем равенства:

$$G \cdot V = C \cdot f, \text{ и } \frac{C^2}{2g} \cdot A = h$$

возводя первое равенство в квадрат и заменяя в нем C^2 через второе выражение, получим:

$$G^2 V^2 = f^2 \cdot \frac{h}{\frac{A}{2g}} \text{ или } \frac{V^2}{h} = \frac{(f/g)^2}{\frac{A}{2g}} = \lambda$$

Сокращая р-ство /с/ на λ получим соотношение между масштабами:

$$\frac{m_v}{m_h} = \frac{m_f}{m_L}$$

т. е. величина масштаба m_f зависит от величин трех выбранных масштабов m_v, m_h, m_L .

Из черт. 52 получаем отрезок $B, B' = 36,2 \text{ мм}$ масштаба

$$m_f = \frac{10 \cdot 10^6}{5} = 2 \cdot 10^6 \text{ мм, следовательно:}$$

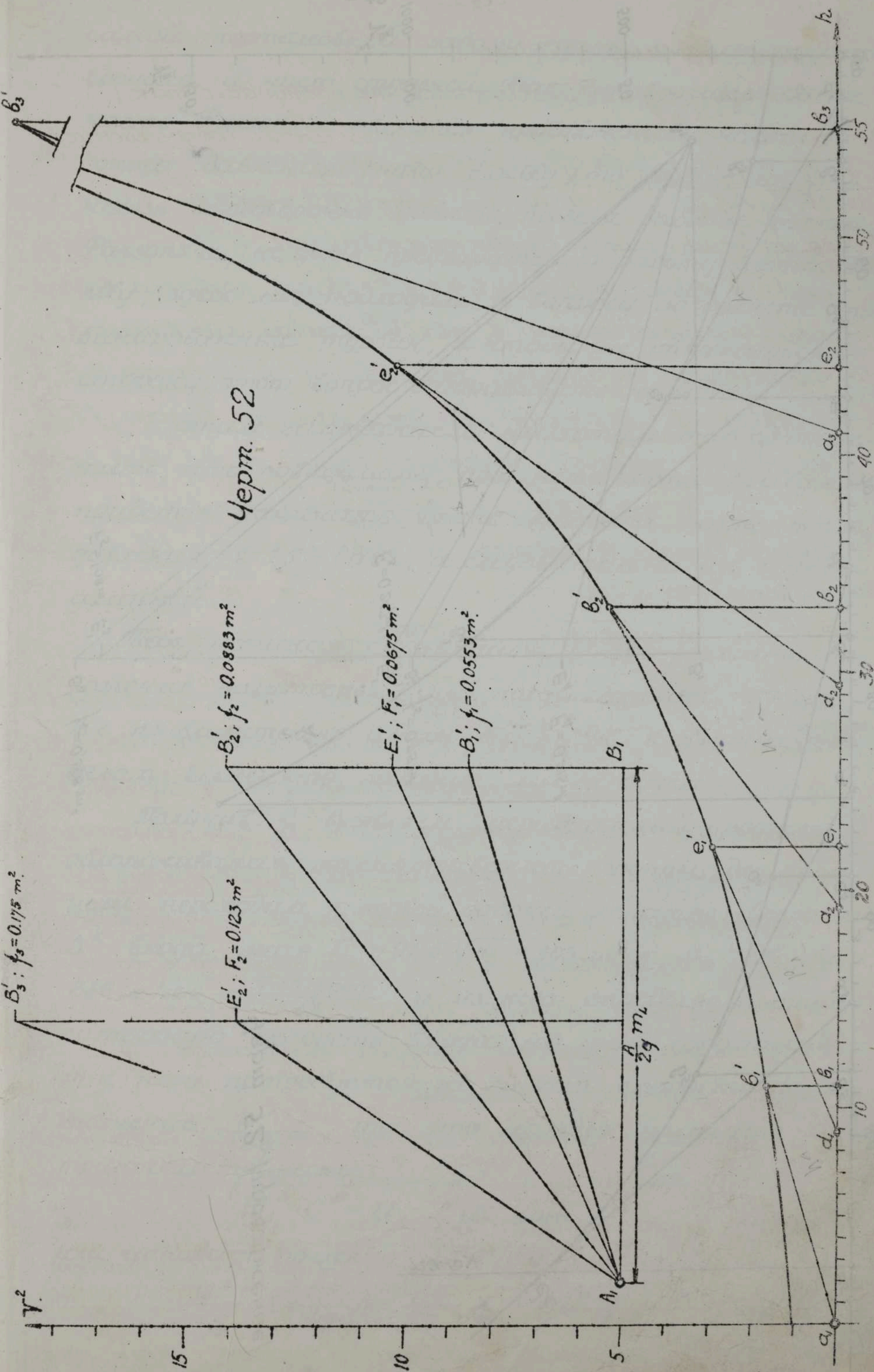
$$f_1 = G \sqrt{\frac{36,2}{2 \cdot 10^6}} = 0,0553 \text{ м}^2$$

Зная площадь выхода из направл. аппарата первой ступени $f_1 = 0,0553 \text{ м}^2$, находим диаметр выходной трубки на /в дальнейшем f, c - относятся к направл. аппарату, F, L - к рабочей лопатке/.

$$c_1 = \frac{f_1 \cdot \tau}{\pi \cdot D \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,0553 \cdot 1,5}{\pi \cdot 1,5 \cdot \sin 25^\circ} = 0,0319 \text{ м.}$$

т. е. задаваясь углом $\alpha_1 = 25^\circ$, получим c_1 . Средний угол $\alpha_1 = \beta_2$ выбран нами = 28° в первой ступени желательно качивать с меньшего угла для увеличения c_1 и уменьшения перетекания $/\xi_s = 1,72 \frac{\delta^{1,4}}{c}/$

Итак $c_1 = 31,9 \text{ мм}$ получили. Как видим, отклонение $\xi = D/c$ в этом случае отклоняется от тех более обычных соотношений, какие мы давали раньше; объясняется это



самой постановкой задачи - даны пределы рабочего процесса и число ступеней. Так как в нашем случае часть Parsons'a является продолжением части высокого давления /напр. Zoelly/ то вообще говоря, нельзя безоговорочно давать пределы работы части Parsons'a, не учитывая предварительно работу части Zoelly, здесь мы подходим к вопросу об расчете какинированных турбин, и чтобы не отвлекаться в сторону, этот вопрос затрагивать не будем.

Этим замечанием мы хотим только отметить, что повидавшись, при учете части Zoelly нам придется начинать часть Parsons'a позже, т.е. с давления в 1,5 - 1 атм, а следовательно и ℓ , и ξ длинней.

Так, начиная с давления 1 атм /сохраняя положение политропы/, мы получили бы $\ell_1 = 57$ мм., т.е. приблизительно имели бы $\xi = D/\ell$ в обычных пределах. Изменять задание мы не будем.

Получив ℓ , выявляем меридиальный профиль облопачивания рассматриваемой группы, для этой цели переходим к первой рабочей лопатке. Строим Δ^K входа, зная $C_1 = 91,5 \sqrt{11} = 303$ м/сек, $\alpha_1 = 25^\circ$, $u_1 = 236$ м/сек. $= \frac{\pi \cdot 1,5 \cdot 3000}{60}$ и из него определяем относительную скорость входа на раб. лопатку W , т.к. нам потребуются не сама скорость W , а значение $\frac{W_1^2}{2g}$, то это можно получить и тригонометрически:

$$W_1^2 = C_1^2 + u_1^2 - 2 u_1 C_1 \cos \alpha_1$$

или умножая почленно на $A/2g$ имеем:

$$\frac{W_1^2}{2g} \cdot A = \frac{C_1^2}{2g} A + \frac{u_1^2}{2g} A - \frac{2 \cdot \sqrt{u_1 C_1} \cdot A}{2g} \cdot \cos \alpha_1$$

для наших величин

$$\frac{W_1^2}{2g} A = 11 + 6,65 - 15,4 = 2,25 \text{ кал/кг.}$$

от точки b , влево откладываем эту величину в масштабе $1 \text{ кал/кг.} = 5 \text{ мм.} = m_h$, получаем точку d , и отрезок $b, d = 2,25 \cdot 5 = 11,25 \text{ мм.}$; от b , вправо откладываем 11 кал/кг. / перенос на рабоч. лопатке $b, c = 11 \cdot 5 = 55 \text{ мм.}$, проводим вертикаль - ищем точку c' на V^2 кривой. Из точки A , / вспомогат. Δ^k / ведем луч A, E' $\parallel d, c'$ и катет B, E' в масштабе $m_f = 2 \cdot 10^6 \text{ мм.}$ даст площадь выхода F / из первой рабочей лопатки; из фиг. 4а $B, E' = 54 \text{ мм.}$ следов.

$F = G \sqrt{\frac{54}{2 \cdot 10^6}} = 13 \sqrt{\frac{54}{2 \cdot 10^6}} = 0,0675 \text{ м}^2$
длину выходной кромки рабочей лопатки L , / подсчитываем по ф-ле:

$$L = \frac{F, \tau}{\pi \cdot D \cdot \sin \beta_2} = \frac{0,0675 \cdot 1,15}{\pi \cdot 1,5 \cdot \sin 25^\circ} = 0,039 \text{ м.}$$

при $\beta_2 = \alpha'' = 25^\circ$, т.к. отношение L/e и сама обрисовка этой ступени в смысле протока пара получилась вполне конструктивной / плавное увеличение длины кромок /, то $\beta_2 = 25^\circ$ сохраняем, в противном случае пришлось бы β_2 увеличить.

Продолжать расчет так же дальше, т.е. находить e_2, L_2 и т.д., задаваясь α_{12}, β_{22} и т.д. неудобно в том отношении, что можно получить не плавный, конструктивно - неудобный профиль облопачивания, а поэтому задаемся профилем.

Диаметр у нашей группы ступеней возрастает с $D_1 = 1,5 \text{ м.}$ до $D_2 = 1,7 \text{ м.}$, что надо учесть. Кроме этого, из-за больших окружных скоростей необходимо иметь дисковую конструкцию, что повлечет за собой увеличение ширины направляющих аппаратов по сравнению с шириной лопаток, так как

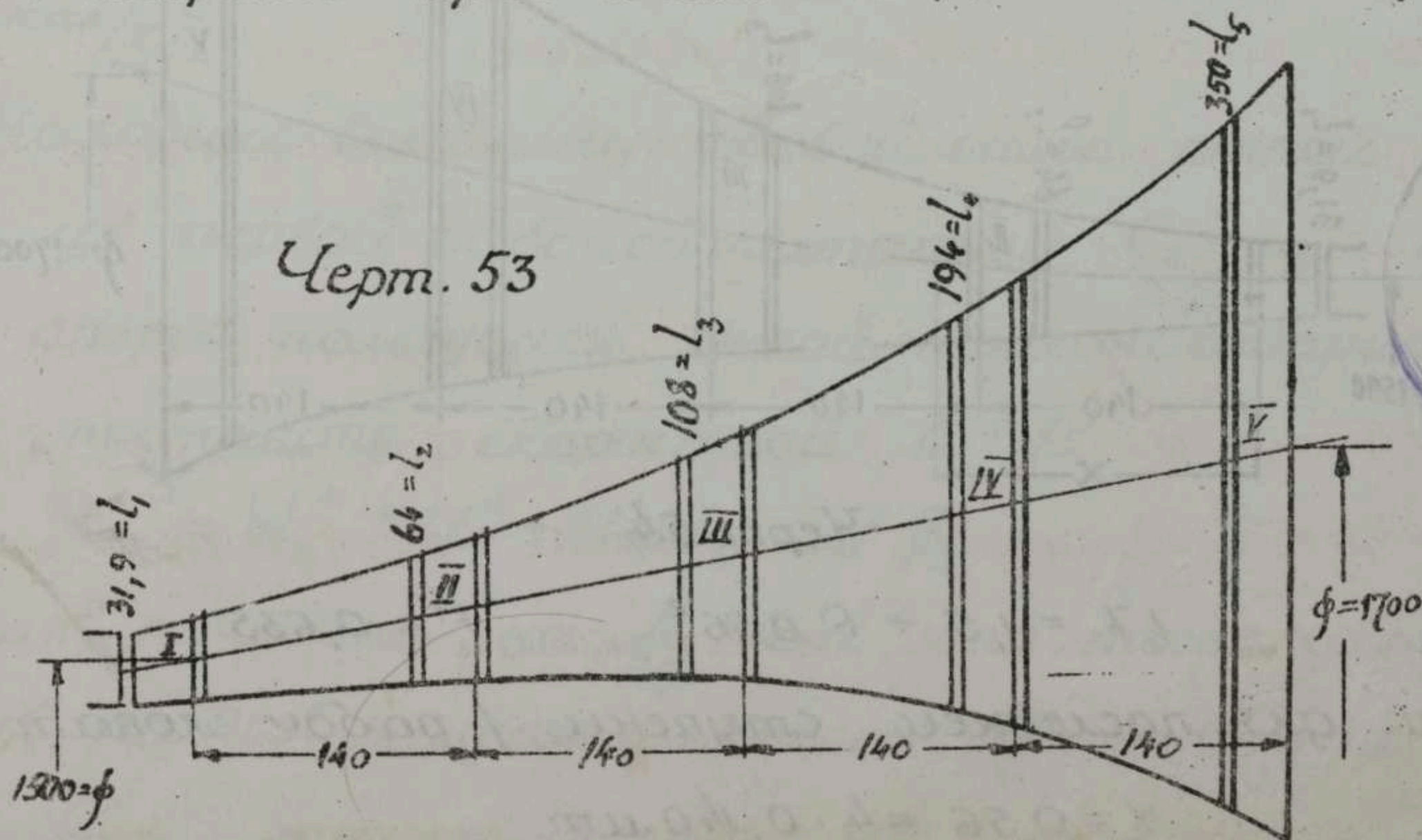
расстояния между дисками обуславливаются размерами втулок. Ширину втулки мы примем равной 140 мм., эта величина, собственно говоря, должна получаться из расчета диска на прочность совместно с высотой втулки, но при проведении теплового расчета этими размерами или придется задаться, базирываясь на выполненных конструкциях, или расчет на прочность вести параллельно с тепловым.

Слишком увеличивать ширину втулки не выгодно из-за большего пути пара по направляющим каналам, чрезмерное уменьшение даст мало надежную посадку диска и крутое расхождение профиля.

В нашем случае удобно задаться законом изменения длин L_1, L_2, L_3, L_4 и L_5 по геометрической прогрессии, т-е $L_2 = q L_1$; $L_3 = q^2 L_1$, $L_5 = q^4 L_1$, из последнего соотношения находим знаменатель геометрич. прогрессии $q = \sqrt[4]{\frac{L_5}{L_1}} = \sqrt[4]{\frac{400}{39}} = 1,79$, для краешек рабоч. лопаток имеем таблицу:

L_1	L_2	L_3	L_4	L_5
39	70	125	225	400 мм.

Принимая изменение диаметра по прямой линии, получим профиль облопачивания, представленный на черт. 53. Ширина трех последних рабоч. лопаток принята



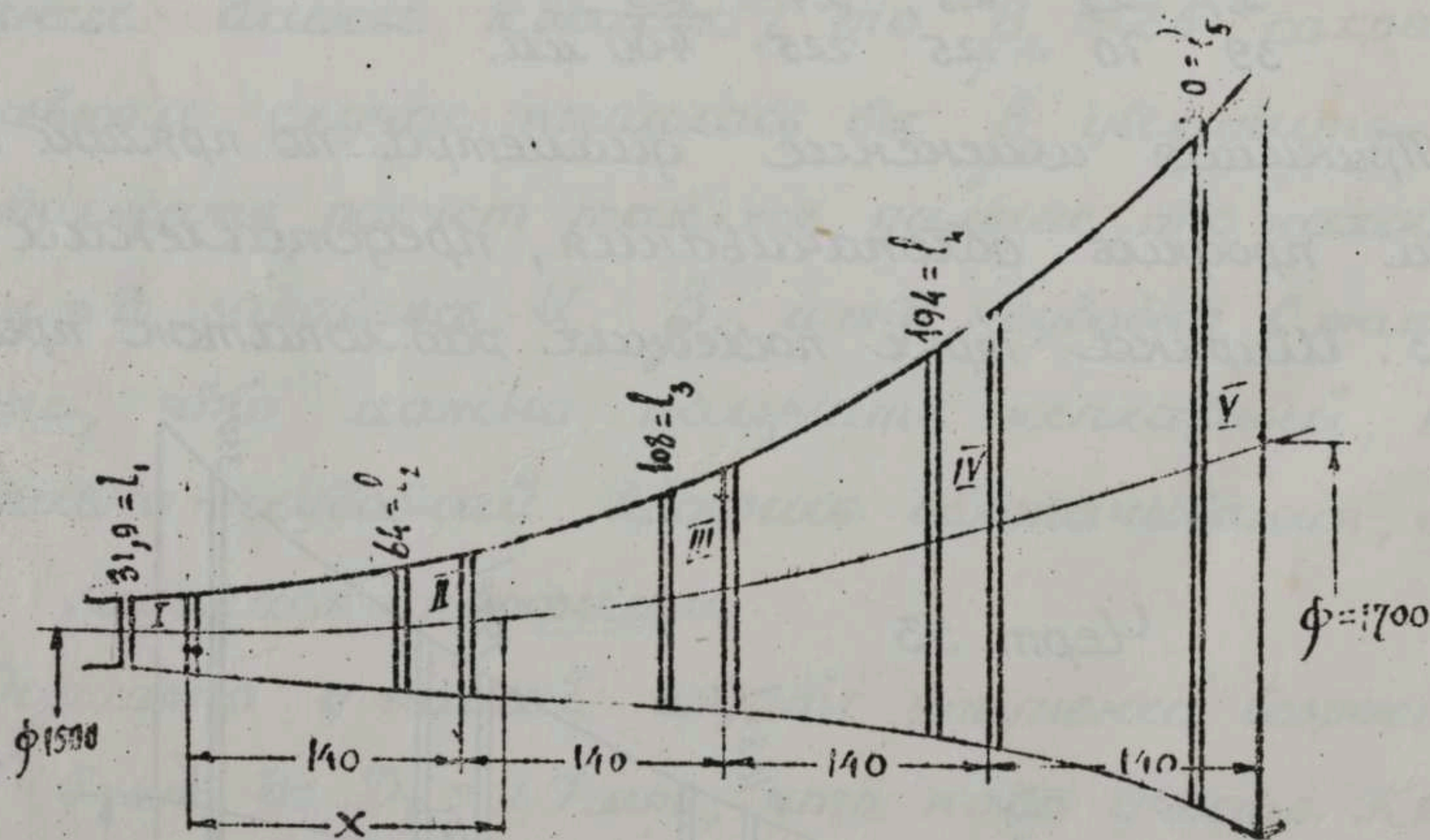
Равной 30 мм./ последняя может быть увеличена при неудачных напряжениях на крепость / две первых = 25 мм., зазоры кругло 5 мм.

Всматриваясь в этот прерыв, можно сказать, что нижняя его линия слишком круто падает в последних ступенях, верхняя идет вполне плавно и повидимому может быть взята круче; за счет кориолисовых сил на раб. лопатках, пар вообще имеет стремление стремиться к периферии, а поэтому обычно выполняют верхнюю границу круче, чем нижнюю.

В нашем случае изменение диаметров можно принять по параболе:

$$D = D_0 + P \cdot x^2$$

где P - параметр, x - расстояние рассматриваемого сечения от выходной кромки раб. лопатки / показано на черт. 54. Параметр " P " определяем по последнему диаметру:



Черт. 54

$$1,7 = 1,5 + P \cdot 0,56^2 \quad P = 0,635$$

так, как для последней ступени / рабоч. лопат /

$$x = 0,56 = 4 \cdot 0,140 \text{ мт.}$$

Профиль с таким изменением диаметров представ-
 лен на черт. 54, этот профиль надо признать более
 удачным; по профилю, измеряя на чертеже, нахо-
 дим размеры выходных крашек, напр. аппаратов, т.е.

l_2	l_3	l_4	l_5
64	108	194	350 мм.

Величины диаметров получим следующие:

Ступени	<u>I</u>	<u>II</u>	<u>III</u>	<u>IV</u>	<u>V</u>				
	Н.А.	Р.А.	Н.А.Р.А.	Н.А.Р.А.	Н.А.Р.А.				
Диаметр	1500	1500	1510 1512	1538	1550	1595	1610	1675	1700

При конструктивном выполнении во избежани-
 е рассеивания струи пара и ударов в бандаж,
 длины крашек l_2, l_3, l_4, l_5 уменьшим на 4 мм., т.е.
 конструктивные размеры будут:

l_1	l_2	l_3	l_4	l_5
319	60	104	190	34,6 мм.

l_1 не уменьшаем, а увеличиваем входную крашку пер-
 вой рабочей лопатки.

Получив таким образом профиль облопачивания,
 вернемся к черт. 52; на этой диаграмме мы имеем
 точку e , и отрезок d, e , дает нам величину $\frac{W_{e1}^2}{2g} \cdot A$
 в масштабе диаграммы, в нашем случае $\frac{d.e.}{m_1} =$
 $= 13,2 \text{ кал/кг},$

Находим величину живой силы струи, выхо-
 дящей из первой рабочей лопатки $\frac{C_{21}^2}{2g} \cdot A$, для
 этого опять пользуемся ф-лой тригонометрии или
 можно построить скоростной Δ $\frac{e}{1}$:

$$C_{21}^2 = W_2^2 + U^2 - 2UW_2 \cdot \cos \beta_2,$$

умножая почленно на $\frac{A}{2g}$ мм, что тоже самое,
 разделив на $9,5^2$, получаем непосредственно $\frac{C_{21}^2}{2g} \cdot A$

$$\frac{C_{21}^2}{9,5^2} = 13,2 + 6,7 - 18 = 2,6 \text{ кал/кг}.$$

откладывая эту величину влево от E , получим точку A_2 ; т.к. перепад на ступень принят нами постоянным, отрезок $E, b_2 = 11 \cdot m_n = 55 \text{ мм}$. Через точку b_2 проводим вертикаль до встречи с V^2 кривой, получаем точку b'_2 ; проводим луч $A, b'_2 \parallel a_2 b_2$ и катет B, b'_2 даст величину $|f_2/g|^{1/2} \cdot m_f$, откуда находим площадь выхода из второго напр. аппарата:

$$f_2 = G \sqrt{\frac{B, b'_2}{m_f}} = 13 \sqrt{\frac{92,2}{2 \cdot 10^6}} = 0,0883 \text{ м}^2$$

принимая конструктивную величину $\ell_2 = 60 \text{ мм}$ найдем:

$$\sin \alpha_{12} = \frac{T \cdot f_2}{\pi \cdot D \cdot \ell_2} = \frac{1,15 \cdot 0,0883}{\pi \cdot 1,51 \cdot 0,06} = 0,057; \alpha_{12} = 21^\circ$$

где $D = 1,51$ подсчитан по ф-ле $D = D_0 + r x^2$

Дальше от точки b_2 идем так же, как это было сделано для точки b_1 ; Для случая, когда точки вспомогательного Δ ка E' и B' ложатся вне пределов чертежа, то уменьшаем m_2 в два раза, что вызовет такое же уменьшение m_f , и опять находим нужные величины /например точки E'_2 и B'_3 /.

На V ступень остается 18 ккал/кг , и мы разбиваем этот перепад поровну по 9 ккал/кг на направляющую и рабочую лопатку. Сводя полученные величины, в таблицу имеем:

Ступени	I	II	III	IV	V
α_1°	25	21	24	$24^\circ 50'$	$28^\circ 20'$
β_2°	25	25	$27^\circ 45'$	$31^\circ 20'$	$35^\circ 30'$
$C_1 \text{ м/сек}$	303	341	342	348	330
$W_2 \text{ м/сек}$	332	338	342	345	320
u/c_1	0,778	0,695	0,705	0,72	0,796
u/W_2	0,71	0,7	0,712	0,732	0,834

α_{12} можно достигнуть, уменьшая длину l_2 до 57-58 мм, это вполне допустимо и не нарушит плоскости профиля.

Все даны градусы в углах можно отбросить, изменив пропорционально синусу соответствующую длину крайки, т.е. вместо $31^\circ 20'$ взять 31° , но уменьшить l_4 в отношении $\frac{\sin 31^\circ}{\sin 31^\circ 20'} = \frac{0,515}{0,52} = 0,99$, так как конструктивно удобней иметь круглые цифры углов или их тангенсов в случае измерения углов тангенсами.

Для окончательной уверенности в выбранном и просчитанном варианте, нанесем в $J-S$ диаграмме помитропу, которую мы можем получить из V^2 диаграммы, для сравнения с помитрой, взятой. Для этой цели просчитываем все η_u по ступеням. К.п.д. первого напр. аппарата будет, конечно, равен φ_1^2 , где φ_1 коэф. скорости в этом аппарате $\varphi_1 \sim 0,93 - 0,94 = \varphi_1$. К.п.д. первой раб. лопатки выражается так:

$$\frac{W_2^2 - W_1^2}{W_2^2/\varphi_2^2 - W_1^2} = \eta_{u2}$$

умножая числителя и знаменателя на $\frac{A}{2g} \cdot m_h$ получим:

$$\frac{\frac{\sigma_1 e_1}{\varphi_2^2} - \alpha_1 v_1}{\frac{\sigma_1 e_1}{\varphi_2^2} - \alpha_1 v_1} = \eta_{u2}$$

коэф. φ_2 находим по черт. 43 по $\psi_c = 0,778$ и $\alpha_1 = 25^\circ$ η_{u2} для второго напр. апп. получим аналогично по ф-ле:

$$\frac{\frac{\sigma_2 v_2}{\varphi_3^2} - \alpha_2 e_2}{\frac{\sigma_2 v_2}{\varphi_3^2} - \alpha_2 e_2} = \eta_{u3} \text{ и т.д.}$$

Определив все η_u нанесем помитропу в $J-S$ диаграмму, и если она ляжет близко от принятой в начале расчета, то этим можно закончить тепловой расчет части.

Несколько особняком стоит явление перетекания в смысле влияния его на вид помитропы, но этого мы касаться не будем, влияние же перетекания на η учитывается по ф-ле Андерхив'а, как сказано раньше.