

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ
ВЕЧЕРНИЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Проф. Ч. Э. ГЕНДРИХОВСКИЙ

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ
ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА



ИЗДАНИЕ ПРОФКОМА ДНЕПРОПЕТРОВСКОГО ВЕЧЕРНЕГО
МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

1930

ДНЕПРОПЕТРОВСК

1930

ПОВЕРНІТЬ КНИЖКУ НЕ ПІЗНІШЕ

зазначеного тут терміну.

			11894		

Опрацював бібліотечний колектор
Держвидав РСФРР, Київ, вул. Бо
ровського № 38.



Замеченные опечатки:

Страница	Строка	НАПЕЧАТАНО	ДОЛЖНО БЫТЬ
23	11 св.	Значение	Значения
27 фиг. 7	Слева от точки <i>A</i>	<i>H'n</i>	<i>H'm</i>
39	2 св.	см. фиг. 8 и 9	фигура 9
65	Крайний правый масштаб	—	внизу η
71	6 св.	мощности	мощностей

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ
ВЕЧЕРНИЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Проф. Ч. Э. ГЕНДРИХОВСКИЙ

621.6
Г-34

ПЕРЕУЧЕТ
1940

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ
ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Днепропетровский Гидро-Мелiorативный Институт
БИБЛИОТЕКА
№ 86835

Днепропетровский Гидро-Мелiorативный Институт
Управління Лабораторія

СЬКИЙ МЕНШ
БІБЛІОТЕКА
№
ІНСТИТУТ

Днепропетровский Гидро-Мелiorативный Институт
БІБЛІОТЕКА
№ 113943

сд

Пробрано
перевірено
1935 г.

ИЗДАНИЕ ПРОФКОМА ДНЕПРОПЕТРОВСКОГО ВЕЧЕРНЕГО
МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

1930

ДНЕПРОПЕТРОВСК

1930

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие автора	1
Общее понятие о центробежном насосе	2
Основные уравнения работы	4
Влияние углов наклона скоростей и лопаток	18
Построение рабочих характеристик	25
Влияние изменения числа оборотов насоса	35
Схема расчета ступенчатого центробежного насоса	38
Проверка размеров вала насоса на критическое число оборотов .	46
Способ построения лопаток	49
Построение спирали кожуха	51
Примерный числовой расчет ступенчатого центробежного насоса	56

П Р Е Д И С Л О В И Е .

Недостаток пособий на русском языке по расчету центробежных насосов, играющих в современной промышленности видную роль, побудило автора наложить краткую теорию центробежного насоса и схему его расчета . -

Теория изложена, придерживаясь метода французского профессора Ch. Manacq. лабораторные опыты которого подтвердили правильность его теоретических положений; изложение иллюстрировано построением всех характеристик работы насоса. Автор надеется, что приведенный здесь математический анализ явлений, происходящих в насосе, облегчит читателю выбор необходимых данных при проектировании. Помещенный в конце труда примерный числовой расчет ступенчатого центробежного насоса упрощает применение изложенной теории на практике. -

Автор считает долгом выразить свою благодарность Профкому Днепропетровского Вечернего Рабочего Металлургического Института за содействие при издании настоящего труда и в особенности студенту М.Я. Ю Ш К О В У , принявшему на себя большой труд по организации этого издания и студенту А.К. К Л И Н Г Е Р У за большой труд по вычерчиванию чертежей для этого издания.

Пособием при составлении настоящего труда служили :

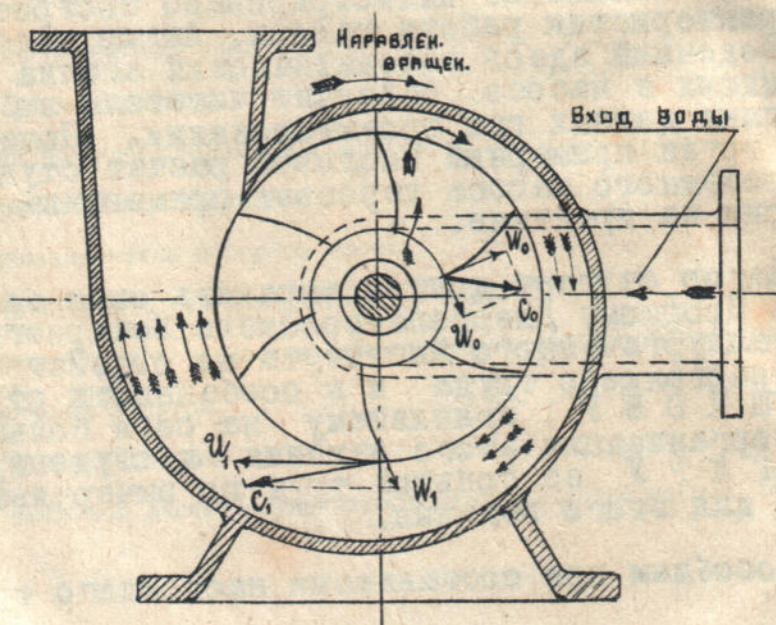
Ostertag :	Die Turbocompressoren "-----	изд. 1926 г.
Ch. Manacq. :	" Les pompes centrifuges "-----	"-----"
L. Guandz. :	" Die Zentrifugalpumpen "-----	"-----1927 г.
Ch. Manacq. :	" Les pompes centrifuges a haute pression "-----	"-----"
Matthiessen und Hartmann und Pfeleiderer :	Fuchslochher : "Die Pumpen"-----	"-----"
	Knarre : "-----"	"-----1926 г.
	" Die Kreiselpumpen "-----	"-----1924 г.
Проф. Есьман -	" Центробежные насосы "-----	и зд. 1926 г.
" Бурдаков -	" Из практики с центробежными насосами "-----	" 1925 г.

Проф. Ч. ГЕНДРИХОВСКИЙ. I/II-1930 г.
Днепропетровск.

ТЕОРИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Общее понятие о центробежном насосе.

Подача воды центробежными насосами основана на пре-
ращении скоростного напора, развиваемого вращающимся ко-
сом , в давление , преодолевающее напор подаваемой воды.
схематических чертежей / см. фиг. I/



Фиг. 1.

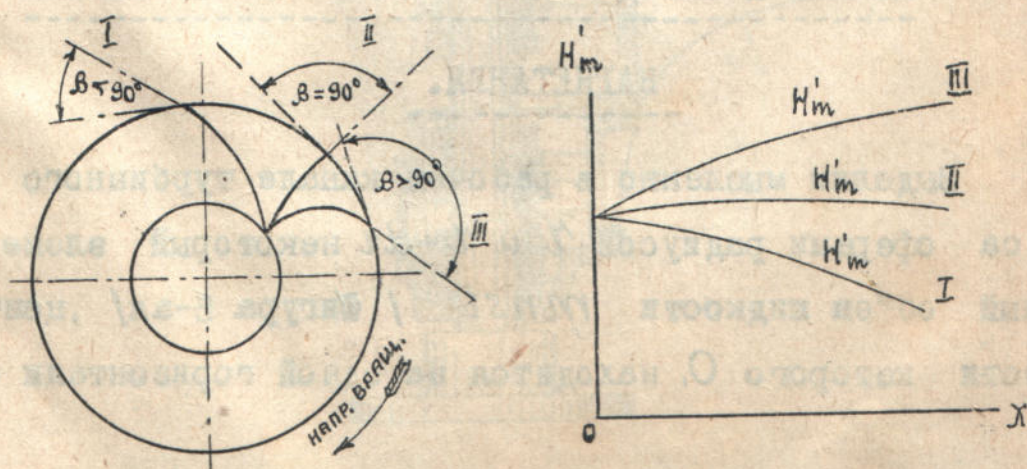
можно заметить, что скоростной напор создается теми
центробежными силами, которые развиваются в частицах
жидкости, получающих быстрое вращение в турбине насоса,
так жидкость поступает под давлением наружной атмосферы,

создающей абсолютную скорость C . входа воды на лопатку колеса.

Подкваченная окружной скоростью U . вращения лопатки частица жидкости дальше движется с относительной скоростью W . по каналу турбинного колеса.

По мере своего движения под влиянием все возрастающей окружной скорости частица жидкости достигает выхода из канала и оставляет рабочее колесо с новыми скоростями: абсолютной выхода C_1 , окружной U_1 , и относительной W_1 . Величина и направление этих скоростей зависят от числа оборотов насоса и от формы кривых, образующих лопатки турбинного колеса.

С другой стороны от величины скоростей и их направления зависит высота подачи жидкости или создаваемый насосом напор.



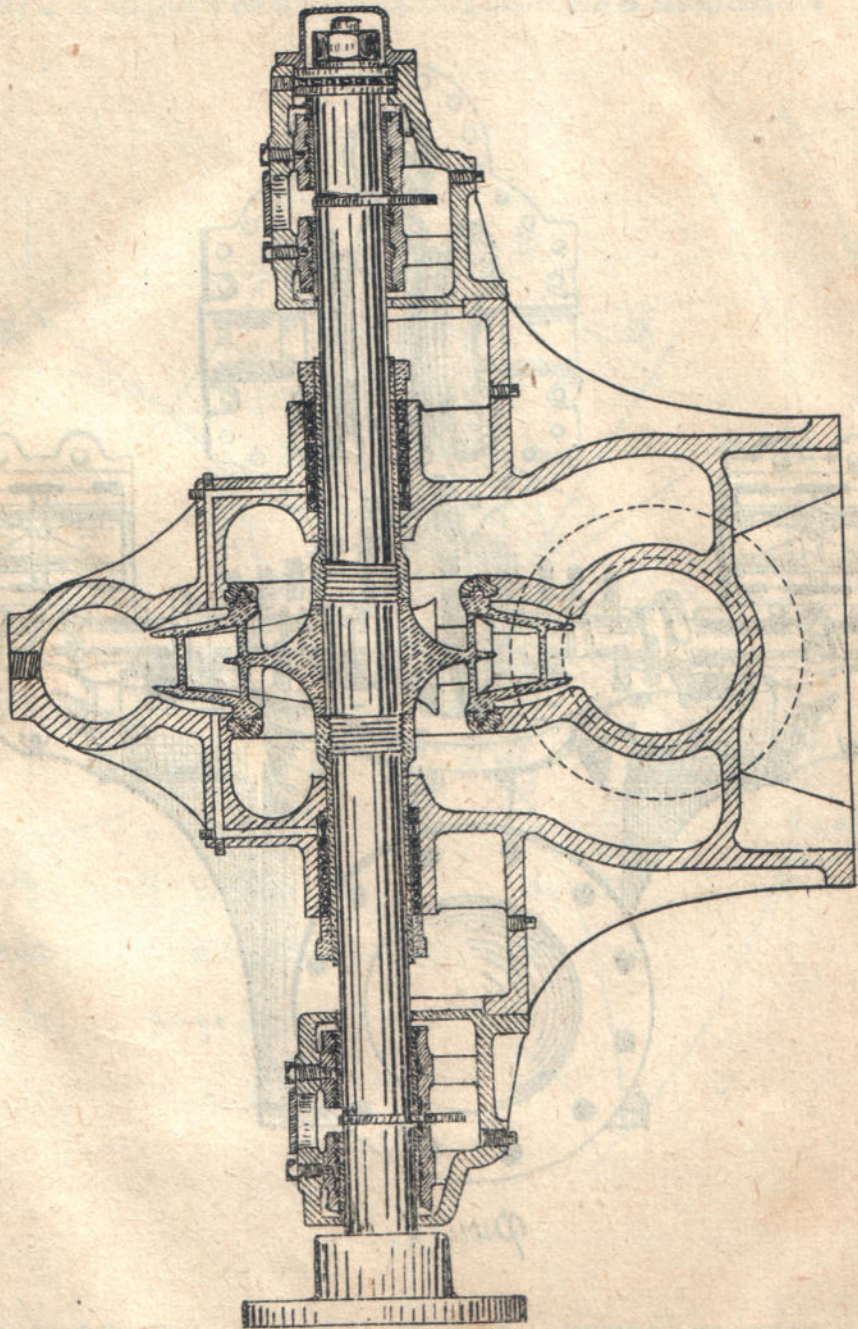
фиг. 2.

Фигура 2 иллюстрирует вышеизложенное: лопатка, согнутая назад по направлению вращения, дает кривую напоров I-ю с постепенно падающими ординатами; турбина с радиально оканчивающимися лопатками создает более высокий равномерный напор по кривой II, и, наконец, лопатка, согнутая вперед по вращению колеса, дает кривую III-ю максимальных напоров при том же постоянном числе оборотов.

Тесная зависимость между формой лопатки и высотой подачи лучше всего вскрывается математическим анализом всех условий движения жидкости в рабочем колесе насоса. Прекрасное конструктивное оформление насоса американской фирмой Гульд приведено на фигурах 3 и 4.

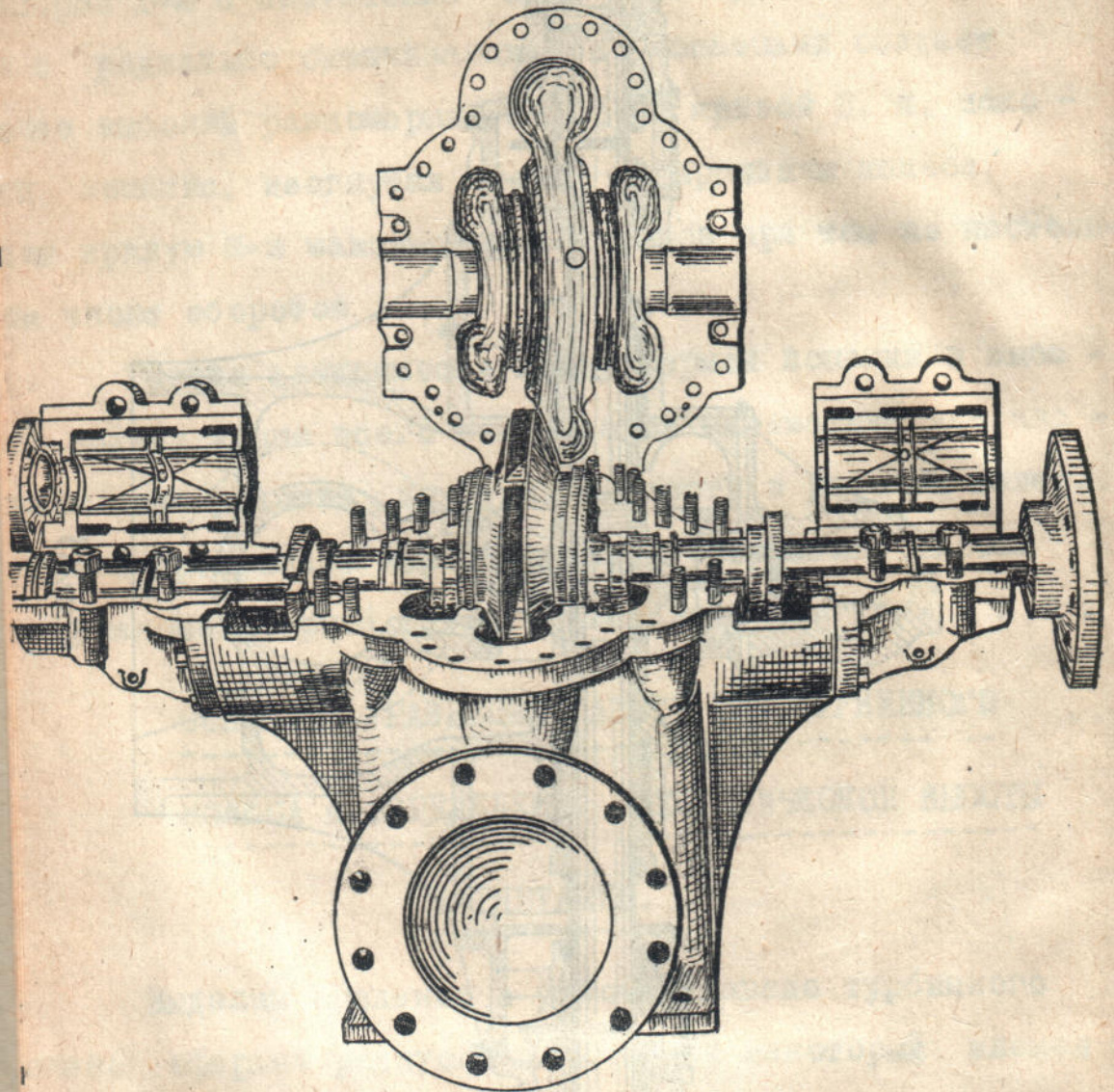
ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ РАБОТЫ ДЛЯ ТУРБИННОГО
КОЛЕСА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ВЫСОТЫ
НАГНЕТАНИЯ.

Выделим мысленно в рабочем канале турбинного колеса сферами радиусов r и $r+dr$ некоторый элементарный объем жидкости $m\pi r^2 dr$ / Фигура 5-ая / , центр тяжести которого O , находится на одной горизонтали с



Фиг. 3

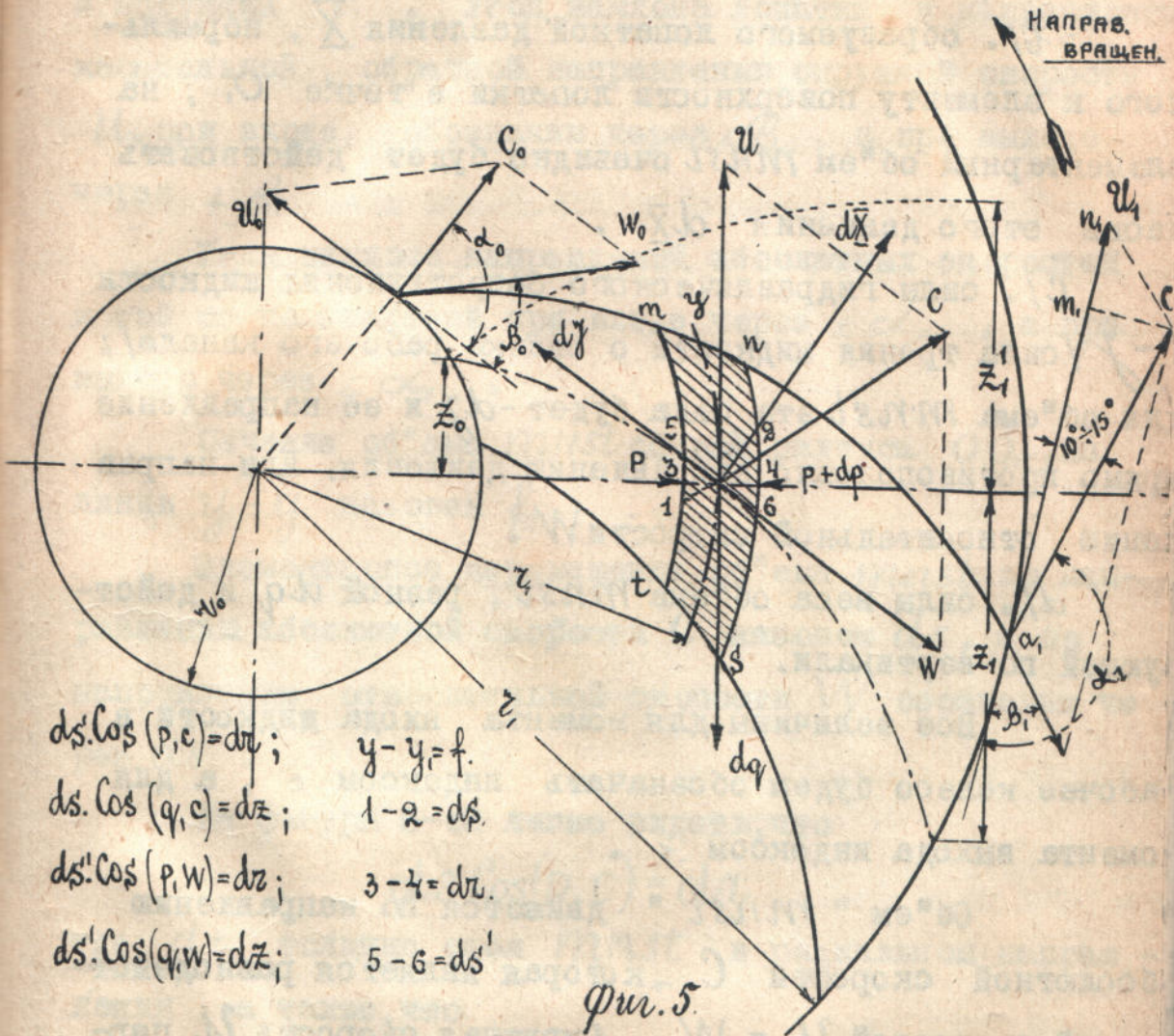
в центре рабочего колеса - О. Этот об"ем находится



фиг. 4.

и действием следующих сил, имеющих место при

вращении колеса с некоторым постоянным числом оборотов а/. гидростатического давления жидкости



$$\begin{aligned}
 ds \cdot \cos(p, c) &= dr; & y - y_1 &= f. \\
 ds \cdot \cos(q, c) &= dz; & 1-2 &= ds. \\
 ds' \cdot \cos(p, w) &= dr; & 3-4 &= dr. \\
 ds' \cdot \cos(q, w) &= dz; & 5-6 &= ds'.
 \end{aligned}$$

р слева и давления $p+dp$ справа, направленных по

радиусу, так как они образованы центробежной силой частиц жидкости; при входе в колесо это давление обозначим p_0 , а при выходе p_1 .

β /. образуемого лопаткой давления \bar{X} , нормального к элементу поверхности лопатки в точке O_1 ; на элементарный объем $mnst$ очевидно будет действовать часть этого давления $d\bar{X}$.

γ /. силы гидравлического сопротивления жидкости

γ / сила трения жидкости о стенки рабочего канала; для объема $mnst$ эта сила будет $-dj$ и ее направление прямо противоположно направлению движения, или направлению относительной скорости W .

δ /. силы веса объема $mnst$, равной dq и действующей по вертикали.

Все величины для момента входа жидкости в рабочее колесо будем обозначать индексом s , а для момента выхода индексом 1 .

Объем " $mnst$ " движется по направлению абсолютной скорости C , которая является равнодействующей скоростей U и W . Окружная скорость U перпендикулярна к радиусу в точке O_1 , а относительная скорость W касательна к кривой лопатки и перпендикулярна к силе $d\bar{X}$.

Скорости входа жидкости в рабочее колесо будут: W_0, U_0 и C_0 ; при выходе W_1, U_1 и C_1 .

Обозначим радиусы турбинного колеса: внутренний r_0 и наружный r_1 . Угол наклона лопадки к направлению касательной, обратной направлению окружной скорости U_0 при входе, обозначим через β_0 , а при выходе через β_1 .

Углы наклона направлений абсолютных скоростей к той же касательной при входе через α_0 , а при выходе через α_1 .

Сечение объема $mnst$ сферой радиуса OO_1 , по линии $y-y$ назовем f .

Элементарное перемещение объема $mnst$ по направлению абсолютной скорости C назовем ds , а по направлению относительной скорости W обозначим через ds' .

Из фигуры 5-ой легко видеть, что

$$ds \cos(p, c) = dr$$

где: dr толщина слоя $mnst$ в радиальном направлении, а также, что

$$ds \cos(q, c) = dz$$

Из $\Delta 1, 5, 6$ аналогично ясно, что

$$ds' \cos(p, w) = dr \text{ и } ds' \cos(q, w) = dz$$

Ординаты Z_0 и Z_1 обозначают высоты начала и конца оси канала, а ордината Z_1' - воображаемая точка приложения абсолютной скорости выхода C_1 , после перемещения объема m_{nst} к моменту выхода из канала.

Применим к движущемуся объему m_{nst} теорему механики, гласящую, что сумма проекций всех сил на данное направление равна произведению из массы тела на сумму проекции его ускорений на то же направление, что математически изобразится:

$$\sum_{np} P = m \cdot \sum_{np} C \dots \dots \dots [1]$$

Здесь: m масса, а C ускорение.

Оставим это уравнение для объема m_{nst} при движении его по направлению абсолютной скорости C :

проекция давления p на направление скор. C

$$[p f_1 - (p + dp) f_2] \cos(p, c)$$

проекция давления лопатки

$$dX \cos(X, c)$$

проекция силы трения

$$dy \cos(y, c)$$

проекция силы веса

$$dq \cos(q, c)$$

Проекция ускорения абсолютной скорости

$$np. C = \frac{dc}{dt}$$

$$, \text{ а масса объема } m_{nst} = \frac{dq}{g}$$

$$g = 9,81 \text{ mtr/sec}^2$$

Силы, действующие вправо считаем положительными, а влево отрицательными.

Уравнение /1/ примет вид: $[p f_1 - (p + dp) f_2] \cos(p, c) +$

$$d\bar{X} \cos(\bar{X}, c) - dz \cos(z, c) - dq \cos(q, c) = \frac{dq}{g} \cdot \frac{dc}{dt} \dots \dots [2]$$

Умножив уравнение /2/ на перемещение ds и деля на вес dq , получим дифференциальное уравнение работ для I кгр. жидкости:

$$\frac{[p f_1 - (p + dp) f_2] ds \cos(p, c)}{dq} + \frac{d\bar{X} ds \cos(\bar{X}, c)}{dq} - \frac{dz ds \cos(z, c)}{dq} - \frac{dq ds \cos(q, c)}{dq} = \frac{dq}{g} \cdot \frac{dc}{dq} \cdot \frac{ds}{dt} \dots \dots [3]$$

Преобразуем уравнение /3/ для приведения его к виду, удобному для интегрирования. Прежде всего заметим, что вес объема $m n s t$ можно выразить, пользуясь удельным объемом жидкости - $\sqrt{m^3 / \rho g}$, так как

$$f \frac{dr}{\sqrt{v}} = dq; \text{ отсюда } f = \frac{dq \sqrt{v}}{dr} \dots \dots [4]$$

Выше было указано, что

$$ds \cos(p, c) = dr \text{ и } ds \cos(q, c) = dz \dots \dots [5]$$

Величину элементарной работы лопатки на I кгр. обозначим через dT_i , т.е.

$$\frac{d\bar{X} ds \cos(\bar{X}, c)}{dq} = dT_i$$

Величину элементарной работы сил трения на I кгр.

обозначим dT_f т.е.

$$\frac{d\gamma \cdot ds \cos(\gamma, c)}{dq} = dT_f$$

Правую часть уравнения /3/ можно представить в виде

$$\frac{dq}{g} \cdot \frac{dc \cdot ds}{dq \cdot dt} = \frac{1}{g} \cdot \frac{ds}{dt} dc = \frac{1}{g} C dc$$

так как $\frac{ds}{dt} = C$, как первая производная пути по времени.

После подстановки всех вышеприведенных выражений

уравнение /3/ примет вид :

$$- \frac{dp \cdot ds \cos(p, c)}{dq} + dT_i - dT_f - ds \cos(q, c) = \frac{1}{g} C dc$$

или

$$- \frac{dp \cdot dr \cdot dq \cdot v}{dr \cdot dq} + dT_i - dT_f - dz = \frac{1}{g} C dc$$

или

$$- dp \cdot v + dT_i - dT_f - dz = \frac{1}{g} \cdot C dc \dots [6]$$

Проинтегрируем уравнение /6/ в пределах работы колеса,

т.е. от момента входа жидкости в колесо до момента

выхода

$$\int_{p_0}^{p_1} -v dp + \int_0^{T_i} dT_i - \int_0^{T_f} dT_f - \int_{z_0}^{z_1} dz = \frac{1}{g} \int_{c_0}^{c_1} C dc$$

Результат интегрирования дает :

$$-v(p_1 - p_0) + T_i - T_f - (z_1 - z_0) = \frac{C_1^2 - C_0^2}{2g} \dots [7]$$

Приписав мысленно к каждому члену уравнения величину $- I$ кгр., получим уравнение работ, где в то же время каждый из членов представляет определенную высоту в метрах водяного столба. Уравнение /7/ связывает теоретическую высоту напора T_i с гидростатическим давлением $-v(\rho - \rho_0)$, напором T_f потерянном на гидравлическое сопротивление в насосе, и скоростными напорами абсолютных скоростей.

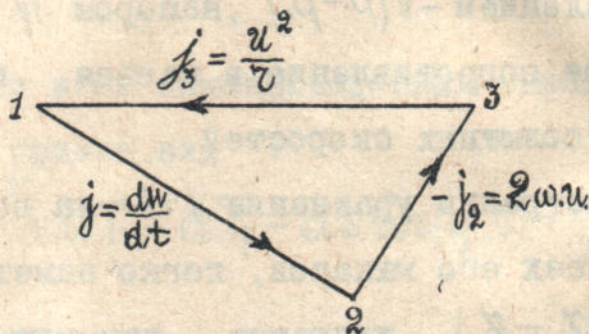
Распространив уравнение /7/ на все рабочее колесо для всех его каналов, легко заметить, что при этом член $(Z'_i - Z_0)$ исчезнет, так как всегда в симметрично расположенном канале противоположной стороны колеса окажется идентичная величина с обратным знаком, что в свою очередь обозначает полное равенство работ сил веса для правой и левой сторон рабочего колеса; окончательно для всего рабочего колеса имеет место уравнение вида :

$$-v(\rho_1 - \rho_0) + T_i - T_f = \frac{C_1^2 - C_0^2}{2g} \dots \dots \dots [8]$$

Для исключения из уравнения /8/ неопределенной пока величины T_f , составим второе уравнение проекций сил, но проектировать силы будем на новое направление относительной скорости W .

$$[p f_1 - (p + dp) f_1] \cos(p, W) + d\bar{X} \cos(\bar{X}, W) - d\gamma \cos(\gamma, W) - d q \cos(q, W) = \frac{dq}{g} (np \cdot j_1 + np \cdot j_2 + np \cdot j_3) \dots \dots [9]$$

Относительное движение объема $mnst$ теперь обла -
дает тремя ускорениями ; / см. фиг. 6 /



фиг. 6.

1/. Ускорением относит. скорости $j_1 = \frac{dw}{dt}$

оно направлено по линии скорости W ;

2/. Поворотным ускорением или Кориолисовым

$j_2 = 2\omega u$; оно направлено перпендикулярно

с направлением относительной скорости W .

Здесь: ω угловая скорость , а u окружная скорость .

3/. Центробежным ускорением

$j_3 = \frac{u^2}{r}$, направленным по радиусу к центру рабочего колеса .

Сумме проекций этих ускорений на направление скорости W дает:

$$\text{пр. } j_1 + \text{пр. } j_2 + \text{пр. } j_3 = \frac{dw}{dt} + 0 - \frac{u^2}{r} \cos(p, w)$$

и уравнение /9/ примет вид :

$$-dp \cos(p, w) - d\gamma \cos(\gamma, w) - dq \cos(q, w) = \frac{dq}{g} \left[\frac{dw}{dt} - \frac{u^2}{r} \cos(p, w) \right] \dots [10]$$

здесь член $d\bar{X} \cos(\bar{X}, w) = d\bar{X} \cos 90^\circ = 0$ и выпадает из урав. /9/ .

Преобразуем уравнение /10/ умножением на элементарн. перемещение ds' по направлению относительной скорости W в уравнение работ и делением на dq приведем его к I кгр. жидкости .

$$\begin{aligned} & - \frac{dp \cdot ds' \cos(p, w)}{dq} - \frac{d\gamma ds' \cos(\gamma, w)}{dq} - \frac{dq ds' \cos(q, w)}{dq} = \\ & = \frac{dq}{g} \cdot \frac{ds'}{dq} \left[\frac{dw}{dt} - \frac{u^2}{r} \cos(p, w) \right] \dots \dots \dots [11] \end{aligned}$$

Заметив, что $\frac{f \cdot dr}{v} = dq$; а $ds' \cos(p, w) = dr$ упростим уравнение /11/ .

$$- \frac{dp \cdot dq \cdot v \cdot dr}{dq \cdot dr} - dT_f - \frac{dq \cdot dz}{dq} = \frac{1}{g} \left[\frac{dw \cdot ds'}{dt} - \frac{u^2}{r} ds \cos(p, w) \right]$$

$$\text{или } -dpv - dT_f - dz = \frac{1}{g} (Wdw - \frac{u^2}{r} dr) \dots \dots \dots [12]$$

Интегрируя в пределах входа и выхода, получим , подста

вив $u^2 = r^2 \cdot \omega^2$

$$\int_{z_0}^{z_1} -dpv - \int_0^{T_f} dT_f - \int_{z_0}^{z_1} dz = \frac{1}{g} \int_{w_0}^{w_1} w dw - \frac{1}{g} \int_{r_0}^{r_1} \frac{\omega^2 r^2 dr}{r}$$

После интегрирования будем иметь II-ое уравнение

$$-v(p_1 - p_0) - T_f - (z_1 - z_0) = \frac{w_1^2 - w_0^2}{2g} - \frac{\omega^2 r_1^2 - \omega^2 r_0^2}{2g}$$

Распространяя последнее уравнение на все каналы рабочего колеса и заменяя $\omega^2 r_1^2 = u_1^2$; а $\omega^2 r_0^2 = u_0^2$

получаем:

$$-v(p_1 - p_0) - T_f = \frac{w_1^2 - w_0^2}{2g} - \frac{u_1^2 - u_0^2}{2g} \dots \dots \dots [13]$$

Уравнение /13/ дает возможность определить напор, потерянный в колесе на гидравлическое сопротивление.

$$T_f = \frac{u_1^2 - u_0^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_0^2}{2g} - v(p_1 - p_0) \dots \dots \dots [14]$$

Вычитая уравнение /13/ из ранее выведенного /8/ и произведя сокращение подобных членов,

$$[-v(p_1 - p_0) + T_i - T_f = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} \dots \dots \dots [8]$$

$$[-v(p_1 - p_0) + T_f = \frac{w_1^2 - w_0^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_0^2}{2g} \dots \dots \dots [13]$$

находим:

$$T_i = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_0^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_0^2}{2g} \dots \dots \dots [15]$$

где: T_i представляет собою полную работу, которую производит рабочее колесо, поднимая 1 кгр. жидкости на высоту H_i , называемую ПОЛНЫМ ТЕОРЕТИЧЕСКИМ НАПОРОМ РАБОЧЕГО КОЛЕСА.

$$T_i = 1 \text{ кгс} \cdot H_i \text{ килограм.метров.} \text{ --- --- --- /16/}$$

Напор H_i расходуется на преодоление всех полезных и вредных сопротивлений и может быть представлен в таком виде :

$$H_i = H_g + H_{wn} + H_{wd} + H_{ws} \text{ --- --- --- /17/}$$

Где: H_g - геодезическая высота подачи воды или разность уровней воды всасывающего колодца и наивысшей точки подема воды .

H_{wn} напор в метрах, необходимый для преодоления всех гидравлических сопротивлений внутри рабочего колеса.

H_{wd} напор для преодоления гидравлических сопротивлений общих и местных во всей линии труб нагнетания, т.е. сопротивление прямых участков, колен, задвижек и т.п.

H_{ws} - напор для преодоления тех-же гидравлических сопротивлений всей линии всасывающих труб .

Так как сумма

$$H_g + H_{wd} + H_{ws} = H_m$$

где: H_m - манометрический напор, развиваемый насосом, а следовательно

$$H_i = H_m + H_{wn} \text{ --- --- --- /18/}$$

86835
7/1394



Выведенное ранее уравнение /15/ дает T_i в зависимости от скоростей входа и выхода; из него вытекает, что высота подачи будет более, если скорости относительные W_0 и W_1 будут близки друг другу по величине; иными словами при проектировании следует стремиться, что бы было

$$W_0 = W_1 \text{ ----- /19/}$$

Последнее условие требует постоянства площадей сечений канала турбины от входа до выхода.

Теперь можно приступить к выводам формул, дающих зависимость величины W_i от размера углов наклона лопаток рабочего колеса и углов наклона скоростей.

ВЛИЯНИЕ УГЛОВ НАКЛОНА СКОРОСТЕЙ И
ЛОПАТОК НА ВЕЛИЧИНУ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО

НАПОРА

Из фигуры 5 легко видеть, что треугольники скоростей при входе и выходе из турбины дают возможность написать след. уравнения:

для выхода: $W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2C_1U_1\cos(180^\circ - \alpha_1)$ ---- /20/

для входа: $W_0^2 = C_0^2 + U_0^2 - 2C_0U_0\cos(180^\circ - \alpha_0)$ ---- /21/

но $\cos(180^\circ - \alpha_1) = -\cos\alpha_1$ и $\cos(180^\circ - \alpha_0) = -\cos\alpha_0$

Вычитая из уравнения /20/ уравнение /21/, будем

иметь:

$$W_1^2 - W_0^2 = C_1^2 - C_0^2 + U_1^2 - U_0^2 + 2C_1U_1\cos\alpha_1 - 2C_0U_0\cos\alpha_0$$

Деля все уравнение на $2g$ и перенося члены :

$$\frac{C_1^2 - C_0^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} - \frac{W_1^2 - W_0^2}{2g} = -\frac{1}{g}(C_1U_1\cos\alpha_1 - C_0U_0\cos\alpha_0)$$

Левая часть уравнения есть ни что иное, как ранее

выведенное выражение для M_i , а потому:

$$M_i = -\frac{1}{g}[C_1U_1\cos\alpha_1 - C_0U_0\cos\alpha_0] \text{ ---- /22/}$$

где: $\angle\alpha_1$ и $\angle\alpha_0$ суть углы наклона абсолютных скоростей C_1 и C_0 к касательным в направлении,

обратном вращению колеса, $g = 9,81 \text{ m/sec}^2$

Полагая в формуле /22/ $\angle\alpha_0 = 90^\circ$, при чем $\cos\alpha_0 = 0$,

тогда абсолютная величина M_i приобретает свое максимальное значение, а именно:

$$M_i = -\frac{C_1U_1\cos\alpha_1}{g} \text{ ---- /23/}$$

Условие $\angle\alpha_0 = 90^\circ$ является условием поступления жидкости в рабочее колесо по радиальному направлению.

Опыт показывает, что такое направление действительно наиболее выгодное, и при проектировании насоса необходимо

обеспечить радиальность входа для нормальных

условий работы, т.е. при заданой нормальной произво-

дительности. Изменение открытия регулирующей задвиж-

ки, изменяя производительность насоса, искажает в то

е время радиального поступание жидкости, так как величина относительной скорости при входе изменится.

Влияние угла наклона абсолютной скорости выхода C_1 , обнаруживает уравнение /23/: при изменении $\angle d_1$, в пределах

$$\angle d_1 = \text{от } 0^\circ \text{ до } 90^\circ$$

косинусы этих углов являются величинами положительными и уравнение /23/ дает величину H_i отрицательную, что указывает на невозможность подачи воды насосом при этих условиях. Направление абсолютной скорости при этом или обратно вращению колеса или при $\angle \alpha_1 = 90^\circ$ радиально, и сама скорость уничтожается прямым ударом о стенку корпуса насоса, что влечет за собой уничтожение напора. Уравнение /23/ при $\angle d_1 = 90^\circ$

$$\cos d_1 = \cos 90^\circ = 0 \quad \text{дает} \quad H_i = 0.$$

Только когда $\angle d_1$, становится более $90^\circ \cos d_1$ принимает отрицательное значение, насос начинает работать, и напор H_i будет расти по мере роста $\angle d_1$, отсюда вытекает новое правило при проектировании, то бы $\angle d_1$ получился для нормальных условий работы насоса возможно близким к 180° .

в пределе, когда $\angle \alpha_1 = 180^\circ$ и $\cos \alpha_1 = \cos 180^\circ = -1$

то $H_i = + \frac{C \cdot W_1}{g}$, где: $g = 9,81 \text{ м./сек.}^2$

что дает для H_i максимум.

Аналогично с $\angle \alpha_0$ при работе насоса с переменной производительностью $\angle \alpha_0$ будет изменяться и при больших производительностях это вызывает сильное падение напора. Несоответственно большое открытие задвижки, влияя на величину α_1 , может вызвать отказ от работы насоса, подача воды прекратится.

Чтобы связать напор H_i с углами наклона лопаток $\angle \beta_0$ и $\angle \beta_1$ /см. фиг. 5/, преобразуем уравнение /23/, для чего воспользуемся соотношением из Δ $\alpha_0 \omega$ скоростей при выходе жидкости из колеса:

$$\overline{an}_1 = \overline{am}_1 + \overline{m'n}_1 \text{ --- /24/}$$

где: $\overline{an}_1 = U_1$; $\overline{am}_1 = C_1 \cos(180^\circ - \alpha_1)$; $\overline{m'n}_1 = W_1 \cos \beta_1$;

после подстановки в уравнение /24/ имеем:

$$U_1 = C_1 \cos(180^\circ - \alpha_1) + W_1 \cos \beta_1$$

но $\cos(180^\circ - \alpha_1) = -\cos \alpha_1$, а тогда

$$U_1 = -C_1 \cos \alpha_1 + W_1 \cos \beta_1, \text{ откуда}$$

$$-C_1 \cos \alpha_1 = U_1 - W_1 \cos \beta_1$$

Подставив последнее выражение в формулу :

$$M_i = -\frac{1}{g} C_1 W_1 \cos \beta_1,$$

получим M_i в зависимости от $\angle \beta_1$, в таком

виде:

$$M_i = \frac{1}{g} W_1 (-C_1 \cos \beta_1) =$$

$$= \frac{W_1}{g} (W_1 - W_1 \cos \beta_1) = \frac{W_1^2}{g} \left(1 - \frac{W_1}{W_1} \cos \beta_1\right) \quad \text{--- /25/}$$

Величина отношения $\frac{W_1}{W_1}$ всецело зависит от секундной производительности насоса Q_s , так как W_1 пропорционально расходу, а W_1 - величина постоянная для насоса с постоянным числом оборотов.

Производительность изменяется пропорционально открытию регулирующей задвижки на линии нагнетания и степень открытия задвижке можем обозначить знаком χ , который математически выразится :

$$\chi = \frac{W_1}{W_1} \quad \text{--- /26/}$$
$$M_i = \frac{W_1^2}{g} (1 - \chi \cos \beta_1) \quad \text{--- /27/}$$

При установившемся нормальном режиме работы насоса величину χ можно считать постоянной и тогда формула /27/ показывает, что напор H_i является функцией величины $\angle \beta_1$.

Пока угол β_1 изменяется в пределах от 0° до 90° , $\cos \beta_1$ есть величина положительная и

Формула /27/ сохраняет свой вид .

При $\angle \beta_1 = 0^\circ$ и при вполне открытой задвижке, т.е. при $\chi = 1$, значения

$$H_{i1} = \frac{u_1^2}{g} (1 - 1 \cos 0^\circ) = 0$$

и насос в этих условиях воды не подает .

При вполне закрытой задвижке, когда $\chi = 0$ / насос имеет холостой ход / и при любом значении $\angle \beta_1$ давление в насосе будет:

$$H_{i1} = \frac{u_1^2}{g} (1 - 0 \cos \beta_1) = \frac{u_1^2}{g} \text{ ----- мтр. воды ст.}$$

это давление является максимальным для данных условий.

Когда значение $\angle \beta_1$ превзойдут 90° и будут расти приближаясь к 180° , то $\cos \beta_1$, станет отрицательным и формула /27/ примет вид:

$$H_{i1} = \frac{u_1^2}{g} (1 + \chi \cos \beta'_1);$$

$$\text{где: } \beta'_1 = 180^\circ - \beta_1,$$

и величина напора H_{i1} будет расти с увеличением χ и $\angle \beta_1$,

В пределе, когда $\chi = 1$ и $\beta_1 = 180^\circ$, получим: $\cos \beta'_1 = \cos (180^\circ - 180^\circ) = \cos 0^\circ = 1$

$$H_{i1} = \frac{u_1^2}{g} [1 + 1 \cos 0^\circ] = \frac{u_1^2}{g} (1 + 1) = \frac{2u_1^2}{g},$$

что является вообще максимальным напором для насоса.

Графически все вышеприведенные явления могут быть иллюстрированы следующей диаграммой для трех типов очертания лопатки :

I тип - $\angle \beta_1 < 90^\circ$; II тип - $\angle \beta_1 = 90^\circ$;

III тип - $\angle \beta_1 > 90^\circ$; диаграмма представляет изменение напора при открывании регулирующей задвижки / см. фиг. 2/.

Приведенный анализ показывает, что при неизменном числе оборотов насоса, когда $Q_1 = \text{const.}$, лопатки, имеющие изгиб в направлении вращения / при $\angle \beta_1 > 90^\circ$ / позволяют достигнуть более высоких напоров .

Все же практика построения центробежных насосов пользуется преимущественно типом I-м очертания лопатки, изогнутой против направления движения, так как этот тип обеспечивает лучший коэффициент полезного действия насоса .

Тип лопатки III вызывает сильно завихренное движение в каналах колеса, что и понижает коэффициент полезного действия насоса .

ПО СТРОЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСА.

Характеристика производительности

Секундная производительность насоса может быть выражена также в зависимости от $\angle \beta_1$, и степени открытия задвижки χ :

$$Q_s = 2\pi v_1 b_1 K_1 W_1 \sin \beta_1 \dots \dots \dots /28/$$

где: v_1 - наружн. радиус колеса; b_1 - ширина выпускного канала на периферии; $K_1 = \frac{S}{S+a^2}$ коэффициент сужения выходного сечения лопатками, толщина которых a , а шаг лопаток S .

Полагая $b_1 = i v_1$; $W_1 = \chi U_1$; $v_1 = \frac{30 U_1}{\pi n}$

где: n - число оборотов в минуту, приводим выражение /28/ к виду:

$$Q_s = 2\pi v_1^2 i K_1 \chi U_1 \sin \beta_1 = \frac{2\pi \cdot 30^2 U_1^2 i K_1 \chi U_1 \sin \beta_1}{\pi^2 n^2} = \frac{1800 \cdot i K_1 \chi U_1^3 \sin \beta_1}{\pi n^2} \dots \dots \dots /29/$$

Выражение /29/ содержит лишь одну переменную величину χ и следовательно:

$$Q_s = f(\chi)$$

Откладывая по оси абсцисс величины $\chi = 0,1; 0,2; 0,3 \dots \dots \dots 1,00$ а по оси ординат секундную производительность насоса в m^3 , вычисляем по формуле /29/ величину Q_s

для любого λ^2 и проводим прямую через начало координат и вычисленную ординату, и получим характеристику изменения Q_s . /см. диаграмму фиг. 7 / .

Производительность насоса увеличивается пропорционально значениям λ^2 . Центробежный насос имеет нормальную производительность при определенной величине степени открытия задвижки, которую выбирают при проектировании в пределах $\lambda = 0,3$ до $0,6$.

По заданной нормальной производительности Q_n и нормальной величине λ легко пользуясь формулой /29/ определить величину $\angle \beta_1$

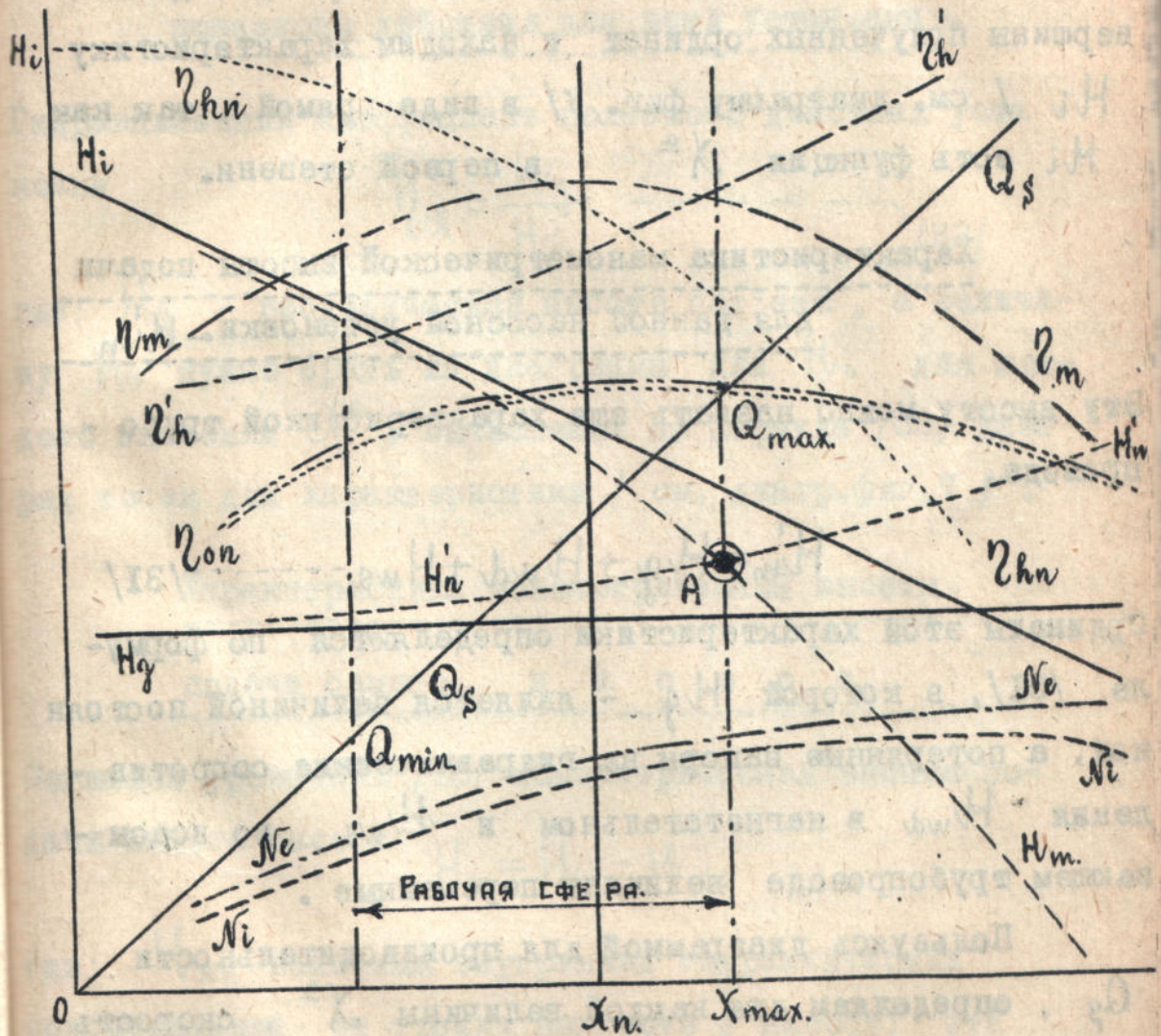
$$\sin \beta_1 = \frac{\pi \cdot Q_n \cdot n^2}{1800 \cdot i \cdot k_1 \cdot \lambda \cdot U_1^3}$$

здесь величиной U_1 задаются, а, затем проверяют по формуле /27/, в которой $H_i = 1,15$ до $1,2$ H_m — манометрической высоты подачи ; последняя обычно задана или может быть вычислена по данным проекта, пользуясь нормами гидравлических сопротивлений в трубах и фасонных частях .

Диаметр трубопровода d определяется по нормальной производительности насоса Q_n , задавшись скоростью течения V_n воды в трубах , обычно

$$V_n = 1,5 \text{ до } 3,5 \text{ м./сек.}$$

тогда: $Q_n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot V_n$; $d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot V_n}}$ ----- /30/



фиг. 7.

Характеристика теоретической высоты подачи.

Пользуясь формулой /27/ определяем два значения

H_i для $\lambda = 0$ и для $\lambda = 0,5$, соединяем

вершины полученных ординат и находим характеристику

H_i / см. диаграмму фиг. 7/ в виде прямой, так как

H_i есть функция λ^a в первой степени.

Характеристика манометрической высоты подачи

для данной насосной установки. H'_m

Эту высоту можно назвать еще характеристикой трубопровода.

$$H'_m = H_{\text{вг}} + H_{\text{вд}} + H_{\text{вс}} \text{-----/31/}$$

Ординаты этой характеристики определяются по формуле /31/, в которой $H_{\text{вг}}$ - является величиной постоянной, а потерянные напоры на гидравлические сопротивления $H_{\text{вд}}$ в нагнетательном и $H_{\text{вс}}$ во всасывающем трубопроводе величины переменные.

Пользуясь диаграммой для производительности

Q_s , определяем для каждой величины λ^a , скорость течения воды по формуле :

$$v = \frac{Q_s}{\frac{\pi d^2}{4}} \text{-----/32/}$$

а затем по найденной скорости потерянные напоры и по формуле /31/ соответственные H'_m / см. диагр.

Фиг. 7/

Характеристика гидравлического коэффициента

полезного действия для всей установки .

Гидравлический коэффициент полезного действия уста-
новки

$$\eta'_h = \frac{H_g}{H_i} \quad \text{-----} \quad /33/$$

где: H_g - геодезическая высота подема, а величину H_i нужно брать из диаграммы для H_i для каждого значения λ^a . Вычисление по формуле /33/ дает ряд точек для характеристики / см. диагр. Фиг. 7 / .

Характеристика манометрической высоты

подачи самого насоса .

Согласно уравнения /18/ манометрическая высота подачи самого насоса

$$H_m = H_i - H_{wn}$$

где: H_{wn} величина внутренних гидравлических сопротивлений от трения жидкости в насосе; эта величина может быть определена по формуле /14/, а

именно :

$$H_{wn} = T_f = \frac{u_1^2 - u_0^2}{2g} - \frac{W_1^2 - W_0^2}{2g} - v(p_1 - p_0)$$

но подсчет значений H_{wn} по этой формуле потребовал бы длинных вычислений для каждого значения X - скоростей и давлений, поэтому воспользуемся приближенной формулой следующего вида :

$$H_{wn} = z \cdot m \cdot \frac{W_1^2}{2g} = z \cdot \frac{m \cdot X^2 \cdot U^2}{2g} \quad \text{----- /34/}$$

где : z коэффициент сопротивления при повороте струи, а m число поворотов в зависимости от конструкции; X - степень открытия задвижки и U , окружная скорость в мтр./сек. $g = 9,81$.

Подставляя формулу /34/ значения X и вычисляя значения H_{wn} , определяем соответствующие величины $H_m = H_i - H_{wn}$ и по точкам строим характеристику манометрической высоты самого насоса.

Сопротивления внутри насоса растут с увеличением производительности и характеристика H_m быстро падает /см. диагр. фиг.7 /

Характеристика гидравлического коэффициента полезного действия самого насоса.

Характеристика строится по точкам, ординаты

которой вычисляются по формуле :

$$\eta_{hm} = \frac{H_m}{H_i} \quad \text{-----} \quad /35/$$

Величины H_m и H_i для всех значений X^a берутся из диаграммы характеристик. Кривая коэффициента /см. диаг. фиг. 7/ сильно падает с открытием задвижки.

Характеристика индикаторной мощности

самого насоса.

$$N_i = \frac{1000 \cdot Q_s \cdot H_i}{75} \quad \text{-----} \quad /36/$$

Подставляя данные из уже построенных характеристик для каждого X^a , строим по точкам характеристику N_i /см. диаг. фиг. 7/. Кривая мощности сначала растет, а затем круто падает.

Характеристика механического коэффициента

полезного действия насоса.

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_i + N_0} \quad \text{-----} \quad /37/$$

N_0 — мощность, поглощаемая трением жидкости о стенки корпуса и трением вала в подшипниках и сальниках. По Сп. Насосы' у эта мощность N_0 может

быть определена формулой :

$$N_0 = 0,00543 u_1^3 r_1^3 + 2,3 d^3 n \quad \text{--- --- --- /38/}$$

где: u_1 - окружная скорость вращения в мтр/сек. ;

r_1 - наружн. радиус рабоч. колеса в мтр. ;

d - диаметр вала насоса в метрах ;

n - число оборотов насоса в минуту.

Диаметр вала предварительно определяется по обычной формуле на кручение :

$$d = 14,4 \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} \quad \text{--- --- --- /39/}$$

Вычислив по формуле /38/ величину N_0 и по формуле /37/ для всех значений λ^a величину η_m , строим по точкам его характеристику /см. диагр.

фиг. 7/.

Характеристика эффективной мощности насоса.

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{hn} \eta_m} \quad \text{--- --- --- /40/}$$

Построение кривой /см. диагр. фиг.7/ аналогично предыдущему .

Характеристика общего коэффициента полезного действия насоса.

$$\eta_{o.n} = \eta_{hn} \eta_m \quad \text{--- --- --- /41/}$$

Ординаты для η_{con} получатся перемножением ординат характеристик η_{hn} и η_m для каждого χ^e . Горизонтальная касательная, проведенная к этой последней кривой η_{con} укажет самую выгодную степень открытия задвижки χ_n при котором насос будет иметь наилучший коэффициент полезного действия .

Характеристика общего коэффициента

установки .

$$\eta_w' = \eta_h' \eta_m \text{ ----- /42/}$$

строится аналогично предыдущему.

Характеристика общей мощности установки.

$$N_w' = \frac{1000 \cdot 0,9 \cdot Q_s \cdot H_m'}{75 \cdot \eta_m} \text{ ----- /43/}$$

Построение то же / см. диаграмму фиг. 7/

Характеристика полезной мощности установки

$$N_p = \frac{1000 \cdot 0,9 \cdot Q_s \cdot H_g}{75} \text{ ----- / 44/}$$

где: $0,9 Q_s$ - учитывает утечку воды через неплотности кожуха и лабиринты; H_g - геодезическая высота подачи.

Эффективный коэффициент полезного действия установки, очевидно, будет:

$$\eta_{\text{eff.}} = \frac{1000 \cdot 0,9 Q_s \cdot H_g}{75 \cdot N_w} = \frac{N_p}{N_w} \quad \text{--- /45/}$$

Диаграмма /фиг.7/ содержит теперь все элементы, позволяющие составить себе ясное представление о режиме работы насоса при разных условиях.

Дополнив двумя ординатами $Q_s \text{ min.}$ и $Q_s \text{ max.}$, ограничивающими рабочую сферу насоса, в пределах которой коэффициент полезного действия его мало отличается от своего максимального значения, убеждаются соответствует ли полученная рабочая сфера заданию проекта. Путем комбинации величин, входящих в расчет насоса, всегда можно добиться желательных результатов. Диаграмма характеристик дает полное представление о всех особенностях эксплуатации центробежного насоса. Легко видеть, что сравнительно небольшие отступления от расчетных нормальных условий влекут за собой сильное ухудшение коэффициента полезного действия и отражаются на потребляемой мощности.

Неправильно установленное открытие регулирующей задвижки может быть причиной с одной стороны отказа насоса от подачи на необходимую высоту, если λ

будет около 0,6 - 0,7, а с другой стороны увеличение мощности, требуемой насосом, может вызвать нагрев и горение изоляции в электромоторе насоса.

Установка насоса для подачи воды на высоту менее расчетной может вызвать аналогичное явление. Установка насоса для других размеров трубопровода, изменяя режим работы, может вызвать его порчу. Являясь машиной поддающейся строгому математическому анализу и расчету, центробежный насос требует умелого с собой обращения; порча электромоторов у этих насосов объясняется отсутствием диаграмм характеристик к готовым машинам; при установке и пуске техники работают вслепую.

Влияние изменения числа оборотов насоса.

При установившемся режиме величина $\chi = \text{const.}$ и выведенные выше зависимости можно изобразить в следующем виде :

$$H_i = \frac{u_i^2}{g} (1 - \chi \cos \beta) = f(u_i^2) \quad \text{--- --- --- /46/}$$

$$Q_s = \frac{1800 \cdot i \cdot K_i \cdot \chi \cdot u_i^3 \sin \beta}{\pi n^2} = f(u_i^3) \quad \text{--- --- --- /47/}$$

$$N = \frac{1000 \cdot Q_s \cdot H_g}{25 \cdot \eta_{on}} = f(u_i^3) \quad \text{--- --- --- /48/}$$

Итак напор является функцией окружной скорости во второй степени, производительность первой степени, а мощность, требуемая насосом, в третьей степени, но так как изменение окружной скорости пропорционально изменению числа оборотов, то отсюда

вытекают следующие соотношения:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad \frac{Q_{s1}}{Q_{s2}} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \quad \text{--- /49/}$$

Следовательно высота подачи воды изменяется пропорционально квадрату числа оборотов. Количество воды пропорционально первой степени числа оборотов, а мощность, требуемая насосом, изменяется пропорционально кубу числа оборотов.

Последнее обстоятельство следует особенно подчеркнуть и рекомендовать осторожное обращение с моторами приводных центробежных насосов, когда переменной шкивов изменяют число их оборотов; сравнительно небольшое увеличение числа оборотов может вызвать перегрузку электромотора и его порчу.

Заканчивая изложение краткой теории центробежного насоса, автор считает необходимым привести схему расчета насоса, где читатель найдет разрешение ряда детальных вопросов, связанных с проектированием центробежных насосов.

Для примерного расчета центробежного насоса автором
избран тип ступеньчатого насоса, требующего более
сложных вычислений и не встречающегося в русской
технической литературе.

-----:-----:-----:

Построим график зависимости расхода от напора. Для этого
нужно знать характеристики насоса. В данном случае
мы имеем насос с шестью ступенями. Характеристики
насоса зависят от диаметра рабочего колеса и частоты
вращения. Для расчета нам понадобятся следующие
данные:

$$K_1 = 0,94 \text{ до } 0,98$$
$$K_2 = 0,95 \text{ до } 0,99$$

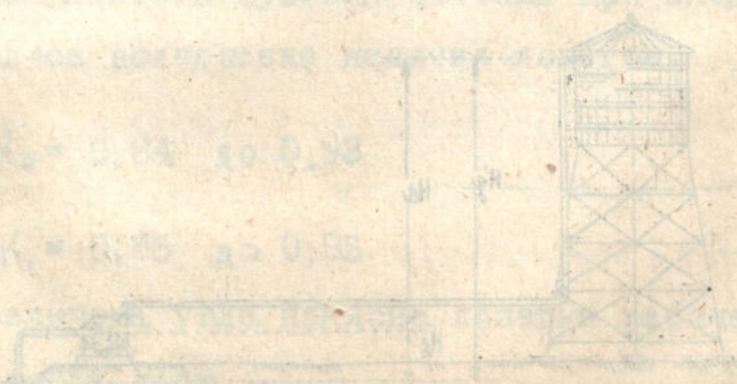


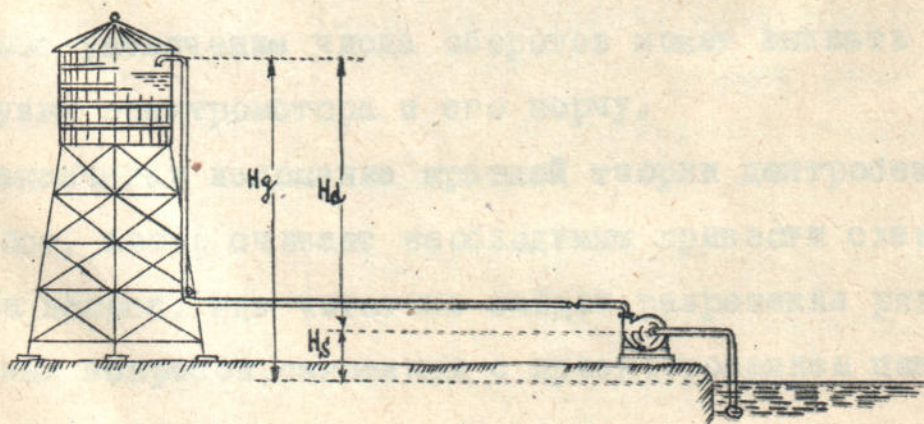
Рис. 8

СХЕМА РАСЧЕТА СТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО
НАСОСА.

Задание : определить основные размеры центробежного насоса, нормальная производительность которого должна быть $Q_n \text{ м}^3/\text{сек.}$, а геодезическая высота подачи воды H_g . Длина и конфигурация трубопроводов задана схемой. Построением всех характеристик выяснить все особенности работы насоса, возможное колебание производительности, максимальную мощность наивыгоднейшую степень открытия задвижки и т.д.

Расчет насоса:

Практика постройки насосов выработала ряд соотношений, которые обычно принимаются при расчете:



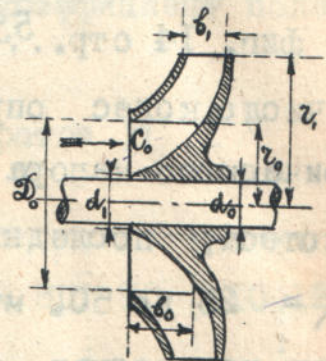
Фиг. 8.

а/. отношение радиусов рабочего колеса /см.
фиг. 8 и 9/.

$\frac{r_0}{r_1} = m$, где: m принимается от 0,3 до 0,5, --- /49/

б/. отношение ширины
канала при входе к таковой при
выходе:

$\frac{b_0}{b_1} = q$, где: $q =$
= от 1,0 до 2,7, --- /50/



с/. степень открытия
регулирующей задвижки

фиг. 9

$\chi =$ от 0,3 до 0,7 ; --- /51/
д/. отношение $\frac{b_1}{r_1} = i$, где: $i =$ от 0,1 -
- до 0,2 ; --- /52/

е/. коэффициенты сужения сечений при входе и
выходе из колеса вследствие наличия лопаток

$K_0 = 0,84$ до 0,93 --- /53/

$K_1 = 0,85$ до 0,95

ф/. Величина угла наклона лопатки рабочего
колеса при выходе воды

для малых напоров $\angle \beta_1 =$ от 15° до 45°

для средних напоров $\angle \beta_1 =$ от 12° до 90°

Для высоких напоров > 50 мтр. насос строится ступеньчатого типа с несколькими рабочими колесами /см. фиг. 14 стр. 55. /, работающими последовательно; число колес определяется делением общего манометрического напора на напор, допускаемый для одного колеса; последний обычно колеблется в пределах $H_k = 25$ до 50 . мтр. В исключительно высоконапорных установках его доводят до 100 мтр.

Число ступеней, таким образом, будет

$$Z = \frac{H_m}{H_k} \quad \text{--- --- --- --- --- /54/}$$

где : H_k - манометрический напор, даваемый одним колесом. Число ступеней не должно превосходить 3 или 9, так как длина вала будет очень велика.

g/. Число оборотов насоса, если он приводной, может быть выбираемо в пределах от 500 до 3.000 оборотов в минуту; при непосредственном соединении с паровой турбиной до 9.000 обор./в минуту; а при непосредственном соединении с электромоторами обороты назначаются в соответствии с мощностью его по данным каталогов.

Мощность определяется формулой :

$$N = \frac{1000 \cdot Q_s \cdot H'_m}{75 \eta_m} \quad \text{--- --- --- --- /55/}$$

где: H'_m - манометрическая высота подачи для установки,
а $\eta_m = 0,85$ до $0,95$ - механич. коэффициент полезного действия ..

Т а б л и ц а для числа оборотов n .

Мощн. электромотора в НР.	0,5	5	10	30	50	80	90	110	120	200
n - для в-х. фазного тока.	2900	950	960	975	975	980	980	980	980	700
		1450	1450	1450	1470	1470	1470	1475	-	-
n - для постоянного тока.	2900	1700	1325	825	600	460	350	-	-	-

Приступая к расчету, необходимо приближенно определить окружную скорость по формуле /27/ остановившись на определенной величине H_k и принимая теоретический напор одного колеса $H_i = 1,15$ до $1,25 H_k$, что бы учесть сопротивления в рабочем колесе насоса и увеличить диапазон его работы.

Тогда из равенства :

$$H_i = 1,2 H_k = \frac{U_i^2}{g} (1 - \chi \cos \beta_i) \quad \text{--- /56/}$$

определяем U_i , избрав величины χ и $\angle \beta_i$ согласно вышеприведенных пределов.

$$U_i = \sqrt{\frac{1,2 \cdot H_k \cdot g}{1 - \chi \cos \beta_i}} \quad \text{--- /57/}$$

По нормальной заданной производительности Q_n определяется диаметр труб линии всасывания и нагнетания в зависимости от принятой скорости течения воды по трубам, которая обычно принимается

$U =$ от 1 до 2 мтр./сек. при длинных и слож-

ных трубопроводах и

$U =$ от 2,5 до 3,5 для простых и коротких, и

тогда диаметр труб :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot U}} \quad \text{--- /58/}$$

с поправкой на нормальный сортамент труб.

Подсчитав согласно эскиза трубопровода потери на гидравлическое сопротивление V трубах и фасонных частях

$$H_{wd} = \sum_1^n z_i \frac{v^2}{2g} \quad \text{и} \quad H_{ws} = \sum_1^n z_i \frac{v^2}{2g} \quad \text{--- /59/}$$

где: $i = 1, 2, \dots, n$

где коэффициенты сопротивления z можно взять по

любому справочнику, получаем манометрический напор установки или труб опровода .

$$H'_m = H_g + H_{wd} + H_{ws} \quad u$$

по формуле /54/, задавшись числом ступеней Z , находим величину H_k , а затем U_1 , по формуле /57/.

Имея эти данные, определяем мощность электромотора :

$$N = \frac{1000 \cdot Q_s \cdot H'_m}{75 \cdot \eta_m} \quad \text{и по таблице опреде}$$

ляем число оборотов n

Теперь можно определить величину $\angle \beta_1$ по формуле:

$$\sin \beta_1 = \frac{\pi \cdot Q_n \cdot n^2}{1800 \cdot i \cdot k_1 \cdot \lambda \cdot U_1^3} \quad \text{--- --- --- --- /60/}$$

Подбором, варьированием и комбинацией величин W , λ , U_1 и $\angle \beta_1$ необходимо достичь, чтобы величина $\angle \beta_1$, определенная по формуле /60/ близко совпала бы с принятым нами значением $\angle \beta_1$ в формуле /57/. Если совпадение достигнуто, то переходим к определению размеров турбинного колеса. / см. фиг. 9/

$$r_1 = \frac{30 U_1}{\pi n}; \quad D_1 = 2 r_1 \quad \text{--- Наружный диаметр /}$$

$$r_0 = m r_1; \quad D_0 = 2 r_0 \quad \text{--- внутренний диаметр турбинного колеса. /61/}$$

Диаметр вала насоса по формуле /39/

$$d_0 = 14,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad \text{в метрах.}$$

Диаметр втулки рабочего колеса при входе воды в канал:

$$d_1 = \text{от } 1,1d_0 \text{ до } 1,3d_0$$

стенка втулки утолщается под лопаткой, а в начале для облегчения входа воды делается тоньше нормальной.

Далее определяем величину абсолютной скорости C_0 поступления воды в каналы рабочего колеса при одностороннем входе, исходя из пропускной способности сечения входа

/см. фиг. 9/

$$\left(\frac{\pi D_0^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) \cdot C_0 = Q_n \quad \text{--- /62/}$$

откуда

$$C_0 = \frac{4 Q_n}{\pi (D_0^2 - d_1^2)} \quad \text{--- /63/}$$

При насосе с двусторонним входом воды, очевидно нужно вести расчет по формуле /62/, положив в ней правую

часть, $\frac{Q_n}{2}$,

необходимо добиваться, чтобы скорость C_0 не сильно отличалась по величине от скорости течения V по

трубам.

Окружная скорость при входе воды в канал найдется

из пропорции:

$$\frac{U_1}{U_0} = \frac{r_1}{r_0}; \quad U_0 = U_1 \frac{r_0}{r_1} = U_1 m \quad \text{--- /64/}$$

Относительная скорость при выходе W_1 , определяется из условия :

$$\chi = \frac{W_1}{u_1}; W_1 = \chi u_1 \quad \text{--- --- --- --- /65/}$$

Условие радиальности абсолютной скорости входа воды в канал рабочего колеса требует :

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{c_0}{u_0}, \quad \text{, что дает возможность по величине } \operatorname{tg} \beta_0 \text{ найти } \angle \beta_0.$$

Имея величину $\angle \beta_0$, находим относительную скорость входа :

$$W_0 = \frac{u_0}{\cos \beta_0} \quad \text{--- --- --- --- /66/}$$

Желательно, чтобы при этом возможно ближе осуществлялось условие:

$$W_0 = W_1 \quad \text{--- --- --- --- /67/}$$

что, как мы видели выше, увеличивает напор.

Абсолютная скорость выхода воды C_1 , определяется из Δ скоростей :

$$C_1^2 = u_1^2 + W_1^2 - 2 u_1 W_1 \cos \beta_1 \quad \text{--- --- --- --- /68/}$$

Необходимо графическим построением Δ скоростей при выходе /см. фиг. 5 / убедиться, что угол, составляемый направлением абсолютной скорости C_1 с касательной к окружности не превышает 10° до 15° ; такое направление скорости C_1 , создает условие безударного входа воды в спираль кожуха насоса.

По формулам /52/ и /50/ находятся величины ширины рабочего колеса при выходе v_1 и при входе v_0 . Установив таким путем все основные величины для насоса и все скорости, строим диаграмму характеристик работы насоса согласно указаний и формул /28/ до /45/ и убеждаемся, соответствует ли спроектированный насос предъявленным ему заданием условиям. -

Прилагаемый примерный числовой расчет ступеньчатого насоса поможет читателю уяснить себе более детально метод расчета и способы построения.

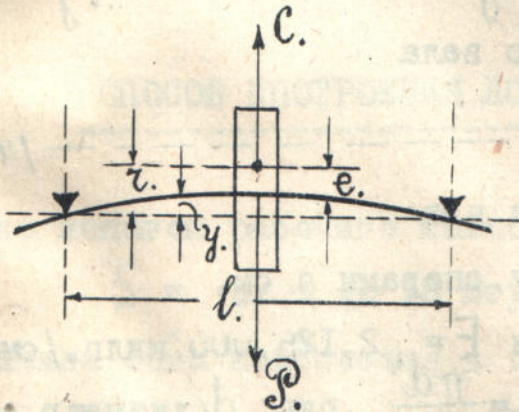
Проверка размеров вала насоса на критическое число оборотов.

Несовпадение после отливки физического центра тяжести турбины с ее геометрическим центром и отсутствие точной балансировки турбины служило нередко причиной поломки вала или рабочего колеса, а поэтому теперь размеры вала и число оборотов насоса назначаются в зависимости от критического числа оборотов, которое определяется следующим путем: /см. фиг. 10 / пусть эксцентриситет физического и геометрического центров будет e см.; стрела прогиба, вызванная этой

эксцентрисичностью $- y/m$; сила сопротивления вала насоса этому изгибу $P_{кр.}$; центробежная сила веса колеса при вращении $S_{кр.}$. Изгиб вала возможен, очевидно, лишь при условии:

$$C = P \quad \text{--- --- --- /69/}$$

$$\begin{aligned} \text{но } C &= \frac{m u^2}{r} = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot r^2}{r} = m \cdot \omega^2 \cdot r = \\ &= \frac{g}{g} \cdot \omega^2 (e + y) \quad \text{--- --- --- /70/} \end{aligned}$$



Фиг. 10.

Но сила $P = f \cdot y$, где: f сила сопротивления изгибу вала при стреле прогиба в один сантиметр. Равенство /69/ теперь примет вид:

$$\frac{g}{g} \cdot \omega^2 (e + y) = f \cdot y; \text{ или } f \cdot y - \frac{g}{g} \omega^2 y = \frac{g}{g} \omega^2 e$$

откуда

$$y = \frac{\frac{g}{g} \cdot \omega^2 \cdot e}{f - \frac{g}{g} \cdot \omega^2} \quad \text{--- --- --- /71/}$$

Здесь: m масса колеса;
 $m = \frac{g}{g}$, где: g вес
 колеса; а $g = 981 \frac{\text{cm}}{\text{sec}^2}$
 так как все размеры в
 сантиметрах; r ради-
 ус вращения, который
 по чертежу будет:

$$r = e + y$$

Если здесь положим, что $f - \frac{g}{g} \omega^2 = 0$, т. е. /72/
 то стрела прогиба $y = +\infty$ /плюс бесконечности/ и
 очевидно вал сломается. Последнее условие дает воз-
 можность определить то критическое число оборотов,

 которое опасно для вала данных размеров.

Из условия /72/ имеем:

$$f = \frac{g}{g} \omega^2; \omega = \sqrt{\frac{fg}{g}}; \text{ но } \omega = \frac{\pi \cdot n_{кр.}}{30}$$

следоват. $\frac{\pi \cdot n_{кр.}}{30} = \sqrt{\frac{f \cdot 981}{g}}; n_{кр.} = \sim 300 \sqrt{\frac{f}{g}} /73/$

Стрела прогиба для круглого вала

$$y = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} \text{ ----- /74/}$$

Где: P - сила, изгибающая вал

l - длина вала между опорами в см.

E - модуль для стали $E = 2.125.000$ килг./см.²

J - момент инерции $J = \frac{\pi d^4}{64}$, где: d диаметр вала

Если в /74/ положим $y = I$ см., то сила $P = f$ и
 тогда можно написать:

$$I = \frac{f \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J}; \text{ откуда } f = \frac{48 \cdot E \cdot J}{l^3} \text{ ----- /75/}$$

Все турбины $g = V \gamma$, где: V - геометрический об"ем
 вещества колеса, а γ - удельный вес. Вычислив
 по формуле /75/ величину f и по проекту насоса опре -

делив g , подставляем эти данные в формулу /73/ и находим критическое число оборотов, а затем проверяем, удовлетворяет ли действительное число оборотов насоса следующему условию:

$$n_{\text{действ.}} \leq 0,5 n_{\text{крит.}} \text{ --- --- --- /76/}$$

т.е. действительное число оборотов насоса не должно превышать 50 % критического числа оборотов.

=====

СПОСОБ ПОСТРОЕНИЯ ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА .

Число лопаток рабочего колеса принимают

$$S = \text{от } 4 \text{ до } 18 \text{ штук . --- --- --- /77/}$$

Величина шага колеблется в пределах :

$$t = \text{от } 50 \text{ мм до } 150 \text{ мм , при чем большим насо-$$

сам соответствуют большие числа.

Предлагаемый автором способ построения лопатки

помощью дуги круга заключается в следующем:

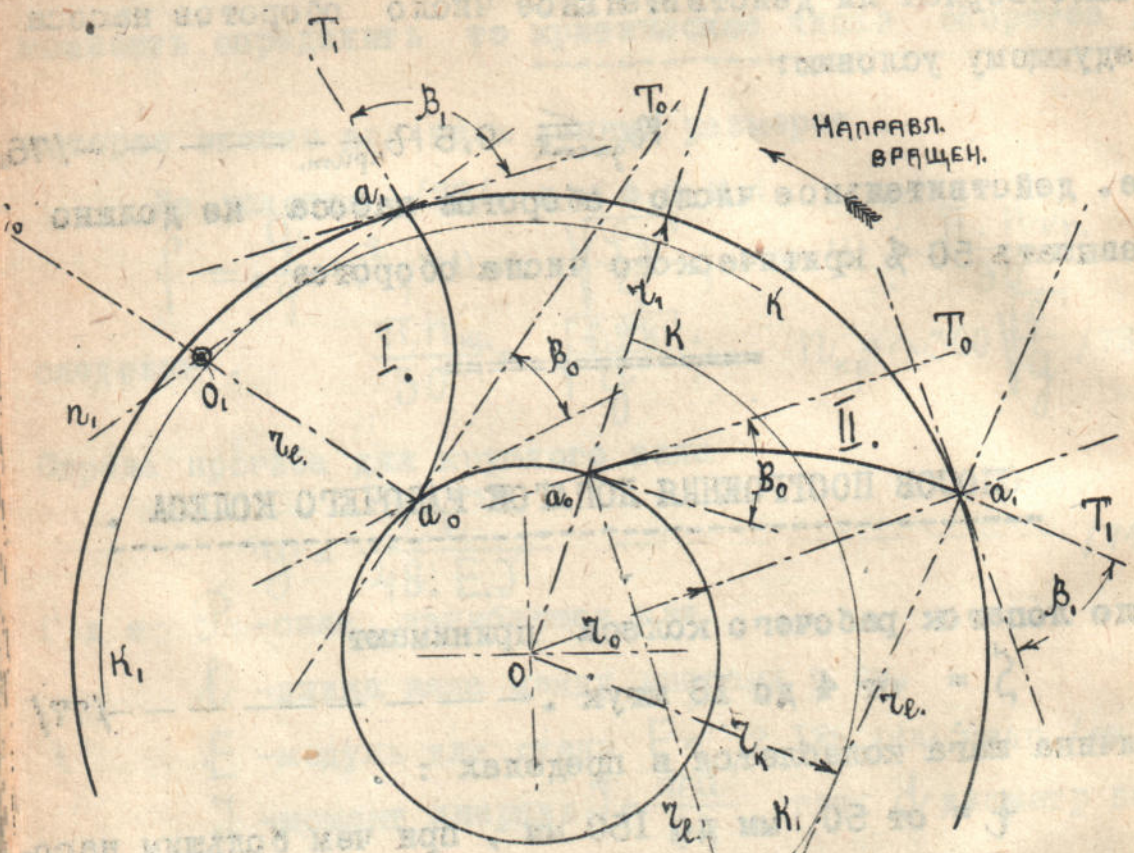
очертив радиусами r_0 и r_1 окружности входа и выхо-

да колеса, строим при произвольной точке a_0 угол β_0

наклона лопатки / см. фиг. II / и, проводим линию

$a_0 c_0 \perp k a_0 T_0$; при произвольной точке a_1 ,

трем углом β_1 и проводим \perp к a_1T_1 , что дает не-
оторую секущую круга $\overline{a_1n_1}$.



Направл. вращения.

Фиг. 11.

роведя касательно к этой секущей вспомогательную ок-
ужность KK , из центра колеса O радиусом r_k утверж-
аем, что центр дуги кривизны лопатки с одной стороны

лежит на линии a_0c_0 , а с другой должен лежать на касательной к вспомогательной окружности KK_1 , что обеспечивает угол наклона β_1 .

Величина этой последней касательной O_1a_1 должна равняться длине O_1a_0 , как радиусу одной и той же кривой, γ_e , а отсюда метод нахождения центра: задавшись некоторой длиной a_0O_1 , путем попыток находят ей равную линию, касательную к окружности KK_1 . На фиг. II исполнено построение лопатки, загнутой вперед по вращению I и загнутой назад II. Это построение гарантирует правильность углов наклона лопаток к соответствующим окружностям колеса.

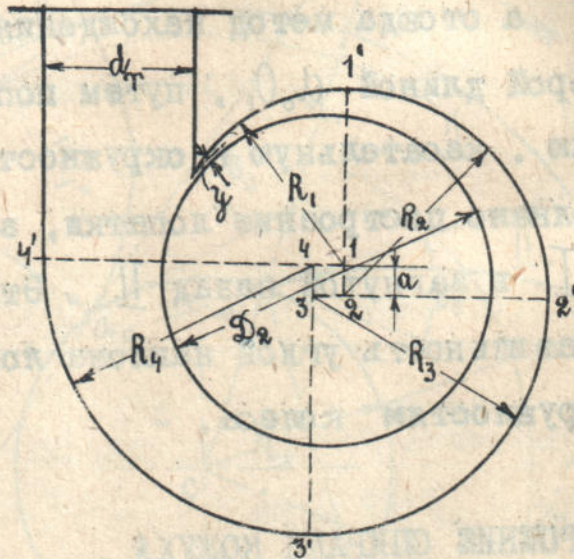
ПОСТРОЕНИЕ СПИРАЛИ КОЖУХА .

Форма корпуса насоса, принимающего в себя из рабочих каналов колеса воду, должна быть такова, чтобы вмещать все увеличивающееся количество струй воды, и поэтому она строится по закону архимедовой спирали. Так как постепенно увеличивающееся сечение корпуса должно в конце концов получить сечение, равное сечению нагнетательных труб, то спираль строится по конструктивному квадрату, размер которого будет :

$$a = \frac{d_{\Gamma}}{4} \text{ --- --- --- /78/}$$

где a сторона квадрата ,

d_{Γ} диаметр нагнетательных труб. / см. Фиг. 12/



Фиг. 12

остроим около центра рабочего колеса конструктивный квадрат со стороной равной a ; углы этого квадрата являются центрами последовательно проводимых дуг - , 2, 3, 4 проводимых радиусом $2-1'$ от точки $1'$ до $2'$, далее радиус $3-2'$ до точки $3'$, затем радиусом $4-3'$ до точки $4'$, , где диаметр сечения сделается равным $- d_{\Gamma}$

диаметру трубы.

Подшипники насоса делаются обычно с кольцевой смазкой по нормалам деталей машин, но необходимо позаботиться снабжением насоса каким либо устройством для уничтожения аксиального давления воды на турбинки насоса. Детально эти конструкции можно найти у „Quantz“ а его книге о центробежных насосах .

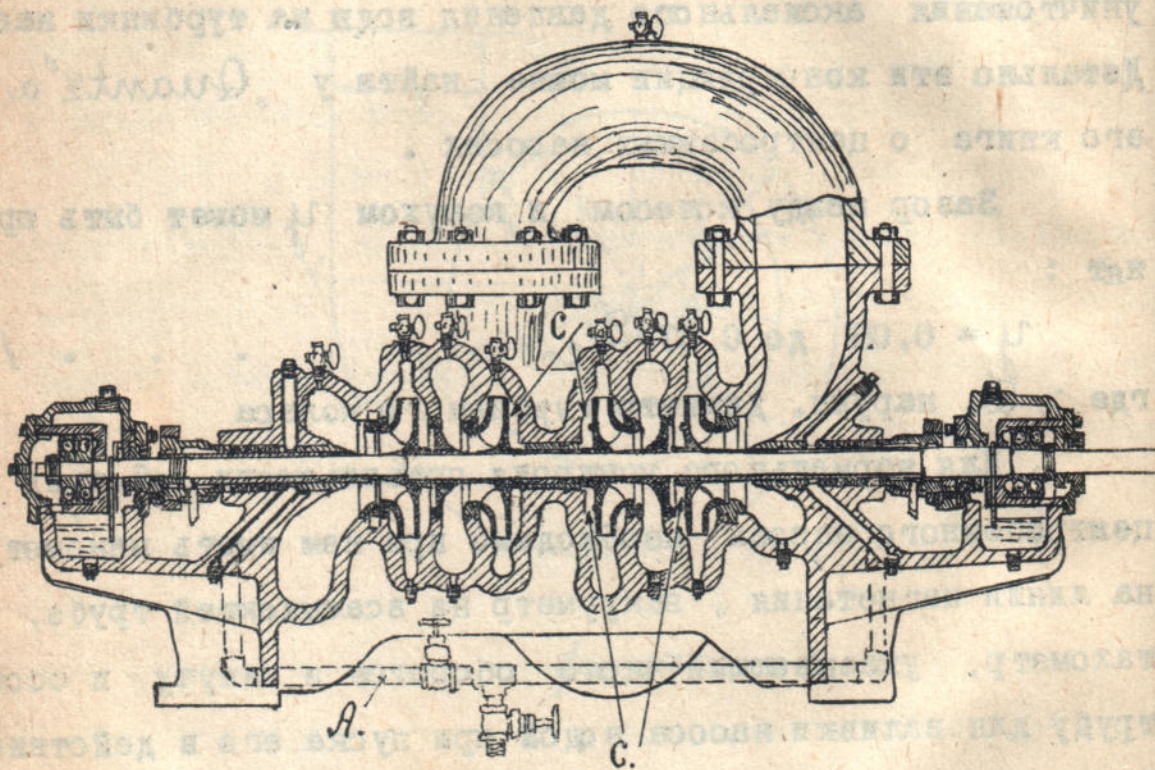
Зазор между колесом и кожухом γ может быть принят :

$$\gamma = 0,05 \text{ до } 0,07 D_2 \dots \dots \dots /7$$

где : D_2 наружн. диаметр турбинного колеса

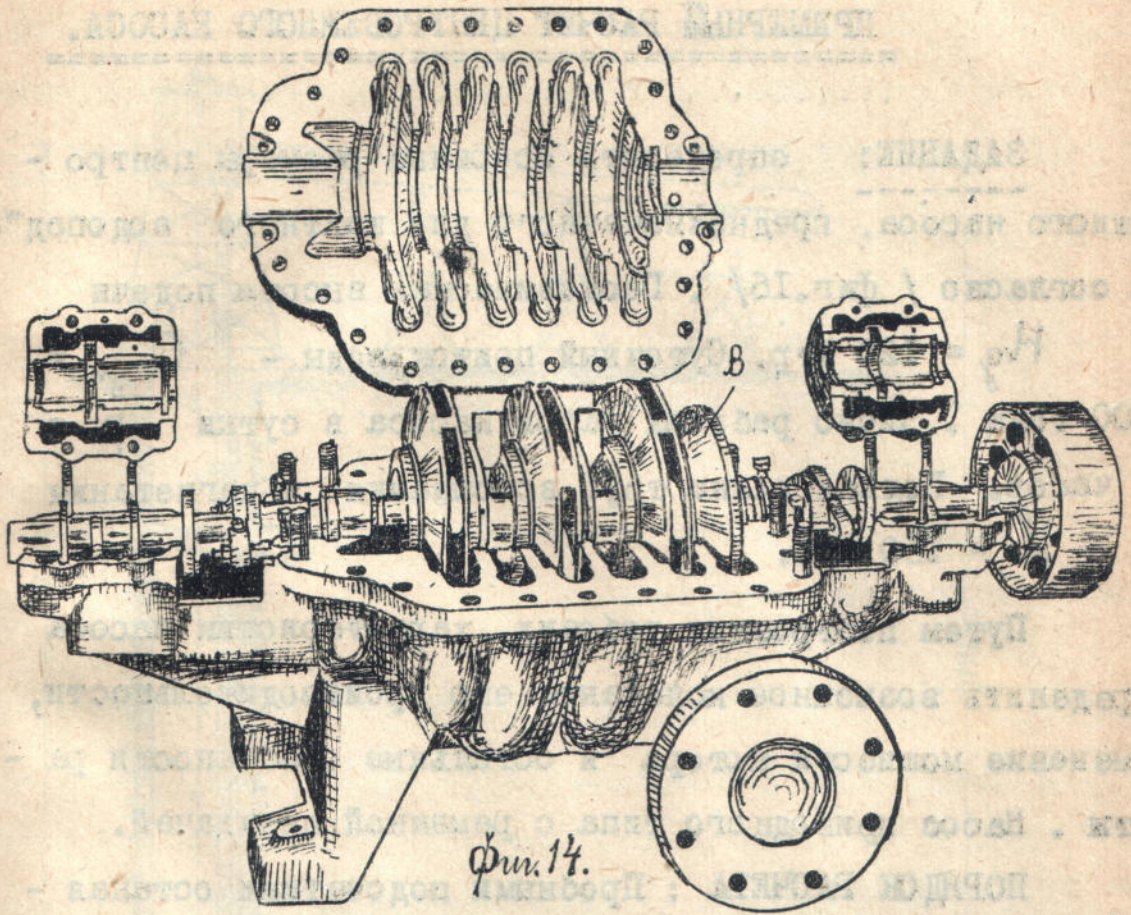
Для нормального контроля правильности действия центробежного насоса необходимо при нем иметь манометр на линии нагнетания , вакууметр на всасывающей трубе, тахометр, указывающий число оборотов в минуту и особую труду для заливки насоса водой при пуске его в действие. Чертежи / фиг. 13 и 14/ содержат новейшие конструкции ступеньчатых насосов , при чем первая из них представляя уравновешанный ступеньчатый насос фирмы Гульда , в котором ступени в равном числе имеют обратное друг другу направление, чем достигается в этих насосах значительное уменьшение осевого давления , которое является следств

давления воды на задние стенки ступеней в пространствах, обозначенных буквой С на чертеже. Труба А создает гидравлические затворы В сальниках вала насоса путем подвода воды с большим давлением по каналам.

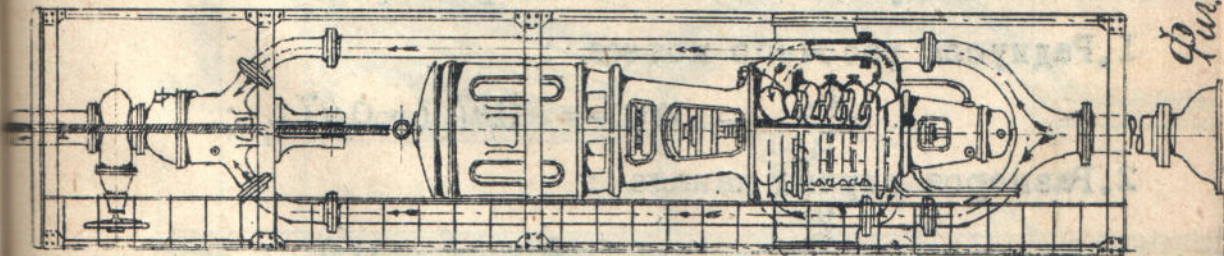


Фиг. 13.

Насос снабжен подшипниками на шариках. Чертеж на фиг. 14 /представляет обычную конструкцию 3-х ступенного насоса с регулирующей шайбой В, назначение которой уравнивать осевое давление воды при помощи гидравлического давления между шайбой и корпусом



Фиг. 14.



Фиг. 15.

насоса. Чертеж на фиг. 15 дает рамную подвесную конструкцию насоса для прохождения шахт, изготовляемого Сумским Машино-строительным Заводом.

ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.

ЗАДАНИЕ: определить основные размеры центробежного насоса, предназначенного для шахтного водоподъема согласно / фиг. 16/. Геодезическая высота подачи

$H_g = 120$ мтр. Суточный приток воды - $Q_{сут.} = 600$ тонн. Число рабочих часов насоса в сутки $P = 0$ часов. Полная длина труб всасывания и нагнетания $L = 150$ мтр.

Путем построения рабочих характеристик насоса, определить возможное колебание его производительности, изменение мощности мотора и остальные особенности работы. Насос приводного типа с ременной передачей.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА: Пробными подсчетами останавливаемся на следующих соотношениях размеров:

1. Радиусов рабочего колеса:

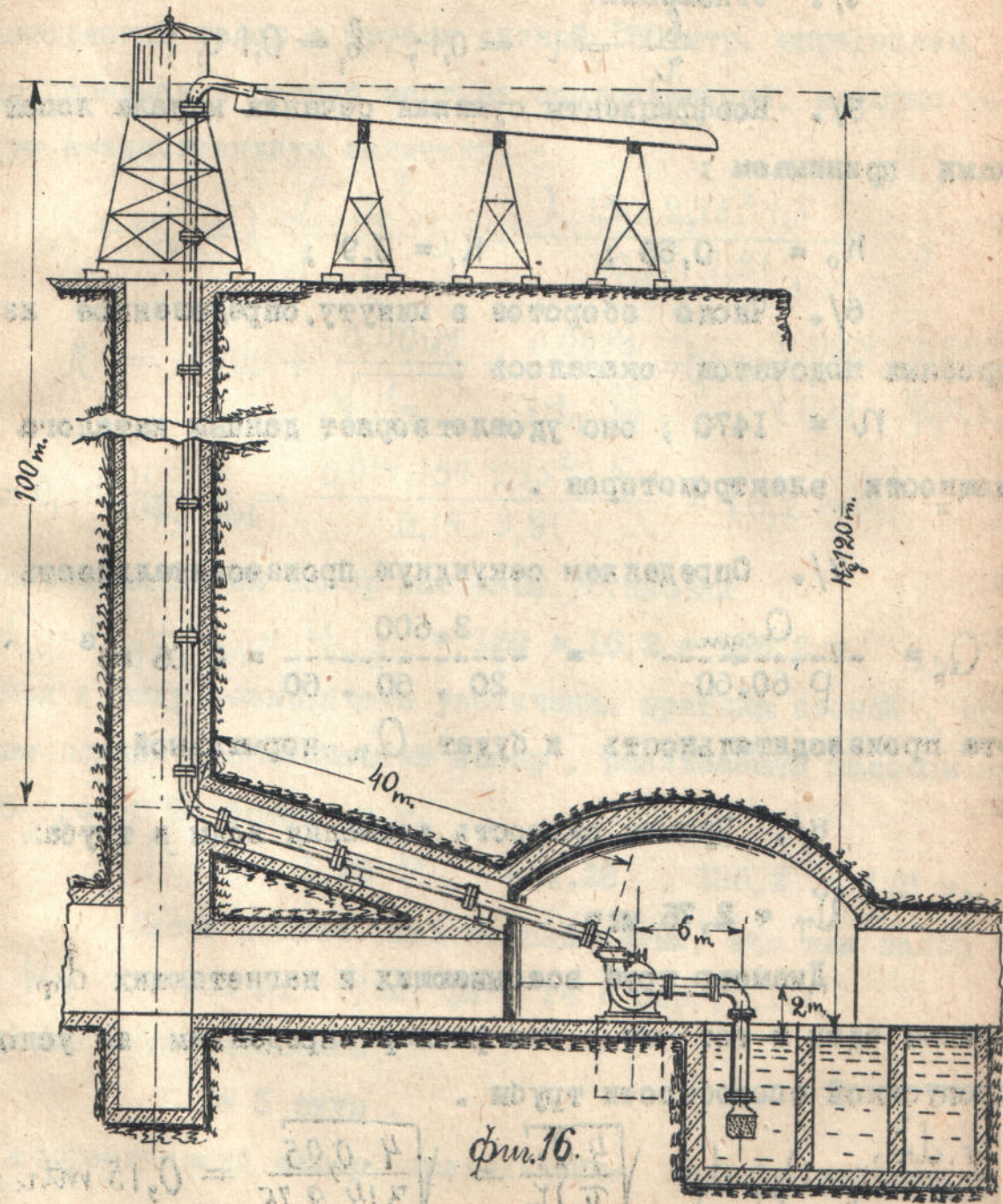
$$\frac{r_0}{r_1} = m = 0,47; r_0 = 0,47 r_1;$$

2. Размеров ширины канала:

$$\frac{b_0}{b_1} = q = 2; b_0 = 2 b_1;$$

3. Степени открытия задвижки:

$$\chi = 0,4;$$



Фин. 16.

$\frac{4.000}{21.8.12}$
 $\frac{25.8.12}{0.12}$

4/. Отношении:

$$\frac{b_1}{r_1} = i = 0,1; \quad b_1 = 0,1 r_1;$$

5/. Коэффициенты сужения сечения канала лопат -

ками принимаем :

$$K_0 = 0,85; \quad K_1 = 0,9;$$

6/. Число оборотов в минуту, определенное из пробных подсчетов оказалось :

$n = 1470$; оно удовлетворяет данным каталога мощности электромоторов .

7/. Определяем секундную производительность

$$Q_s = \frac{Q_{\text{сут.}}}{p \cdot 60 \cdot 60} = \frac{3.600}{20 \cdot 60 \cdot 60} = 0,05 \text{ м.}^3$$

эта производительность и будет Q_n - нормальной .

8/. Примем скорость движения воды в трубах:

$$V_T = 2,75 \text{ мтр.}$$

Диаметр труб всасывающих и нагнетающих d_T

примем один и тот же ; его размер определяем из условия пропускной способности трубы .

$$\frac{\pi \cdot d_T^2}{4} V_T = Q_s; \quad d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_s}{\pi \cdot V_T}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 2,75}} = 0,15 \text{ мтр.}$$

Принимаем $d_{\pi} = 150$ м/м. и $U_{\pi} = 2,75$ м/сек.

Потерянный напор в трубах длиной 150 мтр. определяем, не принимая в расчет местных сопротивлений, которые дадут незначительную величину. -

$$H_{ws} + H_{wd} = \lambda \cdot \frac{L \cdot U_{\pi}^2}{d_{\pi} \cdot g} \cdot 5 = \frac{\lambda \cdot 150 \cdot 2,75^2 \cdot 1,5}{0,15 \cdot 9,81}$$

$$a \quad \lambda = 0,009 + \frac{0,0009}{\sqrt{d_{\pi}}} + \frac{0,0018}{\sqrt{d_{\pi} \cdot U_{\pi}}} = 0,009 + \frac{0,0009}{\sqrt{0,15}} + \frac{0,0018}{\sqrt{0,15 \cdot 2,75}}$$

$$= 0,014; H_{ws} + H_{wd} = \frac{0,014 \cdot 150 \cdot 2,75^2 \cdot 1,5}{0,15 \cdot 9,81} = 16,2 \text{ mtr.}$$

Манометрический напор насосной установки

$$H'_m = H_g + H_{ws} + H_{wd} = 120 + 16,2 = 136,2 \text{ м.}$$

Имея в виду возможность увеличения притока весной, примем полный теоретический напор, развиваемый насосом на 25 до 30 % более, т.е.

$$H_i = 1,28 H'_m = 1,28 \cdot 136,2 = 175 \text{ м.}$$

Насос должен быть ступеньчатым, так как напор

$$H_i > 100 \text{ м. /см. фиг. 14 / стр. 55. /}$$

Примем число ступеней :

$$Z = 5 \text{ ступ.}$$

и теоретический напор, приходящийся на одно рабочее

олесо

$$H_{ик} = \frac{H_i}{Z} = \frac{175}{5} = 35 \text{ мтр.}$$

Путем целого ряда пробных попыток выясняем, что величина $\angle \beta_1$ должна быть принята равной 25° .

Величина окружной скорости U_1 при $\angle \beta_1 = 25^\circ$

получится из условия :

$$H_{ик} = \frac{U_1^2}{g} (1 - \chi \cos^2 \beta_1)$$

где: $\cos \beta_1 = \cos 25^\circ = 0,906$; $\chi = 0,4$; $H_{ик} = 35$

$$U_1 = \sqrt{\frac{g \cdot H_{ик}}{1 - \chi \cos^2 \beta_1}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 35}{1 - 0,4 \cdot 0,906^2}} = 23,2 \text{ м/сек.}$$

Проверяем принятое значение $\angle \beta_1 = 25^\circ$ по условию пропускной способности

$$\sin \beta_1 = \frac{Q_{н.п.} \cdot n^2}{1800 \cdot i \cdot K_1 \cdot \chi \cdot U_1^3} = \frac{0,05 \cdot 3,14 \cdot 1470^2}{1800 \cdot 0,1 \cdot 0,9 \cdot 0,4 \cdot 23,2^3} = 0,42;$$

тому значению синуса отвечает угол $\beta_1 = 25^\circ$

Относительная скорость воды в канале при выходе:

$$W_1 = \chi \cdot U_1 = 0,4 \cdot 23,2 = 9,28 \text{ м/сек.}$$

Все элементы треугольника скоростей при выходе воды из колеса определены и следует графически убедиться, что наклон абсолютной скорости к касательной наружной окружности не выходит из пределов $10^\circ - 15^\circ$.

Построение дает угол наклона 15° и поэтому полученные данные можно считать приемлимыми.

Переходим к определению размеров рабочего колеса: наружный радиус колеса

$$r_1 = \frac{30 \cdot u_1}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 23,2}{3,14 \cdot 1470} = 0,15 \text{ м.}$$

диаметр наружный колеса $D_1 = 0,3$ мтр.

Внутренний диаметр рабочего колеса

$$D_0 = m \cdot D_1 = 0,47 \cdot 0,3 = 0,141 \text{ м.}$$

Для определения размера вала турбинного колеса подсчитаем мощность насоса приблизительно:

$$N = \frac{1000 \cdot Q_n \cdot H_i}{75 \cdot \eta_m} = \frac{1000 \cdot 0,05 \cdot 175}{75 \cdot 0,95} \approx 122 \text{ HP}$$

Диаметр турбинного вала

$$d_0 = 14,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 14,4 \sqrt[3]{\frac{122}{1470}} = 6,28 \text{ см.}$$

или 62,8 м/м.

Диаметр втулки рабочего колеса при входе воды

$$d_1 = 1,25 d_0 = 1,25 \cdot 0,0628 = 0,0785 \text{ м.}$$

примем $d_1 = 0,075 \text{ м.}$

По формуле /52/ определяем скорость входа воды; последний при ступеньчатом насосе будет односторонний

$$v = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi (D_0^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 0,05}{3,14 / 0,141^2 - 0,075^2} = 4,46 \text{ м/сек.}$$

Из соотношения

$$\frac{u_0}{u_1} = \frac{r_0}{r_1} = m \text{ определяем:}$$

$$u_0 = u_1 m = 23,2 \cdot 0,47 = 10,9 \text{ м/сек.}$$

Для сохранения радиальности входа должно быть соблюдено условие

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{c_0}{u_0} = \frac{4,46}{10,9} = 0,408$$

По таблицам

$$\angle \beta_0 = 22^\circ 10'$$

$$\cos \beta_0 = \cos 22^\circ 10' = 0,926$$

Из условия радиальности входа определяем относительную скорость движения воды.

$$W_0 = \frac{u_0}{\cos \beta_0} = \frac{10,9}{0,926} = 11,8 \text{ мтр/сек.}$$

Из Δ скоростей при выходе определяем абсолютную скорость выхода воды C_1

$$C_1^2 = W_1^2 + U_1^2 - 2W_1 \cdot U_1 \cdot \cos \beta_1 =$$

$$= 9,28^2 + 23,2^2 - 2 \cdot 9,28 \cdot 23,2 \cdot 0,906 = 86,11 +$$

$$+ 538,24 - 390 = 234,35 \text{ м./сек.}$$

$$C_1 = \sqrt{234,35} = 15,3 \text{ мтр./сек.}$$

Для проверки наших вычислений подсчитаем теоретический напор рабочего колеса по найденным скоростям

$$H_{ик} = \frac{C_1^2 - C_0^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} - \frac{W_1^2 - W_0^2}{2g} =$$

$$= \frac{234,35 - 19,89}{19,62} + \frac{538,24 - 118,8}{19,62} -$$

$$\frac{86,11 - 139,24}{19,62} = 35 \text{ м.}$$

Итак одно рабочее колесо при $X = 0,4$ развивает теоретический напор

$$H_{ик} = 35 \text{ м.}$$

Совпадение результата убеждает нас в правильности величин скоростей определенных расчетом.

Ширина рабочего колеса при выходе воды

$$b_1 = 0,1 \cdot z_1 = 0,1 \cdot 0,15 = 0,015 \text{ м.}$$

Ширина при входе

$$b_0 = 2 b_1 = 2 \cdot 0,015 = 0,03 \text{ м.}$$

Очертание наружного кожуха насоса производится по способу архимедовой спирали, которая чертится при помощи конструкторского квадрата. Сторона квадрата a принимается обычно равной $1/4 d_{\pi}$ где; d_{π} диаметр нагнетательных труб

$$a = \frac{1}{4} d_{\pi} = \frac{0,15}{4} = 0,0375 \text{ м.}$$

Способ построения следующий: около центра рабочего колеса строим квадрат, сторона которого равна a .

Углы этого квадрата являются центрами окружностей радиусов R_1, R_2, R_3, R_4 , которыми очерчиваются части эвольвенты кожуха, как это сделано на чертеже

/фиг. 12 стр. 52 /

Подшипники, сольники, краны и другие детали проектируются на основании общих правил расчета деталей машин.

ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЕКТИРУЕМОГО

НАСОСА.

/см. фиг. 17/ Диаграммы характеристик .

I/. Характеристика теоретической высоты .

Подсчитываем величину $H_{ик}$ для $\chi = 0$

$$H_{ик} = \frac{u_1^2}{g} = \frac{23,2^2}{9,81} = \frac{538,24}{9,81} = 54,8 \text{ мтр.}$$

и для $\chi = 0,4$; $H_{ик} = \frac{u_1^2}{g} (1 - \chi \cos \beta_1) = \frac{23,2^2}{9,81} \times$

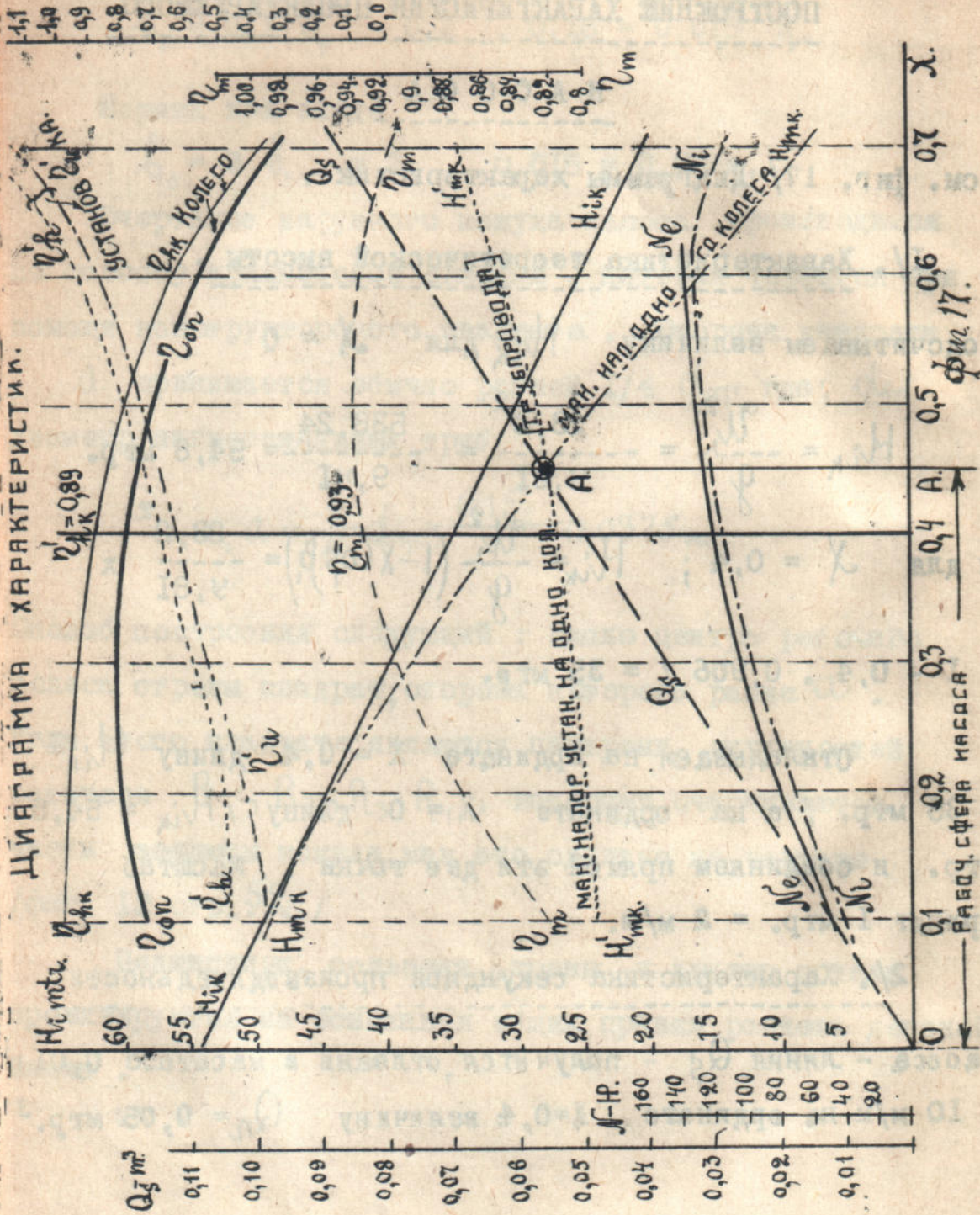
$\chi / 1 - 0,4 \cdot 0,906 / = 35 \text{ мтр.}$

Откладываем на ординате $\chi = 0,4$ длину $H_{ик} = 35 \text{ мтр.}$, а на ординате $\chi = 0$ длину $H_{ик} = 54,8 \text{ мтр.}$ и соединяем прямой эти две точки . Масштаб принят $1 \text{ мтр.} = 2 \text{ м/м.}$

2/. Характеристика секундной производительности

часовая - линия Q_s - получится, отложив в масштабе $0,01 \text{ м} = 10 \text{ м/м}$ на ординате $\chi = 0,4$ величину $Q_n = 0,05 \text{ мтр.}^3$

ДИАГРАММА ХАРАКТЕРИСТИК.



Соединив начало координат с полученной точкой и продолжив эту линию дальше .

3/. Для построения характеристики манометрической высоты подачи воды $H'_{мк}$ при разной производительности необходимо подсчитать скорости V_T в трубопроводе при соответствующих секундных расходах воды для значений $\lambda = 0,1, 0,2, 0,3 \dots$ и т.д. По найденным скоростям определяем по обычным формулам гидравлики потерянные напоры и затем манометрический напор. Ниже все результаты подсчетов сведены в таблицу

№ I, а для наглядности приведем подсчет для ординаты $\lambda = 0,1$.

Из диаграммы секундного расхода для $\lambda = 0,1$ определяем по масштабу $Q_s = 0,0125$ куб.м./далее находим скорость в трубопроводе .

$$V_T = \frac{Q_s}{\frac{\pi \cdot d_T^2}{4}} = \frac{0,0125}{\frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4}} = 0,712 \text{ м/сек.}$$

Потерянный напор в линиях всасывания и нагнетания по обычной формуле :

$$H_{ws} + H_{wd} = \frac{\lambda \cdot L \cdot v_T^2}{d_T \cdot g} = \frac{0,014 \cdot 150 \cdot 1,5}{0,15 \cdot 9,81} v_T^2 =$$

здесь: β коэффициент запаса на заливание труб в будущем:

$$= 2,14 v_T^2 = 2,14 \cdot 0,712^2 = 1,07 \text{ м.}$$

Манометрический напор трубопровода

$$H'_m = H_g + H_{ws} + H_{wd} = 120 + 1,07 =$$

121,07 м.

Манометрический напор трубопровода для одного

рабочего колеса

$$H'_{mk} = \frac{H'_m}{Z} = \frac{121,07}{5} = 24,2 \text{ м.}$$

Эта величина наносится на ординату 0,1 X в масштабе для H'_{mk}

Т а б л и ц а № I .

X	0,1	0,2	0,3	<u>0,4</u>	0,5	0,6	0,7	0,8
z_s	0,0125	0,025	0,037	0,05	0,062	0,075	0,087	0,1
v_T	0,712	1,42	2,100	2,75	3,5	4,25	4,94	5,67
H'_m	121,07	124,2	129,4	136,2	146,5	158,8	172,2	188
H'_{mk}	24,2	24,8	25,9	<u>27,4</u>	28,3	31,8	34,4	37,7

4/. Кривая гидравлического коэффициента полезного действия для всей установки строится по значениям .

$$\eta'_h = \frac{H'_g}{H_{ик}} \quad \text{для отдельных значений } X^a,$$

здесь $H'_g = \frac{H_g}{Z} = \frac{120}{5} = 24$ м. геодезический напор на одну ступень, а значения $H_{ик}$ имеем из характеристики для соответственных значений X .

Результаты подсчетов даны в табл. № 2 .

Т а б л и ц а № 2 .

X	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$H_{ик}$	50	45	40	35	30	26	19,3
η'_h	0,48	0,49	0,6	<u>0,687</u>	0,8	0,925	1,24

Гидравлический коэффициент полезного действия для всей установки растет с увеличением X и падением $H_{ик}$; значения $\eta'_h > 1$ указывают на невозможность работы .

5/. Гидравлический коэффициент полезного действия одной ступени собственно насоса независимо от условий

труб опровода определяется следующим путем :

внутренние гидравлические сопротивления одного рабочего колеса по опытам Ш. Манометра можно принимать от 10 до 15 % даваемого колесом напора. Струя воды претерпевает изменение своего направления три раза: при входе в рабочее колесо и два раза в направляющих каналах кожуха при переходе к новой ступени давления. Считая сопротивление при повороте равным сопротивлению в колесе, примем всю потерю напора для одной ступени

$$h_r = 3,7 \frac{W_1^2}{2g} = 3,0,29 \frac{(X \cdot U_1)^2}{19,62} = \frac{3,0,29 \cdot 23,2^2}{19,62} \cdot X^2 =$$
$$= 23,8 X^2; \quad \text{для } X = 0,1; \quad h_r = 0,238 \text{ м.}$$

Манометрическая высота, которую может развить одно колесо насоса, будет :

$$H_{ик} - h_r = H_{тк}$$

Вычисляя для всех ординат значение h_r , получим таблицу № 3. -

/см. дальше /

Таблица № 3.

0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,238	0,95	2,11	3,82	5,96	8,58	11,66	15,25	19,25
49,762	44,95	37,89	31,18	24,04	16,62	7,64	0,75	-

Гидравлический коэффициент полезного действия
одного рабочего колеса насоса построится по
даным из отношения:

$$\eta_{hk} = \frac{H_{mk}}{H_{ik}} \quad ; \text{ для } \chi = 0,4 ;$$

$$\eta_{hk} = \frac{H_{mk}}{H_{ik}} = \frac{31,18}{35} = 0,89.$$

Этот коэффициент показывает гидравлические потери на трение внутри насоса, в данном случае :

$$100 - 89 = 11 \%$$

или $0,11 \cdot 136 = 14,96$ метра напора .

Значение η_{hk} приведены в таблице № 4 .

Т а б л и ц а № 4.

X	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\eta_{\text{нк}}$	0,996	0,979	0,948	<u>0,89</u>	0,8	0,66	0,396	0,047	

Для построения кривой механического коэффициента полезного действия необходимо сначала построить кривые индикаторной и эффективной мощности по формулам .

Индикаторная мощность всего насоса :

$$N_i = \frac{1000 \cdot Q_s \cdot H_{\text{нк}} \cdot Z}{75} = 66,6 \cdot Q_s \cdot H_{\text{нк}} \quad \text{последнее выра-}$$

жение для N_i получено при $Z = 5$

значения Q_s и $H_{\text{нк}}$ берутся из построенных диаграмм .

одсчеты даны в табл. № 5 .

Т а б л и ц а № 5.

	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\eta_{\text{нк}}$	0,0125	0,025	0,037	0,05	0,062	0,075	0,087	0,1	
$\eta_{\text{нк}}$	50	45	40	35	30	26	17	11	
$\eta_{\text{нк}}$	41,6	74	98,5	<u>116</u>	124	130	98,5	73,4	

Потери на механическое трение в подшипниках и сальниках и потери на трение воды о наружные стенки дисков всех пяти рабочих колес:

$$\begin{aligned}
 N_0 &= 0,00543 U_1^3 \cdot v_1^2 \cdot Z + 2,8 \cdot d_0^3 \cdot n = \\
 &= 0,00543 \cdot 23,2^3 \cdot 0,15^2 \cdot 5 + 2,8 \cdot 0,063^3 \cdot 1470 = \\
 &= 7,8 + 1,03 = 8,83 \text{ HP} .
 \end{aligned}$$

Очевидно, что для ступеньчатого насоса с Z ступенями при двух подшипниках и сальниках необходимо подсчитывать по формуле :

$$N_0 = 0,00543 U_1^3 \cdot v_1^2 \cdot Z + 2,8 \cdot d_0^3 \cdot n.$$

Имея значения N_i для всех ординат χ^a , подсчитываем механический коэффициент полезного действия всего нас

η_m :

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_i + N_0}$$

и сводим результаты в таблицы № 6 .

Т а б л и ц а № 6 . /см. дальше /

Кривую изменения $\eta_{\text{и}}$ общего коэффициента установки

получим перемножением гидравлического коэффициента

Т а б л и ц а № 6.

0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
41,6	74,0	98,5	116	129	130	98,5	73,4	45	0
0,825	0,895	0,917	<u>0,93</u>	0,938	0,938	0,915	0,885	0,825	0

становки на механический коэффициент насоса

$$\eta_u' = \eta_h' \cdot \eta_m$$

Значения η_h' и η_m для соответственных значений надо брать из построенных для них кривых

Т а б л и ц а № 7

λ	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
η_h'	0,48	0,49	0,6	0,687	0,8	0,925	1,24
η_m	0,825	0,895	0,917	0,93	0,938	0,938	0,915
η_u'	0,395	0,438	0,55	<u>0,638</u>	0,75	0,867	1,13

Кривая общего коэффициента полезного действия
упечатного насоса вне условий установки.

$$\eta_{оп} = \eta_{гк} \cdot \eta_{м}$$

Строится по точкам таблицы № 8, так как гидравлический коэффициент полезного действия одной ступени будет в то же время гидравлическим коэффициентом полезного действия всего насоса . -

Т а б л и ц а № 8 .

X	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\eta_{гк}$	0,996	0,979	0,948	0,89	0,8	0,66	0,39
$\eta_{м}$	0,825	0,895	0,917	0,93	0,938	0,938	0,91
$\eta_{оп}$	0,822	0,875	0,87	<u>0,827</u>	0,743	0,62	0,36

Кривая изменения эффективной мощности насоса получится вычислением :

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{м}}$$

Т а б л и ц а № 9 .

X	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
N_e	50,4	82,6	107,0	<u>125</u>	132	138,5

Рассмотрение характеристических кривых, полученных подсчетом, убеждает нас, что спроектированный турбинчатый насос будет поднимать столб воды на высоту $H_d = 130$ мтр. по трубопроводу диаметром $d_T = 15$ мтр. осуществляя подачу $Q_n = 0,05$ м³/сек. при общем коэффициенте полезного действия $\eta'_u = 0,638$

Производительность может быть повышена до $Q_{max} = 0,056$ м³/сек. Дальнейшее ее увеличение отребует изменения числа оборотов или увеличения диаметра трубопровода.

Ордината А-А, проведенная через точку пересечения кривой манометрического напора одного колеса $H_{мк}$ и кривой манометрического напора трубопровода $H'_{мк}$ является предельной для возможности работы насоса.

Дальнейшее увеличение открытия задвижки повлечет за собой отказ в подаче воды насосам.

При своей максимальной производительности насос потребует мощность $N_e = 125$ HP.

Считая коэффициент ременной передачи $\eta_p = 0,85$ и коэффициент полезного действия электромотора $\eta_{э} = 0,8$ определяем мощность электромотора

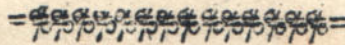


$$N_m = \frac{N_e}{\eta_p \cdot \eta_3} = \frac{125}{0,85 \cdot 0,8} = 185 \text{ HP.}$$

Сферу возможной работы насоса, как видно из диаграммы можно принять в пределах от $0,3X$ до $0,45X$. в этих пределах коэффициент полезного действия насоса сравнительно мало падает. Общий коэффициент полезного действия насоса для открытия регулирующей задвижки на $0,3$ будет $\eta_{con} = 0,87$.

Рабочая сфера может быть значительно расширена, если диаметр трубопровода d_{tr} увеличить и пересчитать все величины, связанные с этим изменением.

Комбинацией данных и пробными подсчетами проектирующий может добиться желаемых результатов в смысле улучшения общего коэффициента полезного действия насоса, запаса напора и производительности.



г. Днепропетровск.

I/III - 1930 г о д а .

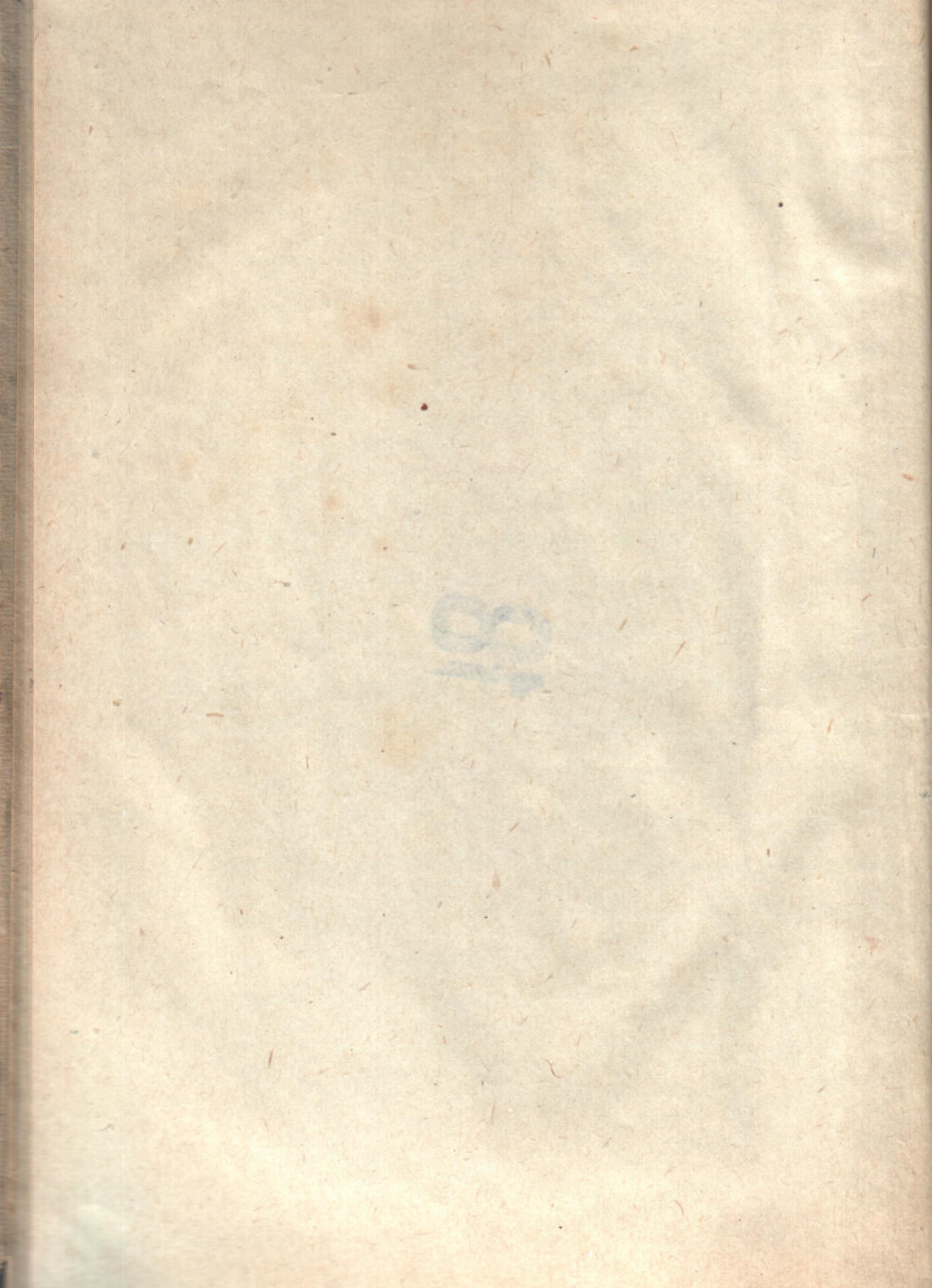


121
1887
1887

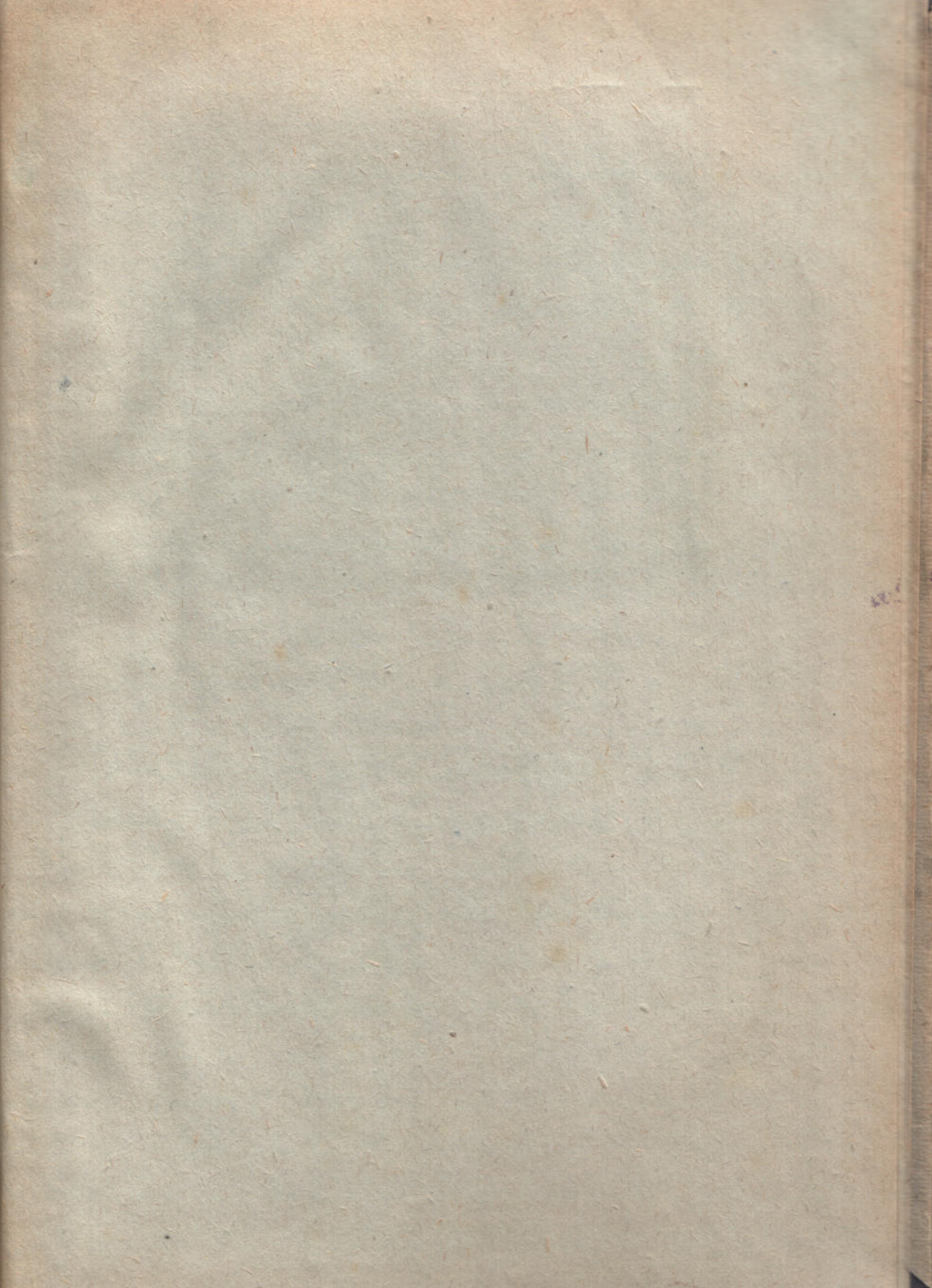
Содержание
1. Введение
2. Описание местности
3. Описание населения
4. Описание хозяйства
5. Описание культуры
6. Описание промышленности
7. Описание торговли
8. Описание транспорта
9. Описание связи
10. Заключение

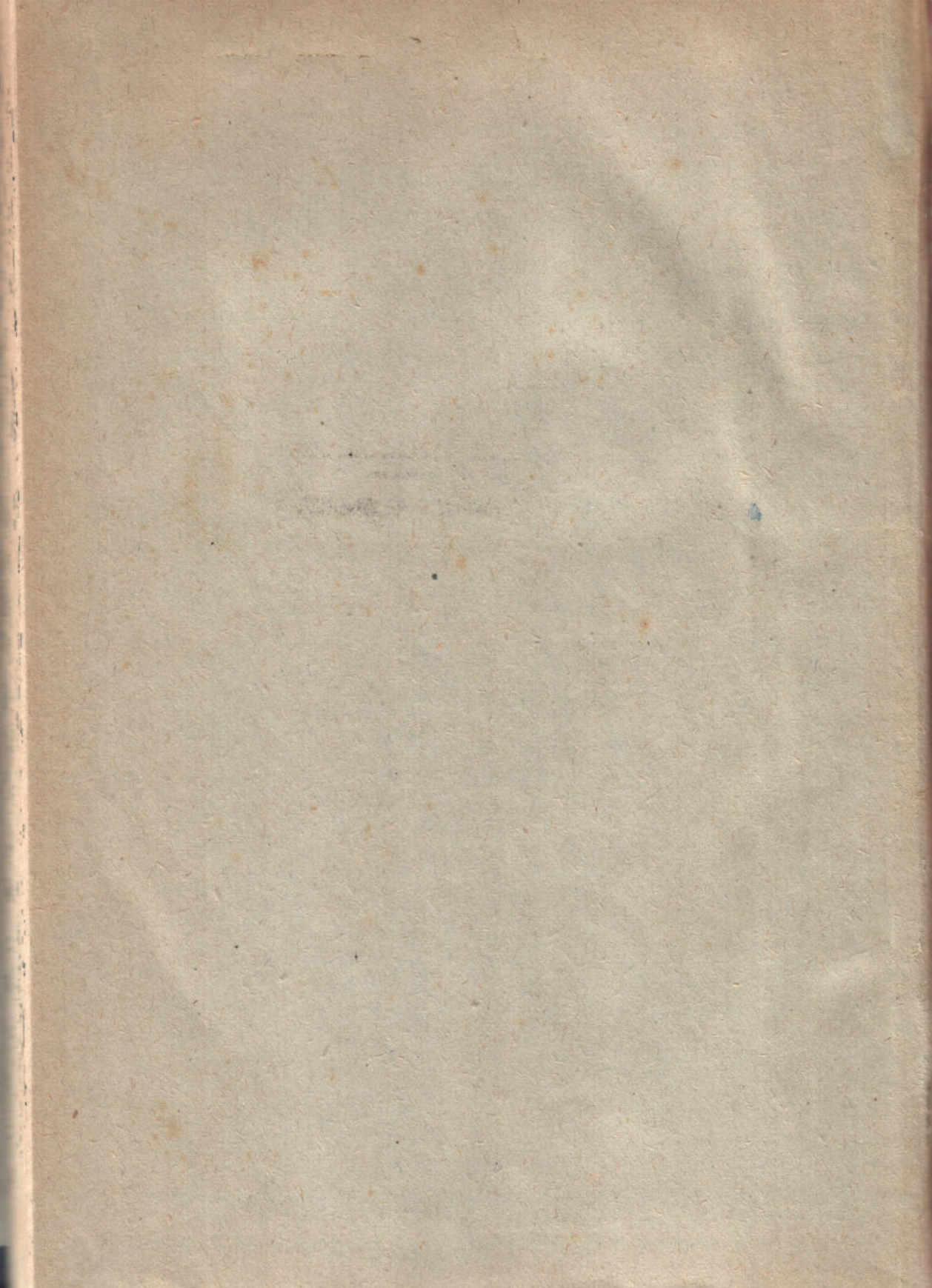
Введение
Описание местности
Описание населения
Описание хозяйства
Описание культуры
Описание промышленности
Описание торговли
Описание транспорта
Описание связи
Заключение

7. Директор
1887-1890
1890-1895
1895-1900



18





зазначеного тут терміну.

ПОВЕРНІТЬ КНИЖКУ НЕ ПІЗНІШЕ

Цена 1 руб. 25 коп.