

ВЫБОР СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ НА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЯХ

Е. Н. ШАДРИН

Существующие в литературе данные о выборе системы водоснабжения весьма противоречивы. Так, Романов А. М. [1] говорит, что при возвышении H станции над уровнем источника воды не более 12 м и при удалении L примерно на 1000 м выгоднее прямоточная система, между тем как здесь же указывает, что практика проектирования дает для прямоточного водоснабжения $H < 16$ м и $L < 2000$ м.

При $12 \text{ м} < H < 25 \text{ м}$ и $1000 \text{ м} < L < 2000 \text{ м}$ выгодность применения прямоточной системы должна быть проверена с точки зрения технико-экономической. При $H > 25 \text{ м}$ и $L > 2000 \text{ м}$ безусловно выгодно применение оборотного водоснабжения.

Лаговский А. А. [2] максимальное удаление станции от источника водоснабжения, когда еще экономически более выгодна прямоточная система охлаждения, принимает 500 м. Лукницкий В. В. [3] рекомендует принимать $H = 12$ м и $L = 2000$ м.

Казанский А. М. [4] указывает, что прямоточная система только тогда целесообразна, когда источник воды расположен в непосредственной близости от станции и разность уровней пола конденсационного помещения и отметки воды в источнике меньше 12—15 м.

Макеев В. А. [5] считает более выгодным использование естественного источника при $H < 25$ м, при обязательном устройстве сифона на обратной линии высотой до 9—9,5 м. Американская практика устанавливает предел применимости прямоточной системы возвышением станционной площадки над уровнем воды на 12 м или удалением на 1500 м.

При исследовании данного вопроса нами принято:

1. Выбор системы водоснабжения не лимитируется дебетом речного потока.
2. Коэффициент теплопередачи в конденсаторе остается постоянным.
3. Насосы подают воду в количестве, соответствующем температуре воды источника.
4. Стоимость обработки циркуляционной воды при различных системах одинакова.

Количество воды, которое должны подавать циркуляционные насосы в конденсатор паровой турбины при расчетных условиях

$$W = \alpha m d N \text{ кг/час, где} \quad (1)$$

m — расчетная кратность охлаждения;

d — уд. расход пара турбиной в кг/квт-ч;

N — мощность турбины квт;

α — коэффициент, показывающий, какая часть пара попадает в конденсатор.

Если далее обозначить через

m' — кратность охлаждения при максимальной производительности насосов;

$t'^\circ\text{C}$ — температуру воды, соответствующую m' , то в период, когда температура воды $t < t'$,

где

$$W_1^{np} = \alpha m_1^{np} dN,$$

$$m_1^{np} = \frac{t_2 - t_k}{t_2 - t_1^{np}}.$$

Здесь t_1^{np} — средняя температура воды в реке в период, когда $t < t'$.
В летний период, когда $t > t'$.

$$W_2^{np} = \alpha m' dN \text{ кг/час.}$$

Насосы, подающие эту воду, преодолевают сопротивление конденсатора, подводящих водоводов, водоочистительных сооружений и нивелирный напор.

Сопротивление конденсатора

$$H_k = Z \left(0,031 \frac{L_k}{d_k} \cdot \frac{c_w^2}{2g} \beta_1 + 1,4 \frac{c_w^2}{2g} \right) = \psi c_w^2 \text{ м вод. ст.} \quad (2)$$

Здесь первое слагаемое характеризует фрикционные сопротивления внутри трубок конденсатора, а второе — сопротивления входа и выхода; β_1 — коэффициент, учитывающий влияние средней температуры и скорости воды.

Обозначим период времени, когда $t > t'$, через γ_1 в частях года.

Тогда количество $\text{квт}\cdot\text{ч}$, затрачиваемых в год на преодоление сопротивлений конденсатора, будет

$$\mathcal{E}_1^{np} = \frac{A \alpha d N \cdot c_w^2 \psi}{3,66 \cdot 10^5 \cdot \eta_n \cdot m^2} [(1 - \gamma_1) m_1^{np3} + \gamma_1 m'^3]. \quad (3)$$

Обычно насосы подают необходимую воду для целей охлаждения масла и воздуха. Количество этой воды составляет от 4 до 8% расхода циркуляционной воды для конденсаторов, как таковых.

Сопротивление подводящих водоводов

$$H_{вод} = \lambda \cdot \frac{L_3}{d_{вод}} \cdot \frac{c_{вод}^2}{2g} \text{ м вод. ст.}$$

Если принять, что в целях большей надежности будут в работе находиться две нитки водовода, то

$$d_{вод} = \sqrt[3]{\frac{1,06 \cdot 4 \alpha m d N}{2 \cdot 3,6 \cdot 10^6 \pi \cdot c_{вод}}} \text{ м.} \quad (4)$$

Количество $\text{квт}\cdot\text{ч}$, затрачиваемых в год на преодоление сопротивлений водоводов,

$$\mathcal{E}_2^{np} = \frac{1,06 \alpha d N c_{вод}^{2,5} \lambda L_3^{np} A}{1,6 \eta_n \cdot 2 g m^{2,5} (\alpha d N)^{0,5}} [(1 - \gamma) m_1^{np3} + \gamma_1 m'^3]. \quad (5)$$

Количество $\text{квт}\cdot\text{ч}$, затрачиваемых в год на преодоление напора, обусловленного нивелирной высотой

$$\mathcal{E}_3^{np} = \frac{1,06 \alpha d N H_n^{np} A}{3,66 \cdot 10^5 \cdot \eta_n} [(1 - \gamma_1) m_1^{np} + \gamma_1 m']. \quad (6)$$

Затрата энергии на преодоление сопротивлений водоочистительных сооружений нами не учитывается. Это сделано из тех соображений, что, во-первых, эти сопротивления незначительны по сравнению с указанными выше, а во-вторых, данная статья расхода имеет место и в случае оборотного охлаждения воды.

Таким образом, общая затрата энергии на подачу охлаждающей воды

$$\mathcal{E}^{np} = \mathcal{E}_1^{np} + \mathcal{E}_2^{np} + \mathcal{E}_3^{np} \text{ квт-ч/год} \quad (7)$$

Полный годовой расход в рублях, причиняемый перекачкой воды, по статье расхода топлива

$$R_{\text{ис}}^{np} = \frac{860 \mathcal{E}^{np}}{\eta_k Q_p^n} \left(1 + \frac{\Sigma \Delta}{100} \right) \frac{R_T}{1000}. \quad (8)$$

Здесь R_T — стоимость тонны топлива в рублях,

$\left(1 + \frac{\Sigma \Delta}{100} \right)$ — хозяйственный коэффициент.

Перерасход пара турбиной в рублях в период, когда $t > t'$, по статье расхода топлива

$$R_{\text{пер}}^{np} = \frac{860}{\eta_k Q_p^n} \left(1 + \frac{\Sigma \Delta}{100} \right) \frac{R_T}{1000} \gamma_1 A \cdot N \cdot \frac{t'' - t'}{100}. \quad (9)$$

Здесь t'' — средняя температура воды для рассматриваемого периода. Более точный подсчет перерасхода пара возможен, если будут известны гарантийные характеристики турбины. Здесь же принято, что повышение температуры охлаждающей воды на 1°C вызывает увеличение расхода пара на 1% [6].

Переходим теперь к оценке расходов, зависящих от капитальных вложений.

Отчисления по капитализационному фактору для конденсатора и конденсационной установки в уравнение не войдут, так как они равны как в случае прямоточной системы, так и при оборотной.

Стоимость одного погонного метра водовода в рублях в укладке

$$S_{\text{вод}} = a + b d_{\text{вод}} \quad (10)$$

Здесь коэффициенты a и b могут быть приняты постоянными в известных пределах изменения $d_{\text{вод}}$. Они учитывают укладку двойного водовода

$$S_{\text{вод}} = a + b \cdot \frac{(\alpha m d N)^{0.5}}{2300 \cdot c_{\text{вод}}^{0.5}}. \quad (11)$$

Сумма ежегодных капитализационных отчислений по водоводу

$$R_{\text{вод}}^{np} = \frac{S_{\text{вод}} \cdot L_0^{np} u}{100} = \frac{u}{100} \cdot L_0^{np} \cdot \left[a + b \cdot \frac{(\alpha m d N)^{0.5}}{2300 \cdot c_{\text{вод}}^{0.5}} \right] \quad (12)$$

Здесь L_0^{np} — фактическая длина водовода, а u — отчисления в процентах.

Стоимость насосной $S_{\text{нас}} = f(N_{\text{нас}})$ принимается пропорциональной ее мощности $N_{\text{нас}}$, где $N_{\text{нас}}$ в л. с., а f — численный коэффициент, представляющий стоимость машин на 1 л. с. с полной установкой, фундаментами, а также стоимостью помещений.

$$R_{\text{нас}}^{np} = \frac{S_{\text{нас}}^{np} \cdot u}{100} = 1,36 \frac{u \cdot f}{100} \cdot \frac{\mathcal{E}^{np}}{A} \quad (13)$$

где $\mathcal{E}^{np}$ — берется из уравнения 7.

Итак, сумма годовых расходов, связанных с подачей воды для станции, при прямоточной системе

$$R_z^{np} = R_{u.s}^{np} + R_{пер}^{np} + R_{вод}^{np} + R_{нас}^{np}. \quad (14)$$

Переходим теперь к оценке затрат при оборотной системе охлаждения. Для этого дополнительно введем следующие обозначения:

t'' — средняя температура воды в бассейне в период, когда $t < t'$;

$t_{об}'''$ — то же для периода, когда $t > t'$;

m'' — кратность охлаждения, соответствующая t''

$$m'' = \frac{i_2 - t_k}{t_2 - t''}.$$

Здесь, как и раньше, принято $t_s - t_2 = \text{const.}$

Количество *квт-ч*, затрачиваемых в год на преодоление сопротивлений конденсатора,

$$\mathcal{E}_1^{об} = \frac{\alpha d N C_w^2 A \psi}{3,66 \cdot 10^5 \cdot \eta_n \cdot m^2} [(1 - \gamma_2) m''^3 + \gamma_2 \cdot m'^3], \quad (15)$$

где γ_2 — коэффициент, характеризующий, какую часть года имеет место период, когда $t > t'$.

Количество *квт-ч*, затрачиваемых в год на преодоление сопротивлений водоводов

$$\mathcal{E}_2^{об} = \frac{1,06 \alpha d N c_{вод}^{2,5} A \cdot \lambda L_3^{об}}{1,6 \cdot 2g \cdot m^{2,5} (\alpha d N)^{0,5}} [(1 - \gamma_2) m''^3 + \gamma_2 m'^3]. \quad (16)$$

Если обозначим напор, обуславливаемый нивелирной высотой, и свободный напор перед соплами через $H_n^{об}$, то количество *квт-ч*, затрачиваемых на преодоление данного напора,

$$\mathcal{E}_3^{об} = \frac{1,06 \alpha d N A \cdot H_n^{об}}{3,66 \cdot 10^5 \eta_n} [(1 - \gamma_2) m''^3 + \gamma_2 m'^3]. \quad (17)$$

Существенное значение имеет правильный выбор напора перед соплами. При проектировании $H_n^{об}$ может быть принят порядка 6—8 м [7]. При этом величина его может быть принята одинаковой как для брызгальных бассейнов, так и для градирен. Сопло П—16 требует напора 12 м [8].

Для сопел типа Кертинга наивыгоднейший напор при нормальных условиях составляет 4,7 м.

При оборотной системе охлаждения воды сооружается также береговая насосная, назначение которой заключается в пополнении потерь воды в циркуляционной системе. Эти потери слагаются из потерь на испарение, на унос и на продувку.

Поскольку охлаждение воды происходит прежде всего за счет испарения, то данная потеря может быть подсчитана из следующих соображений.

В конденсаторе воде передается с каждого килограмма пара

$$i_2 - t_k \cong 520 - 530 \text{ ккал.}$$

Теплота парообразования при $t = 25^\circ\text{C}$, каковая может быть принята средней для брызгальных бассейнов и градирен,

$$r = 583,2 \text{ ккал/кг.}$$

Тогда при кратности охлаждения $m = 60$

$$P_1 = \frac{530 \cdot 100}{583,2 \cdot 60} = 1,5\%.$$

Сказанное подтверждается кривыми фиг. 1 [7], построенными по точным формулам.

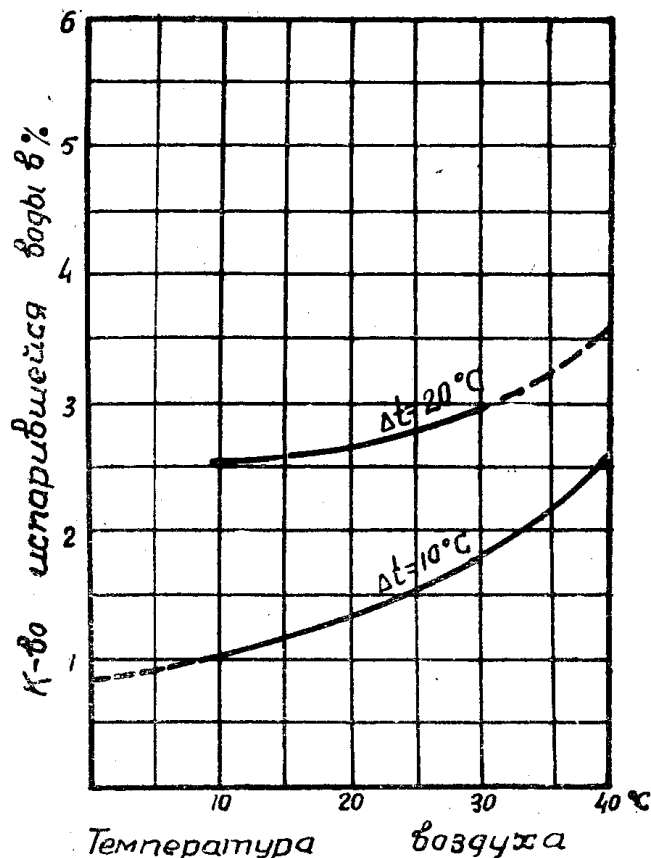
Величина уноса P_2 на основании опытных данных может быть принята для башенных охладителей 0,5—0,75‰, а для брызгальных бассейнов от 1,5 до 3‰ [10].

Величина продувки системы в процентах общего количества циркуляционной воды

$$P_3 = \frac{a_o P_1}{a_m - a_o} - P_2, \quad (18)$$

a_o — жесткость воды, добавка в градусах немецких,

a_m — предельно допустимая карбонатная жесткость в градусах немецких.



Фиг. 1

В зависимости от состава добавочной воды и режима работы установки a_m может колебаться от 7—8° до 12—14° немецких [9].

Количество квт-ч, затрачиваемых на преодоление сопротивлений подводящих водоводов,

$$\mathcal{E}_{106} = \frac{\alpha d N A L_n^{np} \cdot c_{вод}^{2.5} p^{0.5} \lambda}{1550.2 g \eta_n m^{2.5} (\alpha d N)^{0.5}} [(1 - \gamma_2) m'^3 + \gamma_2 m'^3]. \quad (19)$$

То же на преодоление напора, обусловливаемого нивелирной высотой,

$$\mathcal{E}_{506} = \frac{\alpha d N A H_n^{np} \cdot P}{3,66 \cdot 10^7 \cdot \eta_n} [(1 - \gamma_2) m'' + \gamma_2 m']. \quad (20)$$

Здесь $P = P_1 + P_2 + P_3$ — общий процент добавки.

Общая затрата энергии на подачу охлаждающей воды и воды добавка при оборотной системе

$$\mathcal{E}^{об} = \mathcal{E}_1^{об} + \mathcal{E}_2^{об} + \mathcal{E}_3^{об} + \mathcal{E}_4^{об} + \mathcal{E}_5^{об}.$$

Полный годовой расход в рублях, причиняемый перекачкой циркуляционной воды и воды добавка

$$R_{ц.с}^{об} = \frac{860 \mathcal{E}^{об}}{\eta_k Q_p^n} \left(1 + \frac{\Sigma \Delta}{100} \right) \frac{R_T}{1000}. \quad (21)$$

Перерасход пара турбиной во время работы ее при ухудшенном вакууме по статье расхода топлива

$$R_{пер}^{об} = \frac{860}{\eta_k Q_p^n} \left(1 + \frac{\Sigma \Delta}{100} \right) \gamma_2 AN \frac{t_{об}''' - t'}{100} \quad (22)$$

Сумма ежегодных капитализационных отчислений по водоводу

$$R_{вод}^{об} = \frac{u}{100} \left\{ L_o^{об} \left[a + b \frac{(\alpha mdN)^{0.5}}{2300 \cdot c_{вод}^{0.5}} \right] + L_o^{np} \left[a + b \frac{P^{0.5}(\alpha mdN)^{0.5}}{23700 \cdot c_{вод}^{0.5}} \right] \right\} \quad (23)$$

Здесь $L_o^{об}$ — фактическая длина водовода при оборотной системе.

Сумма ежегодных отчислений по насосной

$$R_{нас}^{об} = \frac{1,36 \cdot u \cdot f \cdot \mathcal{E}^{об}}{100 A}.$$

Стоимость охладителя циркуляционной воды в рублях

$$S_{охл} = 10^{-3} \alpha mdN \varphi, \quad \text{где}$$

φ — стоимость охладителя в рублях, приходящаяся на 1 м³ охлажденной воды. Тогда сумма ежегодных капитализационных отчислений по охладителю

$$R_{охл} = 10^{-5} \alpha mdN \varphi u_{охл}. \quad (24)$$

Сумма годовых расходов, связанных с подачей и охлаждением воды при оборотной системе,

$$R_z^{об} = R_{у.с}^{об} + R_{пор}^{об} + R_{вод}^{об} + R_{нас}^{об} + R_{охл}. \quad (25)$$

Для выбора системы водоснабжения, т. е. для определения H_n^{np} и L_o^{np} , при которых как прямоточная, так и оборотная системы с точки зрения технико-экономической равноценны, нужно совместно решить уравнения 14 и 25.

$$R_z^{np} = R_z^{об}. \quad (26)$$

В координатах L_o^{np} , H_n^{np} данное выражение представляет из себя уравнение прямой, которую легко построить, положив попеременно равными L_o^{np} и H_n^{np} .

Если положить $\eta_k = 0,68$ и если грубо приближенно принять $\lambda = 0,03$, то при $L_o^{np} = 0$ и при условии

$$R_{нас}^{np} = R_{нас}^{об}$$

получим для возвышения станции над уровнем воды в источнике

$$H_n^{np} = \frac{C_w^{2\psi j об}}{m^2} + 1,06 H_n^{об} p^{об} + \frac{2500}{\alpha d} \left[\gamma_2 (t_{об}''' - t') - \gamma_1 (t_{np}''' - t') \right] +$$

$$1,06 p^{np} \cdot 0,01 p p^{об}$$

$$+ \frac{2,9 \cdot 10^5 \eta_k Q_p^H}{\alpha R_T \left(1 + \frac{\Sigma \Delta}{100} \right) A d N} \left\{ \frac{u L_o^{ob}}{100} \left[a + b \frac{(\alpha m d N)^{0,5}}{2300 c_{вод}^{0,5}} \right] + 10^{-5} \alpha m d N \varphi u_{охл} \right. \\ \left. \frac{M}{1,06 \rho^{np} \cdot 0,01 p \rho^{ob}} \right\} = \quad (27)$$

Здесь

$$j^{ob} = [(1 - \gamma_2) m'^3 + \gamma_2 m'^3],$$

$$\rho^{ob} = [(1 - \gamma_2) m'' + \gamma_2 m'],$$

$$\rho^{np} = [(1 - \gamma_1) m_1^{np} + \gamma_1 m'].$$

Если положить $H_H^{np} = 0$, то

$$L_o^{np} = \frac{M}{\frac{c_{вод}^{2,5} \beta \cdot j^{np}}{963 (\alpha m d N)^{0,5}} + \frac{0,122 \eta_k Q_p^H b \cdot m^{0,5}}{j^{np} \alpha^{0,5} R_T \left(1 + \frac{\Sigma \Delta}{100} \right) A (d N c_{вод})^{0,5}} - (10,3 - p^{0,5})} \quad (28)$$

где

$$\beta = \frac{L_o^{np}}{L_o^{np}},$$

$$j^{np} = [(1 - \gamma_1) m_1^{np3} + \gamma_1 m'^3].$$

В уравнениях 27 и 28 опущены члены, характеризующие расходы энергии на преодоление сопротивлений конденсатора в случае проточной системы и сопротивлений подводящих водоводов в случае обратной системы. Это сделано из тех соображений, что, во-первых, затраты, характеризующиеся этими членами, незначительны по сравнению с другими затратами и, во-вторых, они входят в числители дробей с противоположными знаками.

На фиг. 2 в осях L_o^{np} , H_H^{np} дана прямая, построенная по уравнениям 27 и 28 для частного примера, когда

$$m = 60; d = 4,5 \text{ кг/квт-ч}; N = 25000 \text{ квт};$$

$$t = 15^\circ \text{C}; c_w = 2 \text{ м/сек}; c_{вод} = 1,8 \text{ м/сек}; L_o^{ob} = 70 \text{ м};$$

$$\alpha = 0,8; \beta = 1,2; H_H^{ob} = 7 \text{ м}; \eta_k Q_p^H = 1000, \eta_k = 0,68;$$

$$R_T = 60 \text{ руб/м}; \Sigma \Delta = 10\%; a = 25; b = 450;$$

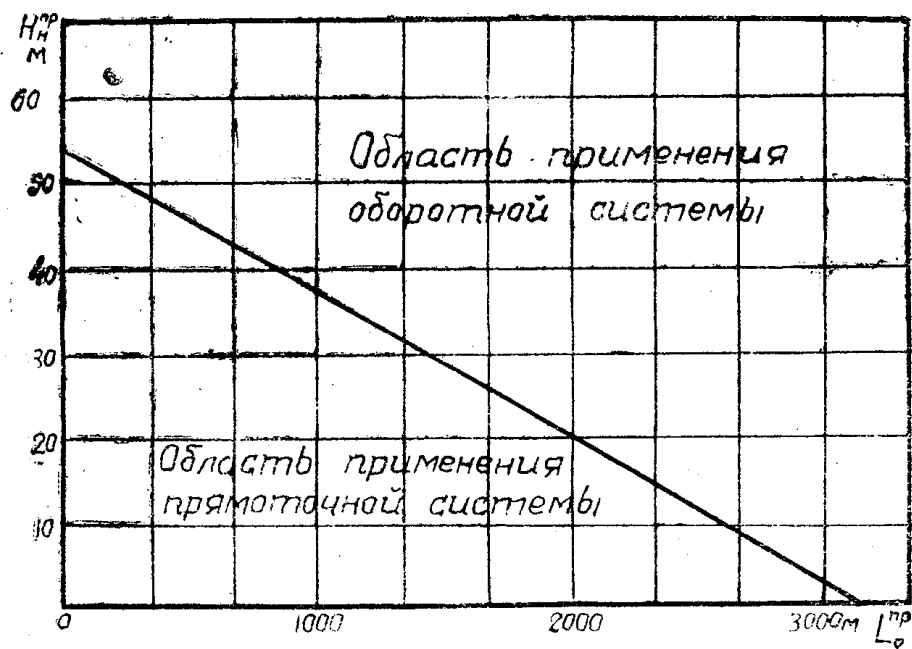
$$A = 5000 \text{ час/год}; \varphi = 25 \text{ руб/м}^3 \text{ охл. воды};$$

$$u_{охл} = 3\%; u = 10\%; P = 7\%; \gamma_1 = 0,25; \gamma_2 = 0,5.$$

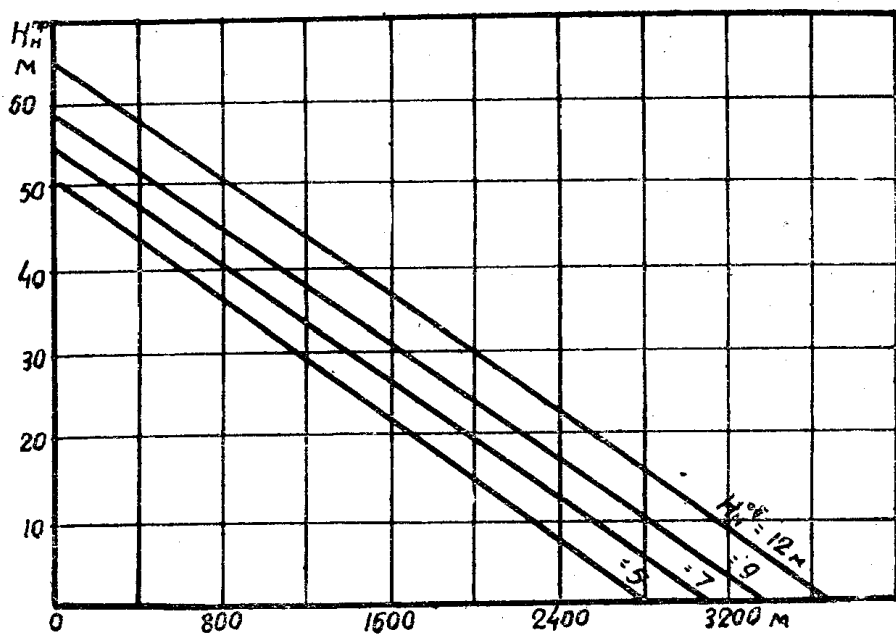
Из фиг. 2 усматривается, что при принятых условиях можно предельными значениями для H_H^{np} и L_o^{np} считать 20 м и 2000 м. Кроме того, график показывает, что увеличение нивелирной высоты на каждые 10 м равносильно увеличению расстояния станции от источника водоснабжения на 600—700 м.

На фиг. 3 показаны изменения H_H^{np} и L_o^{np} в зависимости от напора перед соплами в охлаждающих устройствах.

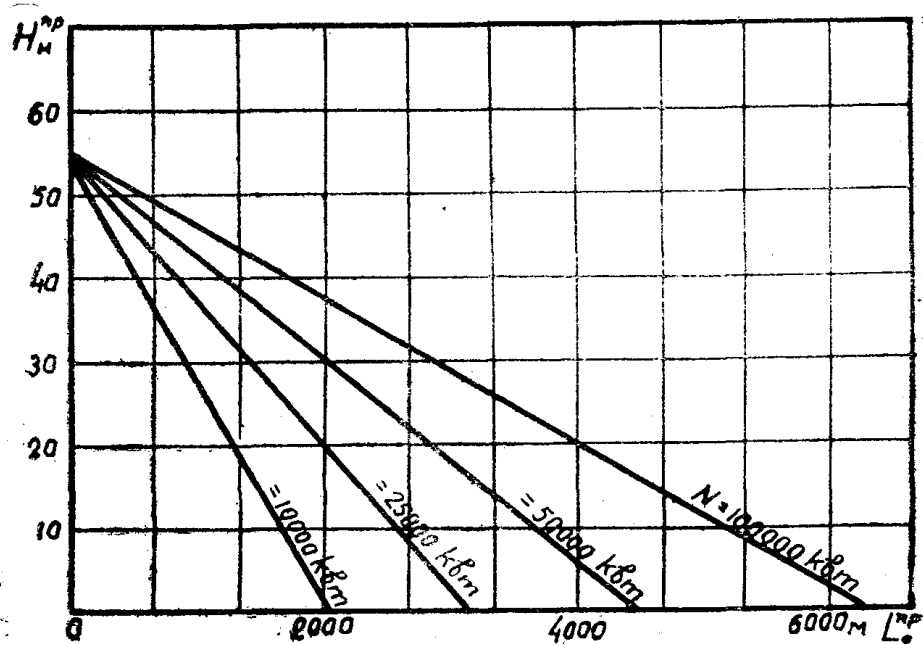
Фиг. 4 и 5 устанавливают, что увеличение мощности станции, а также применение низкосортных топлив увеличивают предельные значения H_H^{np} и L_o^{np} .



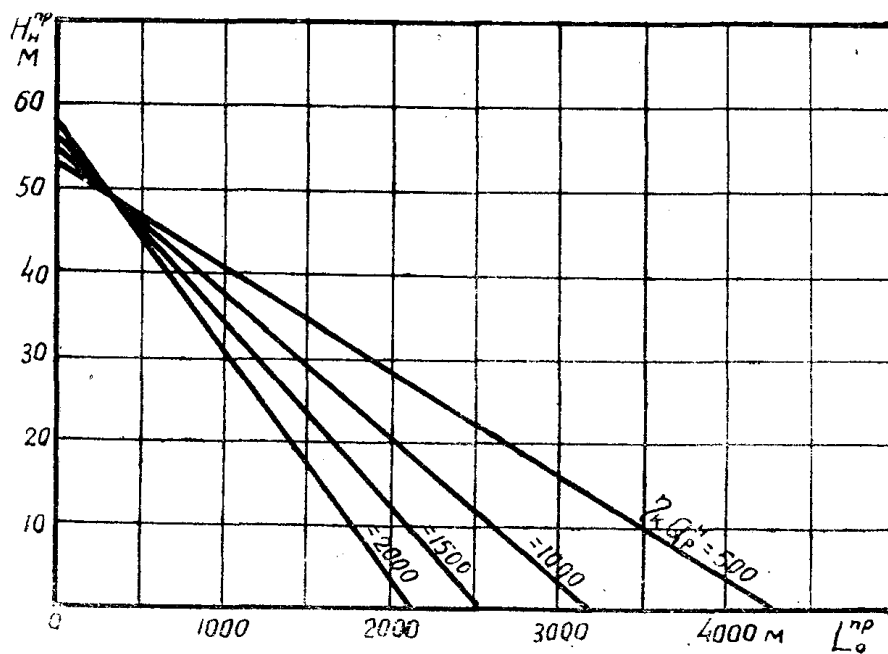
Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4



Фиг. 5

Выводы

1. Предельные значения высоты расположения станции над уровнем воды в источнике и удаление станции от последнего, при которых целесообразно еще применять прямоточную систему водоснабжения, являются величинами переменными, зависящими от мощности станции, сорта и стоимости используемого топлива, схемы регенеративного подогрева, стоимости охладителей циркуляционной воды и др.
2. С увеличением мощности станции и с применением низкосортных топлив расширяются пределы применимости прямоточных систем.
3. При выборе системы водоснабжения необходимо учитывать быстрый ввод мощностей на наших станциях и в системах, а также перевод станций на низкосортное топливо.

ЛИТЕРАТУРА

1. Романов А. М.—Водоснабжение энергоустановок, изд. 1936.
 2. Лаговский А. А.—Тепловые электрические станции, Госэнергоиздат, 1948.
 3. Лукницкий В. Б.—Электрические станции малой и средней мощности, 1948.
 4. Казанский А. М.—Вспомогательное оборудование турбинных установок, 1941.
 5. Макеев В. А.—Конденсационные устройства паросиловых установок, изд. 1933.
 6. Берман Л. Д.—Пути улучшения работы брызгальных бассейнов и градирен, журнал „Рабочий энергетик“, № 1, 1940.
 7. Радциг—В. А. Бассейны с брызгалами, журнал „Бюллетень гипромеза“, № 1—2, 1930.
 8. Фарфоровский—Б. С. Выбор величины напора в брызгальных бассейнах, Тепло и Сила № 8, 1937.
 9. Бутаков И. Н.—Новый тип башенных охладителей, Тепло и Сила, № 11, 1930.
 10. Берман Л. Д.—Расчеты водных режимов в системах обратного водоснабжения, Электрические станции № 3, 1946.
-

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует
24	2 снизу	$\gamma_r = S \cdot P$	$\gamma_r = S P_r$
41	4 сверху	цитированная	цитированная
57	5 сверху	термо-и гидродинамические	термо- и гидродинамические
69	11 снизу	теплоносителя	теплоносителя
85	10 снизу	$\frac{dV}{d\alpha} =$	$0 = \frac{dV}{d\alpha} =$
102	17 снизу	бессейнов	бассейнов
178	фиг. 1	в процесс	в процессе
185	14, 15, 17 снизу	э	е
204	7 сверху	огд	год
210	6 снизу	где 860 $N_{mk} = 860 (N_{lk} - N_{mk})$	где 860 $N_{mk} = 860 (N_{lk} - N_{mk})$
211	9 сверху	$N_{mk} = N_{mk} + N_{mno}$	$N_{mk} = N_{mk} + N_{mno}$
211	18 сверху	$D_k = \frac{860 N_{mk}}{(i_0 - i_k) \eta_m \eta_z} =$	$D_k = \frac{860 N_{mk}}{(i_0 - i_k) \eta_m \eta_z} =$