

УДК 621.311.25:519.816

**Канюк Геннадий Иванович**, д-р техн. наук, профессор кафедры теплоэнергетики и энергосбережения

**Мезеря Андрей Юрьевич**, канд. техн. наук, доцент кафедры электроэнергетики

**Фокина Анна Романовна**, аспирант кафедры теплоэнергетики и энергосбережения

**Бабенко Игорь Анатольевич**, аспирант кафедры теплоэнергетики и энергосбережения

Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков, Украина. Ул. Университетская 16, г. Харьков, Украина, 61003

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО РАСХОДА ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ВОДЫ В КОНДЕНСАТОРАХ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

*В статье рассмотрены подходы к решению важной технической задачи в тепловой и атомной энергетике относительно определения оптимального расхода циркуляционной воды в конденсаторах станций. Определены критерии оптимальности и приведены основные аналитические зависимости, которые определяют оптимальный расход.*

**Ключевые слова:** конденсатор, тепловая электростанция, энергосбережение

**Канюк Геннадій Іванович**, д-р техн. наук, професор кафедри теплоенергетики та енергозбереження

**Мезеря Андрій Юрійович**, канд. техн. наук, доцент кафедри електроенергетики

**Фокіна Ганна Романівна**, аспірант кафедри теплоенергетики та енергозбереження

**Бабенко Ігор Анатолійович**, аспірант кафедри теплоенергетики та енергозбереження

Українська інженерно-педагогічна академія, м. Харків, Україна. Вул. Університетська 16, м. Харків, Україна, 61003

### ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ВИТРАТИ ЦИРКУЛЯЦІЙНОЇ ВОДИ В КОНДЕНСАТОРАХ ТЕПЛОВИХ І АТОМНИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

*У статті розглянуто підходи до вирішення важливої технічної задачі у тепловій та атомній енергетиці щодо визначення оптимальної витрати циркуляційної води в конденсаторах станцій. Визначено критерії оптимальності та показано основні аналітичні залежності, які описують визначення оптимальної витрати.*

**Ключові слова:** конденсатор, теплова електростанція, енергозбереження

**Kanyuk Gennadiy Ivanovich**, D-r Sci. (Eng), professor of department of heat energy and energysave

**Mezerya Andhey Jurevich**, Ph.D., associate professor of department of electroenergy

**Fokina Anna Romanovna**, graduate student of department of heat energy and energysave

**Babenko Igor Anatolevich**, graduate student of department of heat energy and energysave

Ukrainian engineer-pedagogical academy, Kharkov, Ukraine. Universitetskaya str. 16, Kharkov, Ukraine, 61003

### DETERMINATION OF THE OPTIMUM CONSUMPTION CIRCULATION WATER IN CAPACITOR HEAT AND ATOMIC POWER STATION

*Approaches are considered In article to decision of the important problem of engineering in heat and atomic energy for determinations of the optimum consuption circulation woter in capacitor station. The certain criteria of optimum and are brought main analytical dependencies, which define the optimum consuption.*

**Keywords:** capacitor, heat power station, energysave

#### Введение

В настоящее время практически исчерпаны резервы повышения экономичности паротурбинных электростанций за счет повышения начальных параметров, усовершенствования систем регенеративного подогрева питательной воды и промежуточного перегрева пара [1]. Вместе с тем, обострение проблем в топливно-энергетическом комплексе и ухудшение экологической ситуации диктует необходимость системного подхода к решению проблем повышения экономичности и экологических характеристик ТЭС и АЭС. В связи с этим, в энергетической отрасли большое внимание стало уделяться низкопотенциальным комплексам электростанций как структурных единиц энергоблоков, оказывающих непосредственное влияние на экономичность их эксплуатации за счет влияния на конечные параметры пара и на расход электроэнергии для собственных нужд. По данным Запорожской АЭС, недовыработка электроэнергии из-за плохих условий теплообмена в конденсаторах ежегодно составляет порядка 1,5 млрд кВт·ч [2].

Поэтому обеспечение оптимальных режимов работы конденсационных установок, минимизация всех видов энергетических потерь в них предоставляет собой важную и актуальную научно-техническую проблему. Эта проблема может быть решена путем создания энергосберегающих систем автоматического управления режимами работы систем низкопотенциального комплекса, в частности – конденсаторов паровых турбин.

### Изложение основного материала

Для конденсации пара в конденсаторе при заданном значении давления  $P_{нк}^{cp}$  его нужно охладить до значения температуры конденсации:

$$t_{нк}^{cp} = f(P_{нк}^{cp}). \quad (1)$$

Для этого в конденсатор подается охлаждающая вода циркуляционным насосом, которая, проходя по внутренним поверхностям охлаждающих пучков, обеспечивает необходимый теплообмен.

При этом поверхностная плотность теплового потока, передаваемого от пара к наружным поверхностям трубных пучков, проходящего через стенки трубных пучков и отдаваемого внутренними стенками трубных пучков охлаждающей воде, определяется выражениями:

$$g = \alpha_n^{cp} (t_{нк}^{cp} - t_{cm}^{cp'}), \quad (2)$$

$$g = \frac{t_{cm}^{cp'} - t_{cm}^{cp''}}{\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)}, \quad (3)$$

$$g = \alpha_6^{cp} (t_{cm}^{cp''} - t_6), \quad (4)$$

где линеаризованные функции средних коэффициентов теплоотдачи от пара к внешним стенкам трубных пучков и от внутренних стенок трубных пучков к охлаждающей воде:

$$\alpha_n^{cp} = C_{an}^{tn} t_{нк}^{cp} + C_{an}^{tm} t_{cm}^{cp'}, \quad (5)$$

$$\alpha_6^{cp} = C_{ab}^g G_b, \quad (6)$$

где  $t_{cm}^{cp'}$  и  $t_{cm}^{cp''}$  – средние значения температур внешних и внутренних поверхностей трубных пучков;  $t_{нк}^{cp}$  – среднее значение температуры насыщенного пара (при котором происходит его конденсация);

$\delta_i$  и  $\lambda_i$  – толщины и теплопроводности слоев стенок трубных пучков (с учетом возможных покрытий и отложений);

$C_{an}^{tn}$ ,  $C_{an}^{tm}$ ,  $C_{ab}^g$  – соответствующие коэффициенты линеаризации;

$G_b$  – расход охлаждающей воды.

При этом массовый расход образующегося конденсата:

$$G_k = \tilde{N}_{gk}^q q, \quad (7)$$

где

$$C_{gk}^q = A_k / r, \quad (8)$$

где  $A_k$  – площадь поверхности трубных пучков;

$r$  – удельная теплота парообразования (конденсации) при соответствующих значениях

давления и температуры насыщения  $P_{nn}^{cp}$  и  $t_{nn}^{cp}$ .

Циркуляционный насос, подавая в конденсатор охлаждающую воду, развивает полезную гидравлическую мощность:

$$N_b = G_e P_e / \rho_e = Q_{цв} P_e, \quad (9)$$

где  $Q_{цв}$  – объемный расход охлаждающей воды (подача циркуляционного насоса);

$\rho_e$  – плотность воды;

$P_e$  – давление, развиваемое насосом.

Давление, развиваемое циркуляционным насосом, должно обеспечивать компенсацию гидравлического сопротивления конденсатора ( $\Delta P_{зк}$ ) и циркуляционного трубопровода ( $\Delta P_{зпт}$ ):

$$P_e = \Delta P_{зк} + \Delta P_{зпт}. \quad (10)$$

Гидравлическое сопротивление конденсатора:

$$\Delta P_{з1} = z(\Delta P_{з1} + \Delta P_{з2}) + (z + 1)\Delta P_{з3}, \quad (11)$$

где  $Z$  – число ходов воды;

Сопротивление конденсаторных трубок:

$$\Delta P_{з1} = \lambda_{mp} \frac{L}{d_2} \frac{\rho_e U_e^2}{2} = \lambda_{mp} \frac{L}{d_2} \frac{\rho_e Q_{цв}^2}{2S_2^2}. \quad (12)$$

Сопротивление на входе и выходе охлаждающей воды из трубной системы:

$$\Delta P_{з2} = \xi_2 \rho_e (U_e - U_k)^2. \quad (13)$$

Сопротивление водяных камер:

$$\Delta P_{з3} = \xi_3 \rho_e \frac{U_{вх}^2}{2}. \quad (14)$$

где  $\lambda_{mp}$  – коэффициент гидравлического трения, определяемый как функция числа Рейнольдса;

$L$  и  $d_2$  – длина и диаметр конденсаторных трубок;

$U_e = Q_e / S_2$  – скорость воды;

$\xi_2$  – коэффициент, зависящий от способа крепления трубок (при сальниковом креплении  $\xi_2 = 1,5$ ; при двусторонней развальцовке  $\xi_2 = 1$ ; при смешанном способе крепления трубок  $\xi_3 = 1,25$ );

$U_e$  – скорость воды в камерах, оцениваемая как  $(0,15 - 0,30)U_e$ ;  $U_{вх} = U_k$  – скорость воды на входе в каждую камеру;

$\xi_3$  – коэффициент гидравлического сопротивления входа воды в камеру ( $\xi_3 \approx 1$ ).

Функция гидравлического сопротивления конденсатора может быть представлена в виде:

$$\Delta P_z = C_{PQ} Q_{цв}^2, \quad (15)$$

или, в линеаризованном варианте:

$$\Delta P_z = C'_{PQ} Q_{цв}, \quad (16)$$

где  $C_{PQ}$  и  $C'_{PQ}$  – соответствующие коэффициенты.

Сопротивление циркуляционного трубопровода:

$$\Delta P_{ym} = \left( \lambda_{ym} \frac{L_{ym}}{d_{ym}} + \sum \zeta_{mym} \right) \frac{\rho_6}{2} \frac{Q_{цв}^2}{2S_{ym}^2} + \zeta_{p3} \frac{\rho_6}{2} \frac{Q_{цв}^2}{2S_{p3}^2}, \quad (17)$$

где  $\lambda_{ym}$  – коэффициент гидравлического трения в циркуляционном трубопроводе;

$L_{ym}$  и  $d_{ym}$  – длина и диаметр циркуляционного трубопровода;

$\sum \zeta_{mym}$  – суммарный коэффициент местных сопротивлений циркуляционного

трубопровода;  $S_{ym}$  – площадь поперечного сечения циркуляционного трубопровода;

$\zeta_{p3}$  – коэффициент местного сопротивления регулирующей задвижки;

площадь проходного сечения регулирующей задвижки:  $S_{p3} = S_{p3}(X_{p3})$ , или

$$S_{p3} = S_{p3}(\varphi_{p3}).$$

Сопротивление циркуляционного трубопровода может быть представлено в виде:

$$\Delta P_{ym} = \left\{ C_{ym} + 0,25 \rho_6 \zeta_{p3} \left[ S_{p3}(X_{p3}) \right] / \left[ S_{p3}(X_{p3}) \right]^2 \right\} Q_{цв}^2, \quad (18)$$

где

$$C_{ym} = 0,25 \left( \lambda_{ym} \frac{L_{ym}}{d_{ym}} + \sum \zeta_{mym} \right) \rho_6 / S_{ym}^2. \quad (19)$$

$\zeta_{p3} \left[ S_{p3}(X_{p3}) \right]$  – функция коэффициента гидравлического сопротивления регулирующей задвижки от площади проходного сечения регулируемой задвижки;

$S_{p3}(X_{p3})$  – функция площади проходного сечения регулирующей задвижки от ее положения (линейного  $X_{p3}$  или углового  $\varphi_{p3}$ ).

В линеаризованном варианте:

$$\Delta P_{ym} = C_{px}^{ym} X_{p3} + C_{pq}^{ym} Q_{цв}, \quad (20)$$

где  $C_{px}^{ym}$  и  $C_{pq}^{ym}$  – коэффициент линеаризации.

Если насос работает при неизменном положении регулирующей задвижки (в частности, при полностью открытой задвижке), то:

$$\Delta P_{ym} = (C_{px}^{ym})' Q_{цв}, \quad (21)$$

При пренебрежении геометрической высотой подъема циркуляционной воды:

$$\Delta P_6 = \Delta P_{ym} + \Delta P_2, \quad (22)$$

и функция полезной мощности циркуляционного насоса принимает вид:

$$N_6 = Q_{цв} \Delta P_{ym} = (C_{px}^{ym} X_{p3} + C_{pq}^{ym} Q_{цв}) Q_{цв}, \quad (23)$$

В линеаризованном варианте:

$$N_6 = C_{px}^{ym} X_{p3} + C_{NQ}^{ym} Q_{цв}, \quad (24)$$

или, при полностью открытой задвижке (при неизменном положении задвижки):

$$N_6 = (C_{NQ}^{ym})' Q_{цв}, \quad (25)$$

Функция потребляемой мощности циркуляционного насоса:

$$N_{цн}^{номр} = N_{\epsilon} / \eta_{цн}, \quad (26)$$

где функция КПД циркуляционного насоса:

$$\eta_{цн} = \eta_{цн}(Q_{цв}, n_{цн}), \quad (27)$$

$n_{цн}$  – частота вращения насоса.

В свою очередь функция зависимости подачи насоса от частоты вращения:

$$Q_{цв} = Q_{цв}(n_{цн}) . \quad (28)$$

В линеаризованном варианте:

$$Q_{цв} = C_{Qn}^{цн}(n_{цн}) ; \quad (29)$$

$$\eta_{цн} = C_{Q\eta}^{цн} \cdot Q_{цв} + C_{\eta n}^{цн} n_{цн}, \quad (30)$$

или

$$\eta_{цн} = (C_{Q\eta}^{цн} \cdot C_{Qn}^{цн} + C_{\eta n}^{цн}) n_{цн}, \quad (31)$$

и линеаризованная функция мощности насоса:

$$N_{цн}^{номр} = C_{NX}^{цн} \cdot X_{p3} + C_{nQ}^{цн} n_{цн}. \quad (32)$$

При поступлении в конденсатор отработанного пара, охлаждающей воды, в процессе поддержания вакуума и образования конденсата тепловой баланс конденсатора в стационарном режиме описывается соотношением:

$$Q_n^{6x} = Q_n^{охл} + Q_{конд} + Q_{пэ}, \quad (33)$$

или

$$\Phi_n^{6x} = \Phi_n^{охл} + \Phi_{конд} + \Phi_{пэ}, \quad (34)$$

где  $Q_n^{6x}$ ,  $\Phi_n^{6x}$ ,  $Q_n^{охл}$ ,  $\Phi_n^{охл}$ ,  $Q_{конд}$ ,  $\Phi_{конд}$ ,  $Q_{пэ}$ ,  $\Phi_{пэ}$  – соответственно, количества теплоты и тепловые потоки, которые содержатся в паре, входящем в конденсатор; отдаваемые паром охлаждающей воде; в отводимом конденсате; в паре, отсасываемом эжекторами.

С учетом того, что в стационарном режиме соответствующие тепловые потоки определяются соотношениями:

$$\Phi_n^{6x} = C_{np}^{6x} (t_n^{6x} - t_{нк}^{6x}) G_n^{6x}, \quad (35)$$

$$\Phi_n^{охл} = qA_k, \quad (36)$$

$$\Phi_{конд} = C_{p\ конд} G_k (t_{нк}^{cp} - t_{конд}^{cp}). \quad (37)$$

$$\Phi_{пэ} = C_{pn}^к G_{пэ} (t_{нк}^{cp} - t_c), \quad (38)$$

уравнение теплового баланса может быть представлено в виде:

$$C_{pn}^{6x} t_n^{6x} G_n^{6x} - C_{pn}^{6x} t_{нк}^{cp} G_n^{6x} = qA_k + C_{p\ конд} G_k t_{нк}^{cp} - C_{p\ конд} G_k t_{конд}^{cp} + C_{pn}^к G_{пэ} t_{нк}^{cp} - C_{pn}^к G_{пэ} t_c, \quad (39)$$

или

$$t_{пк}^{cp} (C_{пн}^{ex} G_n^{ex} + C_{p\text{ конд}} G_k + C_{пн}^k G_{нэ}) = (C_{пн}^{ex} t_n^{ex} G_n^{ex} + C_{p\text{ конд}} G_k t_{конд}^{cp} + C_{пн}^k G_{нэ} t_c) - qA_k \quad (40)$$

Анализ математической модели конденсатора, предварительный анализ экспериментальных данных и обзор существующей литературы, приведенный в работе [3] показал, что на процесс теплообмена в конденсаторе, а, следовательно, на энергоэффективность работы турбины и НПК, влияют следующие факторы (параметры):

- расход пара через конденсатор  $D_2$ , величина которого пропорциональна мощности турбины  $N_T$  и электрической мощности  $N_э$  блока в целом. Мощность блока задается энергосистемой, и является в большинстве случаев для НПК нерегулируемым параметром;
- величина вакуума в конденсаторе  $P_2$ , уровень которого поддерживается, в том числе, эжекторными установками;
- расход циркуляционной воды;
- температура циркуляционной воды  $t_1^B$ ;
- расход конденсата (интенсивность откачки конденсата)
- физико-механические свойства трубных пучков с учетом возможных покрытий и отложений (толщина, площадь трубных пучков, теплопроводность слоев стенок и т. д.). Эти параметры также являются нерегулируемыми.

Таким образом, процесс регулирования НПК, в основном, сводится к регулированию производительностью эжекторных установок и циркуляционных насосов. От оптимального выбора значений основных параметров этих установок с учетом всех возможных потерь в них, будет зависеть энергоэффективность работы НПК и турбины.

Из опыта эксплуатации турбинного оборудования известно, что зависимость расхода пара через конденсатор  $D_2$  от расхода первичного пара  $D_0$  (или мощности турбины  $N_T$ ) имеет вид, характер которого при линейной аппроксимации показан на рис. 2.

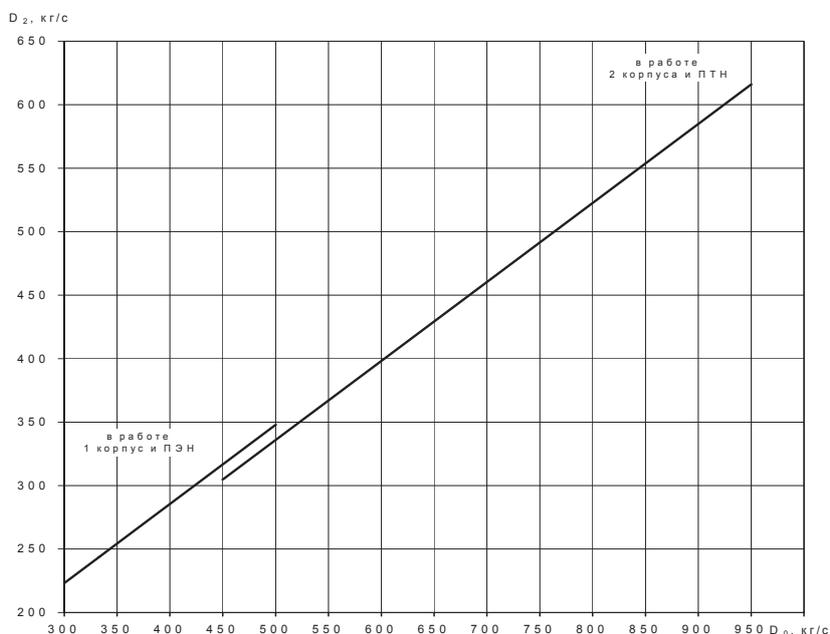


Рис. 2. Зависимость расхода пара в конденсатор  $D_2$  от расхода первичного пара  $D_0$ .  
Конденсатор турбины 300 МВт Змиевской ТЭС

Основным задающим параметром в системе регулирования НПК является расход пара через конденсатор, который, в свою очередь, напрямую зависит от электрической мощности генератора, величина которой является главным задающим воздействием блока в целом.

Исходя из зависимости на рис. 2, можно записать:  $D_2=A_{D0} \cdot D_0+B_{D0}$ , или  $D_2=A_{N_T} \cdot N_T+B_{N_T}$  или  $D_2=A_{NЭ} \cdot N_э+B_{NЭ}$ , где  $N_T$  – электрическая мощность генератора,  $A_{D0}$ ,  $B_{D0}$ ,  $A_{N_T}$ ,  $B_{N_T}$ ,  $A_{NЭ}$ ,  $B_{NЭ}$  – соответствующие коэффициенты линейаризации.

Значение вакуума в конденсаторе при любых значениях расхода пара  $D_2$  определяется величиной расхода охлаждающей воды, и её температурой. На рис. 3 показаны значения давления в конденсаторе  $P_2$  в зависимости от расхода пара в нем  $D_2$  для различных значений температур охлаждающей воды  $t_1^B$  и фиксированном расходе охлаждающей воды  $Q_{цв}$ .

Тогда величина вакуума в конденсаторе будет являться функцией 3-х переменных:

$$P_2=f(D_2, Q_{цв}, t_1^B). \tag{41}$$

Задача имеет два решения: какой будет вакуум при заданных  $D_2$ ,  $Q_{цв}$  и  $t_1^B$ , или какой необходим расход охлаждающей воды для обеспечения требуемого вакуума при заданных  $D_2$  и  $t_1^B$ .

При снижении давления в конденсаторе увеличивается энергетическая эффективность работы турбины, однако также увеличиваются потери на приводы циркуляционных насосов и эжекторов.

Изменения (поправки) удельных расходов тепла, топлива и расхода свежего пара в зависимости от уровня вакуума в конденсаторе имеют вид, показанный на рис. 4.

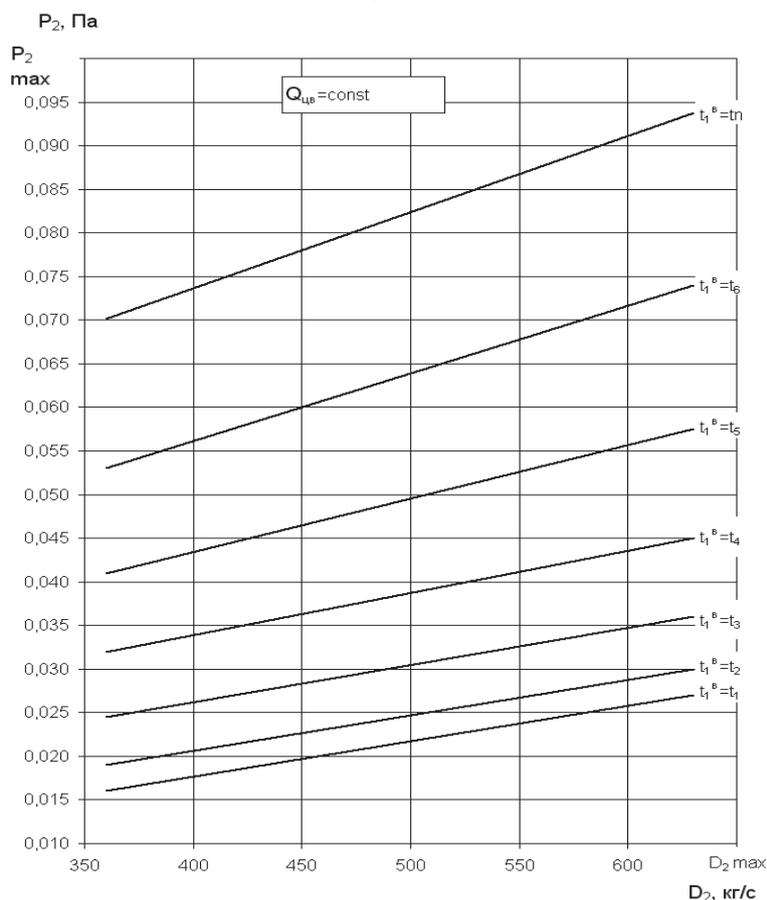


Рис. 3. Характер изменения давления в конденсаторе  $P_2$  от расхода пара в нем  $D_2$  для различных значений температур охлаждающей воды  $t_1^B$  и фиксированном расходе охлаждающей воды  $Q_{цв}$ . Конденсатор турбины 300 МВт Змиевской ТЭС

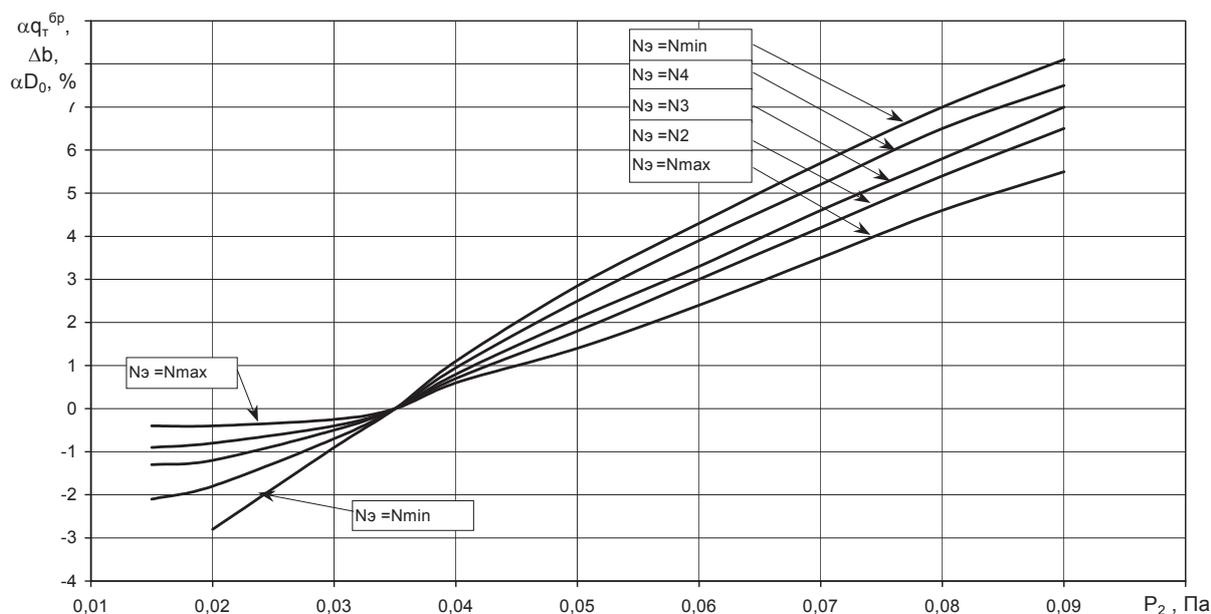


Рис. 4. Поправки к удельному расходу тепла, топлива и расходу свежего пара на отклонения давления в конденсаторе, приведенному к проектному (схождение в одной точке). Турбина 300 МВт Змиевской ТЭС

### Выводы

1. Анализ показал, что при работе блока на нагрузку ниже номинальной, уменьшение уровня вакуума дает тем больший энергетический эффект (уменьшение расхода пара через турбину, уменьшение удельного расхода топлива и тепла), чем ниже нагрузка блока;
2. Переменная нагрузка блока остро ставит задачу оптимального управления циркуляционным насосом, при котором потери в нем будут минимальны, а выгода от увеличения вакуума – максимальна.

### Список использованной литературы:

1. Муравьев В. И. Разработка и анализ технических решений по рационализации конденсационных систем низкпотенциального комплекса ТЭС и АЭС: монография [Текст] / В. И. Муравьев, Д. В. Михайский, М. И. Суханов и др. – Харьков: ХУВС, 2010. – 122 с.
2. Артюх С. Ф. Анализ резервов энергосбережения и возможностей повышения технико-экономической эффективности насосных установок низкпотенциального комплекса (НПК) тепловых и атомных электростанций [Текст] / С. Ф. Артюх, И. Г. Шелепов, Г. И. Канюк и др. // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 57'2005. – Харьков. – С. 32–42.
3. Канюк Г. И. Резервы энергосберегающего управления технологическими процессами на действующих ТЭС и АЭС: монография [Текст] / Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Михайский Д. В., Лаптинов И. П., Фокина А. Р. – Харьков: Изд-во «Точка», 2012. –184 с. Русс. яз. ISBN 978-617-669-064-1

### References:

1. Muraviev V. I. The Development and analysis of the technical decisions on rationalizations horse systems turbin complex TES and AES: monograph [Razrabotka i analiz tehnicheskikh resheniy po ratsionalizatsii kondensatsionnykh sistem nizkopotentsialnogo kompleksa TES i AES: monografiya] / V. I. Muraviev, D. V. Mihayskiy, M. I. Suhanov and others – Harkov: HUVS, 2010. – 122 p.
2. Artyuh S. F. The Analysis reserve energysave and possibilities of increasing technical-economy performance of the pumping installation turbin complex (NPK) heat and atomic power station [Analiz rezervov energosberezheniya i vozmozhnostey povysheniya tehniko-ekonomicheskoy effektivnosti nasosnykh ustanovok nizkopotentsialnogo kompleksa (NPK) teplovykh i atomnykh elektrostantsiy] / S. F. Artyuh, I. G. Shelepov, G. I. Kanyuk. The Buzzard and others // Herald of the National technical university "HPI - 57'2005. - Harikov. – p. 32-42.
3. Kanyuk G.I. The Reserves energysave governing the technological process on acting TES and AES: monograph [Rezervyi energosberegayushchego upravleniya tehnologicheskimi protsessami na deystvuyushchih TES i AES: monografiya] / Kanyuk G. I., Mezerya A. Y., Mihayskiy D. V., Laptinov I. P., Fokina A. R. – Harkov: Izd-in "Point", 2012. – 184 p. Russ. yaz. ISBN 978-617-669-064-1.

Поступила в редакцию 25. 04 2015 г.