

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ТЭС

РАБЕНКО В. С., канд. техн. наук, КИСЕЛЕВ А. И., ГЕРАСИМОВА Н. А., асп.

В статье рассматриваются вопросы математического моделирования динамики конденсационной установки (КУ) в различных режимах ее работы на примере КУ моноблока 300 МВт с турбоустановкой К-300-240 ЛМЗ.

Моделирование параметров пара в паровом пространстве конденсатора

Расчётная схема для моделирования параметров пара в паровом пространстве конденсатора представлена на рис.

1.

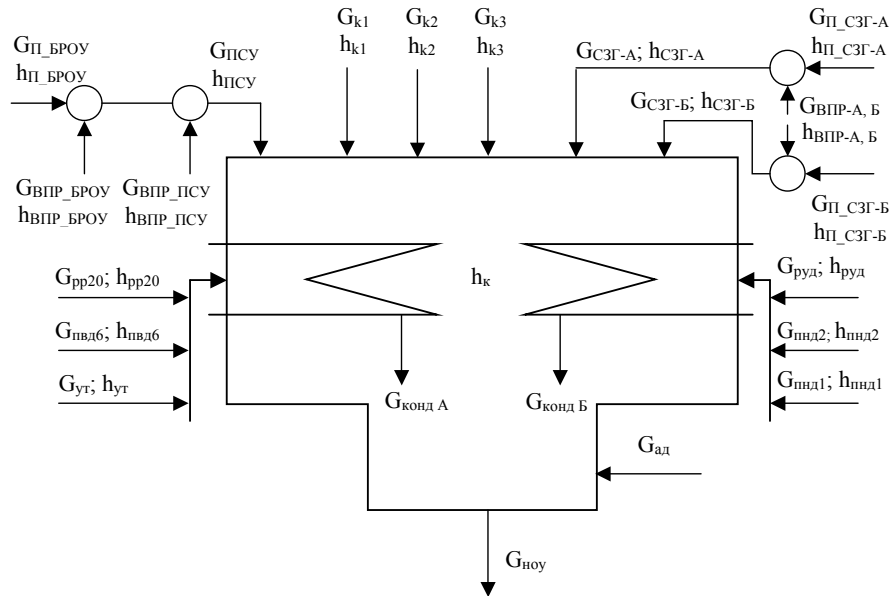


Рис.1. Расчётная схема для моделирования параметров пара в паровом пространстве. G_{k1}, h_{k1} – расход и теплосодержание пара, пришедшего в конденсатор из ЦСД; G_{k2}, h_{k2} и G_{k3}, h_{k3} – из ЦНД-1 и ЦНД-2 соответственно; $G_{руд}, h_{руд}$ – расход и теплосодержание среды, поступающей в конденсатор через РУД; $G_{пнд2}, h_{пнд2}$ – расход и теплосодержание среды, поступающей в конденсатор из ПНД-2 в случае его перелива; $G_{пнд1}, h_{пнд1}$ – расход и теплосодержание потока, поступающего в конденсатор из РР-20; $G_{пвд6}, h_{пвд6}$ – расход и теплосодержание среды, поступающей из парового пространства ПВД-6; $G_{ут}, h_{ут}$ – расход и теплосодержание утиля; $G_{п_броу}, h_{п_броу}$ – расход и теплосодержание пара, идущего на БРОУ; $G_{впр_броу}, h_{впр_броу}$ – расход и теплосодержание воды, идущей на впрыск БРОУ; $G_{впр_псу}, h_{впр_псу}$ – расход и теплосодержание воды, идущей на впрыск ПСУ; $G_{п_псу}, h_{п_псу}$ – расход и теплосодержание среды, поступающей в конденсатор из ПСУ; $G_{п_сзг-а}, h_{п_сзг-а}$ и $G_{п_сзг-б}, h_{п_сзг-б}$ – расходы и теплосодержания пара, поступающего в СЗГ по ниткам А и Б соответственно; $G_{впр-а}, h_{впр-а}$ и $G_{впр-б}, h_{впр-б}$ – расходы и теплосодержания воды, поступающей на впрыск СЗГ по ниткам А и Б соответственно; $G_{сзг-а}, h_{сзг-а}$ и $G_{сзг-б}, h_{сзг-б}$ – расходы и теплосодержания среды, поступающих в конденсатор из СЗГ-А и СЗГ-Б соответственно; $h_к$ – теплосодержание среды в паровом пространстве конденсатора; $G_{кондА}$ и $G_{кондБ}$ – расходы сконденсировавшегося пара на пучке А и Б соответственно.

Полное давление среды в паровом пространстве конденсатора складывается из парциального давления пара и парциального давления воздуха.

$$P_K = P_{п} + P_{в} \tag{1}$$

где $p_{п}$ – парциальное давление пара; $p_{в}$ – парциальное давление воздуха.

Будем считать, что ненормируемые присосы воздуха не влияют на теплосодержание среды в конденсаторе, поэтому теплосодержание среды в конденсаторе определяется теплосодержанием пара.

$$h_к = h_{п} \tag{2}$$

Тогда температура среды в конденсаторе будет равна температуре пара, вычисленной по энтальпии пара и по полному давлению в конденсаторе

$$t_к = hs(h_к, P_K) \tag{3}$$

Изменение параметров пара в паровом пространстве конденсатора находятся из решения следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} \rho_{\Pi} V_{\Pi} \frac{du_{\Pi}}{d\tau} = \sum_i G_i h_i - G_K h_{\Pi}, \\ V_{\Pi} \frac{dp_{\Pi}}{d\tau} = \sum_i G_i - G_K, \end{cases} \quad (4)$$

где первое уравнение представляет собой уравнение сохранения энергии, а второе – уравнение сохранения массы; V_{Π} – объём парового пространства конденсатора, m^3 ; ρ_{Π} – плотность пара, вычисленная по энтальпии и по парциальному давлению пара в конденсаторе, m^3/kg ; u_{Π} , h_{Π} – соответственно внутренняя энергия и теплосодержание пара, $KДж/(кг\cdot K)$; G_K – расход сконденсированного пара $G_K = G_{кондА} + G_{кондБ}$, $кг/с$; суммы $\sum G_i h_i$ и $\sum G_i$ можно найти из следующих формул:

$$\begin{aligned} \sum_i G_i h_i &= G_{к1} h_{к1} + G_{к2} h_{к2} + G_{к3} h_{к3} + G_{псу} h_{псу} + \dots \rightarrow \\ &\dots \rightarrow + G_{сзгА} h_{сзгА} + G_{сзгБ} h_{сзгБ} + G_{руд} h_{руд} + G_{пнд1} h_{пнд1} + \dots \rightarrow \\ &\dots \rightarrow + G_{пнд2} h_{пнд2} + G_{pp20} h_{pp20} + G_{пвд6} h_{пвд6} + G_{ут} h_{ут}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_i G_i &= G_{к1} + G_{к2} + G_{к3} + G_{псу} + G_{сзгА} + G_{сзгБ} + G_{руд} + \dots \rightarrow \\ &\dots \rightarrow + G_{пнд1} + G_{пнд2} + G_{pp20} + G_{пвд6} + G_{ут}. \end{aligned}$$

Рассмотрим подробнее первое уравнение системы (4). В нём дифференциал внутренней энергии представим в следующем виде:

$$du_{\Pi} = dh_{\Pi} - 0,001(p_{\Pi} dv_{\Pi} + v_{\Pi} dp_{\Pi}), \quad (5)$$

где v_{Π} – удельный объём пара в конденсаторе ($v_{\Pi} = 1/\rho_{\Pi}$). Выразив дифференциал удельного объёма пара из уравнения сохранения массы (второе уравнение системы (4)), получим

$$dv_{\Pi} = -\frac{v_{\Pi}^2}{V_{\Pi}} \left(\sum_i G_i - G_K \right) d\tau. \quad (6)$$

Подставим выражение (6) в формулу (5).

$$du_{\Pi} = dh_{\Pi} + 0,001 \frac{v_{\Pi}^2 p_{\Pi}}{V_{\Pi}} \left(\sum_i G_i - G_K \right) d\tau - 0,001 v_{\Pi} dp_{\Pi}. \quad (7)$$

С учётом (7) первое уравнение системы (4) запишется так:

$$\begin{aligned} \rho_{\Pi} V_{\Pi} \frac{dh_{\Pi}}{d\tau} - 0,001 V_{\Pi} \frac{dp_{\Pi}}{d\tau} + G_K h_{\Pi} + \dots \rightarrow \\ \dots \rightarrow + 0,001 v_{\Pi} \left(\sum_i G_i - G_K \right) p_{\Pi} = \sum_i G_i h_i. \end{aligned} \quad (8)$$

Рассмотрим подробнее второе уравнение системы (4). Представим производную плотности пара по времени следующим образом:

$$\frac{dp_{\Pi}}{d\tau} = \frac{\partial p_{\Pi}}{\partial P_{\Pi}} \Big|_h \frac{dP_{\Pi}}{d\tau} + \frac{\partial p_{\Pi}}{\partial h_{\Pi}} \Big|_P \frac{dh_{\Pi}}{d\tau}. \quad (9)$$

Тогда уравнение сохранения массы переписывается так:

$$-\frac{V_{\Pi}}{v_{\Pi}^2} \frac{\partial v_{\Pi}}{\partial P_{\Pi}} \Big|_h \frac{dP_{\Pi}}{d\tau} - \frac{V_{\Pi}}{v_{\Pi}^2} \frac{\partial v_{\Pi}}{\partial h_{\Pi}} \Big|_h \frac{dh_{\Pi}}{d\tau} = \sum_i G_i - G_K. \quad (10)$$

Для вычисления термодинамических производных $(\partial v_{\Pi} / \partial P_{\Pi})_h$ и $(\partial v_{\Pi} / \partial h_{\Pi})_P$ использовалась пятиточечная формула.

$$\left[\frac{dy}{dx} \right]_j = \frac{y_{i-2} - 8y_{j-1} + 8y_{j+1} + y_{j+2}}{12\Delta x_j}. \quad (11)$$

Расход конденсирующегося пара определяется из выражения:

$$G_k = \frac{[k_1 F_1 (t_s - \bar{t}_1) + k_2 F_2 (t_s - \bar{t}_2)] x_{п} g_{п} \gamma_{п}}{r_{п} + \Delta h_{п}}, \quad (12)$$

где k_1 и k_2 – коэффициенты теплопередачи от пара к охлаждающей воде соответственно для первого и второго водяного пучка, кВт/(м²·К); F_1 и F_2 – площади теплообмена соответственно для первого и второго водяного пучка, м²; t_s – температура насыщения пара, вычисленная при парциальном давлении пара, °С; $x_{п}$ – степень сухости пара $x_{п} = rh(p_{п}, h_{п})$; $g_{п}$ – массовая доля пара в паровоздушной смеси; $\gamma_{п}$ – коэффициент учитывающий изменение условий конденсации пара по сравнению с расчётными ($\gamma_{п} > 1$ – действительные условия конденсации лучше расчётных; $\gamma_{п} < 1$ – действительные условия конденсации хуже расчётных), его величина определяется по данным тепловых испытаний; $r_{п}$ – теплота фазового перехода, вычисленная по парциальному давлению пара, кДж/кг; если пар в паровом пространстве конденсатора перегретый, то влияние перегрева на расход конденсирующегося пара учитывается поправкой $\Delta h_{п}$, кДж/кг, которая определяется по формуле

$$\Delta h_{п} = h_{п} - h''_{п}(p_{п}); \quad (13)$$

средние температуры охлаждающей воды для ниток А и Б определяются так:

$$\bar{t}_{1,2} = \frac{\bar{h}_{1,2}}{c_{p1,2}}, \quad (14)$$

$$\bar{h}_{1,2} = ah'_{1,2} + bh''_{1,2}, \quad (15)$$

$$\bar{c}_{p1,2} = ac'_{p1,2} + bc''_{p1,2}, \quad (16)$$

$$a + b = 1, \quad (17)$$

где $h'_{1,2}$ – теплосодержание охлаждающей воды на входе в конденсатор соответственно для нитки А и Б, кДж/кг; $h''_{1,2}$ – теплосодержание охлаждающей воды на выходе из конденсатора соответственно для ниток А и Б, кДж/кг; $c'_{p1,2}$ – изобарная теплоёмкость охлаждающей воды на входе в конденсатор соответственно для ниток А и Б, кДж/(кг·К); $c''_{p1,2}$ – изобарная теплоёмкость охлаждающей воды на выходе из конденсатора соответственно для ниток А и Б, кДж/(кг·К); a, b – коэффициенты, определяющие средние параметры теплообмена со стороны охлаждающей воды.

Расчёт массовой концентрации пара в паровоздушной смеси

В уравнении для расчёта расхода сконденсировавшегося пара (12) входит величина массовой концентрации пара. Для её расчёта воспользуемся зависимостями для идеального газа.

$$\left. \begin{aligned} p_{см} V_i &= m_i R_i T_{см} \\ p_i V_{см} &= m_i R_i T_{см} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

где $p_{см}$ – давление смеси, Па; V_i – объём i -ого компонента смеси, если бы он имел температуру и давление смеси (парциальный объём), м³; m_i – масса i -ого компонента смеси, кг; R_i – универсальная газовая постоянная, отнесённая к молекулярной массе i -ого компонента смеси, Дж/(кг·К); $T_{см}$ – температура смеси, °К; p_i – парциальное давление i -ого компонента смеси, Па; $V_{см}$ – объём смеси, м³;

Поделим первое уравнение системы (18) на второе и после некоторых преобразований получим:

$$r_i = \frac{p_i}{p_{см}} = \frac{V_i}{V_{см}}, \quad (19)$$

где r_i – объёмная концентрация i -ого компонента смеси.

В данном случае формула (19) для объёмной концентрации пара, переписывается следующим образом:

$$r_{п} = \frac{p_{п}}{p_{п} + p_{в}}. \quad (20)$$

Тогда массовую концентрацию i -ого компонента смеси можно найти так:

$$g_i = \frac{m_i}{m_{см}} = \frac{V_i \rho_i}{V_{см} \rho_{см}} = \Gamma_i \frac{\rho_i}{\rho_{см}}. \quad (21)$$

Согласно закону Авогадро

$$\frac{\mu_i}{\rho_i} = \frac{\mu_{см}}{\rho_{см}} \Rightarrow \frac{\rho_i}{\rho_{см}} = \frac{\mu_i}{\mu_{см}}, \quad (22)$$

формула (20) переписывается следующим образом:

$$g_i = \Gamma_i \frac{\mu_i}{\mu_{см}}, \quad (23)$$

где $\mu_{см}$ – молекулярная масса смеси:

$$\mu_{см} = \sum_i \mu_i \Gamma_i. \quad (24)$$

Молекулярную массу пара приблизительно можно вычислить из первого уравнения системы (18) (при условии, что $T_{см} \cong t_n + 273 = h_s(p_k, h_n)$).

$$\mu_{п} = \frac{R_{\mu} T_{п}}{(p_{п} + p_{в}) \nu_{п}}. \quad (25)$$

Тогда массовая концентрация пара будет определяться по следующей формуле:

$$g_{п} = \frac{p_{п}}{p_{п} + p_{в}} \left[\frac{\mu_{п}}{\mu_{в}(1 - \Gamma_{п}) + \mu_{п}\Gamma_{п}} \right]. \quad (26)$$

В этом случае плотность и массовую теплоёмкость паровоздушной смеси в конденсаторе можно найти так:

$$\rho_k, c_{mk} = (1 - g_{п})(\rho_{в}, c_{mv}) + g_{п}(\rho_{п}, c_{mp}). \quad (27)$$

Расчёт парциального давления воздуха

Для расчёта давления в конденсаторе (1) и массовой концентрации пара в паровоздушной смеси конденсатора (20), (25) и (26) необходимо знать парциальное давление воздуха в этой смеси.

Изменение парциального давления воздуха в паровоздушной смеси приблизительно можно найти из решения следующего уравнения:

$$\frac{V_k \rho_{в}}{p_{в} n} \frac{dp_{в}}{d\tau} = G_{прис} - G_{воз-А} - G_{воз-Б}, \quad (28)$$

где $G_{прис}$ – расход присоса воздуха в конденсатор, кг/с; $G_{воз-А}$, $G_{воз-Б}$ – расходы воздуха, откачиваемые ОЭ-А и ОЭ-Б соответственно, кг/с; $\rho_{в}$ – плотность воздуха в конденсаторе, при условии, что $T_{в} \cong T_{п}$, её можно вычислить из первого уравнения системы (18):

$$\rho_{в} = \frac{p_{п} + p_{в}}{R_{в} T_{п}}. \quad (29)$$

Расчёт параметров конденсата в конденсатосборнике конденсатора

Принимая во внимание все вышеупомянутые допущения, температура паровоздушной смеси определяется температурой пара, вычисленной при полном давлении ПВС и теплосодержании пара (3), а температура образующегося на трубках ПТО конденсата находится как температура воды в состоянии насыщения при парциальном давлении пара

$$\left. \begin{aligned} t_{\text{кон}} &= t'(p_{\text{п}}) \\ h_{\text{кон}} &= h'(p_{\text{п}}) \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

Этим определяется переохладение конденсата при наличии воздуха, то есть при $p_{\text{к}} > p_{\text{п}}$.

В этом случае изменение теплосодержания воды в конденсатосборнике определяется следующим уравнением:

$$\begin{aligned} V_{\text{кк}} \rho_{\text{кк}} \frac{dh_{\text{кк}}}{dt} &= G_{\text{к}} h_{\text{кон}} + G_{\text{ад}} h_{\text{ад}} + G_{\text{течь}} h_{\text{течь}} - \dots \rightarrow \\ \dots \rightarrow & -(G_{\text{к}} + G_{\text{ад}} + G_{\text{течь}}) h_{\text{кк}} - Q_{\text{кк1,2}} \end{aligned} \quad (31)$$

где $V_{\text{кк}}$ – объём конденсатосборника, м³; $\rho_{\text{кк}}$ – плотность воды в конденсатосборнике $\rho_{\text{кк}} = \rho_{\text{кк}}(p_{\text{к}}, h_{\text{кк}})$, кг/м³; $h_{\text{кк}}$ – теплосодержание воды в конденсатосборнике, кДж/кг; $G_{\text{к}}$ – расход аварийного добавка, кг/с; $h_{\text{ад}}$ – теплосодержание аварийного добавка, кДж/кг; $G_{\text{течь}}$ – расход течи трубного пучка, кг/с; $h_{\text{течь}}$ – теплосодержание течи трубного пучка, кДж/кг; $Q_{\text{кк1,2}}$ – теплота, которую забирает охлаждающая вода при затоплении трубных пучков ниток А и Б соответственно, кВт.

$$Q_{\text{кк1,2}} = k_{\text{кк1,2}} F_{\text{з1,2}} (t_{\text{кк}} - \bar{t}_{1,2}), \quad (32)$$

где $t_{\text{кк}} = \rho_{\text{кк}}(p_{\text{к}}, h_{\text{кк}})$ – температура воды в конденсатосборнике; $F_{\text{з1,2}}$ – площадь затопления ПТО ниток А и Б соответственно конденсатом, м²; $k_{\text{кк1,2}}$ – коэффициент теплопередачи от воды конденсатосборника к охлаждающей воде, кВт/(м²·К), его можно определить по следующей формуле:

$$k_{\text{кк1,2}} = \frac{1}{1/\alpha_{\text{кк1,2}} + \delta_{1,2}/\lambda_{1,2} + \delta_{\text{отл1,2}}/\lambda_{\text{отл1,2}} + 1/\alpha_{\text{кк1,2}}}, \quad (33)$$

где $\alpha_{\text{кк1,2}}$ – коэффициенты теплопередачи от воды конденсатосборника к стенке трубок ПТО для ниток А и Б соответственно, кВт/(м²·К); их можно найти по формулам (23), (24) и (25) при условии, что все теплофизические параметры, входящие в эти формулы, берутся для воды конденсатосборника, а не для воздуха.

Моделирование состояния охлаждающей воды в трубной части конденсатора

Для определения расхода конденсирующегося пара (12) необходимо знать средние температуры охлаждающей воды по ниткам в конденсаторе. Для определения этих температур и, естественно, теплосодержаний охлаждающей воды на выходе из конденсатора по ниткам А и Б, рассмотрим расчётную схему (рис. 2).

Изменение теплосодержаний охлаждающей воды на выходе из конденсатора можно найти из решения уравнений:

$$\begin{aligned} V_{1,2} \rho_{1,2}'' \frac{dh_{1,2}'}{dt} &= k_{1,2} F_{1,2} g_{\text{п}} \left(t_{\text{с}} - \frac{ah_{1,2}' + bh_{1,2}'}{c_{\text{п1,2}}} \right) - \dots \rightarrow \\ \dots \rightarrow & -G_{\text{w1,2}} (h_{1,2}'' - h_{1,2}') + Q_{\text{кк1,2}} \end{aligned} \quad (34)$$

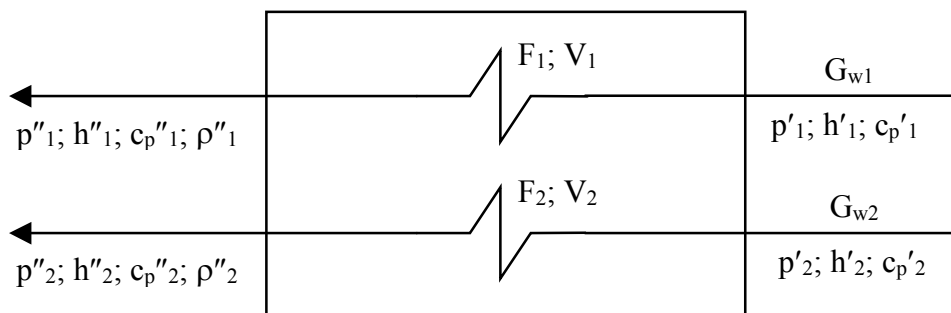


Рис. 2. К модели состояния охлаждающей воды;

$p'_{1,2}$ – давления охлаждающей воды на входе в нитки А и Б соответственно; $h'_{1,2}$ – теплосодержания охлаждающей воды на входе в нитки А и Б соответственно; $c_p'_{1,2}$ – теплоёмкости охлаждающей воды на входе в нитки А и Б соответственно; $p''_{1,2}$ – давления охлаждающей воды на выходе из ниток А и Б соответственно; $h''_{1,2}$ – теплосодержания охлаждающей воды на выходе из ниток А и Б соответственно; $c_p''_{1,2}$ – теплоёмкости охлаждающей воды на выходе из ниток А и Б соответственно; $F_{1,2}$ – площади поверхностей теплообмена соответственно для ниток А и Б; $V_{1,2}$ – объёмы водных пространств ниток А и Б соответственно.

Эти уравнения решаются совместно с уравнениями для парового пространства (8), (10) и (12). Коэффициенты теплопередачи от пара к охлаждающей воде определяются по известной формуле:

$$k_{1,2} = \frac{1}{1/\alpha_{1,2} + \delta_{1,2}/\lambda_{1,2} + \delta_{отл1,2}/\lambda_{отл1,2} + 1/\alpha_{п1,2}}, \quad (35)$$

где $\alpha_{1,2}$ – коэффициенты теплоотдачи от стенок трубок ПТО ниток А и Б соответственно к воде, кВт/(м²·К); $\delta_{1,2}$ – толщина металла трубок ПТО ниток А и Б соответственно, м; $\lambda_{1,2}$ – коэффициенты теплопроводности металла трубок ПТО ниток А и Б соответственно, кВт/(м·К); $\delta_{отл1,2}$ – толщина отложений на трубках ПТО ниток А и Б соответственно, м; $\lambda_{отл1,2}$ – коэффициент теплопроводности отложений на трубках ПТО ниток А и Б соответственно, кВт/(м·К); $\alpha_{п1,2}$ – коэффициент теплоотдачи от ПВС конденсатора к трубкам ПТО для ниток А и Б соответственно, кВт/(м²·К).

К расчету коэффициента теплоотдачи от стенки трубки ПТО к охлаждающей воде

Так как теплообмен от стенки трубки ПТО к охлаждающей воде конвективный, то коэффициент теплоотдачи пропорционален расходу в степени 0,8.

$$\alpha = 2.79 \cdot 10^5 \cdot \lambda \cdot [d_{тр} \cdot n]^{-0.8} \cdot \left[\frac{c_p}{\mu \cdot \lambda} \right]^{0.4} \cdot \frac{1}{d_{тр}} \cdot G^{0.8}, \quad (36)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, кВт/(м²·К); G – расход через нитку, кг/с; λ – теплопроводность охлаждающей воды, Вт/(м·К); c_p – изобарная массовая теплоёмкость охлаждающей воды, Дж/(кг·К); μ – динамическая вязкость охлаждающей воды, Па·с; $d_{тр}$ – внутренний диаметр трубок ПТО, м; n – число трубок ПТО в пучке.

В формуле (36) величины c_p , λ , μ вычисляются при среднем давлении и среднем теплосодержании охлаждающей воды (15) и (16).

Коэффициент теплоотдачи от паровоздушной смеси к стенке трубок ПТО

Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации пара вычисляется по следующей формуле:

$$\bar{\alpha} = 0.728 \cdot 4 \sqrt{\frac{r \cdot g \cdot (\rho_{ж} - \rho_{п}) \cdot \lambda_{ж}^3}{v_{ж} \cdot \Delta t \cdot d_{тр}}}, \quad (37)$$

где α – средний коэффициент теплоотдачи при конденсации на горизонтальных трубках, Вт/(м²·К); r – теплота фазового перехода, Дж/кг; g – ускорение свободного падения (9.81); $\rho_{п}$, $\rho_{ж}$ – плотность пара и жидкости соответственно,

кг/м^3 ; $\nu_{\text{ж}}$ – кинематическая вязкость жидкой плёнки, $\text{м}^2/\text{с}$; $\lambda_{\text{ж}}$ – теплопроводность жидкости, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; Δt – разность между температурой жидкой плёнки и температурой металла, $^{\circ}\text{C}$; $d_{\text{тр}}$ – диаметр поверхности конденсации, м.

Коэффициент теплоотдачи от паровоздушной смеси конденсатора к стенке трубок ПТО определяется по формуле:

$$\alpha_{\text{п}} = (1 - g_{\text{п}})\alpha_{\text{в}} + g_{\text{п}}\bar{\alpha}, \quad (38)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке трубок ПТО.

Для случая теплообмена естественной конвекцией воздуха на горизонтальных трубах, $\alpha_{\text{в}}$ можно вычислить по алгоритму:

$$\text{Gr} = \frac{gd_{\text{тр}}^3}{\nu^2} |\bar{t}_{\text{ов}} - t_{\text{в}}|, \quad (39)$$

$$\text{Nu} = 0,5(\text{Gr Pr})^{0,25}, \quad (40)$$

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{\lambda \text{Nu}}{d_{\text{тр}}}, \quad (41)$$

где Gr – число Гросгофа; g – ускорение свободного падения; ν – кинематическая вязкость воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$; $t_{\text{в}}$ – температура воздуха вдали от трубок; $\bar{t}_{\text{ов}}$ – средняя температура охлаждающей воды; Pr – число Прандтля для воздуха; λ – коэффициент теплопроводности для воздуха, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Моделирование динамики схемы циркуляционного водоснабжения

Расчётная схема для моделирования состояния гидравлической сети конденсационной установки представлена на рисунке 3.

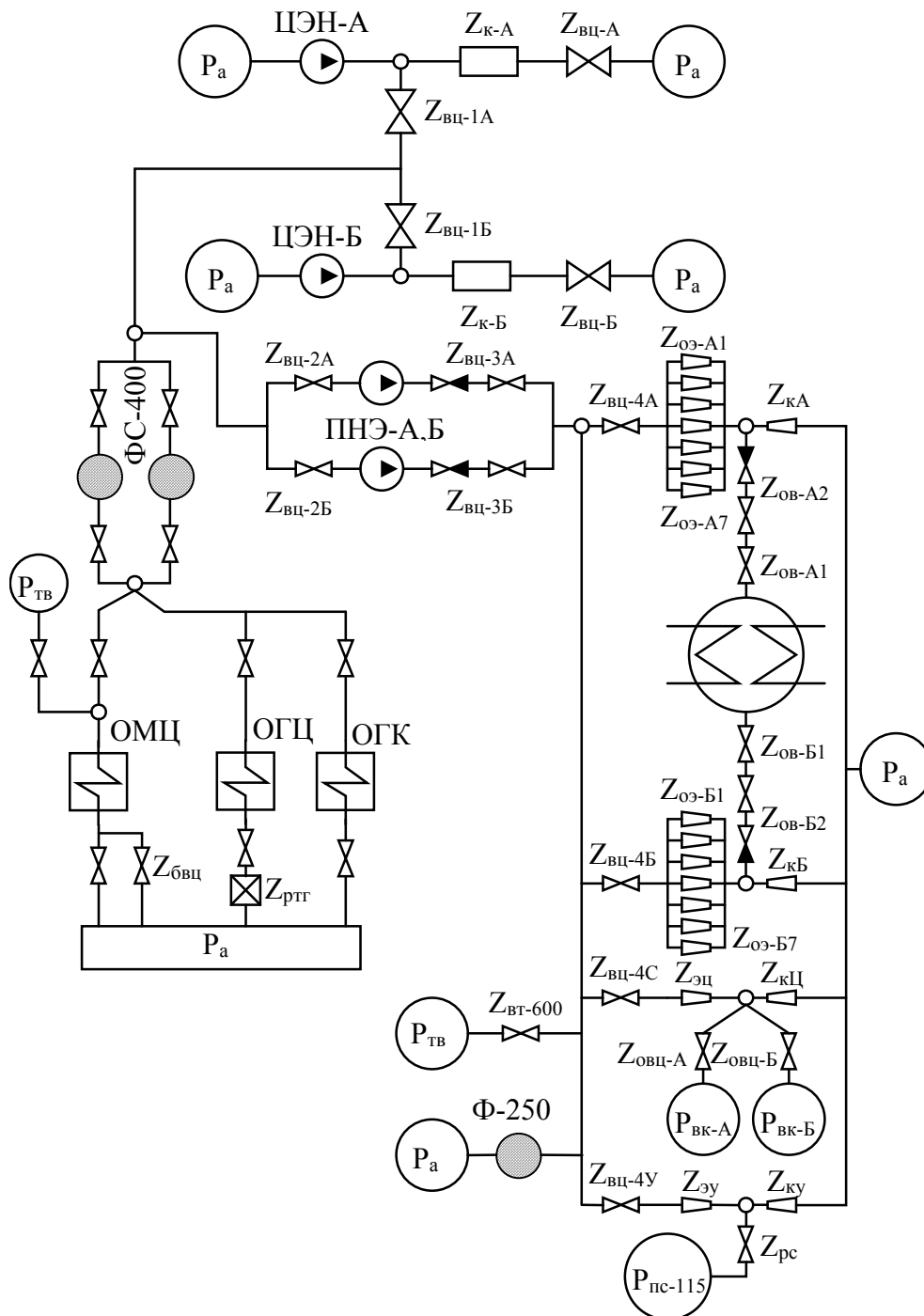


Рис. 3. Расчетная схема циркуляционного водоснабжения

Вся расчётная схема разбивается на участки с постоянным расходом, разделяемые узлами. На рисунке 4. узлы изображены кружками. Тогда участок гидравлической схемы представляет собой ряд последовательно соединённых сопротивлений, соединяющий два расчётных узла. Для каждого узла записываются уравнения сохранения энергии и массы в соответствии с расходами и теплосодержаниями входящих и выходящих потоков. Из их решения определяются давление и теплосодержание среды в рассматриваемом узле.

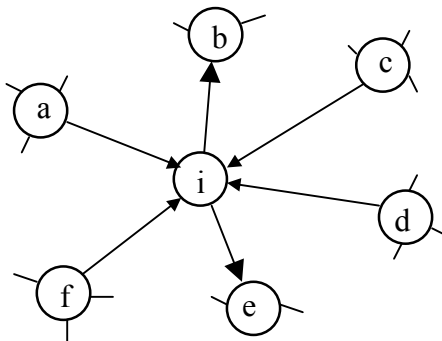


Рис. 4. Рассматриваемый узел

Для каждого участка гидравлической сети записывается уравнение сохранения количества движения. Для данной схемы характерны два типа участков: несодержащие и содержащие насос.

Уравнение сохранения количества движения для участка без насоса запишется следующим образом:

$$\frac{\ell}{S} \frac{dG}{dt} = (p_1 - p_2) - ZG^2 + \Delta p_{\text{нив}}, \tag{42}$$

где ℓ – длина рассматриваемого участка, м; S – средняя площадь рассматриваемого участка, м²; G – расход среды через участок, кг/с; p_1 и p_2 – давления в узлах, ограничивающих рассматриваемый участок, Па; Z – суммарное гидравлическое сопротивление рассматриваемого участка; $\Delta p_{\text{нив}}$ – нивелирный перепад давлений.

Уравнение сохранения количества движения для участка, содержащего насос будет выглядеть так:

$$\frac{\ell}{S} \frac{dG}{dt} = H(G) - (p_1 - p_2) - (Z + Z_n)G^2 + \Delta p_{\text{нив}}, \tag{43}$$

где $H(G)$ – характеристика насоса, зависимость развиваемого насосом напора от подачи среды; Z_n – сопротивление насоса, отличен от нуля только при отключенном насосе.

Моделирование состояния эжектирующей установки

Для расчёта парциального давления воздуха (28) необходимо знать расходы отсасываемого основными эжекторами воздуха. Для этого рассмотрим следующую расчётную схему.

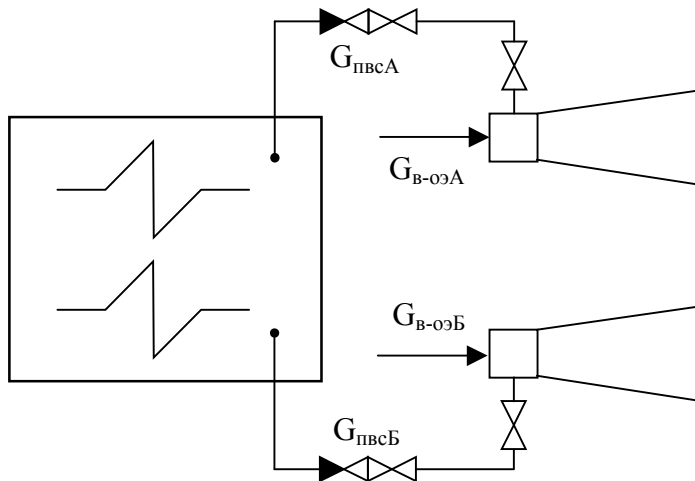


Рис. 5. К расчёту количества отсасываемого воздуха; $G_{\text{ПВСА}}$ – расход ПВС, отсасываемой ОЭ-А; $G_{\text{ПВСБ}}$ – расход ПВС, отсасываемой ОЭ-Б; $G_{\text{В-ОЭА}}$ – расход воды, прокачиваемой через ОЭ-А; $G_{\text{В-ОЭБ}}$ – расход воды, прокачиваемой через ОЭ-Б.

Расходы воды, прокачиваемые через эжекторы, определяются из расчёта гидравлической схемы конденсационной установки.

Эжектор откачивает паровоздушную смесь из части межтрубного пространства, называемой охладителем воздуха. Массовая концентрация пара в этой зоне $g_{ов}$ составляет примерно 0,1–0,2. Концентрацию $g_{ов}$ следует отличать от средней массовой концентрации пара $g_{п}$, которая определяется для всего парового пространства конденсатора.

Величина присосов воздуха $G_{прис}$, присутствующая в правой части уравнения (28) детерминирована присосами через неплотности самого конденсатора, неплотности корпусов цилиндров турбины и регенеративных подогревателей, находящихся под разрежением, присосами воздуха через систему уплотнений при нарушении режима её работы, неплотностями ПТО калориферов котла. Все присосы определяются соответствующими перепадами давлений и величинами соответствующих неплотностей (площадями неплотностей).

Расход ПВС, отсасываемой эжектором можно найти как сумму расходов воздуха и пара.

$$G_{пвсА,Б} = G_{воз-А,Б} + G_{п-А,Б} \quad (44)$$

Расход откачиваемого воздуха приблизительно можно найти по следующей формуле:

$$G_{воз-А,Б} = \mu_v F_{отс} (1 - g_{ов}) \sqrt{2\rho_v (p_{оэ-А,Б} - p_k)}, \quad (45)$$

где μ_v – коэффициент расхода воздуха; $F_{отс}$ – площадь отсасывающего патрубка эжектора, м²; ρ_v – плотность воздуха в конденсаторе, кг/м³ (29); $p_{оэ-А,Б}$ – давление в камере ОЭ-А и ОЭ-Б соответственно, Па.

Очевидно, что формула для расчёта количества отсасываемого из конденсатора пара будет выглядеть так:

$$G_{п-А,Б} = \mu_{п} F_{отс} g_{ов} \sqrt{2\rho_{п} (p_{оэ-А,Б} - p_k)}, \quad (46)$$

где $\mu_{п}$ – коэффициент расхода пара; $\rho_{п}$ – плотность пара в конденсаторе, кг/м³, определяется по теплосодержанию и парциальному давлению пара.

Для расчёта динамики давлений в камерах основных эжекторов была применена следующая упрощённая модель эжекции.

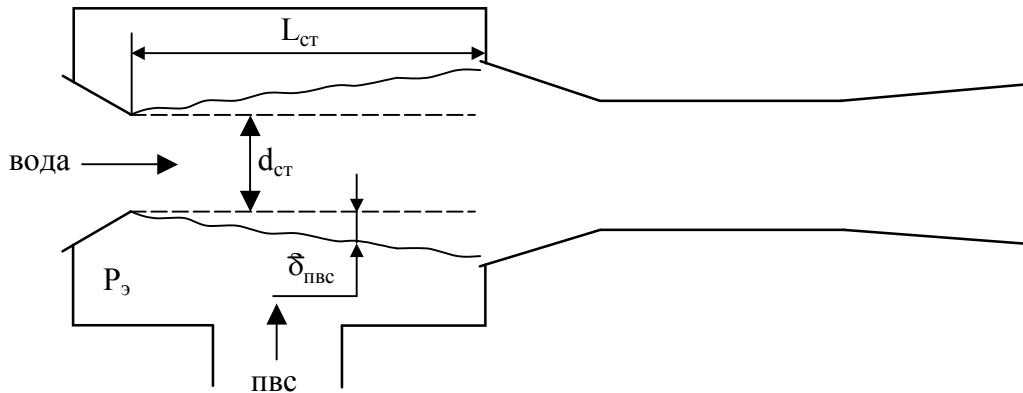


Рис. 6. К расчёту давления в камере эжектора ($p_э$)

Струя рабочей жидкости, проходя через камеру эжектора, увлекает за собой паровоздушную смесь.

Скорость струи воды на выходе из сопла можно найти следующим образом:

$$\omega_v = \frac{4G_v}{\pi d_{ст}^2 \rho_v} \quad (47)$$

где G_v – расход воды через сопло, определяется из расчёта гидравлической схемы конденсационной установки, кг/с; $d_{ст}$ – диаметр струи воды на входе в камеру эжектора, м; ρ_v – плотность воды, кг/м³.

Расход ПВС, увлекаемой струёй воды определяется так:

$$G_{пвс} = F_{пвс} \rho_{пвс} \omega_v, \quad (48)$$

где $\rho_{пвс}$ – плотность паровоздушной смеси в камере эжектора, кг/м³, её можно определить следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \rho_{\text{ПВС}} &= (1 - g_{\text{ОВ}}) \rho_{\text{В}} + g_{\text{ОВ}} \rho_{\text{П}}, \\ \rho_{\text{П}} &= \rho h(p_{\text{Э}}, h_{\text{К}}), \\ \rho_{\text{В}} &= \frac{p_{\text{Э}}}{R_{\text{В}} T_{\text{П}}}; \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

$F_{\text{ПВС}}$ – средняя площадь слоя ПВС, которая увлекается струёй, м^2 :

$$F_{\text{ПВС}} = \frac{\pi}{4} \left[(d_{\text{СТ}} + 2\bar{\delta}_{\text{ПВС}})^2 - d_{\text{СТ}}^2 \right], \quad (50)$$

где $\bar{\delta}_{\text{ПВС}}$ – средняя толщина слоя ПВС, которая увлекается струёй, м , оценивается с помощью формулы для средней толщины пограничного слоя на пластине:

$$\bar{\delta}_{\text{ПВС}} = A \frac{2}{3} \sqrt{\frac{v_{\text{ПВС}} L_{\text{СТ}}}{\omega_{\text{В}}}}, \quad (51)$$

$L_{\text{СТ}}$ – длина струи, м ; A – коэффициент, определяется по данным натурных исследований; $v_{\text{ПВС}}$ – кинематическая вязкость ПВС, $\text{м}^2/\text{с}$, определяется аналогично $\rho_{\text{ПВС}}$.

Исходя из всего вышеизложенного, уравнения для определения изменения давлений ПВС в камерах эжекторов (ОЭ-А и ОЭ-Б) запишутся следующим образом:

$$\frac{V_{\text{ОЭ-А,Б}} \rho_{\text{ПВС-А,Б}}}{\rho_{\text{ПВС-А,Б}}^n} \frac{d\rho_{\text{ПВС-А,Б}}}{d\tau} = G_{\text{ПВС-А,Б}} - \sum_{i=1}^Z G_{\text{ПВС}i}, \quad (52)$$

где $V_{\text{ОЭ-А,Б}}$ – объём камеры ОЭ-А и ОЭ-Б соответственно, м^3 ; $\rho_{\text{ПВС-А,Б}}$ – давления в камерах ОЭ-А и ОЭ-Б, Па ; $G_{\text{ПВС-А,Б}}$ – расходы ПВС из конденсатора соответственно в ОЭ-А и ОЭ-Б, кг/с (44), (45), (46); Z – число каналов эжектора; $G_{\text{ПВС}i}$ – расход ПВС, увлекаемый i -ой струёй эжектора, кг/с (47-51).

Результаты численных исследований поведения конденсационной установки на динамической модели

Реализованная модель управляемых динамических режимов работы конденсационной установки позволяет имитировать различного рода нарушения и отказы по каждой единице объекта моделирования, как то: схема, аппарат, установка, элемент (см. рис. 7).



Рис. 7. Перечень возможных отказов и нарушений в работе конденсационной установки энергоблока

1. Загрязнение трубок конденсатора по циркуляционной воде

Анализ длительной эксплуатации энергоблока 300 МВт показывает, что на работающем блоке периодически имеет место загрязнение трубок конденсатора по циркуляционной воде (рис. 8, 9). В связи с этим рассмотрена динамика состояния конденсационной установки и блока в целом при различной степени загрязнения конденсаторных трубок по воде. В ходе вычислительного эксперимента, на начальный период времени блок имеет следующее состояние: температура на выходе ЦНД $T_{\text{пара}} = 27^{\circ}\text{C}$; вакуум = 730 мм. рт. ст.; давление в конденсаторе P (абс.) = 0,036 ата; уровень конденсата $H = 600$ мм.; температура циркуляционной воды на входе $t_{1в} = 12^{\circ}\text{C}$.; температура циркуляционной воды на выходе $t_{2в} = 20^{\circ}\text{C}$.; электрическая мощность $N_{\text{эл.}} \cong 300$ МВт.

В первоначальный период времени имеет место режим работы блока без загрязнения трубок. Затем имитируем загрязнение трубок конденсатора по циркуляционной воде на 5%, в следствии чего регистрируется (см. рис. 10) увеличение давления в конденсаторе P (абс.) = 0,04 ата с одновременным ростом температуры пара на входе в конденсатор ($T_{\text{пара}} = 28^{\circ}\text{C}$) и снижение электрической нагрузки ($N_{\text{эл.}} = 298$ МВт.).

Далее, после стабилизации режима, имитируем увеличение загрязнения трубок на 5 % вплоть до загрязнения на 20%. Изменение контролируемых величин конденсационной установки при различной степени загрязненности представлено на рис 10.

Можно сделать вывод, что загрязнение трубок со стороны циркуляционной воды на ~10% приводит к повышению давления отработавшего пара на ~1 кПа.

Таблица 1. Результаты тепловых испытаний конденсатора 300-КПС.

Измеряемые параметры.	Нагрузка электрическая	Температура циркуляционной воды		Нагрев циркуляционной воды	Давление в конденсаторе	Температура насыщения	Температурный напор	Температура конденсата на выходе	Давление в конденсаторе (норм.)	Расчётный температурный напор	Температура выхлопа
		$t_1^a, ^\circ\text{C}$	$t_2^a, ^\circ\text{C}$								
1	300	0	10,4	10,4	0,025	20,7	10,3	19,5	0,03	15,6	21,5
2	305	0,5	11,5	11	0,0297	23,6	11,9	23	0,0306	15,0	24,6
3	303	0,5	12,3	11,8	0,0422	29,6	17	26,5	0,0312	15,9	27,3
4	315	1	13	12	0,0275	22,4	9,35	20,3	0,0335	15,5	20,3
5	310	16,2	24,5	8,3	0,0455	30,9	6,3	29,3	0,046	6,75	30,2
6	304	18,7	26,4	7,6	0,0517	33,2	6,8	32,4	0,0559	5,7	33,4
7	303	19,9	28,5	8,6	0,0653	37,4	8,95	36,4	0,0573	5,6	37,1
8	300	19,6	28,2	8,4	0,0727	39,4	11,4	38	0,0566	5,4	39,0
9	308	11,9	20,6	8,7	0,038	27,8	7,15	26,4	0,040	8,4	26
10	301	4,3	13	8,7	0,0246	20,5	7,47	21,3	0,0331	11,9	20,5
11	297	0	9,4	9,4	0,0226	19,1	9,7	18,9	0,0302	15,5	19,1
12	301	0,8	11	9,2	0,0312	24,4	14,4	21,8	0,031	14,7	22,2
13	304	0	10	10	0,0336	25,4	15,6	23,5	0,0311	15,8	23,5
14	303	0	10	10	0,0191	16,4	6,4	18	0,031	15,7	17,8
15	302	0,6	10	9,9	0,0245	20,4	10,5	18	0,031	15,2	18,5
16	306	0,3	9,8	9,25	0,0286	23	13,5	20,3	0,0317	15,5	20,9
17	301	4,5	14,2	9,65	0,0415	29,3	15,2	27,9	0,0333	11,8	28,3
18	300	6,6	15,8	11,3	0,0279	22,6	6,85	21,5	0,0338	10,5	22,1
19	300	9,1	16	6,7	0,0312	24,4	8,6	21,7	0,0369	9,0	21,8
20	303	10,5	17	6,65	0,0324	25	7,85	23	0,0387	8,35	22,9
21	300	21,3	28,8	6,75	0,0587	35,5	6,9	34	0,062	5,2	34,4
22	299	20,4	27	6,55	0,058	35,2	8,25	33,6	0,058	5,3	34,1
23	306	14,9	22,1	7,05	0,0483	31,9	9,95	30,3	0,0466	6,7	30,5
24	299	5,8	14	7,87	0,0293	23,4	9,65	22	0,0342	10,9	20,4

- период проведения термической очистки конденсатора турбины.

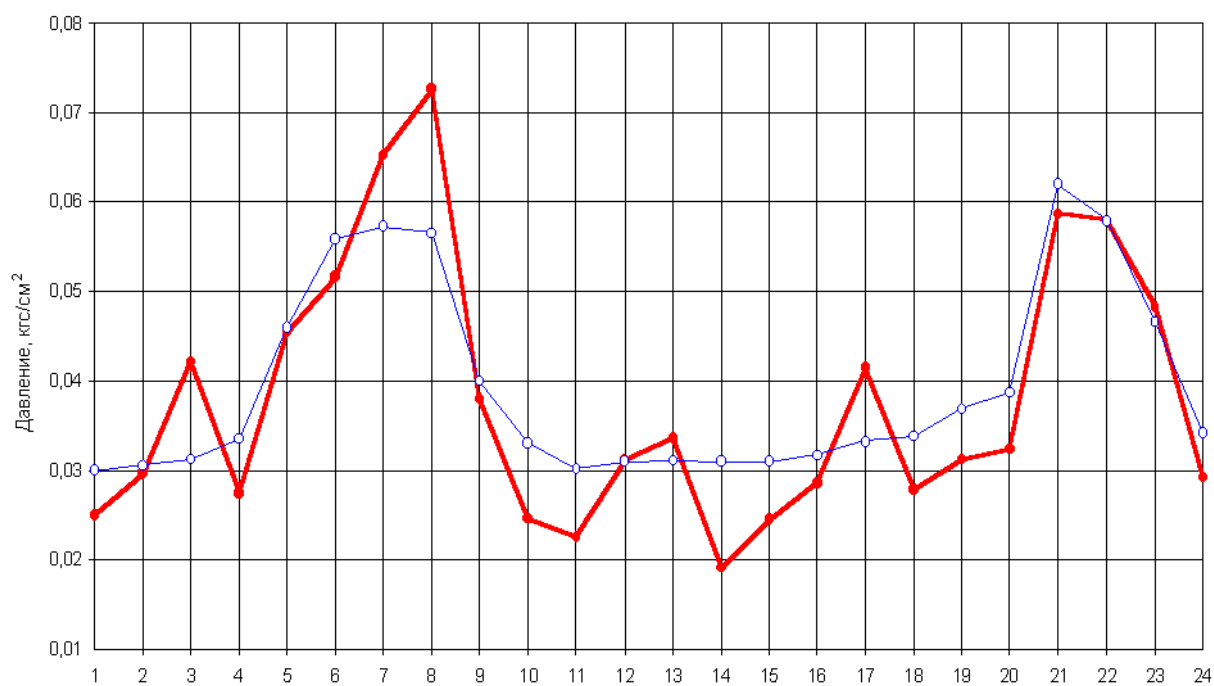


Рис.8. Расчетное и фактическое давления в конденсаторе 300-КПС по результатам тепловых испытаний: ● - фактическое; ○ - расчетное.

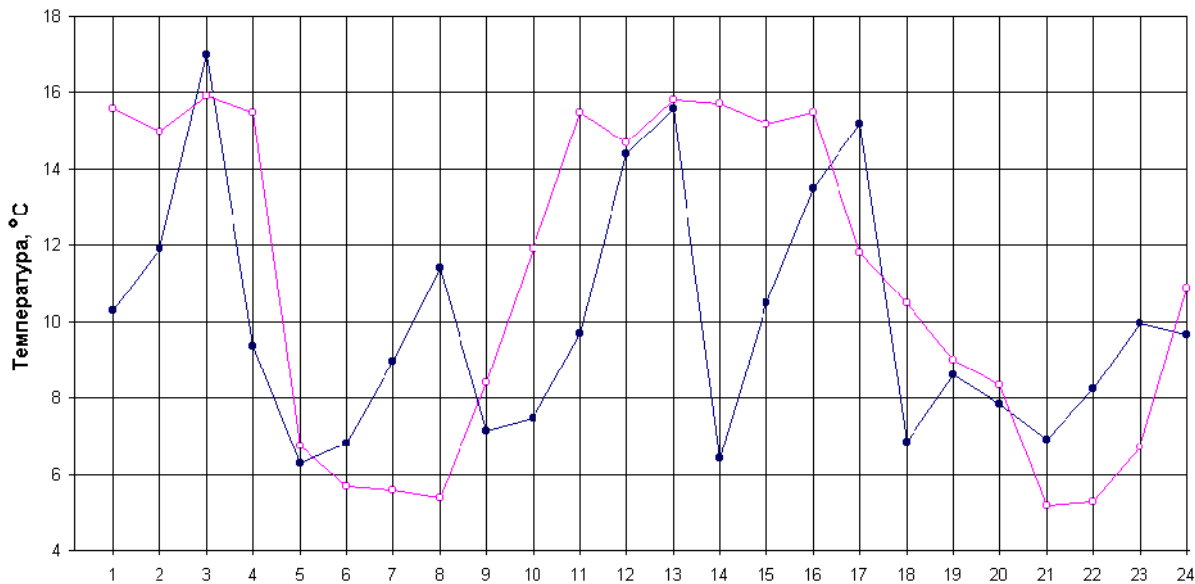


Рис. 9. Расчетный и фактический температурные напоры по результатам тепловых испытаний конденсатора 300-КЦС

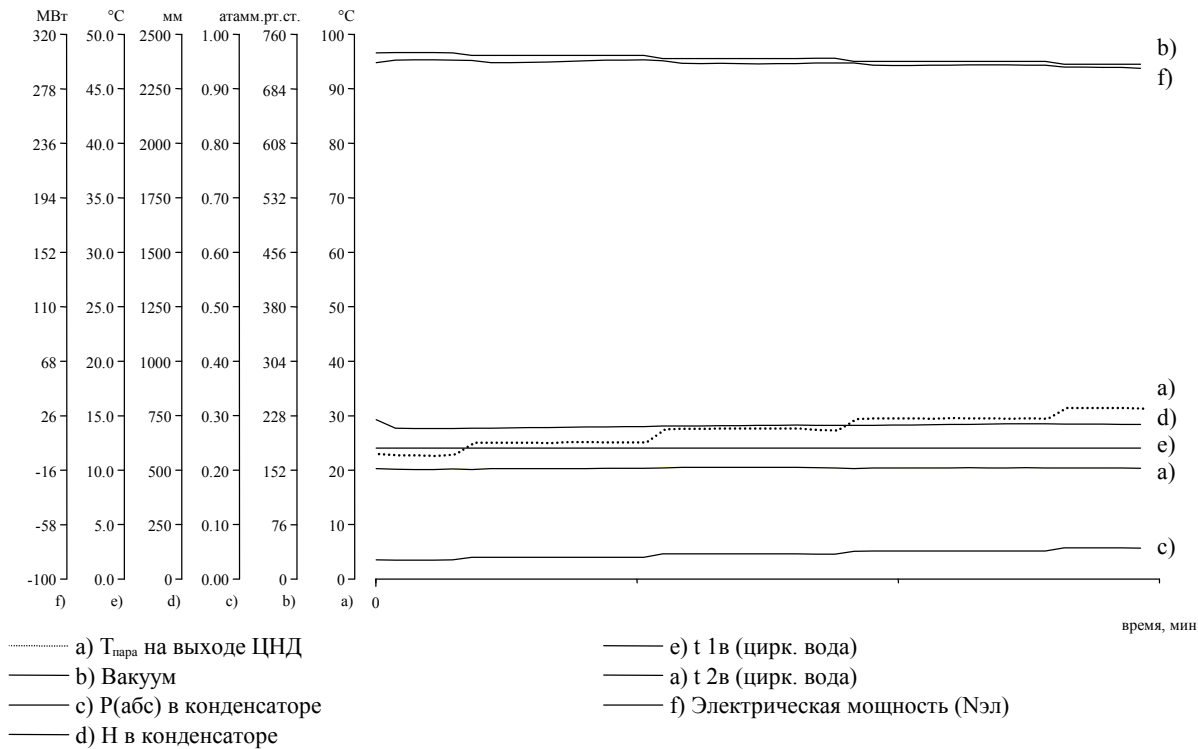


Рис. 10. Влияние степени загрязненности конденсаторных трубок на состояние конденсатора

2. Отключение регулятора уровня конденсата (РУК)

В данном численном эксперименте рассматривается самопроизвольное закрытие и отказ управления РУК. Исходное состояние блока – см. выше. Величины, характеризующие поведение конденсатора, представлены на рис. 11. Как видно из графиков ~ через 17 минут блок останавливается защитой по вакууму в конденсаторе.

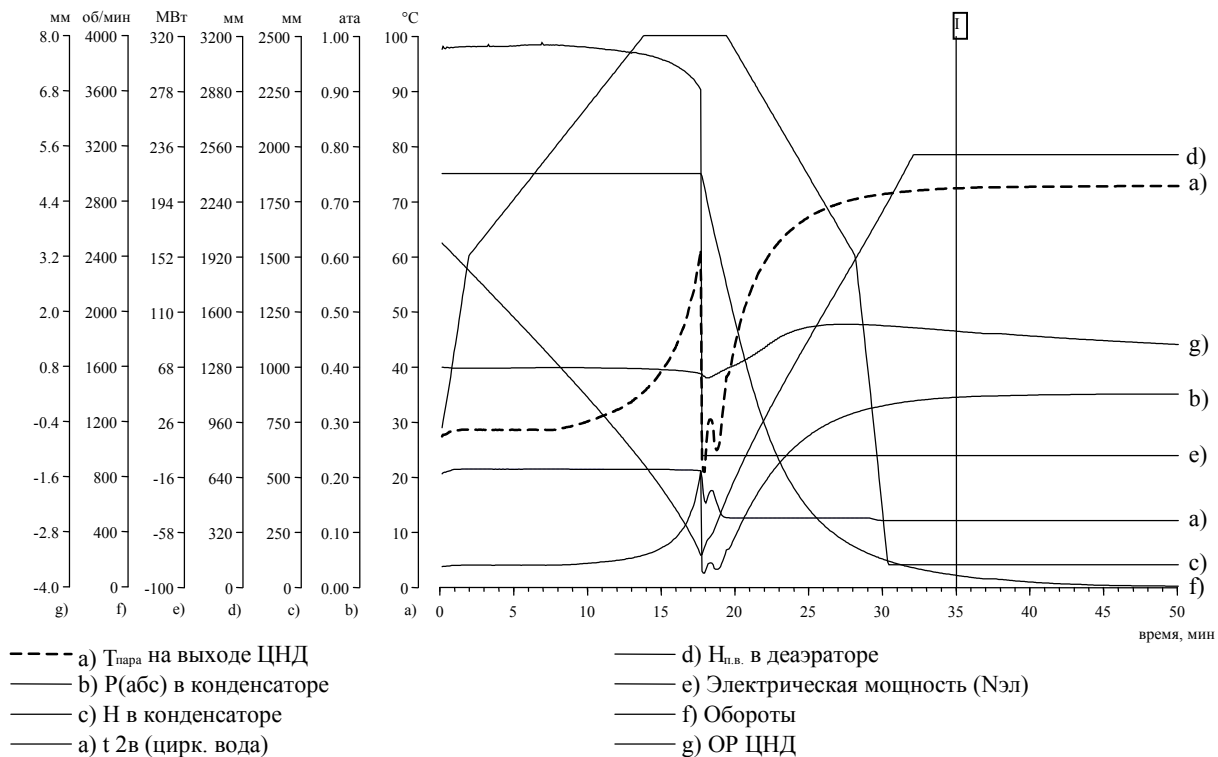


Рис. 11. Развитие аварийной ситуации при отказе РУК.

3. Нарушение плотности задвижки срыва вакуума в конденсаторе (СВАК)

Исходное состояние блока – см. выше.

Имитируем несанкционированное открытие задвижки на ~10%. В течение следующих пяти минут регистрируется (см. рис. 12) резкое падение вакуума и срабатывание предупредительной сигнализации по вакууму (вакуум низок) с одновременным ростом температуры пара на входе в конденсатор ($T_{\text{пара}} \sim 53^\circ\text{C}$) и снижением эл. нагрузки ($N_{\text{эл.}} \sim 280 \text{ МВт}$).

Далее продолжается рост температуры пара на входе в конденсатор, снижение эл. нагрузки до $N_{\text{эл.}} \sim 260 \text{ МВт}$ и падение вакуума до срабатывания защиты по вакууму, действующей на останов блока.

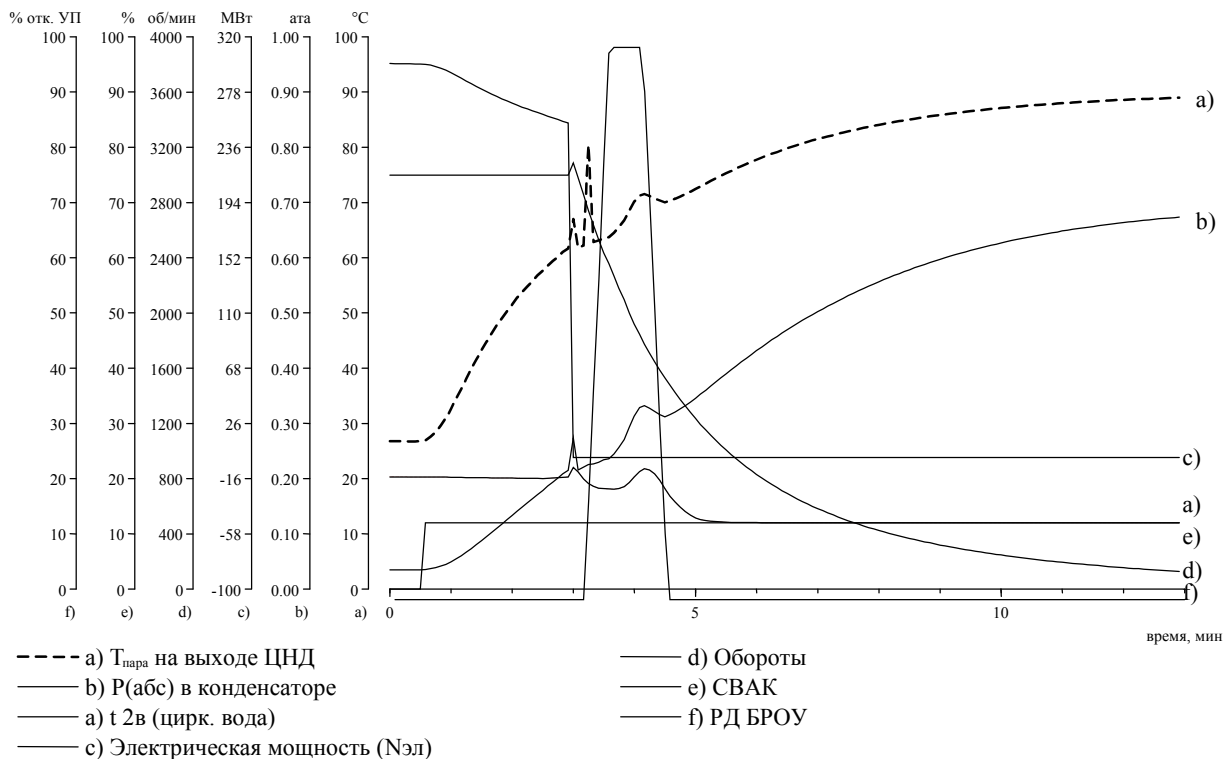


Рис. 12. Развитие аварийной ситуации при нарушении плотности СВАК.

5. Отключение двух ПНЭ

Отключение всех подъемных насосов эжекторов (прим.: эжекторы – водоструйные) приводят к резкому падению вакуума, снижению электрической нагрузки блока и к росту температуры конденсаторной воды на сливе.

В данном исследовании предполагается, что присосы в вакуумную систему находятся в пределах нормируемых значений. Аварийный останов блока защитой по вакууму происходит через ~ 35 минут (см. рис. 13).

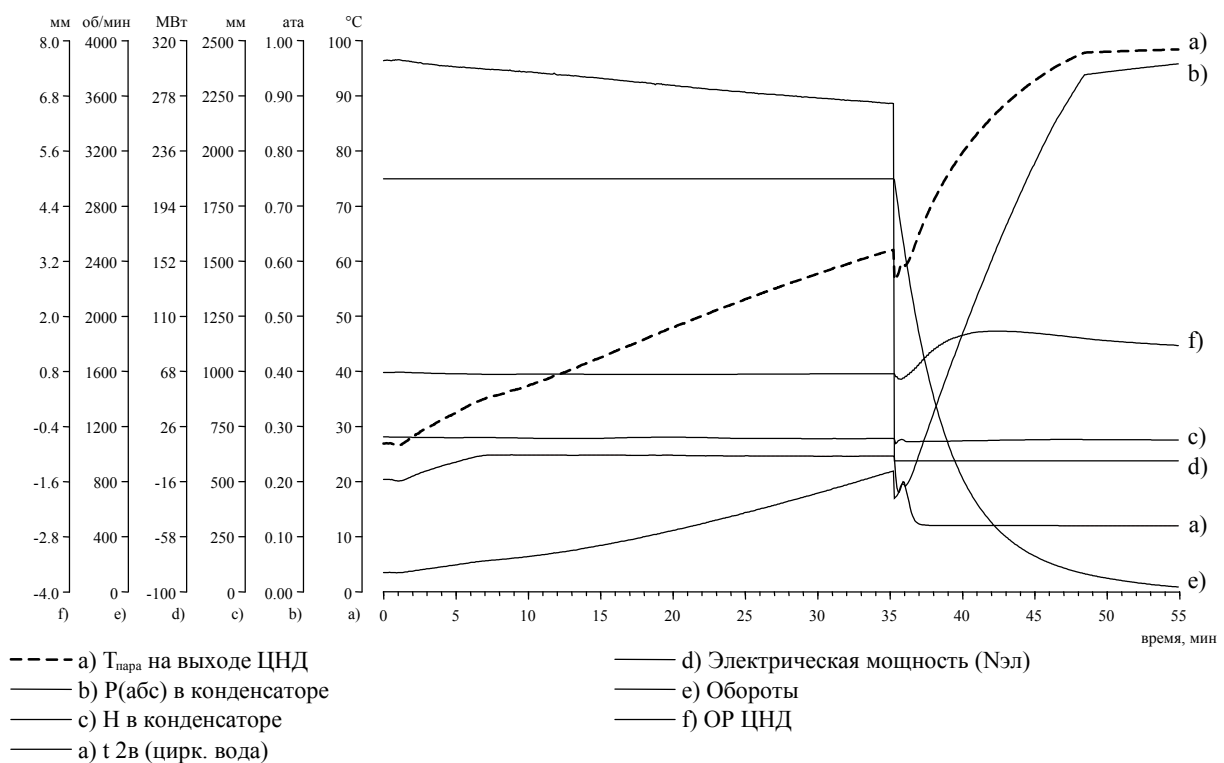


Рис. 13. Развитие аварийной ситуации при отказе основных эжекторов (отключение ПНЭ).

Заключение

Рассмотренная динамическая модель конденсационной установки позволяет имитировать нарушения и отказы в работе оборудования, характерные для различных режимов эксплуатации энергоблока. Модель разрабатывалась для компьютерного тренажера энергоблока с целью проведения противоаварийных тренировок.

Литература

1. Алексеев Ю.П., Селезнев Л.И., Чураев О.С. Математическая модель конденсатора (паровых турбин). -Энергомашиностроение. 1986, №11.
2. Дорохов А.Р., Логинов В.С., Озерова И.П., Петрик П.Т., Богомолов А.Р., Дворенко И.В. Нестационарный теплообмен при пленочной конденсации пара на горизонтальной трубе // Теплоэнергетика. 1997. №3.
3. Шкловер Г. Г., Мильман О. О. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин. — М.: Энергоиздат, 1985. — 240 с.
4. Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций. — М.: Союзтехэнерго, 1986. — 214 с.
5. Результаты наладки и испытаний теплообменного оборудования турбин К-300-240. // Труды ЦКТИ. — Л.: 1969 вып. 94 — 180 с..
6. Типовая энергетическая характеристика конденсатора 300-КЦС-3 турбины К-300-240 ЛМЗ. ТХ 34-70-001-82. Москва 1982.
7. Порфирьев Ю. А. Конденсационные установки мощных паровых турбин. “Энергетическое машиностроение”, 1981, №5.
8. Тепловые испытания конденсаторов паровых турбин мощностью 300 МВт/ Г. М. Коновалов, А. К. Кириш, В. Н. Егоров и др.// Электрические станции. –1970. - № 9. –С. 39-44.
9. Концепция системы диагностики конденсационной установки паровой турбины./ Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, М. А. Ниренштейн.// Теплоэнергетика. –1997. -№ 7. –С. 34-38.
10. Казанцев А. А., Левченко В. А. Динамическая модель конденсатора АЭС для тренажера // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2001. №1. –С. 46-55.