

УДК 621.

**Быкова Татьяна Ильинична**, ст. преп.

**Шелепов Игорь Григорьевич**, канд. техн. наук, проф.

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

### РЕНОВАЦИЯ ТУРБОУСТАНОВКИ ПУТЕМ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОГО ВАКУУМА

*В статье рассмотрен выбор оптимальных режимных параметров конденсаторов. На основании установления причин их ухудшения. Проведен анализ режимных факторов и предложена методика выбора оптимального значения вакуума в конденсаторе в условиях эксплуатации.*

**Бикова Тетяна Ілїївна**, ст. преп.

**Шелепов Ігор Григорович**, канд. техн. наук, проф.

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

### РЕНОВАЦІЇ ТУРБОУСТАНОВКИ ШЛЯХОМ ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНОГО ВАКУУМУ

*У статті розглянуто вибір оптимальних режимних параметрів конденсаторів. На підставі встановлення причин їх погіршення. Проведено аналіз режимних факторів і запропонована методика вибору оптимального значення вакууму в конденсаторі в умовах експлуатації.*

**Bykov Tatyana Ilinichna**, senior teacher

**Shelepov Igor Grigorevich**, Cand. Sci. (Eng), проф.

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

### RENOVATION TURBINE BY SELECTING THE OPTIMUM VACUUM

*The article describes the selection of the optimum regime parameters capacitors. On the basis of establishing the causes of their deterioration. Analysis of operating factors and the technique of selecting the optimum value of the vacuum in the condenser in the field.*

#### Введение

Основными показателями при работе являются: давление отработавшего пара  $p_k$ , минимальный температурный напор  $p_k$ , паровая нагрузка конденсатора  $D_k$ , расход циркуляционной воды  $G_{ц}$  и температура  $t_{ц1}$  циркуляционной воды на входе в конденсатор.[1]

Абсолютное давление в конденсаторе определяется как разность показаний барометра  $p_{бар}$  и ртутного вакуумметра  $p_{вак}$  подключенного к конденсатору:

$$p_k = p_{бар} - p_{вак} .$$

При определении вакуума учитываются поправки на шкалу прибора, на отметку его установки и на другие факторы, предусмотренные правилами по проведению тепловых испытаний паровых турбин.

В условиях эксплуатации вакуум на ТЭС чаще всего определяют в процентах от барометрического давления:

$$V = p_{вак} - p_{бар} \times 100\% .$$

В процессе эксплуатации ведётся постоянный контроль работы конденсатора путём измерения следующих параметров:

- 1) Вакуум в конденсаторе  $p_{вак}$  ;
- 2) Барометрическое давление
- 3) Температура циркуляционной воды на входе  $t_{ц1}$ ;
- 4) То же на выходе  $t_{ц2}$ ;
- 5) Температура пара на входе в конденсатор  $t_{п}$  (как правило она равна температуре насыщения при давлении в конденсаторе  $t_k$ .)

- 6) Температура конденсата на выходе из конденсатора  $t_k$ ;
- 7) Давление пара перед соплами пароструйных эжекторов или давление воды перед соплами водоструйных эжекторов;
- 8) Давление циркуляционной воды до и после конденсатора;
- 9) Солесодержание конденсата, мг-экв/кг;
- 10) Содержание растворённого кислорода в конденсате мкг/кг.

Анализ этих величин позволяет судить о режиме работы конденсатора и имеющихся в его работе отклонениях. Общепринятым методом контроля является регулярное сравнение фактических эксплуатационных показателей его работы с нормативными показателями. К таким показателям в первую очередь относится давление  $p_k$  в конденсаторе, а также – нагрев воды в нём  $\Delta t_u = t_{u2} - t_{u1}$ , и минимальный температурный напор  $\mathcal{G}_k = t_k - t_{u2}$ .

Повышение  $p_k$  по сравнению с нормативной характеристикой при одинаковых режимах указывает на то, что турбоагрегат работает с перерасходом теплоты или при данном расходе пара его мощность будет ниже нормативной.

#### Изложение основного материала

Для определения причин ухудшения вакуума можно воспользоваться характеристиками  $\mathcal{G}_k = f(D_e, t_{e1})$  и  $\Delta t_u = f(D_k, G_{ue})$ . Увеличение  $\mathcal{G}_k$  свидетельствует об уменьшении коэффициента теплопередачи в конденсаторе, вызванном большими присосами воздуха в вакуумную систему турбины или загрязнением поверхности охлаждения или комбинацией этих причин.

Увеличение  $\Delta t_u$  указывает на недостаток расхода охлаждающей воды через конденсатор и уменьшение кратности охлаждения. Воздух и другие неконденсирующиеся газы попадают в конденсатор с паром и через неплотности в вакуумной системе турбины и конденсатора. При этом основное количество газов в конденсаторе представляет собой воздух, проникающий через неплотности элементов турбоустановки и конденсатора, находящихся под вакуумом. Следует отметить, что с понижением нагрузки присосы воздуха в конденсатор увеличиваются, что связано с двумя причинами:

- а) увеличение числа элементов регенеративной системы турбины оказавшимися под вакуумом;
- б) ухудшение условий отсоса воздуха из конденсатора в связи с уменьшением плотности парового потока в конденсаторе.

Проникновение воздуха в вакуумную систему приводит к следующим негативным последствиям:

- 1) существенно снижается коэффициент теплопередачи в конденсаторе;
- 2) происходит переохлаждение конденсата, что приводит к снижению экономичности турбоустановки ввиду необходимости дополнительного подогрева конденсата в системе регенерации паром отборов;
- 3) возникает перегрузка системы отсоса воздуха;
- 4) при переохлаждении конденсата происходит насыщение конденсата растворённым кислородом, что приводит к последующей коррозии конденсатного тракта. Кроме разрушения конструкционных материалов в процессе коррозии происходит также вынос продуктов коррозии в проточную часть турбины и занос поверхностей нагрева котла в основном окислами железа и меди.

Существуют нормы присосок воздуха в конденсаторы:

С помощью пароструйных эжекторов можно определить величину присосов воздуха в конденсатор путём непосредственного измерения количества отсасываемого воздуха. Для водоструйных эжекторов это делают косвенным путем, но характеристике эжектора.

| Мощность турбины, МВт | Нормы присоса воздуха кг/час |
|-----------------------|------------------------------|
| 100                   | 15                           |
| 200                   | 20                           |
| 300                   | 30                           |
| 500                   | 40                           |
| 800                   | 60                           |

Воздушная плотность конденсатора может быть оценена по скорости изменения вакуума в нём при отключении эжектора:

| $\Delta p / \Delta \tau$ кПа/мин | Плотность            |
|----------------------------------|----------------------|
| 0,13 – 0,26                      | хорошая              |
| 0,39 – 0,52                      | удовлетворительная   |
| >0,52                            | неудовлетворительная |

При проведении испытаний с дозированными впусками воздуха в конденсатор и по изменению вакуума определяют, как работает эжекторная группа.

Большую сложность представляет поиск мест присосов воздуха в вакуумную систему турбины.

В основном используют два способа: на работающей турбине под нагрузкой используют галоидные течеискатели, а на неработающей турбине применяют метод опрессовки.

Принцип действия галоидных течеискателей основан на свойстве платины испускать ионы в раскаленном состоянии. Эмиссия ионов резко возрастает, когда в среде, в которой находится платина, присутствуют галоидосодержащие газы (фреон, четырёххлористый углерод и другие).

Для поиска места присоса производится местная обдувка поверхностей элементов вакуумной системы фреоном-12 из баллончика, а на выхлопе эжектора ставят датчик прибора, который резко изменяет свои показания при появлении фреона в выхлопе эжектора. На остановленной турбине поиски мест присосов производят путём опрессовки системы:

- Гидравлической (заполнение системы водой и поиск протечки);
- Воздушной (нагнетание в ЧНД турбины воздуха от компрессора под давлением 0,02–0,03 МПа выше атмосферного, а места поиска неплотностей смачивают мыльным раствором).

### Выбор оптимального вакуума

Ранее уже отмечалось, как сильно сказывается давление в конденсаторе на экономичности турбины и турбинной установки. Ниже рассмотрено влияние давления в конденсаторе на надежность, а также на экономичность в связи с действием различных эксплуатационных факторов.[2]

*Понижение давления в конденсаторе* по отношению к расчётному не представляет для него никакой опасности. Вместе с углублением вакуума увеличивается теплоперепад турбины и экономичность турбоустановки. Однако такое увеличение не беспредельно: вместе с углублением вакуума увеличиваются теплоперепад последней ступени и скорости в её решётках. При некотором вакууме скорость пара достигает скорости звука, и дальнейшее углубление вакуума не приводит к увеличению реального теплоперепада для проточной части турбины, так как расширение пара происходит за пределами ступени. Такой вакуум называют *предельным*.

Углублять вакуум ниже предельного, конечно, бессмысленно, поскольку при дополнительных затратах мощности на привод циркуляционных насосов, на улучшение плотности конденсатора и т.д. никакого дополнительного выигрыша в мощности или КПД не получается.

Поскольку давление и температура влажного пара жестко связаны, температура в конденсаторе однозначно определяет и давление в нём.

Существенное повышение давления в конденсаторе (ухудшение вакуума) представляет серьёзную опасность для ЦНД турбины и её конденсатора. Главная опасность заключается в том, что при этом температура в выходном патрубке увеличивается. Это приводит к его разогреву, и в результате появляются расцентровки валопровода, и возникает вибрация. Кроме того, разогрев ротора грозит возникновением осевых задеваний, особенно в цилиндрах, наиболее удаленных от упорного подшипника.

В турбинах с очень длинными последними лопатками значительное повышение давления в конденсаторе, особенно при очень малых пропусках пара, чревато появлением дополнительных напряжений в этих лопатках. Поэтому длительная работа при значительном ухудшении вакуума в таких турбинах не разрешается. Обычно каждая инструкция по обслуживанию предусматривает значение предельно высокого конечного давления, выше которого эксплуатация турбины при номинальной нагрузке не допускается. Для конденсационных турбин это давление находится на уровне 12 кПа. Для теплофикационных турбин, особенно тех, конденсатор которых содержит встроенный теплофикационный пучок, допустимое давление в конденсаторе значительно выше (это обстоятельство учтено в конструкции турбины). Например, турбина Т-100-130 ТМЗ допускает давление в конденсаторе до 30 кПа при работе на конденсационном режиме и 60 кПа – при работе в режиме противодействия (встроенный пучок включён).

При ухудшении вакуума ниже допустимого необходимо разгружать турбину путём снижения её мощности. Обычно дополнительное снижение вакуума ниже предельного на 133,3 Па (1 мм.рт. ст.) требует снижения нагрузки на 1–2 МВт, с тем чтобы при вакууме около 56,8 кПа (500 мм. рт. ст.) турбина была переведена на холостой ход.

Серьёзную опасность для лопаток последних ступеней представляют одновременное ухудшение вакуума в конденсаторе и уменьшение расхода пара. В этом случае могут возникнуть интенсивные самовозбуждающиеся колебания (автоколебания) рабочих лопаток. Такие режимы особенно опасны для теплофикационных турбин, работающих в осенне-зимний период с малым вентиляционным пропуском пара в конденсатор и ухудшенным вакуумом из-за нагрева воды во встроенном теплофикационном пучке.

На рис. 1, показано, как изменяются напряжения в рабочих лопатках по испытаниям ВТИ в зависимости от противодействия и относительного объемного расхода  $Gv_2 / (Gv_2)_{ном}$ , где  $(Gv_2)_{ном}$  – пропуск пара при номинальном режиме. Максимальное значение напряжений возникает при  $\overline{Gv_2} = 2 \div 4\%$  и, как показывают опыты, оно примерно пропорционально давлению  $P_k$ .

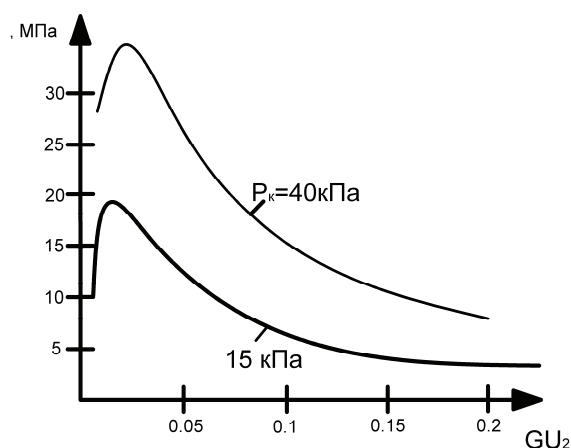


Рис. 1

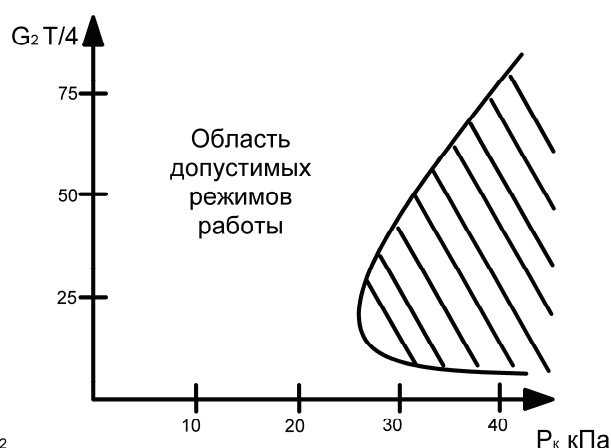


Рис. 2

Анализ результатов измерений динамических напряжений в лопатках конкретной турбины позволяет построить диаграмму допустимых режимов работы (см. рис. 2). Из неё видно, что при любом расходе пара через последнюю ступень давление в конденсаторе  $P_k$  не должно быть больше вполне определенного значения. Если, например, расход пара  $C_2 = 5$  т/ч,

то давление в конденсаторе не должно превышать 27.5 кПа. Соответственно и обратно: если условия нагрева воды во встроенном теплофикационном пучке маковы, что давление в конденсаторе не может быть ниже определённой величины, то и расход пара в конденсатор должен быть соответствующим. Если, например, давление в конденсаторе 40 кПа, то расход пара должен быть либо очень малым (2.5 т/ч), либо не менее 62 т/ч.

Небольшие повышения давления в конденсаторе не влияют на его надёжность, однако сильно сказываются на экономичности турбинной установки.

### Общие положения выбора оптимального вакуума в конденсаторе

В общем случае температура  $t_K$  в горловине конденсатора, определяющая давление в нём, находится из соотношения:

$$t_K = t_{B1} + \Delta t_B, \quad (1)$$

где  $t_{B1}$  – температура поступающей в конденсатор циркуляционной воды;

$\Delta t_B$  – нагрев воды в конденсаторе (разность температур циркуляционной воды на выходе и входе в конденсатор;

$\delta t$  – температурный напор (разность между температурой пара, поступающего в конденсатор  $t_K$  и температурой циркуляционной воды на выходе из конденсатора  $t_B$ ).

Действительно, теплота, отданная паром при конденсации охлаждающей воде, равна  $G_K \cdot (h_K - h'_K)$ , где  $G_K$  – расход пара в конденсатор;  $h_K$  – энтальпия пара,  $h'_K$  – энтальпия образующегося конденсата, и совпадает с теплотой, унесенной циркуляционной водой:

$$c_B \cdot W \cdot (t_{B2} - t_{B1}) = c_B \cdot W \Delta t \quad (2)$$

Здесь  $W$  – расход охлаждающей воды через конденсатор;

$c_B$  – теплоемкость воды..

Таким образом:

$$G_K \cdot (h_K - h'_K) = c_B \cdot W \Delta t \quad (3)$$

Тогда:

$$\Delta t_B = \frac{G_K}{c_B W} \cdot (h_K - h'_K) \quad (4)$$

Разность  $\Delta h_K = h_K - h'_K$  в широком диапазоне изменения температуры влажного пара слабо зависит от температуры в конденсаторе, поэтому нагрев охлаждающей воды оказывается прямо пропорциональным расходу пара в конденсатор и обратно пропорциональным расходу циркуляционной воды.

Температурный напор  $\delta t$  отражает совершенство теплообмена в конденсаторе. Чем выше воздушная плотность конденсатора, чем лучше работает эжектор; чем чище трубки, по которым движется охлаждающая воды, тем меньше значение  $\delta t$  и тем глубже вакуум в конденсаторе.

Для работающих турбоустановок путём испытаний для каждого типа конденсаторов получают набор нормативных характеристик, позволяющих осуществлять контроль качества их работы.

На рис. 3 показана зависимость давления  $P_{дв}$  в горловине конденсатора турбины К-300-240 ХТЗ от расхода пара в него при различной температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор при её минимальном расходе  $W_0 = 34800 \text{ м}^3 / \text{ч}$

Часто характеристику, показанную на рисунке 4 строят в других координатах - в виде зависимости температурного напора  $\delta t$  от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды  $t_{B1}$  при номинальном её расходе. Пример такой характеристики для турбины К-300-240 ХТЗ показан на рис. 4. Если температурный напор в условиях эксплуатации оказывается большим, чем следует из нормативной характеристики, то это

свидетельствует об ухудшении работы конденсатора вследствие загрязнения охлаждающей поверхности трубок, увеличения присосов воздуха или ухудшении работы отсасывающих устройств.

Как видно из приведенных выше характеристик в реальных условиях эксплуатации, для каждой нагрузки турбины в зависимости от состояния системы конденсации пара будет своё оптимальное значение вакуума в конденсаторе, которое зависит от следующих факторов:

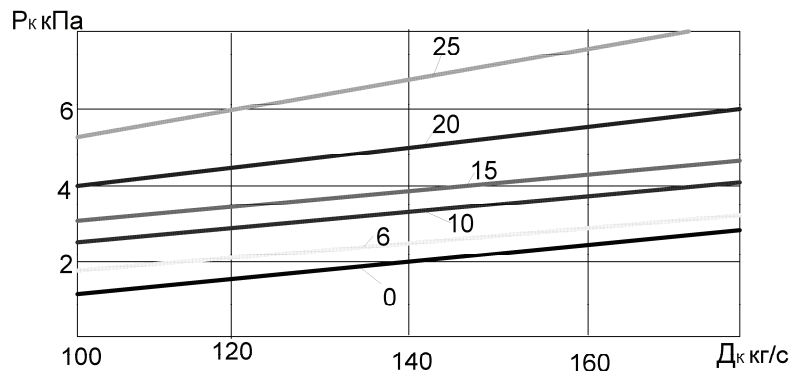


Рис. 4.3 (а)

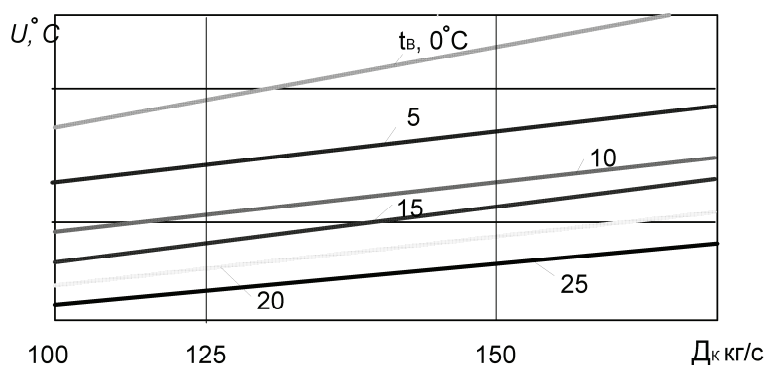


Рис. 4.3 (б)

- температуры циркуляционной воды на входе в конденсатор;
- расхода циркуляционной воды;
- расхода пара в конденсатор;
- величины присосов воздуха и качества работы эжектроной установки;
- чистоты поверхностей конденсации.

Оптимальные условия эксплуатации будут достигаться тогда, когда при неизменном расходе пара на энергоблок будет обеспечиваться максимальная мощность, отпускаемая от турбины. В этом случае, величину отпускаемой мощности можно определить по выражению:

$$N_{OT} = N_T - N_{ц.н.} - N_{э.у.} - N_{сн} \quad (5)$$

где \$N\_T; N\_{ц.н.}; N\_{э.у.}; N\_{сн}\$ — мощность турбины на клеммах генератора, мощность циркуляционных насосов, мощность, невырабатываемая паром в турбине за счёт отбора его на эжектор и мощность механизмов собственных нужд остальных агрегатов (за исключение циркуляционных насосов и эжекторов).

При оптимизации вакуума \$N\_{сн}\$ можно считать практически постоянной.

Мощность, невырабатываемая паром, отбираемым на эжектор зависит от места отбора пара и его расхода (\$D\_{отб}^э\$):

$$N_{эу} = D_{отб}^э \cdot (h_{отб} - h_{к}) \cdot \beta_p \cdot \eta_{см} \quad (6).$$

где  $h_{отбi}; h_K$  – соответственно, энтальпии пара в отборе и в конденсаторе;

$\beta_p$  – коэффициент, учитывающий отборы пара в систему регенерации;

$\eta_{EM}$  – электромеханический КПД турбогенератора.

Причём, с одной стороны, увеличение расхода пара на эжектор увеличивает его производительность и улучшает условия конденсации, а значит и вакуум в конденсаторе, с другой стороны это ведёт к увеличению недовыработки мощности турбиной.

Мощность турбины в этом случае определяется:

$$N_T = \left[ \sum_{i=0}^n D_{отCi} \cdot (h_i - h_{i+1}) \right] \cdot \eta_{EM} \quad (7)$$

где  $D_{отCi}$  – расход пара через 1-ый отсек:

$h_i - h_{i+1}$  – энтальпия пара на входе и выходе из 1-ого отсека;

$i = 1 \dots n$  – число отсеков.

Мощность циркуляционного насоса определяется исходя из условия:

$$N = \frac{W \cdot v \cdot \Delta P}{\eta_n} \quad (8),$$

где  $v$  – удельный объём циркуляционной воды ( $\text{м}^3/\text{кг}$ );

$\Delta P$  – напор, развиваемый насосом (Па);

$W$  – расход циркуляционной воды (кг/с);

$\eta_n$  – КПД циркуляционного насоса.

Температуру пара в конденсаторе также можно рассчитать по следующей формуле:

$$t_K = t_B + \frac{r}{m \cdot C_p} \cdot \frac{e^x}{1 + e^x} \quad (9)$$

где  $r$  – теплота парообразования, кДж/кг;

$m$  – кратность циркуляции,  $m = W/G_K$ .

Показатель экспоненты рассчитывается по формуле:

$$x = \frac{k}{C_p \cdot m \cdot d_K} \quad (10)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи от пара к воде, кВт/(м·К).

Удельный расход пара  $d_K$  в конденсатор определяется по формуле:

$$d_K = \frac{D_K}{F} \quad (11)$$

Здесь  $F$  – площадь поверхности охлаждения,  $\text{м}^2$

Из формулы (4.9) видно, что температура пара в конденсаторе, а значит и давление при постоянном расходе пара ( $D_K = \text{const}$ ) зависит от следующих величин:

- температуры охлаждающей воды на входе  $t_{01}$ ;
- расхода циркуляционной воды  $G_K$ ;
- коэффициента теплопередачи  $k$ .

Отложение солей и органических веществ, их толщина и состав на внутренней стенке трубок конденсатора также ухудшает коэффициент теплопередачи и вакуум в конденсаторе.

При уменьшении температуры  $t_{в1}$  снижается и температура  $t_K$ , улучшается вакуум. Увеличение расхода охлаждающей воды также приводит к снижению температуры  $t_K$  и улучшению вакуума. К улучшению вакуума приводит также и улучшение теплопередачи от пара к воде (увеличение  $k$ ).

Температуру охлаждающей воды ( $t_{в1}$  на входе в конденсатор нельзя произвольно изменить, поскольку она определяется температурой окружающей среды и типом

водоохладителя. Фактически управлять вакуумом в конденсаторе при заданной нагрузке ( $D_k = \text{const}$ ) можно, изменяя следующие параметры:

- расход охлаждающей воды  $G_k$ ;
- количество отсасываемого из конденсатора воздуха  $G_b$ ;

#### Выводы

1) Таким образом, изменяя расход циркуляционной воды и расход пара на эжектор, можно определить оптимальное значение вакуума в конденсаторе. Его можно получить из совместного решения уравнений (5–9) при условии, что  $N_{от} \rightarrow \text{max}$ .

2) Кроме этого в расчёт необходимо принимать ограничивающие условия, приведенные на рисунках 1, 2.

#### Список использованной литературы:

1. Шелепов И. Г., Заруба В., Яцкевич С. В. Теплоэнергетические установки электростанций. Киев. – 1993. – 198 с.
2. Кострыкин В. А., Шелепов И. Г. «Определение и исследование диагностических признаков НПК энергоблоков АЭС». Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 6/2(18). – 2005. – С. 149–152.

#### References:

1. Shelepov I.G., V. Zaruba V., Jackiewicz S.V. Thermal power settings of power plants [Теплоэнергетические установки электростанций]. Kiev. – 1993. – 198 p.
2. Kostyrykin V. A., Shelepov I. G. Determination and research of diagnostic signs of NPK of power units of the AES [Определение и исследование диагностических признаков НПК энергоблоков АЭС]. Vostochno-evropeyskiy magazine of front-rank technologies. 6/2(18). – 2005. – P. 149–152.

Поступила в редакцию 17.10 2015 г.