

## **Estimation of the Influence of Operational Factors on the Oxygen Content of the Turbine Condensate at the Outlet from the Condenser of Steam Turbine**

**Shempelev A. G., Iglin P. V., Sushchikh V. M.**

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Vyatka State University», Kirov, Russian Federation

**Abstract.** The aim of the article is to analyze the influence of different factors on the oxygen content in the condensate using the example of the condenser of the steam turbine unit T-110/120-130. For the first time, the authors of the article analyze in details how the basic parameters of the condenser's operation (the condenser heat load, the flow and temperature of the cooling water, the air inflow in the condenser, the condition of the heat exchange surface) influence the oxygen content of the condensate. The authors come to the conclusion that with standard air inflow in the vacuum system, the equilibrium oxygen content, which corresponds to the norms in the condensate at the condenser outlet, is only possible in its operation modes when the steam flow to the condenser is more than 50% of the nominal flow and cooling water temperatures are equal to or greater than calculated for this type of condenser. The conclusions are confirmed by the experimental material. The results of the research are the basis for the development of measures aimed to increase the deaerating capacity of condensers depending on specific operating conditions.

**Keywords:** condenser, aggressive gases, oxygen, deaeration, steam turbine plant, mathematical model.

### **Evaluarea influenței factorilor operaționali asupra conținutul de oxigen în condensat la ieșirea din condensatorul turbinei cu abur**

**Șempelev A. G., Iglin P. V., Suscih V. M.**

Instituție Federală Bugetară de Stat de Educație de Învățământ Superior „Universitatea de Stat Viatka“  
Kirov, Federația Rusă

**Rezumat.** În lucrare se prezintă rezultatele studiilor computaționale a condensatorului turbinei T-110 / 120-130 pentru a determina efectul diferiților factori asupra conținutului de oxigen în condensat. S-a examinat influența următorilor factori: sarcina specifică termică a condensatorului, debitul și temperatura pentru valorile reglementate a gradului de aspirație aerului în sistemul cu vid, conținutul de echilibru al oxigenului în condensat la ieșirea din condensator, care corespund cerințelor documentelor de reglementare, care posibil sunt valabile doar pentru regimurile de exploatare cu nivelul debitului aburului în condensator care depășește 50% din debitul nominal și la temperatura apei de răcire egală cu sau mai mare decât cea calculată pentru acest tip de condensator. Creșterea grosimii contaminării mărește conținutul de oxigen în condensat. Aceste concluzii sunt confirmate de datele experimentale.

**Cuvinte-cheie:** condensator, gaze agresive, oxigen, deaerare, sistem de turbine cu abur, model matematic.

### **Оценка влияния эксплуатационных факторов на содержание кислорода в конденсате на выходе из конденсатора паровой турбины**

**Шемпелев А. Г., Иглин П. В., Суших В. М.**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Вятский государственный университет»  
г. Киров, Российская Федерация

**Аннотация.** В работе представлены результаты расчетных исследований конденсатора турбоустановки Т-110/120-130 с целью определения влияния различных факторов на содержание кислорода в конденсате. Рассмотрено влияние таких факторов как: удельная тепловая нагрузка конденсатора, расход и температура охлаждающей воды, присосы воздуха в конденсатор, состояние поверхности теплообмена. Установлено, что при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему равновесное содержание кислорода в конденсате на выходе из конденсатора, соответствующее нормам, возможно только в режимах его работы при расходах пара в конденсатор более 50% от номинального расхода и температурах охлаждающей воды, равной или большей расчетной для данного типа конденсатора. Увеличение толщины загрязнений приводит к повышению содержания кислорода в конденсате. Сделанные выводы подтверждены экспериментальным материалом.

**Ключевые слова:** конденсатор, агрессивные газы, кислород, деаэрация, паротурбинная установка, математическая модель.

## Введение

Важным условием обеспечения надежности эксплуатации оборудования ТЭЦ является поддержание концентраций кислорода в основном конденсате в пределах норм установленных ПТЭ [1], (не более  $C_{O_2} = 20$  мкг/кг). Соблюдение данных норм исключает коррозию внутренних поверхностей оборудования и трубопроводов системы регенеративного подогрева станции и вынос продуктов коррозии на теплообменные поверхности котлов [2, 3].

Широкий диапазон изменения паровых нагрузок конденсатора, характерный для режимов работы теплофикационных турбоустановок [4, 5], обуславливает дополнительные трудности в поддержании заданных ПТЭ содержанием кислорода в конденсате, что подтверждается многочисленными эксплуатационными данными. Этот вопрос освещался в различных работах [6-16], рассмотрим его подробнее на основе расчетных исследований конденсатора турбоустановки Т-110/120-130 ТМЗ.

## I. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Проведены расчетные исследования с помощью программного комплекса [17-21] с целью определения влияния различных факторов на содержание кислорода в конденсате, таких как: удельная тепловая нагрузка конденсатора  $q$ , расход  $W$  и температура охлаждающей воды  $t_{1w}$ , присосы воздуха в конденсатор  $G_{возд}$ , состояние поверхности теплообмена  $a$ .

Методика расчета заключается в следующем. Известно, что для труднорастворимых в воде газов справедлив закон Генри, согласно которому равновесная массовая концентрация труднорастворимого компонента в жидкости составляет:

$$C_i^{liq} = \frac{\mu_{mix}}{\mu_s} \cdot C_i^g \cdot \frac{p_{mix}}{H_i} = \frac{1}{H_i} \cdot \frac{C_i^g \cdot p_{mix}}{\mu_s \cdot \sum_{i=1}^n \frac{C_i^g}{\mu_i}}, \quad (1)$$

где  $C_i^{liq}$  – массовая концентрация растворенного газа, мкг/кг;

$\mu_{mix}, \mu_s, \mu_i$  – молекулярные массы соответственно парогазовой смеси, пара и  $i$ -го компонента, г/моль;

$p_{mix}$  – давление паровоздушной смеси, Па.

$C_i^g$  – массовая концентрация компонента в составе парогазовой смеси, мкг/кг;

$H_i$  – константа Генри для данного газа при температуре жидкости, Па.

Для случая равновесия паровоздушной смеси и конденсата, находящегося на трубном пучке конденсатора, уравнение 1 можно представить в виде [22]:

$$C_i^{liq} = \frac{C_i^g}{H_i} \frac{p_k}{1 - 0,378 \cdot \varepsilon_{air}}, \quad (2)$$

где  $p_k$  – давление в конденсаторе, Па;

$\varepsilon_{air}$  – массовое содержание воздуха в смеси, определяемое по уравнению 3.

$$\varepsilon_{air} = \frac{1}{1 + 0,622 \cdot \frac{p_s}{p_{air}}}, \quad (3)$$

где  $p_s, p_{air}$  – парциальные давления пара и воздуха, Па.

В тоже время, в конденсатор турбины, в частности, в зону его регенеративного подогрева, могут поступать водяные потоки (например, химически обессоленная вода), содержащие значительное количество растворенных газов. При входе таких потоков в конденсатор происходит интенсивное выделение газов и паров во всем объеме жидкости. Внутри каждого образовавшегося парогазового пузырька парциальные давления пара и воздуха будут отличаться от соответствующих значений в конденсаторе. В этом случае массовая концентрация каждого компонента воздуха, может быть определена по уравнению 4.

$$C_i^{liq} = \frac{C_{i0}^g - C_i^g}{H_i} \cdot \frac{p_k}{\mu_s \cdot \left( \sum_{i=1}^n \frac{(C_{i0}^g - C_i^g)}{\mu_i} + \frac{1}{\mu_s} \cdot \frac{\Delta i_w}{r} \right)} =, \quad (4)$$

$$= \frac{C_{i0}^g - C_i^g}{H_i} \cdot a$$

где  $C_i^g$ ,  $C_{i0}^g$  – начальные и конечные концентрации компонента в жидкости, мг/кг;

$\Delta i_w = i_{w1} - i_w$  – разность энтальпий воды, определенных по температуре входящей воды  $t_{1w}$  и температуре насыщения, соответствующей парциальному давлению пара в пузырьке  $p_s^p$ , кДж/кг;

$r$  – удельная теплота парообразования, определенная по  $p_s^p$ , кДж/кг.

$$p_s^p = \frac{\Delta i_w}{r} \cdot a, \quad (5)$$

В то же время

$$p_s^p = f(i_w) = f(i_{w1} - \Delta i_w), \quad (6)$$

Решая систему уравнений 4, 5, 6 итерационным методом, можно получить конечную концентрацию растворенного газа, например,  $C_{O_2}^g$ .

Поскольку основное сопротивление массопереносу для труднорастворимых газов представлено в жидкой фазе, считаем, что абсорбции этих газов из парового пространства зоны регенеративного подогрева не происходит. В этом случае содержание кислорода в конденсате на выходе из конденсатора можно рассматривать как средневзвешенное значение по расходам конденсата, стекающего с трубного пучка, и потоков, подаваемых в зону его регенеративного подогрева. Таким образом, для расчета конечных равновесных газосодержаний конденсата, стекающего с трубного пучка, необходимо знать парциальные давления воздуха и пара в нем, а для расчета конечного газосодержания воды, подаваемой в зону

регенеративного подогрева,- ее начальное газосодержание и давление в конденсаторе.

Для расчета парциальных давлений пара и воздуха предложена методика, разработанная на основе анализа экспериментальных данных и обобщенных характеристик переменных режимов работы конденсаторов. Проведенные исследования показали, что фактическая характеристика конденсатора  $t_s = f(q)$  (температура насыщения в конденсаторе от его удельной тепловой нагрузки) при постоянных присосах воздуха не является гладкой зависимостью. Более близким к действительности является представление указанной характеристики в виде кусочно-линейной функции, состоящей из двух участков. При этом ее начальный участок определяется работой эжектора, а второй - собственно конденсатором. На первом (начальном) участке безразмерная характеристика конденсатора может быть представлена в виде

$$\bar{\Delta} = (1 - \bar{\Delta}_0)^2 \cdot \bar{Q} - \bar{\Delta}_0, \quad (7)$$

где

$$\bar{\Delta} = \frac{t_s - t_{1w}}{t_{nom}^s - t_{1w}}, \quad (8)$$

$$\bar{\Delta}_0 = \frac{t_{k0} - t_{1w}}{t_{nom}^s - t_{1w}}, \quad (9)$$

где  $t_{k0}$  – температура насыщения при минимальном давлении в конденсаторе с учетом характеристик воздухоудаляющих устройств, присосов воздуха в конденсатор и температуры охлаждающей воды, °С;

$t_{nom}^s$  – температура конденсации пара при номинальном его расходе в конденсатор, °С.

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q_{nom}}, \quad (10)$$

где  $Q$  – текущая тепловая нагрузка конденсатора, МВт;

$Q_{nom}$  – нагрузка конденсатора при номинальном расходе в него пара, МВт.

Второй участок характеристики определяется режимами работы собственно конденсатора, когда влиянием

воздухоудаляющего устройства можно пренебречь и  $\bar{\Delta} \approx \bar{Q}$ .

Величина  $t_{nom}^s$  может быть определена по любой из инженерных методик теплового расчета конденсаторов, например, по методике Института теплообмена США [23].

Координаты точки перехода на режим, ограниченный конденсатором, определяются как:

$$\bar{Q}_1 = \bar{\Delta}_1 = \frac{1}{2 - \Delta_0}, \quad (11)$$

Для определения давлений в конденсаторе при конденсации чистого пара может быть использована зависимость, полученная на основе расчетов, например, по методике ИТО [23], то есть без учета содержания воздуха в паре и влияния воздухоудаляющего устройства на характеристику конденсатора.

Полученные таким образом характеристики конденсатора (см. рис. 1а, 2а) позволяют определить парциальное давление воздуха в конденсаторе во всем диапазоне изменения расхода пара как разность действительного давления в конденсаторе и давления конденсирующегося чистого пара.

Проведенные исследования конденсаторов турбин типа Т и ПТ позволили выявить влияние эксплуатационных и режимных факторов на деаэрирующие свойства конденсаторов и выбрать совокупность наиболее эффективных управляющих воздействий, позволяющих обеспечить требуемое качество деаэрации конденсата (см. рис. 4,5,6,7). Этими воздействиями являются: перевод конденсата рециркуляции, подпиточной химически обессоленной воды и других пароводяных и паровоздушных потоков в зону регенеративного подогрева конденсатора через специальные водораспределительные устройства, уменьшение на теплофикационных режимах до минимума вентиляционного пропуска пара в конденсатор, снижение присосов воздуха в конденсатор и понижение давления всасывания эжекторов. Эффективность предложенных решений подтверждена экспериментально. Сформулированы необходимые требования к конструктивному выполнению ввода в паровое пространство конденсатора конденсата рециркуляции, подпиточной химически обессоленной воды, дренажей и предложены конкретные варианты их исполнения.

На рис. 1а и 1б показаны расчетные зависимости  $t_k = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(q)$  при номинальном расходе воды через технически чистый конденсатор, при нормативных присосах воздуха и при различных температурах охлаждающей воды на входе в конденсатор. На рис. 2а и 2б показаны расчетные зависимости  $t_k = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(q)$  при номинальном расходе воды через технически чистый конденсатор, при присосах воздуха, в три раза превышающих нормативные, и при различных температурах охлаждающей воды на входе в конденсатор.

Расчетные исследования проводились для случая равновесия паровоздушной смеси и конденсата под трубным пучком (в зоне регенеративного подогрева), при отсутствии поступающих в зону регенеративного подогрева зараженных кислородом потоков.

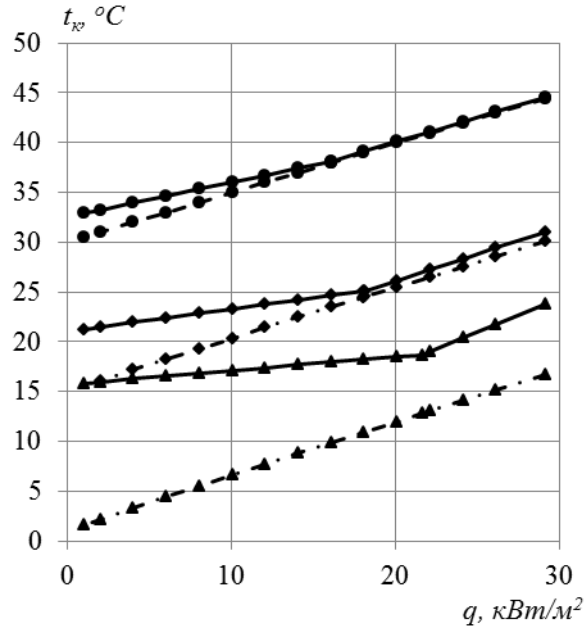
Результаты расчетов при увеличенных в три раза (по сравнению с нормативными) присосах воздуха позволяют установить, что в интервале температур охлаждающей воды от 1 до 7 С работа данного конденсатора полностью определяется работой эжектора, что существенно ухудшает вакуум в конденсаторе и повышает содержание кислорода в конденсате по сравнению с аналогичными режимами при нормативных присосах воздуха.

Для более полной иллюстрации влияния присосов воздуха в вакуумную систему на равновесное содержание кислорода в конденсате на выходе из конденсатора нами проведены расчеты при двух уровнях тепловых нагрузок конденсатора (максимальной и минимальной) и двух уровнях температур охлаждающей воды (минимальной и расчетной). Результаты расчетов представлены на рис. 3 и 4.

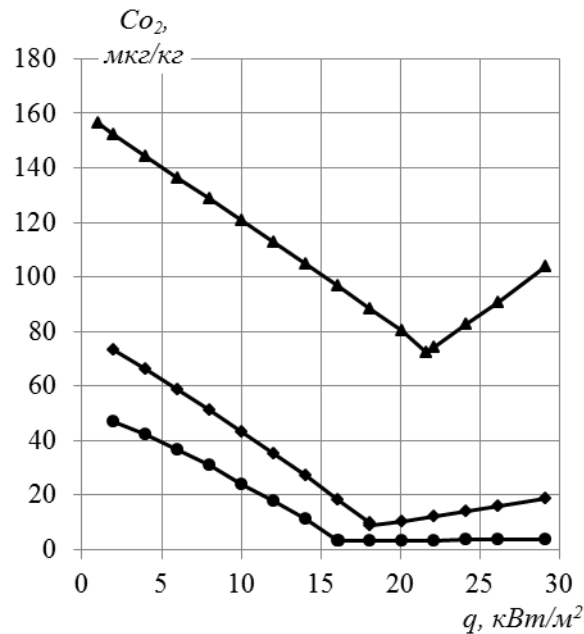
Как видно из рис. 4, увеличение присосов воздуха в конденсатор на режимах работы, не ограниченных эжектором (при расходах пара близких к номинальному), незначительно увеличивает содержание кислорода в конденсате, особенно при значениях температуры охлаждающей воды близких к расчетной. При режимах работы, ограниченных эжектором (рис. 3), увеличение присосов воздуха значительно влияет на содержание кислорода в конденсате.

При рассмотрении вопросов деаэрации конденсата в конденсаторе определенный интерес представляет выяснение влияния загрязнений поверхностей теплообмена на

деаэрирующую способность конденсатора. С этой целью нами проведены расчетные исследования конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различной степени загрязнения трубной системы.



а)

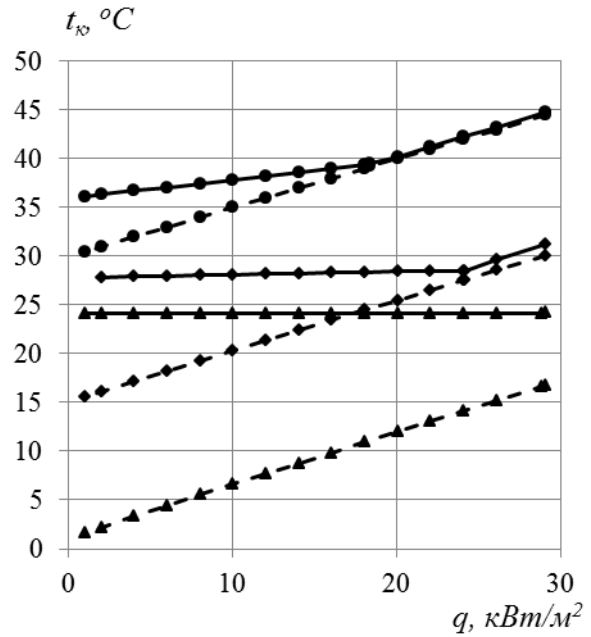


б)

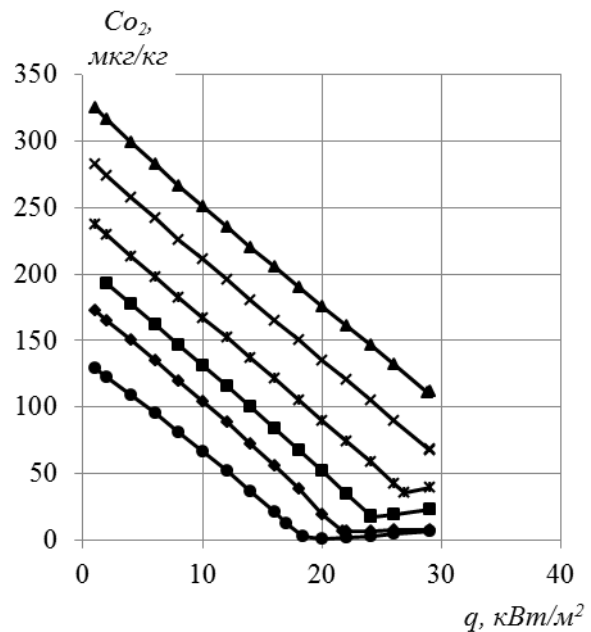
— — — — — расчет по уточненной базовой методике;  
 - - - - - расчет по уточненной базовой методике без присосов воздуха (первая модель);  
 - ● - ● - ● - расчет по методике КТЗ (вторая модель);  
 ● -  $t_{lw} = 30^{\circ}\text{C}$ ; ◆ -  $t_{lw} = 20^{\circ}\text{C}$ ; ▲ -  $t_{lw} = 1^{\circ}\text{C}$

Рис.1. Зависимость температуры насыщения (а) и содержания кислорода в конденсате (б) от

удельной тепловой нагрузки конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 16000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{air} = 15,5 \text{ кг/ч}$



а)



б)

— — — — — расчет по уточненной базовой методике;  
 - - - - - расчет по уточненной базовой методике без присосов воздуха (первая модель);  
 - ● - ● - ● - расчет по методике КТЗ (вторая модель);  
 ● -  $t_{lw} = 30^{\circ}\text{C}$ ; ◆ -  $t_{lw} = 20^{\circ}\text{C}$ ; ■ -  $t_{lw} = 15^{\circ}\text{C}$ ; \* -  $t_{lw} = 10^{\circ}\text{C}$ ; ✕ -  $t_{lw} = 5^{\circ}\text{C}$ ; ▲ -  $t_{lw} = 1^{\circ}\text{C}$

Рис.2. Зависимость температуры насыщения (а) и содержания кислорода в конденсате (б) от удельной тепловой нагрузки конденсатора

КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 16000$  м<sup>3</sup>/ч,  $G_{air} = 46,5$  кг/ч

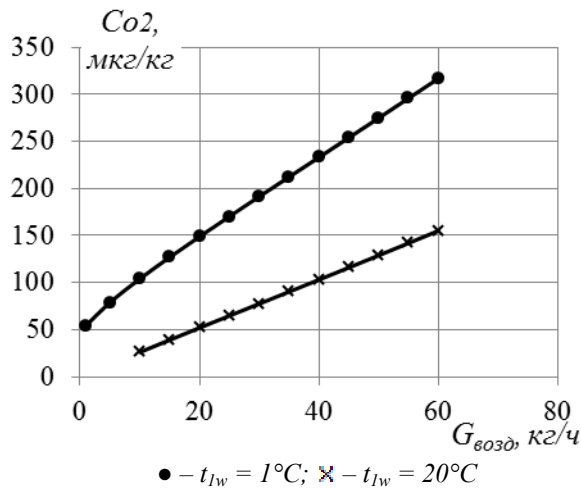


Рис.3. Зависимость содержания кислорода в конденсате от присосов воздуха для конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 16000$  м<sup>3</sup>/ч,  $q = 5,0$  кВт/м<sup>2</sup>

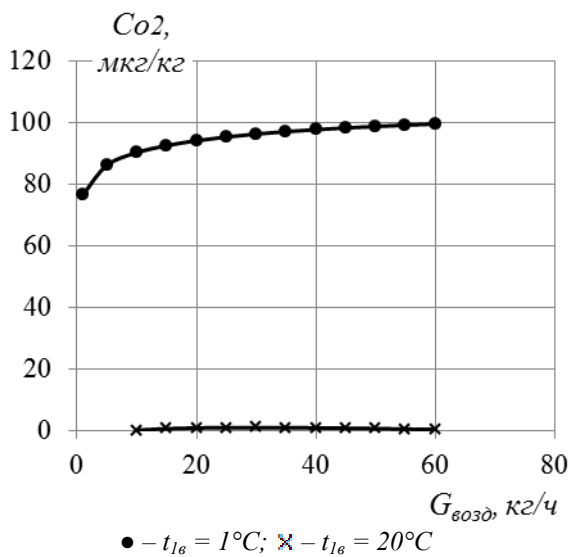


Рис.4. Зависимость содержания кислорода в конденсате от присосов воздуха для конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 16000$  м<sup>3</sup>/ч,  $q = 29,1$  кВт/м<sup>2</sup>

Определение такого влияния заключается в построении расчетных зависимостей  $t_k = f(q)$  для конденсаторов с заданной степенью загрязнения  $a$ .

На рис. 5 показаны зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки конденсатора, имеющего степень загрязнения  $a = 0,5$ , при различных исходных температурах охлаждающей воды. Для сравнения на этом же рисунке показаны зависимости технического чистого конденсатора ( $a = 0,785$ ).

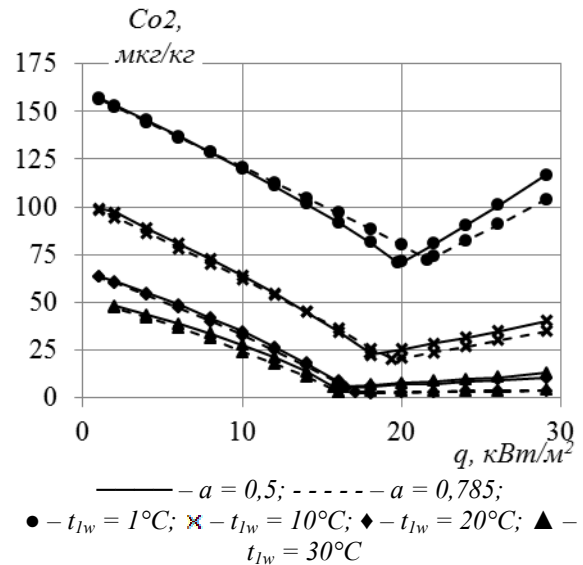


Рис.5. Зависимость содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 16000$  м<sup>3</sup>/ч,  $G_{air} = 17,5$  кг/ч

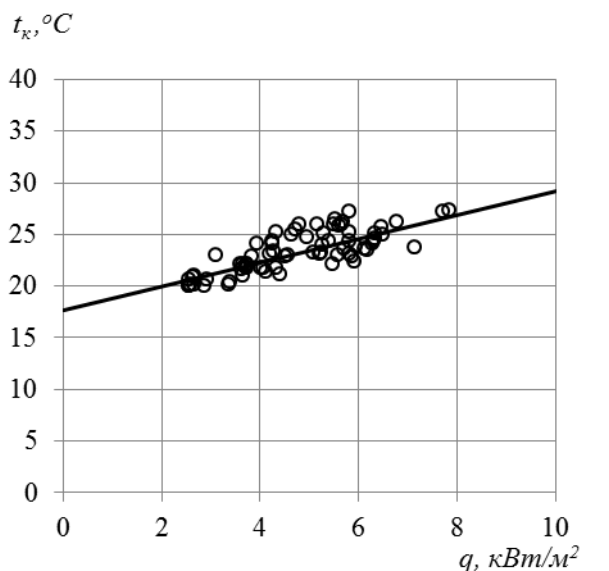
Исходя из общих представлений, загрязнение поверхностей теплообмена должно привести к расширению зоны конденсации пара и вследствие этого – к снижению концентрации кислорода в конденсате. Однако увеличение толщины загрязнений приводит к повышению давления, в результате содержание кислорода в конденсате в загрязненном конденсаторе получается на 2–10 мкг/кг выше, чем в чистом конденсаторе.

## II. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА

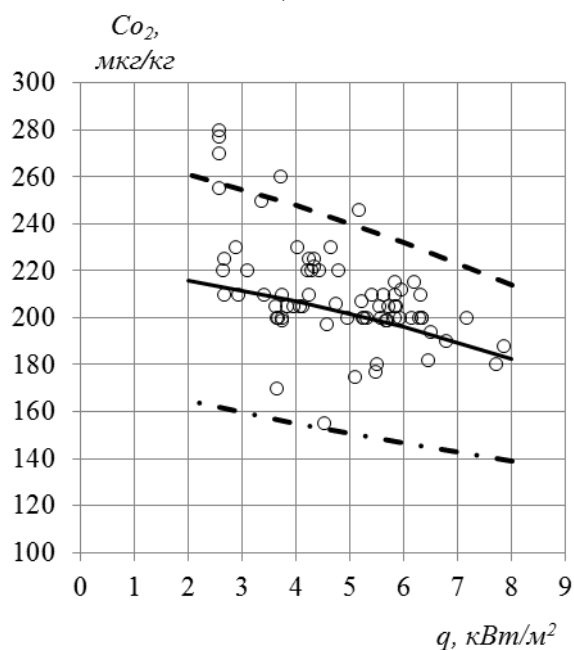
Результаты проведенных исследований подтверждаются эксплуатационными данными, полученными на турбоустановках Т-110/120-130 Пензенской ТЭЦ и Сормовской ТЭЦ, при этом концентрация кислорода в конденсате определялась с помощью кислородомера МАРК-301Т,

имеющего пределы допускаемой абсолютной погрешности  $\pm(0,002 + 0,1 \cdot Y)$ , где  $Y$  - измеренное значение концентрации растворенного кислорода.

На рисунках 6, 7 и 8 представлены зависимости  $t_k = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(q)$  для конденсатора турбоустановки Т-110/120-130.



а)



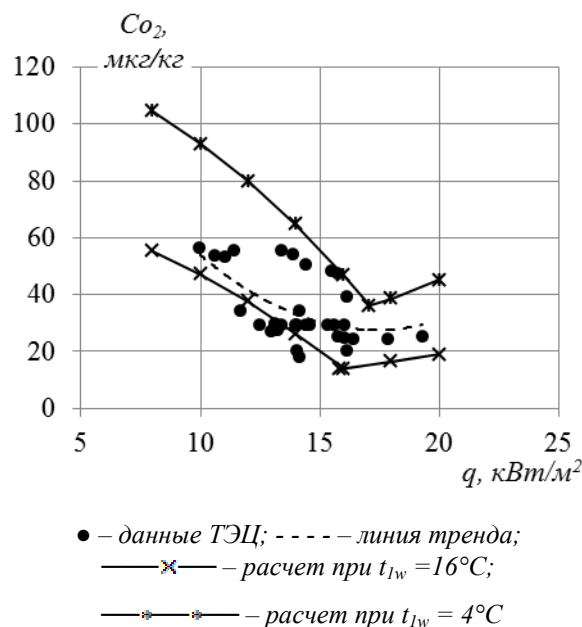
б)

○ – данные ТЭЦ; — расчет при  $G_{air} = 30$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{air} = 40$  кг/ч;  
- • - • - • - - - - расчет при  $G_{air} = 16$  кг/ч

**Рис.6.** Зависимость температуры насыщения (а) и содержания кислорода в конденсате (б) от удельной тепловой нагрузки конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 ( $W = 4900$  м<sup>3</sup>/ч,  $t_{lw} = 1^\circ\text{C}$ )

Показанные на рис. 6 данные позволяют сделать вывод о том, что превышение содержания кислорода в конденсате наблюдается при малых тепловых нагрузках загрязненного конденсатора, низкой температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор, при повышенных присосах воздуха в конденсатор (нормативное значение 16 кг/ч).

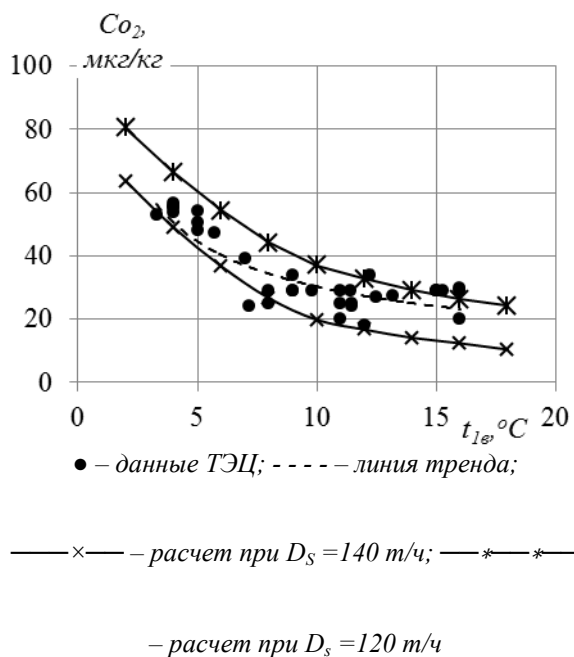
На рис. 7 показана зависимость  $C_{O_2} = f(q)$  для более широкого диапазона изменения удельных тепловых нагрузок конденсатора и при присосах воздуха близких к нормативным. Однако и в этом случае при пониженных тепловых нагрузках наблюдаются близкие к расчетным повышенные содержания кислорода в конденсате.



**Рис.7.** Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 от его удельной тепловой нагрузки ( $W = 7000$  т/ч;  $G_{air} = 16$  кг/ч)

На рис. 8 приведена зависимость содержания кислорода в конденсате от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор при расходах в него пара 120 – 140 т/ч и присосах воздуха близких к нормативным. Приведенные на рисунке данные позволяют сделать вывод о том, что при температурах ниже расчетной для данного конденсатора ( $t_{lw} = 20$  °С) имеет место повышенное, по сравнению с

нормативным, содержание кислорода в конденсате.



**Рис.8. Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 от его удельной тепловой нагрузки ( $W = 7000$  т/ч;  $G_{air} = 16$  кг/ч)**

### III. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных расчетных исследований конденсатора теплофикационной установки установлено:

- при присосах воздуха в вакуумную систему, не превышающих нормативные значения, равновесное содержание кислорода в конденсате на выходе из конденсатора, соответствующее нормам, возможно только в режимах его работы при расходах пара в конденсатор более 50% от номинального расхода. При этом температура охлаждающей воды должна быть равной или большей расчетной для данного типа конденсатора. В остальных случаях равновесное содержание кислорода в конденсате превышает нормативные значения.
- повышенные присосы воздуха в вакуумную систему в режимах работы, близких к номинальным, слабо влияют на равновесное содержание кислорода в конденсате.
- увеличение толщины загрязнений приводит к повышению содержания кислорода в конденсате на 2–10 мг/кг.
- при температурах охлаждающей воды ниже расчетной наблюдается возрастание

содержаний кислорода при увеличении тепловой нагрузки, что объясняется увеличением переохлаждения пленки конденсата на трубках. Результаты расчетных исследований подтверждены экспериментальными данными.

### Литература (References)

- [1] *Pravila tekhnicheskoy ekspluatatsii elektricheskikh srantsiy i setey RF* [Regulations for Machinery Operation at Electric Power Plants and in Networks in the RF.]. Russia, Moscow, 2003. 368p (In Russian).
- [2] Bogachev A.F. Predotvrashchenie korrozii i povrezhdeniy oborudovaniya parovodyanogo trakta [Prevent corrosion and damage to the steam-water path equipment]. *Teploenergetika – Thermal Engineering*, 2001, no.7, pp. 65-71. (In Russian).
- [3] Litavrin O.G., Denisov E.P. Improvement of condensing plants. Marine Power Plant System. Krylov Shipbuilding Research Institute. St. Petersburg. 1994.
- [4] Laskowski R., Smyk A., Lewandowski J., Rusowicz A. Cooperation of a Steam Condenser with a Low-pressure Part of a Steam Turbine in Off-design Conditions. *American Journal of Energy Research*, 2015, vol. 3, no. 1, pp. 13-18.
- [5] Chuang C.C., Sue D.C. Performance effects of combined cycle power plant with variable condenser pressure and loading. *Energy*, 2005, vol. 30, no. 10, pp. 1793-1801.
- [6] Murmanskyy B. E., Aronson K. E., Brodov Y. M. Estimation of the residual life of steam-turbine condensers based on statistical models. *Thermal Engineering*, 2015, vol. 62, no. 11, pp. 785-789.
- [7] Du B., Yuan Y., Liu Y., Xu K. Characteristic and Comparison on Feed Water Deaerating Technology. *Turbine Technology*, 2008, vol. 4, p. 20.
- [8] Levich B.G., Kishinevsky Y. Aeration and deaeration processes in large power plant condensers. *Heat Transfer Engineering*, 1990, vol. 11, no. 4, pp. 19-31.
- [9] Binfeng W. Thermal Deaerating in the Condenser. *Power Station Auxiliary Equipment*, 2006, vol. 3, pp. 001.
- [10] Putman R.E., Harpster J.W. The economic effects of condenser backpressure on heat rate, condensate subcooling and feedwater dissolved oxygen. *2000 International Joint Power Generation Conference*, 2000.
- [11] Bostwick T.W. Reducing corrosion of power plant condenser tubing with ferrous sulfate. *Corrosion*, 1961, vol. 17, no. 8, pp. 12-19, DOI: 10.5006/0010-9312-17.8.12.
- [12] Bates J.F., Popplewell J.M. Corrosion of Condenser Tube Alloys in Sulfide Contaminated Brine. *Corrosion*, 1975, vol. 31, no. 8, pp. 269-275, DOI: 10.5006/0010-9312-31.8.269.



- [13] Malyutin Y. P., Voropaev Y. A., Lunin I. A. Analyzing the causes and sources of increased content of oxygen in the condensate of T-250/300-240 cogeneration turbines. *Thermal engineering*, 2006, vol. 53, no. 11, pp. 880-882, DOI: 10.1134/S004060150611005X.
- [14] Shvetsov V.L., Uss A.N., Chernenko V.M., Drozdov R.A. Modernizing the K-1000-60/1500 turbine unit's condensers by replacing the material of cooling tubes. *Thermal engineering*, 2010, vol. 57, no. 2. pp. 167-172, DOI: 10.1134/S004060151002014X.
- [15] Mobin M., Shabnam H. Corrosion behavior of mild steel and SS 304L in presence of dissolved nickel under aerated and deaerated conditions. *Materials Research*, 2011, vol. 14, no. 4, pp. 524-531, DOI: 10.1590/S1516-14392011005000076.
- [16] Yadav K. C., Haleem A. Thermal Power Plant Performance Centered Operational Recommendations. *National Seminar on Thermal Power Plant Performance Management*, 22-23 January 2014, pp. 36-40.
- [17] Shempelev A.G., Iglin P.V. *Poverochniy teplovoy raschet kondensatorov parovykh turbin* [Calibration heat calculation for condensers in steam turbines]. Certificate about State Registration of Computer Program RF, no. 2014615561, 2014.
- [18] Shempelev A.G., Iglin P.V. *Raschet sodержaniya korrozionno-aktivnykh gazov v osnovnom kondensate* [Calculation of the content of corrosive gases in the main condensate]. Certificate about State Registration of Computer Program RF, no. 2016611806, 2016. (in Russian).
- [19] RD 34.30.104. *Rukovodyashchie ukazaniya po teplovomu raschyotu poverkhnostnykh kondensatorov moshchnykh parovykh turbin teplovykh i atomnykh elektrostantsiy* [Regulatory Guide 34.30.104. [Guidelines for Thermal Calculation of Surface Condensers of High-Power Turbines at Thermal and Nuclear Power Plants]. Moscow, Soyuztekhnenergo, 1982. 106 p. (In Russian).
- [20] Tatarinova N.V., Suvorov D.M. Development of adequate computational mathematical models of cogeneration steam turbines for solving problems of optimization of operating modes of CHP plants. *2016 2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM)*, 2016. doi: 10.1109/ICIEAM.2016.7911578.
- [21] Tatarinova N.V., Suvorov D.M. Results of Mathematical Modeling to Study the Influence of Accounting the Process Moisture on Energy Indicators of Cogeneration Steam Turbines. *Applied Mechanics and Materials*, 2015, Vol. 792, pp. 370-374, DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.792.370.
- [22] Shempelev A., Iglin P. Development of methods for calculating the aggressive gas content in condensate at the output from a steam turbine condenser. *2016 2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM)*, 2016. doi: 10.1109/ICIEAM.2016.7911010.

#### Сведения об авторах.



**Шемпелев Александр Георгиевич**, д.т.н., доцент, профессор кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. E-mail: [agshem@mail.ru](mailto:agshem@mail.ru)  
Область научных интересов - повышение эффективности работы ТЭЦ.



**Суших Виктор Михайлович**, доцент кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. E-mail: [vimis608@gmail.com](mailto:vimis608@gmail.com)  
Область научных интересов - разработка математических моделей паротурбинных установок.



**Иглин Павел Викторович**, к.т.н., доцент кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. E-mail: [89615663193@mail.ru](mailto:89615663193@mail.ru)  
Область научных интересов - повышение эффективности работы паротурбинных установок.