
**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**ВЛИЯНИЕ ПРИСОСОВ ВОЗДУХА
НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ
КОНДЕНСАТОР – ЭЖЕКТОР ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ**

© 2025 г. К. Э. Аронсон^{а, *}, А. Ю. Рябчиков^а, Д. В. Брезгин^а,
Д. Ю. Балакин^а, Н. В. Желонкин^а, А. Л. Демидов^а

^аУральский федеральный университет, ул. Мира, д. 19, г. Екатеринбург, 620002 Россия

*e-mail: k.e.aronson@urfu.ru

Поступила в редакцию 10.04.2024 г.

После доработки 03.06.2024 г.

Принята к публикации 29.08.2024 г.

Представлены результаты экспериментальных исследований динамических характеристик конденсатора и нового эжектора. Исследования проводились на ТЭС в условиях промышленной эксплуатации турбины с помощью расширенной схемы измерений параметров работы эжектора и автоматизированной системы сбора данных. Получены зависимости давления всасывания первой ступени эжектора от расхода сухого (атмосферного) воздуха, а также давления в конденсаторе и приемной камере первой ступени эжектора от расхода паровоздушной смеси при их совместной работе. Предложено определять максимальную объемную производительность эжектора, работающего на сухом воздухе, с использованием минимального значения углового коэффициента в зависимости от расхода воздуха. Установлено, что при увеличении присосов воздуха в вакуумную систему паротурбинной установки разность давлений при исходных и суммарных присосах воздуха на всасе эжектора изменяется по линейному закону, а в конденсаторе – по экспоненте. С помощью измерительного комплекса определены динамические характеристики конденсатора и эжектора. Выявлено, что скорость подъема давления на всасе эжектора повышается при увеличении количества впускаемого в конденсатор воздуха. Время стабилизации давления при этом остается примерно одинаковым. Однако скорость подъема давления в конденсаторе не зависит от количества впускаемого воздуха, а время стабилизации давления с увеличением количества впускаемого воздуха возрастает по экспоненте. Для диагностирования неисправностей вакуумной системы при управлении режимом паротурбинной установки рекомендовано вывести на щит управления турбиной параметр – давление на всасе эжекторов. Датчик давления предлагается установить на общем трубопроводе подвода паровоздушной смеси к эжекторам. Исследование динамических характеристик конденсатор – эжектор позволит усовершенствовать один из элементов защиты турбины – защиту по вакууму.

Ключевые слова: паровая турбина, конденсатор, многоступенчатый пароструйный эжектор, динамические характеристики, угловой коэффициент, всас эжектора, паровоздушная смесь, сухой воздух

DOI: 10.56304/S0040363624700577

Надежность и эффективность конденсационной установки паровой турбины в значительной степени зависят от подсистемы отвода воздуха. Исследованию эжекторов, а также совместного функционирования конденсатора и эжектора посвящено большое число работ. Из них за последние 10 лет можно выделить [1–3], в которых описываются стационарные (квазистационарные) режимы работы конденсационных установок. В [4–6] рассматриваются динамические процессы, происходящие в теплообменных аппаратах, исследуется влияние на эти процессы обратных потоков пара, поступающих из теплообменников в турбину при внезапном сбросе нагрузки. Проблемы, связанные с изменением количества конден-

сата в корпусах подогревателей, решаются благодаря применению относительно простых устройств – регуляторов уровня. На повышение давления в теплообменниках реагирует, как правило, только система защиты турбины при срабатывании предохранительных клапанов или систем, связанных с отключением аппарата, технологической подсистемы или турбины в целом.

В статье рассматриваются динамические процессы повышения давления в конденсаторе паровой турбины, связанные с внезапным возрастанием присосов воздуха в вакуумную систему. Очевидно, что понимание этих динамических процессов важно как для эксплуатационного персонала, так и для разработчиков оборудова-

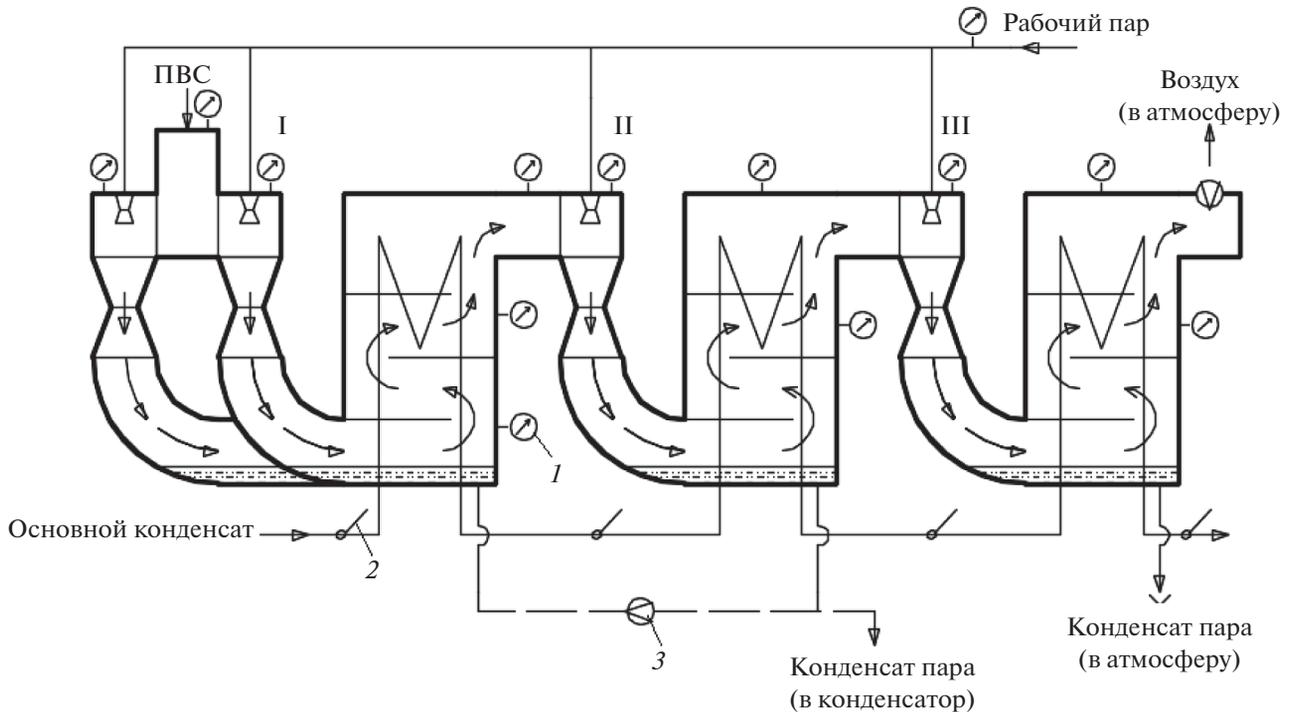


Рис. 1. Схема измерений во время испытаний эжектора ЭПО-3-120 УрФУ.
1, 2 – датчики давления и температуры; 3 – расходомер; I–III – номер ступени

ния низкопотенциальной части турбины. При эксплуатации такие знания дадут возможность персоналу своевременно принимать меры по устранению отклонений, прогнозировать темп ухудшения вакуума и диагностировать состояние оборудования вакуумной системы до срабатывания систем защиты турбины от повышения давления пара в конденсаторе. С точки зрения разработчиков, эти знания позволят проектировать более “устойчивое” и предсказуемое в эксплуатации оборудование.

Исследования динамических процессов в системе конденсатор – эжектор проводились на энергоблоке, включающем в себя турбину К-210-12.8, конденсатор 200-КЦС-2, новый основной эжектор ЭПО-3-120 УрФУ, разработанный авторами, и основной серийный эжектор ЭП-3-750 ЛМЗ. Турбина была оснащена системой АСУ ТП с фиксацией параметров, а новый эжектор – расширенной схемой измерений, выполненной на заводе-изготовителе.

Новый эжектор предназначен для поддержания низкого давления в конденсаторах турбин мощностью до 300 МВт при значительных, в 2–3 раза выше нормативных, присосах воздуха. Повышенные, неустранимые присосы воздуха происходят в конденсаторах турбин, уже отработавших свой ресурс, но все еще находящихся в эксплуатации.

В процессе испытаний эжектора ЭПО-3-120 УрФУ были получены его характеристики при использовании сухого (атмосферного) воздуха, а также изучена динамика взаимодействия компо-

нентов системы конденсатор – эжектор при отсасывании паровоздушной смеси (ПВС) и различных расходах воздуха в конденсатор.

Исследования выполняли согласно [7]. Для проведения испытаний на сухом воздухе последний подавали через штуцер в патрубок подвода паровоздушной смеси эжектора, для испытаний на ПВС – в конденсатор через штуцер в расширителе дренажей турбины. Схема измерений параметров эжектора представлена на рис. 1.

Для замеров давления по тракту ПВС в эжекторе были установлены 10 датчиков абсолютного давления с диапазонами измерения 0–10, 0–40, 0–63, 0–160 кПа. Измерения температур основного конденсата на входе в эжектор и выходе из него проводили с помощью термометров сопротивления. Давление рабочего пара измеряли датчиком абсолютного давления с диапазоном 0–1 МПа. Расход охлаждающего конденсата определяли ультразвуковым расходомером Rogtaflow 330, расход воздуха – расходомерным устройством УрФУ [8]. Температуры различных потоков оценивали с помощью термометров сопротивления и по температуре поверхности стенки трубопровода инфракрасным пирометром Testo 845 с диапазоном измерения 0–300°C.

Сигналы с датчиков перепада давления на расходомерном устройстве УрФУ, давления всасывания (первая – третья ступени), давления ПВС в охладителях (первая и третья ступени) поступали в специализированный портативный измери-

Характеристики приборов для выполнения измерений

Прибор	Параметр	Диапазон	$\epsilon_{абс}$
Датчик абсолютного давления СДВ-А	Давление на всасе первой ступени	0–10 кПа	± 0.025 кПа
	Давление рабочего пара	0–1 МПа	± 0.0015 МПа
Расходомер УрФУ	Расход воздуха	3–195 кг/ч	± 7.5 кг/ч
Термопреобразователь сопротивления ДТС065-50М.А3.100	Температура основного конденсата	От –50 до +180°C	± 0.2 °C
Ультразвуковой расходомер Portaflow 330	Скорость основного конденсата	0.1–20.0 м/с	± 0.02 м/с
Инфракрасный пирометр Testo 845	Температура ПВС, пара	От –35 до +950°C	± 2.0 °C

тельный комплекс УрФУ [9], который фиксировал значения параметров с интервалом 1 с и заносил их в базу данных. Погрешности измерений приборов $\epsilon_{абс}$ представлены в таблице.

Показания штатных приборов измерения температур (расходов) и давлений фиксировались в АСУ ТП энергоблока с дискретностью 1 с и 1 мин соответственно, а их значения использовались для формирования динамических характеристик оборудования.

Испытания эжектора на сухом воздухе проводили при абсолютном давлении рабочего пара на эжектор $p_p = 0.5$ МПа и его температуре 260°C. Температура основного конденсата на входе в эжектор равнялась 26°C, его расход через эжектор составлял 100–110 т/ч (27.8–30.6 кг/с).

На рис. 2 представлена зависимость давления на всасе p_n нового эжектора ЭПО-3-120 УрФУ и серийных эжекторов ЭП-3-2 УТЗ и ЭП-3-750 ЛМЗ (серийный эжектор ЛМЗ для турбин К-200) от расхода воздуха G_B . Как видно на рисунке, в процессе работы эжектора ЭПО-3-120 УрФУ на сухом воздухе и давлении рабочего пара $p_p = 0.5$ МПа обеспечивается меньшее давление на всасе во всем диапазоне расходов воздуха по сравнению с серийными эжекторами.

Характеристика эжектора, работающего на ПВС, которая может быть получена при использовании сухого воздуха, имеет следующий вид [10]:

$$p_n = p_n'' + aG_B, \quad (1)$$

где p_n'' – давление насыщения пара в отсасываемой смеси, кПа; a – угловой коэффициент характеристики, кПа · ч/кг.

В (1) коэффициент a связан с максимальной объемной производительностью эжектора V_n , м³/ч, в предельном режиме зависимостью

$$a = \frac{R_B(t_B + 273)}{1000V_n}, \quad (2)$$

где R_B – газовая постоянная воздуха, Дж/(кг · К); t_B – температура воздуха, °C.

Значение коэффициента a в (1) необходимо определять, согласно [10], в точке перелома характеристики на сухом воздухе (см. рис. 2), что довольно часто бывает затруднительно. С учетом того что предельная производительность эжектора представляет собой его максимальную объемную производительность, одинаковую как на сухом воздухе, так и на ПВС, значение коэффициента a , соответствующее V_n , должно быть минимальным.

На рис. 3 в качестве примера для экспериментальных характеристик различных эжекторов, работающих на сухом воздухе, приведены зависимости $a = f(G_B)$, которые имеют минимумы. Зависимости на рисунке свидетельствуют о том, что возможен довольно надежный и простой способ вычисления значения предельной объемной производительности эжектора по его экспериментальной характеристике на сухом воздухе при условии

$$a = \min [f(G_B)]. \quad (3)$$

Рассчитанная согласно [10] с учетом (3) максимальная объемная производительность эжектора ЭПО-3-120 УрФУ по экспериментальным данным для характеристики на сухом воздухе состав-

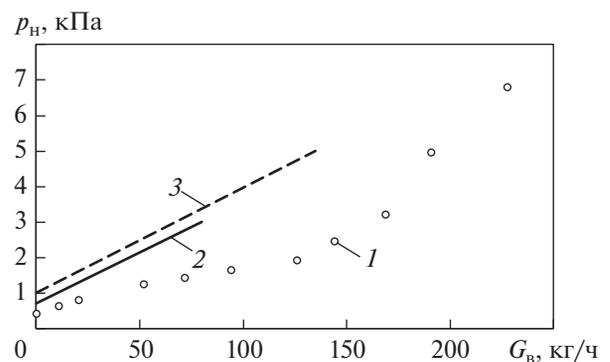


Рис. 2. Характеристики эжекторов ЭПО-3-120 УрФУ (1), ЭП-3-750 ЛМЗ (2) и ЭП-3-2 УТЗ (3)

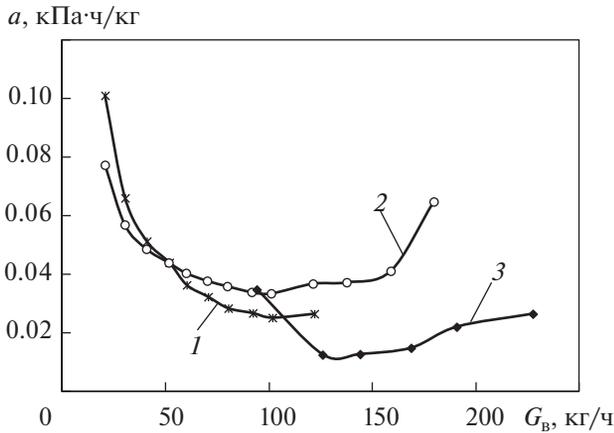


Рис. 3. Зависимость углового коэффициента a от расхода воздуха по экспериментальным характеристикам эжекторов ЭП-3-700 (1), ЭП-3-2М (2), ЭП-3-120 (3)

вила $V_n \approx 6800 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($1.89 \text{ м}^3/\text{с}$) при $G_b \approx 120 \text{ кг/ч}$ (0.033 кг/с).

Для исследования взаимодействия конденсатора и эжектора ЭПО-3-120 УрФУ, а также построения их характеристик проводили испытания эжектора на ПВС при номинальной нагрузке энергоблока 205 МВт, температуре циркуляционной воды на входе в конденсатор 5.5°C , исходном давлении в конденсаторе $p_{к0} = 2.4 \text{ кПа}$. Отсос ПВС из конденсатора осуществлялся только эжектором ЭПО-3-120 УрФУ. Исходное значение присосов воздуха в конденсатор составляло 48 кг/ч (0.013 кг/с), испытания выполнялись при $p_p = 0.5 \text{ МПа}$. Во время испытаний выпуск воздуха в конденсатор производился через калиброванные шайбы и штуцер в нижней части расширителя дренажей турбины.

На рис. 4 показаны тренды изменения давления пара в конденсаторе p_k и на всасе эжектора при различных расходах воздуха в конденсатор. Как видно на рис. 4, а (момент времени между 13:17 и 13:26), с увеличением присосов воздуха наблюдается режим, в котором происходит резкий рост давления в конденсаторе, не стабилизирующийся в течение более 3 мин. В этом режиме расход воздуха в конденсатор составил 170 кг/ч (0.047 кг/с), что в данных условиях эксплуатации энергоблока является предельным для эжектора ЭПО-3-120 УрФУ.

Таким образом, с помощью нового эжектора можно отсасывать из конденсатора воздух при расходе 150 кг/ч (0.042 кг/с). Необходимо отметить, что в указанных условиях эксплуатации эжектор поддерживал давление в конденсаторе ниже нормативного.

На рис. 5 приведены установившиеся значения давлений пара в конденсаторе и на всасе эжектора, которые соответствуют расходам дополнительного воздуха, подаваемого в конденсатор че-

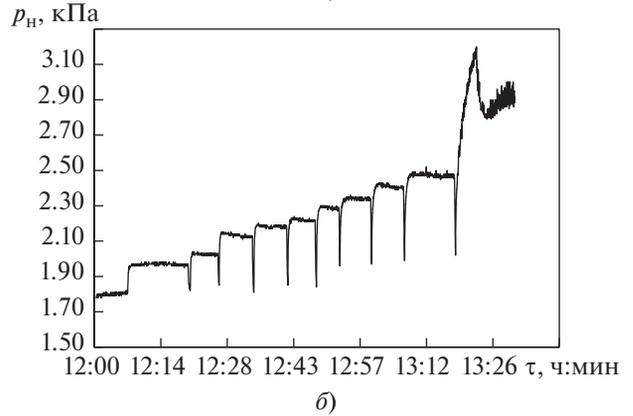
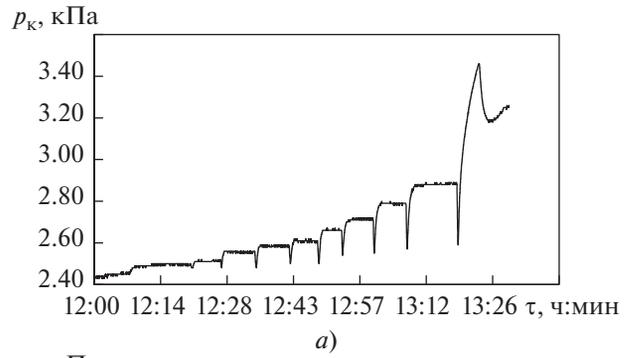


Рис. 4. Зависимость давления пара в конденсаторе (а) и на всасе эжектора (б) от времени τ

рез калиброванные шайбы. При изменении суммарных присосов воздуха от 48 до 150 кг/ч давление в конденсаторе изменялось от 2.41 до 2.87 кПа , а давление на всасе эжектора — от 1.84 до 2.47 кПа . На рисунке видно, что разность между давлением в конденсаторе и давлением на всасе эжектора $\Delta p = p_k - p_n$ при увеличении присосов воздуха сокращается, что вызвано не только снижением скорости движения паровоздушной смеси в трубопроводе отсоса из конденсатора вследствие возрастания плотности смеси, но и уменьшением количества пара в отсасываемой из конденсатора смеси. Последнее было подтверждено оценкой, выполненной по измеренным значениям температуры смеси.

На рис. 6 приведены зависимости разности давлений в конденсаторе $\Delta p_k = p_k - p_{к0}$ и на всасе эжектора $\Delta p_n = p_n - p_{н0}$ (здесь $p_{к0}, p_{н0}$ — исходное давление в конденсаторе и на всасе эжектора) после замены очередной калиброванной шайбы от расхода воздуха при исходном значении присосов 48 кг/ч (0.013 кг/с). На рисунке видно, что увеличение разности давлений на всасе эжектора линейно зависит от расхода воздуха, при этом разность давлений в конденсаторе возрастает по экспоненциальному закону:

$$\Delta p_n \sim b_1 G_b; \tag{4}$$

$$\Delta p_k \sim b_2 \exp(G_b), \tag{5}$$

где b_1, b_2 — экспериментальные коэффициенты.

Таким образом, для эжектора прирост разности давлений, а для конденсатора относительный прирост разности давлений пропорциональны увеличению присосов воздуха:

$$\delta \Delta p_n \sim \delta G_B; \quad (6)$$

$$\frac{\delta \Delta p_k}{p_k} \sim \delta G_B. \quad (7)$$

На практике экспоненциальная природа зависимости функции от ее аргумента означает, что при некоторых относительно небольших приростах присосов воздуха в конденсатор может происходить резкий скачок давления в нем, что подтверждается данными на рис. 4. Это явление особенно ярко выражено для больших значений присосов воздуха, так как именно в этих режимах даже незначительный прирост может стать причиной “срыва вакуума” в конденсаторе вследствие перехода эжектора в допредельный режим и резкого возрастания давления паровоздушной смеси на всасе эжектора [11].

Особый интерес представляет динамика взаимодействия системы конденсатор – эжектор при впуске воздуха в конденсатор. С использованием трендов изменения давления, полученных в ходе испытаний, были оценены скорости подъема разности давлений в эжекторе и конденсаторе $\omega = \Delta p / \Delta \tau$, где Δp – разность между давлением при увеличенных и исходных присосах воздуха; $\Delta \tau$ – интервал времени, за который давление стабилизируется.

На рис. 7 представлена схема оценки скорости подъема разности давлений. Принято, что на участке 2–3 давление изменяется не более чем на 1%.

На рис. 8 приведены зависимости скорости подъема разности давлений в эжекторе ω_n и конденсаторе ω_k от расхода воздуха в конденсатор, которые существенно различаются. Значение ω_k во всем диапазоне изменения расхода воздуха не превышает 0.01 кПа/с и близко к погрешности измерений. Значение ω_n существенно больше, линейно возрастает в зависимости от количества впускаемого воздуха и составляет 0.015–0.060 кПа/с. Такое различие может быть связано с объемами аппаратов (конденсатор, охладитель эжектора). На рисунке видно также, что при $G_B \approx 120$ кг/ч (0.033 кг/с) зависимость $\omega_n = f(G_B)$ изменяется скачком. По мнению авторов, это объясняется уменьшением объемной производительности эжектора (увеличение коэффициента a), что соответствует данным, представленным на рис. 2, 3.

Учитывая линейный характер скорости подъема разности давлений на всасе эжектора, можно записать

$$\frac{\delta \omega_n}{\delta G_B} = \frac{\delta \Delta p_n}{\delta G_B \Delta \tau} = \text{const} \rightarrow \frac{\delta \Delta p_n}{\delta G_B} = \text{const} \Delta \tau, \quad (8)$$

где const определяется по углу наклона характеристики $\omega_n = f(G_B)$.

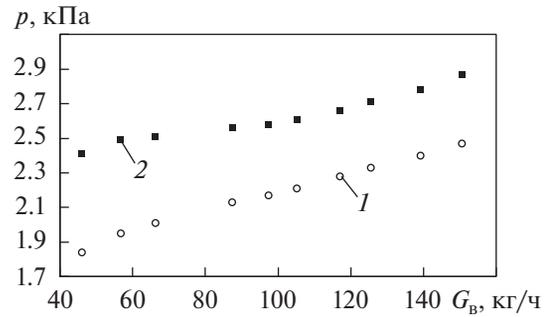


Рис. 5. Стационарные значения давлений на всасе эжектора (1) и в конденсаторе (2) в зависимости от присосов воздуха

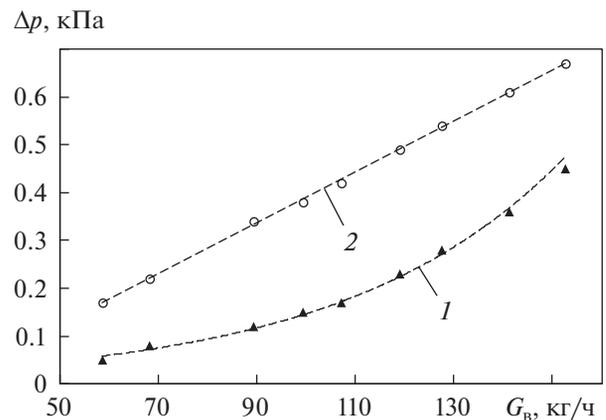


Рис. 6. Зависимость разности давлений в конденсаторе (1) и эжекторе (2) от расхода воздуха при исходных присосах воздуха 48 кг/ч (0.013 кг/с)

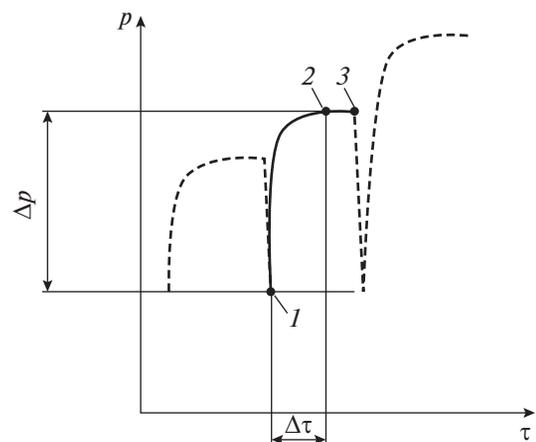


Рис. 7. Схематичное изображение участка тренда изменения давления Δp для расчета скорости его подъема за время $\Delta \tau$.

1 – начало участка стабилизации (момент впуска воздуха в конденсатор через калиброванную шайбу); 2 – конец участка стабилизации ($\Delta p / \Delta \tau = 0$); 3 – закрытие крана, через который впускался воздух

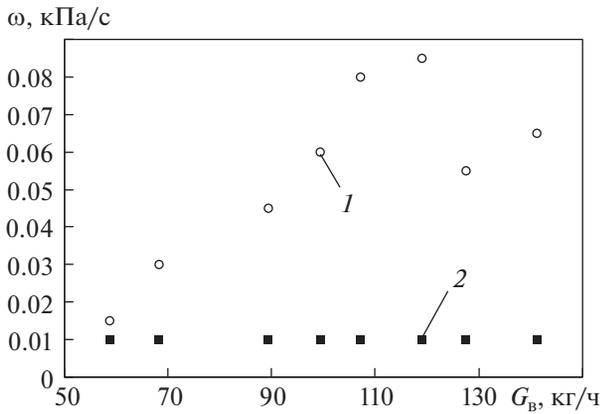


Рис. 8. Зависимость скорости подъема разности давлений в эжекторе (1) и конденсаторе (2) от расхода воздуха

Из выражения (1) следует, что для характеристики эжектора, работающего на ПВС, прирост давления на его всасе пропорционален приросту расхода воздуха

$$\frac{\delta p_n}{\delta G_b} = a, \quad (9)$$

поэтому согласно (8)

$$\Delta \tau = \frac{a}{\text{const}}. \quad (10)$$

Учитывая, что в выражении (1) $a = \text{const}$, для (10) можно получить $\Delta \tau = \text{const}$. Таким образом, время стабилизации эжектора при работе на паровоздушной смеси определяется только его объемной производительностью и не зависит от расхода воздуха.

Оценку времени стабилизации выполняли косвенным и прямым методами. В первом случае $\Delta \tau$ рассчитывали по (10) с использованием данных рис. 3, 8 (получены соответственно значения $\frac{\delta \omega_n}{\delta G_b}$ и a). Во втором случае $\Delta \tau$ оценивали по методу, показанному на рис. 7, и данным рис. 4, 6. Значения времени стабилизации, полученные этими методами, хорошо согласуются между собой и составляют $\Delta \tau = 13 \pm 3$ с.

Для конденсатора, как следует из рис. 8, скорость повышения давления при увеличении присосов воздуха постоянна. С учетом того что $\Delta p_k = \omega_k \Delta \tau$, $\omega_k = \text{const}$, разность давлений пара в конденсаторе относительно исходного давления при повышении присосов воздуха пропорциональна времени стабилизации режима:

$$\Delta p_k = \text{const} \Delta \tau. \quad (11)$$

С учетом данных рис. 6 интервал времени выхода конденсатора на стационарный режим экспоненциально зависит от присосов воздуха

$$\Delta \tau \sim \exp(G_b). \quad (12)$$

Необходимо отметить, что для диагностирования неисправностей вакуумной системы и управления режимом паротурбинной установки целесообразно использовать не столько давление в конденсаторе, сколько давление на всасе эжектора. Эжектор реагирует на присосы воздуха намного быстрее, чем конденсатор. Это значит, что в некоторых режимах у оперативного персонала в запасе может оказаться несколько минут для принятия мер по устранению неисправности либо включения в работу резервного эжектора, что в определенных ситуациях может сыграть решающую роль в восстановлении нормальной эксплуатации энергоблока. В различных отраслях промышленности, где в аппаратах большого объема вакуум создается и поддерживается эжекторами, контроль давления осуществляется как на входе первой ступени эжектора, так и в самом аппарате. Этот факт подтверждает эффективность предложенного авторами подхода к контролю давления в конденсаторе паровых турбин ТЭС.

ВЫВОДЫ

1. При значениях присосов воздуха 150 кг/ч (0.042 кг/с) в конкретных условиях эксплуатации применение нового эжектора ЭПО-3-12 УрФУ обеспечило давление в конденсаторе ниже нормативных значений.

2. При увеличении присосов воздуха в исследуемую вакуумную систему с турбиной типа К-210-12.8 разность давлений при исходных и суммарных присосах воздуха на всасе эжектора изменяется по линейному закону, а в конденсаторе — по экспоненте.

3. Скорость подъема давления на всасе эжектора повышается при увеличении количества впускаемого в конденсатор воздуха. Время стабилизации давления при этом остается примерно одинаковым. Однако скорость подъема давления в конденсаторе не зависит от количества впускаемого воздуха, а время стабилизации повышается с увеличением количества впускаемого воздуха по экспоненте.

4. Для диагностирования неисправностей вакуумной системы при управлении режимом паротурбинной установки рекомендуется вывести на щит управления параметр — давление на всасе эжекторов. Датчик давления предлагается установить на общем трубопроводе подвода паровоздушной смеси к эжектору. Исследования динамических характеристик системы конденсатор — эжектор позволят усовершенствовать защиту турбины по одному из параметров — вакууму.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шемпелев А.Г., Иглин П.В. Мероприятия по улучшению деаэрации основного конденсата в конденсаторах паротурбинных установок // Надежность и безопасность энергетики. 2016. № 3 (34). С. 66–70.
2. Оптимизация параметров высокоэффективного конденсатора пара из парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов / О.О. Мильман, А.Ю. Картуесова, В.С. Крылов, К.Б. Минко, А.В. Птахин // Теплоэнергетика. 2021. № 12. С. 62–67.
<https://doi.org/10.1134/S0040363621120067>
3. Особенности разработки и функционирования многоступенчатых пароструйных эжекторов / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Н.В. Желонкин, Д.В. Брезгин, А.Л. Демидов, Д.Ю. Балакин // Теплоэнергетика. 2023. № 4. С. 5–15.
<https://doi.org/10.56304/S004036362304001X>
4. Фрагин М.С., Новоселов В.Б. О влиянии объемов пара и воды в регенеративных и сетевых подогревателях на работу паровой турбины при сбросе нагрузки // Электрические станции. 2011. № 2. С. 24–31.
5. Фрагин М.С. Регулирование и маслоснабжение паровых турбин. Вопросы проектирования, наладки и эксплуатации. СПб.: Коста, 2011.
6. Анализ возможности заброса влаги в турбину из смешивающего ПНД при аварийном сбросе нагрузки турбоустановки / М.А. Готовский, Ю.Г. Сухорук, В.Ф. Ермолов, Н.Н. Трифонов // Надежность и безопасность энергетики. 2013. № 4 (23). С. 50–58.
7. РД 34.30.302-87. Методические указания по наладке и эксплуатации пароструйных эжекторов конденсационных установок турбин ТЭС и АС. М.: Минэнерго СССР, 1990.
8. Расходомерное устройство для вакуумной системы паровой турбины / К.Э. Аронсон, Н.В. Желонкин, И.Б. Мурманский, А.Ю. Рябчиков // Турбины и дизели. 2020. № 1 (88). С. 60–62.
9. Балакин Д.Ю., Аронсон К.Э. Определение предельного режима функционирования ступени многоступенчатого пароструйного эжектора с помощью расширенной схемы измерения // XIII семинар вузов по теплофизике и энергетике. Тезисы докл. Н. Новгород, 2023. С. 165–167.
10. Берман Л.Д. Построение эксплуатационных характеристик пароструйных эжекторов по данным испытаний на сухом воздухе // Электрические станции. 1954. № 6. С. 12–16.
11. Федоров В.А., Мильман О.О. Конденсаторы паротурбинных установок. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013.

The Influence of Air Inleakages on the Dynamic Characteristics of the Steam Turbine Unit Condenser–Ejector System

K. E. Aronson^{a, *}, A. Yu. Ryabchikov^a, D. V. Brezgin^a,
D. Yu. Balakin^a, N. V. Zhelonkin^a, and A. L. Demidov^a

^a Ural Federal University (UrFU), Yekaterinburg, 620002 Russia

*e-mail: k.e.aronson@urfu.ru

Abstract—The results obtained from experimental investigations of the dynamic characteristics of a condenser and new ejector are presented. The investigations were carried out at a thermal power plant under the turbine commercial operation conditions using an extended arrangement for measuring the ejector operation parameters and an automated data-acquisition system. The dependences of the ejector’s first stage suction pressure on the dry (atmospheric) air flowrate and the pressure in the condenser and in the ejector’s first stage receiving chamber on the steam-air mixture flowrate during their joint operation are obtained. It is proposed to determine the maximal volumetric throughput of the ejector operating on dry air with using the minimal slope factor as a function of the air flowrate. With an increase of air inleakages into the steam turbine unit vacuum chamber, the pressure difference at the initial and total air inleakages at the ejector suction varies according to a linear law and that in the condenser according to an exponential law. By using the measurement system, the condenser’s and ejector’s dynamic characteristics were determined. It has been found that the pressure growth rate at the ejector suction increases with increasing the amount of air admitted into the condenser. The time taken for the pressure to become stable remains approximately the same. However, the pressure growth rate in the condenser does not depend on the amount of air admitted, and the time taken for the pressure to become stable increases exponentially with increasing the amount of air admitted. For diagnosing the vacuum system malfunctions in controlling the steam turbine unit’s operation mode, it is recommended to provide indication of the ejector suction pressure on the turbine control board. As regards the pressure sensor, it is proposed to install it on the common pipeline supplying steam–air mixture to the ejectors. The investigation of the condenser–ejector system dynamic characteristics will make it possible to improve the turbine vacuum protection, which is one of the turbine protection system components.

Keywords: steam turbine, condenser, multistage steam jet ejector, dynamic characteristics, slope factor, ejector suction, steam-air mixture, dry air