

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТКИ И ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ
МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

© 2023 г. К. Э. Аронсон^а, *, А. Ю. Рябчиков^а, Н. В. Желонкин^а, Д. В. Брезгин^а,
А. Л. Демидов^а, Д. Ю. Балакин^а

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

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

Поступила в редакцию 08.09.2022 г.

После доработки 12.10.2022 г.

Принята к публикации 26.10.2022 г.

Представлены результаты исследований геометрических характеристик многоступенчатых пароструйных эжекторов. Проанализированы различные подходы специалистов заводов-изготовителей к оптимизации конструкций многоступенчатых эжекторов с учетом степеней повышения давления и критических диаметров сопел по ступеням эжектора. Выявлено, что подход к распределению геометрических и технологических параметров, таких как диаметры сопел и камер смешения, а также квадраты их отношений по ступеням эжектора для теплофикационных и конденсационных турбин может быть различным. Для эжекторов теплофикационных турбин диаметры критических сечений сопел уменьшаются при возрастании номера ступени, для конденсационных – увеличиваются. Показано, что в многоступенчатых эжекторах имеется связь между распределением расходов пара по ступеням и основным геометрическим параметром, характеризующим отношение площади сечения цилиндрической части камеры смешения и критического сечения сопла. Представлены результаты испытаний разработанных авторами трех- и двухступенчатого эжекторов с выносными охладителями. Основной трехступенчатый эжектор установлен в схеме отсоса паровоздушной смеси из конденсатора турбины, двухступенчатый эжектор с предвключенным охладителем предназначен для отсоса воздуха из теплофикационной установки турбины. Эжектор теплофикационной установки включен в линию основного конденсата после эжекторов. Отвод конденсата пара из эжектора производится в конденсатосборник первого подогревателя сетевой воды. Многоступенчатые эжекторы оснащены расширенной системой измерения давления по тракту паровоздушной смеси: в приемной камере, после диффузора и в промежуточном охладителе. Показано, что в охладителях (между диффузором ступени и приемной камерой следующей ступени) эжекторов наблюдается повышение давления паровоздушной смеси, которое нельзя объяснить очевидным диффузорным эффектом – возрастанием давления при торможении потока. При анализе режимов работы многоступенчатых эжекторов выявлена особенность их саморегулирования с возможностью уменьшения степени сжатия паровоздушной смеси в одной из ступеней.

Ключевые слова: многоступенчатые эжекторы, геометрические характеристики, перепад давления, конденсатор, камера смешения, охладитель, паровоздушная смесь

DOI: 10.56304/S004036362304001X

В последние годы существенно возрос интерес к разработке струйных насосов – эжекторов. Это связано с использованием данных устройств в различных преобразователях энергии, таких как топливные элементы, химические реакторы, холодильные, солнечные и нефтеперерабатывающие установки и др. Основные тенденции в исследованиях эжекторов можно найти в обзоре [1], в котором представлен анализ 48 работ, опубликованных в 2019 г. в журнале Energy (Elsevier). Большинство из них посвящено современным

вычислительным и экспериментальным исследованиям сложных газодинамических и тепломассообменных процессов, происходящих в струйном аппарате.

При разработке многоступенчатых пароструйных эжекторов, в которых рабочий пар и пар из отсасываемой паровоздушной смеси (ПВС) конденсируется в промежуточных и конечном охладителях, возникают дополнительные проблемы с распределением расчетных перепадов давления между ступенями и функционированием охлади-

телей. Принято, что распределение перепадов давления оптимизируется по минимальному суммарному расходу рабочего пара на эжектор [2]. Однако представленные далее результаты экспериментальных исследований многоступенчатых пароструйных эжекторов свидетельствуют о том, что при таком подходе появляется ряд неопределенностей.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Анализ конструктивных характеристик многоступенчатых эжекторов, которыми оснащены паротурбинные установки отечественных ТЭС, проводится с использованием стандартных расчетных методов, изложенных во многих публикациях [2–5]. В соответствии с представлениями о предельных режимах работы эжектора [2, 3, 5] в конфузурной части камеры смешения формируется “эффективное сечение” (рис. 1), в котором инжектируемый поток достигает скорости звука. От площади этого сечения зависит количество газа, подсосываемого рабочим потоком, а от его расположения — предельное противодавление ступени.

Однако численные расчеты слоя смешения рабочего и инжектируемого потоков показали, что в действительности такого сечения не существует [6]. В слое смешения скорость инжектируемого потока неравномерная: около стенки камеры смешения она близка к нулю, а вблизи центра струи рабочего тела — сверхзвуковая. Крайне сложно определить границу между струей рабочего потока и инжектируемой средой. Несмотря на вышесказанное, использование “эффективного сече-

ния” в расчетах эжекторов позволяет получать удовлетворительные результаты, согласующиеся с данными экспериментальных исследований.

Условный геометрический параметр μ , позволяющий определить положение “эффективного сечения”, рассчитывается по формуле

$$\mu = F_{\text{эф}} / F_{\text{ц}},$$

где $F_{\text{эф}}$ — площадь “эффективного сечения”; $F_{\text{ц}}$ — площадь сечения цилиндрической части камеры смешения.

Значения μ принимаются согласно рекомендациям [2] в диапазоне от 1.0 до 1.5.

Для определения значения μ выполнен анализ результатов испытаний 17 серийных эжекторов, изготовленных различными заводами и установленных на турбинах мощностью от 50 до 500 МВт: ЭП-3-2 (УТЗ), ЭП-3-3 (УТЗ), ЭП-3-600 (ЛМЗ), ЭП-3-700 (ЛМЗ), ЭП-3-750 (ЛМЗ), ЭП-3-25/75 (ХТЗ), ЭП-3-50/150 (ХТЗ). В условиях промышленной эксплуатации на ТЭС проведены испытания эжекторов и получены их характеристики: зависимости давления всасывания от расхода инжектируемой смеси на “сухом” (атмосферном) воздухе.

При обобщении результатов промышленных испытаний для исследованных эжекторов выполнен поверочный расчет по разработанной в соответствии с [2, 5] уточненной методике [7]. Для первых ступеней многоступенчатого эжектора определены значения μ , при которых рабочие характеристики эжектора, полученные в процессе испытаний, совпадают с характеристиками, установленными при поверочном расчете. Согласно результатам анализа, серийные эжекторы каждого завода-изготовителя характеризуются кон-

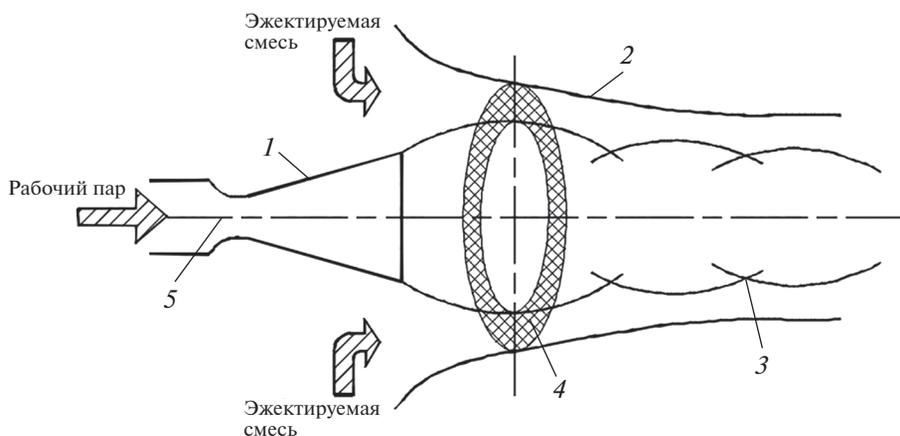


Рис. 1. Эффективная площадь, формируемая в эффективном сечении конфузурной части камеры смешения струйного аппарата.
1 — сопло; 2 — камера смешения; 3 — струя рабочего тела; 4 — эффективная площадь (сечение); 5 — критическое сечение сопла

Таблица 1. Геометрические характеристики первой ступени эжекторов

Эжектор (завод-изготовитель)	Коэффициент μ	Основной геометрический параметр F^*
ЭП-3 (УТЗ)	1.35	31
ЭПО-3-135 (УТЗ)	1.50	31
ЭП-3-700М (ЛМЗ)	1.35	23
ЭП-3-25/75 (ХТЗ)	1.00	66
ЭП-3-50/150 (ХТЗ)	1.10	71

кратными значениями параметра μ (табл. 1). При этом, например, у эжекторов ЭП-3-2 и ЭП-3-3 Уральского турбинного завода $\mu = 1.35$, а у ЭПО-3-135 и ЭПО-3-200, разработанных УТЗ позднее, $\mu = 1.5$.

Различие в значениях коэффициента μ для эжекторов заводов – изготовителей турбин: УТЗ, ЛМЗ и ХТЗ – связано с соотношением геометрических характеристик аппаратов и, следовательно, с соотношением перепадов давления и расходов рабочего пара по их ступеням. Значение коэффициента μ связано также с основным геометрическим параметром эжектора F^* , представляющим собой отношение площади сечения

цилиндрической части $F_{ц}$ камеры смешения и критического сечения $F_{кр}$ сопла (см. рис. 1):

$$F^* = F_{ц} / F_{кр}.$$

Известно, что выбор большего значения F^* приводит к увеличению коэффициента инжекции, но к снижению перепада давления в ступени [2, 5].

В табл. 1 представлены значения параметра F^* для первых ступеней эжекторов различных заводов-изготовителей. Из таблицы следует, что при большем значении F^* значение μ уменьшается и составляет 1.0–1.1, т.е. “эффективное сечение” приближается к цилиндрической части камеры смешения. Заводами-изготовителями при проектировании эжекторов выбраны следующие соответствия между геометрическими параметрами эжектора: при $F^* = 25–35$ коэффициент $\mu = 1.35–1.50$, при $F^* = 60–70$ коэффициент $\mu = 1.1–1.0$. В дополнение к сказанному можно отметить, что параметр μ характеризует распределение давления по тракту многоступенчатого эжектора: чем выше значение μ , тем больше перепад давления в ступени и в последующих ступенях перепад давления меньше.

Интересно проследить связь между геометрическими характеристиками эжекторов и диаметрами критических сечений сопел по ступеням. В результате обобщения геометрических параметров 24 серийных многоступенчатых эжекторов разных типоразмеров выявлено, что на каждом

Таблица 2. Геометрические характеристики ступеней эжекторов

Эжектор (завод-изготовитель)	Ступень	Диаметр критического сечения сопла, мм	Основной геометрический параметр ступени F^*
ЭП-3-2 (ЭП-3-3), ЭПО-3-135 (УТЗ)	Первая	12.0	31
	Вторая	12.0	13
	Третья	10.4	7
ЭП-3-700 (ЭП-3-750) (ЛМЗ)	Первая	13.5	23
	Вторая	11.2	9
	Третья	10.0	7
ЭП-3-25/75 (ХТЗ)	Первая	9.0	66
	Вторая	12.4	20
	Третья	15.6	5
ЭПО-3-150 (ХТЗ)	Первая	13.5	71
	Вторая	19.5	19
	Третья	22.0	5
ЭО-50 (КТЗ)	Первая	8.00	4.9
	Вторая	9.45	2.5

заводе-изготовителе имеется своя стратегия увеличения или уменьшения диаметров критических сечений сопл от первой ступени эжектора к последней. Для примера в табл. 2 приведены диаметры сопл нескольких многоступенчатых эжекторов разных заводов-изготовителей и основные геометрические параметры каждой ступени.

Согласно приведенным в табл. 2 данным, во всех эжекторах УТЗ, а также в аппаратах ЛМЗ, работающих при низких параметрах рабочего пара ($p_n = 0.5$ МПа), диаметры критических сечений сопл от первой ступени к последней уменьшаются, тогда как у эжекторов ХТЗ и большинства аппаратов КТЗ диаметры критических сечений сопл от первой ступени к последней увеличиваются.

Перепады же давления от первой ступени к последней уменьшаются у эжекторов УТЗ и ЛМЗ. Эти эжекторы характеризуются малым значением основного геометрического параметра F^* первой ступени, что соответствует рекомендациям [2, 5]. У аппаратов ХТЗ с большим значением F^* первой ступени перепады давления от первой ступени к последней, напротив, возрастают.

Необходимо отметить, что для УТЗ, выпускающего главным образом теплофикационные турбины, выбор большего значения перепада давления первой ступени, возможно, связан с высокой температурой основного конденсата и повышенным значением давления в охладителе первой ступени эжектора при работе турбины в режиме с “ухудшенным вакуумом”.

Эжекторы с большим значением F^* первой ступени используются в турбинах конденсационного типа, на экономичность которых большое влияние оказывает вакуум в конденсаторе, причем более существенное, чем на экономичность теплофикационных турбин. Необходимо отметить, что повышение степени сжатия от первой ступени к последней может приводить к увеличению расхода пара на эжектор. Выбор той или иной стратегии в конструировании эжектора должен определяться не только исходными данными по создаваемому разрежению и производительности, но и типом турбины, на которую данный эжектор устанавливается. Важно подчеркнуть, что на ХТЗ – производителе конденсационных турбин – выбран вариант распределения степеней сжатия, который соответствует минимальному давлению в конденсаторе, а на УТЗ – производителе преимущественно теплофикационных турбин, для которых глубина вакуума в конденсаторе менее важна, – принято обратное распределение степеней сжатия, позволяющее эжектору функционировать при повышенных температурах основного конденсата на входе в эжектор. При анализе рабочих ха-

рактеристик эжекторов, как указанных в паспорте изделия, так и полученных в процессе промышленных испытаний, подтверждено более глубокое давление всасывания у эжекторов производства ХТЗ.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Авторами накоплен значительный опыт разработки, модернизации и испытаний многоступенчатых пароструйных эжекторов в условиях эксплуатации на ТЭС. К настоящему времени модернизировано и установлено 164 новых эжектора на 32 ТЭС. Для получения экспериментальных данных использовались электронные датчики измерения абсолютных и относительных давлений. Максимальная погрешность приборов, согласно тарифовке, не превышала 0.21%. Применялись датчики абсолютных давлений с верхними пределами шкалы 14, 40, 63, 100 кПа. Максимальные абсолютные погрешности определения давления пара составляли от 0.03 до 0.20 кПа. Для измерения давления рабочего пара эжекторов устанавливали контрольные или образцовые пружинные манометры с классом точности от 0.25 до 0.50. Для измерения температур использовали термометры



Рис. 2. Общий вид трехступенчатого эжектора с выносными охладителями

сопротивления класса допуска B с абсолютной погрешностью, определяемой по выражению $\Delta t = \pm 0.3 + 0.005t$, °C.

На рис. 2 приведена типовая конструкция эжекторов с выносными охладителями, разработанная авторами настоящей статьи [8, 9]. Применение выносных охладителей позволяет избавиться от возможных перетоков паровоздушной смеси между ступенями многоступенчатых эжекторов с размещением всех ступеней и охладителей в одном корпусе.

В эжекторе реализовано несколько современных технических решений. Он оснащен узлом, который при настройке дает возможность изменять осевое расстояние — между выходным сечением сопла и входным сечением камеры смешения (конфузора). В целях повышения коррозионной стойкости и долговечности элементов эжектора камера смешения первой ступени, как и сопла всех ступеней, выполнена из нержавеющей стали. В охладителях эжектора использованы трубки также из нержавеющей стали, а для компенсации снижения теплопроводности материала они сделаны профилированными [10]. Представленный на рис. 2 трехступенчатый эжектор ЭПО-3-80 применяется в качестве основного эжектора турбины.

Для схемы подогрева сетевой воды теплофикационной турбины разработан и установлен в схеме турбины двухступенчатый эжектор ЭПО-2-80 [9, 11]. Для повышения эффективности он оснащен предвключенным охладителем. По основному конденсату (ОК) эжектор схемы подогрева сетевой воды включен после основных эжекторов турбины. Сброс дренажа пара из эжектора производится в конденсатосборник ПСГ-1 турбины.

На рис. 3 приведена схема включения эжектора системы подогрева сетевой воды [12]. Включение эжектора ЭПО-2-80 по охлаждающей воде в линию ОК, а не в линию обратной сетевой воды позволяет обеспечить независимость работы эжектора от теплофикационной нагрузки турбины. При сливе дренажа пара из охладителей эжектора в конденсатосборник ПСГ-1, а не в конденсатор можно, по расчетам, снизить расходы на собственные нужды для турбины Т-100/120-12.8 примерно на 2.5 кВт.

Необходимо отметить, что при использовании дополнительного эжектора для отсоса воздуха из подогревателей сетевой воды усложняется технологическая схема паротурбинной установки, увеличивается количество установленного и обслуживаемого оборудования. Решение о реализации такой схемы должно приниматься с учетом конкретных особенностей каждой турбоустановки на ТЭС на основе технико-экономического анализа.

При разработке эжекторов с выносными охладителями запроектирована расширенная схема измерений. На рис. 4 в качестве примера приведена схема измерений, реализованная на эжекторе ЭПО-3-80, установленном на турбине Т-100/120-12.8. Предусмотрено измерение давлений в приемных камерах эжекторов, после диффузоров, в средней части охладителей, температур основного конденсата на входе и выходе охладителей эжектора, а также расходов воздуха на выходе из эжектора с помощью разработанного авторами расходомерного устройства [13].

Испытания эжекторов с выносными охладителями позволили выявить некоторые особенности, характерные для работы многоступенчатых пароструйных эжекторов.

На рис. 5 приведена схема изменения давления по тракту трехступенчатого эжектора. Участки, связанные с камерами смешения ступеней, обозначены вертикальными стрелками. В камерах смешения, включая диффузорную часть, происходит сжатие паровоздушной смеси и, следовательно, повышение давления (от $p_{н1,2,3}$ до $p_{д1,2,3}$). Также небольшое увеличение давления наблюдается от сечения за диффузором каждой ступени до приемной камеры следующей ступени (например, от $p_{д2}$ до $p_{н3}$). Характер изменения давления в охладителе виден на участке первой ступени. Давление ПВС между выходом из диффузора первой ступени до середины охладителя первой ступени (от $p_{д1}$ до $p_{т1}$) существенно возрастает, а затем к приемной камере второй ступени падает (от $p_{т1}$ до $p_{н2}$).

На рис. 6 в качестве примера приведены результаты измерений разности давлений после диффузора и в приемной камере следующей ступени ($p_{ди} - p_{ни+1}$). Обращает на себя внимание тот факт, что эта разность давлений отрицательна (-2.5 кПа), т.е. давление возрастает от выхода диффузора до приемной камеры следующей ступени. Указанная разность давлений уменьшается при увеличении присосов воздуха. На рисунке видно, что разность давлений ($p_{д1} - p_{н2}$) близка к нулю при расходах воздуха $G_b \geq 80$ кг/ч. На некоторых испытанных эжекторах для присосов воздуха почти равных номинальным значениям разность давлений становилась положительной.

На рис. 7 представлена разность давлений за диффузором и в теплообменнике первой ступени ($p_{д1} - p_{т1}$). Она достаточно высока и достигает -6.5 кПа. При увеличении давления рабочего пара разность давлений ($p_{ди} - p_{ни+1}$) по модулю также возрастает.

Интересно отметить, что ($p_{д1} - p_{н2}$) почти не зависит от температуры основного конденсата на входе в эжектор, несмотря на то что давления

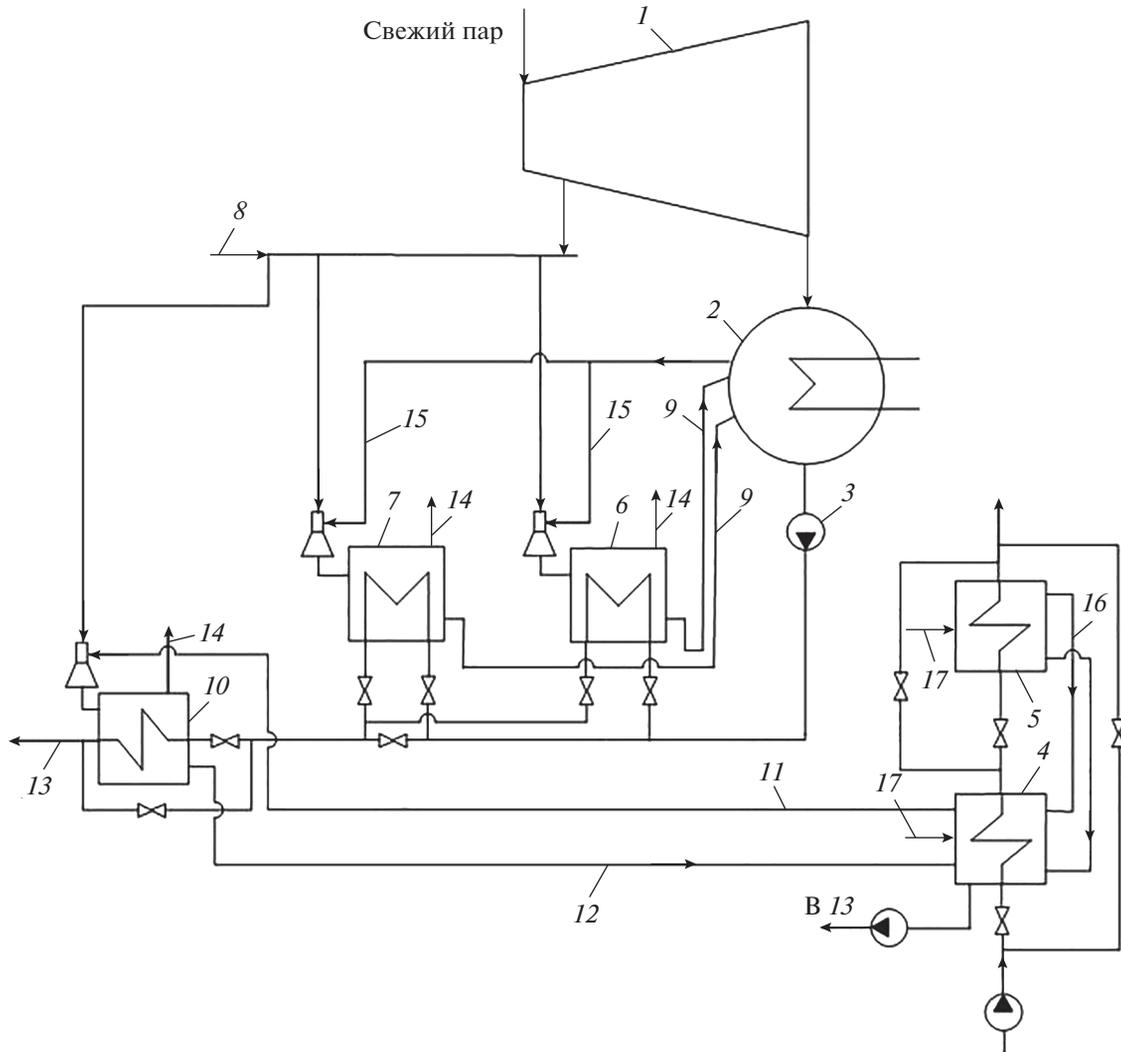


Рис. 3. Схема включения эжектора подогревателей сетевой воды.

1 – паровая турбина теплофикационной паротурбинной установки (ПТУ); 2 – конденсатор турбины; 3 – насос; 4, 5 – подогреватели сетевой воды горизонтальные ПСГ-1 и ПСГ-2; 6, 7 – основные эжекторы турбины для отсоса паровоздушной смеси из конденсатора турбины; 8 – линия подачи пара на эжекторы от общестанционного коллектора; 9 – линии отвода конденсата пара из основных эжекторов турбины в конденсатор турбины; 10 – эжектор подогревателей сетевой воды; 11 – линия отсоса паровоздушной смеси из подогревателей сетевой воды; 12 – линия отвода конденсата пара из эжектора подогревателей сетевой воды; 13 – линия основного конденсата; 14 – отвод воздуха (паровоздушной смеси) из эжекторов в атмосферу; 15 – линия отсоса паровоздушной смеси из конденсатора турбины в основные эжекторы турбины; 16 – линия отвода паровоздушной смеси из ПСГ-2 в ПСГ-1; 17 – линия подвода пара в подогреватели сетевой воды

паровоздушной смеси на входе во вторую ступень ($p_{н2}$), за диффузором первой ступени ($p_{д1}$) и в охладителе первой ступени ($p_{д1}$) при увеличении температуры основного конденсата возрастают. Далее по тракту эжектора температура основного конденсата на входе в охладители не оказывает влияния на давление паровоздушной смеси.

Объяснить повышение давления в некоторых элементах проточной части многоступенчатого эжектора вне пределов камер смешения (диффузоров) довольно затруднительно. Так, проводя

оценку роста давления вследствие охлаждения потока и остаточного его торможения по известной скорости паровоздушной смеси на выходе из диффузора, можно учесть лишь около 20% увеличения давления. Одно из возможных объяснений повышения давления связано с его скачком в промежуточном охладителе эжектора, когда среда в нем становится влажной. Пар (паровоздушная смесь), попадая в теплообменник со скоростью 20–40 м/с, срывает с поверхности вертикальных теплообменных трубок стекающую пленку конденсата; кроме того, пар захватывает и разби-

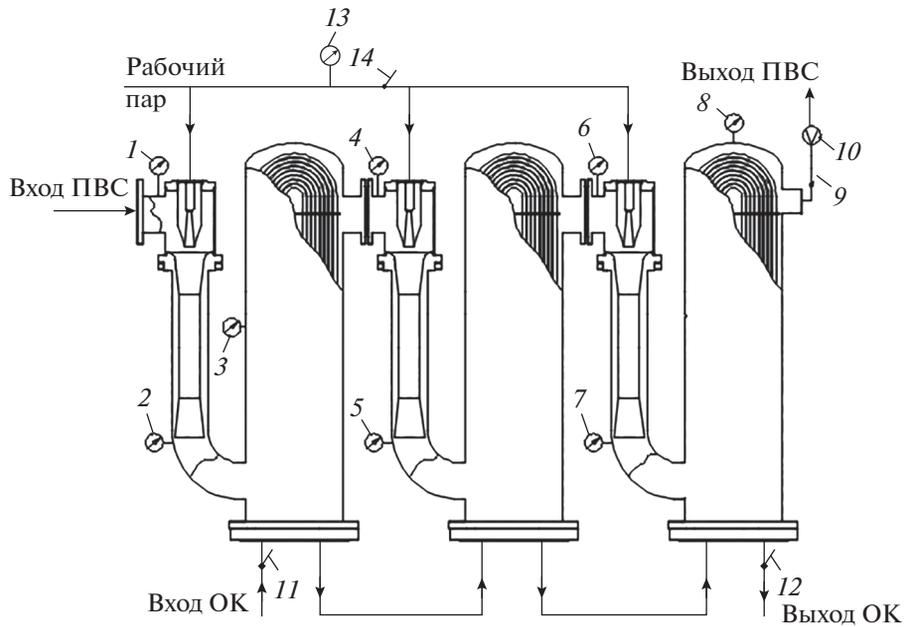


Рис. 4. Схема измерений при испытаниях основного эжектора.

1 – давление на всасе первой ступени; 2 – давление за диффузором первой ступени; 3 – давление ПВС на линии подвода в охладители первой ступени; 4 – давление на всасе второй ступени; 5 – давление за диффузором второй ступени; 6 – давление на всасе третьей ступени; 7 – давление за диффузором третьей ступени; 8 – давление ПВС на линии подвода в охладители третьей ступени; 9 – температура ПВС на выхлопе эжектора; 10 – расход ПВС на выхлопе эжектора; 11 – температура ОК на входе в охладитель эжектора; 12 – температура ОК на выходе из охладителя эжектора; 13 – давление рабочего пара на входе в эжектор; 14 – температура рабочего пара

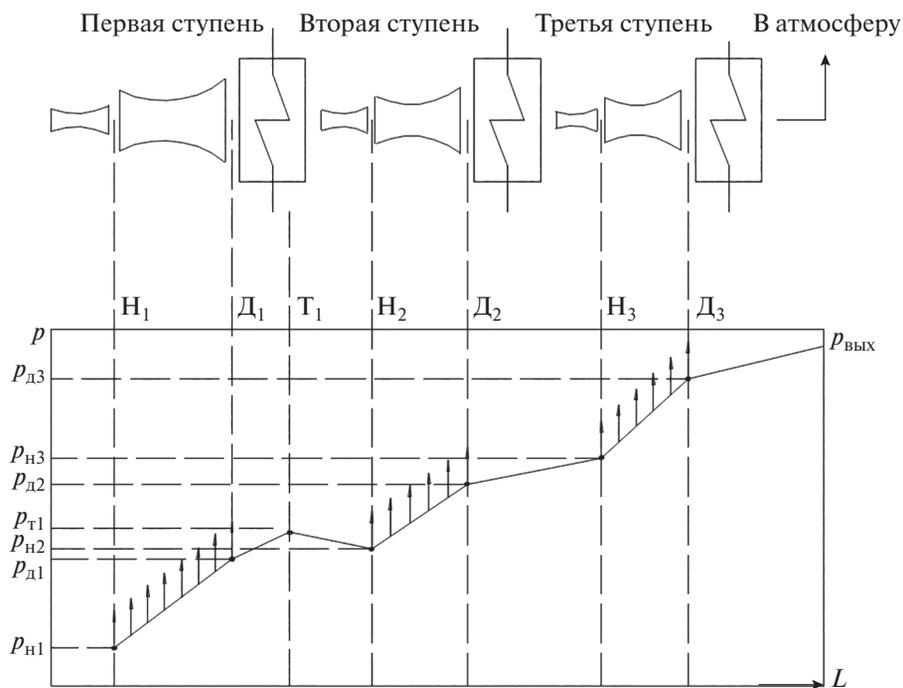


Рис. 5. Распределение давлений по тракту многоступенчатого эжектора.

H_1, H_2, H_3 – приемная камера первой, второй и третьей ступени; T_1 – теплообменник (охладитель); D_1, D_2, D_3 – диффузор первой, второй и третьей ступени; p_{H1}, p_{H2}, p_{H3} – давление в приемной камере первой, второй и третьей ступени; p_{D1}, p_{D2}, p_{D3} – давление за диффузором первой, второй и третьей ступени; p_{T1} – давление в охладителе

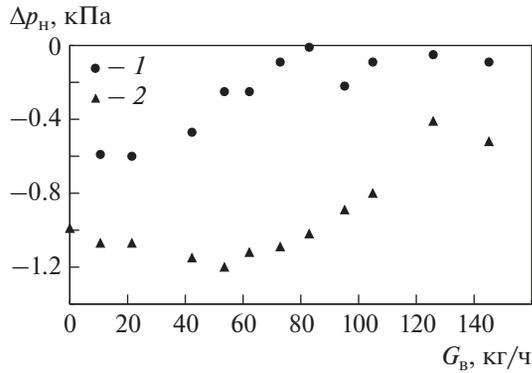


Рис. 6. Разность давлений Δp_n между диффузором и приемной камерой смешения следующей ступени. 1 – $(p_{д1} - p_{н2})$; 2 – $(p_{д2} - p_{н3})$

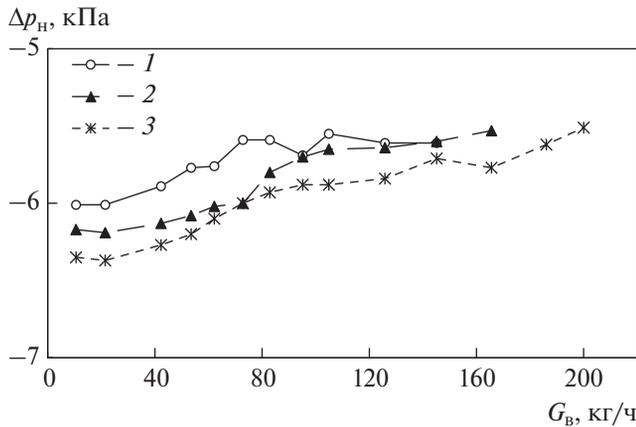


Рис. 7. Разность давлений Δp_n за диффузором первой ступени и в охладителе первой ступени при различных давлениях рабочего пара. p_n , МПа: 1 – 0.5; 2 – 0.62; 3 – 0.7

вает стекающие с промежуточных перегородок капли и струйки жидкости.

Как отмечено в [14], срыв капель с поверхности трубок в пучке при спутном или противоточном движении пара и пленки конденсата начинается при скоростях парового потока 15–20 м/с. При перекрестном движении пара и конденсата срыв пленки наблюдается при прочих равных условиях при скорости пара в 1.2 раза меньшей, чем при соосном движении фаз. В охладителе может образоваться газопароводяная смесь (туман), причем скорость звука в двухфазной среде резко падает [15]. Поток в охладителе становится сверхзвуковым, и при его торможении возникает скачок давления во влажном паре. Расчеты показали, что при степени сухости пара $x \leq 0.09$ и скоростях потока, определяемых по давлению и температуре паровоздушной смеси на выходе из диффузора, в охладителе возможен скачок давления, объясняю-

щий зафиксированный эффект. При этом для образования влажного пара требуется всего до 10% влаги, находящейся на трубках охладителя.

До сих пор не решена задача, весьма важная для разработки многоступенчатых пароструйных эжекторов, – расчет охладителя эжектора. Оценка эффективности охладителя необходима для определения количества ПВС, поступающей в следующую за охладителем пароструйную ступень, т.е. той доли пара, которая конденсируется в охладителе [16]. При проектировании второй и третьей ступеней эжектора принимается [5, 17], что в охладителе конденсируется 95–98% пара из поступающей ПВС. Наиболее полная методика расчета теплообменника с конденсацией ПВС с высоким содержанием неконденсирующихся газов представлена в [5, 18]. Согласно проведенным по этой методике для многих эжекторов вычислениям, весь пар из ПВС, поступающий в охладители, должен сконденсироваться не более чем на 30% площади поверхности охладителя. Иначе говоря, охладитель в соответствии с рекомендуемой методикой, выбирается, как правило, с большим запасом по площади поверхности теплообмена.

Однако анализ показал, что при расчетах охладителей эжекторов не учитываются такие факторы, как перегрев пара относительно температуры насыщения при давлении в охладителе, который приводит к возникновению конвективной зоны на части поверхности теплообмена; пропуск пара помимо трубного пучка вследствие того, что площадь сечения для входа пара в охладитель близка площади сечения выхода из охладителя. Перегрев пара относительно температуры насыщения на входе в эжектор перед соплом может составлять $\Delta t = 100\text{--}150^\circ\text{C}$ и практически соответствовать перегреву рабочего пара перед соплами эжектора.

В [19] предпринята попытка оценить долю пара, конденсирующегося из ПВС в промежуточных охладителях эжекторов. Эта попытка основывалась на определении количества ПВС на входе во вторую ступень эжектора при совпадении экспериментальной и расчетной характеристик ступени. Согласно экспериментальным данным, в охладителе первой ступени конденсировалось от 60 до 80% пара из ПВС. Одновременно проводился расчет охладителя по методике [19]. При этом оценивалась доля площади поверхности теплообмена охладителя, на которой происходит снятие излишек перегрева. Указывалось, что эта доля составляет от 26 до 48% общей поверхности площади теплообмена. В [19] также отмечалась причина расхождения экспериментальной и расчетной оценок доли сконденсировавшегося пара – невозможность учета проскока пара помимо трубного пучка.

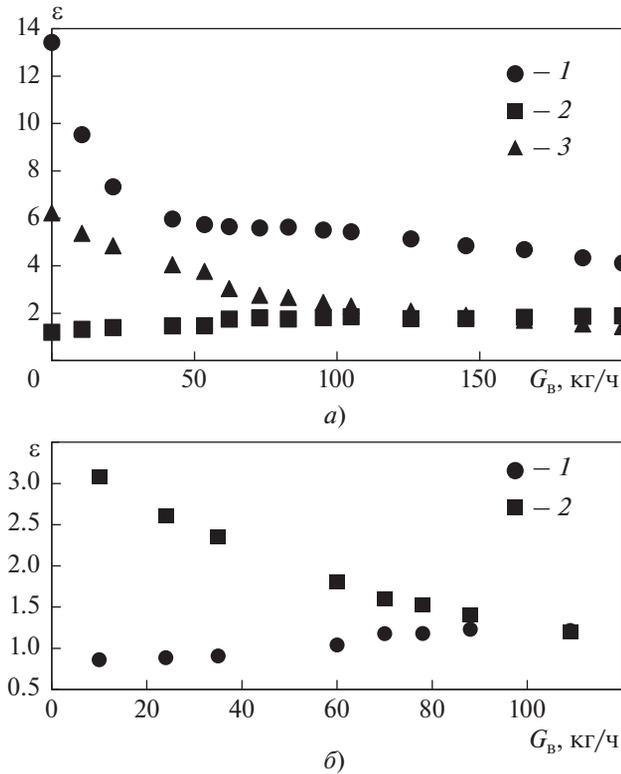


Рис. 8. Зависимость степени повышения давлений ϵ в ступенях трехступенчатого (а) и двухступенчатого (б) эжектора от расхода воздуха G_B .
Ступень: 1 – первая; 2 – вторая; 3 – третья

Дальнейшие эксперименты на различных эжекторах показали, что доля пара, сконденсированного в охладителе, определяемая по экспериментальной характеристике пароструйной ступени, следующей за охладителем [19], может составлять до 90% общего его количества в ПВС.

При расчете многоступенчатого эжектора перепад давления в ступени задают с учетом газодинамического сопротивления промежуточного охладителя. Так, расчет сопротивления охладителя по методике [5] показывает, что это сопротивление составит примерно 50 Па, тогда как вышеприведенные данные свидетельствуют о том, что оно может принимать даже отрицательное значение.

В табл. 3 приведены максимальные значения недогрева воды на выходе из охладителей эжектора

Таблица 3. Недогрев воды в охладителях эжектора

Ступень	Недогрев воды, °С	
	при $t_{1B} = 11^\circ\text{C}$	при $t_{1B} = 32^\circ\text{C}$
Первая	45	20
Вторая	38	42
Третья	60	60

ЭПО-3-80 до температуры насыщения, соответствующей давлению в приемной камере ступени за охладителем. Значения недогрева рассчитаны при получении экспериментальной характеристики эжектора на “сухом” (атмосферном) воздухе при двух температурах воды t_{1B} на входе в охладитель. Высокий недогрев свидетельствует о низкой эффективности данных аппаратов.

В заключение следует отметить особенность работы многоступенчатых пароструйных эжекторов: при малых присосах воздуха в одной из ступеней не происходит сжатие паровоздушной смеси. Эту особенность можно проиллюстрировать рис. 8, а, где приведены степени повышения давлений (отношение давлений на входе в ступени; $\epsilon = p_{i+1}/p_i$) в трехступенчатом эжекторе (ЭПО-3-80), и рис. 8, б – в двухступенчатом эжекторе (ЭПО-2-80). Степень повышения давлений первой ступени трехступенчатого эжектора (см. рис. 8, а) изменяется от 13.5 до 4.0, третьей ступени – от 6.1 до 1.5, а второй ступени эжектора при малых количествах присасываемого воздуха близка к 1 ($\epsilon_2 = 1.2-1.3$). Этот эффект наблюдали при повышенном значении давления рабочего пара $p_p = 0.7$ МПа (номинальное давление рабочего пара $p_{p, \text{ном}} = 0.5$ МПа).

На рис. 8, б видно, что в первой ступени двухступенчатого эжектора при расходе воздуха в эжектор $G_B < 40$ кг/ч степень повышения давлений $\epsilon \leq 1.0$, так как в этой ступени газ не сжимается (двухступенчатый эжектор становится одноступенчатым). Степень повышения давлений во второй ступени изменяется от 3.1 до 1.8. Вся работа по сжатию смеси осуществляется во второй ступени эжектора. Когда присосы воздуха достигают номинальных значений $G_B = 80$ кг/ч, степени повышения давлений первой и второй ступеней эжектора практически совпадают и становятся равными $\epsilon = 1.2$.

ВЫВОДЫ

1. При разработке многоступенчатых пароструйных эжекторов минимальный суммарный расход рабочего пара на эжектор не является единственным критерием, определяющим распределение давления всасывания по ступеням. В зависимости от типа турбины применяются различные способы распределения расхода рабочего пара при возрастании номера ступени. Для теплофикационных турбин расход рабочего пара уменьшается при увеличении номера ступени, для конденсационных, наоборот, повышается.

2. Несмотря на многочисленные исследования процессов, происходящих в конденсирующих теплообменных аппаратах, расчет конденсации

перегретого пара с большим содержанием воздуха при наличии протока паровоздушной смеси через охладитель крайне затруднен. Расчеты промежуточных охладителей эжекторов по известным методикам показывают, что эти аппараты реализованы с большим запасом площади поверхности теплообмена. Однако, согласно экспериментальным данным, в охладителях конденсируется не все количество пара, поступающего с паровоздушной смесью в теплообменник.

3. В многоступенчатом эжекторе давление на выходе из диффузора оказывается ниже, чем в следующем за ним охладителе и струйной ступени. Такое повышение давления нельзя объяснить только динамической составляющей скорости потока, выходящего из диффузора, оно может быть связано со скачками давлений во влажном паре. При некоторых режимах работы многоступенчатых пароструйных эжекторов происходит саморегулирование эжектора, заключающееся в отключении одной из ступеней, степень повышения давления в которой стремится к единице.

4. Имеются значительные перспективы оптимизации характеристик эжекторов при проведении их расчетов и конструировании, несмотря на довольно хорошую изученность струйных насосов и многолетнее использование многоступенчатых пароструйных эжекторов в составе паротурбинных установок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Besagni G.** Ejectors on the cutting edge: The past, the present and the perspective // *Energy*. 2019. V. 170. P. 998–1003.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.214>
2. **Соколов Е.Я., Зингер Н.М.** Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989.
3. **Байков В.С., Васильев Ю.Н.** Сравнение предельных теоретических характеристик сверхзвуковых газовых эжекторов с изобарической и цилиндрической камерами смещения // *Уч. зап. ЦАГИ*. 1983. Т. XIV. № 5. С. 47–57.
4. **Шкловер Г.Г., Мильман О.О.** Исследование и расчет конденсационных установок паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1985.
5. **РД 34.30.105.** Методические указания по расчету и проектированию пароструйных эжекторов конденсационных установок турбин ТЭС и АЭС / ВТИ. М.: Минэнерго СССР, 1985.
6. **The surface roughness effect on the performance of supersonic ejectors / D.V. Brezgin, K.E. Aronson, F. Mazzelli, A. Milazzo** // *Thermophys. Aeromech*. 2017. V. 24. No. 4. P. 553–561.
<https://doi.org/10.1134/S0869864317040060>
7. **Программный комплекс для ЭВМ “Конструкторский и поверочный расчет пароструйных эжекторов” / К.Э. Аронсон, И.Б. Мурманский, Д.В. Брезгин, А.Ю. Рябчиков, А.А. Чубаров, Ю.М. Бродов.** Свид. о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2016611885 РФ. Заявитель и патентообладатель УрФУ. Зарегистрировано в реестре программ для ЭВМ 12.02.2016.
8. **Пат. № 2645635 РФ, МПК F04F 5/30 (2006.01).** Струйный аппарат с изменяемым осевым расстоянием между соплом и камерой смещения / Ю.М. Бродов, В.К. Купцов, А.Ю. Рябчиков, К.Э. Аронсон, И.Б. Мурманский, Н.В. Желонкин, Д.В. Брезгин, С.И. Хаев. Заявитель и патентообладатель УрФУ // Б. И. 2018. № 6.
9. **Пат. № 203733 РФ, МПК F04F 5/22 (2006.01).** Пароструйный эжектор / К.Э. Аронсон, М.В. Боданин, Д.В. Брезгин, А.Л. Демидов, И.Ю. Дубов, Н.В. Желонкин, В.К. Купцов, Ю.В. Махнев, А.Ю. Рябчиков, К.А. Таров. Заявитель и патентообладатель ООО “Башкирская генерирующая компания” // Б. И. 2021. № 11.
10. **Бродов Ю.М.** Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок. 4-е изд., перераб. и доп. Екатеринбург: ООО УИПЦ, 2012.
11. **Модернизация** схемы отсоса неконденсирующихся газов из подогревателей сетевой воды теплофикационных турбин / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Д.В. Брезгин, Н.В. Желонкин, А.Л. Демидов, Д.Ю. Балакин, Ю.В. Махнев, К.А. Таров // *Электрические станции*. 2022. № 7. С. 9–14.
12. **Пат. № 2766653 РФ, МПК F01K 17/02 (2006.01).** Паротурбинная теплофикационная установка / К.Э. Аронсон, М.В. Боданин, Д.В. Брезгин, А.Л. Демидов, И.Ю. Дубов, Н.В. Желонкин, Ю.В. Махнев, А.Ю. Рябчиков, К.А. Таров, В.М. Фрайфельд. Заявитель и патентообладатель ООО “Башкирская генерирующая компания” // Б.И. 2022. № 18.
13. **Расходомерное** устройство для вакуумной системы паровой турбины / К.Э. Аронсон, А.Л. Демидов, Н.В. Желонкин, И.Б. Мурманский, А.Ю. Рябчиков // *Турбины и дизели*. 2020. № 1 (88). С. 60–62.
14. **Жихарев А.С., Мантрова Ю.С.** Влияние скорости на эффективность сепарации капель при частичной конденсации пара в трубном пучке // *Изв. МГТУ МАМИ*. 2014. Т. 3. № 3 (21). С. 49–153.
15. **Абрамович Г.Н.** Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1991.
16. **Shempelev A.G.** Development and approbation of methodology aimed to define the reasons for turbine unit capacity limitation based on the specified mathematical model of its condenser // *Probl. Reg. Energ.* 2021. V. 4. No. 52. P. 79–87.
<https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.08>
17. **Шкловер Г.Г.** Расчет пароструйного эжектора с учетом конденсации пара в промежуточном охладителе // *Энергомашиностроение*. 1968. № 12. С. 19–21.
18. **Берман Л.Д., Фукс С.Н.** Расчет поверхностных теплообменных аппаратов для конденсации пара из паровоздушной смеси // *Теплоэнергетика*. 1959. № 7. С. 74–84.
19. **Анализ** экспериментальных характеристик многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Ю.М. Бродов, Д.В. Брезгин, Н.В. Желонкин, И.Б. Мурманский // *Теплоэнергетика*. 2017. № 2. С. 28–35.
<https://doi.org/10.1134/S0040363617020023>

Features of the Development and Operation of Multistage Steam Jet Ejectors

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

^a *Yeltsin Ural Federal University, Ural Energy Institute, Yekaterinburg, 620002 Russia*

**e-mail: kearonson@urfu.en*

Abstract—The results of studies into geometric characteristics for multistage steam jet ejectors are presented. Various manufacturers' approaches during multistage ejector design optimization are analyzed accounting for the pressure increase levels' distribution and the nozzles' critical diameters of the ejector stages. It was found that, for cogeneration and condensing turbines, an approach to the distribution of geometric and technological parameters over the ejector stages can vary. For cogeneration turbines, the diameters of the nozzles' critical sections decrease with an increase of stage number, while they increase for condensing turbines. It is shown that there is a correlation in multistage ejectors between the distribution of steam flow rates between stages and the main geometric parameter of the ejector's first stage. The test results of three- and two-stage ejectors with outward coolers designed by the authors are presented. The main three-stage ejector is employed in the scheme of steam-air mixture evacuation from the turbine condenser, and the two-stage ejector with a pre-cooler is designed to evacuate air from the scheme of the turbine water-heating plant. The ejector of the water-heating plant is connected to the main condensate line behind the main ejectors. Steam condensate is removed from the ejector to the condensate pot of the first network water heater. Multistage ejectors are equipped with an extended scheme for pressure measuring along the ejector' steam-air path: in the intake chamber, after the diffuser, and in the intercooler. It is shown that an increase in the pressure of the steam-air mixture, which cannot be explained by the obvious diffuser effect, that is, by the pressure increase as flow decelerates, is observed in the ejectors' coolers (between the stage diffuser and the intake chamber of the next stage). When analyzing the operating modes of multistage ejectors, the possibility of their self-regulation is revealed when the steam-air mixture is not compressed in one of the stages.

Keywords: multistage ejector, geometric characteristics, pressure difference, condenser, chamber, cooler, steam-air mixture