

шения различных видов топлива и распределенных потоков окислителя. Определено, что соотношение подводимого на горение воздуха по осевому и тангенциальному каналам определяет форму факела пламени, его размеры и интенсивность процессов, что позволяет эффективно оптимизировать технологические параметры.

Таким образом, можно утверждать, что многоканальная схема подачи разных видов топлива и организация двух независимых потоков воздуха (осевого и тангенциального) представляется наиболее оптимальной при комбинированном сжигании различных видов органического топлива.

Проведен термодинамический анализ процессов горения комбинированного многофазного топлива в турбулентных потоках камер сгорания сложной геометрии. Разработана математическая модель газодинамических развитых турбулентных потоков в камерах сгорания сложной геометрии, включающая систему дифференциальных уравнений движения турбулентных комбинированных газовых потоков, уравнение энергии и кинетическое уравнение горения. Проведен численный эксперимент, позволяющий установить оптимальные параметры стабильного функционирования процессов горения без отрыва пламени с вторичными турбулентными потоками, обеспечивающими значительное снижение вредных веществ ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{SO}_x$  и др.) в дымовых газах. В результате исследований разработана методика, позволяющая в оперативном режиме проводить пусконаладочные работы для организации стабильного и чистого горения многофазного топлива в камерах сгорания сложной геометрии.

Представлена кафедрой ПТЭ и ТТ

Поступила 12.12.2008

УДК 629.12.036

## **АНАЛИЗ РАБОТЫ СКАЧКА ДАВЛЕНИЯ В ПАРОВОДЯНЫХ ИНЖЕКТОРАХ**

**Докт. техн. наук, проф. КОРОЛЁВ А. В.**

*Одесский национальный политехнический университет*

В практике использования пароводяных инжекторов повышение давления жидкости происходит за счет кинетической энергии конденсирующегося пара. При этом давление на выходе струйного аппарата может существенно превышать рабочее давление пара. В струйных однофазных аппаратах, а также в воздуховодяных инжекторах давление на выходе из аппарата обычно меньше давления рабочей среды за счет необратимых потерь при смешении потоков. В пароводяных инжекторах происходит смешение потоков и, кроме того, имеется еще фазовый переход при конденсации пара. Таким образом, не совсем ясно, что может являться причиной существенного подъема давления на выходе из пароводяных инжекторов.

Экспериментально установлено, что максимальный подъем давления после инжектора (больше давления рабочего пара) достигается только в случае полной конденсации пара и образования скачка давления [1, 2]. Подобное повышение давления анализируется с позиций термодинамического баланса без учета особенностей двухфазных потоков с их межфазными границами и, в частности, процессов, происходящих в скачке давления.

Так, в [2] в ходе анализа баланса работы, получаемой при расширении рабочего пара и сжатии инжектируемой воды, для идеальной системы получено выражение

$$\frac{k}{1-k} p_p v_p \left[ \left( \frac{p_p}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = (p_c - p_n) v_n (u+1), \quad (1)$$

где  $k$  – коэффициент изэнтропы;  $p$  – давление в потоке, МПа;  $v$  – удельный объем рабочего пара и нагнетаемой воды, м<sup>3</sup>/кг;  $u$  – коэффициент инжекции; индексы «р», «н», «с» относятся соответственно к рабочему пару, нагнетаемой воде и пароводяной смеси.

Согласно [2] по выражению (1) был выполнен расчет давления на выходе инжектора (рис. 1). Расчет показывает, что с уменьшением коэффициента инжекции давление на выходе из инжектора достигает значений, в десятки раз превышающих рабочее давление пара. Однако на практике максимальные давления на выходе из инжектора превышают давление рабочего пара не более чем в 1,2–1,4 раза, причем это отношение падает с повышением давления рабочего пара, а при значениях коэффициента инжекции менее 7 и вовсе наступает срыв работы инжектора [2, 3].

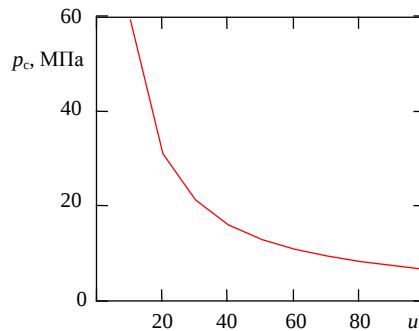


Рис. 1. Расчетная зависимость давления после инжектора от коэффициента инжекции при следующих параметрах: давление и температура рабочего пара  $p_p = 1$  МПа,  $T_p = 200$  °С ( $v_p = 0,21$  м<sup>3</sup>/кг); давление и температура инжектируемой воды  $p_n = 0,1$  МПа,  $T_n = 10$  °С ( $v_n = 0,001$  м<sup>3</sup>/кг)

Проанализируем результаты расчета. Для этого проведем анализ зависимости паросодержания смеси пара с водой при условии отсутствия конденсации от коэффициента инжекции.

Соотношение между объемным газосодержанием  $\beta$  и коэффициентом инжекции  $u$  может быть получено следующим образом:

$$u = \frac{G'}{G''}; \quad \beta = \frac{Q''}{Q' + Q''}, \quad (2)$$

где  $G$ ,  $Q$  – соответственно массовый и объемный расходы воды и пара.

Объединив выражения (2), получим

$$\beta = \frac{Q''}{Q' + Q''} = \frac{1}{\frac{Q'}{Q''} + 1} = \frac{1}{\frac{G'}{G''} \frac{\rho''}{\rho'} + 1} = \frac{1}{u \frac{\rho''}{\rho'} + 1}. \quad (3)$$

Здесь  $Q'$  и  $Q''$  – объемный расход воды и пара;  $\beta$  – объемное (расходное) паросодержание;  $\rho'$  и  $\rho''$  – плотность насыщенной воды и пара,  $\text{кг/м}^3$ .

Опыт работы промышленных инжекторов показывает, что срыв работы инжектора наступает при повышении температуры нагнетаемой воды до 60–65 °С [2]. В [3] приведены оценки максимально возможного паросодержания в пузырьковом потоке с учетом условия гранецентрированной кубической упаковки пузырей ( $\phi \leq 0,74$ ). Подобные оценки [4] для кубической укладки показывают предельные значения  $\phi \leq 0,524$ , а для произвольной укладки пузырей  $\phi \leq 0,13$ , что довольно близко к значениям, установленным экспериментально для пузырьковых потоков  $\phi \leq 0,10$ – $0,15$  [5].

В процессе смешения пара с холодной водой происходят интенсивное перемешивание и конденсация пара, поэтому необходимо четко разделять паросодержание «замороженного» потока, т. е. без конденсации пара, и реальное паросодержание перед скачком, которое значительно ниже за счет высокой скорости конденсации пара при вдуве пара в холодную воду. Действительно, результаты расчета зависимости (3) (рис. 2) показывают, что в диапазоне рабочих значений коэффициента инжекции  $u = 20$ – $80$  паросодержание «замороженного» двухфазного потока находится в пределах 0,72–0,96, что свидетельствует о важности оценки паросодержания непосредственно перед скачком давления. В свою очередь, скорость снижения паросодержания будет определяться скоростью конденсации пара, зависящей от скорости струи пара и температуры окружающей воды.

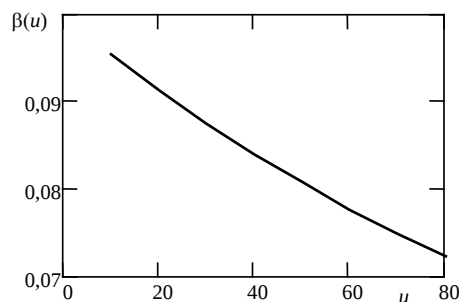


Рис. 2. Зависимость объемного паросодержания «замороженного» двухфазного потока в инжекторе от коэффициента инжекции

Этот вывод подтверждается тем, что у паровых инжекторов существующая рабочая область находится в диапазоне  $u = 7$ – $50$  [2]. Нижняя граница диапазона ( $u < 7$ ), вероятно, определяется недопустимыми перегревами

воды в камере смешения, а верхняя ( $u = 30\text{--}50$ ) – полной конденсацией пара до камеры смешения без образования скачка давления (конденсации). Таким образом, эти косвенные выводы подтверждают важность скачка давления в нормальной работе пароводяного инжектора и формировании повышенного давления на его выходе.

Ниже предлагается физическая модель акустической накачки давления, основанная на характерных особенностях скачка давления, реализующегося в камере смешения пароводяного инжектора.

Исследования [6] показали, что скачок давления при критическом течении двухфазного потока является аналогом механического фильтра с границами, осциллирующими в противофазе на частоте, определяемой параметрами двухфазного потока перед скачком:

$$\omega_{kp} = \sqrt{\frac{kp}{\beta(1-\beta)\rho'}} \frac{2}{l' + l''}, \quad (4)$$

где  $l'$  и  $l''$  — характерный размер соответственно жидкой и паровой фаз.

В одной из работ, посвященных экспериментальному исследованию характеристик скачка давления, показано, что границы скачка колеблются в противофазе с частотой около 2 кГц [7]. Сам скачок давления визуально представлял «гомогенную мелкодисперсную эмульсию белого цвета от множества мелких пузырьков».

Примем колебания внешней границы скачка давления аналогичными колебаниям в жидкости твердой стенки. Тогда от границы скачка распространятся волны давления на частоте, равной частоте колебаний границы скачка. Этот процесс будет сопровождаться давлением звукового излучения, теоретически установленным Дж. Рэлеем в 1902 г. Им же показано, что давление звукового излучения при распространении плоской звуковой волны в безграничной среде определяется по формуле [8]

$$\Delta p = \frac{k+1}{8} \rho v^2, \quad (5)$$

где  $\Delta p$  – давление звуковой волны, Па;  $\rho$  – плотность невозмущенной среды за поршнем,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $v$  – амплитуда колебательной скорости границы поршня, м/с.

Разнообразные приложения этого эффекта можно найти в ряде работ, посвященных экспериментальным исследованиям звукового давления [9–10]. Интересно заметить, что в исследованиях инжекторов с прерывистой рабочей струей при одинаковых перепадах давления в сопле коэффициент инжекции и КПД инжектора могут быть увеличены в 1,6–1,8 раза [11].

Таким образом, колебания скачка давления, возникающего при полной конденсации пара в паровых инжекторах, также должны давать дополнительный прирост давления.

Для определения тенденций изменения частот и амплитуд колебаний границы раздела «пароводяная смесь – вода» при истечении из сопел было проведено экспериментальное исследование на установке, детальная конструкция которой представлена в [12]. Вдув пара в холодную воду осуществлялся через сопла (рис. 3), подсоединенные к насадке, обеспечивающей

воздушную изоляцию и предотвращающей конденсацию пара перед соплом. Расход пара измерялся весовым способом с помощью мерной емкости объемом 0,001 м<sup>3</sup> и лабораторных весов с точностью взвешивания до 0,01 г.

Измерение колебаний давления осуществлялось индукционным датчиком ДД-10, позволяющим измерять колебания давления амплитудой до 1,5 МПа и частотой до 1 кГц при классе точности 0,2. Датчик размещался в герметичном корпусе в непосредственной близости от сопла. Температура холодной воды в емкости измерялась термопарой типа ТХК и ртутным термометром (0–120 °С) с точностью ±0,5 °С.

Регистрация колебаний давления проводилась на светолучевой осциллограф К121, а также на ЭВМ через звуковую карту SB-16 с верхней частотой регистрации звуковых сигналов 44 кГц.

Эксперимент позволял охватить следующие режимные параметры: температура холодной воды составляла 18–65 °С; расход пара – 0,05–2,0×10<sup>-3</sup> кг/с; диаметр сопла – 0,81–3 мм; давление пара в котле (избыточное) – 0,01–0,2 МПа. Вдув пара осуществлялся через цилиндрическое сопло сверху вниз.

Эксперименты проводились на соплах, идентичных соплам паровых инжекторов [2] (рис. 3).

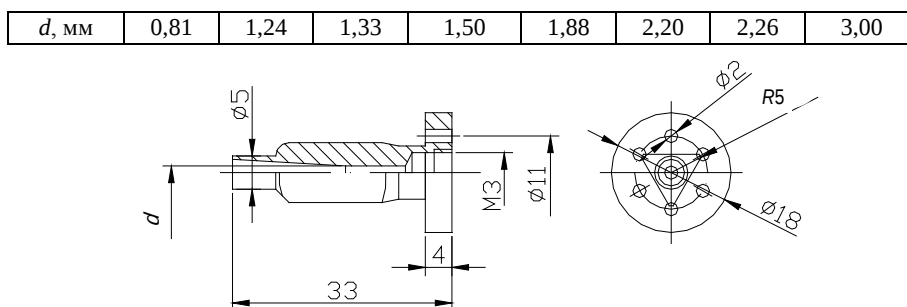


Рис. 3. Габаритные и присоединительные размеры паровых сопел

Исследование различных режимов работы сопел, осциллограммы, фотографии и непосредственное наблюдение за исследуемым процессом позволили обнаружить следующие особенности колебательного процесса, имеющего место при истечении пара из профилированного сопла в холодную воду. Результаты обработки эксперимента сведены в табл. 1.

Таблица 1

| Показатель                                                             | № опыта |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------------------------------------------------------------|---------|------|------|------|------|------|------|------|
|                                                                        | 1       | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    |
| 1. Диаметр проходного сечения парового сопла <i>d</i> , мм             | 0,81    | 1,24 | 1,33 | 1,50 | 1,88 | 2,20 | 2,26 | 3,00 |
| 2. Температура воды в ячейке <i>t</i> , °С                             | 19,6    | 20,1 | 21,1 | 23,5 | 18,5 | 26,2 | 28,6 | 32,2 |
| 3. Избыточное давление пара перед соплом <i>p</i> <sub>изб</sub> , МПа | 0,07    | 0,07 | 0,08 | 0,08 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,08 |

| Показатель                                                                 | № опыта                       |                               |                                |                              |                              |                              |                              |                               |
|----------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------------|
|                                                                            | 1                             | 2                             | 3                              | 4                            | 5                            | 6                            | 7                            | 8                             |
| 4. Расход пара через сопло $G$ , г/с                                       | 0,303                         | 0,487                         | 0,597                          | 0,699                        | 0,672                        | 0,847                        | 1,062                        | 1,565                         |
| 5. Удельный расход пара через сопло $\rho\omega$ , кг/(с·см <sup>2</sup> ) | 587,4                         | 403,3                         | 430,3                          | 395,5                        | 242,1                        | 223,1                        | 265,0                        | 221,5                         |
| 6. Расстояние от сопла к датчику $L_A$ , мм                                | 55                            | 55                            | 55                             | 55                           | 55                           | 55                           | 55                           | 55                            |
| 7. Границы области колебаний давления, Гц:<br>min<br>max                   | 4888<br>15610                 | 4817<br>17820                 | 5310<br>17220                  | 5275<br>16070                | 4360<br>17230                | 4431<br>15500                | 4501<br>15570                | 3692<br>15500                 |
| 8. Экстремумы амплитуд колебаний давления, % от общего шума:<br>min<br>max | 0,9/<br>11020<br>7,5/<br>6330 | 0,7/<br>5943<br>6,0/<br>10100 | 0,7/<br>15470<br>6,7/<br>10100 | 0,9/<br>1550<br>7,0/<br>9565 | 1,2/<br>5380<br>6,1/<br>9776 | 0,3/<br>8200<br>7,9/<br>9776 | 0,9/<br>5732<br>7,1/<br>9595 | 0,4/<br>15500<br>7,6/<br>6435 |

Обработка результатов на ЭВМ позволила получить спектры колебаний давления для каждого сопла (рис. 4–7) в зависимости логарифмического отношения уровня шумового сигнала  $U$  к уровню фона  $U_0$ :

$$A = 10 \log \frac{U}{U_0}, \text{ дБ} \Leftrightarrow f, \text{ кГц.}$$

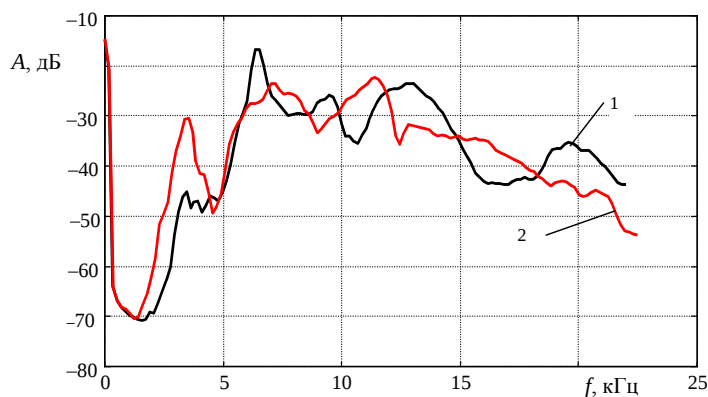


Рис. 4. 1 –  $d = 0,81$  мм;  $G = 0,30$  г/с (582 кг/(с·м<sup>2</sup>)); 2 – 1,24 мм; 0,49 г/с (405 кг/(с·м<sup>2</sup>))

При анализе полученных спектрограмм обращает на себя внимание следующее:

- увеличение сечения парового сопла ведет к смещению спектра относительных амплитуд колебаний давления в зону меньших частот, что согласно предложенной гипотезе ведет к снижению давления звукового излучения инжектора (косвенное подтверждение – отсутствие промышленных разработок пароводяных инжекторов с диаметром паровых сопел более 100 мм);

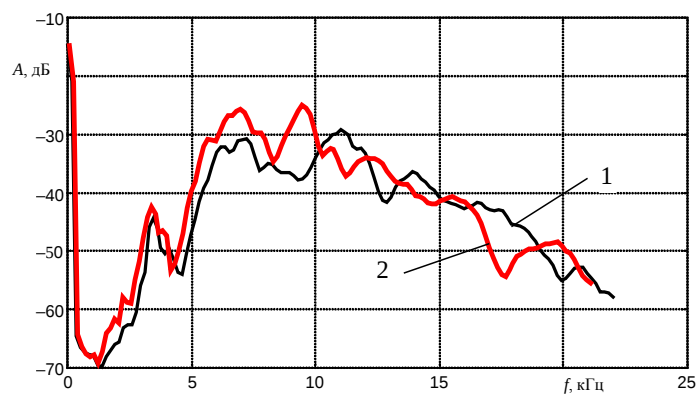


Рис. 5. 1 –  $d = 1,33$  мм;  $G = 0,60$  г/с ( $432$  кг/(с·м<sup>2</sup>)); 2 –  $1,50$  мм;  $0,70$  г/с ( $396$  кг/(с·м<sup>2</sup>))

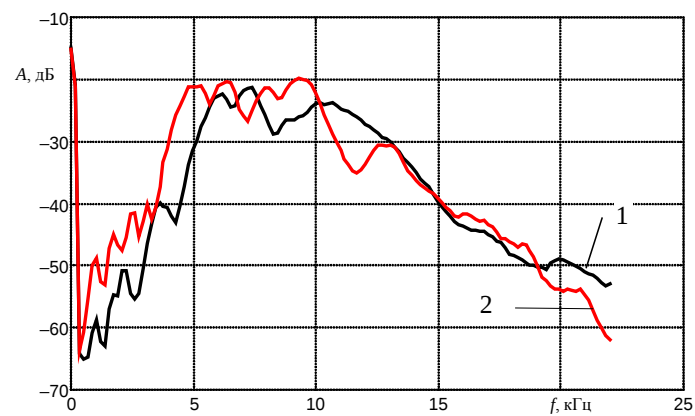


Рис. 6. 1 –  $d = 2,20$  мм;  $G = 0,85$  г/с ( $223$  кг/(с·м<sup>2</sup>)); 2 –  $3,00$  мм;  $1,57$  г/с ( $222$  кг/(с·м<sup>2</sup>))

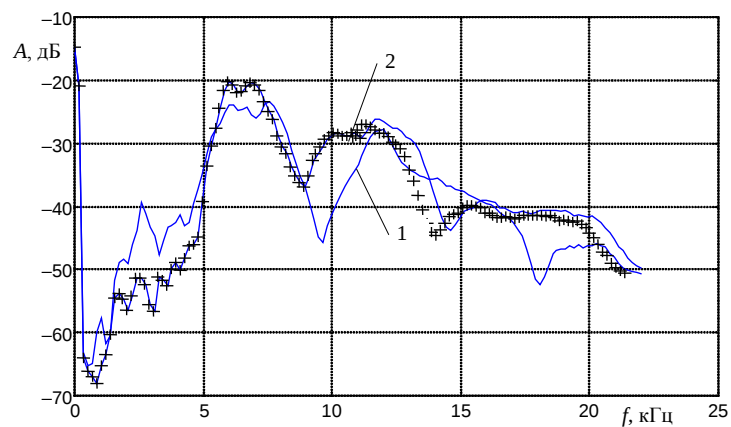


Рис. 7.  $d = 1,88$  мм;  $G = 0,76$  г/с ( $273$  кг/(с·м<sup>2</sup>)); 1 –  $t = 18,5$  °C; 2 –  $32,2$  °C

- на спектре колебаний давления сопла с диаметрами 1,88 и 2,2 мм видны пики в области 2,0–3,0 кГц, что количественно совпадает с результатами, полученными при измерении частоты скачка давления в канале диаметром 2 мм [7];

- повышение температуры воды в ячейке приводит к понижению низкочастотной и повышению высокочастотной составляющих спектра, что можно объяснить уменьшением размеров пузырей из-за уменьшения силы поверхностного натяжения при увеличении температуры;

- колебания давления затухают при удалении от сопла (рис. 8) согласно обратно квадратичной зависимости, что характерно для затухания звука в средах с малым влиянием вязкости и теплопроводности, таких как идеальные упругие среды [13]. А это, в частности, подтверждает правомерность применения механических аналогий для построения модели кризиса течения. Экстраполяция экспериментальной кривой до пересечения с осью  $OY$  дает значения, близкие к 100 кПа, т. е. значения давления в непосредственной близости от среза сопла.

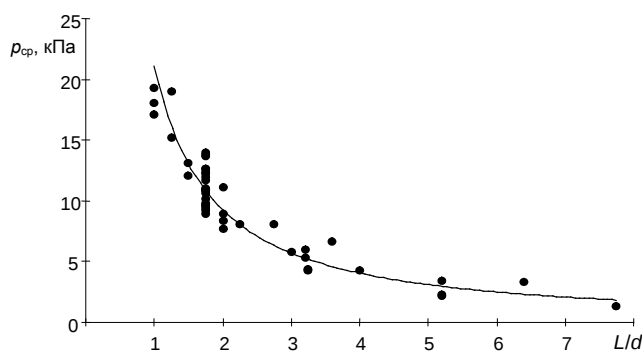


Рис. 8. Зависимость величины средних амплитуд колебаний давления от расстояния «сопло – датчик»

## ВЫВОДЫ

1. Показана недостаточность обоснований существующих методов расчета подъема давления в пароводяных инжекторах.
2. Предложена модель дополнительного акустического подъема давления в пароводяном инжекторе при реализации скачка давления.
3. Проведено экспериментальное исследование вдува пара в холодную воду через сопла, качественно подтверждающее положения предложенной модели.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Трубкин, Е. И. Расчетное исследование работоспособности агрегата «насос – эжектор» / Е. И. Трубкин, И. В. Ёлкин, А. С. Коршунов // ЭНИЦ-2003. Годовой отчет. – Электрогорск: ФГУП «ЭНИЦ», 2004. – С. 65–73.
2. Соколов, Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 351 с.
3. Циклаури, Г. В. Адиабатные двухфазные течения / Г. В. Циклаури, В. С. Данилин, Л. И. Селезнев. – М.: Атомиздат, 1973. – 448 с.

4. К о р о л ё в, А. В. Вибрации дренажных трубопроводов и пути их снижения: автореф. ... дис. канд. техн. наук / А. В. Королёв. – Л.: НПО ЦКТИ, 1989. – 18 с.
5. R o u h a n i, S. Z. Two phase flow patterns: a review of research results / S. Z. Rouhani. – Progress in Nucl. Energy. – 1983. – V. 11, № 3. – P. 219–259.
6. К о р о л ё в, А. В. Самоорганизация течения дискретного газожидкостного потока / А. В. Королёв // Тр. ОГПУ. – 1997. – Вып. 1. – С. 253–255.
7. Ц и к л а у р и, Г. В. Экспериментальное исследование двухфазного скачка уплотнения / Г. В. Циклаури, Б. К. Кудрявцев, Б. А. Ворохоб // Теплофизика высоких температур. – 1976. – Т. 4, № 4. – 884 с.
8. У л ь т р а з в у к. Маленькая энциклопедия / под ред. И. П. Голямина. – М.: Советская энциклопедия, 1979. – 400 с.
9. М а й е р, В. В. Простые опыты с ультразвуком / В. В. Майер. – М.: Наука, 1978. – 160 с.
10. Х а л а м и р е н к о, И. В. Экспериментальное исследование акустического насоса / И. В. Халамиренко // Акустика и ультразвуковая техника. – Киев: Техника, 1991. – С. 10–12.
11. Т е м н о в, В. К. Экспериментальное исследование жидкостного эжектора с прерывистой струей / В. К. Темнов, Е. К. Спиридонов // Динамика машин и рабочих процессов: сб. науч. тр. № 162. – Челябинск: ЧПИ, 1975. – С. 178–189.
12. К о р о л ё в, А. В. Исследование барботажа пара в системах локализации аварий реакторных установок / А. В. Королёв, А. Н. Литвин, М. Хайер-Бек // Атомная энергия. – 1998. – Вып. 2, Т. 84. – С. 158–160.
13. Б л о х и н ц е в, Д. И. Акустика неоднородной движущейся струи / Д. И. Блохинцев. – М.: Наука, 1981. – 208 с.

Представлена кафедрой АЭС

Поступила 12.12.2008

УДК 621

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАДЕЖНОСТИ УЗЛОВ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО МЕЖРЕМОНТНОГО ИНТЕРВАЛА

Инж. ПАСЮК М. А.

*ОАО «Белэнергоремналадка»*

С точки зрения практической оценки надежности узлов теплотехнического оборудования, актуальна задача разработки математической модели надежности с учетом влияния режимов работы и основных воздействующих факторов. Это позволит повысить точность определения сроков предупредительных ремонтов, оценить надежность и эффективность использования теплотехнического оборудования, что, в свою очередь, будет способствовать снижению эксплуатационных расходов, оптимизации межремонтных интервалов (МРИ), продлению сроков службы и рациональному использованию паркового ресурса.

Количественной характеристикой работоспособности оборудования служит технический ресурс, под которым понимают наработку от начала