

- двигателестроения. – 2004. – № 2. – С. 51–59.
3. Ковальский А. Э. Математическая модель продолжительности стадии ударного взаимодействия эрозионно-опасной капли влаги с входной кромкой рабочей лопатки влажно-паровой турбинной ступени / А. Э. Ковальский // Пробл. машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 1. – С. 9–16.
 4. Кириллов И. И. Основы теории влажнопаровых турбин / И. И. Кириллов, Р. М. Яблоник. – Л.: Машиностроение, 1968. – 264 с.
 5. Кириллов И. И. Влияние влажности на к.п.д. турбинных ступеней / И. И. Кириллов, А. И. Носовицкий, И. П. Фаддеев // Теплоэнергетика. – 1965. – № 7. – С. 46–50.
 6. Влияние крупнодисперсной влаги на эффективность ступеней мощных паровых турбин / И. И. Кириллов, А. И. Носовицкий, Г. Г. Шпензер, Б. В. Наумчик // Теплоэнергетика. – 1973. – № 10. – С. 62–64.
 7. Ковальский А. Э. Теоретическое обоснование механизма каплеударной эрозии рабочих лопаток осевых турбомашин / А. Э. Ковальский // Авіац.-косм. техніка і технологія: Зб. наук. пр. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «ХАІ», 2001. – Вып. 23. Двигуни и энергоустановки. – С. 33–41.
 8. Перельман Р. Г. Эрозионная прочность деталей двигателей и энергоустановок летательных аппаратов / Р. Г. Перельман. – М.: Машиностроение, 1980. – 245 с.

Поступила в редакцию
20.07.11

УДК 621.165

В. П. Скляров, канд.техн.наук

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: skliarov@ukr.net)

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА УВЛАЖНЕНИЯ ПАРА ПРИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ НА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВУХФАЗНОЙ ОБЛАСТИ

Рассмотрено, каким образом способ получения влажного пара влияет на результаты исследований расширяющегося в двухфазной области парового потока. Показано, что увлажнение пара за счет впрыска воды создает предпосылки для некорректных выводов.

Розглянуто, яким чином спосіб отримання вологої пари впливає на результати досліджень парового потоку, що розширюється в двофазній області. Показано, що підвищення вологості пари за рахунок впрыску води створює передумови для хибних висновків.

Введение

На основании многочисленных экспериментов с влажным паром были сделаны выводы, часто противоречащие реальным процессам, происходящим в проточной части турбин. Одна из причин такого несоответствия заключается в том то, что из-за сложности и высокой стоимости натуральных исследований большинство экспериментов выполнялось на экспериментальных стендах, при которых необходимую влажность обеспечивали за счет впрыска воды в паровой поток [1–4].

На основании результатов экспериментов с влажным паром К. Бауман (K. Baumann) [5] предложил считать, что для ступеней паровых турбин, работающих в области влажного пара, увеличение влажности на 1% приводит и к уменьшению КПД на 1%. Такой подход оказался чрезвычайно живучим, несмотря на то, что в результате исследований на экспериментальных [6] и натуральных турбинах [7] установлено, что в действительности величина потерь может быть значительно меньше – 0,2–0,4% на 1% влаги. По данным работы [8], в слу-

чае мелкодисперсной влаги величина потерь в сопловой решетке остается практически постоянной ~1% при изменении влажности с 2 до 12%.

На основании результатов экспериментов, в которых увлажнение пара обеспечивалось за счет впрыска воды, сформировалось представление о том, что при снижении влажности пара автоматически снижается интенсивность эрозии рабочих лопаток. Проанализировав состояние рабочих лопаток влажно-паровых турбин, изготовленных разными фирмами, Л. И. Дегтярев [9] обнаружил, что в ряде случаев более интенсивный эрозионный износ рабочих лопаток последних ступеней наблюдался в турбинах, имеющих меньшие окружные скорости и работающие при меньшей влажности. На основании этого он еще в 1938 году сделал вывод, что интенсивность эрозии не связана напрямую с величиной влажности и в большей степени определяется окружной скоростью и углом входа потока на рабочие лопатки β_1 . При этом он считал, что наиболее радикальным и простым средством борьбы с эрозией является правильное конструирование проточной части последних ступеней турбины. Правильность вывода, сделанного Л. И. Дегтяревым, подтверждена в более поздних работах [10, 11], где показано, что наиболее интенсивное эрозионное разрушение рабочих лопаток турбин наблюдается при работе на режимах частичных нагрузок, когда влажность пара значительно снижается.

Основная часть

Причина различий, наблюдаемых в экспериментах с увлажненным паром и паром, получаемым в реальных условиях, когда влага образуется за счет объемной конденсации в расширяющемся паровом потоке, состоит как в характеристиках самой влаги, так и в течении термодинамических и газодинамических процессов, обусловленных механизмом образования влаги. Поскольку в известных экспериментах максимальная влажность не превышает 10%, рассмотрим, какие существуют отличия в зависимости от способа получения влаги.

При увлажнении за счет впрыска образуются капли с размерами $(2\div 5)\cdot 10^{-5}$ м [12], и длина свободного пробега молекул оказывается значительно меньше диаметра капле. При этом число Кнудсена $Kn \ll 1$ и тепломассобменные процессы между каплей и паром происходят в соответствии с законами для сплошных сред, и при расчете течения можно пользоваться уравнениями Эйлера или Навье–Стокса [13].

В этом случае капли растут пропорционально \sqrt{t} [14].

$$\frac{\partial \xi^2}{\partial t} = \frac{2\lambda'(T' - T)}{r'\rho'}$$

где ξ – радиус капли; t – время; λ' – длина свободного пробега молекул; T' – температура капли; T – температура пара; r – теплота фазового перехода; ρ' – плотность воды в капле.

При спонтанной конденсации образуются капли диаметром $\sim 10^{-8}\div 10^{-7}$ м, т. е. на $2\div 3$ порядка мельче, чем при впрыске, при этом длина свободного пробега молекул оказывается значительно больше диаметра капле, а $Kn \gg 1$. В этом случае каплю можно рассматривать как “большую молекулу”, а тепломассобменные процессы протекают в соответствии с законами свободного молекулярного течения, и капли растут пропорционально времени.

$$\frac{\partial \xi}{\partial t} = \frac{3}{8} \frac{p}{r\rho'} \sqrt{3 \frac{R}{T}} (T' - T),$$

где p – давление; R – радиус сферы, образованной пограничным слоем вокруг капли.

При влажности 10% концентрация капле в паровом потоке при увлажнении за счет впрыска превышает 10^9 кг⁻¹, а суммарная площадь поверхности капле, полученных за счет впрыска, составляет $20\div 30$ м². Суммарная удельная поверхностная энергия капле в этом случае составляет $\sim 2\div 5$ Дж/кг и может не учитываться. При такой малой суммарной площади поверхности наличие капле в паровом потоке не может заметно повлиять на процесс объемной конденсации и на величину переохлаждения. Правильность такого вывода подтверждается результатами экспериментальных исследований [12] расширения влажного па-

ра в сверхзвуковом сопле. При увеличении начальной влажности до 4,9% за счет впрыска скачок конденсации в сопле сохраняется и лишь незначительно смещается по потоку.

При спонтанной конденсации концентрация образующихся каплей составляет $10^{15} \div 10^{17} \text{ кг}^{-1}$, т. е. на 6÷8 порядков больше, чем при впрыске, а их суммарная площадь поверхности равна $1000 \div 3000 \text{ м}^2$. В этом случае суммарная удельная поверхностная энергия каплей равняется $\sim 300 \div 500 \text{ Дж/кг}$, что при теплоперепаде на турбинной ступени 100 кДж/кг составляет 0,3–0,5%, и должна учитываться при тепловых расчетах. Площади поверхности каплей, образующихся при спонтанной конденсации, вполне достаточно для того, чтобы процесс расширения приблизился к равновесному. Поэтому после возникновения спонтанной конденсации величина переохлаждения скачком уменьшается и температура пара возрастает практически до температуры насыщения у поверхности образовавшихся каплей [15].

В зависимости от способа получения влажности изменяется не только характер объёмной конденсации, но и энергообмен между фазами. Температуру воды, подаваемой на форсунки, как правило, задают равной температуре пара в зоне впрыска. По мере расширения пара его температура снижается и «горячие» капли остывают, отдавая тепло пару. Например, при начальном давлении 100 кПа и адиабатическом расширении с линии насыщения до степени сухости $x = 0,9$ температура пара снижается с $99,6$ до $\sim 48,5 \text{ }^\circ\text{C}$. При таком снижении температуры и 10% влажности (без учета спонтанной конденсации) «горячие» капли отдают пару $\sim 21,4 \text{ кДж/кг}$ тепла. Если же влажность пара 10% достигнута только за счет объёмной конденсации, выделившаяся влага отдаёт оставшемуся пару (при равновесном процессе) $\sim 238,6 \text{ кДж/кг}$ тепла.

Основные параметры влаги в зависимости от способа увлажнения пара

Параметр	Способ увлажнения	
	За счет впрыска	За счет объёмной конденсации
средний диаметр каплей	$2 \cdot 10^{-5} \div 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$	$10^{-8} \div 10^{-7} \text{ м}$
число Кнудсена	$\text{Kn} \ll 1$	$\text{Kn} \gg 1$
концентрация каплей при $Y = 10\%$	10^9 кг^{-1}	$10^{15} \div 10^{17} \text{ кг}^{-1}$
суммарная площадь поверхности каплей при $Y = 10\%$	$20 \div 30 \text{ м}^2$	$1000 \div 3000 \text{ м}^2$
суммарная поверхностная энергия каплей при $Y = 10\%$	$2 \div 5 \text{ Дж/кг}$	$300 \div 500 \text{ Дж/кг}$
количество энергии, отдаваемой влагой пару в процессе расширения при $Y = 10\%$	$\Delta q = c'_p \cdot \Delta t \cdot y$ (при $Y = 10\%$ и снижении температуры пара на $50 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta q \cong 21,4 \text{ кДж/кг}$)	$\Delta q = r \cdot y$ (при $Y = 10\%$, $\Delta q \cong 238,6 \text{ кДж/кг}$)
затраты энергии пара на разгон влаги до скорости пара при $Y = 10\%$	$W = \frac{m' \cdot C^2}{2}$ (при $Y = 10\%$, $a = 420 \text{ м/с}$, и $C = 1,1 \text{ М}$, $W \cong 10 \text{ кДж/кг}$)	$W = \frac{m' \cdot (C^2 - a^2)}{2}$ (при $Y = 10\%$, $a = 420 \text{ м/с}$, и $C = 1,1 \text{ М}$, $W \cong 1,8 \text{ кДж/кг}$)

Кроме того, капли, образующиеся в результате спонтанной конденсации, имеют практически такую же скорость, что и паровой поток, и потеря энергии на транспортировку таких каплей затрачивается только на увеличение их скорости при дальнейшем увеличении скорости потока. При транспортировке каплей, образующихся за счет впрыска, энергия затрачивается на их разгон практически от нулевой скорости до скорости потока. Для наглядности отличия параметров влажного пара в зависимости от способа увлажнения представлены в таблице.

Выводы

Таким образом, результаты экспериментов, при которых увлажнение пара обеспечивается за счет впрыска воды, не соответствуют реальным процессам, происходящим в расширяющемся влажном паре, где влага появляется за счет объемной конденсации. Поскольку при этом не соблюдается принцип подобия, результаты таких экспериментов не позволяют делать корректные выводы о влиянии влажности на течение процессов в двухфазной области. В сложившейся ситуации, для составления объективного представления о влиянии влажности пара на работу турбинных ступеней, необходимо отдавать предпочтение результатам натуральных исследований [7] или результатам исследований, в которых увеличение влажности обеспечивалось исключительно за счет объемной конденсации [16].

Литература

1. Качуринер Ю. Я. Влияние влажности пара на работу турбинной ступени / Ю. Я. Качуринер, И. П. Фаддеев // Энергомашиностроение. – 1961. – № 8. – С. 5–8.
2. Экспериментальное исследование эффективности модели отсека части низкого давления паровой турбины большой мощности / Н. М. Марков, И. К. Терентьев, Б. В. Егоров [и др.] // Тр. Центр. котлотурбин. ин-та. – 1966. – Вып. 70. – С. 40–46.
3. Некоторые результаты исследования структуры потока влажного пара за последней ступенью экспериментальной многоступенчатой провой турбины ХТЗ им. С. М. Кирова / Ю. Ф. Косяк, Т. М. Зильбер, В. П. Могилко [и др.] // Тр. Центр. котлотурбин. ин-та. – 1966. – Вып. 65. – С. 24–29.
4. Исследование течения влажного пара в осесимметричных соплах Лавала в широком диапазоне степеней влажности / М. Е. Дейч, В. С. Данилин, Г. В. Циклаури [и др.] // Теплофизика высоких температур. – 1969. – Т. 7. – С. 327–333.
5. *Baumann K.* Some Recent Developments in Large Steam Turbine Practice / K. Baumann // J. Inst. Elect. Eng. – 1921. – Vol. 59. – P. 23–28.
6. Влияние влажности пара на экономичность многоступенчатой турбины / В. И. Кириухин, В. В. Пряхин, А. З. Павловский [и др.] // Теплоэнергетика. – 1972. – № 11. – С. 26–29.
7. Исследование цилиндров низкого давления мощных паровых турбин на натурном экспериментальном стенде / В. К. Рыжков, В. И. Волчков, Ю. В. Котов [и др.] // Теплоэнергетика. – 1973. – № 3. – С. 6–8.
8. Исследование работы ступеней низкого давления паровых турбин большой мощности / Н. М. Марков, В. С. Елизаров, Ю. В. Нахман [и др.] // Тр. Центр. котлотурбин. ин-та. – 1967. – Вып. 81. – С. 145–159.
9. Дегтярев Л. И. Эрозия турбинных лопаток / Л. И. Дегтярев // Сов. котлотурбостроение. – 1938. – № 4. – С. 4–11.
10. Эрозия рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин на пусковых и малорасходных режимах / В. Г. Орлик, Ю. Я. Качуринер, В. Ф. Червонный [и др.] // Тепловые электростанции. – 2007. – № 4. – С. 6–10.
11. *Pollard D.* An evaluation of low pressure steam turbine blade erosion / D. Pollard, M. J. Lord, E. C. Stockton // Mech. Eng. Laboratory GEC Power Eng. Ltd. – Whetstone. – 1979. – P. 23–25.
12. Исследование структуры потока влажного пара в соплах за турбинной ступенью / М. Е. Дейч, Г. А. Филиппов, В. Ф. Степанчук [и др.] // Теплоэнергетика. – 1966. – № 8. – С. 47–50.
13. *Темам Р.* Уравнения Навье–Стокса. Теория и численный анализ / Р. Темам. – 2-е изд. – М.: Мир, 1981. – 408 с.
14. *Oswatisch K.* Kondensationserscheinungen in Überschalldüsen / K. Oswatisch // Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik. – 1942. – Bd. 22, H. I. – S. 38–45.
15. Качуринер Ю. Я. Расчет потерь от влажности в ступенях влажнопаровых турбин / Ю. Я. Качуринер // Тр. Центр. котлотурбин. ин-та. – 2002. – Вып. 283. – С. 85–96.
16. Исследование характеристик влажного пара в проточных частях турбин / А. Л. Добкес, Т. М. Зильбер, Ю. Я. Качуринер [и др.] // Теплоэнергетика. – 1992. – № 1. – С. 56–60.

Поступила в редакцию
01.06.11