

Определение температуры критического двухфазного потока метастабильной жидкости

Э.Е. Благов, к.т.н., ЗАО «Фирма «Союз-01»

Предложена простая расчетная зависимость для определения температуры двухфазного потока метастабильной жидкости в критическом сечении сужающего устройства в критическом режиме течения.

Сужающие устройства (СУ), к которым относятся диафрагмы, сопла, насадки и трубопроводная арматура, широко применяются в гидросистемах различных отраслей промышленности. Особенностью СУ является наличие в канале местного сужения прохода постоянного или переменного сечения, что обуславливает дросселирование потока среды при его ускорении в суженном сечении и последующем торможении. При начальных условиях перед СУ в зоне параметров, позволяющих реализовать критический перепад давлений на СУ, достигается критический режим течения, при котором в критическом (минимальном) сечении канала СУ происходит запираание по расходу и давлению. При этом адиабатическое дросселирование нагретых однокомпонентных жидкостей обычно сопровождается изменением их агрегатного состояния с переходом из однофазного состояния в двухфазное.

Научный интерес к критическим двухфазным потокам высокой влажности в значительной степени стимулируется тем, что они характерны для технологических процессов в самых различных отраслях промышленности, в том числе таких, как тепловая и атомная энергетика, криогенная и ракетная техника и т.д. Применительно к энергетике актуальность исследования течения однокомпонентной жидкости (воды) в режиме возникновения критического двухфазного потока обусловлена его важностью, например, для определения пропускной способности СУ любого типа, а также для анализа и расчета аварийных ситуаций при внезапном разрыве трубопроводов горячей воды высокого давления в энергетических установках. При этом расчетный аппарат, в основном, базируется на эмпирических зависимостях, ограниченных условиями их получения. Поэтому совершенствование теплогидравлических расчетов, связанных с течением жидкостей при изменении их агрегатного состояния и опирающихся на реальную физику процесса течения двухфазного потока, является одной из важных целей разработки теории

течения вскипающей (самоиспаряющейся) жидкости через сужающие устройства.

Определение критических параметров двухфазного потока в лимитирующем сечении канала всегда представляло большие трудности. Это прежде всего относится к величинам критического давления p_* (или критического отношения давлений p_*/p_{01} , где p_{01} — полное давление перед СУ), критической скорости W_* , критического удельного расхода Φ_* . В работе [1] автором предложена новая физическая модель формирования кризисных явлений при течении насыщенной и недогретой до насыщения жидкости в гидравлических сужающих устройствах в условиях возникновения критического двухфазного потока. Были получены достаточно простые зависимости для определения p_* (p_*/p_{01}), W_* , Φ_* , проверенные контрольными расчетами. При этом, как будет показано далее, вычисление значений W_* , Φ_* возможно только после оценки значения температуры жидкой фазы (или смеси) t_* .

Экспериментально установлено, что для критического двухфазного потока в критическом сечении характерно расхождение (несоответствие) значений давления p_* и температуры t_* , как это должно быть согласно таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара [2]. Превышение t_* по сравнению с табличным значением t_s , соответствующим p_* , свидетельствует о перегреве жидкой фазы и, в целом, смеси, что, в свою очередь, является характеристикой метастабильности двухфазного потока. В этой связи сложилось широко принятое мнение, что метастабильность обусловлена неравновесным характером расширения самоиспаряющейся жидкости из однофазной области в двухфазную в связи с запаздыванием процесса парообразования. Менее распространена точка зрения, которой придерживается автор в работе [1], что процесс адиабатического расширения обеих фаз происходит равновесно, хотя, как представляется, метастабильность в точной ее фиксации будет иметь место всегда. Для подтверждения выдвинутого принципа механизма возникновения метастабильности автором в работе [1] было проведено сравнение результатов расчета с известными экспериментальными данными, показавшее их хорошую сходимость. В настоящей статье **пример 3** из работы [1] приведен подробно (см. стр. 36-37), что позволя-

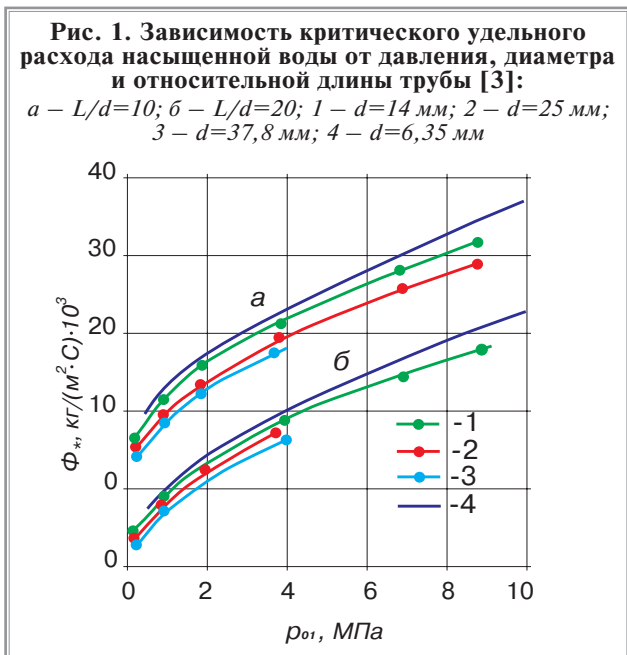
Расчет параметров двухфазного потока (пример 3 из [1])

Поскольку величина коэффициента гидравлического сопротивления или расхода является важной характеристикой СУ, целесообразно воспроизвести, например, данные из работы [3] для цилиндрических насадок с острой входной кромкой (Табл.1). Данные получены на основе тарировочных проливов, которые предшествовали их испытаниям на горячей воде со вскипанием.

Таблица 1. Геометрические и гидравлические характеристики цилиндрических каналов с острыми входными кромками [3]

Характеристики	Диаметр канала d , мм								
	14	14	25	25	25	25	25	37,8	37,8
Длина канала L , мм	140	280	100	250	500	758,5	1200	380	760
Относительная длина L/d	10	20	4	10	20	33,3	48	10	20,1
Опытный коэффициент расхода	0,788	0,775	0,794	0,785	0,78	0,727	0,704	0,798	0,787
Расчетный коэффициент расхода	0,799	0,770	0,820	0,803	0,774	0,743	0,707	0,813	0,784
Отклонение опытного значения от расчетного, %	-1,4	+0,65	-3,2	-2,2	-0,8	-2,15	-0,4	-1,85	+0,4

Исходные данные приведены на графике рис. 1 из работы [3, рис. 4]. Исследовался критический режим течения насыщенной воды через СУ в виде цилиндрической насадки с острой входной кромкой. При диаметре $d = 25$ мм ее относительная длина $L/d = 10$. Критическое сечение – выходное. Опытное значение коэффициента расхода $\mu_{12,кр} = 0,785$ (см. табл.1), что соответствует коэффициенту скорости в выходном сечении $\varphi_2 = 0,785$. При давлении торможения перед СУ $p_{01} = p_{05} \approx 6,875$ МПа измеренный удельный критический расход среды составил $\Phi_* \approx 25,6 \cdot 10^3$ кг/м²·с. Значения критического отношения давлений и величины перегрева смеси не указаны.



Расчет. По таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара [2] при $p_{01} = p_{05} \approx 6,875$ МПа находим значения температуры насыщения $t_{05} = 284,61$ °С и удельной энтальпии (далее – энтальпии) $h_{01} = 1260,44$ кДж/кг. Задаем три значения полного давления p_{0*} (5,5; 5,75; 6,00 МПа) и для каждого из них по таблицам определяем значения удельных объемов v_{e0} , v_{n0} и энтальпий h_{e0} , h_{n0} на линии насыщения. Затем рассчитываем соответствующие значения x_{0*} и h_{0*} . Результаты расчета сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Величина, расчетная формула	p_{0*} , МПа		
	5,5	5,75	6,00
v_{e0} , м ³ /кг	0,0013029	0,0013111	0,0013193
v_{n0} , м ³ /кг	0,0356427	0,0339782	0,0324493
h_{e0} , кДж/кг	1184,94	1199,50	1213,75
h_{n0} , кДж/кг	2789,73	2787,20	2784,58
$x_{0*} \approx v_{e0} / (v_{n0} - v_{e0})$	0,03794	0,040135	0,04238
$h_{0*} = h_{e0} + x_{0*}(h_{n0} - h_{e0})$, кДж/кг	1245,83	1263,22	1280,38

Графическим или аналитическим путем вычисляем искомое значение полного давления в заторможенном потоке $p_{0*} = 5,71$ МПа, которому соответствует температура $t_{0*} = 272,37$ °С. При этих параметрах находим значения $v_{e0} = 0,0013098$ м³/кг; $v_{n0} = 0,0342351$ м³/кг; $h_{e0} = 1197,19$ кДж/кг; $h_{n0} = 2787,61$ кДж/кг; $s_{e0} = 2,99793$ кДж/(кг·К); $s_{n0} = 5,91329$ кДж/(кг·К). Показатель адиабаты для сухого насыщенного пара принимаем равным $\kappa_{n0} \approx 1,3$ [4].

Для заторможенного потока расчет дает значения:

- удельного объема смеси $v_{0*} \approx 2v_{e0} = 0,0026196$ м³/кг;
- экстремального паросодержания $x_{0*} \approx v_{e0} / (v_{n0} - v_{e0}) \approx 0,0013098 / (0,0342351 - 0,0013098) \approx 0,03978$;
- удельной энтропии $s_{0*} = s_{e0} + x_{0*}(s_{n0} - s_{e0}) = 2,99793 + 0,03978 \times (5,91329 - 2,99793) = 3,1139$ кДж/(кг·К);
- объемного паросодержания $\beta_{0*} \approx 0,5 \left(1 + [(v_{n0} / v_{e0}) - 1]^{-1} \right) \approx 0,5 \left(1 + [(0,0342351 / 0,0013098) - 1]^{-1} \right) \approx 0,52$;
- минимальной скорости звука в заторможенном потоке $a_{0\min} \approx 2\sqrt{\kappa_{n0} p_{0*} v_{n0} (v_{e0} / v_{n0}) (1 - v_{e0} / v_{n0})} \approx 193,4$ м/с.

Определяем критическое отношение давлений:

$$\frac{p_*}{p_{01}} = \frac{(p_{0*} / p_{01}) - \varphi_2^2}{1 - \varphi_2^2} = \frac{(5,71 / 6,875) - 0,785^2}{1 - 0,785^2} = 0,5585$$

Таким образом, критическое давление среды в критическом выходном сечении насадки равно $p_* = 0,5585 \cdot 6,875 = 3,84$ МПа. Этому значению давления соответствуют табличные значения температуры

насыщения $t_S = 247,95$ °С и энтальпии жидкой фазы $h_g = 1075,74$ кДж/кг. Критический изоэнтروпийный перепад давления на СУ составил:

$\Delta p = p_{0*} - p_* = 5,71 - 3,84 = 1,87$ МПа. Удельное количество тепла, приходящееся на воду в одном кг пароводяной смеси заторможенного потока, определяется как $h_{g0}(1 - x_{0*}) = 1197,19 \times 0,96022 = 1149,57$ кДж/кг.

Для определения величины перегрева жидкой фазы, т.е. степени ее метастабильности, проводим расчет, руководствуясь рекомендованной в [1] последовательностью операций. Для удобства определения температуры жидкой фазы t_* вместо значений температуры задаем соответствующие значения фиктивного давления p_ϕ (4,2; 4,4; 4,6 МПа). Результаты расчета сведены в таблицу 3.

Энергетический баланс, т.е. выполнение равенства $\Delta q_g = \Sigma \Delta h$, реализуется при фиктивном критическом давлении $p_\phi = 4,46$ МПа, которому соответствуют критическая температура $t_* = 256,90$ °С и энтальпия жидкой фазы $h_{g*} = 1119,48$ кДж/кг. Таким образом, при критическом давлении $p_* = 3,84$ МПа перегрев несущей фазы (воды) составил:

$\Delta t_{sh} = t_* - t_S = 256,90 - 247,95 = 8,95$ °С.

При давлении $p_\phi = 4,46$ МПа ($t_* = 256,90$ °С) определяем табличные значения удельной энтропии $s_{g\phi} = 2,8563$ кДж/(кг·К), $s_{n\phi} = 6,02364$ кДж/(кг·К), а также значение удельного объема $v_{g\phi} = 0,0012683$ м³/кг.

Рассчитываем паросодержание пароводяной смеси в критическом сечении:

$$x_* = (s_{0*} - s_{g\phi}) / (s_{n\phi} - s_{g\phi}) = (3,1139 - 2,8563) / (6,02364 - 2,8563) = 0,0813.$$

При критических параметрах $p_* = 3,84$ МПа и $t_* = 256,90$ °С находим значение удельного объема перегретого пара в смеси $v_{shS} = 0,0538195$ м³/кг. При $p_* = 3,84$ МПа и $t_S = 247,95$ °С оцениваем значение удельного объема $v_g = 0,0012470$ м³/кг. Ввиду незначительной разницы величин $v_{g\phi}$ и v_g в качестве расчетного значения принимаем v_g . Затем рассчитываем значение удельного объема смеси при критических условиях:

$$v_* = v_{g0} + x_*(v_{shS} - v_{g0}) = 0,0013098 + 0,0813 \times (0,0538195 - 0,0013098) = 0,005580 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Рассчитываем скорость гипотетического потока жидкости:

$$W_g = \sqrt{2\Delta p_{0*} v_{g0}} = \sqrt{2 \cdot 1,87 \cdot 10^6 \cdot 0,0013098} = 70 \text{ м/с}.$$

Находим критическую скорость двухфазного потока пароводяной смеси в критическом сечении:

$$W_* = W_g \sqrt{v_* / v_{g0}} = 70 \sqrt{0,005580 / 0,0013098} = 144,48 \text{ м/с}.$$

Таблица 3

Величина, расчетная формула	Фиктивное давление p_ϕ , МПа		
	4,2	4,4	4,6
t_* , °С	253,27	256,07	258,78
$T = t_* + 273,15$, К	526,42	529,22	531,93
v_{g0} , м ³ /кг	0,0012595	0,0012663	0,0012730
v_n , м ³ /кг	0,04733	0,04551	0,04306
h_g , кДж/кг	1101,6	1115,4	1128,8
h_n , кДж/кг	2799,9	2798,7	2797,3
$r = h_n - h_g$, кДж/кг	1698,2	1683,3	1668,5
s_g , кДж/(кг·К)	2,8232	2,8488	2,8736
s_n , кДж/(кг·К)	6,0492	6,0294	6,0103
$s_n - s_g$, кДж/(кг·К)	3,2260	3,1806	3,1367
$x = (s_{0*} - s_g) / (s_n - s_g)$	0,09011	0,08335	0,07661
$\Delta x = x - x_{0*}$	0,05033	0,04357	0,03683
$h_{g0}(1 - x_{0*})$, кДж/кг	1149,57	1149,57	1149,57
$h_g(1 - \Delta x)$, кДж/кг	1046,16	1066,80	1087,23
$\Delta q_g = h_{g0}(1 - x_{0*}) - h_g(1 - \Delta x)$, кДж/кг	103,41	82,77	62,34
$\Delta h_{vap} \approx r \cdot \Delta x$, кДж/кг	<u>85,47</u>	<u>73,34</u>	<u>61,45</u>
$\Delta h_B \approx \Delta h_{BI} \approx (1 - x) \cdot 10^3 \cdot \Delta p_* \cdot v_{g0}$, кДж/кг	<u>2,23</u>	<u>2,245</u>	<u>2,26</u>
κ	1,3	1,3	1,3
$\Delta h_{exp,0} = x_{0*} \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_{0*} v_{0n} \left[1 - (p_* / p_{0*})^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \right]$, кДж/кг	1,98	1,98	1,98
v_{n*} , м ³ /кг, при t_* и $p_* = 3,84$ МПа	0,0530641	0,0536488	0,0542020
$v_{n\phi} = v_n$, м ³ /кг, при p_ϕ	0,04733	0,04551	0,04306
$\bar{v}_n \approx \sqrt{v_{n0} \cdot v_{n\phi}}$, м ³ /кг	0,040246	0,039465	0,038393
$\Delta h_{exp,\Sigma} \approx \Delta x \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_{0*} v_{n0}^{\kappa} \left[\bar{v}_n^{1-\kappa} - v_{n*}^{1-\kappa} \right]$, кДж/кг	3,23	3,24	2,96
$\Delta h_{exp} = \Delta h_{exp,0} + \Delta h_{exp,\Sigma}$, кДж/кг	<u>5,21</u>	<u>5,22</u>	<u>4,94</u>
$h_{n0} x_{0*}$	110,89	110,89	110,89
$h_n \Delta x$	140,92	121,94	103,02
$\bar{h}_n = (h_{n0} \cdot x_{0*} + h_n \cdot \Delta x) / x$, кДж/кг	2794,47	2793,40	2792,19
h_{shS} при p_ϕ и t_* , кДж/кг	2821,86	2831,98	2841,49
$\Delta h_{shS} = x(h_{shS} - \bar{h}_n)$, кДж/кг	<u>2,47</u>	<u>3,21</u>	<u>3,78</u>
$\Sigma \Delta h = \Delta h_{vap} + \Delta h_B + \Delta h_{exp} + \Delta h_{shS}$, кДж/кг	95,38	84,015	72,43

Рассчитываем удельный критический расход: $\Phi_* = W_* / v_* = 144,48 / 0,005580 = 25893$ кг/(м²·с) = $25,9 \cdot 10^3$ кг/(м²·с),

т.е. расчетное значение практически совпало с измеренным $25,6 \cdot 10^3$ кг/(м²·с). Погрешность определения Φ_* составила около +1,2%.

Оценим также величину скорости звука a_* движущегося потока в критическом сечении, для чего предварительно по таблицам [4] определим значения показателей адиабат жидкости и пара на линии насыщения $k_g = 278,9$ и $k_n = 1,267$.

Тогда

$$a_* = \sqrt{p} \frac{v_*}{\sqrt{(1-x_*) \frac{v_g}{k_g} + x_* \frac{v_{shS}}{k_n}}} = \sqrt{3,84 \cdot 10^6} \frac{0,005580}{\sqrt{0,9187 \frac{0,001247}{278,9} + 0,0813 \frac{0,0538195}{1,267}}} = 185,96 \text{ м/с},$$

т.е. $a_* > W_*$.

ет наряду с численной проверкой результатов многоступенчатого расчета получить представление о логике расчета, порядке расчетных величин и т.п.

Расчеты показали, что при одинаковых видимых конечных результатах (измеряемых параметрах) метастабильного потока, свидетельствующих якобы о его термодинамической неравновесности, сам процесс расширения может быть вполне равновесным. В защиту вышесказанного положения служит тот факт, что в приведенном примере расчета, как и в других примерах из [1], использовались классические закономерности термо- и газодинамики. Повидимому, метастабильность следует рассматривать как свойство, органически присущее течению нагретой жидкости через СУ в режиме возникновения критического двухфазного потока. Спонтанное вскипание, в результате чего происходит переход потока из метастабильного состояния в стабильное (таблично – равновесное) состояние, связано с приближением к спинодали в процессе расширения.

Примеры поверочных расчетов показали также, что могут быть в отдельности определены все необходимые для практики параметры критического двухфазного потока: критическое отношение давлений p_*/p_{01} ; критическое давление p_* и температура t_* ; критическая скорость смеси W_* ; критический удельный расход Φ_* .

Если согласно [1] значения величин p_*/p_{01} и p_* определяются достаточно просто, то определение t_* является значительно более трудоемким, хотя именно после нахождения величины t_* возможно определение значений W_* и Φ_* . В этой связи возникает проблема простой и удобной для практики оценки t_* . В настоящей работе предлагается новая методика определения температуры t_* , которая является важным параметром, характеризующим состояние двухфазного потока в критическом сечении. Рассматривается процесс изоэнтروпического расширения двухфазного потока от критического давления торможения p_{0*} до статического давления p_* в критическом сечении.

Начальное состояние смеси при ее адиабатно – изоэнтропическом расширении характеризуется энтальпией h_{01} и температурой t_{0*} , соответствующих давлению торможения p_{0*} . При этом аккумулятором тепла является насыщенная вода с энтальпией h_{e0} . Конечное состояние при критическом давлении p_* может быть охарактеризовано таблично – равновесными значениями h_e и t_s . Реальное значение температуры t_* потока в критическом режиме течения занимает промежуточное значение между t_{0*} и t_s .

Проанализируем условия определения критической энтальпии жидкой фазы (воды) h_{e*} в критическом режиме течения. В его основу положим гипотетический процесс теплообмена между «горячей» жидкостью с энтальпией h_{e0*} и «холодной» жидкостью с табличным значением энтальпии h_e , соответствующим критическому

давлению p_* . Предположим, что теплообмен осуществляется путем смешивания двух одинаковых по массе (1 кг) количеств «горячей» и «холодной» жидкостей. В процессе теплообмена происходит охлаждение «горячей» жидкости и нагрев «холодной» до некоторой промежуточной температуры t_* . Фактически задача заключается в нахождении оптимальных условий нагрева «холодной» жидкости или охлаждения «горячей» до энтальпии h_{e*} .

Все количество «холодной» воды делится на n равных частей, где $n \rightarrow \infty$. При дискретном вливании «холодной» воды в «горячую» только одна (первая) порция «холодной» воды приобретает начальную энтальпию «горячей» ($h_{1x} = h_{e0*}$). При этом энтальпия «горячей» воды снизится до значения

$$h_{1z} = \frac{h_{e0*} + h_e/n}{1 + 1/n} \quad (1)$$

После того, как вторая порция «холодной» воды нагреется до энтальпии $h_{2x} = h_{1z}$, «горячая» вода охладится до энтальпии h_{2z} :

$$h_{2z} = \frac{h_{1z} + h_e/n}{1 + 1/n} = \frac{h_{e0*} + (h_e/n)\{1 + (1 + 1/n)\}}{(1 + 1/n)^2} \quad (2)$$

Последняя порция «холодной» воды нагреется до энтальпии h_{nx} , равной конечной энтальпии «горячей» h_{nz} :

$$h_{nz} = \frac{h_{e0*} + (h_e/n)\{1 + (1 + 1/n) + (1 + 1/n)^2 + \dots + (1 + 1/n)^{n-1}\}}{(1 + 1/n)^n} \quad (3)$$

Значит, все n частей «холодной» воды нагреваются до разных температур, и при их смешении температура становится некоторой промежуточной t_* . Выражение в фигурных скобках представляет собой сумму геометрической прогрессии S_m , где первый член $b_1 = 1$, а знаменатель прогрессии $q = 1 + 1/n$:

$$S_m = \frac{b_1(q^m - 1)}{q - 1} = \frac{(1 + 1/n)^m - 1}{1/n} \quad (4)$$

Тогда зависимость (3) упрощается:

$$h_{nz} = \frac{h_{e0*} + h_e \left\langle (1 + 1/n)^m - 1 \right\rangle}{(1 + 1/n)^n} \quad (5)$$

При $m, n \rightarrow \infty \lim (1 + 1/n)^m = \lim (1 + 1/n)^n = e$, где $e \approx 2,7183$. Таким образом, в общем случае формула для определения энтальпии метастабильной жидкой фазы h_{e*} , соответствующей критическому давлению p_* , примет вид:

$$h_{e*} = h_{nz} = \frac{h_{e0*} - h_e}{e} + h_e \quad (6)$$

В силу однозначного соответствия энтальпии на линии насыщения температуре или давлению, по величине h_{e0*} определяется температура жидкой фазы, а, значит, и смеси t_* . Далее в соответствии с методикой [1] последовательно находят при t_* значения критического паросодержания x_* , удельных объемов перегретого пара v_{shs} и смеси v_* , критической скорости W_* и удельного критического расхода Φ_* (см. также пример 3).

При этом паросодержание x становится «замороженным» параметром в пределах перегрева. Другими словами, установлению критических условий при падении статического давления предшествует достижение предельного равновесного теплового состояния, которое обуславливает в дальнейшем постоянную величину паросодержания x .

Из работы [1] следует, что, несмотря на сложность процессов, сопровождающих течение самоиспаряющейся жидкости через сужающее устройство в режиме критического двухфазного потока, достаточно легко находятся начальные и конечные граничные условия изоэнтропийного расширения двухфазной среды из заторможенного состояния. Граничные условия включают в себя давления p_{0*} , p_* , температуры t_{0*} , t_S , величины которых результативно обусловлены физическими процессами, происходящими в пределах этих границ. Удобство предлагаемой методики состоит в том, что эти процессы не являются предметом анализа и расчета.

В качестве примеров практического использования формулы (6) используем примеры расчета из работы [1]. Так, из приведенного выше детального расчета (**пример 3**) следует, что значению критического давления торможения $p_{0*} = 5,71$ МПа соответствует энтальпия жидкой фазы $h_{e0*} = 1197,19$ кДж/кг, а значению критического давления $p_* = 3,84$ МПа соответствуют равновесно-табличные значения температуры $t_S = 247,95$ °С и энтальпии $h_e = 1075,74$ кДж/кг. Тогда по формуле (6) получим $h_{e*} = [(1197,19 - 1075,74)/e] + 1075,74 = 1120,42$ кДж/кг. На линии насыщения этому значению энтальпии соответствует критическая температура жидкости $t_* = 257,07$ °С. В этом случае перегрев жидкости составит $\Delta t_{sh} = t_* - t_S = 257,07 - 247,95 = 9,12$ °С, т.е. сравниваемые значения 8,95 °С и 9,12 °С практически совпали.

В **примере 1** оценим метастабильность двухфазного потока для условий критического течения насыщенной жидкости через сопло Лавала. Было установлено, что при критическом давлении торможения в критическом сечении $p_{0*} = 1,256$ МПа энтальпия жидкой фазы составляет $h_{e0*} = 807,74$ кДж/кг. Для критического давления $p_* = 0,565$ МПа значения температуры и давления на линии насыщения согласно таблицам [3] соответственно равны $t_S = 156,50$ °С и $h_e = 660,38$ кДж/кг. Тогда энтальпия жидкости при критических условиях составит $h_{e*} = [(807,74 - 660,38)/e] + 660,38 = 714,59$ кДж/кг. Этому значению энтальпии соответствует температура $t_* = 168,98$ °С, т.е. перегрев жидкости, а, значит, и смеси составит:

$$\Delta t_{sh} = t_* - t_S = 168,98 - 156,50 = 12,48 \text{ °С} \approx 12,5 \text{ °С}.$$

Пример 2 касается расчета цилиндрической насадки диаметра $d = 25$ мм и длиной $L = 758,5$ мм ($L/d = 30,34$).

Параметры среды на входе $p_{0I} = 3,97$ МПа, $t_{0I} = 249,61$ °С, недогрев $\Delta t_s = 0,3$ °С до температуры насыщения $t_S(p_{0I}) = 249,91$ °С. При давлении заторможенного потока $p_{0*} = 3,45$ МПа и температуре $t_{0*} = 241,74$ °С энтальпия воды составит $h_{0*} = 1045,84$ кДж/кг. При установленном значении критического давления $p_* = 2,848$ МПа табличные значения температуры и энтальпии соответственно равны $h_e = 994,86$ кДж/кг и $t_S = 230,99$ °С. Расчетom была установлено значение критической температуры $t_* = 232,74$ °С, т.е. перегрев смеси в критическом (выходном) сечении насадки составил $\Delta t_{sh} = t_* - t_S = 232,74 - 230,99 = 1,75$ °С. В свою очередь, расчет по формуле (6) дает значению энтальпии перегретой воды: $h_* = [(1045,84 - 994,86)/e] + 994,86 = 1013,61$ кДж/кг, которой соответствует значение $t_* = 234,95$ °С. Таким образом, в этом случае величина перегрева составит $\Delta t_{sh} = 234,95 - 230,99 = 3,96$ °С. При полученном расхождении Δt_{sh} , а именно 1,75 и 3,96, последнее значение представляется более достоверным, так как оно основывается на достаточно точно определяемых значениях параметров начала и конца процесса. Меньшее значение (1,75) получается, по-видимому, как результат многостадийного расчета ряда составляющих, каждая из которых в силу упрощающих допущений определяется с погрешностью. В итоге погрешность их суммы должна возрасти, что особенно должно чувствоваться при уменьшающейся метастабильности, стремящейся к минимуму.

В частности, из полученных результатов следует, что с уменьшением гидравлического сопротивления сужающего устройства (сопло по сравнению с насадкой) перегрев двухфазной смеси в критическом сечении возрастает. Согласно примерам это относится даже к такой термодинамически неустойчивой среде как насыщенная вода. В еще большей степени это будет проявляться при течении через сужающие устройства потоков жидкостей с начальным состоянием в однофазной области. И как показывают исследования, например [5], метастабильность потока возрастает с увеличением недогрева среды до температуры насыщения.

Определение t_* позволяет резко сократить объем вычислительной работы, после чего в соответствии с формулами и обозначениями, приведенными в [1], алгоритм расчета сводится к выполнению последовательности операций: $t_* \rightarrow (s_{e*}, s_{n*}) \rightarrow x_* \rightarrow v_* \rightarrow W_* \rightarrow \Phi_*$. Расчет можно также ускорить, причем без значительной погрешности определения t_* , если в формуле (6) вместо энтальпии h подставить соответствующие значения температуры t . Тогда расчетная формула для определения температуры критического потока приобретает следующий вид:

$$t_* = \frac{t_{0*} - t_S}{e} + t_S = \Delta t_{sh} + t_S \quad (7)$$

Расчет по формуле (7) согласно данным в примерах 1, 2, 3, приведенным выше, дает значения Δt_{sh} , равные 12,33; 3,95; 8,95 °С против 12,48; 3,96; 9,12 °С.

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Выполнено расчетное обоснование механизма проявления метастабильности критического двухфазного потока, соответствующего физической модели [1]. Детальный расчет по определению критических параметров течения, включая температуру смеси t_* , проведен применительно к цилиндрическому каналу с острыми входными кромками.

2. Использование предложенной в настоящей работе формулы (7) для определения температуры t_* метастабильной жидкости позволяет сократить объем вычислений и упростить расчеты, обеспечивая при этом хорошую сходимость с результатами многоступенчатого расчета.

Список литературы

1. Благов Э.Е. Критическое отношение давлений и критическая скорость при течении однокомпонентной вскипающей жидкости через сужающие устройства //Теплоэнергетика. 2005. №6. С.56–66.

2. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара /Справочник. М.: Издательство МЭИ. 1999.

3. Кеворков Л.Р., Лутовинов С.З., Тихоненко Л.К. Влияние масштабных факторов на критический расход насыщенной воды из прямых труб с острой входной кромкой //Теплоэнергетика. 1977. №7. С.72-76.

4. Ривкин С.Л., Александров А.А., Кремневская Е.А. Термодинамические производные для воды и водяного пара. М.: Энергия. 1977.

5. Мальцев Б.К., Хлесткин Д.А., Келлер В.Д. Экспериментальное исследование истечения насыщенной и недогретой воды при высоких давлениях //Теплоэнергетика. 1972. №6. С.61-63.