

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРИ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ С УЧЕТОМ ЕЁ СЖИМАЕМОСТИ ПРИ ВНЕЗАПНОМ РАСШИРЕНИИ ТРУБОПРОВОДА

*Запропоновано метод обчислювання втрат повного тиску при раптовому розширенні трубопроводу для випадків критичного та біля критичного режиму течії для рідини що стискається.*

*In this article we suggested the calculation method of absolute pressure total loss the case of pipe sudden expansion for critical flow compressible liquid.*

### Постановка задачи

Основным правилом для вычисления потери полного давления в случае несжимаемой жидкости является уравнение Бернулли для реального потока, которое для случая равных пьезометрических высот может быть записано в виде:

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho_0 \cdot v_0^2}{2 \cdot g} \quad (1)$$

где  $\Delta P$  – потери полного давления потока жидкости ( $кг/м^2$ ),

$\zeta$  – коэффициент гидравлических потерь,

$\rho_0$  – плотность жидкости ( $кг/м^3$ ),

$v_0$  – скорость жидкости ( $м/с$ ),

$g$  – ускорение свободного падения =  $9,81$  ( $м/с^2$ ).

В случае несжимаемой жидкости при неизменной величине перепада давления  $\Delta P$  коэффициент местного сопротивления может быть пересчитан на скорость в произвольном сечении за счет приведения коэффициента  $\zeta$  к этой скорости путем его умножения на квадрат соотношения площадей. При течении сжимаемой жидкости таким пересчетом можно пользоваться только при малых скоростях потока, когда влияние сжимаемости проявляется слабо. Поэтому в случае сжимаемой жидкости коэффициент сопротивления  $\zeta$  рассчитывают по отношению к сечению с минимальной площадью. Корректность такого методического приема подтверждается на практике для таких типовых элементов как внезапное сужение потока, трубка и сопло Вентури и т.д. Однако в случае внезапного расширения потока при критических режимах течения сжимаемой жидкости использование такого подхода приводит к парадоксальному результату, состоящему в следующем.

Скорость потока сжимаемой жидкости не может превышать скорость звука в потоке. Поэтому при равенстве таких скоростей между давлением на выходном сечении гидравлического элемента и расходом жидкости имеет место линейная зависимость, из которой по расходу определяют минимально допустимое значение полного давления. Если окажется, что текущее давление в сечении меньше минимально допустимого, то говорят, что имеет место скачок уплотнения. Такой разрыв полного давления имеет место на границе узкого и широкого сечений элемента “внезапное расширение” и не зависит от диа-

метра трубы широкого сечения. В то же время увеличение диаметра широкого сечения приводит к увеличению коэффициента сопротивления  $\zeta$ . Следовательно, увеличение большего из диаметров приводит к увеличению потери давления на элементе, что не может соответствовать действительности. Результаты таких расчетов показаны на диаграмме (рисунок 1).

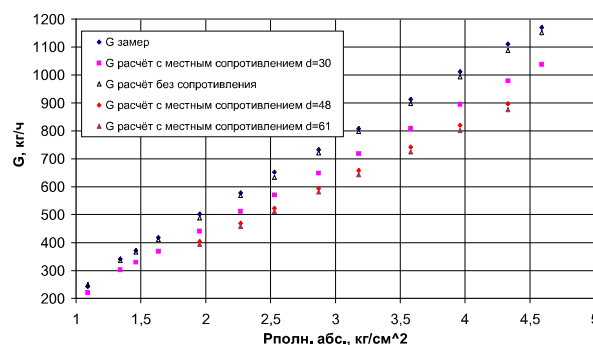


Рисунок 1 — Сравнительные данные по расходам воздуха при традиционном способе учета коэффициента гидравлических потерь.

В связи с вышесказанным актуальной оказалась задача разработки способа корректного определения потери полного давления для элемента “внезапное расширение”, что, в свою очередь, потребовало проведения экспериментальных исследований.

### Основная часть

Исследования проводились в лаборатории АНТК им. О.К. Антонова на специально спроектированном стенде. Все приборы, используемые во время испытаний, прошли аттестацию и метрологическую экспертизу. В испытаниях использовались четыре трубопровода различного диаметра, изготовленных из алюминиевого сплава. Внутренний диаметр приточного трубопровода составлял 20 мм. Три рабочих трубопровода имели внутренний диаметр 30, 48 и 61 мм. Определялись потери на элементе внезапное расширение в трубопроводе для случаев соотношения площадей рабочего ( $F$ ) и приточного ( $f_0$ ) трубопроводов  $F/f_0 = 2,25; 5,76; 9,3$ .

Схема стенда используемого во время испытания представлена на рисунке 2.

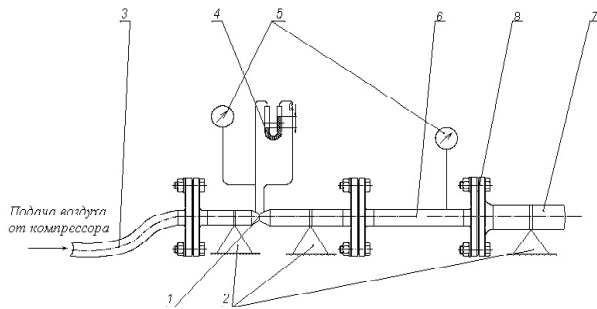


Рисунок 2 — Схема стэнду для исследования гидравлических потерь при внезапном расширении трубопровода: 1— расходомерное устройство типа трубки Вентури; 2 — крепления; 3 — подводный трубопровод; 4 — водяной дифманометр; 5 — камерные манометры; 6— приточный трубопровод; 7— рабочий трубопровод; 8— прокладка.

При испытаниях на манометре № 5 устанавливались ряд значений перепадов давлений и замерялся расход воздуха, протекающий через исследуемые трубопроводы. Для всех режимов и трубопроводов, предусмотренных испытаниями, замеренные расходы отличались в пределах точности измерений и поэтому в таблице № 1 приведены осреднённые данные результатов замера.

Таблица 1

$P_{ст. изб.}$ кг/см <sup>2</sup>	0,2	0,4	0,8	1	1,5	1,75
$G, кг/ч$	502	580	734	803	1008	1114

Расход воздуха замерялся с помощью эталонированных труб Вентури 25×18 и 50×30. Температура воздуха определялась с помощью прибора ТНВ – 40 и была равна 20 °С.

При внезапном расширении сечения трубопровода в потоке жидкости возникают так называемые потери на удар. В результате возникающих пульсаций в потоке жидкости возникают вихри, а в некоторых случаях и обратное течение жидкости, что приводит к частичной потере энергии потока и полного давления.

Коэффициент местного сопротивления удара, согласно [ 2, 3, 4, 6], в случае равномерного распределения скоростей по сечению узкого канала и турбулентного режима течения ( $Re = w_0 D_1 / \nu > 10^4$ ) зависит только от отношения площадей узкого и широкого сечений  $F_0 / F_2$  (степени расширения  $n = F_0 / F_2$ ) и вычисляется по формуле Бордо–Карно:

$$\zeta_{.м} = \frac{\Delta P}{\rho w_0^2 / 2} = \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2$$

При внезапном расширении сечения трубопровода образуется струя, которая условно отделена от остальной среды поверхностью раздела, и после распадается и свёртывается в мощные вихри. Длина участка, на котором

происходит вихреобразование, постепенное затухание вихрей и полное растекание потока по сечению, составляет согласно [5]  $8 - 12 D$  ( $D$  – гидравлический диаметр широкого сечения трубопровода). Потери на удар при внезапном расширении связаны, в основном, с образованием вихрей на данном участке.

В том случае, когда сжимаемостью жидкости пренебречь нельзя ( $V > 150 м/с$ ) потери полного давления можно определить, используя метод приведенной длины, который описан в работе [1] и реализован в программе Сеть-ВЭ. Суть метода состоит в том, что при расчете на основании газодинамических функций местные потери давления представляются как потери на трение в трубе эквивалентной длины.

Согласно методу приведенной длины давление в узком сечении трубопровода перед расширением потока определяется по формуле

$$P_{1'}^* = \frac{G \cdot \sqrt{T}}{m \cdot F_{1'} \cdot q(\lambda_{1'})} \quad (3)$$

где  $P_{1'}^*$  – полное давление потока жидкости в сечении до расширения потока, кг/м<sup>2</sup>;  $G$  – расход жидкости, кг/с;  $m$  – для воздуха = 0,3965 град<sup>0.5</sup>/с;  $F_{1'}$  – площадь сечения трубопровода до расширения потока, м<sup>2</sup>;  $q(\lambda_{1'})$  – газодинамическая функция;  $\lambda_{1'}$  – приведенная скорость потока до расширения потока  $\lambda_{1'} = v_1 / a_{кр1'}$ , где  $v_1$  – скорость потока, м/с;  $a_{кр1'}$  – скорость звука в данном сечении потока, м/с;  $T$  – температура потока жидкости, °К.

Так как гидравлический расчёт ведётся против движения потока, приведенная скорость воздуха в узком сечении 1' определяется из уравнения:

$$\varphi(\lambda_{1'}) = \varphi(\lambda_{2'}) + \chi \quad (4)$$

где  $\varphi(\lambda_{1'})$ ,  $\varphi(\lambda_{2'})$  – газодинамические функции в сечении 1' и 2', соответственно;

$$\varphi(\lambda) = \frac{1}{\lambda^2} + 2 \ln \lambda; \quad \chi = \frac{2 \kappa}{\kappa + 1} \zeta \frac{x}{D}$$

длина трубопровода;  $\zeta$  – коэффициент гидравлических потерь;  $x$  – длина расчётного участка трубопровода, м;  $D$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $\kappa$  – коэффициент адиабаты,  $\kappa = c_p / c_v$ , для воздуха  $\kappa = 1,4$ .

Согласно теории термодинамики скачок уплотнения возникает в узком сечении трубопровода при отношении

$$\frac{P^*}{P_{ст}} \geq 1.89, \text{ где } P^* \text{ и } P_{ст} - \text{соответственно полное и}$$

статическое давление потока жидкости в рассматриваемом сечении. При этом максимально возможная скорость в данном сечении не может превышать местной скорости звука. Однако, используя для расчёта коэффициенты гидравлического сопротивления, рассчитанные по формуле (2) для различных отношений площадей, при определении полного давления в сечении 1' мы получаем скорость воздуха, которая превышает местную скорость звука, что противоречит теории. Более того, при увеличении отношения площадей расход воздуха, согласно выражениям 1 и 2 уменьшается (т.к. для  $d = 30 мм$   $\zeta = 0,3086$ ;  $d = 48 мм$   $\zeta = 0,6829$ ;  $d = 61 мм$   $\zeta = 0,7965$ ), что не соответствует

данным, полученным в испытаниях, и указывает на нецелесообразность использования данного метода для определения потерь полного давления при подобных скоростях.

Если рассмотреть идеальное сужающееся устройство (трубка Вентури), в котором потери полного давления отсутствуют, то скорость в узком сечении может сильно отличаться от скорости в других сечениях, в результате чего она может достигать местной скорости звука, даже если отношение полного давления до сужения к статическому давлению после сужения не достигло критического.

В этом случае потери полного давления, происходящие в скачке уплотнения, могут полностью перекрывать потери давления, связанные с вихреобразованиями, что подтверждается экспериментальными данными для разных соотношений площадей  $F/f_0$ . Поэтому дополнительный учет потерь давления, связанных с вихреобразованиями, приводит к завышенному значению потерь давления на элементе, что проиллюстрировано на диаграмме рисунке 1.

Для решения поставленной задачи было использовано два подхода, основанные на гидравлике и механике жидкости.

В первом случае было обращено внимание на то, что возникающие потери давления связаны с возникающими вихрями, которые образуются за узким сечением. Следовательно, они должны учитываться этим обстоятельством.

Известные методы расчета потерь полного давления на гидравлических элементах всегда предполагают неизменность их сечения. Как было показано выше, расчет потери давления при приведении сопротивления к узкому сечению  $f_0$  приводит к завышению таких потерь. Если для расчета потерь давления использовать приведение местного гидравлического сопротивления к широкому сечению  $F$ , то в режимах, близких к критическим, такие потери будут занижены. Поэтому при выборе способа расчета потерь давления на гидравлическом элементе “внезапное расширение трубопровода” необходимо было разработать способ выбора эффективного сечения трубопровода.

При выборе такого эффективного сечения трубопровода учитывался тот факт [5], что при критическом истечении как бы образуется жесткая коническая стенка. Поэтому расчётная область (рисунок 3) разбивалась на ряд концентрических окружностей с равным шагом по площади.

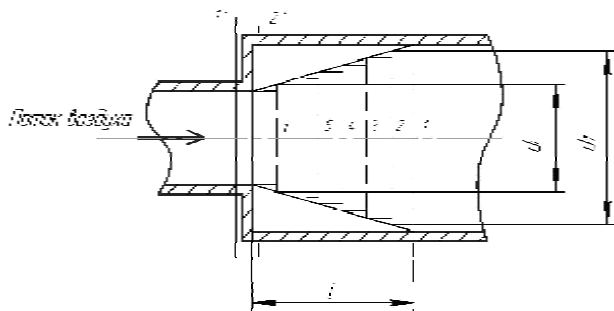


Рисунок 3 — Расчётная область при внезапном расширении потока жидкости.

Расчёт потерь давления ведётся при изменении площади трубопроводов от первого сечения ко второму и т.д. в предположении нулевой длины участка разбиения (т.к. длинные потери самой трубы большего диаметра рассчитываются отдельно). Кроме того, коэффициент гидравлических потерь  $\zeta$  определялся для каждого из участков с учетом соотношения площадей так, что общий суммарный коэффициент сопротивления для случая несжимаемой жидкости, с пересчетом его на единую площадь, оставался равным рассчитанному по формуле (2) для такой же площади.

В расчетах использовалось приведение коэффициента гидравлических потерь  $\zeta$  к большему из сечений трубопровода на каждом из разбиений расчетной области. При этом на более узком сечении мог возникать скачек уплотнения. Последнее означало, что коэффициент гидравлических потерь на таком участке разбиения не влияет на расчет, поскольку полностью перекрывается скачком уплотнения.

Расчёты проводились при различном количестве разбиений расчётной области от 5 до 100 интервалов. В результате анализа результатов расчётов стало очевидно, что увеличивать количество разбиений более 20 нецелесообразно, так как отклонение результатов расчёта от данных испытаний не превышает 2 %, что соответствует погрешности измерений.

Ниже приведено сравнение результатов, полученных в испытаниях, с расчётными значениями по предложенной методике, а также полученные результаты по методике, предложенной в работе [1] при использовании формулы (2).

Второй подход состоял в расчете потери давления на элементе “внезапное расширение” на основании определения трехмерного поля скоростей. Для этого использовалось приложение CFX программы ANSYS, которое было выбрано в качестве инструмента для анализа подобного режима течения из ряда подобных программ в связи с тем, что результаты, полученные с его помощью, наиболее точно совпадают с данными, полученными во время испытаний.

Трёхмерная модель трубопроводов была создана в CATIA V5R18, которая затем была импортирована в программу ANSYS. При расчёте анализировались следующие факторы, влияющие на корректность создания математической модели течения сжимаемой жидкости при внезапном расширении потока: модель турбулентности, построение расчётной сетки – её вид, толщина пристеночного слоя и градиент его изменения, теплообмен, шероховатость стенки.

Согласно результатам расчёта наиболее точные данные были получены при использовании трёх теорий турбулентности, представленных в программе и описанных в работе [7]:

$k - \epsilon$  (k - e) – двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности, основанная на рассмотрении кинетической энергии турбулентных пульсаций. При использовании данной модели устанавливалась различная шероховатость стенки: 1, 5, 15, 50 и 100 мкм;

$k - \omega$  ( $k - \omega$ ) – данная модель турбулентности имеет преимущество перед  $k - \epsilon$  при моделировании пристеночных течений;

*shear stress transport* – даєт найбільш точні результати при існуванні теплообмена.

Расчётная область была представлена сеткой, ячейки которой имели вид тетраэдра, а пристеночный слой разбит на 10 подслоёв, ячейки которых имели форму призм.

Расчёты проводились при различных видах теплообмена:

*total energy* – учитывается кинетическая энергия потока, а также используется при скоростях потока больше 0,2 Маха;

*thermal energy* – учитывается только внутренняя энергия потока, целесообразно использовать при скоростях менее 0,2 Маха.

*isothermal* – теплообмен не учитывался.

Результаты расчёта, полученные по программе ANSYS CFX, а также по описанной выше математической модели, и экспериментальные данные по расходам представлены на рисунке 4.

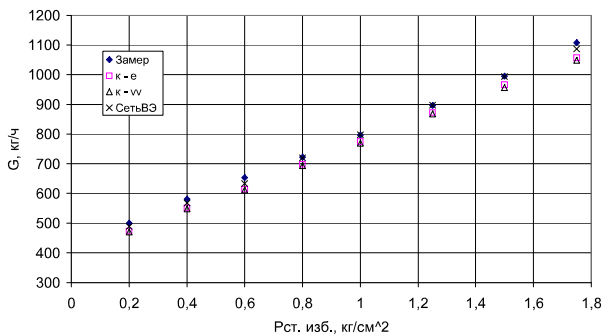


Рисунок 4 — Сравнение результатов расчёта полученных по программе ANSYS CFX и СетьВЭ с результатами испытаний.

## Выводы

1. Расчёты по методике приведенной длины с приведением коэффициента местных потерь к узкому сечению при его определении согласно зависимости (2) [5] показали, что с увеличением площади проходного сечения уменьшается общий расход, что не подтверждается экспериментальными исследованиями.

2. Методика расчета расхода воздуха, основанная на определении трехмерного поля скоростей и давлений показывает близкие результаты, но худшие чем в предложенном способе разбиения расчетной области концентрическими окружностями.

3. Метод разбиения расчётной области на концентрические окружности, предложенный в статье, обеспечил получение результатов расчета, наиболее близких к натурным данным и может быть рекомендован для практического использования при гидравлических расчетах режимов гидравлических распределительных систем, содержащих элементы – внезапное расширение трубопровода.

## Литература

1. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика. 3-е изд., перераб. — М.: Наука, 1969. — 824 с.
2. Альтшуль, А.Д. Гидравлические сопротивления. — 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Недра, 1982. — С. 224.
3. Альтшуль, А.Д., Арзуманов, Э.С., Везириян, Р.Е. Экспериментальное исследование зависимости коэффициентов сопротивления при внезапном расширении потока от числа  $Re$ /Нефтяное хозяйство.— 1967.— № 4.— С.64–70.
4. Глозов, Г.Ф., Мороз, Э.К. Исследование течения газа в цилиндрическом канале при внезапном расширении звукового потока//Уч.запискиЦАГИ.— 1970.— Т1№ 2.— С.53– 59.
5. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям //Под ред.М.О.Штейнберга.3-еизд., перераб. доп.— М.:Машиностроение,1992.— 672 с.
6. Левин, Л.М., Малай, Э.М. Исследование гидродинамики потока при внезапном расширении//Труды Гос. Проект.Исслед.ин-таВостокипрогаз.— 1969.— Вып.1.— С.41– 47.
7. Хитрых, Д. ANSYS Solutions.Инженерно-технический журнал.Русская редакция.— 1 (1)Осень 2005.С.9– 11.

Надійшла 2.03.2012 р.