

О методах оценки прочности защитных гильз для преобразователей температуры теплосчетчиков

Выбор защитных гильз для преобразователей температуры, применяемых в составе теплосчетчиков для водяных систем теплоснабжения, является весьма ответственной процедурой, способной значимо повлиять на точность измерений тепловой энергии. Следует отметить, что в качестве преобразователей температуры для теплосчетчиков далее будут подразумеваться только ТСП по ГОСТ 6651, т. к. другие средства измерений температуры по точности и стабильности метрологических характеристик здесь не приемлемы.

В России в настоящее время отсутствуют нормативные документы, устанавливающие требования к общим техническим условиям гильз для ТСП, что порождает в ряде случаев недопустимый произвол.

Исторически сложилось так, что вплоть до начала 90-х годов прошлого века для измерений расхода жидкостей, а также тепловой энергии наиболее широко использовались стандартные сужающие устройства. И это обстоятельство, как ни странно, до сих пор играет негативную роль в вопросе выбора гильз для ТСП. Во многих регионах нашей необъятной страны старые опытные работники энергоснабжающих организаций при приемке в эксплуатацию узлов учета тепловой энергии продолжают по инерции пользоваться требованиями нормативных документов для сужающих устройств (сейчас это ГОСТ 8.563.1,2-97 [1, 2]) и передают свой опыт следующим поколениям.

И это легко объяснимо: для подавляющего большинства из около 300 новых типов средств измерений тепловой энергии, внесенных за последние годы в Госреестр, таких хорошо проработанных нормативных документов просто нет.

Однако следует иметь в виду, что разработка [1, 2] финансировалась и проводилась при непосредственном участии Газпрома. Поэтому применять эти документы в тех областях, куда интересы Газпрома не простираются, следует с очень большой осторожностью, в частности, это относится к области измерений расхода сред с высокими температурами.

К конструкциям гильз термометров в [1, 2] по существу имеется только два, хотя и очень важных, требования. Так, допускаемые пределы глубины погружения в поток термометра (следовательно, и гильзы) должны составлять $0,3-0,7 D$ (т. е. чувствительный элемент ТСП должен находиться в ядре потока), а наибольшее значение отношения наружного диаметра гильзы d_f к внутреннему диаметру трубопровода D в документе Р 500.2.002-2000 — электронной версии [1, 2] — установлено как:

$$d_f / D \leq 0,26 \quad (1).$$

Поэтому в качестве гильз ТСП по [1, 2] вполне могут применяться заглушенные с одного конца отрезки труб Ду 15 мм или Ду 20 мм, что на практике в массовых масштабах и происходит. Далее в [2] «для улучшения температурного контакта» в гильзу предлагается заливать жидкое масло, причем не оговаривается какое (при измерении расхода газа это не имеет значения). Для тепловых сетей такой произвол часто приводит к тому, что налитое, различных марок, масло запекается, причем по-разному в подающем и обратном трубопроводах (из-за разной в них температуры). Это, соответственно, вызывает дополнительный вклад в погрешность измерений температуры и, особенно, разности температур за счет того, что теплопроводности спекшихся субстанций могут существенно отличаться и друг от друга, и от теплопроводности исходного масла.

Нельзя забывать также и то, что [1, 2] регламентируют только измерения расхода среды и температура здесь нужна, в основном, для определения плотности, которая в уравнении измерения расхода стоит под корнем, что, естественно, снижает требования к точности измерений. Однако если теплосчетчик выполнен на базе сужающих устройств, никто не обращает внимания на то, что энтальпия в уравнение измерений тепловой энергии входит уже не под корнем, соответственно, требования к точности измерений температур, а особенно разности температур, существенно повышаются.

Таким образом, давно назрел вопрос о создании нормативного документа, регламентирующего требования к гильзам, применяемым для преобразователей температуры теплосчетчиков. Такие гильзы должны входить в комплект поставки теплосчетчиков и в его составе проходить типовые испытания.

Необходимо отметить, что гильзы для теплосчетчиков должны одновременно удовлетворять условиям, которые принято называть конкурирующими. Условия эти непосредственно вытекают из тех функций, которые гильзы должны выполнять:

- позволять устанавливать погружаемые части ТСП в трубопроводы с проточной жидкостью без прерывания ее движения;
- надежно защищать погружаемые части ТСП от механических повреждений в процессе эксплуатации;
- не вносить существенных искажений в показания ТСП при измерениях температуры потока среды.

Первую функцию любая гильза будет выполнять автоматически. А вот две последние функции при определении геометрических характеристик гильз будут порождать конкурирующие условия, которые можно разделить на две группы. Первая касается толщины стенки корпуса гильзы: для увеличения прочности стенка быть как можно толще, а для увеличения

точности измерения — как можно тоньше. Вторая группа конкурирующих условий связана с выбором материала и конструкции корпуса гильзы, которые должны обеспечивать наивысшие показатели по теплопроводности, коэффициенту теплопередачи погружаемой в измеряемую среду части защитной гильзы, полному коэффициенту теплопередачи (теплопередача конвекцией) и прочностным характеристикам.

Очевидно, что для одновременной реализации таких условий придется искать компромиссы. Анализ ситуации показывает, что при отработке первой группы конкурирующих условий отталкиваться следует в первую очередь от точности измерений, т. к. прочность гильзы не в полной мере определяется толщиной стенки. Имеется еще ряд других, в том числе и внешних условий, на которые можно оказывать требуемое влияние.

Для второй группы условий на компромисс, как правило, приходится идти, в сторону выбора более высоких прочностных характеристик материалов корпуса защитных гильз в ущерб характеристикам теплопроводности и теплопередачи материала и конструкции.

Причем следует избегать применения материалов с разной теплопроводностью для изготовления погружаемой части и штуцера защитной гильзы, так как подобные решения ухудшают значение полного коэффициента теплопередачи (тепловой конвекции) всей конструкции. Дополнительно возникают коррозионные процессы в месте сая защитного цилиндра и штуцера защитной гильзы при соприкосновении с горячей сетевой водой, что в свою очередь ухудшает прочностные характеристики конструкции в процессе эксплуатации.

Для расчета гильзы на прочность необходимую математическую модель в первом приближении можно построить, представляя рассматриваемый физический процесс как обтекание потоком теплоносителя цилиндра, помещенного в трубу перпендикулярно направлению потока. Тогда возникает две практически самостоятельные задачи. Первая — определение силового воздействия на гильзу со стороны потока, ее можно решить методами гидравлики. Вторая задача — расчет гильзы на прочность, под действием рассчитанной нагрузки, решается с позиций сопромата.

Гидравлический расчет можно провести, воспользовавшись, например, зависимостями, приведенными в справочнике И. Е. Идельчика [4]. Здесь приводится формула для определения перепада давления ΔP , получаемого на цилиндре, обтекаемом жидкостью в трубе. И если внешнюю форму гильзы в первом приближении принять за цилиндр либо группу сочлененных цилиндров, то:

$$\Delta P = C_T C_x \frac{\frac{S_M}{F_0}}{(1 - 0.5 \frac{S_M}{F_0})^3} \left(\frac{\rho U^2}{2}\right) \sqrt[3]{\left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)}$$

где: $C_T = C_T(\text{Re}_T, \varepsilon_T)$ — поправочный множитель на интенсивность турбулентности потока;

$C_X = C_X(\text{Re}_T)$ — коэффициент лобового сопротивления;

S_M — площадь миделевого сечения ($S_M = d_r \cdot l_r$);

d_r — наружный диаметр гильзы;

l_r — длина гильзы;

F_0 — площадь поперечного сечения трубы ($F_0 = \pi \cdot D_0^2 / 4$);

D_0 — диаметр трубы;

ρ — плотность жидкости;

U — скорость потока;

$\varepsilon_T = \frac{\sqrt{u'^2}}{U}$ — интенсивность турбулентности потока (мера интенсивности продольных пульсаций потока);

$\text{Re}_T = \frac{U \times d_r}{\nu}$ — число Рейнольдса;

ν — кинематическая вязкость жидкости;

y — отклонение положения обтекаемого стержня от диаметрального (без особой натяжки можно положить, что $y = 0$, т. е. гильза расположена по диаметру трубы).

Очевидно, что гильза в потоке с точки зрения сопромата представляет собой статически определимую балку, один конец которой зашпунт (для простоты положим в стенке трубы). Второй конец гильзы является консолью.

При проведении прочностных расчетов целесообразно ввести следующие допущения:

- гильза в потоке находится в условиях чистого изгиба;
- профиль скоростей потока в трубе является прямоугольным.

Последнее условие будет означать, что со стороны потока на гильзу действует равномерно распределенная по ее длине нагрузка:

$$q = \Delta P l_r \quad (3).$$

Изгибающее напряжение, действующие в поперечном сечении гильзы, расположенном на расстоянии x от консоли, можно найти как частное от деления изгибающего момента на момент сопротивления поперечного сечения.

Распределение изгибающих моментов по длине гильзы M_x находится из хорошо известного уравнения статики

$$M_x - \frac{q l_r x}{2} = 0 \quad (4).$$

Поскольку поперечное сечение гильзы является кольцом, то момент его сопротивления W_x находится по формуле:

$$W_x = \frac{\pi d_r^3}{32} \left(1 - \frac{d_0^4}{d_r^4}\right) \quad (5).$$

где d_0 — внутренний диаметр гильзы; он обычно постоянен по длине, в отличие от d_r , который в общем случае является функцией продольной координаты x .

Нетрудно видеть, что наибольший изгибающий момент на гильзу будет действовать при $x = l_r$, т. е. около места ее заземления, а наименьший — в начале координат при $x = 0$, т. е. на консоли.

Наибольшее изгибающее напряжение σ , под действием которого может находиться гильза, должно удовлетворять условию прочности:

$$\sigma = \frac{M_x}{W_x} \leq \frac{\sigma_T}{k} \quad (6),$$

где: σ_T — предел текучести материала гильзы (так, например, для стали 12Х18Н 10Т $\sigma_T = 279$ МПа);

k — коэффициент запаса прочности (в сопромате для изгиба обычно принимается $k = 2$);

Таким образом, если известны скорость потока и плотность жидкости, то, задаваясь геометрическими размерами гильзы по формулам (2)-(6), можно рассчитать, превосходят ли изгибающие напряжения в опасном сечении критические значения. Причем формуле (2) для предварительных расчетов можно положить $C_x = 1,4$; $C_T = 1,5$, т. е. считать коэффициенты равными своим наибольшим значениям.

Приведенные выше формулы подтверждают, в общем-то, очевидные истины: консоль у гильзы, где изгибающие напряжения наименьшие, может быть наиболее тонкой, что благотворно сказывается и на точности измерений температуры. Ближе к точке заземления толщина гильзы должна увеличиваться. Однако если провести расчеты для штатных режимов течения в тепловых сетях даже при наибольших скоростях потока, то максимальные изгибающие напряжения, возникающие в гильзе с толщиной стенки в 1 мм по всей длине, получатся очень незначительными — по крайней мере, в десятки раз меньше предельных допускаемых значений.

При проведении более конкретных расчетов следует учитывать, что защитная гильза вворачивается в бобышку (от 25 до 60 мм), поэтому сечение заземления гильзы и, следовательно, длина ее консоли должны определяться с учетом конструктивных особенностей применяемой бобышки. В уравнении (2) необходимо учитывать возможное изменение конфигурации гильзы по длине, то же самое относится и к моменту инерции поперечного сечения. Для страховки можно выполнить еще и прочностной расчет на отрыв бобышки от трубопро-

вода с учетом направления потока жидкости (однако подобные случаи из практики авторам не известны).

Таким образом, если бы в тепловых сетях соблюдались установленные нормами режимы течения, то проблем с прочностью гильз не возникало бы, и все усилия при их проектировании можно было бы сосредоточить на точности измерений температуры. Однако в реальности существуют две ситуации, когда силовое воздействие потока на гильзу может многократно возрастать и даже вызвать ее разрушение: это резонансные колебания под действием переменной нагрузки и гидравлический удар.

Как известно, при определенных условиях с цилиндрического тела, расположенного поперек потока, могут срывать вихри, причем попеременно с каждой стороны цилиндра (в гидродинамике это явление называется вихревой дорожкой Кармана). Если эти вихри будут иметь достаточную амплитуду пульсаций, то могут послужить источником вибраций консоли гильзы. А если эта вынужденная частота вибраций еще совпадет и с собственной частотой, то наступит резонанс, и гильза может выйти из строя, причем независимо от толщины стенки. В работе [5] проведена оценка характеристик потока, способных вызвать резонансную частоту колебаний, которые, естественно, существенно зависят от длины консоли. Так, например, если скорость потока, вызывающая резонанс при длине гильзы 60 мм, составляет около 100 м/с, то при длине 630 мм это уже 1 м/с.

Чтобы устранить возможность появления за гильзой дорожки Кармана и, как следствие, вибрации консоли гильзы, следует воспользоваться наработками теории вихревых расходомеров, которая в настоящее время достаточно основательно проработана как в отечественной, так и в зарубежной литературе. Следует только учесть, что в данном случае решается прямо противоположная задача. Так, если для вихревых расходомеров важно, чтобы после плохо обтекаемого тела образовывалась устойчивая дорожка крупномасштабных вихрей, частоту срыва которых можно каким то образом фиксировать, то здесь задача состоит в том, чтобы исключить возможность формирования таких вихрей.

Если принять во внимание разрешающую способность современной аппаратуры, позволяющую регистрировать даже не очень крупные вихри с невысокой энергетикой, то для успешного решения поставленной задачи следует просто не заходить в зону, где стабильно работают вихревые расходомеры и которая в настоящее время достаточно удовлетворительно очерчена.

Конструктивным параметром, который в наибольшей степени определяет необходимое условие образования крупномасштабных вихрей является d_r/D . Многочисленными экспериментами установлено, что такое вихреобразование может начаться только при превы-

шении некоторого минимального значения d_r/D . Причем, следует особо отметить, что для достаточности возникновения устойчивого вихреобразования этого условия даже мало.

Следовательно, максимальный наружный диаметр гильзы должен быть таким, чтобы величина d_r/D была меньше того минимального значения, с которого возможно начало устойчивого вихреобразования.

Обширные работы по определению допустимых значений отношения d_r/D были проведены при разработке нормативного документа для сужающих устройств [3], где установлена необходимость выполнения условия (1), хотя и из других соображений. Дело в том, что срывающиеся с гильзы крупномасштабные вихри, являясь серьезными поглотителями энергии (за счет которой они образуются), могут значительно исказить результаты измерений температуры. Это обстоятельство еще более подчеркивает необходимость выполнения условия (1).

Существенную опасность для гильз, как и для другого оборудования тепловых сетей, представляет гидравлический удар. Расчет гильзы на прочность при гидравлическом ударе можно проводить по формулам (3)-(6), только перепад давления, действующий на гильзу со стороны потока, в данном случае будет вычисляться не по (2), а по формуле Н. Е. Жуковского [6]:

$$\Delta P = a \rho w \quad (7),$$

где: a — скорость перемещения ударной волны (от 1000 до 1400 м/с, которую можно вычислить по известной формуле, например, [6], либо взять в готовом виде из справочника, например, [7]);

w — скорость воды до торможения;

ρ — плотность воды.

Анализ с помощью расчетов по (3)-(7) показывает, что наибольшие неприятности для гильз гидравлические удары могут принести в трубопроводах малого диаметра ($D \leq 100$ мм). Для таких трубопроводов имеется меньше возможностей для усиления корпуса гильз без нарушения условия (1) и, следовательно, потери точности измерений, особенно разности температур (достаточность условий для устойчивого вихреобразования при $d_r / D > 0,26$ в одном трубопроводе тепловой сети может быть достигнута, а в другом — нет).

Для трубопроводов большего диаметра, в принципе, имеется возможность усиления корпуса гильзы до такой степени, чтобы выдержать прямой гидравлический удар, при этом соблюдая и условие (1). Однако расчетные изгибающие напряжения в наиболее опасном сечении гильзы в точке ее заземления оказываются очень близкими к предельным допустимым значениям, определяемым по (6).

Поэтому, с одной стороны, объективно учитывая довольно значительную погрешность теоретических расчетов и, с другой стороны, невозможность устранения в тепловых

сетях всех возможных источников, вызывающих резкие колебания давления теплоносителя, весьма актуальными оказываются мероприятия, направленные на сведение наибольших амплитуд этих пульсаций давления до приемлемого уровня. Это, по сути, означает проведение комплекса мероприятий, сводящих к минимуму вероятность возникновения прямого гидравлического удара. Тем более, что в тепловых сетях имеются элементы по прочности значительно более уязвимые, чем гильзы.

Неслучайно гидравлическому удару и особенно вопросам минимизации ущерба, им вызываемым, в литературе по тепловым сетям уделяется большое внимание, например, в монографии Е. Я. Соколова [6]. Из последних публикаций хотелось бы отметить [8]. Однако приводимые в различных работах рекомендации носят, как правило, довольно общий характер, и нуждаются в адаптации применительно для каждого конкретного объекта, о чем говорится и в [8].

Базовой величиной для борьбы с прямым гидравлическим ударом является интервал времени, который принято называть фазой гидравлического удара — это удвоенное время распространения ударной волны по длине трубопровода, т. е. $\theta = 2 \cdot L/a$, где L — длина трубопровода. И основной принцип устранения прямых гидравлических ударов заключается в том, чтобы в тепловых сетях сделать как можно большими длительности переходных процессов от всевозможных возмущающих факторов (времени закрытия задвижек в зоне активного дросселирования, времени разгона насосов и т. д.). По крайней мере, длительности переходных процессов должны превышать величину θ .

В заключении хотелось бы отметить, что образцом для подражания разработчикам гильз для теплосчетчиков могут служить конструкции, предложенные в европейском стандарте EN 1434-97 «Теплосчетчики». Гильзы именно таких конструкций уже применяются в составе ряда теплосчетчиков.

Литература

1. ГОСТ 8.563.1-97. ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Технические условия.
2. ГОСТ 8.563.2-97. ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Методика выполнения измерений.
3. Р 50.2.002-2002 ГСИ. ГОСТ 8.563.1-97. ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Программный комплекс РАСХОДОМЕР-СТ.
4. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992. — 672 с., илл.

5. Бычковский, Р. В. Иванов, А. Г., Приступа, Ю. П и др. Определение расчетным методом скоростей потока измеряемой среды, вызывающих резонансные колебания термометров сопротивления. Метрология, 1974, № 7, с. 44-48.

6. Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. 7-е изд. стереотип. — М.: Изд-во МЭИ, 2001. — 472 с., илл.

7. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник. 2-е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 560 с.

8. Иванов, С. А. Вероятность гидравлического удара в системе теплоснабжения, причины и последствия. Новости теплоснабжения. 2005, № 2, с. 44-46.