

ПОДХОДЫ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИЛЬЗ ЗАЩИТНЫХ ТЕРМОМЕТРИЧЕСКИХ

к.т.н. В.Б. Богуш, д.т.н В.С. Федотовский

Введение

Гильзы защитные термометрические предназначены для предотвращения непосредственного воздействия термометрируемой среды на термоэлектрические преобразователи и преобразователи сопротивления при их монтаже в сосуды под давлением, на трубопроводы или другие объекты. Для выполнения этой функции необходимо обеспечить прочность и надежность гильзы в течение всего времени ее эксплуатации, которое может в несколько раз превышать ресурс термопреобразователя. Конструктивно гильзы состоят из *защитного элемента*, выполняемого в форме цилиндрической или конусообразной трубки, ниже этот защитный элемент мы будем называть также *трубкой* либо *стержнем*, и монтажного элемента в виде фланца или штуцера, позволяющего закрепить гильзу на объекте.

Среда, в которую помещается стержневой элемент термопреобразователя, характеризуется, в общем случае, фракционным и химическим составом, плотностью, вязкостью, давлением, температурой и скоростью. Дополнительно в этот перечень следует включить повреждающее (коррозионно-эрозионное) воздействие среды на конструкционный материал, интенсивность которого зависит не только от ее физико-химического состава и рабочих параметров, но и от времени нахождения гильзы в агрессивной среде. Эрозионное воздействие среды на конструкционный материал явно проявляется при наличии в среде абразивных твердых частиц, например песка в водной среде.

При отсутствии данных о возможном характере изменения рабочих параметров среды реально допустимая скорость потока (далее называемая *допустимой скоростью*) может быть определена при введении допущений, касающихся диапазона изменения напряжений в месте жесткой «заделки» стержневого элемента.

Погружаемый в поток термометрируемой среды защитный элемент испытывает сложное напряженное состояние. Оно создается наружным давлением среды, действующим по всей поверхности элемента, и силовым воздействием потока, которое ниже рассматривается нами в качестве основного нагружающего фактора.

Поток вызывает изгиб стержня, как консольной балки; статические напряжения от изгиба достигают наибольшего значения в месте заделки элемента (в месте соединения его с фланцем). В основу расчета статических напряжений в месте заделки элемента берется стационарный гидродинамический момент сил лобового сопротивления, создающий его изгибную деформацию. Если при статической изгибной деформации стержня напряжения в материале в месте заделки элемента окажутся больше допускаемых напряжений, то скорость потока должна быть ограничена соответствующей величиной по условию статической прочности.

Расчитанная таким образом скорость потока (назовем ее предельно допустимой по статической прочности) может быть достаточно высокой. Однако в определенном диапазоне скоростей, существенно меньших этой предельно допустимой скорости, возможно возникновение так называемого вихревого резонанса и интенсивных вибраций элемента. При таких динамических условиях нагружения, представляющих опасность вибрационного разрушения стержневого элемента, необходимо проводить расчет на многоцикловую усталостную прочность.

1. Качественное описание воздействия потока на поперечно обтекаемый стержневой элемент

Поведению цилиндрических стержневых элементов, обтекаемых жидкостью, посвящено много расчетно-теоретических и экспериментальных работ. Интерес

исследователей в подавляющем большинстве связан с широко используемыми цилиндрическими конструкциями: трубками парогенераторов и тепловыделяющими элементами атомных реакторов; трубопроводами и т.п. Представляющие практический интерес исследования взаимодействия с жидкостью консольных стержневых элементов цилиндрической и конусообразной форм нами не найдены.

Ввиду многообразия условий взаимодействия жидкости и конструкций, состоящих из цилиндрических стержневых элементов, получаемые в экспериментах количественные характеристики не позволяют распространить их на условия, отличные от условий эксперимента, поэтому они не могут быть использованы напрямую в нашем случае. Для нас важно рассмотреть поведение системы «жидкость – цилиндрический стержень» качественно. Это можно сделать на примере исследования поперечного обтекания жидкостью прямого одиночного цилиндрического стержня. Ниже помимо термина *стержневой (цилиндрический) элемент* мы будем использовать как синонимы термины *стержень* и *трубка*.

При поперечном обтекании цилиндрических элементов различают несколько физических механизмов возбуждения колебаний пучков /1/. Рассмотрим режим, когда скорость потока во времени практически не меняется. В этом случае нужно говорить о том, что мы имеем дело со стационарным потоком. Реально поток, видимо, всегда будет нестационарным. Это может быть обусловлено, например, пульсациями расхода, давления, а также естественными турбулентными пульсациями потока.

Если скорость потока относительно невелика, то он вязко обтекает стержень, который при таком характере течения среды практически не испытывает вибраций. При увеличении скорости потока возникают турбулентные пульсации потока, приводящие к вибрационному поведению цилиндрического элемента.

Турбулентное возбуждение колебаний трубки при поперечном обтекании потоком проявляется в виде случайных изгибных колебаний, вызываемых широкополосной случайной гидродинамической силой или случайным гидродинамическим моментом. Интенсивность вибраций плавно (приблизительно по квадратичному закону) увеличивается с ростом скорости потока, при этом максимум в спектре вибраций соответствует низшей собственной частоте изгибных колебаний трубки. Этот механизм действует в широком диапазоне скоростей потока, но обычно не вызывает колебаний с недопустимо большой (с точки зрения вибропрочности) амплитудой.

При дальнейшем увеличении скорости потока происходит отрыв пограничного слоя с поверхности стержневого элемента. Практически важным следствием отрыва пограничного слоя, сопровождаемого образованием позади трубки (стержня) вихревого следа, являются значительные гидроупругие колебания стержня. Возбуждение периодическим вихревым отрывом приводит к заметному увеличению амплитуды колебаний трубок в сравнительно узком диапазоне скоростей обтекающего потока.

При некотором значении скорости потока частота отрыва вихрей может совпасть с низшей собственной частотой поперечных колебаний стержня. Амплитуда колебаний стержня при этом резко возрастает: она может равняться диаметру стержня и даже превосходить его. Здесь важно подчеркнуть, что при вихревом возбуждении колебания стержня происходят преимущественно в направлении, перпендикулярном направлению потока. Дальнейшее увеличение скорости приводит к тому, что частота срыва вихрей становится больше собственной частоты изгибных колебаний стержня и резонанс исчезает.

Кроме наиболее опасного вихревого механизма возбуждения колебания стержня и его вибрационного разрушения, существуют и другие механизмы. Так, например, поскольку позади трубки создаются зоны пониженного давления, то возникающая при некоторых условиях кавитация будет способствовать преждевременному изнашиванию трубки. Определенную опасность представляют также случаи, когда собственная частота стержня совпадает с частотой пульсаций расхода, вызываемых работой насоса /2/. Эти и некоторые другие механизмы возбуждения и вызываемые ими вибрации в прочностных расчетах обычно не учитываются.

2. Зависимости для определения допустимой скорости потока

Допустимая скорость потока среды, при которой обеспечивается статическая прочность гильзы, определяется по стационарному гидродинамическому моменту сил лобового сопротивления, создающих его изгибную деформацию. Стационарный гидродинамический момент сил лобового сопротивления, действующий на поперечно обтекаемый консольный стержень, равен /3/

$$M = \int_l^L F(x)xdx, \quad (1.1)$$

где сила лобового сопротивления, действующая на единицу длины стержня от набегающего потока среды /4/,

$$F(x) = c\rho_f d(x)v^2/2, \quad (1.2)$$

где c - коэффициент лобового сопротивления, ρ_f - плотность транспортируемой среды (жидкость или газ), d - диаметр цилиндрического (или конического) стержня, v - скорость потока среды.

Максимальные изгибные напряжения, возникающие в стержневом элементе,

$$\sigma = M/W, \quad (1.3)$$

где W - момент сопротивления поперечного сечения стержня у основания «заделки».

Условие статической прочности стержня

$$\sigma \leq \sigma_m, \quad (1.4)$$

где σ_m - расчетное допускаемое напряжение, см. ниже, запишем из условия (1.4) следующим образом:

$$\sigma_m W = M. \quad (1.5)$$

Из выражений (1.1) – (1.5) определяется допустимая скорость потока среды, при которой обеспечивается статическая прочность гильзы.

3. Предпосылки и допущения расчета вибропрочности защитных гильз

Приведенное выше описание вибрационного поведения цилиндрических элементов, обтекаемых поперечным потоком жидкости, позволяет выделить следующие предпосылки, положенные в основу расчета допустимой скорости потока.

1. Интенсивность вибраций стержневых элементов при поперечном обтекании их турбулентным потоком пропорциональна квадрату скорости потока, однако при скорости потока, меньшей критической, амплитуда колебаний остается относительно малой. Критическая скорость, при которой возникает вихревой резонанс определяется по формуле $v_{кр} = 5f_0d$ (f_0 - собственная частота колебаний стержня по первой форме, d - диаметр стержня).

2. Интенсивность колебаний элементов при обтекании с отрывом вихрей зависит от соотношения собственных частот колебаний стержня и частоты отрыва вихрей. Значительное (резонансное) увеличение амплитуды наступает при совпадении частоты отрыва вихрей с собственной частотой колебаний стержня по первой форме.

3. Амплитуда колебаний существенно зависит от коэффициента демпфирования. В общем случае коэффициент демпфирования колебаний определяется гидродинамическим и конструкционным демпфированием. При жесткой заделке элемента коэффициент конструкционного демпфирования имеет минимальное значение, зависящее от вязкоупругих свойств материала конструкции. Гидродинамическое демпфирование зависит от вязкости жидкости и скорости потока (в паровой и газовой средах гидродинамическое демпфирование соизмеримо с конструкционным демпфированием).

4. Наибольшую опасность с точки зрения вибропрочности представляют стержневые элементы с более чем десятикратным отношением длины к диаметру, поскольку в этом

случае возможен переход от вынужденных колебаний, обусловленных вихревым механизмом, к автоколебаниям.

Опираясь на предпосылки, выведенные из описания взаимодействия стержневых элементов с жидкостью при поперечном обтекании, рассмотрим задачу обоснования вибропрочности защитной гильзы для следующих двух механизмов возбуждения вибраций: отрывом вихрей и турбулентным возбуждением.

4. Расчет вибропрочности защитных гильз

4.1. Расчет вибропрочности при возбуждении вибраций процессом отрыва вихрей

Расчет вибронпряжений при возбуждении вибраций процессом отрыва вихрей проводится при следующих условиях:

1. Частота отрыва вихрей и, соответственно, частота вынужденных колебаний стержневого элемента, возбуждаемых гидродинамическими силами, определяется как /1/

$$f = 0.2v/d, \quad (1.6)$$

где v – скорость потока, d – диаметр стержня. Коэффициент 0.2 в формуле (1.6) – число Струхала, определяющее частоту срыва вихрей в диапазоне чисел Рейнольдса от 300 до 5×10^5 /1, 5/ Общее число таких колебаний за время 5-10 лет может быть очень большим (более 10^{10}).

2. Максимальная амплитуда колебаний стержня возникает при вихревом резонансе, т.е. при совпадении частоты срыва вихрей (1.6) с собственной частотой изгибных колебаний стержня по первой форме. Собственная частота изгибных колебаний жестко закрепленного на одном конце цилиндрического стержня определяется по формуле /1/

$$f_0 = (1.875)^2 [EJ/(M_m + M_f)]^{0.5} / (2\pi L^2), \quad (1.7)$$

где M_m и M_f – собственная и присоединенная массы на единицу длины стержня, E – модуль упругости конструкционного материала J – момент инерции поперечного сечения полого стержневого элемента, L – длина элемента.

3. Для определения динамических (вибрационных) напряжений в месте заделки, возникающих при резонансных колебаниях трубчатого чехла, статические напряжения умножаются на коэффициент динамичности конструкции при резонансе (с заменой коэффициента лобового сопротивления коэффициентом поперечной подъемной силы), зависящий как от массы стержневого элемента, так и от конструкционного и гидродинамического демпфирования.

$$\sigma_a = \sigma K_{рез}. \quad (1.8)$$

Коэффициент динамичности $K_{рез}$ определяется по формуле /1, 6/

$$K_{рез} = 2\pi f_0 (M_m + M_f) / (\xi_k + \xi_r), \quad (1.9)$$

где ξ_k и ξ_r – коэффициенты конструкционного и гидродинамического демпфирования.

Коэффициент конструкционного демпфирования можно оценить следующим образом. Исходя из опыта экспериментальных исследований колебаний трубчатых элементов из относительно вязкого материала (нержавеющей стали), следует предположить, что коэффициент динамичности при резонансе в воздухе (вакууме) не превышает 100. Следовательно, коэффициент конструкционного демпфирования должен быть не меньше, чем $\xi_k = 2\pi f_0 M_m / 100$.

Коэффициент гидродинамического демпфирования существенно зависит от вязкости жидкости и определяется по формуле /1, 6/

$$\xi_r = 2\pi d / (2\eta / \rho_f \omega_0)^{0.5} = 9d(\eta f_0 \rho_f)^{0.5}, \quad (1.10)$$

где η – динамическая вязкость жидкости (η / ρ_f – кинематическая вязкость), $\omega_0 = 2\pi f_0$.

Для сравнения отметим, что для цилиндрического чехла диаметром 2 см, имеющего собственную массу на единицу длины $M_m = 1 \text{ кг/м}$ и собственную частоту изгибных колебаний 50 Гц в потоке воды ($\rho_f = 10^3 \text{ кг/м}^3$, $\eta = 10^{-3} \text{ кг/мс}$) коэффициент конструкционного демпфирования равен $\xi_k = 3 \text{ кг/мс}$, а коэффициент гидродинамического демпфирования $\xi_r = 1,3 \text{ кг/мс}$. В этом случае, а также для жидкостей с еще меньшей вязкостью, гидродинамическим демпфированием можно пренебречь. Однако для жидкостей с большой вязкостью (нефть, масло и т.п.) гидродинамическое демпфирование является преобладающим.

Для цилиндрического трубчатого элемента расчет динамических напряжений (в заделке) проводится по формуле

$$\sigma_{\text{дин}} = \frac{16C_1 \rho_f V_{\text{кр}}^2 L^2 f_0 (M_m + \pi d^2 \rho_f / 4)}{d^2 \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^4 \right] \left[\frac{2\pi f_0 M_m}{100} + 9d (\eta f_0 \rho_f)^{1/2} \right]}, \quad (1.11)$$

где $C_1 = 0,3-1,5$ коэффициент подъемной силы, $V_{\text{кр}} = 5f_0 d$, f_0 - собственная частота изгибных колебаний чехла (формула 1.7) ($C_1 = 1,5$ - это максимальное значение в режиме синхронизации частоты срыва вихрей с частотой колебаний цилиндра).

Для защитных элементов конической или коническо-цилиндрической формы числитель формулы (1.11) несколько изменится в соответствии с формулами для изгибающего гидродинамического момента (см. выше).

Если получающиеся расчетные значения динамических напряжений не удовлетворяют условию многоциклового прочностного, то необходимо отстроиться от вихревого резонанса (но лучше укоротить или ужесточить чехол). Одно из условий расчета конструкции на вибропрочность заключается в отстройке собственной частоты колебаний конструкции от частоты вынуждающих колебаний. Условия отстройки от резонансных колебаний цилиндрического чехла согласно /5/

$$0.7 \leq f_0/f \leq 1.3. \quad (1.12)$$

Верхнее ограничение скорости потока может быть установлено по скорости, соответствующей совпадению удвоенной частоты срыва вихрей с собственной частотой изгибных колебаний гильзы.

Для конических и конусообразных гильз подобное ограничение может вводиться лишь в качестве ориентира, поскольку возбуждение колебаний таких гильз отрывом вихрей практически не изучено. При этом собственная частота колебаний для гильз конической формы может быть установлена на основе данных работы /7/.

4.2. Расчет вибропрочности при турбулентном возбуждении вибраций

Для расчета вибропрочности при турбулентном возбуждении колебаний амплитуду напряжений будем определять по амплитуде колебаний стержня. Ввиду того что надежные оценки амплитуд колебаний стержневых элементов при поперечном обтекании отсутствуют, амплитуду максимально возможных колебаний можно задавать исходя из опытных наблюдений /1/, согласно которым максимальная амплитуда колебаний длинных стержней по первой форме в области резонанса может достигать величины, равной диаметру стержня. Задаваясь законом изменения амплитуды колебаний в зависимости от длины стержневого элемента, методами сопротивления материалов определяем амплитуду вибронапряжений.

При указанном выше предположительно большом числе циклов вибронагружения допустимую скорость потока будем определять, опираясь на диаграмму предельных амплитуд цикла, построенную в координатах *амплитуда напряжений* (по оси ординат) – *среднее напряжение в цикле* (по оси абсцисс). Такой подход выбран здесь потому, что при неизменном давлении прокачиваемой среды мы условно имеем дело с одноосным переменным напряженным состоянием, создаваемым циклически меняющимися напряжениями от изгиба.

Соединим точки с координатами *предел выносливости* (на оси ординат) и *предел прочности* (на оси абсцисс) прямой линией. Уравнение этой линии /8/

$$\sigma_a/\sigma_{-1} + \sigma_m/R_m = 1. \quad (1.13)$$

Известно /8/, что для циклических нагрузок, которые не выходят за пределы образовавшегося в результате такого построения треугольника, количество циклов теоретически может быть сколь угодно большим.

Для получения расчетной кривой усталостной прочности отложим по оси ординат *расчетный предел выносливости*, а по оси абсцисс *предельно допускаемое напряжение* от изгиба в «заделке» чехла при квазистационарном силовом воздействии набегающего потока.

Расчетный предел выносливости, (σ_{-1}) , выразим через стандартный *предел выносливости*, σ_{-1} , материала, умноженный на коэффициенты, понижающие его значение вследствие масштабного фактора, степени обработки поверхности защитного чехла и влияния коррозии /9 - 11/,

$$(\sigma_{-1}) = \sigma_{-1}k_Nk_dk_tk_c. \quad (1.14)$$

Здесь σ_{-1} – стандартный *предел выносливости*, k_d , k_t , k_c – коэффициенты, отражающие влияние масштабного фактора, механической обработки, коррозии (сюда можно добавить влияние воздействия на поверхность чехла находящихся в потоке абразивных частиц). Введенный нами в формулу коэффициент k_N выражает соотношение между стандартным *пределом выносливости*, определяемым обычно на базе $10^7 - 5 \times 10^7$ циклов, и *пределом выносливости*, определенным (условно) на базе того числа циклов, которое соответствует рассматриваемому в каждом конкретном случае числу циклов.

Предел выносливости материалов может изменяться в зависимости от таких факторов, как размер поперечного сечения образца, состояние его поверхностного слоя и коррозионное влияние среды /10 - 12/. С увеличением размера образца, испытываемого в нейтральной среде, *предел выносливости* обычно уменьшается (проявление масштабного фактора). Показано /10/, что при циклическом изгибе предел выносливости снижается на 30-50% с увеличением диаметра образца от 7.5 мм (диаметр стандартного образца) до 200 мм. Однако у некоторых материалов при испытаниях ее в коррозионной среде масштабный фактор проявляется противоположным образом, т.е. с увеличением образца предел выносливости возрастает. На усталостные свойства материала влияет состояние шероховатости поверхностного слоя после механической обработки. Так, например, для образцов из высокопрочных легированных сталей после грубого точения *предел выносливости* при изгибе с вращением составляет 65-72% от исходного значения /12/. При воздействии коррозионно-активной среды *предел выносливости* может снижаться в 3-6 раз и более /11/. С увеличением базы испытаний (свыше $10^7 - 5 \times 10^7$ циклов) *предел выносливости* может уменьшаться, однако данными о таком влиянии мы не располагаем.

При сложно напряженном состоянии *предельно допускаемое напряжение* при изгибе необходимо определять, учитывая напряжения от наружного давления. Однако, как показывают оценки, для многих практических случаев влияние это достаточно мало, поэтому его можно не рассматривать. Для таких случаев *предельно допускаемое напряжение* принимается равным номинальному допускаемому напряжению. Номинальное допускаемое напряжение рассчитывается по механическим характеристикам материала (пределы текучести, прочности и длительной прочности) с введением соответствующих коэффициентов запаса /5/. Оно может быть снижено за счет концентраторов напряжений /14/ в зоне «заделки» стержневого элемента защитной гильзы (резьбовое соединение, разнотолщинные сопрягаемые элементы чехла).

Расчетное допускаемое напряжение, по которому рассчитывается предельно допустимая скорость потока, определяется по величине амплитуды напряжений, соответствующей знакопеременному расчетному вибрационному нагружению.

Зная амплитуду напряжений σ_a , из уравнения (1.13) находим

$$\sigma_a/(\sigma_{-1}) = [\sigma_m - (\sigma)]/\sigma_m, \quad (1.15)$$

где (σ) – предельно допускаемое напряжение, и далее определяем расчетное допускаемое напряжение изгиба σ_m ,

$$\sigma_m = (\sigma) \{1 - \sigma_a / (\sigma_{-1})\}. \quad (1.16)$$

Из выражений (1.1) – (1.5), (1.15) и (1.16) определяется допустимая скорость потока среды, при которой обеспечивается динамическая прочность гильзы при турбулентном возбуждении.

Список использованных источников

1. Динамика конструкций гидроаэроупругих систем/ Фролов К.В., Махутов Н.А., Каплунов С.М. и др. М., Наука, 2002.
2. Цимбал В.С. Возникновение пульсирующих режимов течения теплоносителя в аппаратах ВВЭР и оценка вызываемых ими динамических нагрузок. – В кн.: Стратифицированные турбулентные течения. Киев, Наукова думка, 1979.
3. Беляев Н.М. Сопротивление материала. М., Физматгиз, 1956.
4. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. Л. – М., Госэнергоиздат, 1959.
5. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных станций. ПНАЭ Г-7-002-86. М., Энергоатомиздат, 1989.
6. Федотовский В.С., Спиридов В.С., Кухтин А.Б., Тереник Л.В. Экспериментальное исследование динамических характеристик трубопровода с двухфазным потоком. В кн.: Материалы межотраслевой конференции «Теплофизические исследования – 82». Обнинск, 1983.
7. Ананьев И.В. Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем. М.-Л., Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1946.
8. Пономарев С.Д., Бидерман В.Д., Лихарев К.К. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Том III. М., Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1959.
9. Одинг И.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М., Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1962.
10. Терентьев В.Ф. Усталостная прочность металлов и сплавов. М., «Интермет инжиниринг», 2002.
11. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. Справочник. М., Машиностроение, 1985.
12. Форрест П. Усталость металлов / Пер. с англ. – М., Машиностроение, 1968.
13. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М., машиностроение, 1981.
14. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчеты на прочность деталей машин. М., Машиностроение, 1979.