

ЗАЩИТА ЗАДВИЖЕК АЭС от аварийного повышения давления

А. Лапкис, ведущий инженер-расчётчик • ЗАО «АЭМ-технологии»

Значительную долю арматуры атомных электростанций составляют клиновые задвижки. Для задвижек, работающих при повышенной температуре, существует опасность аварийного повышения давления в полости.



Фото с сайта: atomic-energy.ru

Если задвижка была закрыта в трубопроводе, наполненном водой, в холодном состоянии, то при разогреве этого трубопровода разогреваются и сама задвижка, и среда внутри неё. В замкнутом герметичном объёме полости разогрев воды даже на 50–60 градусов может привести к катастрофическому повышению давления [1]. В условиях эксплуатации реакторной установки разогрев закрытых задвижек может происходить:

- изнутри — непосредственно от теплоносителя первого контура;
- изнутри — от теплоносителя первого контура, протекающего через иные запорные устройства к рассматриваемой задвижке;
- снаружи — от парогазовой смеси, образующейся в гермообъёме при аварии с потерей теплоносителя.

Согласно [2] к арматуре АЭС предъявляется требование по наличию системы защиты от данного явления.

«2.3.30. Задвижки должны иметь возможность заполнения полости водой при закрытом положении затвора

для обеспечения герметичности и иметь возможность защиты от недопустимого повышения давления в полости в процессе разогрева при закрытом затворе».

Возможно решение этой технической задачи различными способами (см. рис. 1):

- применение предохранительных клапанов, присоединяемых к крышке задвижки;
- взрывных мембран;
- применение перепускных трубок малого диаметра между подающим патрубком и полостью задвижки;
- применение специальных конструкций главного разъёма, обеспечивающих утечку среды при аварийном понижении давления;
- применение отверстий в тарелках задвижки;
- ручное стравливание давления из полости (применяется на магистральных нефтепроводах [3]; естественно, что о таком способе не может идти речи на задвижках для АЭС).

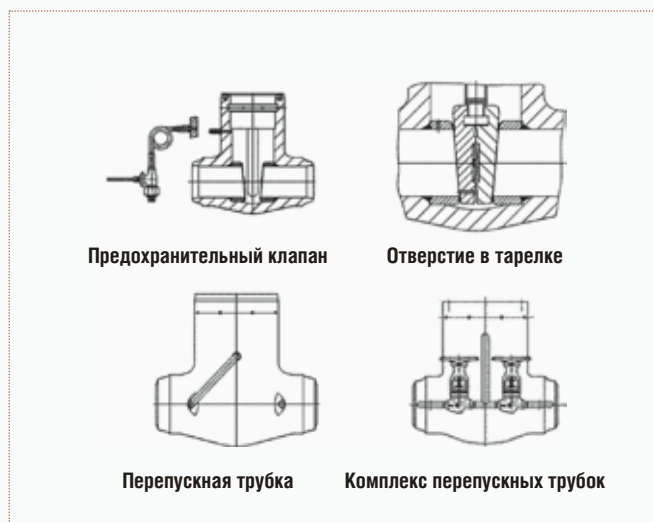


Рис. 1. Способы защиты задвижек от повышения давления

Все эти способы можно поделить на две группы. Способы первого рода предусматривают стравливание давления в полости по достижении аварийного значения. Они требуют применения откалиброванных и поверенных предохранительных средств (клапанов, шпилек с нормированной деформацией, взрывных мембран), которые гарантированно не вызовут разгерметизации при нормальной эксплуатации и стравят давление в необходимый момент. Такого рода устройства разработаны и могут использоваться, однако их применение на трубопроводах первого контура АЭС вызовет усложнение проектирования (необходимость организации сбора протечек от предохранительного устройства каждой из сотен задвижек) и эксплуатации (предохранительные устройства нуждаются в регулярной проверке). Проектанты АЭС неохотно идут на такого рода решения.

Способы второго рода связаны с соединением полости задвижки с её подающим патрубком. Это надежно, не требует дополнительных вложений в проектирование, монтаж и обслуживание АЭС. Реализуются эти способы при производстве арматуры за несколько технологических операций, незначительно повышая её трудоёмкость. Согласно [1], такой метод использовался для главных запорных задвижек (ГЗЗ) первого контура реакторов ВВЭР-1000, когда ГЗЗ ещё применялись. Однако, задвижка с такой системой защиты приобретает существенное ограничение — после соединения полости с патрубком она сможет обеспечить герметичность в затворе при подаче расчетного перепада давления только в одну сторону. Таким образом, можно поставить исследовательскую задачу — определить границы применимости данного способа защиты задвижек.

В настоящее время уплотнительные узлы задвижек рассчитываются по методике Д.Ф. Гуревича (1969) [4], формализованной в СТ ЦКБА 002-2003 [5]. Данная методика предусматривает обеспечение либо самоуплотнения, либо гарантированного уплотнения при расчетном перепаде ΔP_p , либо гарантированного

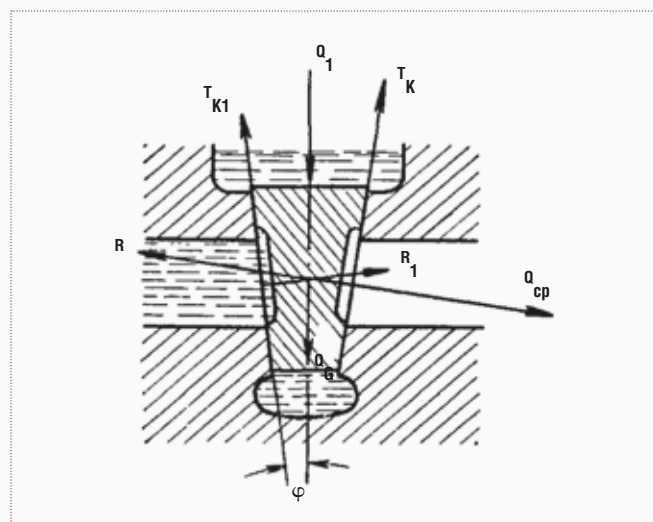


Рис. 2. Расчётная схема для одностороннего уплотнения задвижки по Д.Ф. Гуревичу

уплотнения во всем диапазоне перепадов давления от 0 до ΔP_p (гарантированное одностороннее уплотнение). При этом во всех случаях уплотнение обеспечивается в седле, со стороны выхода среды (рис. 2), а среда попадает в полость задвижки, отжимая тарелку со стороны подачи. Если при этом в тарелке со стороны выхода проделано защитное отверстие, или полость соединена трубкой с выходным патрубком, то среда протекает через затвор, и герметичность при ΔP_p не обеспечена.

Для клиновых задвижек возможен другой вариант расчета — на двустороннее гарантированное уплотнение. При этом рабочая среда не протекает в полость, и уплотнение обеспечивается в седле со стороны подающего патрубка. Этот способ закрытия требуется достаточно редко, требует повышенных управляющих усилий на штоке и не включен в СТ ЦКБА 002-2003. При этом, даже если задвижка рассчитана на гарантированное одностороннее уплотнение на перепад ΔP_p , то она обеспечит и двустороннее уплотнение в некотором диапазоне давлений 0– ΔP^* . Покажем это.

Согласно Д.Ф. Гуревичу, для обеспечения односторонней гарантированной плотности при перепаде ΔP_p требуется усилие:

$$Q_1 = 2 \cdot (Q_y + Q_{cp}) \cdot \sin(\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\mu}{\operatorname{tg} \varphi}\right) - Q_{cp} \cdot \sin(\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\operatorname{tg}(\rho + \varphi)}{\operatorname{tg} \varphi}\right) \quad (1)$$

Для двусторонней плотности при перепаде ΔP^* :

$$Q_{1(2)} = 2 \cdot (Q_y + Q_{cp(2)}) \cdot \cos \varphi \cdot (\mu + \operatorname{tg} \varphi) \quad (2)$$

В этих формулах Q_1 — необходимое управляющее усилие закрытия; φ — угол клина задвижки, Q_y — усилие в затворе, необходимое для уплотнения; Q_{cp} — усилие на тарелку от рабочей среды; μ — коэффициент трения в затворе; $\rho = \operatorname{arctg}(\mu)$ — угол трения.

$$Q_{cp(2)} = 0.25 \pi \cdot D^2 \cdot \Delta P^* \quad (3)$$

Подставляя усилие Q_1 , найденное по формуле (1), в уравнение (2), можно найти перепад ΔP^* , при котором задвижка, рассчитанная по СТ ЦКБА, будет обеспечивать двустороннее уплотнение.

$$\Delta P^* = \Delta P_p \cdot C_{12}, \quad (4)$$

где:
$$C_{12} = \frac{K_{12} \cdot A_0}{A_0 + A_{yul} \cdot \frac{k \cdot m}{\sqrt{0,1B}}} \quad (5)$$

— коэффициент пропорциональности;

$$K_{12} = 1 - \frac{\sin \varphi + \cos \varphi \cdot \operatorname{tg}(\rho + \varphi)}{2 \cdot (\sin \varphi + \mu \cos \varphi)} \quad (6)$$

— геометрический коэффициент;

$$A_0 = 0,25 \cdot \pi \cdot D^2 \quad (7)$$

— площадь тарелки под давлением;

$$A_{yul} = \pi \cdot D \cdot B \quad (8)$$

— площадь уплотнительных колец.

Если подобрать ширину уплотнительной поверхности b таким образом, чтобы удельное давление q на уплотнительную поверхность не превышало допускаемого, можно построить зависимость ΔP^* от ΔP_p и среднего диаметра в затворе D

$$[q] = q_{max} = \frac{R_{max} + Q_{cp}}{\pi \cdot D \cdot B}, \quad (9)$$

где:
$$R_{max} = \frac{Q_1}{2 \cos \varphi \cdot (\mu + \operatorname{tg} \varphi)} \quad (10)$$

В этих формулах $[q]$ — допускаемое значение удельного давления на уплотнительную поверхность, R — усилие реакции в седле, D — расчетный диаметр уплотнительной поверхности, B — её ширина.

Для задвижек высокого давления первого контура АЭС с расчетными перепадами $\Delta P_p = 4-18$ МПа (при $[q] = 80$ МПа для уплотнительных поверхностей из твер-

дых сплавов) результаты расчета коэффициента C_{12} приведены на **рис 3**.

Как видно, в зависимости от параметров DN и P_p , перепад двустороннего уплотнения составляет порядка

$$\Delta P^* = (0,1 \div 0,3) \cdot \Delta P_p.$$

Если в конкретной системе АЭС на задвижку может быть подан с одной стороны расчетный перепад давлений ΔP_p , а со второй — перепад, не превышающий соответствующего ΔP^* , то данная задвижка может быть защищена от аварийного повышения давления применением отверстия в тарелке со стороны подачи полного расчетного перепада.

При использовании этого метода защиты следует соблюдать важные условия.

1. Возможность применения тарелки с отверстием должна быть обоснована детальным рассмотрением всех нормальных и аварийных режимов эксплуатации задвижки и системы, в которую задвижка устанавливается.
2. На корпусе арматуры заводом-изготовителем должна быть нанесена стрелка, указывающая в сторону подачи расчетного перепада давления; при монтаже направление установки должно быть также строго соблюдено.
3. Герметичность задвижки при односторонней и двусторонней подаче среды с перепадами ΔP_p и ΔP^* соответственно должна быть подтверждена расчетами и испытаниями.

В качестве примера можно привести обоснование применения задвижек с указанной системой защиты в системах безопасности проектируемых АЭС-2006 с реакторами ВВЭР-1200. Проанализированы режимы систем аварийного впрыска воды высокого и низкого давления в первый контур. Выявлены особые условия работы задвижек на линиях рециркуляции данных систем (задвижки 31 на **рис. 4**).

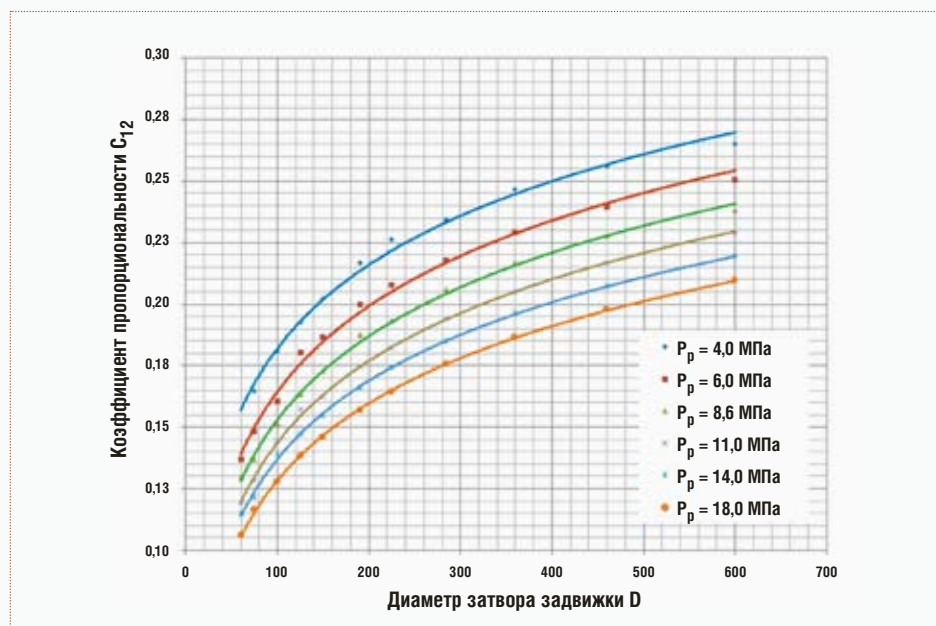


Рис. 3. Расчет условий двустороннего уплотнения задвижек

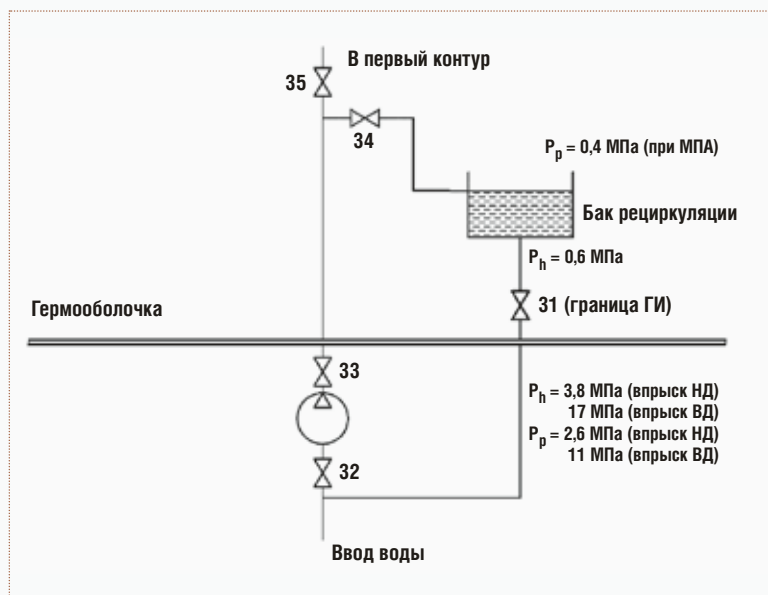


Рис. 4. Локализирующая задвижка в системе аварийного впрыска воды в первый контур

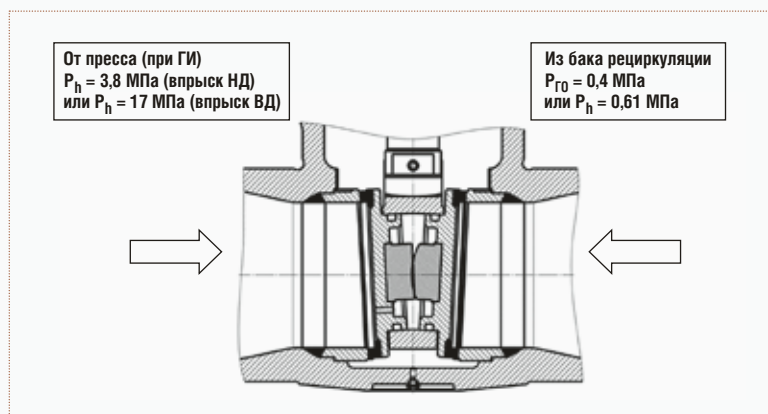


Рис. 5. Схема подачи рабочих сред при НУЗ и ННУЗ задвижки

При нормальной эксплуатации эти задвижки закрыты и находятся под давлением и температурой атмосферы под гермооболочкой. Их открытие происходит при аварии с потерей теплоносителя. В процессе снижения давления в первом контуре задвижка открыта; когда давление снижается до значения срабатывания системы, задвижки закрываются, и вода подается в первый контур. После этого в течение всего аварийного процесса задвижки должны оставаться закрытыми и выполнять функцию локализации парогазовой смеси в объеме герметичной оболочки (давлением не более 0,5 МПа). При этом возможен кратковременный разогрев атмосферы под герметичной оболочкой до 250 °С и длительное сохранение режима с температурой атмосферы 150 °С.

При гидравлических испытаниях системы задвижка 31 является границей испытаний и должна обеспечить герметичность при подаче перепада давлений $\Delta P = P_h$ со стороны испытываемой нитки трубопровода. Испытательное давление нитки со стороны первого контура не превышает 0,61 МПа, со стороны насоса — 4 МПа (впрыск низкого давления, DN 300) или 17 МПа (впрыск высокого давления, DN 150). Схемы подачи приведены на рис. 5.

В данные системы поставляются задвижки, рассчитанные на $P_p = 11$ МПа или $P_p = 18$ МПа по методике СТ ЦКБА 002-2003 на гарантированное одностороннее уплотнение. Из рис. 3 следует, что расчетные усилия закрытия обеспечивают двустороннюю плотность при перепаде давления до $\Delta P^* = 2$ МПа. Таким образом, установив тарелку с отверстием в сторону насоса, а цельную — в сторону первого контура, можно обеспечить прочность и герметичность во всех режимах нормальной и аварийной эксплуатации.

Аналогично можно обосновать или обоснованно отвергнуть применение тарелок с отверстиями для прочих клиновых задвижек под герметичной оболочкой АЭС.

Испытания на заводе-производителе показали обеспечение двустороннего уплотнения при заданных перепадах давления (герметичность по классу А).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проанализированы существующие методы защиты задвижек от повышения давления, среди которых выделена установка тарелок с отверстиями, как простое и технологичное средство. Выполненная работа позволила выявить условия применимости предложенного метода и обосновать его применение в частных случаях систем безопасности АЭС с реакторами ВВЭР-1000/1200. По результатам работы доработаны технические условия и конструкторская документация на поставляемые задвижки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арматура атомных электростанций: справочное пособие / Д.Ф. Гуревич, В.В. Ширяев, И.Х. Пайкин. — М.: Энергоиздат, 1982. — 312 с.
2. НП-068-05. Трубопроводная арматура для атомных станций. Общие технические требования.
3. А.Л. Чекалкин, Д.С. Гурьянов. Устройство для сброса избыточного давления из корпуса запорной арматуры // Трубопроводный транспорт нефти. 2009. №4. С. 33-34.
4. Д.Ф. Гуревич. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л.: Машиностроение, 1969. — 888 с.
5. СТ ЦКБА 002-2003. Арматура трубопроводная. Задвижки. Методика силового расчета.