

О. Н. Шпаков, к. т. н., технический эксперт НПАА

РЕЗЕРВЫ ПОВЫШЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ЗАДВИЖЕК

(Окончание, начало см. «Арматуростроение» № 4, 2005 г.)

Все ходовые (бугельные) узлы с подшипниками качения задвижек общего назначения, управляемые с помощью многооборотных механических приводов, практически однотипны, а отличаются лишь тем, что одни фирмы используют радиально-упорные подшипники, другие — упорные.

Что касается задвижек с ручным управлением, то в них используются: в изделиях меньших параметров — подшипники скольжения, больших параметров — подшипники качения.

Конструкции ходовых узлов с подшипниками скольжения, используемые зарубежными фирмами, различны. Ряд фирм в состав ходового узла ввели устройство ограничения хода клина (упругого, двухдискового) на закрывание. Обычно — это гайка, установленная и застопоренная на шпинделе (Рис. 3), которая при закрывании задвижки упирается в резьбовую гайку задвижки, ограничивая дальнейшее продвижение клина. К сожалению, нет данных о том, как регулировать положение этой гайки на шпинделе у нового изделия при эксплуатации после приработки деталей и



Олег Николаевич Шпаков

после ремонта. Не удалось установить, вводится ли такое ограничение при управлении задвижкой с помощью механического привода. Следует полагать, что и в этом случае оно целесообразно, так как предупреждает повреждение задвижки, если не по вине привода, то при манипулировании с помощью ручного дублера.

До широкого введения подобной ограничительной гайки в отечественные конструкции задвижек с упругим и двухдисковым клином необходимо дать ответ на следующие вопросы:

— как определяется место расположения гайки в различных задвижках и как это связано с герметичностью в затворе;

— можно ли менять положение гайки или следует задвижку сразу же направить в ремонт, если при эксплуатации герметичность в затворе нарушена;

— какова требуемая точность установки гайки;

— как настраивать электропривод на задвижке с ограничительной гайкой. Среди исследованных материалов не оказалось сведений об использовании в ходовых узлах задвижек подшипников скольжения из металлофторопластовой ленты или композитно-волоконистых материалов, широко используемых для изготовления подшипников в шаровых кранах магистральных газопроводов (коэффициент трения этих материалов 0,005—0,07). Обращает на себя внимание тот факт, что почти все зарубежные фирмы снабжают ходовой узел задвижек масляной, эффективность чего трудно переоценить, так, если бы была гарантия регулярной смазки этого узла, можно было бы ходовую гайку задвижек изготавливать не как принято — из бронзы, а из чугуна.

Из изложенного следует, что в бугельном узле необходимо предусмотреть устройство ограничения хода клина на закрывание, установку масляной. В ходовых узлах с подшипником качения предпочтительнее использовать радиально-упорные подшипники.

При рассмотрении конструкций задвижек зарубежных фирм, естественно, возник вопрос о присоединении механических приводов (электроприводов и других) к ходовому узлу. За рубежом эта конструкция принципиально отличается от конструкций, принятых у нас. Отличаются не только присоединительные размеры, что, вообще говоря, не так уж страшно, но и способ связи привода с арматурой. Так, за рубежом принято ходовую гайку арматуры, если на ней установлен привод, размещать в приводе,

Рис. 3. Ходовой узел с фиксацией хода ограничительной гайкой

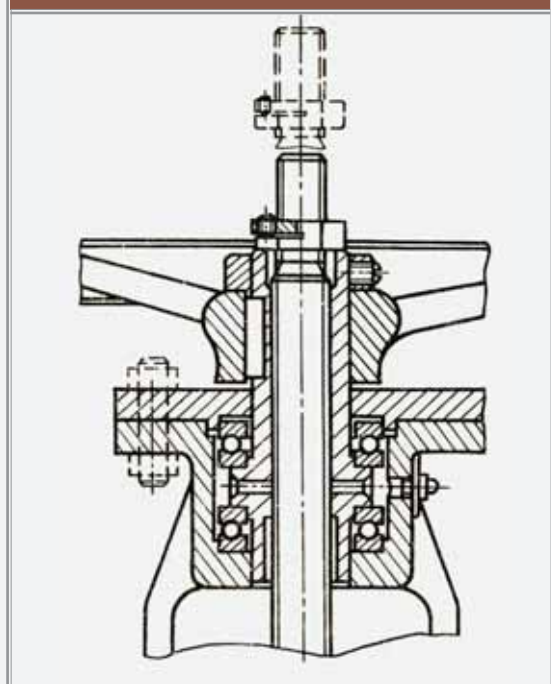


Рис. 4.



а не оставлять ее в арматуре, как практикуется в отечественных задвижках. Это различие следует признать принципиальным. Понятно, такое различие вызовет трудности при продаже задвижек с приводами на международном рынке, и не только задвижек, но и электроприводов. Поэтому необходимо увязать присоединительные размеры и устройства связующих элементов привода и задвижек в соответствии с общепринятыми международными стандартами, переработав соответствующие отечественные стандарты.

Большинство фирм выпускаемые задвижки снабжают верхним уплотнением. Только некоторые из них (в задвижках с двухдисковым клином) его не используют, видимо потому, что это усложняет конструкцию. Без сомнения, все отечественные задвижки общего назначения должны снабжаться верхним уплотнением, так как после затвора сальник задвижки — следующий узел, который регламентирует работоспособность изделия. Верхнее уплотнение разгружает сальник от воздействия на него давления среды (когда задвижка открыта) и тем продлевает срок службы, обеспечивает возможность контроля герметичности в заводских условиях с целью защиты от протечек окружающей среды, а также позволяет перенабивать сальник под давлением, что весьма ценно; поскольку верхнее уплотнение — один из узлов задвижки, работающий под большой нагрузкой, которая тем выше, чем больше диаметр задвижки, то за рубежом принято:

- седло верхнего уплотнения задвижек DN до 80 — 100 мм располагать в крышке;
- в задвижках DN более 100 мм седло выполняется ввертной сменной деталью, которая одновременно служит поднабивочной втулкой — направляющей шпинделя.

Целесообразно рассмотреть технические решения по верхнему уплотнению, предлагаемые автором, особенно актуальные для чугунных задвижек (Рис. 4). Упругие уплотнения впервые были разработаны Киевским ЦКБА совместно с созданной им львовской лабораторией герметичности [6].

Выводы, сделанные на основании сравнения размеров отечественных и зарубежных конструкций, естественно, нельзя распространять на все рассматриваемые задвижки, поскольку велось сравнение только двух изделий. Однако один из этих выводов можно считать заслуживающим внимания, а поэтому целесообразно распространить его на все задвижки и даже другую арматуру. Это касается результатов сравнительных замеров толщин стенок задвижек.

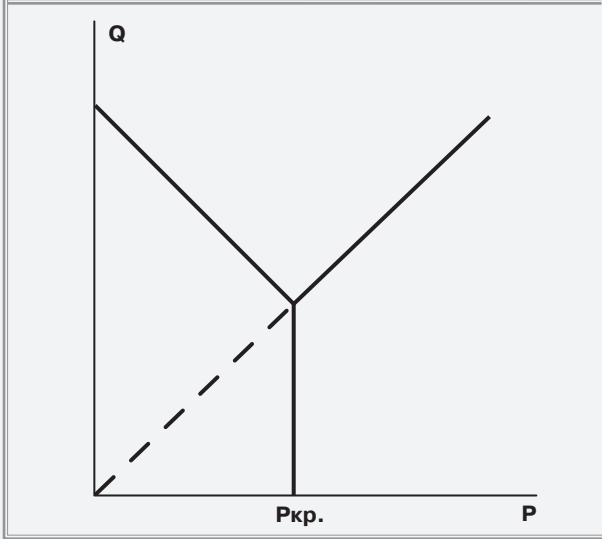
Результаты оказались не в пользу отечественных задвижек, что подтверждается следующим.

Известно, что отечественное арматуростроение располагает отраслевым стандартом, регламентирующим толщину стенки арматуры, которая должна быть, согласно ОСТ, не больше величины, указанной в нем.

Аналогичные стандарты имеются за рубежом. Например, в стандарте ANSI 16.34 (США) указано, что толщина стенки арматуры в реальных изделиях должна быть не менее указанной в стандарте, т.е. в зарубежном стандарте указана минимально допустимая толщина стенки, определяемая техническими причинами (сроком службы, прочностью и др.), а в отечественном — максимальная. Большую толщину стенок арматуры за рубежом стандарты не ограничивают, ее диктует экономический фактор, а именно: толще стенки арматуры — больше расход металла, отсюда большая себестоимость изделий. Из-за такого различия стандартов вся отечественная промышленная арматура тяжелее (в среднем на 20 — 30%) зарубежной. Лишь в отдельных случаях, когда сравнение ведется унифицированной по давлению зарубежной и неунифицированной отечественной арматуры, результат может получиться в пользу отечественного изделия. По всей видимости, на данной ступени экономического развития борьба за более тонкую стенку корпусов арматуры экономическим способом может окончиться только поражением. Однако отечественный ОСТ на толщину стенки арматуры целесообразно переработать. В ОСТ следует указать минимально допустимую толщину стенки корпусов арматуры, а не максимальную.

Как в отечественном, так и в зарубежном арматуростроении существует проблема обеспечения герметичности в затворе задвижек при давлениях рабочей среды ниже PN, поскольку усилие от малого перепада давления недостаточно для создания контактных давлений, в особенности из-за неточностей при изготовлении и монтажных деформаций корпусов. Например, задвижки на PN 16 используют в трубопроводах с рабочим давлением 6 атмосфер. Как правило, при номинальном давлении усилие, действующее на клин от рабочей (испытательной) среды, достаточно для создания необходимых контактных давлений на уплотнительных поверхностях. При понижении давления для обеспечения герметичности необходимо дополнительное усилие, создаваемое шпинделем. (Рис. 5). Для определения критического давления,

Рис. 5. Характер изменения усилия вдоль шпинделя, необходимого для обеспечения герметичности в зависимости от давления среды



при котором усилие от воздействия давления среды, обеспечивающего герметичность, становится недостаточным, могут быть использованы номограммы, приведенные в [7], (Рис. 6). Номограммы были построены для определения необходимого крутящего момента, прилагаемого к шпинделю для обеспечения герметичности, располагая только знаниями рабочего давления, диаметра проходного сечения задвижки, характеристики среды и параметров резьбы шпинделя, т.е. без использования чертежей. От значения рабочего давления на оси абсцисс необходимо по вертикали достичь точку пересечения с кривой DN и m (m = 1 при жидких, и m = 1,5 при газообразных средах). От точки пересечения строится горизонталь до оси ординат (необхо-

димое усилие вдоль шпинделя). Найденная точка соединяется со шкалой размеров резьбы шпинделя, пересекая шкалу крутящих моментов. Номограммы построены для клиновых и параллельных задвижек с диаметрами от 100 до 2000 мм.

Насколько усложняется конструкция задвижек при применении пружин для принудительного гарантированного прижатия дисков к седлам можно оценить из описания задвижек для АЭС авторов немецкой фирмы Sempell [8]. Следует отметить, что размещение в рабочей среде пружин и резьб снижает надежность изделий.

При обработке корпусов задвижек целесообразно их фиксировать на поворотном столе в трёх точках. Только тогда можно получить точные углы наклона уплотнений как на входе, так и на выходе арматуры. Базирование зажимом фланцев в патроне никогда не позволит обеспечить высокий класс герметичности, так как при снятии со станка и новой установке корпусов невозможно выполнить с необходимыми допусками заданные углы и соосность.

Зарубежные фирмы уделяют исключительное внимание комплектации задвижек. Наряду с различными исполнениями самих изделий поставляется различное сервисное оборудование (колонки, штоки, шарниры, звездочки, блоки теплоизоляции и т.п. (Рис. 7).

Ниже перечислены важнейшие исполнения задвижек, наличие которых способствует сбыту изделий:

- кроме литых задвижек для производств, на которых использование литых деталей недопустимо, на те же параметры часто одна и та же фирма поставит задвижки со штампованным (кованосварным) корпусом размером DN до 600 мм;
- наряду с полнопроходными задвижками основного ряда (литые и кованые) выпускаются суженные на один диаметр;
- для обеспечения герметичности фланцевого соединения крышка-корпус во времени предусмо-

Рис. 6. Номограмма для определения критического давления и необходимого крутящего момента для обеспечения герметичности клиновых задвижек DN 100 -200

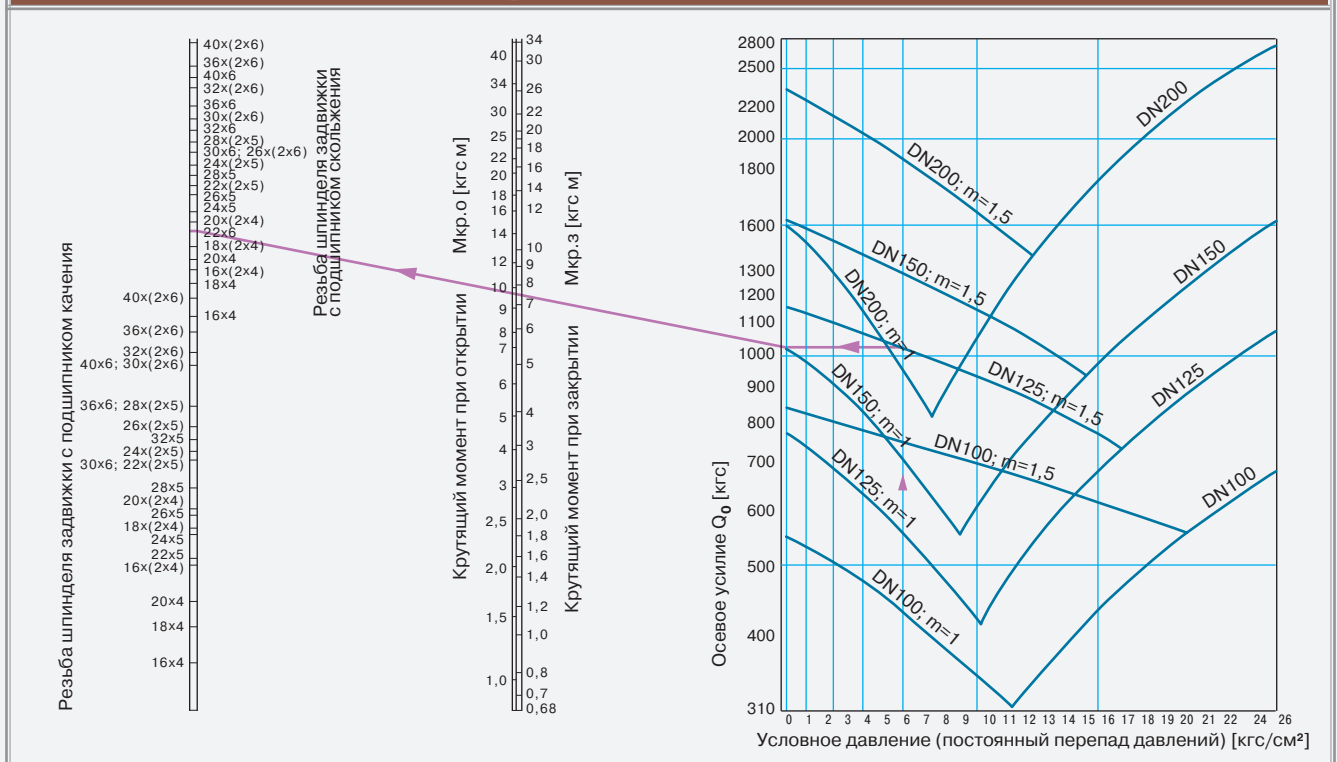


Рис. 7. Сервисное оборудование (примеры)



трена возможность их сварки (в случае надобности) на «ус»;

– по способу присоединения к трубопроводу задвижки могут быть: фланцевые, под приварку, муфтовые (DN до 50 мм); с размерами по стандартам США, Германии, Великобритании и другим стандартам, оговоренным при заказе;

– по условиям управления задвижки могут иметь модификации: с маховиком ударного типа, с ручными редукторами местного управления; с электроприводом, установленным на ручной редуктор (вместо маховика), другой вариант – непосредственно на арматуру; с удлинителем для установки задвижки в колодце; с замыкающим устройством, предотвращающим возможность бесконтрольного манипулирования задвижкой, под дистанционное управление (со звездочкой или редукторами:

цилиндрическим, коническим, шарнирно-штоковыми передачами); с местным указателем положения затвора (в том числе на колонках); с электрическими сигнализаторами крайних положений затвора; с байпасом или без него; с устройствами, позволяющими продувку корпуса паром, промывку.

Надеемся, что приведенный материал поможет арматуростроителям наметить пути повышения конкурентоспособности арматуры для подготовки предприятий к вступлению в ВТО в рамках принятой НПАА «Концепции стратегии развития арматуростроения на 2002 – 2006 годы».

Литература:

1. В.И. Бараненко и др. Оценка ресурсных характеристик арматуры энергоблоков АЭС с РWR, ВWR, ВВЭР и РБМК//«Арматуростроение» 2004, № 5, с.51.
2. Г.И. Севастьянин, О.Н. Заринский Оптимальные технические решения узлов клиновых задвижек, выпускаемых зарубежными фирмами. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1991.
3. О.Н. Шпаков «Азбука трубопроводной арматуры» Санкт-Петербург: ООО «Издательство Компрессорная и химическая техника», 2003.
4. И. Бирембау. Методы измерения протечек. Новый стандарт ISO 15848//«Арматуростроение» 2004, № 5, с.58.
5. Авторское свидетельство СССР № 417669.
6. РД РТМ 52 – 90. Затворы арматуры с элементами пониженной жесткости. Конструктивные исполнения и основные размеры. Технические требования. Расчеты. Технологические рекомендации, Киев: К ЦКБА.
7. О.Н. Шпаков, А.Д. Плотников Применение номограмм при силовых расчетах задвижек. Сборник научных трудов ЦКБА «Арматуростроение». Л: 1979.
8. У. Курцхофер, Дж. Пик Задвижки для систем безопасности АЭС//«Арматуростроение» 2004, № 5, с.58.