

А. П. Куршин, д-р техн. наук, ФГУП ЦАГИ

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И КАЧЕСТВА ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ НА ОСНОВЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИХ ДОСТИЖЕНИЙ В ОБЛАСТИ ГЕРМЕТОЛОГИИ

В современных условиях среди основных факторов, влияющих на конкурентоспособность и объемы реализации продукции отечественных производителей (политика государства и потребителей, качество изделий, цена, сервисность обслуживания производителем, затраты при эксплуатации и др.), повышение качества изделий, может стать в ближайшее время определяющим в борьбе за рынки сбыта и выживание. С увеличением степени интеграции России в мировую экономику, при вступлении в ВТО усилится конкуренция на рынке, быстрее будут внедряться научно-технические достижения, ускорятся темпы совершенствования изделий. Предприятия, которые смогут создавать и производить более надежную и совершенную трубопроводную арматуру (ТПА), быстро осваивать новые виды изделий, оперативно реагировать на изменение потребностей рынка, окажутся в более благоприятных условиях.

Надежность изделий определяется в первую очередь их конструкцией, а конструкция — совершенством тех технических решений, на которых она построена. Следует

признать, что наша отечественная арматура построена в основном на технических решениях с приличным возрастом и по своим характеристикам во многих случаях уступает лучшим мировым образцам. Многие разновидности современной ТПА в России не производятся, и мы не приучены быстро осваивать производство новых видов изделий. При серьезном длительном финансовом голоде, зачастую тяжелом экономическом положении предприятий, отсутствием за последние 15 лет серьезного финансирования НИОКР в арматуростроении трудно рассчитывать на появление в ближайшее время необходимого пакета новых технических решений в среде арматуростроения, которые позволяли бы существенно повысить качество ТПА без серьезных финансовых затрат. Поэтому перспектива для многих представляется тревожной.

Ситуация может быть существенно улучшена, если воспользоваться научно-техническими достижениями в других отраслях промышленности и найти пути, которые позволили бы задействовать эти достижения в арматуростроении не только для создания современных образцов

ТПА нового поколения, но и для усовершенствования серийных изделий.

В Центральном аэрогидродинамическом институте им. проф. Н. Е. Жуковского (ЦАГИ) за многие десятилетия (институту более 85 лет) в ходе создания и эксплуатации газодинамических установок и исследовательских комплексов с высокими энергетическими параметрами для испытания моделей летательных аппаратов накоплен большой опыт в области герметологии, уплотнений и уплотнительной техники. В этих установках рабочей средой являются газы с температурой от криогенных до нескольких тысяч градусов по Кельвину при давлениях от вакуумных до 1000 МПа, которые протекают при работе установок с различными скоростями по каналам с диаметром от нескольких миллиметров до нескольких метров. Разработаны новые принципы обеспечения герметичности разъемных неподвижных и подвижных соединений. Эти принципы реализованы во множестве технических решений. Эффективность и преимущества найденных решений перед отечественными и зарубежными аналогами подтверждены длительной эксплуатацией большого количества разнообразных устройств (в том числе ТПА), в которых они задействованы. Остановимся на некоторых примерах технических решений, которые рекомендованы для широкого применения в конструкциях ТПА.

В обеспечении надежности и качества ТПА определяющую роль играет эффективность приемов и способов, с помощью которых решаются проблемы герметизации. Типы герметизируемых разъемных соединений (РС), использующихся в ТПА для обеспечения внешней и внутренней герметичности, отражены на схеме рис. 1. Имеется большое количество технических решений, с помощью которых обеспечивается герметичность соединений. Однако, количество способов, которые эти технические решения реализуют, весьма ограничено.

Основные структурные схемы взаимодействия уплотняемых поверхностей стыка неподвижного соединения или соединения периодического действия (например, запор — седло), которые применяются в ТПА общепромышленного назначения, приведены на рис. 2. Здесь условно показаны элементы уплотнений с различной формой в зоне контакта, стык между которыми уплотняется за счет осевого усилия F , с которым они прижимаются друг к другу. Элементы уплотнения могут быть покрыты слоем эластомера. Один из элементов может быть выполнен из мягкого или неметаллического материала и расположен в канавке, пазу или между удерживающими элементами. Характерным для этих уплотнений при всем разнообразии вариантов их конкретного исполнения является то, что уплотнение осуществляется либо по плоскости, либо по конической поверхности. При этом материалы элементов уплотнения в зоне контакта при герметизации стыка находятся в условиях, близких либо к условиям одноосного, либо двухосного напряженного состояния. Это ограничивает возможности уплотнений не только по уровню давления, при котором их можно применять, но и приводит к тому, что они недостаточно надежны и имеют недостаточный ресурс.

Существенно большими возможностями обладают уплотнения, выполненные по схемам рис. 3 и рис. 4а.

Уплотнение рис. 3 содержит охватываемую 1 и охватываемую 2 детали. Уплотняющая поверхность на охватываемой детали имеет вогнутую форму, а на охватываемой — выпуклую. Каждая из этих поверхностей образована двумя коническими поверхностями с углами конусности

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ и α_4 , которые сопряжены галтелью и скруглением с радиусами R и r одного знака. Линия первоначального контакта деталей расположена на сопряжениях. Имеют место соотношения $0 \leq \alpha_4 < \alpha_2 < \alpha_1 < \alpha_3 < 330^\circ$. Радиус r закругления меньше радиуса R галтели на величину, обеспечивающую требуемое контактное напряжение при отсутствии остаточных деформаций. Угол α_4 меньше угла α_2 , угол α_1 меньше угла α_3 на величины, исключающие затекание материалов в зазоры. На поверхностях разъема деталей за пределами конических поверхностей могут располагаться жесткие упоры 3, величина зазора δ между которыми равна взаимному смещению деталей соединения при нагружении его рабочим давлением. Длина образующих поверхностей не превышает длин, обеспечивающих при нагружении уплотнения контактные напряжения, достаточные для герметичности соединения при деформациях деталей в пределах упругости материалов. В случае, если деталь 2 выполняет в соединении функции затвора или пробки, то она выполняется с глухим клапаном 4 или без такового.

Уплотнение работает следующим образом.

При сжатии деталей 1 и 2 осевым усилием F зона контакта на поверхностях уплотнения постепенно расширяется по мере роста усилия, охватывая всю поверхность скругления, галтели и переходя на конические поверхности. При этом поверхности деформируются в пределах упругости материалов до тех пор, пока упоры (если они имеются) не придут в соприкосновение. При дальнейшем возрастании осевого усилия начинают работать упоры, препятствуя дальнейшему взаимному перемещению деталей и предотвращая появление остаточных деформаций на конусах. Напряжения в зоне контакта уплотняющих поверхностей имеют максимальное значение по линии первоначального контакта деталей и уменьшаются к периферии зоны контакта. Эпюра контактных напряжений на одной из деталей уплотнений схематично-условно показана на рис. 3 (место 1). Материал в зоне максимальных напряжений находится в условиях, близких к условиям всестороннего сжатия, и поэтому пластические деформации могут отсутствовать при напряжениях, существенно больших пределов текучести использованных материалов. Эти контактные напряжения определяют уровень допустимых давлений P рабочей среды.

Уплотнение рис. 4а содержит элемент 1 с коническим седлом, переходящим в цилиндрический канал, и запирающий элемент 2, рабочий конец которого образован конической поверхностью, переходящей в цилиндрический хвостовик 3. Сопряжение конической и цилиндрической поверхностей седла выполнено в форме скругления радиуса r . В зоне перехода конической поверхности рабочего конца запирающего элемента в цилиндрический хвостовик 3 выполнена дополнительная коническая поверхность 4, угол конуса которой меньше угла конусности β конической поверхности рабочего конца ($\alpha < \beta$), а сопряжения с цилиндрическим хвостовиком и конической поверхностью выполнены в форме галтелей радиуса R . Скругление и галтели имеют один знак кривизны. При этом, радиус r скругления меньше радиуса R галтелей. Линия первоначального контакта элементов 1 и 2 располагается на дополнительной конической поверхности запирающего элемента и скруглении седла. Угол конуса β запирающего элемента меньше угла γ конуса седла ($\beta < \gamma$), а диаметр хвостовика 3 запирающего элемента меньше диаметра d канала в седле. Высота h дополнительной конической поверхности, радиус r скругления седла, разность углов конусов запирающего

Рис. 1. Классификация разъёмных соединений РС (ТПА)



Рис. 2. Применяемые схемы взаимодействия уплотняющих поверхностей неподвижных РС и подвижных соединений периодического действия

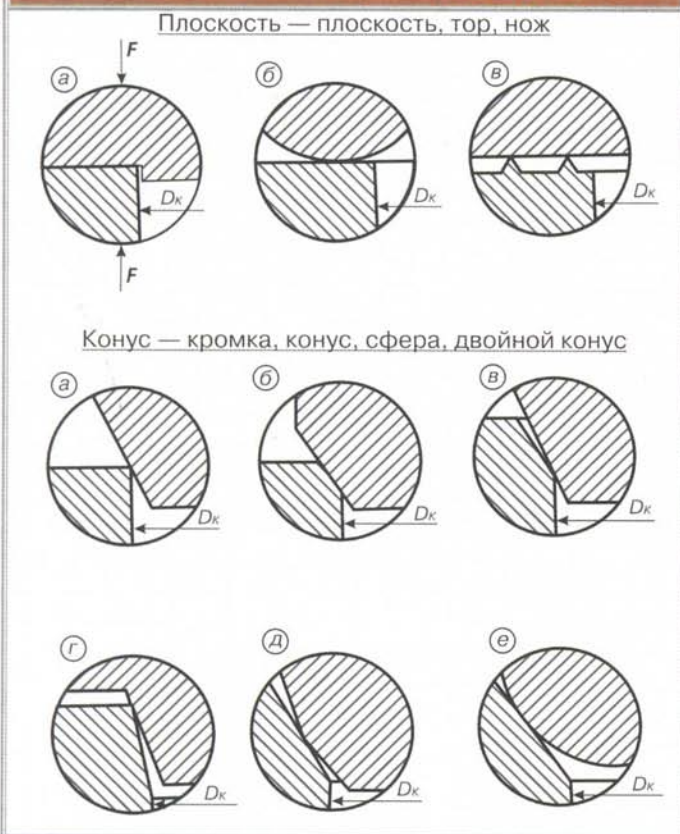


Рис. 3. Уплотнение РС

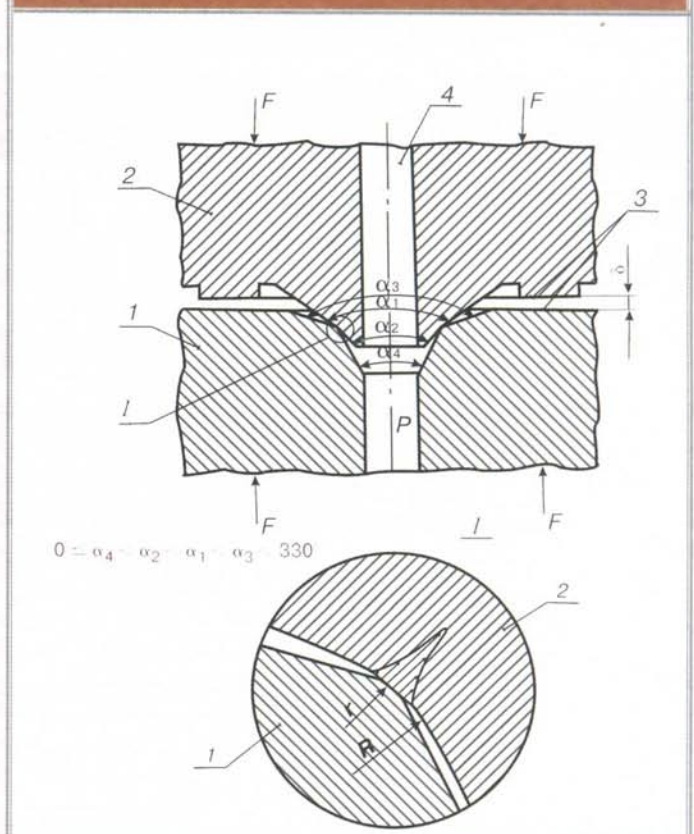
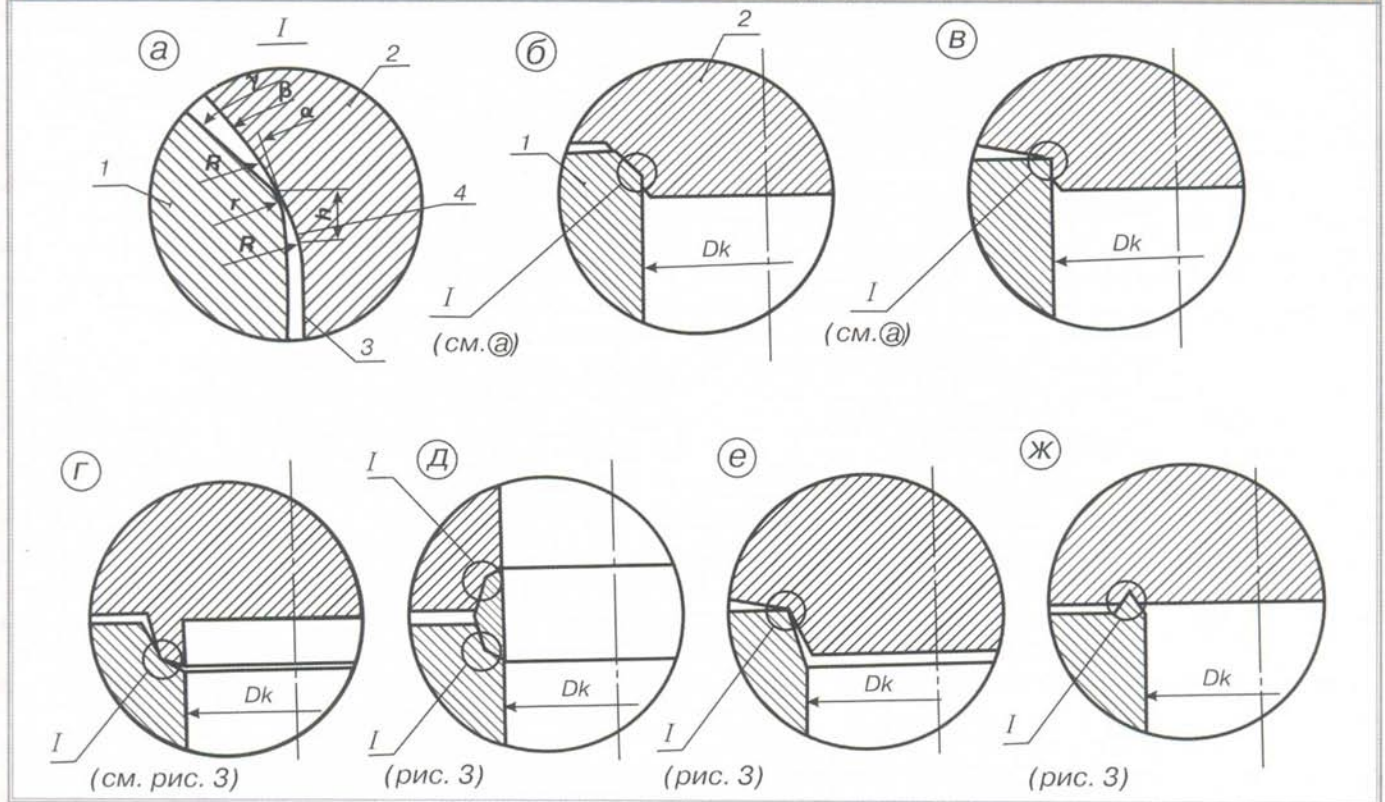


Рис. 4. Примеры разновидностей схем уплотнения РС

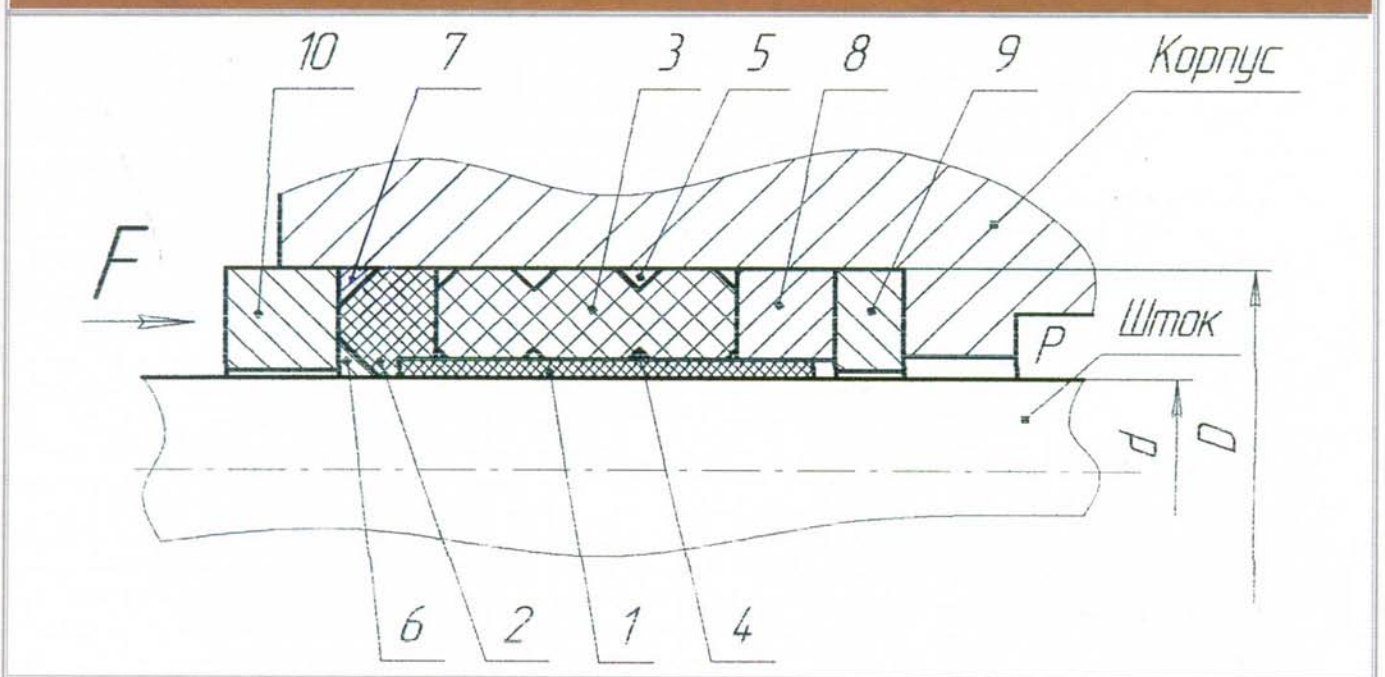


элемента и седла, а также разность диаметров хвостовика и канала в седле выбираются таким образом, что при нагружении уплотнения обеспечиваются контактные напряжения, достаточные для герметизации соединения, но недостаточные для выдавливания материала деталей в зазоры.

Уплотнение 4а работает аналогично уплотнению рис. 3. Примеры разновидностей схем уплотнений рис. 3 и 4а приведены на рис. 4б—ж.

Предлагаемые уплотнения разъемных соединений неподвижных и подвижных периодического действия являются беспрокладочными, могут работать при контактных

Рис. 5. Схема уплотнения



напряжениях, превосходящих предел текучести используемых материалов, и, следовательно, в очень широком диапазоне давлений и температур. Они слабочувствительны к изменению взаимного расположения деталей при ремонтах, к перегрузкам, к загрязнению рабочей среды, обеспечивают высокую степень герметичности (в том числе в случае использования гелия) при малых усилиях герметизации. Уплотнения надежны в работе, имеют ресурс, превосходящий потребности ТПА общего назначения по циклам срабатывания (открыто-закрыто) и циклическим нагрузкам давлением рабочей среды. Они технологичны и универсальны, используются при давлениях газа от вакуумных до 1500 МПа в разнообразном оборудовании (ТПА всех видов, компрессоры, насосы, мультипликаторы давления, сосуды и т.д.) для герметизации всех классических видов соединений, применяемых в машиностроении: штуцерные, с накидной гайкой, с поджимным винтом, фланцевые, хомутные (бугельные), муфтовые (резьбовые), типа «клапан-седло». Применение уплотнений обеспечивает возможность широкой унификации элементов, широкого внедрения принципа «модульности», возможность избираться в конструкциях ТПА от сварки, наплавки, притирок, упростить конструкцию и улучшить ремонтпригодность.

Уплотнения рассматриваются как хорошая альтернатива для подавляющего большинства известных в технике уплотнений аналогичного назначения [1—3], в том числе для кольцевых эластомерных уплотнений.

Для герметизации штоков (возвратно-поступательное движение) и шпинделей (вращательное движение или вращательное движение в совокупности с поступательным) в ТПА предлагается использовать уплотнение, схема которого приведена на рис. 5.

Уплотнение содержит тонкостенную гильзу 1 и фигурное кольцо 2 из антифрикционного материала (например, фторопласт), втулку 3 из эластомера (например, резины) с кольцевыми проточками 4, 5 на ее цилиндрических поверхностях, антиэкструзивные кольца 6, 7 треугольного сечения из антифрикционного материала (бронза, текстолит и др.), ограничивающее кольцо 8 (сталь, фторопласт и др.), опорное 9 и нажимное 10 кольца. Антиэкструзивные кольца 6, 7 устанавливаются при давлениях рабочей среды, превышающих определенную величину (обычно при $P_N > 20$ МПа). В определенных условиях (например, при возвратно-поступательном движении штока) кольцо 2 может быть выполнено заодно с гильзой 1. Длина втулки 3 и толщина пакета варьируются в зависимости от давления рабочей среды и увеличиваются с ростом P_N . Проточки 4 на прилегающей к гильзе 1 поверхности втулки 3 имеют меньший, чем проточки 5 на противоположной поверхности втулки, суммарный объем. Втулка размещается в кольцевом зазоре между поршнем и гильзой 1 с натягом. Втулка 3 может быть выполнена в виде набора колец квадратного сечения с фасками, эквивалентными проточкам 4, 5 на втулке. Возможно использование колец круглого сечения. Величины зазоров между штоком и нажимным 10, опорным 9 кольцами должны выбираться так, чтобы исключить возможность контакта при работе штока с кольцами и возможность экструзии материала антиэкструзивных колец 6, 7 или кольца 2 (при отсутствии колец 6, 7) в зазор между

штоком и кольцом 10. Кольца 9, 10 могут выполнять роль опор для штока. В этом случае они работают в контакте со штоком и должны быть изготовлены из антифрикционного материала.

Работает уплотнение следующим образом.

Перед подачей рабочего давления уплотнение через нажимное кольцо 10 сжимают осевым усилием до ликвидации проточек 4, 5 в резиновой втулке 3. При этом в элементах уплотнения возникают напряжения, превосходящие те, которые требуются для обеспечения предварительной герметичности, а контактные напряжения на поверхности втулки 3, соприкасающейся с гильзой 1, за счет асимметрии конструкции и собственной жесткости резины превышают таковые на ее противоположной стороне, гарантируя герметизацию стыка гильзы и поверхности подвижного штока. Затем в устройство подают рабочую среду под давлением P , которое, действуя на торец уплотнения со стороны кольца 8, обеспечивает в резиновой втулке 3 необходимые для герметизации штока напряжения. Уплотнение не требует дополнительного поджатия при износе гильзы 1. В этом случае предварительная герметичность обеспечивается за счет распрямления втулки 3 и имеет место до такой степени износа гильзы, при которой напряжение во втулке упадет до уровня, минимально необходимого для обеспечения предварительной герметичности.

Рассматриваемые уплотнения достаточно просты, имеют малые габаритные размеры, являются самоуплотняющимися и требуют небольших осевых усилий поджатия для обеспечения предварительной герметичности (при $P_N = 30$ МПа приблизительно на порядок меньше, чем классическое уплотнение в виде набивки из фторопластовых колец). Сила трения штока в уплотнении в 1,5—4 раза меньше, чем в набивке из фторопластовых колец.

Уплотнения используются для герметизации штоков и шпинделей с диаметрами до 46 мм при давлениях газа до 32 МПа и штоков с диаметрами до 35 мм — при P_N до 320 МПа. Уплотнения, работающие аналогично описанным, применяют для герметизации поршней с диаметрами до 60 мм при давлениях до 300 МПа, а при P_N до 32 МПа — для поршней с диаметрами 160 мм.

Применение предлагаемых решений в арматуростроении позволяет усовершенствовать в различной степени большинство серийных изделий различного назначения, создавать образцы ТПА нового поколения для различных условий, с характеристиками, соответствующими мировому уровню, создавать импортозамещающую арматуру конкурентоспособную по качеству и цене на внутреннем и мировом рынках.

Литература:

1. Д. Ф. Гуревич, О. Н. Шпаков. Справочник конструктора трубопроводной арматуры. — Л.: Машиностроение, 1987. — 518 с.
2. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. — М.: Машиностроение, 1986. — 464 с.
3. В. К. Погодин. Разъемные соединения и герметизация в оборудовании высокого давления. — Иркутск: Издательство ОГУП, 2001. — 406 с.