

## ЛЕКЦИЯ-9 КОНСТРУКТОРСКИЕ СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

### **Задачи конструктора в повышении долговечности и надежности узлов трения**

Конструктивные способы повышения долговечности и надежности работ трущихся деталей весьма разнообразны и решаются конструктором на стадии проектирования узлов трения. Основными задачами в этом плане являются:

- оценка и выбор схем узла трения машины с позиции влияния ее на износостойкость и надежность конструкции;
- выбор материалов пары трения;
- назначение размеров и формы деталей;
- обеспечение нормальной работы узла трения в заданном режиме и защита от перегрузок;
- обеспечение эксплуатации с минимальными затратами;
- защита узла трения от аварийных повреждений.

Рассмотрим некоторые из этих задач подробнее.

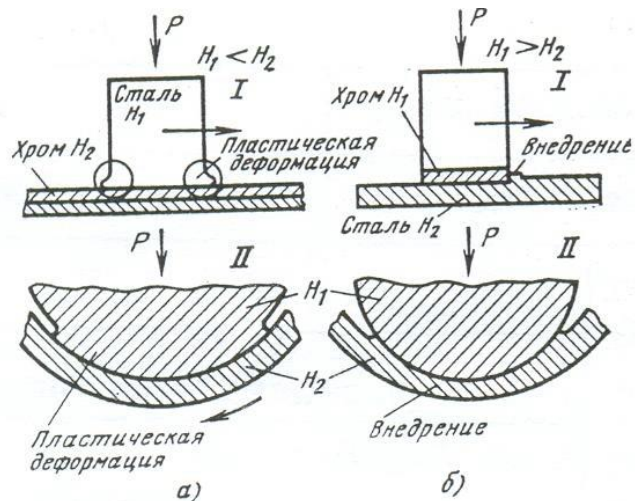
#### Оценка и выбор схемы узла трения

Для пары, образованной поверхностями трения, имеющими разные твердость и размеры, можно выделить два условия:

- 1)  $H_1 > H_2; S_1 < S_2;$
- 2)  $H_1 < H_2; S_1 < S_2,$

где:  $H_1, H_2$  – твердости поверхностей трения;  $S_1, S_2$  – соответствующие площади поверхностей.

Пару с расположением материалов, удовлетворяющим первому условию, называют прямой парой трения, а удовлетворяющим второму условию – обратной парой. В случае прямой пары трения по большей поверхности скользит более твердое тело, а в случае обратной пары – более мягкое тело. Примерами прямой пары являются скольжение закаленного суппорта по чугунной термически не обработанной станине и скольжение хромированного поршневого кольца по поверхности цилиндра из перлитного чугуна. Обратной парой будет хромированное рабочее зеркало цилиндра и чугунное кольцо. Вал и подшипник с баббитовым слоем при нагрузке постоянного направления, приложенной к вращающемуся валу, представляют собой обратную пару.



**Рисунок 1 – Обратные (а) и прямые (б) пары:**  
 1 – с поступательным движением; 2 – с вращательным движением;  $H_1$ ,  
 $H_2$  – твердости

Чтобы определить, какая пара трения – прямая или обратная предпочтительнее для данной конструкции, следует установить требования к паре в отношении надежности ее работы, износостойкости, экономичности и условий эксплуатации.

Недостаточная надежность пары трения в связи с неподходящим подбором материалов может выразиться в схватывании и заедании. Опыт эксплуатации машин, стендовые испытания трущихся деталей и лабораторные исследования показывают, что обратные пары трения более стойки к заеданию, а при наличии заедания имеют меньшие повреждения поверхностей.

Различие в работе прямых и обратных пар трения состоит в следующем. В прямой паре при перегрузке пластическая деформация ее элемента с меньшей твердостью препятствует нормальной работе пары, в результате чего возрастают силы трения, увеличивается повреждение поверхности, и пара быстро выходит из строя. В обратной паре при перегрузке пластическая деформация образца с меньшей твердостью не препятствует работе пары.

На долговечность и надежность работы узлов трения благоприятное влияние оказывает жесткость, податливость и специальная конфигурация деталей.

Податливость детали: общая или местная, позволяет ее рабочей поверхности следовать за деформацией сопряженной детали и приспособляться к неточностям ее геометрической формы. Самоустанавливающийся опорный подшипник является простейшим примером конструкции, имеющей деталь свободной податливости в виде вкладыша, обладающего угловой подвижностью. Полнее роль податливости проявляется в резинометаллических вкладышах и гуммированных деталях, во вкладышах из пластмасс и мягких покрытиях рабочих поверхностей.

Сухая резина имеет коэффициент трения выше, чем у других материалов, и в то же время в паре со сталью, бронзой и латуной при смазывании такой маловязкой жидкостью, как вода, имеет высокие антифрикционные свойства. Это объясняется тем, что гибкая и легко деформирующаяся резина хорошо приспособляется к неровностям поверхности вала без нарушения в зоне нагружения непрерывности смазочного слоя. Последний благодаря этому для сохранения режима при жидкостной смазке может быть меньшей толщины, чем при металлической поверхности вкладыша. Высокая способность деформации резины обуславливает более равномерное распределение давления по длине вкладыша. Абразивные частицы, содержащиеся в воде, вминаются в мягкую поверхность резины, перекатываются по ней, не производя режущего действия, и выносятся с водой в смазочную канавку. При наличии песка, ила и грязи в смазывающей и охлаждающей подшипник воде вкладыш изготавливают с большим количеством канавок и подбирают резину с высокой износостойкостью. Резинометаллические вкладыши устанавливают в соответствующих устройствах морских и речных судов, в центробежных песковых насосах, артезианских насосах, гидравлических турбинах, турбобурах и т. п.

Аналогично резине ведут себя мягкие покрытия вкладышей, податливость которых обусловлена малым сопротивлением пластической деформации. У пластмасс, подобно резине, в соответствии с их модулями упругости, а у термопластичных пластмасс еще и вследствие их размягчения нагрузка по длине вкладыша распределяется равномернее, чем у металлов.

С другой стороны, для некоторых узлов трения повышению износостойкости способствует увеличение жесткости конструкции. Пример, чем равномернее распределена нагрузка по длине зуба зубчатых передач, тем выше их нагрузочная способность. Не точность изготовления и сборки деталей передачи, изгиб и кручение валов в процессе работы способствует неравномерному распределению нагрузки. Поэтому увеличение жесткости валов, опор и корпусов является благоприятным фактором в повышении работоспособности изделий.

### **Использование принципа плавающих деталей**

В узлах трения скольжения эти детали встречаются в виде плавающих пальцев, плавающих втулок и шайб. Поясним примерами. Сочленение поршневого пальца с шатуном производят: закреплением пальца в бобышках поршня или в шатунной головке; установкой пальца с возможным поворотом как в бобышках поршня, так и в шатунной головке. Палец такой конструкции называется плавающим. При работе механизма плавающий палец под действием сил трения со стороны шатуна поворачивается. Угловое перемещение шатуна складывается из углового перемещения относительно пальца и поворота пальца в бобышках, поэтому скорость пальца в каждом из этих

перемещений примерно вдвое меньше, чем при закреплённом пальце. Во столько же раз уменьшается и тепловыделение в каждом из сопряжений пальца. Снижается скорость изнашивания пальца и вкладышей, а износ поверхности пальца распределяется равномерно.

Однако наиболее важным преимуществом плавающего пальца является высокая надёжность узла: палец, заевший в шатуне, может вместе с ним качаться в бобышках поршня, а палец, заевший в бобышках, не препятствует качанию шатуна. Чтобы плавающий палец не вызывал местного износа или задира зеркала цилиндра, свободу его осевого перемещения ограничивают заглушками или упорными пружинными кольцами, вставляемыми в проточки бобышек. Если поршень выполнен из чугуна, то, как правило, предусматривают бронзовые вкладыши, запрессовываемые в бобышки.

Известны конструкции быстроходных опор из набора плавающих чередующихся бронзовых и стальных втулок или только стальных втулок, покрытых с обеих сторон баббитом. При конструировании подобных опор руководствовались следующим.

Количество выделяющейся в гидродинамическом подшипнике теплоты прямо пропорционально квадрату угловой скорости вала. При плавающих втулках снижается угловая скорость, и если даже принять, что суммарное тепловыделение будет примерно таким же, как и в обычном подшипнике, то и тогда в каждом масляном зазоре тепловыделение будет меньше, и условия работы будут способствовать большей надёжности. При подводе масла с торца подшипника увеличивается скорость циркуляции масла, поскольку течение его в этом случае происходит по нескольким параллельным путям. Это способствует лучшему отводу теплоты.

Имеются конструкции упорных подшипников с плавающими упорными шайбами. Плавающие элементы в узлах машин предусматриваются также для компенсации тепловых деформации. Например, если подшипники качения закрепить жестко на валу и в корпусе, то удлинение вала при повышении температуры узла в процессе его работы вызовет уменьшение осевого зазора в подшипниках и последующее защемление тел качения между кольцами, что снизит долговечность подшипников. Такая угроза устраняется применением плавающих опор. В этом случае только один подшипник жестко закрепляют на валу и в корпусе, фиксируя вал вдоль оси, другие же подшипники устанавливают в корпус, расточенный по калибру  $S$ , так, что при жестком закреплении на валу они могут свободно перемещаться (плавать) в осевом направлении. При двух опорах в качестве плавающей выбирают наименее нагруженную, чтобы легче реализовать принцип плавания. В многоопорном вале следует жестко закреплять в корпусе наиболее нагруженную опору.

## **Замена внешнего трения внутренним трением упругого элемента**

Кинематические пары с жесткими звеньями для относительно небольших линейных, угловых или совместных перемещений в ряде случаев могут быть заменены неподвижными соединениями с промежуточным элементом высокой упругости, что имеет ряд преимуществ. Взаимное смещение звеньев в процессе их работы достигается за счет деформации специальной эластичной детали; при этом внешнее трение скольжения или качения заменяется внутренним трением упругого элемента из резины. Это соединение выполняется в виде резинометаллического шарнира.

Крепление резины к металлам осуществляется вулканизацией соприкасающейся с металлом резиновой смеси, склеиванием или сцеплением путем предварительного сжатия резины при монтаже металлических поверхностей шарнира. Резина легко вулканизуется к стали, чугуна, латуни и алюминиевым сплавам.

Наиболее прочно резина скрепляется с латунями определенного состава. Некоторые ингредиенты резины или клея для ее крепления могут вызвать коррозирование стали и чугуна, поэтому одним из наиболее распространенных способов крепления резины является вулканизация смеси в контакте с латунированной поверхностью металлической арматуры.

По способу изготовления различают шарниры, вулканизованные в сборе, закатанные и сборные. Закатанные шарниры встречаются только в виде резинометаллических.

Резинометаллические шарниры нашли применение в узлах подвески автомобилей и тракторов, в мягких карданах, в гусеницах тягачей, сочленениях вагонных и локомотивных рам с их поворотными тележками и т.п.

По сравнению с обычными резинометаллические шарниры имеют следующие преимущества:

- отсутствует изнашивание от внешнего трения, что исключает абразивное изнашивание деталей;
- отпадает необходимость в смазывании и установке уплотняющих устройств;
- упрощается обслуживание; – уменьшается масса;
- в узлах подвески амортизируются удары, что способствует бесшумности хода;
- в упругих карданах помимо смягчения ударов при резком увеличении крутящего момента происходит гашение вибраций и демпфирование крутильных колебаний.

Отсутствие смазочного материала в шарнирах имеет особое значение для машин пищевой и текстильной промышленности.

## **Замена трения скольжения трением качения**

Такая замена во многих случаях целесообразна для повышения долговечности деталей, надежности их работы и экономичности машин.

Каждому виду опор скольжения или качения свойственны как положительные, так и отрицательные стороны.

#### **Подшипники качения имеют следующие преимущества.**

1. Малые потери на трение по сравнению с потерями у подшипников скольжения, работающих при граничной смазке или даже при жидкостной смазке. Применение подшипников качения, как правило, повышает КПД машины и силовой установки.

Коэффициент трения подшипника качения сравнительно мало изменяется в большом диапазоне, нагрузок и окружных скоростей. Статический момент подшипника лишь на (30...50)% превышает момент трения при установившемся движении, в то время как в подшипниках скольжения это превышение достигает 15 раз и более. В связи с этим особенно важна установка опор качения в узлах машин, работающих с частыми пусками и остановками.

Малый момент трения в шарикоподшипниковых узлах позволяет сужать зону нечувствительности приборов.

2. Экономия большого количества цветных металлов – меди, олова, свинца, расходуемых на изготовление вкладышей подшипников скольжения.

3. Малый расход смазочных материалов.

4. Отсутствие необходимости в принудительном охлаждении.

5. Упрощение обслуживания.

6. Исключение изнашивания шеек валов при правильно назначенных посадках.

7. Высокая степень стандартизации и комплектная поставка шарико- и роликоподшипников упрощает конструирование подшипниковых узлов и монтаж машины.

8. Снижение стоимости машин.

9. Возможность восприятия осевых нагрузок, действующих на шпиндель металлорежущего станка, преимущественно при использовании упорных подшипников качения.

#### **Недостатки подшипников качения следующие.**

1. Пониженная долговечность при высоких окружных скоростях и динамических нагрузках. Подшипники выходят из строя главным образом вследствие выкрашивания тел качения и поверхностей качения колец. Между тем подшипники скольжения при жидкостной смазке в соответствующих условиях могут работать неограниченно долго. Поэтому в машинах, предназначенных для длительной работы в режиме высоких скоростей, используют гидродинамические подшипники скольжения.

2. Большие диаметральные размеры при меньшей длине, чем у подшипников скольжения. Иногда это является существенным недостатком. Так, при заданном расстоянии между валками прокатных станков применение шарикоподшипников требует уменьшения диаметра шеек валков, а это ограничивает допустимые усилия при прокатке. Установка шарико- и роликоподшипников в нижней шатунной головке двигателей внутреннего сгорания значительно увеличивает ее габариты и массу, что приводит к росту не только инерционных нагрузок, но и габаритов картера.

Игольчатые подшипники имеют меньшие наружные диаметры, чем любые другие подшипники качения равного внутреннего диаметра. Игольчатые подшипники не могут воспринимать осевую нагрузку, при низких окружных скоростях они выдерживают высокие радиальные нагрузки. При малых нагрузках и отсутствии толчков они могут удовлетворительно работать при частоте вращения до 60000 об/мин. Следует, однако, учитывать, что во время работы иглы не только катятся, но и скользят, отчего игольчатые подшипники нагреваются сильнее шариковых.

Предпочтительно устанавливать их на медленно вращающихся и тяжелонагруженных осях. Область их применения: поршневые пальцы и опоры распределительных валов двигателей внутреннего сгорания, пальцы прицепных шатунов, оси коромысел, поворотные цапфы автомобильных колес, оси холостых колес шкивов, натяжных и направляющих роликов и звездочек, промежуточных зубчатых колес, сателлитов, крестовины карданов, втулки рессор и т.п.

3. Неудовлетворительная работа в условиях вибрационной нагрузки, а также при движении с малыми углами поворота. В этих случаях на дорожках качения образуются углубления, напоминающие отпечатки шарика при испытании на твердость по Бринеллю. Это явление названо бринеллированием. Впервые оно было обнаружено в подшипниках автомобилей после длительной их перевозки по железной дороге.

Случаи бринеллирования опор качения отмечаются при вибрациях корпуса судна или фундаментов механизмов, расположенных вблизи опор. В карданных передачах с карданными шарнирами, работающими при углах взаимного смещения вилок менее 1°, карданный шарнир быстро выходит из строя вследствие бринеллирования. В этих случаях следует увеличивать угол смещения. В некоторых случаях бринеллирование вызывает необходимость замены подшипников качения на подшипники скольжения.

4. Большой шум при работе.

5. Большая чувствительность к запыленности абразивом и к загрязнению смазочного масла, чем у подшипников скольжения.

Разрушение тел качения подшипника связано с возникновением подповерхностных трещин в местах максимальных касательных напряжений, что характерно для усталостного изнашивания. Другими причинами разрушения тел качения являются относительно высокая шероховатость их поверхности и воздействие частиц загрязнений в масле. В последнем случае большое значение имеет размер этих частиц. Так, при уменьшении их размера от 40 до 3 мкм долговечность подшипника может снизиться в 7 раз. Более крупные частицы загрязнений не входят в контакт, а более мелкие не вызывают повреждений поверхности тела качения.

6. Недостаточная коррозионная и тепловая стойкость.

7. Значительно меньшая грузоподъемность и долговечность упорных подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения.

8. Трудности в изготовлении подшипников в случаях, когда для удобства монтажа либо ввиду особенностей конструкции вала требуются разъемные опоры. Например, при ремонте тракторных двигателей устанавливали на шатунные шейки роликовые, преимущественно игольчатые, подшипники с кольцами, имевшие шевронные разъемы.

Положительные качества подшипников качения позволяют расширить область их применения путем дальнейшего совершенствования конструкции подшипников и узлов машин и технологии сборки. В некоторых случаях поверхности трения можно разгрузить, внося изменения в конструкцию машины, направленное на снижение действующих усилий, или уменьшив нагрузку, воспринимаемую непосредственно контактирующими деталями простейший пример такой разгрузки – шевронная передача, в которой осевые усилия с полушевронов не передаются на валы и опоры. Другим примером является двухколодочный тормоз, разгружающий валы и подшипники от радиальных сил.

### **Выбор зазоров в сопряжениях**

При работе трущиеся детали нагреваются, претерпевают тепловые деформации, что приводит к изменению формы и величины зазоров и натягов в сопряжениях. Учет температурных деформаций при конструировании деталей узлов трения и компоновке машины сводится к правильному назначению зазоров в сопряжениях и разработке мер для возможно меньшего искажения конфигурации поверхностей трения в рабочем состоянии.

Независимо от того, работает подшипник в режиме полусухого или жидкого трения, между валом и вкладышем подшипника должен быть предусмотрен зазор для образования масляной пленки. Величины этих зазоров принимаются по ГОСТ для подвижных посадок 6-7-го квалитетов точности. Минимальные диаметральные зазоры зависят от диаметра цапфы и определяется по формулам.

## **Способы защиты рабочих поверхностей пар трения от загрязнений**

Многие машины и механизмы работают в запыленной или загрязненной среде; в узлы трения попадают абразивные частицы. На открытые поверхности трения технологических машин возможно попадание окалины, ржавчины, металлической или иной стружки, а в числе абразивных частиц – весьма твердых окислов алюминия.

Попадание горячей стружки способствует образованию окислов железа на направляющих станков; к серьезным повреждениям сопряженных поверхностей ведет защемление стружки между подвижной и неподвижной направляющими. Вредно действуют на поверхности трения влага, жидкое топливо и агрессивные среды. Абразивное действие производят продукты износа, остающиеся на поверхностях трения или попадающие на них вместе с поступающим маслом.

Хорошая защита поверхностей трения от загрязнения является важным средством длительного сохранения деталей и узлов в рабочем состоянии. Направляющие металлорежущих станков при надлежащей защите сохраняют, например, следы шабрения или шлифования по истечении 8...10 лет непрерывной работы. Наряду с этим смазывание поверхностей при работе в запыленной атмосфере в отсутствие защиты во много раз усиливает изнашивание, так как к таким поверхностям прилипает абразив.

Способы защиты поверхностей трения от загрязнения определяются назначением механизма или машины, конструкцией узла, условиями эксплуатации, требованиями к кинематической точности и другими факторами. Защиту от загрязнения можно подразделить на защиту открытых узлов трения; герметизацию закрытых корпусов в местах выхода валов или других подвижных деталей; очистку смазывающего масла; удаление загрязнений из топлива, смазки, воздуха а также газов и жидкостей, поступающих во внутренние полости машины.

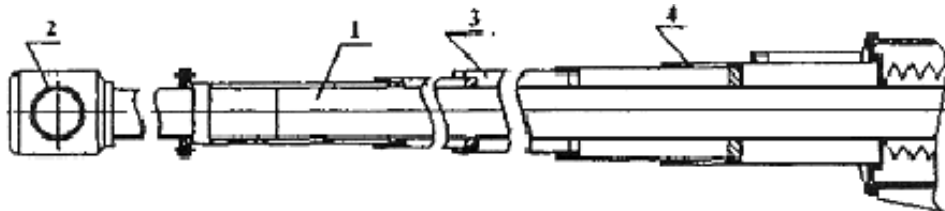
Защиту направляющих технологических машин осуществляют при помощи: скребков, укрепляемых на торцах движущихся деталей; щеток – обтирателей, служащих также для удержания и лучшего распределения смазки; щитков; щелевых уплотнений; перематывающихся лент, телескопических щитков и защитных чехлов.

Пылестружкоприемники и эксгаустеры, устанавливаемые для отсоса из зоны обработки хрупкой стружки, абразивной и металлической пыли и для транспортировки в специальные баки, не только выполняют функции охраны здоровья рабочего, но и защищают механизмы станка от загрязнения.

Защиту ходовых винтов токарно-винторезных станков осуществляют размещением винта полностью под полкой станины, установкой щитка на фартуке, применением защитных кожухов и др. Применение защитных кожухов для нажимных винтов прокатных станов способствовало повышению долговечности в среднем на 25%.

Одна из конструкций защиты длинных винтов, схематически представлена на рисунке 2. Телескопическая труба закрывает винт механизма изменения вылета стрелы порталного крана фирмы Апплеваж (Франция)

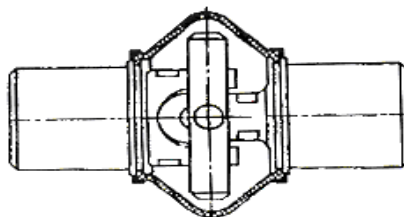
грузоподъемностью 10 т и вылетом от 7 до 30 м. Труба присоединена к картеру привода винта. С противоположной (задней) стороны к этому картеру прикреплен жесткий картер в виде трубы длиной 3 м, куда входит винт при перемещении его назад для уменьшения вылета стрелы. Задний картер винта соединен трубой с картером привода для обратного стока масла.



**Рисунок 2 – Защита длинного винта механизма крана при помощи телескопической трубы:**

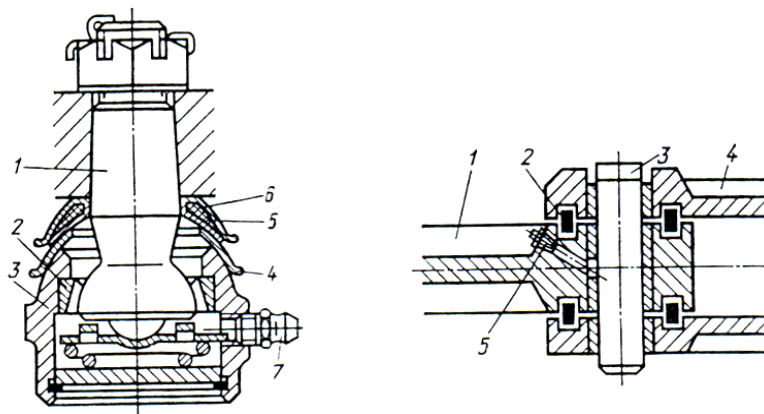
1 – винт, 2 – ось крепления к стреле; 3 – труба; 4 – уплотнение

Защита шарнирных соединений и коротких поступательных пар также может осуществляться разными способами. Защита кардана при помощи резинового кожуха показана на рисунке 3. Полость кожуха перед сборкой набивается смазкой.



**Рисунок 3 – Защита шарнира Гука с помощью резинового кожуха**

Распространены защитные элементы в виде гибких чехлов из водонепроницаемых или маслостойких материалов. Их крепление к деталям производится посредством проволоочных или ленточных биндажей; значительно реже прибегают к приклеиванию.



<p><b>Рисунок 3 – Сферический шарнир рулевой трапеции автомобиля:</b>  1 – палец шарнира; 2 – сухарь;  3 – корпус гарнира; 4 – сферические шайбы; 5 – резиновое кольцо;  6 – прижимной колпачок; 7 – масленка</p>	<p><b>Рисунок 4– Схема шарнира ковшевой цепи с уплотненными кольцами:</b>  1 – тонкое звено цепи; 2 – резиновое кольцо; 3 – палец; 4 – полное звено цепи; 5 – точка подачи смазочного материала</p>
---	---

Защита сферического шарнира с помощью сферических шайб и резинового кольца, постоянно прижатых лапками пружинного колпачка, показана на рисунке 3. Для предохранения шарниров от загрязнений и от утечки масла применяют также контактные уплотнения. Защита шарниров с помощью специального уплотнения показана на рисунке 4. Звено цепи имеет уплотнительные кольца из маслостойкой резины, что вать его. позволяет не только защищать шар- нир от попадания абразива, но и смазы

Для защиты подшипников от загрязняющего и корродирующего действия окружающей среды и от утечки масла на выходе валов используют уплотняющие устройства манжетного типа. Осевое биение вала в манжетных уплотнениях гидросистем ограничивают величиной (0,4...0,5) мм во избежание разрушения уплотняющей кромки манжеты неровностями поверхности вала. При шероховатости  $Ra = 0,4...0,6$  мкм уплотнения из кожи и резины при окружной скорости вала 18 м/с служат более 12000 ч. При возможности попадания абразивных частиц в зону контактных уплотнений следует поверхностям трения вала придать наибольшую возможную твердость.