**. БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДРАСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИНФОРМАТИКИ И РАДИОЭЛЕКТРОНИКИ**

**Кафедра инженерной графики**

**РЕФЕРАТ**

**На тему:**

**«Валы и оси»**

**МИНСК, 2008**

**Назначение, конструкции и материалы валов и осей**

В механизмах имеются звенья, передающие вращающее движение. Валы (валики) и оси предназначены для поддержания, установки и крепления на них вращающихся деталей механизмов типа зубчатых колес, шкивов, полумуфт, муфт, маховичков, указателей и т.д.

При работе валы нагружены поперечными, а иногда и продольными силами, всегда передают вращающий момент, т.е. подвижны, и испытывают деформацию кручения и изгиба. Оси, в отличие от валов, не передают вращающий момент, т.е. не испытывают кручения, они могут быть подвижными и неподвижными. Нагрузки, действующие на оси, вызывают в них деформацию изгиба.

В зависимости от положения геометрической оси валы могут быть с прямолинейной (прямые), ступенчатой (коленчатые) и изменяющейся (гибкие) осью. Наибольшее распространение получили прямые валы и оси. Коленчатые валы применяют для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное или наоборот, они совмещают функции вала и кривошипа. Гибкие валы состоят из нескольких плотно навитых на сердечник слоев стальных проволок с чередующимся направлением навивки. Их подбирают по допустимому крутящему моменту и частоте вращения. Они стандартизированы. С их помощью можно передавать вращение под любым углом. Используют гибкие валики в приводах измерительных приборов и дистанционного контроля, например спидометров, тахометров, роботов. Долговечность и КПД (0,85 … 0,9) гибких валов зависят от величины радиуса кривизны их оси, который рекомендуют принимать равным 15 … 20 диаметрам вала.

В зависимости от изменения сечения вдоль геометрической оси валы могут быть гладкие, ступенчатые с цилиндрическими и коническими участками, валы – зубчатые колеса, валы – червяки (рис. 1). Гладкие валы и оси встречаются сравнительно редко, например, при использовании калиброванных прутков и соответственно посадок в системе вала или при отсутствии продольных сил. Ступенчатые валы обеспечивают равнопрочность по длине, более удобны при сборке, установке сопряженных деталей, но менее технологичны. Число и расположение ступеней вала зависят от числа закрепленных на нем деталей (зубчатых колес и т.д.) и от принятого способа сборки, фиксации вала в осевом направлении. Посадочные поверхности под ступицы насаживаемых на вал деталей выполняют цилиндрическими, реже коническими. Конические поверхности сложнее в изготовлении, но позволяют повысить точность центрирования и соосности соединяемых деталей.

Опорные части валов и осей называют цапфами. Цапфы, передающие на опоры радиальную нагрузку, называют шипами, а осевую нагрузку – пятами. По форме шипы могут быть цилиндрическими, коническими и сферическими, а пяты – плоскими и шаровыми. Если ось неподвижна, ее опорные части необязательно должны иметь форму тел вращения. Обычно цапфы валов и осей выполняют цилиндрическими. Конические цапфы используют при осевом фиксировании валов. Шаровые цапфы применяют, когда необходимы угловые отклонения осей. Опоры, на которых лежат шипы, называют подшипниками, а опоры пят – подпятниками.

Диаметры посадочных поверхностей валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выбирают по ГОСТу из стандартного ряда линейных размеров, а диаметры цапф под подшипники качения – из стандартного ряда диаметров внутреннего кольца подшипников качения.

*в*

*г*

*б*

*а*

*д*

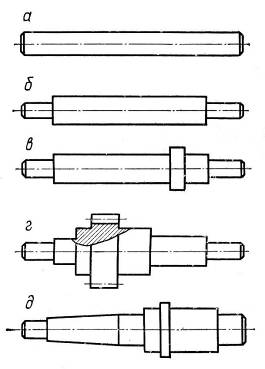


Рис. 1

Для уменьшения концентрации напряжений изменение диаметра ступенчатого вала выполняют плавным переходом – галтелью – по возможно большему радиусу **r**, r ≥ 0,1d. Радиус галтели **r** должен быть меньше радиуса закругления **r1** или радиального размера фаски насаживаемой детали (рис. 2, а). Участок перехода диаметров может выполняться и в виде кольцевой проточки глубиной 0,15 … 0,25 мм и шириной 1 … 2 мм для выхода шлифовального круга при обработке (рис. 2, б). Но проточки снижают прочность, их рекомендуют выполнять на концевых участках валов и осей в местах наименьших напряжений.

*б*

*а*

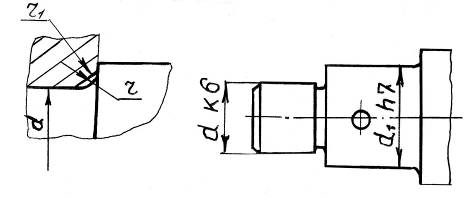


Рис. 2

Длина каждой ступени вала определяется шириной насаженных на него деталей: ступиц зубчатых колес, муфт, подшипников, крышек подшипников и т.д. Она должна обеспечивать возможности точной обработки, сборки и съема деталей.

Детали на валах и осях крепятся с помощью цилиндрических или конических штифтов при d ≥ 6 мм, – с помощью призматических или сегментных шпонок. Размеры штифтов, шпонок должны соответствовать размерам вала, например диаметр штифта dш ≤ (0,2 … 0,25)d.

Торцы осей и валов и их ступеней выполняют с конусными фасками для облегчения посадки деталей и снятия заусенцев, которые могут быть причиной травматизма при сборке.

Сопряжение вала с насаженными на него деталями осуществляется, как правило, в системе отверстия по переходным посадкам или посадкам с минимальным зазором (H/h), обеспечивающим точное центрирование и допускающим разборку и повторную сборку узла.

Размеры посадочных поверхностей вала выполняются по шестому квалитету, в особо точных узлах – по пятому, при соответствии требуемой точности параметров шероховатости. Точность отверстия насаженных деталей принимается, как правило, на один квалитет грубее, т.е. квалитет отверстия больше квалитета вала.

Валы и оси по назначению являются ответственными деталями механизмов. Материал валов и осей должен хорошо обрабатываться и быть прочным. Чаще всего в качестве материалов применяют следующие углеродистые и легированные стали: качественные стали 40, 45, 50, сталь 40Х – для валов с термообработкой; стали 20, 20Х – для быстроходных валов на подшипниках скольжения с поверхностной цементацией цапф; углеродистые стали обыкновенного качества Ст4, Ст5 – для неответственных валов без термообработки; сталь Х18Н10Т – для коррозионно-стойких, немагнитных валов. Для уменьшения массы валов и осей применяют дюралюминий, для обеспечения электроизоляционных свойств – пластмассы или керамические материалы. Для валов – червяков, валов – зубчатых колес материал выбирают в соответствии с требованиями, предъявляемыми к материалу червяка, зубчатого колеса.

### Расчет валов и осей

Целью расчета на прочность является определение диаметра вала или оси в наиболее нагруженном сечении. При расчете необходимо учитывать выточки, отверстия под штифты, шпоночные пазы, резьбы, которые понижают прочность.

Диаметр оси, исходя из условия ее работы только на изгиб, равен

d≥, [м] (1)



где **Ми** – изгибающий момент, Н×м; σadm – допускаемое напряжение материала оси на изгиб, МПа.

Значение **d** округляют до ближайшей большей стандартной величины из нормального ряда линейных размеров.

Различают предварительный и проверочный расчеты валов.

В начальной стадии проектирования размеры вала по длине еще не известны, поэтому диаметр вала приближенно определяют из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях материала

d≥ , (2)



где **Т** – крутящий момент, Н×м; **τadm** – допускаемое напряжение при кручении, МПа.

Диаметр вала округляют до ближайшей большей стандартной величины из нормального ряда линейных размеров, а диаметры различных ступеней вала назначают из условий сборки, фиксации.

Иногда диаметр вала при предварительном расчете берется на основании данных практики проектирования.

Например, в кинематических передачах диаметр вала связывают с диаметром внутреннего кольца используемого подшипника качения или диаметр ведущего вала редуктора принимают равным 0,8 … 1,2 диаметра вала электродвигателя привода.

Проверочные расчеты валов проводят при необходимости на статическую и усталостную прочность, жесткость и антирезонансные свойства.

Расчеты проводятся только после окончательного назначения диаметральных и осевых размеров всех элементов вала с учетом внешних сил и моментов, действующих на вал, включая реакции опор. Нагрузки, распределенные по длине подшипника или ступицы, рассматриваются как сосредоточенные.

Усилия, возникающие в зубчатом или червячном зацеплении, представляют в виде радиальной, окружной и осевой составляющих, величины которых зависят от геометрии зацепления и от крутящего момента на валу.

Проверочный расчет вала на статическую прочность – это расчет на изгиб и кручение. Он сводится к расчету на изгиб по приведенному моменту

, (3)



где **Миz**, **Миу** – изгибающий момент соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях, Н∙м.

Учитывая условия прочности σ = Mred/ W ≤ ≤ σadm, где W = 0,1 d3 – момент сопротивления поперечного сечения вала диаметром d относительно нейтральной оси, определим диаметр вала, который будет равен

. (4)



Для валов и осей, работающих в условиях длительных переменных нагрузок, проводят расчет на усталостную прочность.

Нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу.

Цикл изменения касательных напряжений от крутящего момента принимают отнулевым для нереверсивного движения (пуск-остановка) и симметричным – для реверсивного движения.

Расчет заключается в определении коэффициентов запаса прочности по нормальным **nσ** и по касательным nτ напряжениям, величина которых зависит от размеров поперечного сечения, поверхностного упрочнения вала, наличия концентраторов напряжений, параметров циклов нагружения. При этом

nσ ≥ nadm и nτ ≥ nadm, (5)

где **nadm** – допускаемый коэффициент запаса прочности, обычно равный 1,5 … 2,0.

Условия усталостной прочности по нормальным и касательным напряжениям будут соответственно равны

nσ = ≥ nadm, (6)



nτ = ≥ nadm , (7)



где **σ–1**, **τ–1** – пределы выносливости материала вала соответственно при действии нормальных и касательных напряжений. Их можно определить через величину предела прочности при растяжении σut:

σ–1 = (0,4 … 0,45)σut;(8)

τ–1 = (0,55 … 0,6) σ–1.(9)

При необходимости, когда упругие деформации валов и осей влияют на работу связанных с ними деталей, например зубчатых колес, фрикционных катков, подшипников, валы и оси рассчитывают на жесткость. По условию жесткости максимальная деформация не должна превышать допускаемого значения. Различают жесткость валов при изгибе и кручении. Жесткость при изгибе оценивают прогибом **y** вала и углом поворота **θ** сечения вала, которые определяют по формулам сопротивления материалов для конкретной конструкции и схемы нагружения вала. При этом

F ≤ yadm=(0,0002 … 0,0003)ℓ, (10)

θ ≤ θadm, (11)

где **yadm**, θ**adm** – допустимые значения прогиба и угла поворота сечения вала; ℓ – расстояние между опорами.

Допустимый угол поворота сечения вала определяется типом опоры:

θadm = 0,001 рад – при подшипниках скольжения;

θadm = 0,01 рад – при однорядных радиальных шарикоподшипниках;

θadm = 0,05 рад – при двухрядных сферических радиальных шарикоподшипниках.

Жесткость при кручении оценивается углом закручивания ϕ0 на единицу длины вала

, (12)



где **dmin** – минимальное значение диаметра вала по его длине; **G** – модуль упругости материала вала при сдвиге (для стали G = 8⋅104 МПа); **ϕ0 adm** – допустимое значение угла закручивания (ϕ0 adm = 1,5⋅10–3 рад/м).

Расчет на антирезонансные свойства предполагает определение резонансной (критической) частоты вращения вала, которая не должна совпадать с рабочей частотой **nр**.

Он производится для валов с высокими скоростями вращения (n > 20 000 об/мин).

Длительная работа вала в резонансной области даже при небольшой неуравновешенности может привести к разрушению вала и опор. Если вал под тяжестью деталей, закрепленных на нем, имеет статический прогиб **y**, то критическая частота вращения определится как

nкр ≈ 300 [об/мин]. (13)



Желательно, чтобы рабочая частота вращения вала лежала вне диапазона частот резонансной полосы (0,7 … 1,5) nкр . В диапазонах частот nр ≤ 0,7 nкр (квазистатический режим) и nр ≥ 1,5 nкр (квазиамортизационный режим) прогиб вала не превышает значения статического прогиба y.

**ЛИТЕРАТУРА**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 1 | Красковский Е.Я., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем: Учебное пособие. М.: – Высш. шк., 2001. – 480 с. | 2001 |
| 2 | Сурин В.М. Техническая механика: Учебное пособие. – Мн.: БГУИР, 2004. – 292 с. | 2004 |
| 3 | Ванторин В.Д. Механизмы приборных и вычислительных систем: Учебное пособие. – М.: Высш. шк., 1999. – 415 с. | 1999 |