

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ВАЛОВ
Методические указания к курсовому проекту

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курсовой проект по деталям машин является первой самостоятельной конструкторской работой студента. При его выполнении закрепляются и углубляются знания по курсу « Детали машин », развивается умение использовать для практического применения сведений из ранее изученных дисциплин, приобретаются навыки работы со справочной литературой, государственными и отраслевыми стандартами.

Объектом учебного курсового проектирования являются механические передачи. Наиболее распространенными объектами для курсовых проектов служат зубчатые (цилиндрические, конические) и червячные передачи, а также передачи с гибкой связью (ременные, цепные). Такой выбор связан с большой распространенностью и важностью их в современной технике. Весьма существенным является и то, что в механическом приводе с упомянутыми передачами наиболее полно представлены основные детали, кинематические пары и соединения, изучаемые в курсе «Детали машин».

Курсовой проект студентом выполняется индивидуально, в соответствии с персональным техническим заданием на проект, выдаваемым руководителем курсового проектирования. Наибольшее распространение получили технические задания на проектирование приводных устройств конвейеров, смесителей, питателей и других средств механизации.

Передаточные валы проектируют после расчетов всех механических передач (зубчатых, червячных, ременных, цепных) заданного привода и подбора соединительных муфт. Проектирование валов производится в ходе эскизной компоновки разрабатываемого передаточного устройства (редуктора). Это обусловлено тем, что многие размеры, необходимые для расчетов (расстояния между опорами вала, до места приложения нагрузок и т.п.), можно получить только из чертежа.

В данной работе рассмотрены общие сведения о валах, последовательность их проектирования и рекомендации по выбору формы вала, определению его основных размеров, материала, термообработки, а также составлению рабочих чертежей валов.

Использование рекомендаций данных методических указаний позволит студентам избежать типовых проектировочных ошибок и снизить трудозатраты на проектирование.

Однако необходимо отметить, что в этой работе рассматривается именно последовательность проектирования валов, а

не содержание соответствующего раздела пояснительной записки к курсовому проекту по деталям машин.

Содержание разделов пояснительной записки к курсовым проектам и требования к ее оформлению регламентирует ГОСТ 2.105 – 79.

Знания и опыт, приобретенные студентами при проектировании наиболее распространенных элементов машин, и в частности валов, являются базой для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломного проекта, а также для их дальнейшей работы конструкторами.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВАЛАХ

В современных машинах наиболее широко используется вращательное движение деталей. Менее распространено поступательное движение и его комбинация с вращательным (винтовое движение).

Движение поступательно перемещающихся частей машин обеспечивается специальными устройствами, называемыми направляющими. Для осуществления вращательного движения используют специальные детали – валы и оси, которые своими специально приспособленными для этого участками – цапфами (шипцами) или пятами – опираются на опорные устройства, называемые подшипниками или подпятниками.

Валы – детали, предназначенные для обеспечения вращательного движения деталей машины и для передачи полезного крутящего момента вдоль своей продольной оси (рис. 1, а).

Оси – детали, предназначенные только для поддержки вращающихся деталей машины и не передающие по своей длине полезного крутящего момента (рис. 1, б).

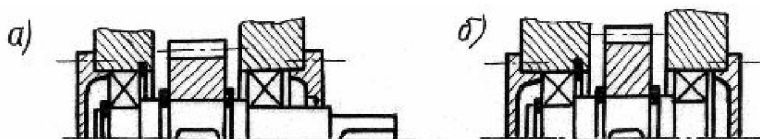


Рис.1 . Виды деталей, обеспечивающих вращательное движение насаженных на них деталей машин: а – вал; б – ось

Участки валов (осей), предназначенные для посадки на них

размещаемых на валах (осях) деталей, называют шейками.

Шейки, которыми вал (ось) опирается на специальные опорные устройства, называют цапфами.

Концевые цапфы, воспринимающие радиальные нагрузки или их комбинацию с осевыми нагрузками, называют шипами.

Поверхности концевых цапф, воспринимающие только осевые нагрузки, называют пятами.

Валы и оси имеют общую функцию – поддерживать вращающиеся детали машин, т.е. оси являются как бы частной разновидностью валов, не подверженных кручению, т.к. передаваемый крутящий момент $T = 0$, а крутящие моменты, которые передаются на оси от сил трения в подшипниках и подпятниках, пренебрежимо малы.

В связи с этим, в данной работе рассматривается проектирование именно валов, как более общий случай деталей, поддерживающих вращающиеся детали машин.

По назначению валы подразделяют на передаточные (рис. 2, а, б), несущие только различные детали механических передач (зубчатые колеса, шкивы ременных передач, звездочки цепных передач, муфты и т.д.) и коренные (рис. 2, в, г), несущие основные рабочие органы машин (роторы электродвигателей и турбин, шатунно-поршневой комплекс двигателей внутреннего сгорания и поршневых насосов), а при необходимости ещё дополнительно и детали механических передач (шпиндели станков, приводные валы конвейеров и т.п.).

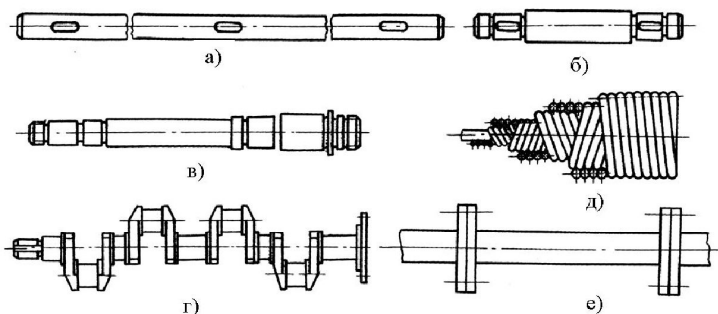


Рис. 2. Разновидности валов:

- а – гладкий трансмиссионный вал;*
- б – ступенчатый передаточный вал;*
- в – шпиндель станка;*
- г – коленчатый вал;*
- д – гибкий вал;*
- е – составной трансмиссионный вал*

В связи с тем, что коренные валы являются деталями специального, а не общего назначения, то в настоящем пособии рассматривается проектирование только передаточных валов. Проектирование коренных валов изучается в специальных курсах, например, «Теория, конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания», «Металлорежущие станки» и т.п.

По форме продольной геометрической оси различают гибкие (рис. 2, д), прямые (рис. 2, а...в, е), коленчатые (рис. 2, г) валы.

Основное применение получили прямые валы, у которых продольная геометрическая ось – непрерывная прямая линия. Коленчатые валы, имеющие продольную геометрическую ось в виде ломаной прямой линии, применяются только в кривошипно-шатунных механизмах, предназначенных для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот (двигатели внутреннего сгорания, поршневые насосы, прессы и др.). Гибкие валы, способные изменять форму своей геометрической оси, предназначаются только для передачи относительно небольших крутящих моментов и применяются в основном для механизированного инструмента, приборов дистанционного управления и контроля, следящих приводов.

По виду формы осевого сечения различают валы с постоянными по своей длине размерами поперечных сечений (рис. 2, а) и ступенчатые (фасонные) валы (рис. 2, б...г, е), имеющие на отдельных своих участках различные размеры поперечных сечений, конические или криволинейные переходы от одной ступени вала к другой (галтели), проточки, шлицы, резьбу и др.

Применение валов с постоянными по их длине размерами поперечных сечений (гладких валов) целесообразно только в том случае, если они в основном нагружены постоянным по длине вала крутящим моментом, а изгибающие моменты – незначительны (например, трансмиссионные или торсионные валы).

Основное применение получили ступенчатые валы. Ступенчатость осевой формы вала, естественно, усложняет и удорожает его изготовление, но она необходима для посадки размещаемых на вале деталей на свои рабочие места без повреждения соседних участков вала и для создания упоров (запечников), требуемых для осевой фиксации насаженных на вал деталей и восприятия значительных осевых усилий. Помимо этого, нужно отметить следующее обстоятельство: т.к. эпюры изгибающих моментов, возникающих в поперечных сечениях вала от внешних нагрузок, по длине вала, как правило, непостоянны и обычно сходят к

нулю к концам валов, а крутящий момент обычно передается не по всей длине вала, то ступенчатость осевого сечения вала позволяет приблизить его осевую форму к ее наивыгоднейшей (по условию прочности) форме бруса равного сопротивления.

В связи с тем, что из передаточных валов основное применение получили ступенчатые прямые валы, то проектирование именно этих валов и рассматривается в данном пособии.

По виду поперечных сечений участков вала различают сплошные (рис. 3, а) и полые (рис. 3, б) валы с круглым (рис. 3, а, б) и некруглым (рис. 3, в, г) поперечным сечением. К некруглым поперечным сечениям относятся и сечения, имеющие шпоночные канавки (рис. 3, д), шлицы (рис. 3, е), поперечное отверстие (рис. 3, ж).

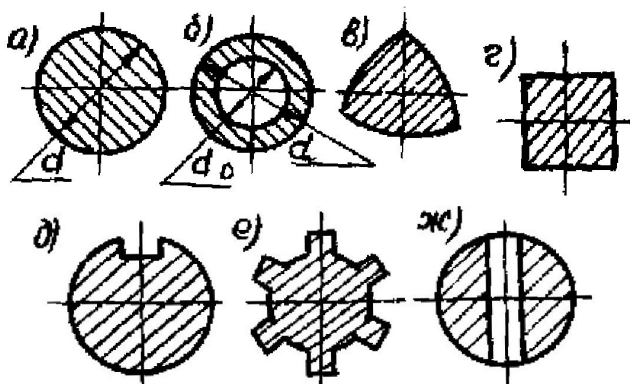


Рис. 3. Виды поперечных сечений валов

Применение полых валов позволяет существенно снизить их вес, т.к. при отношении $\frac{d_0}{d} = \beta$ изменение веса (площади

поперечного сечения) полого и сплошного вала пропорционально $(1-\beta^2)$, а снижение прочности и жесткости (осевых моментов сопротивления и инерции площади поперечного сечения) пропорционально $(1-\beta^4)$. Так, например, при равной прочности сплошного и полого валов с отношениями $\beta=0,5; 0,6; 0,7$ вес последнего будет меньше соответственно на 22; 30; и 39%. В массовом производстве иногда применяют полые сварные валы постоянного сечения, изготовленные из стальной ленты, намотанной по винтовой линии. При этом экономится до 60% металла. Однако полые валы значительно сложнее в изготовлении, чем сплошные. В связи с этим, основное применение получили сплошные валы, а полые

валы применяют только при весьма жёстких требованиях к их весу, или при необходимости прохождения сквозь валы или размещения внутри валов других деталей.

Некруглые поперечные сечения (рис. 3, в; г) посадочных участков валов применяют в основном при действии значительных крутящих моментов, когда нецелесообразно применение шпоночных или шлицевых соединений вала со ступицами насаженных на него деталей передач, а соединения с необходимым гарантированным натягом неприменимы (например, при необходимости частой сборки и разборки соединений вала с насаженными на него деталями типа сменных зубчатых колес или возможного разрушения ступицы насаживаемой на вал детали).

Сечения с поперечными отверстиями (рис. 3, ж) применяют в исключительных случаях, например, при стопорении насаженных на вал деталей при помощи штифтов или шплинтов.

По методу изготовления различают цельные и составные (рис. 2, е) валы. Основное применение получили цельные валы. Применение составных валов обусловлено тем, что круглая качественная сталь, необходимая для их изготовления, поставляется длиной только до 6 – 7 м. В связи с этим, более длинные валы и изготавливают составными, что необходимо также по условиям удобства их транспортирования и монтажа. Составные валы соединяют в единое целое с помощью муфт или фланцев, расположенных на составляющих частях такого вала.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВАЛОВ

1. Подготовить следующие исходные данные, необходимые для проектирования валов: кинематическую схему проектируемого механизма; величину крутящих моментов, передаваемых валами проектируемого механизма; величину усилий, передающихся на валы от расположенных на них деталей передач проектируемого механизма (от зубчатых колес, шкивов ременных передач, звездочек цепных передач, муфт и т.д.); характер режима нагружения валов (стационарный или нестационарный, реверсивный или неререверсивный); график изменения во времени нагружения валов; необходимый срок службы валов t_p , ч; тип производства валов (единичный, мелкосерийный, среднесерийный и т.д.).

2. Провести, в соответствии с рекомендациями [1, с. 240...250] или [2, с. 282...285], первый этап эскизной компоновки узла, к которому принадлежат проектируемые валы, и в первом приближении

определить осевые размеры характерных участков валов (пролёт вала l ; длину консоли f ; расстояние «а» между серединными сечениями одного из подшипников вала и зубчатого колеса, размещенного на валу; расстояние b между серединными сечениями зубчатых колес, расположенных на валу).

3. Назначить материал и термообработку валов проектируемого передаточного механизма (прил. 1 данной работы).

4. Назначить вид заготовок для валов проектируемого передаточного механизма (прил. 2).

5. Разработать силовую расчетную схему валов проектируемого механизма (прил. 3).

6. Для валов, имеющих выходные участки (консоли), на которых располагаются стандартизованные детали (например, соединительные муфты), диаметральные и осевые размеры посадочного участка консоли назначить в соответствии с размерами посадочного отверстия этих деталей (выбранной муфты). Диаметральные размеры остальных участков таких валов назначают конструктивно (прил. 4 данной работы), исходя из удобства изготовления вала и монтажа деталей, на нем располагающихся.

7. Для валов, имеющих выходные участки (консоли), на которых располагаются нестандартизованные детали передач (шкивы, звездочки) или у которых эти участки вообще отсутствуют (промежуточные валы многоступенчатых передач), необходимо:

7.1. Разработать прочностную расчетную схему вала (прил. 5);

7.2. Если вал нереверсивный и направление его вращения известно, то в этом случае необходимо определить опорные реакции вала и построить эпюры внутренних силовых факторов (изгибающих моментов $M_{гор}$; $M_{вер}$ и крутящего момента T), возникающих в его поперечных сечениях при номинальном нагружении в заданном направлении вращения вала (прил. 5);

7.3. Если вал реверсивный или нереверсивный, но направление его вращения неизвестно, то для этих валов определяют опорные реакции и строят эпюры внутренних силовых факторов, как при прямом, так и обратном их вращении;

7.4. В соответствии с характером построенных эпюр внутренних силовых факторов, возникающих в вале при его номинальном нагружении, выявить его предположительно опасные поперечные сечения (обычно таковыми являются сечения, располагающиеся примерно в середине длины консоли вала, в среднем сечении выходного подшипника, в среднем сечении ступиц зубчатых колес);

7.5. Провести проектировочный прочностной расчет вала (прил. 6), по результатам которого определить диаметральные размеры всех его предположительно опасных сечений;

7.6. Конструктивно назначить (прил. 4) диаметральные размеры остальных участков вала, исходя из удобств изготовления вала и монтажа расположенных на нем деталей.

8. Продолжить эскизную компоновку проектируемого механизма (заканчивающуюся для валов разработкой их рабочих чертежей), в ходе которой для его валов необходимо:

8.1. Уточнить (при необходимости) осевую форму (прил. 4);

8.2. Выбрать (прил. 7) вид соединения вала со ступицами насаживаемых на него деталей передач (зубчатых колес, шкивов, звездочек, муфт и т.д.);

8.3. Назначить посадки деталей, располагаемых на валу (прил. 8);

8.4. Назначить предельные отклонения формы (нецилиндричность) и расположения (радиальные и торцовые биения посадочных поверхностей, несоосность цапф, перекося и смещение шпоночных пазов и т.д.), а также параметры шероховатости посадочных поверхностей валов (прил. 2).

9. Провести разработку рабочих чертежей валов проектируемого механизма (прил. 9).

10. Провести проверочный расчет валов на усталостную прочность (прил. 10).

11. Провести проверочный расчет валов на отсутствие общих остаточных деформаций или их хрупкого разрушения при действии пиковых нагрузок (прил. 11).

12. Для червяков обязательно, а для остальных валов – при значении коэффициента запаса выносливости $S_R < 2,5$, провести их проверку на жесткость (прил. 12) и на виброустойчивость (прил. 13).

МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМООБРАБОТКА ВАЛОВ

Выбор материала и термообработки валов определяется критериями их работоспособности, в том числе и критериями работоспособности цапф с опорами или шлицевых участков со ступицами размещаемых на них деталей. Значимость последних критериев в случае опор скольжения или подвижных шлицевых (шпоночных) соединений может быть даже определяющей.

Основным материалом для валов служат углеродистые и легированные стали. Это обусловлено их высокими механическими характеристиками, способностью к упрочнению и легкостью получения цилиндрических заготовок.

Лишь только для изготовления тяжелых коленчатых валов, валов с большими фланцами и продольными отверстиями применяют высокопрочные (с шаровидным графитом) и модифицированные чугуны.

Так как основным критерием работоспособности валов является их усталостная прочность (выносливость), то для изготовления большинства валов применяют термоулучшенные среднеуглеродистые стали 40; 45; 40Х и т.п.

При неудовлетворительной выносливости термоулучшенных валов или при наличии у них изнашиваемых участков (под манжетными уплотнениями, шлицевых и т.д.) валы, изготовленные из указанных сталей, подвергают в этих местах поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и низким отпуском.

Только для высоконапряженных валов ответственных машин применяют дорогостоящие (табл. П1.1) легированные закаленные стали 40ХН; 40ХН2МА; 30ХГТ и др.

Таблица П1.1

Относительная стоимость некоторых марок сталей

Марка стали	35; 45; 50	18ХГТ	20ХФА	15Х; 20Х; 40Х	40ХН	35Х ЮА	38ХМ ЮА	40ХН 2МА	12ХН 3А
Относит. стоимость	1	1,3...1,5	2,2...2,4	1,2... 1,3	1,4...1,5	1,7... 1,8	3,1... 3,3	2,0... 2,4	4,4... 5,0

Быстроходные валы, вращающиеся в опорах скольжения, требуют весьма высокую твердость поверхностей их цапф. В связи с

этим, такие валы изготавливают из цементируемых сталей 15Х; 20Х; 18ХГТ; 12ХНЗА и т.п. или азотируемых сталей типа 38Х2МЮА.

Высокую износостойкость имеют хромированные цапфы. Например, из опыта автомобилестроения известно, что хромирование шеек коленвалов увеличивает их ресурс в 3...5 раз.

Валы, работающие в агрессивной среде, изготавливают из высоколегированных нержавеющей сталей, а при использовании обычных сталей их изолируют бронзовыми или полимерными рубашками, обрезают или эмалируют.

Для валов, размеры которых определяются не прочностью, а жесткостью, применяют углеродистые конструкционные стали 20; 35 и т.п. без их термообработки. Термообрабатываемые стали в этом случае целесообразно применять только тогда, когда это определяется требованиями долговечности цапф, шлицев и др. изнашиваемых поверхностей валов.

Механические характеристики некоторых сталей, применяемых для изготовления валов, приведены в табл. П1.2 данной работы. В этой таблице приняты следующие условные обозначения:

ТО – термическая обработка;

У – улучшение;

ПЗ – поверхностная закалка с нагревом ТВЧ;

ОЗ – объемная закалка;

Ц – цементация;

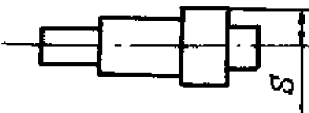
З – закалка;

А – азотирование;

НО – низкотемпературный отпуск.

Таблица П1.2

Механические характеристики некоторых марок сталей



Марка стали	Размер S детали, мм	Вид ТО	Твердость НВ(HRC)		Механические свойства сердцевин	
			сердцевин ы	поверхнос ти	σ_b , МПа	σ_T , МПа
20	≤75	без ТО	≤156		420	250
30			≤179		500	300
35			≤187		540	320
40	≤75	без ТО	≤217		580	340
	≤60	У	192...228		700	400
	—	У; ПЗ; НО	190...250	(40...45)	650	320
45	≤75	без ТО	≤241		610	360
	<45	У	207...250		780	440
	45...60		194...222		730	390
	65...75		180...207		690	340
	—	У; ПЗ; НО	194...263	(45...50)	690	330
35Х	≤100	У	220...260		740	490
40Х	<60	У	257...285		930	690
	60...70	У	243...271		880	590
	—	У; ПЗ; НО	220...260	(50...55)	740	490
	≤60	У; А	260...280	HV500...550	1000	800
45Х	≤100	У	230...280		850	650
40ХН	<75	У	265...295		930	690
	75...90	У	250...280		880	590
	≤40	ОЗ; НО	(48...54)		1600	1400
	—	У; ПЗ; НО	220...260	(51...57)	790	490
35ХМ	≤100	У	241...269		900	800
	≤40	ОЗ; НО	(45...53)		1600	1400
35ХГСА	<40	У	310		1100	960
	40...60	У	270		980	880
	≤30	ОЗ; НО	(46...53)		1825	1475
20Х	≤60	Ц; З; НО	197	(56...63)	650	400
18ХГТ	<40	Ц; З; НО	300	(56...63)	1000	800
	40...80	Ц; З; НО	270	(56...63)	950	750
12ХН3А	<40	Ц; З; НО	300	(56...63)	1000	800
	40...60	Ц; З; НО	250	(56...63)	920	700
38Х2МЮА	—	У; А	(56...63)	HV850...900	1050	900

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ВАЛОВ

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм в единичном и мелкосерийном производстве используется круглый прокат, а в условиях среднесерийного и выше масштабах производства – штамповки.

При больших диаметральных размерах ($d > 150$ мм) стальные валы изготавливают из поковок.

Только в исключительных случаях (для коленчатых валов, валов с большими фланцами и продольными отверстиями) применяют литые заготовки из стали или высокопрочных чугунов (с шаровидным графитом или модифицированных).

При изготовлении валы подвергают токарной обработке с последующим шлифованием посадочных поверхностей. Только высоконапряженные быстроходные валы шлифуют по всем поверхностям.

Шероховатость посадочных поверхностей валов под подшипники качения назначают в зависимости от класса точности подшипников и величины d посадочного диаметра вала (табл. П2.1).

Таблица П2.1

Рекомендуемые значения R_a шероховатости посадочных поверхностей валов, предназначенных под подшипники качения

Вид поверхности вала	Классы точности подшипников качения			
	0; 6	5; 4	0; 6	5; 4
	Параметр шероховатости R_a , мкм (не более) при диаметрах d , мм			
	до 80		80...500	
Посадочная	1,25	0,63	2,5	1,25
Торцы заплечиков	2,5	1,25	2,5	1,25

Допуски формы посадочных (под подшипники качения) поверхностей валов назначают в зависимости от класса точности подшипников и величины допуска на посадочный диаметр вала d (табл. П2.2 и П2.3), а их несоосности – по табл. П2.4.

Таблица П2.2

**Допуски формы посадочных поверхностей валов,
предназначенных под подшипники качения**

Класс точности	Допуск нецилиндричности, не более
0; 6	Половина допуска на диаметр d посадочной поверхности на длине этой поверхности.
5; 4	Четверть допуска на диаметр d в любом сечении посадочной поверхности.

Таблица П2.3

**Допускаемое торцовое биение (относительно общей оси вала) его
упорных буртов, предназначенных для осевой фиксации
подшипников качения**

Внутренний диаметр подшипника d , мм	Торцовое биение упорных буртов вала для подшипников качения классов точности, мкм			
	0	6	5	4
Св. 15 до 150	20	10	7	4
Св. 50 до 120	25	12	8	6
Св. 120 до 250	30	15	10	8

Таблица П2.4

**Допуск радиального биения и несоосности (в ее диаметральном
выражении) посадочных мест вала (относительно его общей оси),
предназначенных под подшипники качения**

Класс точности подшипников	Интервал номинальных посадочных диаметров d , мм				
	до 20	св.20 до 30	св.30 до 50	св.50 до 120	св.120 до 250
	Допуск радиального биения и несоосности, мкм				
5	3	4	5	6	8
6	5	6	8	10	12
0	12	16	20	25	30

Параметр R_a шероховатости посадочных поверхностей вала, предназначенных для работы в подшипниках скольжения, выбирают в зависимости от условий их работы в пределах $R_a=1 \dots 0,16$ мкм.

Допуски формы посадочных (под подшипники скольжения) поверхностей валов, а также их несоосности назначают в зависимости от величины произведения pV_s (где p – среднее значение опорного давления цапфы, МПа; V_s – скорость скольжения цапфы вала в подшипнике, м/с).

При $pVs \leq 10$ МПа · м/с допуски формы и несоосности посадочных мест вала под подшипники скольжения можно выбирать как для подшипников качения «0» степени точности по табл. П2.2 – П2.4, а при $pVs > 10$ МПа · м/с – как для подшипников качения 5 степени точности по тем же таблицам.

Параметры шероховатости посадочных поверхностей вала, предназначенных под зубчатые колеса, шкивы, звездочки, соединительные муфты, назначают в зависимости от величины допуска формы этих поверхностей и допуска T_d на их посадочный диаметр d .

Из высотных параметров, являющихся основными при нормировании шероховатости, предпочтительно назначать параметр R_a (среднее арифметическое отклонение от средней линии профиля абсолютных значений высот микронеровностей поверхности в пределах базовой длины).

Наибольшие допускаемые значения этого параметра шероховатости устанавливают из следующих условий:

при допуске формы ≤ 60 % от допуска размера T_d (при нормальной относительной геометрической точности)

$$R_a \leq 0,05T_d,$$

при допуске формы ≤ 40 % от T_d (при повышенной точности)

$$R_a \leq 0,025T_d.$$

При необходимости нормирования параметра шероховатости R_z (средней высоты микронеровностей профиля по 10 точкам), его назначают, соответственно, по условиям

$$R_z \leq 0,02T_d \text{ или } R_z \leq 0,1T_d.$$

Полученные значения параметров шероховатости рассматриваемых посадочных поверхностей вала согласовывают с их предпочтительными значениями по данным табл. 2 и 3 ГОСТ 2789–73, выдержка из которого приведена в табл. П2.5.

Таблица П2.5

**Предпочтительные значения параметров шероховатости
(ГОСТ 2789 – 73)**

Rz, мкм	320	250	200	160	125	100	80	63	50	40	32
	25	20	16	12,5	10						
Ra, мкм	2,5	2,0	1,6	1,25	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25
	0,20	0,16	0,125	0,100	0,08	0,063	0,05	0,04	0,032	0,025	0,020

Допуск формы (нецилиндричность, т.е. отклонение от прямого кругового цилиндра) рассматриваемых посадочных поверхностей вала назначают в зависимости от качества точности получения их диаметра и его величины d (табл. П2.6), а допуски их торцового, радиального биения и соосности в диаметральном выражении – по табл. П2.7 и П2.8.

Таблица П2.6

Допуск формы (нецилиндричность) посадочных поверхностей валов, предназначенных для установки на них деталей механических передач (зубчатых колес, шкивов, звёздочек, муфт)

Посадочный диаметр вала d , мм	Квалитет точности посадочного диаметра d (ГОСТ 24643 – 81)			
	6	7	8	9
	Допуск формы посадочной поверхности, мкм			
до 20	5	8	12	20
св. 20 до 30	6	10	16	25
св. 30 до 50	8	12	20	30
св. 50 до 120	10	16	25	40
св. 120 до 250	12	20	30	50

Таблица П2.7

Допуск торцового биения упорных буртиков вала относительно его общей оси

Посадочный диаметр вала d , мм	Квалитет точности посадочного диаметра d (ГОСТ 24643 – 87)			
	6	7	8	9
	Допуск торцового биения, мкм			
до 20	5	8	12	20
св. 20 до 25	6	10	16	25
св. 25 до 40	8	12	20	30
св. 40 до 63	10	16	25	40
св. 63 до 100	12	20	30	50
св. 100 до 160	16	25	40	60
св. 160 до 250	20	30	50	80

Таблица П2.8

Допуски радиального биения и несоосности (в диаметрально выраженнии) посадочных поверхностей вала, предназначенных для установки деталей механических передач (зубчатых колес, шкивов, звездочек, муфт), относительно общей оси вала

Посадочный диаметр вала d, мм	Квалитет точности посадочного диаметра d (ГОСТ 24643 – 87)			
	6	7	8	9
	Допуски, мкм			
до 20	12	20	30	50
св. 20 до 30	16	25	40	60
св. 30 до 50	20	30	50	80
св. 50 до 120	25	40	60	100
св. 120 до 250	30	50	80	120

Выбор квалитета точности посадочных диаметров вала, посадок деталей, располагаемых на вале, и определение допуска на посадочный диаметр T_d рассмотрены в прил. 8 данной работы. Там же, приведен пример определения необходимого значения параметра шероховатости R_a посадочной поверхности вала, предназначенной для установки зубчатого колеса.

Посадочные поверхности валов, предназначенные под контактные уплотнения (манжетные, войлочные и др.), для обеспечения приемлемой наработки (не менее 3000 часов) должны иметь достаточную (не ниже 30 HRC) твердость и высокую чистоту поверхности ($R_a \leq 0,63$ мкм). В связи с этим, после закалки эти поверхности помимо шлифования подвергают полированию, при этом допускаются только поперечные следы обработки (риски), что условным знаком « $\perp$ » указывают на рабочем чертеже вала (рис. 9.6).

Допуск формы и радиальное биение рассматриваемых поверхностей валов назначают в 2...2,5 раза меньше по сравнению с данными, приведенными в табл. П2.6 и П2.8.

Шероховатость боковых поверхностей шпоночных пазов должна иметь параметр $R_z \leq 20$ мкм, а дна – не грубее $R_z 40$. Предельные отклонения глубины шпоночных пазов $d-t_1$ (где d – диаметр вала в месте установки шпонки; t_1 – глубина врезания шпонки в вал) назначают в зависимости от высоты шпонки h по табл. П2.9.

Таблица П2.9

**Предельные отклонения глубины $d - t_1$ шпоночных пазов
на валах**

Высота шпонки h , мм	св. 2 до 6	св. 6 до 18	св. 18 до 50
Отклонения глубины $d - t_1$, мм	– 0,1	– 0,2	– 0,3

Предельные отклонения длины шпоночных пазов должны соответствовать отклонениям Н15.

Допуски непараллельности и несимметричности расположенных на валу шпоночных пазов назначают в зависимости от величины допуска T_b на ширину « b » шпоночного паза (табл. П2.10).

Таблица П2.10

**Допуски непараллельности и несимметричности расположения
на валу шпоночных пазов**

Вид смещения	Допуск
Перекося (на длине паза)	$0,5T_b$
Несимметричность при одной шпонке	$2T_b$
Несимметричность при двух шпонках	$0,5T_b$

Выбор посадок шпонок в паз вала рассмотрен в прил. 8 данной работы.

Шероховатость поверхности крепежной резьбы, нарезаемой на участках валов, назначают в зависимости от класса точности резьбы (табл. П2.11).

Таблица П2.11

**Выбор значения параметра R_a шероховатости крепежной резьбы,
нарезаемой на участках валов**

Параметр шероховатости R_a для крепежных резьб классов точности, мкм		
Точного	Среднего	Грубого
0,63; 1,25	1,25	2,5

На валах обычно применяют крепежную резьбу среднего класса точности. Точную резьбу на валах назначают только при необходимости проведения с её помощью регулировочных операций (например, регулировки осевых зазоров в радиально-упорных подшипниках). Грубый класс точности выбирают при получении резьб на горячекатанных заготовках.

Выбор значений параметров шероховатости поверхностей

шлицев зависит от принятого способа центрирования шлицевого соединения и степени его подвижности в осевом направлении. Выбор способа центрирования рассмотрен в прил. 8 данной работы.

Для неподвижных в осевом направлении шлицевых соединений:

- при центрировании по наружному диаметру D шероховатость наружной поверхности такого шлицевого участка вала назначают с параметром $Ra = 1,25$ мкм, внутренней поверхности – с $Rz=40$ мкм и боковых поверхностей – с $Rz=20$ мкм;

- при центрировании по внутреннему диаметру d шероховатость наружной и боковых поверхностей этого шлицевого участка вала обычно назначают с параметром $Rz=40$ мкм, внутренней поверхности – с $Ra = 2,5$ мкм .

- при центрировании по боковым поверхностям шероховатость этих поверхностей шлицевого участка вала назначают с параметром $Ra=2,5$ мкм, а внутренней и внешней – с $Rz=40$ мкм.

Для подвижных в осевом направлении шлицевых соединений параметры шероховатости поверхностей шлицев назначают на 1 – 2 разряда меньше (табл. П2.5) по сравнению с параметрами шероховатости поверхностей неподвижных шлицевых соединений при соответствующих способах их центрирования.

Допуски несоосности в диаметральном выражении (относительно общей оси посадочных мест вала под его подшипники) центрирующих диаметров шлицевых участков валов, предназначенных для установки зубчатых и червячных колёс, назначают в зависимости от вида колёс и степени кинематической точности их изготовления (табл. П2.12).

Таблица П2.12

**Допуски несоосности (в ее диаметральном выражении)
центрирующих диаметров шлицевых участков валов,
предназначенных для установки зубчатых колес**

Степень кинематической точности		6	7; 8	9
Допуски на несоосность центрирующих диаметров шлицевых участков валов при посадке колёс	цилиндрических и конических	IT3	IT4	IT5
	червячных	—	IT5	IT6

Примечание. IT – допуск соответствующего качества точности, назначаемый по ГОСТ 24643 – 81.

Допуски на несоосность в ее диаметральной выражении (относительно общей оси посадочных мест вала под его подшипники) центрирующих диаметров шлицевых участков валов, предназначенных для установки шкивов, звездочек, муфт, назначают в зависимости от частоты вращения вала (табл. П2.13).

Таблица П2.13

**Допуски несоосности (в диаметральной выражении)
центрирующих диаметров шлицевых участков валов,
предназначенных для установки шкивов, звездочек, муфт**

Частота вращения вала, мин ⁻¹	до 300	600... 1000	1000... 1500	1500.. 3000	св.3000
Допуск на несоосность, мкм	40	20	12	8	4

Предельные отклонения от параллельности сторон зубьев вала относительно оси центрирующей поверхности шлицевого участка не должны превышать на длине 100 мм:

0,05 мм – для неподвижных шлицевых соединений;

0,03 мм – для подвижных шлицевых соединений.

Погрешность шагов зубьев на длине шлицевого участка не должна превышать 0,02 мм.

Шероховатость переходных поверхностей ступеней валов (галтелей, проточек) обычно назначают с параметром Rz 40. Только у высоконапряженных валов галтели полируют до шероховатости с Ra ≤ 0,63 мкм .

Допуски формы и радиальных биений этих поверхностей не нормируют.

Шероховатость свободных поверхностей валов (фаски, наружные поверхности упорных буртов и др.) обычно характеризуется параметром Rz 40, а допуски формы и радиального биения этих поверхностей также не нормируют.

СОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ СИЛОВЫХ СХЕМ ВАЛОВ

Величины нагрузок, которые действуют на элементы механических передач, расположенные на валах (зубчатые колеса, шкивы, звездочки, муфты), рассчитывают в ходе проектирования соответствующих передач (зубчатых, червячных, ременных, цепных) и при подборе соединительных муфт. Для определения направления этих усилий разрабатывают силовую расчетную схему валов рассматриваемого передаточного механизма.

Эту расчетную схему составляют на основе принятой кинематической схемы проектируемого механизма и необходимого направления вращения его валов. Так, например, для передаточного механизма (редуктора) ленточного конвейера, кинематическая схема которого приведена на рис. 3.1, силовая расчетная схема его валов показана на рис. 3.2.

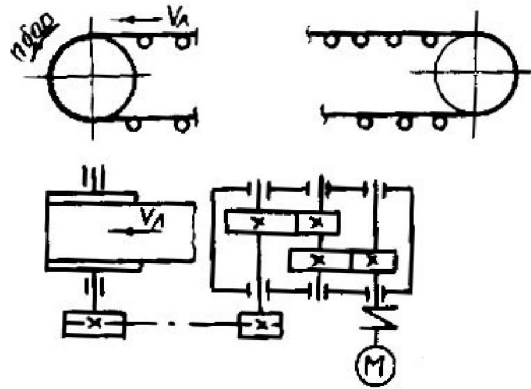


Рис. 3.1. Пример кинематической схемы привода ленточного конвейера

Направления окружных усилий зацепления F_t зубчатых и червячных передач на силовых расчетных схемах выбирают в соответствии с необходимым направлением вращения валов.

Радиальные усилия зацепления F_r всегда направлены по радиусу колес к их центру, независимо от направления вращения валов.

Направления осевых усилий зацепления F_a желательно

назначать такими, чтобы при заданном направлении вращения валов эти силы вызывали в поперечных сечениях валов напряжения сжатия, а не растяжения. Желаемое направление осевых усилий зацепления F_a при необходимом направлении вращения валов осуществляют подбором соответствующего направления (левое или правое) зубьев колес.

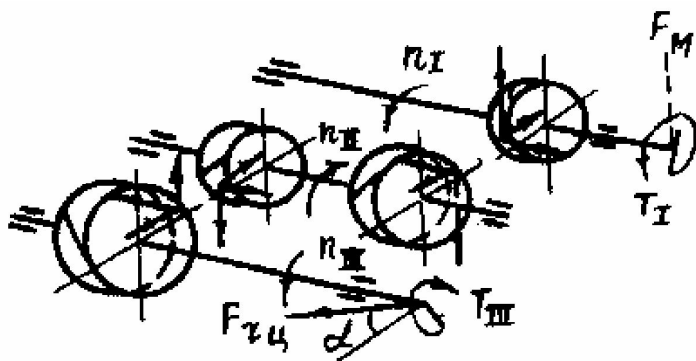


Рис. 3.2. Пример силовой расчетной схемы валов передаточного механизма (редуктора) ленточного конвейера, кинематическая схема которого показана на рис. 3.1

Радиальные нагрузки на валы от цепных $F_{ц}$ или ременных передач F_p принимают направленными по линии центров этих передач в сторону соседней звездочки (шкива) независимо от направления вращения валов.

Радиальные нагрузки $F_{мз}$, обусловленные неизбежными погрешностями изготовления и монтажа соединительных муфт, вращаются вместе с валами, периодически меняя свое направление. В связи с этим, на силовых расчетных схемах валов их направление показывают условно. Например, на рис. 3.2 радиальное усилие от муфты F_m условно принято действующим вертикально вниз.

Если угол между одной из координатных плоскостей и плоскостью, в которой расположены нагрузки, действующие на вал, составляет менее 15° (например, угол α на рис. 3.2), то эти нагрузки, с достаточной для практических расчетов точностью, можно совмещать с этой координатной плоскостью.

РАЗРАБОТКА КОНФИГУРАЦИИ ВАЛОВ

Форма поперечных сечений валов в основном определяется видом соединений вала со ступицами деталей, на нем размещаемых (выбор вида этих соединений см. в прил. 7 данной работы). Посадочные поверхности под подшипники и ступицы деталей, насаживаемых на вал, выполняют круговыми цилиндрическими или коническими и снабжают заходными фасками или скосами, необходимыми для удобства установки деталей на вал.

Основное применение получили круговые цилиндрические поверхности, как более простые в изготовлении по сравнению с коническими.

Конические посадочные поверхности применяют в следующих случаях: для облегчения постановки на вал и снятия с него тяжелых деталей; быстрой смены деталей типа сменных шестерен; более точного обеспечения заданного натяга; повышения точности центрирования деталей на валу.

На участках вала, предназначенных для установки на них деталей по переходным посадкам (внутренние кольца подшипников качения, сменные зубчатые колеса, шкивы и др.), размеры фасок $S \times 45^\circ$ выбирают из стандартного ряда ГОСТ 10998 – 84 в зависимости от величины посадочного диаметра валов d (табл. П4.1).

Таблица П4.1

Рекомендуемые значения параметров фасок и скосов на посадочных участках валов

Посадочный диаметр вала d , мм	18...30	30...45	45...70	70...100	100...150
Размер фаски C , мм	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0
Размер скоса a , мм	2,0	3,0	5,0	5,0	8,0
Угол скоса α , °	30	30	30	15	10
Размер скоса b , мм	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
Угол скоса β , °	10	10	10	15	15

В табл. П4.1 приведены также и параметры $a \times \alpha$ скосов участков вала, предназначенных для установки на них деталей по посадкам с гарантируемым натягом без применения шпонок (зубчатые колеса, звездочки и др.). Там же, приведены параметры $b \times \beta$ скосов участков вала, предназначенных для расположения контактных уплотнений (манжетных, войлочных и др.).

На резьбовых участках валов размеры фасок $S \times 45^\circ$ устанавливают по ГОСТ 10549 – 80 в зависимости от величины шага принятой метрической резьбы (табл. П4.2).

Таблица П4.2

**Размеры фасок для наружной метрической резьбы
(ГОСТ 10549 – 80)**

Шаг резьбы Р, мм	0,75	0,80	1,0	1,25	1,50	1,75	2	2,5	3,0	3,5
Размер фаски С, мм	1,0			1,5			2	2,5		

На свободных участках валов размеры фасок $S \times 45^\circ$ или радиусы скруглений r , которыми (во избежание травмирования рабочих) притупляют острые кромки выступов, назначают из следующего стандартизованного ряда: $0,4^*$; $0,5$; $0,6^*$; $0,8$ (предпочтительные размеры отмечены *).

Осевая форма валов определяется деталями, которые на них размещаются; законами распределения по длине вала внутренних силовых факторов (изгибающих и крутящего моментов); условиями технологии изготовления валов и их сборки.

Для обеспечения технологичности конструкций валов необходимо стремиться к тому, чтобы число участков, имеющих различные диаметры, и перепады последних были бы минимальными.

Однако с другой стороны, требуется, чтобы каждая из насаживаемых на вал деталей свободно, не повреждая соседние участки, проходила по валу до своего рабочего места, а перепад диаметров соседних участков вала (запечки) обеспечивал достаточную (для надежной осевой фиксации) протяженность своей опорной поверхности при заданных радиусах закруглений кромок вала и размерах фасок в посадочных отверстиях деталей, размещаемых на валу.

При использовании призматических шпонок перепад диаметров ступеней вала желательно выбирать таким, чтобы иметь возможность снятия деталей, расположенных на валу, без удаления шпонок из вала. Если вал имеет по своей длине несколько шпоночных пазов, то, во избежание переустановок вала при фрезеровании этих пазов, их целесообразно размещать в одной плоскости.

Фрезерование шпоночных пазов производят дисковой или пальцевой фрезой (рис. 4.1).

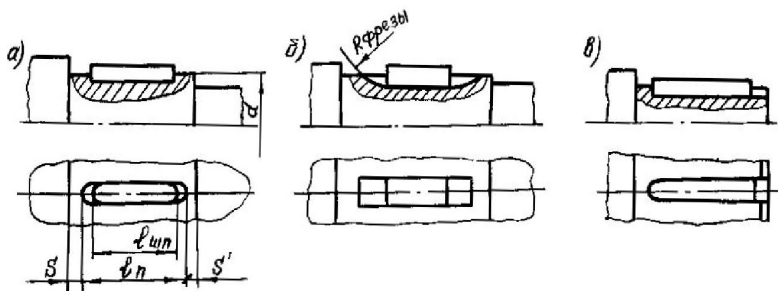


Рис. 4.1. Установка шпонок в пазах вала

Фрезерование дисковой фрезой (рис. 4.1, б) производительнее и обеспечивает более плавный контур паза, более высокую точность и малую шероховатость боковых рабочих граней паза по сравнению с фрезерованием пальцевой фрезой. Поэтому пазы, выполненные дисковой фрезой, имеют более низкий коэффициент концентрации напряжений и, следовательно, обеспечивают валу более высокую усталостную прочность. Однако в этом случае увеличиваются осевые размеры шпоночного соединения, а при заданных габаритах сокращается длина шпонки, что снижает ее несущую способность. Кроме того, в таком пазу необходима фиксация шпонки в осевом направлении. В связи с этим, наиболее распространен способ фрезерования шпоночных пазов пальцевыми фрезами.

Во избежание ручной трудоемкой пригонки криволинейных торцов шпонок, длину паза l_n делают на $0,5 \dots 1$ мм больше длины шпонки $l_{шп}$ (рис. 4.1, а). Для валов, имеющих $d \leq 30$ мм пазы не доводят до большей ступени вала на расстояние $S = 2 \dots 3$ мм (рис. 4.1, а). При $d > 30$ мм, назначают $S = 4 \dots 5$ мм. С целью увеличения прочности перемычки размер S' (рис. 4.1, а) назначают больше S не менее, чем на $1 \dots 2$ мм.

На концевых участках консолей валов целесообразно применение полуоткрытых пазов (рис. 4.1, в). При этом сокращаются осевые габариты соединения и увеличивается рабочая длина шпонки. Помимо этого, использование полуоткрытых шпоночных пазов облегчает демонтаж шпонок, что позволяет снизить перепад диаметров ступеней вала по сравнению с таким, чтобы иметь возможность снятия деталей, расположенных на валу, без удаления шпонок из вала.

Если на выходном конце вала (консоли) размещают стандартизованную деталь (например, соединительную муфту), то диаметр консоли в этом случае принимается равным диаметру

посадочного отверстия этой детали (выбранной муфты).

Если на консоль вала устанавливают нестандартизованную деталь (шків, звездочку, зубчатое колесо), то диаметр участка вала, на котором ее размещают, найденный в результате прочностного расчета (прил. 6), необходимо согласовать с рядом Ra 40 ГОСТ 6636 – 69 (табл. П4.3).

Таблица П4.3

**Выдержка из ряда Ra 40 ГОСТ 6636 – 69
«Нормальные линейные размеры»**

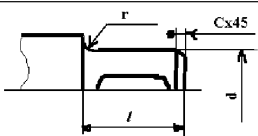
Ряд Ra 40		16 *	17	18	19	20 *	21	22	24	25 *	26
28	30	32 *	34	36	38	40 *	42	45	48	50 *	53
56	60	63 *	67	71	75	80 *	85	90	95	100 *	105
110	120	125 *	130	140							

Примечание. Знаком * отмечены предпочтительные числа.

Размеры цилиндрических выходных участков валов редукторов общего назначения согласовывают с ГОСТ 12080–75 (табл. П4.4), а конических – с ГОСТ 12081–75.

Таблица П4.4

**Выдержка из ГОСТ 12080 – 75 «Размеры цилиндрических
выходных участков валов редукторов общего назначения.»**

											
d, мм			18	20	22	25	28	32	36	40	
l, мм	исполнение	1	40	50	50	60	60	80	80	110	
		2	28	36	36	42	42	58	58	82	
r, мм		1,0	1,6	1,6	1,6	1,6	2,0	2,0	2,0		
с, мм		0,6	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	1,6		
d, мм		45	50	55	60	70	80	90	100	110	
l, мм	исполнение	1	110	110	110	140	140	170	170	210	210
		2	82	82	82	105	105	130	130	165	165
r, мм		2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0	3,0	
с, мм		1,6	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	

Примечания:

1) Допускается наличие вместо галтели канавки для выхода шлифовального круга (ГОСТ 8820–69 и табл. П4.9 данной работы);

2) для валов исполнения 2 при $d \leq 30$ мм надо применять призматические шпонки (ГОСТ 23360–78), а при $d > 30$ мм – высокие призматические (ГОСТ 10748–79).

Для создания опорных поверхностей достаточной протяженности, необходимых для осевой фиксации насаженных на вал деталей и восприятия осевых нагрузок, перепад диаметров (заплечик) вала t , мм, требуемый для упора подшипников качения, назначают по ГОСТ 20226 – 74 (табл. П4.5), а для упора других деталей – по условию:

$$t = (1,3 \dots 1,5) \cdot C_1,$$

где C_1 – размер фаски в посадочном отверстии детали, располагаемой в рассматриваемом месте вала, мм.

Меньшее значение числового коэффициента в этой зависимости принимают в случае, когда заплечик предназначен только для осевой фиксации насаживаемой на вал детали (шкива, звездочки, муфты и т.д.).

Размер фаски $C_1 \times 45^\circ$ для посадочных отверстий стандартизованных деталей (кроме подшипников качения), насаживаемых на вал (муфт и др.), назначают по данным соответствующих стандартов на эти детали, а для нестандартизованных – по рекомендациям табл. П4.6 данной работы в зависимости от величины посадочного диаметра d .

Диаметр заплечика D определяют по очевидной зависимости:

$$D = d + 2t,$$

где d – посадочный диаметр детали, для упора которой предназначается заплечик диаметром D , мм;

t – принятая величина заплечика, мм.

Таблица П4.5

**Диаметры заплечиков вала для упора подшипников качения
(ГОСТ 20226 – 74)**

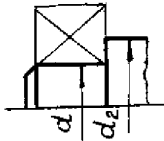
								
Посадочный диаметр подшипника d , мм	20	25	30	35	40	45	50	55
Диаметр заплечика вала d_2 , мм, для подшипников 1 и 2 серии диаметров	26	32	36	42	48	52	58	65
То же, для подшипников 3 серии диаметров	28	32	37	44	50	55	60	65
То же, для подшипников 4 серии диаметров	28	35	40	45	50	55	62	68
Посадочный диаметр подшипника d , мм	60	65	70	75	80	85	90	
Диаметр заплечика вала d_2 , мм, для подшипников 1 и 2 серии диаметров	70	75	80	85	90	95	100	
То же, для подшипников 3 серии диаметров	72	77	82	87	92	100	105	
То же, для подшипников 4 серии диаметров	72	78	84	90	95	105	110	

Таблица П4.6

**Рекомендуемые значения размера фаски C_1 посадочного
отверстия нестандартизованной детали, насаживаемой на вал, и
радиуса r галтели вала**

Посадочный диаметр d , мм	18...30	30...50	50...80	80...120	120...80
Размер фаски отверстия C_1 , мм	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
Радиус галтели вала r , мм	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

Диаметры посадочных поверхностей вала, предназначенных под нестандартизованные детали (зубчатые колеса, дистанционные втулки и т.д.), а также диаметры его свободных поверхностей выбирают из стандартного ряда Ra 40 ГОСТ 6636–69 (табл. П4.3).

Диаметры посадочных поверхностей вала под стандартизованные детали (подшипники, манжетные уплотнения и др.) выбирают из соответствующего стандартного ряда. Так,

например, диаметр посадочного места под подшипники качения выбирают из стандартизованного ряда их внутренних диаметров (табл. П4.7), а под манжетные уплотнения – по ГОСТ 8752 – 70 (табл. П4.8).

Таблица П4.7

Стандартный ряд внутренних диаметров подшипников качения

Внутренний диаметр подшипников качения d, мм	10	12	15	17	20	25	30	35	40	и т.д. через 5 мм до d = 500 мм
--	----	----	----	----	----	----	----	----	----	---------------------------------

Таблица 4.8

Стандартный ряд внутренних посадочных диаметров манжетных уплотнений валов (ГОСТ 8752–70)

Диаметр вала d, мм, под манжетные уплотнения	<u>20</u>	21	22	24	<u>25</u>	26	<u>30</u>	32	36	38	<u>40</u>	42	<u>45</u>
	48	<u>50</u>	52	<u>55</u>	56	58	<u>60</u>	63	<u>65</u>	<u>70</u>	71	<u>75</u>	...

и так далее через 5 мм до d = 500 мм

Примечание. Знаком отмечены предпочтительные числа.

Значительное влияние на усталостную прочность (выносливость) валов, а, следовательно, и на их надежность, оказывает форма переходной поверхности от одной ступени вала к другой, являющейся геометрическим концентратором напряжений.

Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров выполняют следующих типов (рис. 4.2):

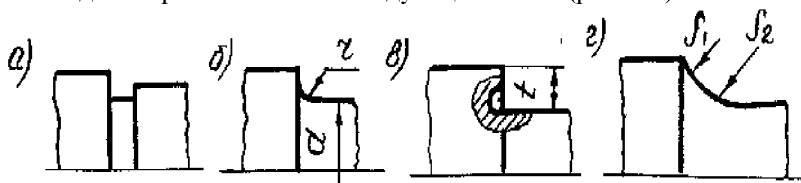


Рис. 4.2. Виды переходных поверхностей между ступенями валов

1. С канавкой для выхода режущего инструмента (рис. 4.2, а). Эти канавки существенно повышают стойкость режущего инструмента при обработке валов. Однако они вызывают повышенную (по сравнению с другими вариантами переходных поверхностей) концентрацию напряжений, снижая усталостную

прочность вала.

Форма и размеры канавок, предназначенных для выхода шлифовальных кругов, стандартизованы ГОСТ 8860 – 69 (табл. П4.9), а резбонарезного инструмента – ГОСТ 10549 – 80 (табл. П4.10).

Стандартизация канавок для выхода режущего инструмента позволила рассчитать и экспериментально подтвердить значения коэффициентов концентрации напряжений, вызываемой этими канавками, и перевести их в разряд справочных данных. Помимо этого, стандартизация канавок позволяет применить стандартизованный режущий и мерительный инструмент, что значительно сокращает расходы на технологическую подготовку производства валов.

Таблица П4.9

**Форма и размеры канавок для выхода шлифовального круга
(ГОСТ 8820 – 69)**

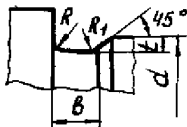
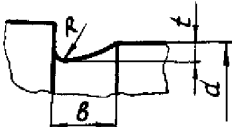
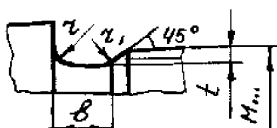
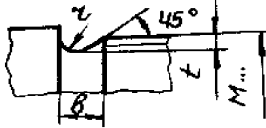
 				
Посадочный диаметр d, мм	b, мм	t, мм	R, мм	R ₁ , мм
св. 10 до 50	3	0,25	1,0	0,5
св. 50 до 100	5	0,5	1,6	
св. 100	8		2,0	1,0
	10		3,0	

Таблица П4.10

Форма и размеры канавок для выхода резбонарезного инструмента (ГОСТ 10549 – 80)

						
Шаг резьбы p, мм	t, мм	Тип 1			Тип 2	
		b, мм	г, мм	г ₁ , мм	b, мм	г, мм
1,25	0,9	4,0	1,0	0,5	4,4	2,5
1,50	1,1				4,6	2,5
1,75	1,25				5,4	3,0
2,00	1,5	5,0	1,5		5,6	3,0

2. В виде галтели постоянного радиуса r (рис. 4.2, б). Такой вид сопряжения соседних ступеней валов вызывает меньшую концентрацию напряжений, чем в предыдущем случае, но технологически он более сложный. Поэтому галтели применяют в основном у высоконапряженных валов при небольших запасах их выносливости.

Величину радиуса галтели r в месте сопряжения с соседним участком вала посадочного места, предназначенного под подшипники качения, выбирают по ГОСТ 4253 – 78 (табл. П4.11) в зависимости от размеров фаски посадочного отверстия внутреннего кольца выбранного подшипника, а во всех остальных случаях – из стандартного ряда ГОСТ 10948 – 84 по условию $r < C_1$ (где C_1 – размер фаски посадочного отверстия детали, насаживаемой на вал в рассматриваемом месте).

Таблица П4.11

Радиусы галтелей для участков валов, сопрягаемых с подшипниками качения (ГОСТ 4253 – 78)

Размер фаски подшипника, мм	1	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
Радиус галтели вала r , мм	0,6	0,8	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0

В табл. П4.6 данных методических указаний приведены рекомендуемые значения радиуса галтели r , выбираемые в зависимости от принятого размера фаски C_1 посадочного отверстия детали (кроме подшипников качения), насаживаемой на вал.

3. В виде галтели с поднутрением (рис. 4.2, в). Этот вид сопряжений соседних ступеней вала ещё больше снижает концентрацию напряжений и увеличивает длину базирования ступицы детали, насаживаемой на вал. Однако он значительно менее технологичен, чем предыдущие случаи сопряжения. В связи с этим, галтели с поднутрением применяют в основном при необходимости больших перепадов ($t > 1,5C_1$, где t – величина заплечика вала; C_1 – размер фаски посадочного отверстия детали, насаживаемой на вал в рассматриваемом месте) диаметров соседних ступеней высоконапряженных валов.

4. В виде галтели, очерченной двумя радиусами кривизны ρ_1 и $\rho_2 > \rho_1$ (рис. 4.2, г).

Подбором необходимых значений радиусов кривизны ρ_1 и ρ_2 можно практически избавиться от концентрации напряжений. Однако использовать такой вид сопряжений ступеней валов можно только в

исключительных случаях, например, в торсионных валах; на свободных участках сильно напряженных валов и т.п.

В связи с вышеизложенным, рекомендуется на первоначальном этапе проектирования (в первом приближении) принимать не галтели, а канавки для выхода режущего инструмента. В дальнейшем, возможность применения этих канавок уточняют по данным проверочного расчета вала на выносливость (прил. 10).

Если необходимый посадочный диаметр участка вала, предназначенного для установки зубчатого колеса, незначительно (размер S на рис. 74.3 не превышает значения двух модулей зубьев) отличается от диаметра впадин зубьев этого колеса, то зубчатый венец обязательно выполняется за одно целое с валом, т.е. получают «вал-шестерню».

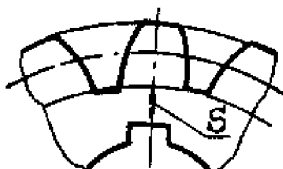


Рис. 4.3. К определению размера S толщины тела шестерни

Недостатками объединенной конструкции являются: усложнение штампов при получении заготовок вал-шестерен штамповкой и значительная величина отходов металла при их изготовлении из проката и поковок; увеличение времени обработки и затрат электроэнергии при механической обработке заготовок из проката, повышающее стоимость вал-шестерен; отсутствие возможности нарезать зубья цилиндрических вал-шестерен «пакетом», по несколько штук в каждом, понижающее производительность обработки, что особенно существенно в условиях крупносерийного и массового производства; необходимость изготавливать вал из того же материала, что и шестерню, часто более качественного и дорогого, чем требуется; низкая ремонтпригодность, т.к. при замене шестерни, например, по причине износа или поломки зубьев, приходится заменять и вал.

Несмотря на перечисленные недостатки объединенной конструкции, шестерню часто предпочитают выполнять за одно с валом даже при величине S , значительно превышающей величину $S=2m$, что позволяет по условию прочности тела шестерни делать ее насадной. Это обусловлено тем, что при насадной шестерне требуется: точная обработка дополнительной посадочной поверхности вала (точение, шлифование, фрезерование шпоночного паза или шлицев);

точная дополнительная обработка шестерни (сверление, растачивание или шлифование отверстия, протягивание или долбление шпоночного паза или шлицев, точная обработка торцов); дополнительное изготовление и пригонка шпонок; дополнительное изготовление дистанционной втулки; дополнительная затрата времени на сборку вала с шестерней и дистанционной втулкой; дополнительный расход материала на изготовление втулки и шпонки. Кроме того, увеличивается радиальное биение зубчатого венца шестерни из-за появления дополнительной поверхности сопряжения.

Таким образом, качество вал-шестерни выше, а стоимость ниже, чем вала с насадной шестерней. Именно поэтому шестерни редукторов в основном выполняют за одно с валом.

Насадные шестерни приходится применять вынужденно, когда их нельзя по разным причинам сделать за одно целое с валом, например, по условиям сборки (конические шестерни, сменные шестерни) или при надобности в подвижных вдоль вала шестернях.

В зависимости от соотношений диаметров зубьев шестерни и соседних участков вала зубья вал-шестерен углубляют в тело вала частично или полностью (рис. 4.4, а; б), либо нарезают на выступающем венце (рис. 4.4, в; г; д).

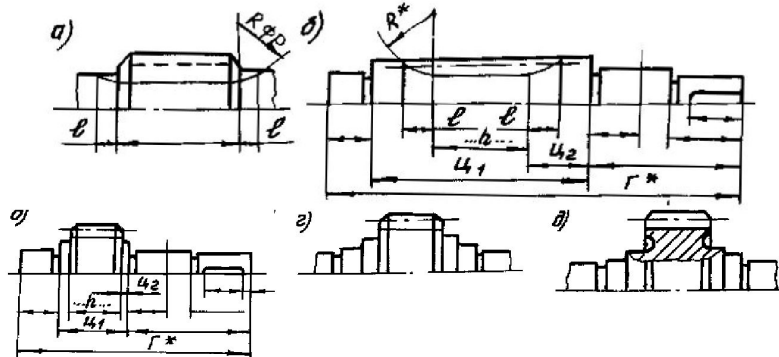


Рис. 4.4. Разновидности оформления зубчатых венцов валов-шестерен

Если диаметр впадин зубьев значительно больше диаметров соседних участков вала, то, в целях снижения концентрации напряжений в местах такого резкого перепада диаметров, этот переход делают ступенчатым (рис. 4.4, г) или с поднутрением (рис. 4.4, д). Поднутрение способствует также снижению концентрации нагрузки по длине зубьев шестерни.

При углублении зуба в тело вала (рис. 4.4, а; б) необходимо учитывать участки захода и выхода фрезы, имеющие длину l .

Величину l определяют графически в зависимости от диаметра фрезы, применяемой при нарезании зубьев вал-шестерни. Диаметр фрез можно принимать по табл. П 4.12 в зависимости от модуля зубьев нарезаемого колеса.

Таблица П4.12

Наружный диаметр фрез для нарезания эвольвентных зубьев

Модуль колеса, мм (m_n или m)	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0
Наружный диаметр фрезы, $D_{фр}$, мм	63		70		80		90				100

Зубчатые венцы с шевронным зубом обычно изготавливают с дорожкой в середине венца, необходимой для выхода режущего инструмента (рис. 4.5), т.к. зубья без дорожки нарезают на специальных малопроизводительных и дорогих станках дорогостоящим инструментом (гребенкой со специальной заточкой или долбяком).

Ширину дорожки « b » можно назначить по табл. П4.13, а ее глубина h указана на рис. 4.5.

Пример конструкции передаточного вала показан на рис. 9.6.

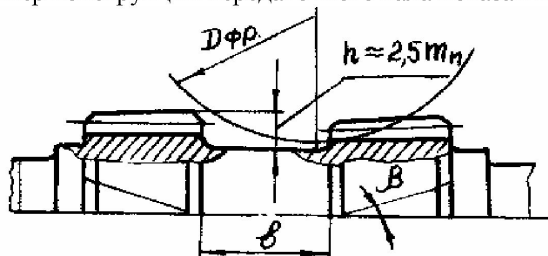


Рис. 4.5. Рекомендуемая разновидность венца с шевронными зубьями

Таблица П4.13

Ширина b дорожки для выхода фрезы, мм

Модуль m_n , мм	Угол наклона зубьев β , град		
	≤ 20	20...30	30...40
2,0	28	32	35
2,5	32	37	40
3,0	36	42	45
3,5	40	47	50
4,0	46	52	55

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СОСТАВЛЕНИЮ ПРОЧНОСТНЫХ РАСЧЕТНЫХ СХЕМ ВАЛОВ

При прочностных расчетах валы схематизируют балками, лежащими на шарнирных опорах и нагруженными усилиями, передающимися при номинальном режиме работы (с учетом динамичности их приложения) от расположенных на них деталей передач (зубчатых колес, шкивов ременных передач, звездочек цепных передач, муфт и т.д.). Однако при прочностных расчетах коротких валов ($\frac{l}{d_n} \leq 3$, где l – длина пролета вала; d_n – диаметр

посадочных мест вала, предназначенных под его подшипники) для компенсации неизбежных погрешностей расчетов, возникающих из-за схематизации таких валов балками, значения коэффициентов запаса прочности необходимо принимать на 25...35 % больше, чем для длинных валов.

Величины номинальных нагрузок, действующих на указанные элементы передач, определяют в ходе расчетов соответствующих передач (зубчатых, червячных, ременных, цепных и т.д.) и при подборе соединительных муфт, а их направление – по силовой расчетной схеме валов рассматриваемого передаточного механизма (прил. 3). Эти нагрузки передаются на валы через ступицы насаженных на вал деталей передач.

При коротких ступицах ($\frac{l_{cm}}{d_E} \leq 1,6$, где l_{cm} и d_E – соответственно,

длина ступицы рассматриваемой детали и посадочный диаметр вала в месте ее установки) предполагают (в запас прочности), что насаженные на вал детали передают валу сосредоточенные силы и моменты на середине своих ступиц (рис. 5.1).

При длинных ступицах деталей, насаживаемых на вал, необходимо уже учитывать неравномерность распределения по длине их посадочной поверхности усилий взаимодействия между собой ступицы и вала.

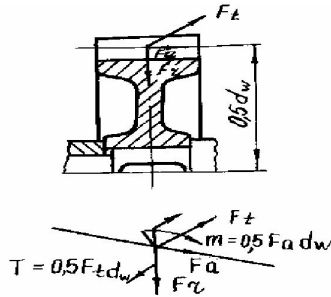


Рис. 5.1 Схематизация приложения нагрузок к валу при коротких ступицах располагаемых на нем деталей передач

В запас надежности неравномерно распределенную нагрузку P , при отсутствии рабочих осевых нагрузок, заменяют двумя сосредоточенными силами, разнесенными относительно срединной плоскости ступицы (рис. 5.2 а; б), а от внецентренной осевой нагрузки – как показано на рис. 5.2, в.

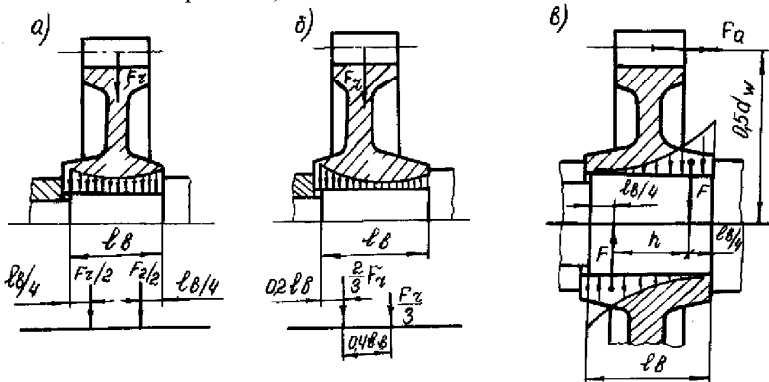


Рис. 5.2. Схематизация приложения нагрузок к валу при длинных ступицах насаженных на него деталей передач

Значения сосредоточенных нагрузок F , заменяющих воздействие неравномерно распределенной нагрузки P (рис. 5.2, в), определяют из условия

$$0.5F_a \cdot d_w = F \cdot h = 0.5F \cdot l_b$$

Откуда имеем
$$F = \frac{F_a \cdot d_w}{l_b},$$

где d_w – начальный диаметр зубчатого колеса;

l_b – посадочная длина участка вала.

При совместном действии радиальной и осевой нагрузок неравномерно распределенная нагрузка P , передающаяся на вал от длинных ступиц расположенных на нем деталей передач, заменяется двумя сосредоточенными силами F_1 и F_2 , разнесенными относительно срединной плоскости ступицы (рис. 5.3).

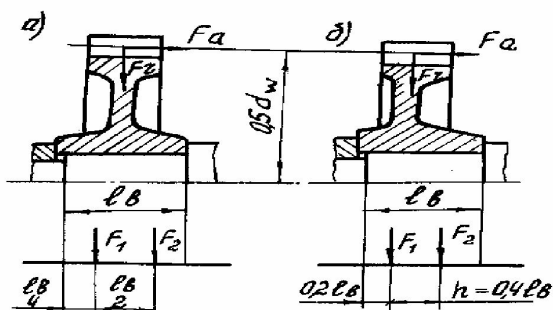


Рис. 5.3. Схематизация приложения нагрузок к валу при длинных ступицах насаженных на него деталей передач и комбинированном нагружении этих деталей

При симметричных ступицах (рис. 5.3, а) сосредоточенные нагрузки F_1 и F_2 , заменяющие неравномерно распределенную нагрузку P , действующую на вал от ступицы насаженной на него детали передачи, определяют как геометрические суммы сил взаимодействия, показанных на рис. 5.2, а и 5.2, в. В этом случае имеем:

$$F_1 = \frac{F_r}{2} - \frac{F_a d_w}{l_b}; F_2 = \frac{F_r}{2} + \frac{F_a d_w}{l_b}.$$

При несимметричных ступицах (рис. 5.3, б) сосредоточенные нагрузки F_1 и F_2 определяют как геометрические суммы сил взаимодействия, показанных на рис. 5.2, б и рис. 5.2, в, но только в этом случае принимают $h = 0,4 l_b$ (рис. 5.3, б).

Тогда будем иметь:

$$F_1 = \frac{2}{3} F_r - F = \frac{2}{3} F_r - 1,25 \frac{F_a d_w}{l_b};$$

$$F_2 = \frac{1}{3} F_r + F = \frac{1}{3} F_r + 1,25 \frac{F_a d_w}{l_b}.$$

Если значения усилий F_1 будут получаться отрицательными, то в этом случае их необходимо направить в сторону, противоположную направлению, показанному на рис. 5.3, б.

При составлении прочностных расчетных схем валов их опорные подшипники схематизируют (заменяют) жесткими или упругими шарнирными опорами, а фланцевые соединения составных валов рассматривают как заделки.

В двухопорных расчетных схемах валов шарнирные опоры считают жесткими, а в многоопорных схемах – упругими, т.к. пренебрежение податливостью опор в этом случае приводит к существенным погрешностям прочностных расчетов.

Для создания статически определимых систем у двухопорных валов одна из этих опор делается фиксированной (в осевом направлении), другая – «плавающей».

Очевидно, что обе опоры вала должны быть нагружены по возможности равномерно. Поэтому при наличии рабочей осевой нагрузки, действующей на вал, в качестве «плавающей» обычно выбирают опору, более нагруженную радиальными нагрузками. Тогда фиксированная опора, менее нагруженная радиальными усилиями, будет догружаться осевой нагрузкой.

Однако при температурных колебаниях длины вала «плавающий» подшипник, перемещаясь под нагрузкой в осевом направлении, изнашивает посадочную поверхность отверстия корпуса.

В связи с этим, при небольших осевых нагрузках ($\frac{F_a}{F_r} \leq 0,3$, где F_a и F_r

– осевая и радиальная нагрузка на опоры вала) или при их отсутствии (в прямозубых цилиндрических и шевронных передачах; ременных и цепных передачах и т.д.) в качестве «плавающей» выбирают опору, менее нагруженную радиальными усилиями. Это позволяет снизить интенсивность изнашивания посадочных отверстий корпуса.

Фиксированные опоры при их схематизации заменяют шарнирно-неподвижными (рис. 5.4 б; в), а плавающие – шарнирно-подвижными опорами (рис. 5.4, а; г).

При использовании в опоре вала одинарного радиального подшипника качения или короткого ($\frac{1}{d} \leq 0,6$) подшипника скольжения

шарнирная опора (подвижная или неподвижная), их заменяющая, совмещается с серединой плоскостью этих подшипников (рис. 5.4, а).

При установке в опоре вала сдвоенных радиальных

подшипников качения или длинного $\left(\frac{1}{d} > 0,6\right)$ подшипника скольжения шарнирную опору, их заменяющую, на расчетной схеме вала располагают так, как показано на рис. 5.4, б; в, г.

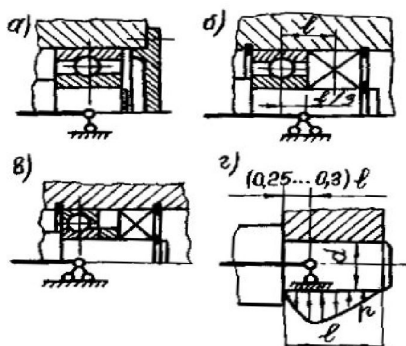
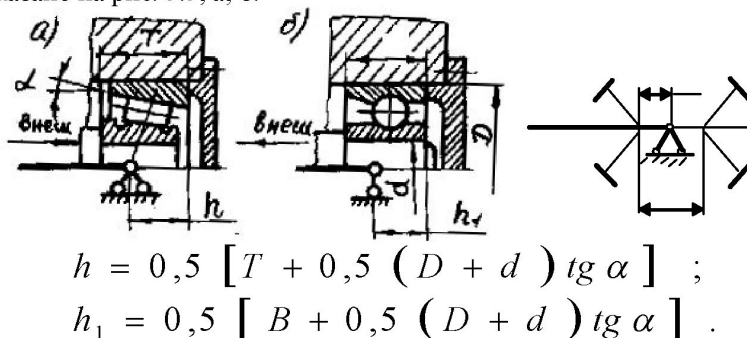


Рис. 5.4. Схематизация радиальных подшипников опорных узлов валов

При использовании в опоре вала одинарного радиально-упорного подшипника шарнирную опору, его заменяющую (неподвижную, если подшипник воспринимает равнодействующую $S_{\text{внеш}}$ всех внешних осевых сил, действующих на вал, и подвижную – в противном случае), на расчетной схеме вала располагают так, как указано на рис. 5.5, а; б.



$$h = 0,5 \left[T + 0,5 (D + d) \operatorname{tg} \alpha \right] ;$$

$$h_1 = 0,5 \left[B + 0,5 (D + d) \operatorname{tg} \alpha \right] .$$

Рис. 5.5. Схематизация радиально-упорных подшипников опорных узлов валов

При применении в опоре вала сдвоенных радиально-упорных подшипников неподвижную шарнирную опору, их заменяющую, располагают на расчетной схеме вала так, как показано на рис. 5.5, в.

Расположение на вале деталей передач (т.е. назначение размеров l , a , f на рис 5.6) ориентировочно производят при эскизной компоновке передаточного механизма и уточняют (если нужно) при разработке его сборочного чертежа.

Составленная по вышеперечисленным рекомендациям прочностная расчетная схема выходного вала редуктора, силовая схема валов которого приведена на рис. 3.2, представлена на рис. 5.6.

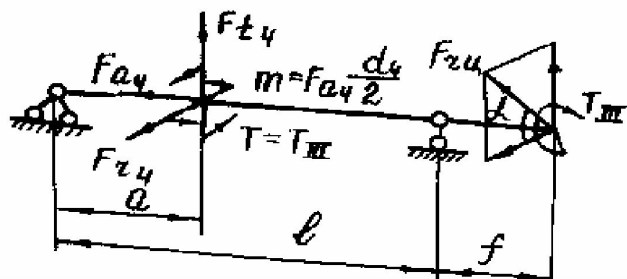
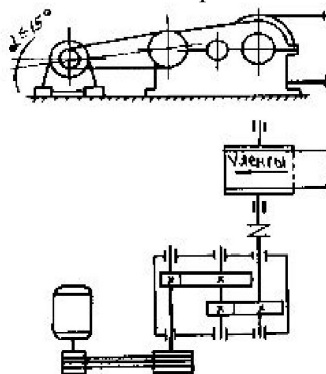


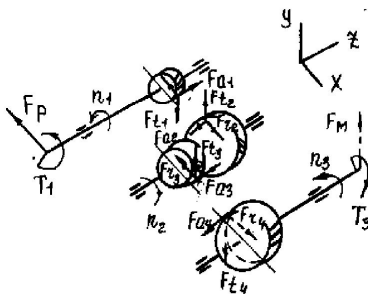
Рис. 5.6. Пример прочностной расчетной схемы вала при коротких ступицах насаженных на него деталей передач

Примеры силовых и прочностных расчетных схем валов еще нескольких передаточных механизмов показаны на рис. 5.7 – 5.10.

Кинематическая схема привода ленточного конвейера:

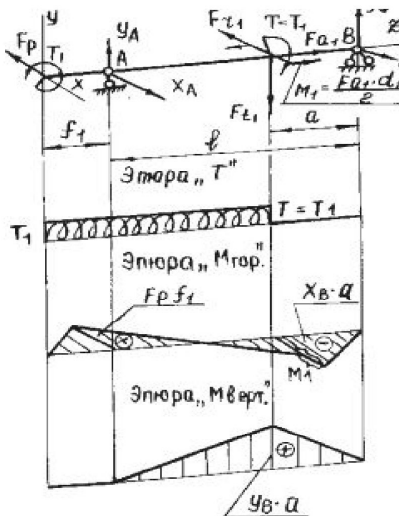


Силовая схема валов редуктора (валы условно раздвинуты):



Направление F_M показано условно

Расчетная схема и эпюры для быстроходного вала:



Расчетная схема и эпюры для промежуточного вала:

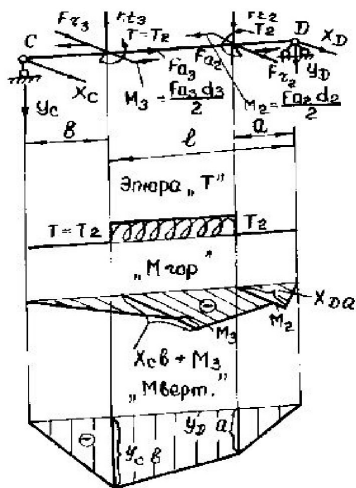


Рис. 5.7, а. Пример кинематической схемы привода ленточного конвейера а также силовой и прочностных схем (с эпюрами внутренних силовых факторов) валов двухступенчатого редуктора с цилиндрическими косозубыми колесами

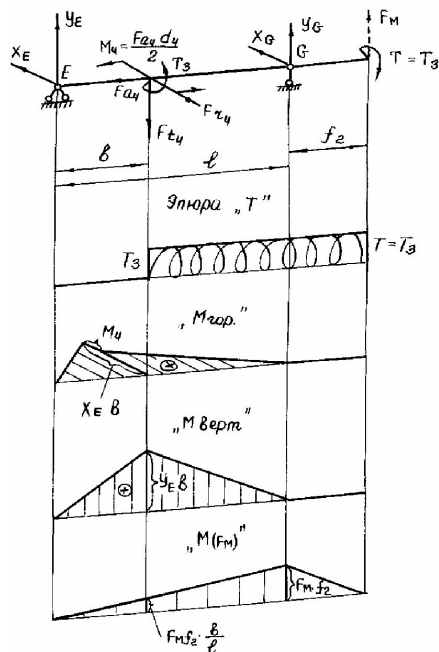
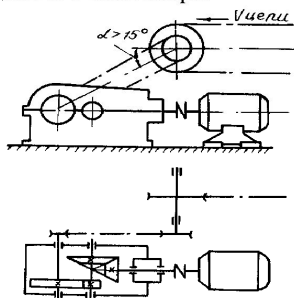


Рис. 5.7, б. Пример прочностной расчетной схемы с эпюрами внутренних силовых факторов тихоходного вала редуктора, кинематическая и силовая схемы которого показаны на рис. 5.7, а

Кинематическая схема привода цепного конвейера:



Силовая схема валов редуктора (валы условно раздвинуты):

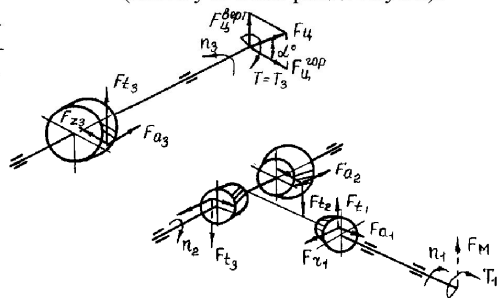
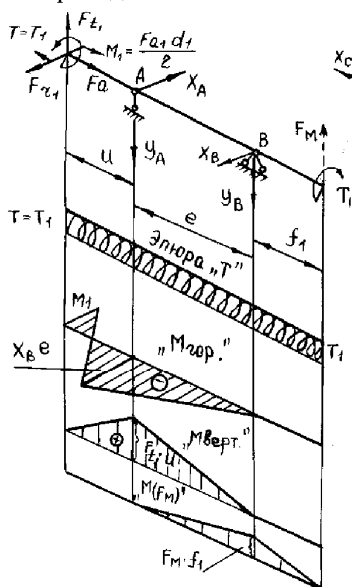
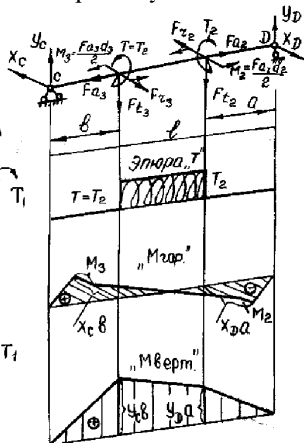


Рис.5.8,а. Пример кинематической схемы привода цепного конвейера и силовой расчетной схемы валов коническо-цилиндрического редуктора (направление F_M показано условно)

Расчетная схема и эпюры
для быстроходного вала:



Расчетная схема и эпюры для
промежуточного вала:



Расчетная схема и эпюры для тихоходного вала:

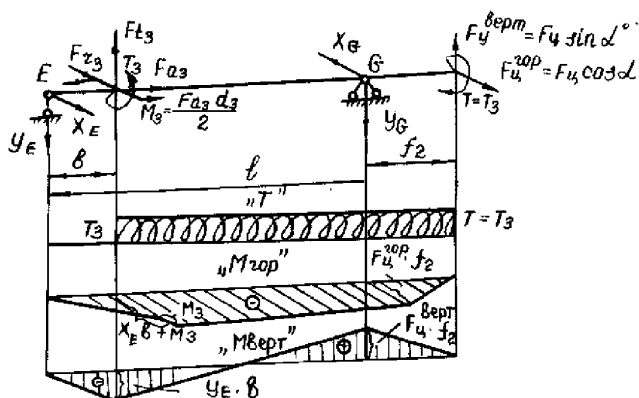
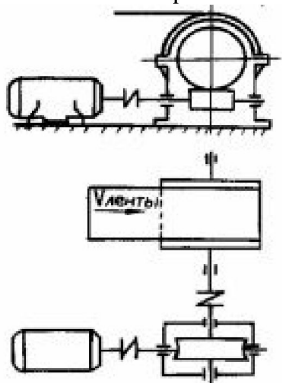
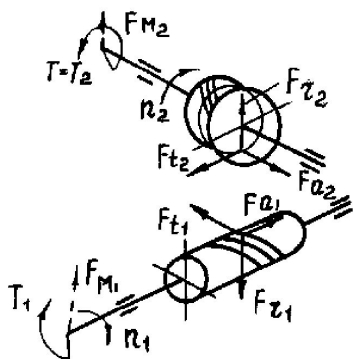


Рис. 5.8, б. Пример прочностных расчетных схем с эпюрами внутренних силовых факторов валов коническо-цилиндрического редуктора, силовая и кинематическая схемы которого показаны на рис. 5.8, а

Кинематическая схема привода ленточного конвейера:

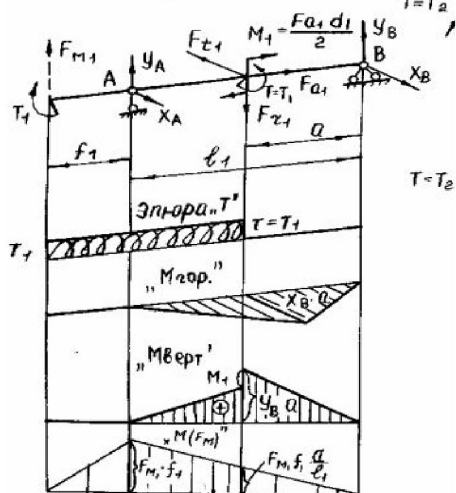


Силовая схема редуктора (валы условно раздвинуты):



Направления сил F_{M1} и F_{M2} показаны условно.

Расчетная схема и эпюры для червяка:



Расчетная схема и эпюры для вала червячного колеса:

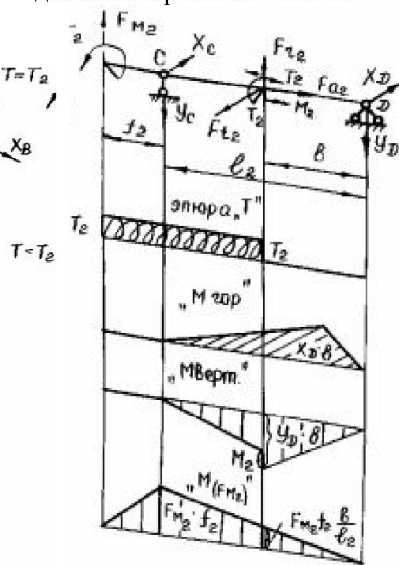
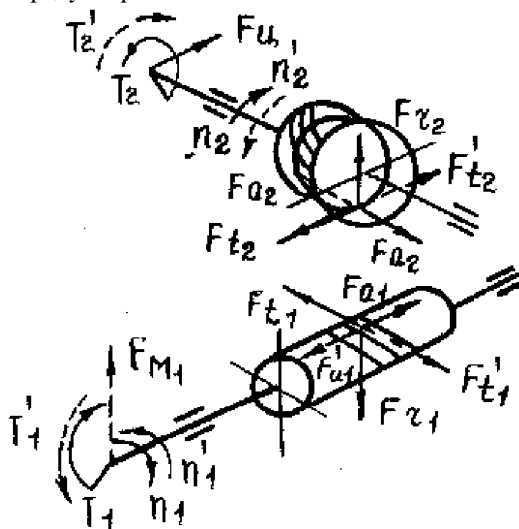


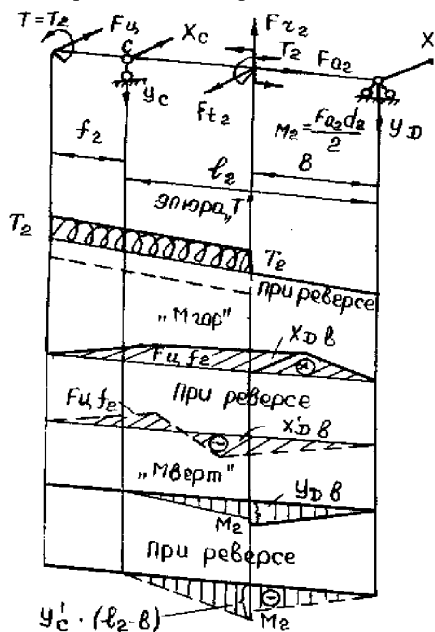
Рис. 5.9. Пример кинематической схемы привода ленточного конвейера, а также силовой и прочностных расчетных схем (с эпюрами внутренних силовых факторов) валов червячного реверсируемого редуктора

Силовая схема редуктора:

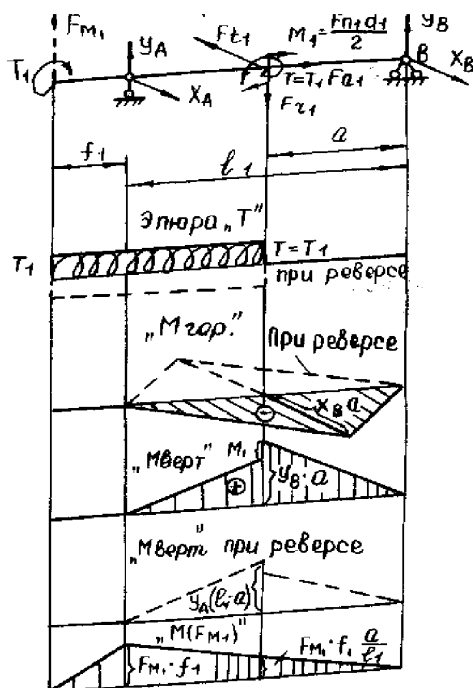


--- → Направление силовых факторов при реверсировании

Расчетная схема и эпюры для вала червячного колеса:



Расчетная схема и эпюры для вала червяка:



Примечания.

1. Направление F_m показано условно.
2. В дальнейших расчетах используют максимальные для данного сечения вала значения суммарного изгибающего момента.

Рис. 5.10. Пример силовой и прочностных расчетных схем (с эпюрами внутренних силовых факторов) валов червячного реверсируемого редуктора

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Проектировочному прочностному расчету подвергают валы, не имеющие выходных участков (промежуточные валы редукторов) или валы, имеющие выходной участок, на котором располагается нестандартизованная деталь (шкив ременной передачи, звездочка цепной передачи и др.).

Т.к. осевые размеры валов определяют в процессе эскизной компоновки узла, в состав которого входит рассматриваемый вал, то целью проектировочного расчета валов является определение диаметральных размеров их предположительно опасных сечений. Диаметральные размеры остальных участков вала назначают конструктивно, исходя из удобства его изготовления и монтажа расположенных на нем деталей (прил. 4).

Диаметральные размеры валов, имеющих выходной участок, на котором располагаются стандартизованные детали (например, соединительные муфты), не рассчитывают, а назначают конструктивно, принимая диаметр выходного конца вала равным диаметру посадочного отверстия этой детали (выбранной муфты). Диаметры остальных его участков назначают, исходя из удобства изготовления вала и монтажа располагаемых на них деталей (прил. 4).

Проектировочный расчет валов начинают с разработки их расчетных схем (прил. 3 и 5) и построения эпюр номинальных изгибающих моментов $M_{гор}$; $M_{вер}$ (соответственно, в горизонтальной и вертикальной плоскостях) и номинального крутящего момента T (рис. 6.1), необходимых для выявления положения предположительно опасных поперечных сечений вала и вычисления диаметров вала в этих сечениях.

Проектировочный расчет валов ведут по зависимости 18.3 [3], базирующейся на условии их статической прочности при номинальном нагружении и имеющей вид:

$$d \geq 10 \sqrt[3]{\frac{10 K_A \sqrt{M_{из. ном}^2 + (\alpha \cdot T_{ном})^2}}{(1 - \beta^4)[\sigma]}},$$

где K_A – коэффициент динамичности внешней нагрузки (прил. 4 ГОСТ21354 – 87);

$M_{из. ном}$ – суммарный изгибающий момент, возникающий в рассматриваемом поперечном сечении вала при его номинальном нагружении, Н·м;

$T_{\text{ном}}$ – крутящий момент, возникающий в рассматриваемом поперечном сечении вала при номинальном нагружении, Н·м;

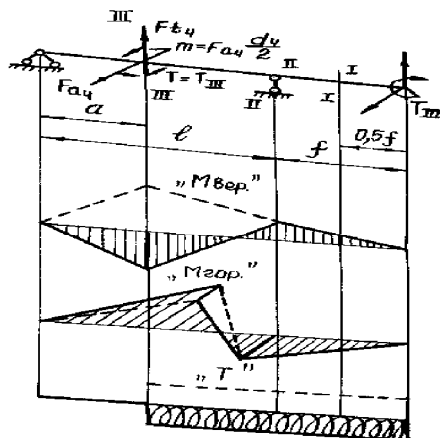
α – поправочный коэффициент, учитывающий наличие неравенства коэффициентов асимметрии циклов изменения во времени нормальных и касательных напряжений, возникающих в вале;

$\beta = \frac{d_0}{d}$ (где d_0 ; d – внутренний и наружный диаметры

кольцевого сечения вала); для сплошного поперечного сечения $\beta = 0$;

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения, МПа.

Обычно предположительно опасными являются сечения вала, расположенные под зубчатыми колесами; выходным подшипником; примерно в середине консоли вала (сечения I-I; II-II; III-III на рис. 6.1).



— — — — — Обозначены изменения в эпюрах, связанные с реверсом рассматриваемого вала.

Рис. 6.1. Предположительно опасные сечения вала

Суммарный изгибающий момент $M_{\text{из. ном}}$, возникающий в рассматриваемом сечении вала при отсутствии циклически меняющей свое направление изгибающей нагрузки (например, усилия от муфты F_M), определяют по зависимости

$$M_{\text{из. ном}} = \sqrt{(M_{\text{гор}}^2 + M_{\text{вер}}^2)},$$

где $M_{\text{гор}}$; $M_{\text{вер}}$ – изгибающие моменты, возникающие в горизонтальной и вертикальной плоскостях при номинальном нагружении вала, Н·м (определяют по соответствующим эпюрам).

При наличии муфты, нагружающей вал силой F_M , циклически меняющей свое направление при вращении вала, необходимо рассматривать самый опасный вариант этого нагружения. Такой вариант нагружения, как известно, наблюдается в момент совпадения плоскости действия изгибающего момента $M_{(F_M)}$, возникающего только от нагрузки F_M , с плоскостью действия суммарного изгибающего момента, возникающего от действия всех остальных сил, приложенных к валу.

В связи с этим, в рассматриваемом случае общий суммарный изгибающий момент $M_{из. ном}$ необходимо определять по следующей зависимости:

$$M_{из. ном} = M_{(F_M)} + \sqrt{M_{гор}^2 + M_{вер}^2},$$

где $M_{(F_M)}$ – номинальный изгибающий момент в рассматриваемом сечении вала, вызываемый только нагрузкой от муфты F_M , Н·м (определяется по построенной отдельно от других эпюре изгибающего момента, возникающего от воздействия только усилия F_M);

$M_{гор}$; $M_{вер}$ – номинальные изгибающие моменты, возникающие в горизонтальной и вертикальной плоскостях под действием всех остальных сил, приложенных к валу, Н·м.

Если вал реверсивный или нереверсивный, но направление его вращения неизвестно, то в этих случаях эпюры $M_{гор}$ и $M_{вер}$ строят как для прямого, так и обратного вращения вала и за расчетное значение $M_{из. ном}$ для рассматриваемого сечения принимают то его значение, которое является максимальным из полученных при этих двух вариантах вращения вала.

Так, например, для сечения III–III на рис. 6.1 опасным является его нагружение при реверсе вала, а для остальных предположительно опасных сечений вала его реверс не оказывает влияния на величину суммарного изгибающего момента $M_{из. ном}$, возникающего в этих сечениях.

Согласно данным [3, с. 372], поправочный коэффициент $\alpha = 1$ принимают для реверсивных валов и $\alpha = 0,6$ – для нереверсивных или редко реверсируемых валов.

При проектировочном расчете валов допускаемые напряжения $[\sigma]$, согласно данным [3, с. 372], определяют по следующей формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} [\sigma],$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба, МПа;

$K_{\sigma D}$ – коэффициент концентрации нормальных напряжений, возникающей в рассматриваемом предположительно опасном сечении детали;

$[S]$ – необходимый коэффициент запаса прочности.

Предел выносливости σ_{-1} назначают по справочным данным. При отсутствии необходимых данных σ_{-1} определяют по корреляционной зависимости, рекомендованной Р50 – 83 – 88 и имеющей вид:

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001 \sigma_{\sigma}) \sigma_{\sigma},$$

где σ_{σ} – предел прочности материала вала при растяжении, МПа, назначаемый по справочным данным (табл. П1.2).

При проектировочном расчете валов, согласно данным [3, с. 372], принимают $K_{\sigma D} = (3 \dots 5)$, причем большие значения – под ступицами деталей, насаживаемых на вал по посадкам с гарантируемым натягом.

Необходимый коэффициент запаса прочности $[S] = 2,0$ – для длинных ($\frac{l}{d_n} > 3$, где l – пролет вала; d_n – диаметр участков вала, предназначенных под его подшипники) валов и $[S] = 2,5$ – для коротких валов.

Найденные при проектировочном расчете вала значения диаметров всех его предположительно опасных сечений согласовывают с рядом Ra 40 ГОСТ 6636 – 69 (табл. П4.3), если в рассматриваемых местах вала устанавливают нестандартизованные детали (зубчатые колеса, звездочки, шкивы и др.), и с соответствующим стандартным рядом – при установке стандартизованных изделий (подшипников, манжетных уплотнений и др.) или с рядом размеров выходных концов валов редукторов общего назначения (табл. П4.4; П4.7; П4.8).

Однако при этом необходимо иметь ввиду, что для обеспечения технологичности конструкции вала необходимо стремиться к тому, чтобы число его участков, имеющих различные диаметры, было бы минимальным, а перепады диаметров соседних участков позволяли деталям, насаживаемым на вал, свободно проходить на свои посадочные места и обеспечивали достаточную протяженность опорных поверхностей заплечиков вала.

После определения (расчетом или конструктивно) диаметральных размеров валов проводят последующие этапы

эскизной компоновки проектируемого передаточного механизма, конечным результатом которой для валов является разработка их рабочих чертежей.

ВЫБОР СОЕДИНЕНИЯ ВАЛА СО СТУПИЦАМИ РАЗМЕЩАЕМЫХ НА НЕМ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ

Выбор вида соединения вала со ступицами размещаемых на нем деталей передач производят после определения (расчетом или конструктивно) диаметров характерных участков вала (под зубчатыми колесами, шкивами, звездочками и др.). Основное применение получили следующие виды соединения вала со ступицами: шпоночные, шлицевые, с гарантированным натягом (прессовые соединения), профильные.

ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения относят к разъемным соединениям (допускающим разборку деталей без их повреждения). Их осуществляют при помощи специальной детали – шпонки, устанавливаемой в пазы вала и ступицы (рис. 7.1) и препятствующей в основном только относительному повороту соединяемых деталей. Шпонки основных видов стандартизованы и их размеры выбирают по таблицам соответствующих стандартов.

Шпоночные соединения используют в малонагруженных валах изделий преимущественно единичного и мелкосерийного производства. Это обусловлено следующими недостатками таких соединений: малой несущей способностью; ослаблением валов шпоночными пазы; концентрацией напряжений из-за неблагоприятной формы шпоночных пазов; низкой технологичностью (для обеспечения взаимозаменяемости необходима ручная пригонка шпонок по месту их установки).

В связи с этим, в подвижных (в осевом направлении) соединениях, а также в неподвижных соединениях при крупносерийном и массовом производстве валов, шпоночные соединения уступили место более совершенным шлицевым соединениям.

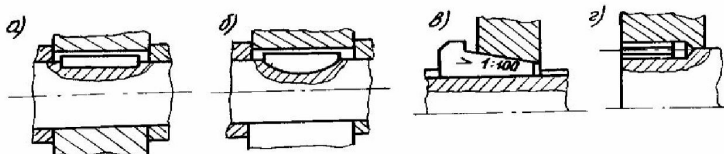


Рис. 7.1. Виды шпоночных соединений

Различают два вида шпоночных соединений: предварительно ненапряженные, осуществляемые призматическими (рис. 7.1, а) и сегментными (рис. 7.1, б) шпонками, и напряженные, в которых используют клиновые (рис. 7.1, в) и круглые (рис. 7.1, г) шпонки, установленные в пазы с натягом.

Предварительно напряженные шпоночные соединения, в отличие от не-напряженных, не требуют дополнительной осевой фиксации ступицы и высокой точности пригонки, хорошо воспринимают вибрационные и ударные нагрузки. Однако вследствие зазоров и деформаций в сопряжении «вал-ступица» напряженные шпоночные соединения не обеспечивают соосного положения соединяемых деталей. Помимо этого, напряженные соединения имеют еще ряд недостатков: возникновение высоких напряжений в ступице при натяге; возможность перетяжки соединения; затруднительность демонтажа.

В связи с этим, в современном проектировании основное применение получили предварительно ненапряженные шпоночные соединения, в которых, для обеспечения надлежащего центрирования и исключения фреттингкоррозии и заедания, следует ступицы устанавливать на валы с гарантированным натягом (выбор посадок см. прил. 8 данной работы).

Размеры призматических шпонок стандартизованы ГОСТ 23360 – 78 (табл. П7.1), а сегментных (или шпонок Вудруфа) – ГОСТ 24071 – 80. Основное применение получили призматические шпонки. Сегментные шпонки из-за глубокого паза, значительно ослабляющего вал, нашли применение только на концевых участках малонагруженных валов.

В соответствии с ГОСТ 23360 – 78, призматические шпонки изготавливают из чистотянутого прутков углеродистой или легированной стали с пределом прочности $\sigma_b \geq 500$ МПа, поставляемых в соответствии с ГОСТ 8787 – 68. Для повышения ремонтпригодности соединения материал шпонки принимают менее прочным, чем материал вала и ступицы. Для шпонок обычно назначают стали Ст 6 ($\sigma_t = 300$ МПа; $\sigma_b = 600$ МПа) и 45 ($\sigma_t = 360$ МПа; $\sigma_b = 610$ МПа).

В высоконагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей, например, 40Х с закалкой до HRC 40...45. Термически обработанные шпонки шлифуют по их рабочим поверхностям.

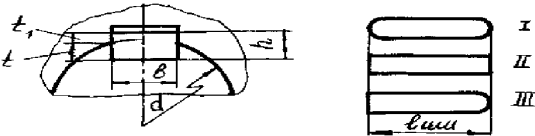
В соответствии с ГОСТ 23360 – 78, призматические шпонки изготавливают с тремя разновидностями исполнения их концов: с

закругленными торцами (исполнение I), с плоскими торцами (исполнение II) и с одним закругленным и одним плоским торцом (исполнение III).

Размеры призматических шпонок (ширину b и высоту h) выбирают по таблицам ГОСТ 23360 – 78 (табл. П7.1) в зависимости от диаметра вала в месте установки шпонок, а длину шпонки $l_{шп}$ назначают на 5...10 мм короче длины ступицы и согласовывают со следующим стандартным рядом длин: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200 и т.д.

Таблица П7.1

Параметры призматических шпонок

				
Диаметр вала d , мм	Размеры шпонки, $b \times h$, мм	Глубина паза, мм		Длина шпонки $l_{шп}$, мм
		на валу t	во втулке t_1	
12...17	5×5	3,0	2,3	10...56
17...22	6×6	3,5	2,8	14...70
22...30	8×7	4,0	3,3	18...90
30...38	10×8	5,0	3,3	22...110
38...44	12×8	5,0	3,3	28...140
44...50	14×9	5,5	3,8	36...160
50...58	16×10	6,0	4,3	45...180
58...65	18×11	7,0	4,4	50...200
65...75	20×12	7,5	4,9	56...200
75...85	22×14	9,0	5,4	63...250
85...95	25×14	9,0	5,4	70...280
95...110	28×16	10,0	6,4	80...320
110...130	32×18	11,0	7,4	90...360
130...150	36×20	12,0	8,4	100...400
150...170	40×22	13,0	9,4	100...400
170...200	45×25	15,0	10,4	110...450
200...230	50×28	17,0	11,4	125...500

Однако придерживаться приведенных в табл. П7.1 соотношений между диаметром вала d и размерами шпонки $b \times h$ вовсе не обязательно. В некоторых случаях (малый крутящий момент, передаваемый шпонкой; при унификации шпоночных пазов, позволяющей одним инструментом получать все шпоночные пазы, располагаемые на вале; при тонкостенных ступицах и валах)

целесообразно применять шпонки меньшего (по сравнению с необходимым по стандарту для данного диаметра вала) поперечного сечения, если только в этом случае будет обеспечена достаточная несущая способность соединения.

Пример условного обозначения шпонки исполнения 2 с размерами

$$b \times h \times l_{\text{нм}} = 14 \times 9 \times 70:$$

Шпонка 2-14×9×70 ГОСТ 23360 – 78

Исполнение 1 в обозначении не указывают.

Выбранные шпонки подвергают проверочному расчету на смятие их рабочих поверхностей, а при назначении шпонок с уменьшенным сечением – еще и дополнительно на срез.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА СМЯТИЕ

В связи с тем, что для повышения ремонтпригодности соединения шпонки выполняют из менее прочного материала, чем материал вала и ступицы, то именно они подвергаются проверочному расчету на смятие их рабочих поверхностей, располагаемых в пазах ступицы (т.к. глубина врезания шпонки в ступицу меньше, чем в вале).

Расчет шпонок на смятие проводят по следующей зависимости, основанной на линейном (треугольном) законе распределения напряжений смятия $\sigma_{\text{см}}$ по высоте поверхности контакта шпонки со стенками пазов вала и ступицы:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot 10^{-3} T_{\text{ном}}^{\text{шп}} K_n K_{AS} K_{\beta}}{(h-t) l_p d} \leq [\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_T}{[S_T]}, \quad (7.1)$$

где $\sigma_{\text{см}}$ – максимальное значение напряжений смятия, возникающих в зоне контакта шпонки со стенкой паза в ступице, МПа;

$T_{\text{ном}}^{\text{шп}}$ – крутящий момент, передаваемый шпонкой при номинальном нагружении соединения, Н·м;

$K_n = T_{\text{пик}} / T_{\text{ном}}$ – коэффициент перегрузки;

$T_{\text{пик}}$; $T_{\text{ном}}$ – соответственно, пиковый и номинальный крутящие моменты, действующие на соединение;

K_{AS} – коэффициент, учитывающий динамичность приложения пиковой внешней нагрузки;

K_{β} – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений смятия $\sigma_{\text{см}}$ по рабочей длине шпонки l_p ;

h, t, l_p – высота шпонки, глубина паза в вале и рабочая длина принятой шпонки, мм;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое значение напряжений смятия, МПа;

σ_T – предел текучести материала шпонки, МПа;

$[S_T] = (1,2 \dots 1,3)$ – необходимое значение коэффициента запаса по текучести.

- Величина крутящего момента $T_{ном}^{шп}$, передаваемого шпонкой при номинальном нагружении соединения, зависит от вида посадки ступицы на вал и наличия силовой затяжки ступицы (рис. 7.2).

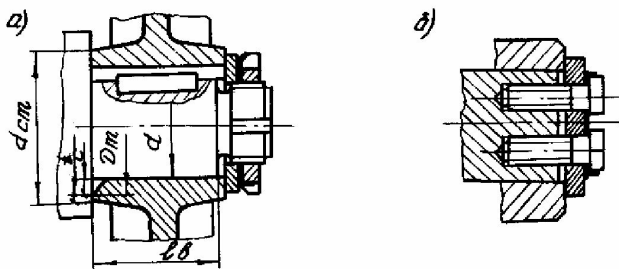


Рис. 7.2. Примеры осуществления силовой затяжки ступицы

- ♦ При использовании посадок без гарантируемого натяга (переходные посадки или посадки с зазором) и при отсутствии силовой затяжки ступицы крутящий момент, передающийся шпонкой, принимают равным крутящему моменту, действующему на соединение, т.е. $T_{ном}^{шп} = T_{ном}$.

- ♦ При наличии силовой затяжки ступицы крутящий момент $T_{ном}^{шп}$, передаваемый шпонкой при номинальном нагружении соединения, составит

$$T_{ном}^{шп} = T_{ном} - T_{тр}^{торц},$$

где $T_{ном}$ – крутящий момент, действующий на соединение при номинальном нагружении вала, Н·м;

$T_{тр}^{торц}$ – момент сил трения, возникающих на опорной поверхности заплечика вала от силовой затяжки ступицы, Н·м.

Момент сил трения, $T_{тр}^{торц}$, Н·м, возникающих на опорной поверхности заплечика вала от силовой затяжки ступицы, определяют

по следующей зависимости, базирующейся на предположении, что равнодействующая рассматриваемых сил трения приложена на среднем диаметре D_m (рис. 7.2, а) опорной поверхности вала:

$$T_{тр}^{торц} = \frac{10^{-3} F_{зат} \cdot f_{оп} \cdot D_m}{2},$$

где $F_{зат}$ – осевое усилие прижатия ступицы к опорной поверхности буртика вала, Н;

$f_{оп}$ – коэффициент трения на торцевой поверхности заплечика вала;

D_m – средний диаметр, мм, опорной поверхности заплечика вала, мм.

В среднем, коэффициент трения на сухой опорной поверхности заплечика вала при трении сталь по стали составляет $f_{оп} = 0,16$ и $f_{оп} = 0,18$ – при трении стали по чугуно.

Средний диаметр D_m , мм, опорной поверхности вала

$$D_m = \frac{d_{cm} + d + 2c}{2},$$

где d_{cm} – наружный диаметр ступицы (рис. 7.2, а), мм;

d – посадочный диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

c – размер фаски в посадочном отверстии ступицы, мм.

Осевое усилие прижатия ступицы к опорной поверхности заплечика вала

$$F_{зат} = \pi [\sigma'_{см}] D_m t,$$

где $[\sigma'_{см}]$ – минимальное из значений допускаемых напряжений смятия, найденных для вала и ступицы, МПа;

D_m – средний диаметр опорной поверхности заплечика вала, мм;

t – ширина кольцевой поверхности контакта торца ступицы с опорной поверхностью вала, мм.

Минимальное значение допускаемых напряжений смятия

$$[\sigma'_{см}] = \frac{\sigma'_T}{[S_T]}, \sigma'_T$$

где σ'_T – предел текучести менее прочного материала в паре «ступица-вал», МПа;

$[S_T] = 1,2 \dots 1,3$ – коэффициент запаса по текучести.

Ширина t поверхности контакта (рис. 7.2, а) составляет

$$t = \frac{d_{cm} - (d + 2c)}{2}.$$

По найденному усилию прижатия ступицы к опорной поверхности вала $F_{\text{зат}}$ необходимо проверить на прочность резьбу [4, с.109] участка вала (рис. 7.2, а) или тело крепежных винтов [4, с.109] торцового крепления (рис. 7.2, б).

- ♦ При использовании посадок с гарантируемым натягом крутящий момент $T_{\text{ном}}^{\text{ин}}$, передаваемый шпонкой при номинальном нагружении соединения, составит

$$T_{\text{ном}}^{\text{ин}} = T_{\text{ном}} - T_{\text{г.н}},$$

где $T_{\text{г.н}}$ – момент сил трения, возникающих от посадки с гарантируемым натягом, Н·м.

Момент сил трения $T_{\text{г.н}}$, Н·м, определяют по следующей зависимости:

$$T_{\text{г.н}} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \pi d^2 l_B f p}{K_{\text{сц}}},$$

где d – номинальный посадочный диаметр соединения, мм;

l_B – посадочная длина вала (рис. 7.2), мм;

f – коэффициент трения на посадочной поверхности соединения;

p – давление, возникающее на сопряженных поверхностях от принятой посадки с гарантируемым натягом, МПа;

$K_{\text{сц}}$ – коэффициент запаса сцепления.

Согласно данным [3, с.195], для стальных и чугунных деталей принимают коэффициент трения $f = 0,08$ при сборке соединения прессованием; $0,14$ – при температурной сборке и $0,12$ – при сборке гидропрессованием.

В зависимости от ответственности соединения назначают [1, с.181] коэффициент запаса сцепления $K_{\text{сц}} = 1,3 \dots 1,5$.

Посадочное давление p , МПа, определяют по известной зависимости Лямэ:

$$p = \frac{N_{\text{расч}}}{10^{-3} d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}, \quad (7.2)$$

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \nu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_{cm}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_{cm}}\right)^2} + \nu_2,$$

где $N_{расч}$ – расчетный натяг принятой посадки, мкм;

d – номинальный посадочный диаметр соединения, мм;

d_1 – внутренний диаметр полого вала (для сплошного вала $d_1 = 0$);

d_{cm} – наружный диаметр ступицы (рис. 7.2, а);

E_1 ; ν_1 и E_2 ; ν_2 – модуль упругости первого рода и коэффициент Пуассона материалов вала и ступицы (для стали в среднем $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и $\nu = 0,3$; для чугуна $E = 0,9 \cdot 10^5$ МПа и $\nu = 0,2$).

Расчетный натяг принятой посадки определяют по зависимости

$$N_{расч} = N_{мин}^{таб} - U$$

где $N_{мин}^{таб}$ – минимальный табличный натяг принятой посадки, мкм;

U – поправочный коэффициент, учитывающий обмятие (шабровку)

микронеровностей сопрягаемых поверхностей при сборке соединения прессованием.

Минимальный табличный натяг посадки составляет

$$N_{мин}^{таб} = ei - ES,$$

где ei – нижнее предельное отклонение посадочного диаметра вала, мкм;

ES – верхнее предельное отклонение диаметра посадочного отверстия ступицы, мкм.

Предельные отклонения посадочных диаметров вала и отверстия ступицы назначают по таблицам ГОСТ 25347 – 82.

Поправочный коэффициент U определяют по зависимости

$$U = 1,2(R_{Z1} + R_{Z2}) \approx 5,5(R_{a1} + R_{a2}),$$

где R_{Z1} , R_{a1} и R_{Z2} , R_{a2} – высотные параметры шероховатости посадочных поверхностей вала и ступицы, мкм.

Применение силовой затяжки ступицы или ее посадка на вал с гарантируемым натягом кардинально меняет условия работы шпоночного соединения, превращая его по существу во фрикционное

соединение, где шпонка играет вспомогательную роль, только страхуя ступицу от ее проворачивания.

- Под пиковым моментом $T_{\text{пик}}$ в формуле 7.1 обычно понимают максимальный крутящий момент $T_{\text{max}}^{\text{пуск}}$, возникающий при пуске вала под номинальной нагрузкой, т.к. от остальных перегрузок передаточный механизм, при необходимости, защищают специальными предохранительными устройствами, например, муфтами предельного момента.

Для электродвигателей отношение $K_n = T_{\text{max}}^{\text{пуск}} / T_{\text{ном}}$ является их паспортной характеристикой и приводится в каталогах.

- Коэффициент K_{AS} , учитывающий динамичность приложения пиковой внешней нагрузки, принимают равным $K_{AS} = (1,2 \dots 2,5)$. Меньшие значения принимают при использовании электродвигателей постоянного тока с пусковой аппаратурой, а большие – при применении двигателей внутреннего сгорания.
- Коэффициент K_{β} , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине шпонки, назначают равным $K_{\beta} = (1,1 \dots 1,5)$. Меньшие значения принимают при коротких ($l_p \leq d$) шпонках.
- Рабочую длину шпонки l_p определяют в зависимости от вида торцов шпонки (табл. П7.1):

для шпонки исполнения I ее рабочая длина составляет $l_p = l_{\text{шп}} - b$;

для шпонки исполнения II $l_p = l_{\text{шп}}$;

для шпонки исполнения III $l_p = l_{\text{шп}} - 0,5 b$.

В этих зависимостях: $l_{\text{шп}}$ – длина шпонки, мм; b – ширина шпонки, мм.

При невыполнении условия (7.1) увеличивают длину шпонки, соответственно, увеличивая длину ступицы. Если увеличивать длину ступицы нецелесообразно ($l_{\text{ст}} \geq 1,6d_v$, где d_v – посадочный диаметр вала), то для шпонки принимают сталь с большим пределом текучести σ_T , но не выше, чем предел текучести материалов вала и ступицы. Если и в этих случаях условие (7.1) не выполняется, то назначают шлицевое соединение вала со ступицей, т.к. применение даже двухшпоночного соединения технологически нецелесообразно из-за трудностей выдержать одинаковые углы расположения пазов на валу и в ступице.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК НА СРЕЗ

Проверке на срез подвергают только шпонки с уменьшенным (по сравнению с необходимым по стандарту для данного диаметра

вала) поперечным сечением.

Расчет шпонок на срез ведут по условию

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{ном}^{шп} \cdot K_n \cdot K_{AS}}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau_{cp}], \quad (7.3)$$

где дополнительно к параметрам формулы (7.1):

b – ширина шпонки, мм;

$[\tau_{cp}]$ – допускаемое значение напряжения среза, МПа.

Допускаемое напряжение на срез $[\tau_{cp}]$ определяют по следующей корреляционной зависимости:

$$[\tau_{cp}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T,$$

где σ_T – предел текучести материала шпонки, МПа.

ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевые соединения представляют собой разъемные соединения, образуемые выступами (зубьями) на валу, входящими во впадины (шлицы) соответствующей формы отверстия ступицы. Эти соединения можно представить как многошпоночные, у которых шпонки выполнены за одно с валом.

Шлицевые соединения имеют значительные преимущества перед шпоночными по прочности, технологичности и точности.

Повышенная прочность шлицевых соединений обусловлена следующим:

- элементы, передающие крутящий момент (выступы на валу и в отверстии), выполнены за одно целое, соответственно, с валом и со стенками отверстия в ступице, что приводит к более равномерному (чем у шпонки) распределению нагрузки по высоте зубьев;
- большим числом элементов, передающих крутящий момент;
- концентрация напряжений у основания шлицев меньше, чем в пазах шпоночного соединения.

Шпонки обычно нуждаются в индивидуальной подгонке из-за неточности изготовления пазов (происходит «разбивание» пазов фрезой). Современные производственные методы обработки внутренних (протягивание, шлифование центрирующих поверхностей) и наружных шлицев (фрезерование червячными фрезами и строгание долбяками по методу обкатки; наружное протягивание; шлифование центрирующих поверхностей и рабочих граней шлицев) обеспечивают высокую точность центрирования, лучшее направление при передвижении вдоль вала и полную (без подгонки)

взаимозаменяемость шлицевых деталей.

В связи с этим, в настоящее время шпоночные соединения, и только не-подвижные в осевом направлении, используют в основном в условиях единичного и мелкосерийного, реже – среднесерийного производства малонагруженных валов.

В машиностроении применяют следующие виды шлицев (рис. 7.3): прямобочные, эвольвентные, треугольные.

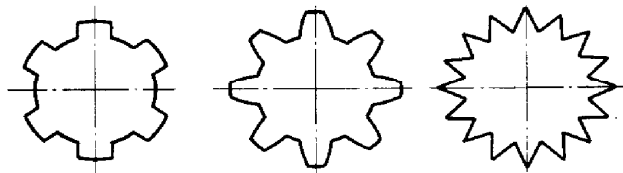


Рис. 7.3. Виды шлицев

Основное распространение (в общем машиностроении около 80%) в настоящее время получили прямобочные шлицевые соединения (ГОСТ 1139 – 80).

Треугольные шлицы имеют ограниченное применение, например, для соединения торсионных валов или тонкостенных валов и ступиц. В большинстве случаев соединения с треугольным профилем могут быть заменены эвольвентными, и поэтому ниже исключены из рассмотрения.

Эвольвентные шлицевые соединения (ГОСТ 6033 – 80) по сравнению с прямобочными более прочные и технологичные. Повышенная прочность достигается благодаря большему числу зубьев и утолщению зубьев к их основанию. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при кручении в 1,5 и более раз ниже, чем у прямобочного профиля, а при изгибе – примерно одинаковые.

В противоположность прямобочным зубьям, для получения которых на валах требуются отдельные (для каждого размера соединения) червячные фрезы, эвольвентные шлицы одинакового модуля на валах нарезают одной и более простой фрезой (или долбяком) с прямолинейными режущими кромками.

Эвольвентные шлицы на валах получают с высокой точностью на стандартном зубонарезном оборудовании по отработанным до совершенства технологическим процессам, применяемым для изготовления зубчатых передач.

Однако форма отверстия в ступице не допускает шлифование пазов. Вследствие чего, эвольвентные шлицы применимы, если ступица имеет твердость не выше 40 HRC, при которой еще возможна

ее обработка протяжкой. Исключение составляют ступицы, подвергнутые азотированию, при котором искажения профиля зубьев (поводки) практически нет, вследствие чего протягивание отверстия может быть финишной операцией его механической обработки. Необходимо отметить также, что эвольвентные протяжки весьма дорогие, т.к. трудоемкость их изготовления значительно выше, чем прямобочных.

В связи с вышеизложенным, эвольвентные шлицевые соединения целесообразно применять в крупносерийном и массовом производстве для высоконагруженных соединений вала со ступицами, имеющими твердость ниже 350 НВ.

Так как эвольвентные шлицы также имеют ограниченное применение, то и они исключены из дальнейшего рассмотрения. Более подробно об эвольвентных шлицах см., например, [1, с. 134 – 136] и ОСТ 23.1.459 – 78.

ГОСТ 1139 – 80 предусматривает прямобочные шлицевые соединения трех серий: легкой, средней и тяжелой, различающихся между собой размерами и числом шлицев. Основное применение получили соединения легкой и средней серий (табл. П7.2). Тяжелую серию используют при неблагоприятных (по износу) условиях работы соединения.

Шлицевые соединения различают также по системе центрирования ступицы на валу (рис. 7.4): а) – по наружному диаметру D соединения; б) – по его внутреннему диаметру d ; в) – по боковым поверхностям зубьев (по ширине зуба b).

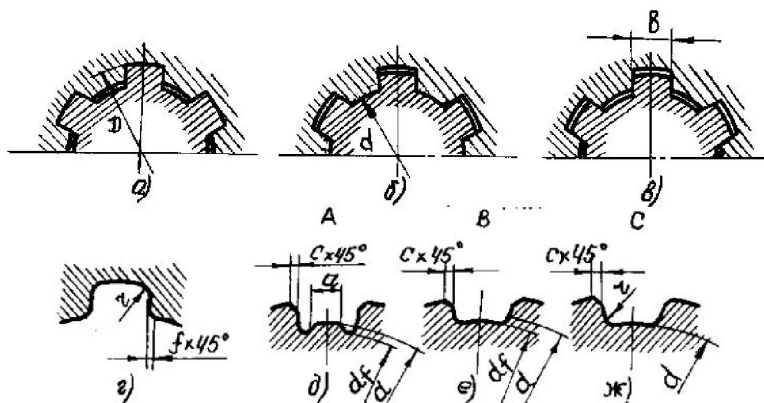


Рис. 7.4. Виды центрирования прямобочных шлицевых соединений

Наибольшее распространение получило центрирование по наружному или внутреннему диаметру.

Центрирование по боковым поверхностям зубьев (рис. 7.4, в) возможно только в тех случаях, когда ступица выполнена из материала с твердостью $HRC \leq 35$, т.е. когда еще протягивание может служить финишной операцией механической обработки отверстия ступицы. Оно применяется при числе зубьев $Z \leq 10$ и внешнем диаметре D от 26 до 92 мм, включительно.

Центрирование по боковым поверхностям зубьев не обеспечивает точной соосности ступицы и вала, но осуществляет наиболее равномерное распределение нагрузки между зубьями и строгую прямолинейность и плоскостность боковых поверхностей зубьев. В связи с этим, его применяют в условиях динамического реверсивного нагружения значительными крутящими моментами, но при отсутствии высоких требований к точности центрирования, а также при жестких требованиях к величине «мертвого» хода механизма. Характерным примером центрирования по боковым поверхностям могут служить подвижные шлицевые соединения карданных валов.

Если твердость ступицы менее 350 HB, то для соединения деталей, требующих точного центрирования, применяют шлицевые соединения с центрированием по D (рис. 7.4, а), как более простые в изготовлении по сравнению с центрированием по d .

Центрирование по d (рис. 7.4, б) назначают при твердости ступицы $HB > 350$. В этом случае исправить неизбежное после термообработки искажение профиля зубьев и получить точную центрирующую поверхность можно только шлифованием внутренней поверхности шлицевого отверстия и дна впадин шлиц на валах.

При центрировании по D и «б» для шлиц вала принимают исполнение В (рис. 7.4, е), а для центрирования по d – исполнения А (рис. 7.4, д) или С (рис. 7.4, ж). Форму и размеры канавок в исполнении А регламентирует ГОСТ 1139 – 80.

Допуски и посадки шлицевых соединений назначают по ГОСТ 1139 – 80, согласно которому посадки по центрирующим цилиндрическим поверхностям устанавливают по системе отверстия из числа стандартных посадок для гладких цилиндрических поверхностей, а по боковым поверхностям зубьев – по системе вала. Рекомендации по выбору посадок шлицевых соединений рассмотрены в прил. 8 данной работы. Там же, приведены примеры условного обозначения шлиц на рабочем чертеже вала.

Шлицевые соединения выходят из строя из-за следующих

видов повреждений зубьев: износа, смятия, фреттингкоррозии, заедания, а также и из-за усталостных разрушений шлицевых участков валов.

Основным считается расчет шлицев на износ их рабочих поверхностей с проверкой на отсутствие у них смятия до приработки зубьев. Для прямобочных шлицевых соединений их расчеты на износ и смятие стандартизованы ГОСТ 21425 – 75 [1, с. 177 – 179] , или [4, с. 136 – 138].

Таблица П7.2

Прямобочные шлицевые соединения (ГОСТ 1139 – 80)

Легкая серия										
Основные размеры	d, мм									
	11	13	16	18	21	23	26	28	32	36
D, мм	—	—	—	—	—	26	30	32	36	40
Z	—	—	—	—	—	6	6	6	8	8
b, мм	—	—	—	—	—	6	6	7	6	7
S _A , мм ³ /мм	—	—	—	—	—	66	118	126	163	182
Основные размеры	d, мм									
	42	46	52	56	62	72	82	92	102	112
D, мм	46	50	58	62	68	78	88	98	108	120
Z	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10
b, мм	8	9	10	10	12	12	12	14	16	18
S _A , мм ³ /мм	211	230	440	472	520	750	850	950	1050	1740
Средняя серия										
Основные размеры	d, мм									
	11	13	16	18	21	23	26	28	32	36
D, мм	14	16	20	22	25	28	32	34	38	42
Z	6	6	6	6	6	6	6	6	8	8
b, мм	3	3,5	4	5	5	6	6	7	6	7
S _A , мм ³ /мм	34	39	76	84	97	145	191	205	308	343
Основные размеры	d, мм									
	42	46	52	56	62	72	82	92	102	112
D, мм	48	54	60	65	72	82	92	102	112	125
z	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10
b, мм	8	9	10	10	12	12	12	14	16	18
S _A , мм ³ /мм	396	600	672	854	1072	1540	1740	1940	2140	3260
Тяжелая серия										
Основные размеры	d, мм									
	11	13	16	18	21	23	26	28	32	36
D, мм	—	—	20	23	26	29	32	35	40	45
Z	—	—	10	10	10	10	10	10	10	10
b, мм	—	—	2,5	3	3	4	4	4	5	5
S _A , мм ³ /мм	—	—	126	195	223	312	319	426	576	749
Основные размеры	d, мм									
	42	46	52	56	62	72	82	92	102	112
D, мм	52	56	60	65	72	82	92	102	115	125
Z	10	10	16	16	16	16	20	20	20	20
b, мм	6	7	5	5	6	7	6	7	8	9
S _A , мм ³ /мм	978	1020	1340	1690	2140	2460	3480	3880	5970	6580

СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Этот вид соединений относят к фрикционным соединениям, т.к. они передают рабочие нагрузки только за счет сил трения, возникающих на сопряженных поверхностях. Требуемое для этого нормальное давление между сопряженными поверхностями создается силами упругих деформаций соединяемых деталей. Для получения необходимых упругих деформаций соединяемых деталей используют посадки с гарантируемым натягом.

За счет натяга соединяют детали по цилиндрической, конической, призматической и др. поверхности. Преимущественное применение получили соединения по цилиндрической поверхности. Их осуществляют по посадкам: H7/r6; H7/z6; H7/s6; H7/t7; H7/u7 и т.д. (более подробно см. прил. 8). Они наиболее технологичны по сравнению с другими видами посадочных поверхностей. В связи с этим, в дальнейшем будут рассматриваться только цилиндрические соединения с гарантированным натягом.

Посадки с гарантированным натягом обеспечивают высокую степень центрирования соединяемых деталей и их работу как единой детали. Это позволяет соединению воспринимать значительные, в том числе и ударные, произвольно направленные нагрузки, без дополнительных соединительных деталей (шпонок, затяжных гаек и др.). Однако соединения с натягом снижают сопротивление валов усталости. Это обусловлено тем, что концентрация по краям ступицы посадочных контактных давлений и относительные микроперемещения соединяемых деталей, вызванные в процессе эксплуатации упругими деформациями этих деталей, способствуют возникновению и интенсивному развитию фреттинг-коррозии. Помимо этого, необходимо отметить как недостаток, что нагрузочная способность соединений с натягом существенно зависит от ряда факторов, трудно поддающихся учету: широкого рассеивания значений коэффициента трения и натяга; влияния рабочих температур и релаксации посадочных контактных давлений на прочность сцепления соединяемых деталей и др.

Однако следует отметить также, что снижение сопротивления вала усталости, вызываемое посадками с натягом, компенсируется легче, чем снижение, обусловленное шпоночными или шлицевыми соединениями. Так, сопротивление усталости валов под ступицами может быть повышено: увеличением диаметра подступичной части вала примерно на 5% с плавными переходными поверхностями; обкаткой роликами; поверхностной закалкой с нагревом ТВЧ и т.д.

Посадки с натягом обычно проектируют как неразъемные, т.к. несмотря на то, что при небольших натягах их разборка может быть произведена без повреждения соединяемых деталей, при повторной сборке происходит ослабление посадки, что снижает надежность соединения.

Сборку соединений с натягом осуществляют одним из следующих способов: запрессовкой, нагревом ступицы, охлаждением вала.

- Прессование – простейший и высокопроизводительный способ сборки, обеспечивающий возможность удобного контроля процесса сборки измерением силы запрессовки. Однако этот способ имеет существенные недостатки: смятие и частичное срезание (шабровку) микронеровностей контактирующих поверхностей, что приводит к ослаблению прочности сцепления соединяемых деталей более, чем в 1,5 раза по сравнению с температурной сборкой; возможность неравномерных деформаций деталей и повреждения их торцов.

В качестве оборудования для запрессовки и распрессовки обычно применяют винтовые, гидро- и пневматические прессы с приспособлениями для выдерживания необходимой длины запрессовки и устранения перекоса соединяемых деталей.

- Температурная сборка с нагревом ступицы до 200...400°C или охлаждением вала (твердой углекислотой до -79°C, жидким воздухом или азотом до - 195°C) полностью устраняет шабровку контактирующих поверхностей.

Нагрев ступицы производят в газовых или электрических печах в воздушной или жидкостной среде. Недостатками метода нагревания является возможность изменения структуры металла (особенно у термообработанных деталей), появления окалины и коробления.

От этих недостатков свободен метод охлаждения, однако он требует дорогостоящего криогенного оборудования и повышенных мер безопасности при использовании жидкого воздуха или азота.

В связи с вышеизложенным, посадки с гарантируемым натягом целесообразно применять при значительных, особенно ударных, нагрузках (шпоночные соединения в этих условиях быстро обминаются) и отсутствии необходимости в частой сборке и разборке соединений валов неремонтируемых (для которых не предусматривают плановые ремонты) изделий в условиях среднесерийного и выше масштабах производства.

Применение посадок с гарантированным натягом в условиях

единичного и мелкосерийного производства возможно только при наличии соответствующего технологического оборудования.

Расчет соединений с натягом включает: определение величины натяга, необходимого для обеспечения требуемой прочности сцепления (неподвижности соединяемых деталей под действием внешней нагрузки); выбор из выше-приведенного ряда посадок, той посадки, которая обеспечит необходимый натяг; проверку выбранной посадки на обеспечение прочности соединяемых деталей [1, с. 180 – 182]; [4, с.81 – 84].

ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Профильными (бесшпоночными) называют соединения, в которых контакт вала со ступицей осуществляют по некруглой поверхности. Основное применение получили плавные профили, рабочие поверхности которых образованы циклоидальными кривыми (рис. 7.5).

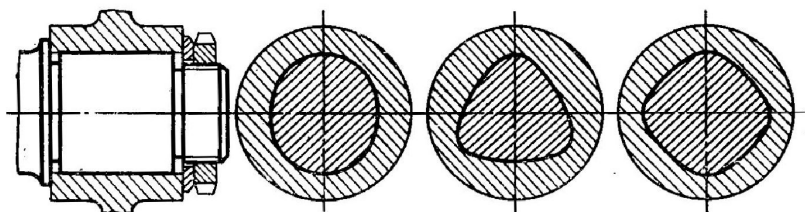


Рис. 7.5. Виды некруглых профилей для соединения вала со ступицей

Для создания технологичного профиля при нечетном числе Z его рабочих участков (как правило, $Z = 3$) он выполняется равноосным, т.е. с постоянством расстояния между параллельными касательными и имеющим общую нормаль в точках контакта.

Показанные на рис. 7.5 профили позволяют их обрабатывать на токарных и шлифовальных станках, оснащенных копирувальными устройствами, на специальных токарно-затыловочных станках, на зуборезных станках, работающих по способу обкатки, а также на станках с ЧПУ.

По сравнению со шпоночными и шлицевыми соединениями, профильные соединения обеспечивают лучшее центрирование деталей, не имеют острых углов и резких переходов сечения, вследствие чего здесь нет концентрации напряжений и опасности возникновения трещин при термообработке. Преимуществом профильных соединений является также возможность точной

обработки отверстий в ступицах, закаленных до высокой твердости. Однако это требует применения шлифовальных станков с эпициклическими или гипоциклическими механизмами. Следует отметить также, что напряжения смятия в профильных соединениях значительно выше, чем в шлицевых, и, следовательно, несущая способность их ниже. Помимо этого, в профильных соединениях действуют значительные распорные силы, создающие неблагоприятные условия для осевых перемещений соединяемых деталей под нагрузкой и деформирующие тонкостенные ступицы. Существует также трудность замены деталей при ремонте (в настоящее время).

В связи с вышеизложенным, профильные соединения целесообразно применять в условиях крупносерийного и массового производства для неподвижных в осевом направлении соединений при необходимости их повторной сборки и разборки, когда соединения с натягом неприменимы.

ВЫБОР ПОСАДОК ДЕТАЛЕЙ, РАСПОЛАГАЕМЫХ НА ВАЛУ

Выбор посадок на вал внутренних колец подшипников качения производят, в соответствии с ГОСТ 3325 – 85, в зависимости от класса точности подшипников, режимов их работы и вида нагружения колец подшипника.

Различают следующие режимы работы подшипников:

режим А – легкие нагрузки (нагрузки спокойные, без толчков и ударов) и высокие частоты вращения, необходимость легкого перемотажа и регулировки подшипника перемещением его внутреннего кольца по валу;

режим В – средние нагрузки (работа с непродолжительными перегрузками и легкими толчками) или тяжелые нагрузки в условиях необходимости час-того перемотажа;

режим С – тяжелые нагрузки (работа с кратковременными перегрузками и умеренными толчками);

режим D – особо тяжелые нагрузки (длительная работа с максимальными перегрузками или нагрузка с сильными толчками или вибрацией).

При вращении вала внутреннее кольцо подшипника качения (при неподвижном наружном) подвергается циркуляционному нагружению. В этом случае его на вал устанавливают с натягом, т.к. при установке циркуляционно нагруженного кольца с зазором происходит неизбежное проскальзывание такого кольца по валу, приводящее к обмятию и изнашиванию контактирующих поверхностей.

Рекомендованные ГОСТ 3325 – 85 поля допусков для посадки на вал внутренних колец подшипников качения приведены в табл. П8.1.

Таблица П8.1

Рекомендуемые ГОСТ 3325 – 85 поля допусков для посадки на вал внутренних колец подшипников качения

Режим работы подшипника	Обозначение поля допуска вала для посадки подшипников качения классов точности	
	0 и 6	5 и 4
А	js6	js5
В	k6	k5
С	m6	m5
Д	n6	n5

Посадки цапф валов, работающих в подшипниках скольжения, назначают в зависимости от необходимой величины относительного зазора ψ , которую в свою очередь выбирают при расчетах подшипников по справочным данным (например, «Расчет опорных подшипников скольжения»: Справочник. – М: Машиностроение, 1979.) в зависимости от области применения подшипников и режимов их работы.

Предпочтительные посадки цапф вала в подшипниках скольжения приведены в таблице П8.2.

Таблица П8.2

**Предпочтительные посадки цапф вала в подшипниках
скольжения**

Относительный зазор ψ	0,0015...0,0040	0,0007...0,0020	0,0003...0,0010
Обозначение посадок вала	H8/d9	H8/e8	H8/f7

Выбор качества точности изготовления посадочных мест валов, предназначенных под зубчатые и червячные колеса, производят в зависимости от принятой степени точности изготовления этих колес по табл. П8.3.

Таблица П8.3

**Рекомендации по назначению качества точности изготовления
посадочных мест валов, предназначенных под зубчатые
и червячные колеса**

Принятая степень точности изготовления зубчатых и червячных колес	6	7	8	9
Квалитет точности (ГОСТ 24643–81) изготовления посадочных мест вала	5	6	6	7

Назначение посадок на вал зубчатых и червячных колес производят в зависимости от вида соединения вала со ступицей колеса (выбор вида этих соединений см. прил. 7 данной работы) и принятого качества точности изготовления посадочных мест вала, предназначенных под эти детали.

При использовании неподвижных шпоночных соединений валов со ступицами зубчатых и червячных колес применяют посадки с небольшими гарантированными натягами: H6/p5; H7/p6; H8/p7. При этом необходимо иметь ввиду, что во время установки зубчатых и червячных колес на валы очень трудно совместить шпоночный паз в колесе со шпонкой, располагаемой в валу. Для облегчения сборки в

этом случае предусматривают заходный участок вала с полем допуска по d11 (рис. 8.1).

При бесшпоночном цилиндрическом соединении вала со ступицей зубчатых и червячных колес применяют посадки со значительными гарантированными натягами, обеспечивающими неподвижность и прочность соединяемых деталей под действием внешних нагрузок без их дополнительного крепления. В этом случае необходимую посадку выбирают из следующего рекомендуемого ряда: H6/r5; H6/s5; H7/r6; H7/s6; H7/z6; H7/s7; H7/t7; H7/u7.

Колеса, подвергаемые частому демонтажу (типа сменных колес), и консольно-расположенные (например, конические шестерни), устанавливают на валах по переходным посадкам.

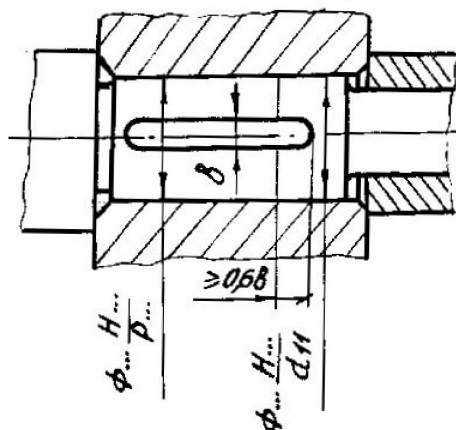


Рис. 8.1. Посадочное место вала под неподвижное шпоночное соединение со ступицами зубчатых и червячных колес

Выбор посадки в этом случае производят в зависимости от принятого качества точности изготовления посадочных мест вала (табл. П8.3) и степени нагруженности этих участков.

При умеренной нагруженности ($\tau_{кр} \leq 15$ МПа) и нереверсивной работе применяют посадки: H6/k5; H7/k6; H8/k7, а при реверсивной работе – H6/m5; H7/m6; H8/m7.

При значительной нагруженности ($\tau_{кр} > 15$ МПа) назначают посадки: H6/n5; H7/n6; H8/n7.

Подвижные вдоль вала зубчатые колеса (например, блок шестерни коробки скоростей) устанавливают по посадкам: H6/g5; H7/g6; H7/h7.

На умеренно нагруженные ($\tau_{кр} \leq 15$ МПа) участки

неревверсируемых валов звездочки цепных передач, шкивы ременных передач, полумуфты устанавливают по посадке H7/k6, а реверсируемых – по H7/m6.

При более значительной нагруженности применяют посадку H7/n6.

Допуск T_d на диаметральный размер вала определяют по формуле

$$T_d = es - ei,$$

где es ; ei – соответственно, верхнее и нижнее предельное отклонение вала, определяемые по ГОСТ 25347 – 82 (табл. П8.4) в зависимости от номинального посадочного диаметра d и принятого для него поля допуска.

Таблица П8.4

**Предельные отклонения валов и основных отверстий
(ГОСТ 25347 – 82)**

Номинальный диаметр вала, мм	Поля допусков вала						Поля допусков отверстий	
	k6	m6	n6	p6	r6	s6	H6	H7
	es Предельные отклонения ei , мкм						ES EI , мкм	
св. 10 до 18	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	+11 0	+18 0
св. 18 до 30	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	+13 0	+21 0
св. 30 до 50	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+16 0	+25 0
св. 50 до 65	+21 +2	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+60 +41	+72 +53	+19 0	+30 0
св. 65 до 80					+62 +43	+78 +59		
св. 80 до 100	+25 +3	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+22 0	+35 0
св. 100 до 120					+76 +54	+10 +79		
св. 120 до 140	+28 +3	+40 +15	+52 +23	+68 +43	+88 +63	+117 +92	+25 0	+40 0

Пример. Определить допуск формы (нецилиндричность) и необходимое значение параметра шероховатости R_a посадочной поверхности вала $\varnothing 60$ p6, предназначенной для установки зубчатого колеса 8-й степени точности.

Согласно данным табл. П2.6, при $d = 60$ мм и 6-м квалитете точности его изготовления допуск формы (нецилиндричность)

составит 10 мкм. В соответствии с ГОСТ 25347 – 82, для $\varnothing 60$ рб имеем (табл. П8.4)

$$es=+51 \text{ мкм и } ei=+32 \text{ мкм.}$$

Тогда допуск на этот диаметральный размер составит

$$T_d=es-ei=51-32=19 \text{ мкм.}$$

Так как допуск формы, равный 10 мкм, составляет $(10/19) \cdot 100\% = 52\% < 60\%$ от допуска диаметрального размера $T_d = 19$ мкм, то необходимое значение параметра шероховатости R_a рассматриваемой поверхности в этом случае определяем (прил. 2) по следующему условию:

$$R_a \leq 0,05 T_d = 0,05 \cdot 19 = 0,95 \text{ мкм.}$$

Согласовывая полученное значение R_a с его предпочтительными значениями по ГОСТ 2789 – 73 (табл. П2.5), принимаем $R_a = 0,8$ мкм.

Посадочные диаметры участков валов, предназначенных для установки контактных уплотнений (манжетных, войлочных и т.д.), при необходимости удержания жидкой смазки выполняют с полем допуска по f9, а пластичной – по d9.

Соединение вала с неподвижным кольцом торцового уплотнения производится по посадке K6/k6, а с подвижным – по H11/d11.

Посадочное место вала под щелевые уплотнения выполняют по H11 / d11, а под лабиринтные – по H8 / h7.

Установка дистанционных втулок «1» (рис. 8.2) на специально выделенных для них участках валов (рис. 8.2, а) производится по посадке H7/h7.

Если же дистанционные втулки «1» (рис. 8.2, б; в) или мазеудерживающие кольца «2» (рис. 8.2, в) устанавливают на те участки вала, где помимо них располагаются и другие детали (зубчатые колеса, подшипники), то в этом случае поле допуска участка вала под рассматриваемые детали для упрощения изготовления и сборки принимается совпадающим с назначенным полем допуска вала под указанными соседними деталями.

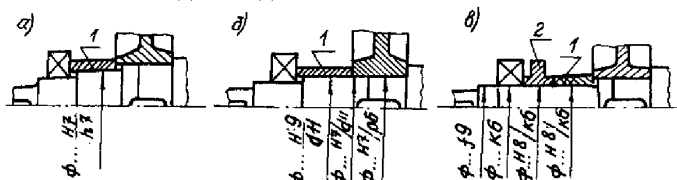


Рис. 8.2. Виды посадок на вал дистанционных втулок (1) и мазеудерживающих колец (2)

Поле допуска отверстия дистанционных втулок и мазеудерживающих колец назначают по Н9 (рис. 8.2, б), если для соседней детали применяют посадку с гарантируемым натягом и по Н8 (рис. 8.2, в) – при использовании переходных посадок.

Поле допуска на ширину «b» шпоночного паза в вале, предназначенного под призматическую шпонку, выбирают по ГОСТ 23360 – 78 в зависимости от характера шпоночного соединения и вида передаваемой им нагрузки.

Для длинных ($l_{\text{шп}} > 2d$) шпонок, скользящих по пазу вала, поле допуска его ширины «b» назначают по Н9, а коротких по – D10.

Для неподвижного соединения шпонки с валом при постоянном нереверсируемом нагружении поле допуска на ширину «b» паза вала назначают по N9, а во всех остальных случаях нагружения – по P9.

Поля допусков ширины «b» шпоночного паза в вале, предназначенного под сегментную шпонку, выбирают по ГОСТ 1139 – 80 в зависимости от масштаба производства валов.

При единичном и мелкосерийном производстве валов поле допуска ширины «b» сегментного шпоночного паза в вале принимают по P9, а при более крупных масштабах производства – по N9.

Допуски и посадки шлицевых прямобоочных соединений назначают, по ГОСТ 1139 – 80, в зависимости от способа их центрирования (выбор способа центрирования см. прил. 7) и вида соединения.

При центрировании неподвижного шлицевого соединения по наружному диаметру D предпочтительное применение для D получила посадка по H7/j_s6 и для «b» по F8/j_s7, а для подвижных соединений – посадка D по H7/f7 и «b» – по F8/f7.

При центрировании неподвижных шлицевых соединений по внутреннему диаметру d предпочтительное применение получили посадки: для d по H7/g6 и для «b» по F10/f9, а для подвижных – посадки: для d по H7/g6 и для «b» по F10/f9.

Пример условного обозначения на чертеже вала его прямобоочных шлиц с числом зубьев Z=8, внутренним диаметром d=42 мм, наружным диаметром D=46 мм, и с посадками: D – по H7/j_s6 и «b» – по F8/j_s7.

D – 8 × 42 × 46j_s6 × 8j_s7 ГОСТ 1139 – 80

Допуски и посадки эвольвентных шлицевых соединений назначают в соответствии с ГОСТ 6033 – 80, в зависимости от способа их центрирования и условий работы.

Пример условного обозначения на чертеже вала эвольвентного

шлицевого соединения с наружным диаметром $D = 40$ мм, модулем $m = 2$ мм с центрированием по боковым сторонам зубьев, выполненными по посадке H7 / n7:

$$40 \times 2 \times n7 \text{ ГОСТ } 6033 - 80.$$

То же, но при центрировании по D , выполненному по посадке H7 / n6:

$$40 \times n6 \times 2 \text{ ГОСТ } 6033 - 80.$$

То же, но при центрировании по d , выполненному по посадке H7 / h6:

$$i40 \times 2 \times h6 \text{ ГОСТ } 6033 - 80.$$

Выбор полей допуска метрической резьбы производят по ГОСТ 16093 – 81 в зависимости от принятого класса точности ее получения (выбор класса точности резьбы см. прил. 2).

При среднем классе точности резьбы поля допусков на ее средний d_2 и наружный d диаметры рекомендуется принимать одинаковыми – по 6h, а при возможности появления небольшого загрязнения или повреждения резьбы – по 6g (для обеспечения легкой свинчиваемости).

Для точных резьб поля допусков принимают по 4h, а грубых – по 8g, также одинаковыми для указанных диаметров резьбы.

Пример составления обозначения на чертеже вала однозаходной правой метрической резьбы, имеющей поля допусков среднего и наружного диаметров по 6h, наружный диаметр $d = 20$ мм, мелкий шаг $p = 1$ мм и длину свинчивания 12 мм, меньшую, чем вся длина резьбового участка, равная 18 мм.

В соответствии с ГОСТ 16093 – 81, нормальная длина свинчивания для резьбы M20 $\times$ 1 составляет от 3,8 до 11,0 мм, т.е. заданная резьба имеет длину свинчивания L (большую длину).

Так как длина свинчивания данной резьбы меньше, чем вся длина резьбового участка и относится к группе L , то она указывается в основном обозначении резьбы. Таким образом, заданная резьба должна иметь на чертеже вала следующее условное обозначение:

$$M20 \times 1 - 6h - 12.$$

Профильное соединение с равноосным сечением (рис. 7.5) осуществляют по посадке H7/n6, при этом шероховатость рабочих поверхностей вала и ступицы должна иметь параметр $R_a \leq 1,25$ мкм.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАЗРАБОТКЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ВАЛОВ

Рабочие чертежи деталей в совокупности с техническими требованиями должны содержать все данные, определяющие форму, размеры, точность, шероховатость поверхностей, материал, термообработку, отделку и другие сведения, необходимые для изготовления детали и ее контроля перед сборкой.

На чертежах валов не допускается помещать технологические указания. Центровые отверстия на чертежах валов не изображают и в технических требованиях никаких указаний не приводят, если их наличие конструктивно безразлично. Если в центровом отверстии вала должна быть резьба (например, при использовании торцового крепления для детали, расположенной на валу), то на чертеже приводят только размеры резьбы: глубину отверстия под резьбу, номинальный диаметр и глубину ее нарезки.

Рабочие чертежи оформляют на листах ватмана установленного ГОСТ 2.301 – 68 формата. На каждом листе чертежа помещают основную надпись, форма и размеры которой должны соответствовать ГОСТ 2.104 – 68. Однако содержание некоторых граф основных надписей по ГОСТ 2.104 – 68 для учебных проектов теряет свое значение. Поэтому для учебных целей рекомендуется (стандартом университета) основная надпись, показанная на рис. 9.6.

ИЗОБРАЖЕНИЕ ДЕТАЛИ

Изображение детали на чертеже необходимо выполнить в соответствии с ГОСТ 2.305 – 68. Оно должно содержать минимальное количество видов, разрезов и сечений, но достаточное для полного выявления формы детали и простановки ее размеров. Поэтому для вала достаточно одного вида с соответствующими сечениями и выносными изображениями отдельных его элементов (рис. 9.6).

Так как валы относятся к деталям, основную обработку которых производят на токарных и шлифовальных станках, то их изображение на чертеже располагают таким образом, чтобы продольная ось вала была параллельна основной надписи чертежа, т.е. в положении, в котором деталь устанавливают на станке при ее обработке. Обычно резец токарного станка движется справа налево, поэтому на чертеже изображение вала обращают вправо той стороной,

с которой осуществляют большинство токарных операций (рис. 9.6). Изображение на чертеже вала его шлицевых участков производят в соответствии с ГОСТ 2.409 – 74, а зубчатых венцов вал-шестерен – ГОСТ 2.403 – 75.

НАНЕСЕНИЕ РАЗМЕРОВ

Правила нанесения размеров на чертежах деталей регламентирует ГОСТ 2.307 – 68. Простановка на чертежах валов диаметральных размеров, размеров шпоночных пазов, шлицев, канавок и других его конструктивных элементов затруднений не вызывает. Некоторые трудности возникают лишь при нанесении осевых размеров вала и при определении их предельных отклонений. Поэтому ниже дана методика простановки на рабочих чертежах валов осевых размеров и определения их предельных отклонений с целью исключения типовых ошибок, допускаемых при проектировании.

При нанесении осевых (цепных) размеров на чертеж детали необходимо выбрать способ их простановки. Для валов применяют комбинированный способ простановки осевых размеров на их рабочих чертежах. Этот способ представляет собой сочетание цепного (последовательного) способа с координатным (от конструкторской базы) способом простановки линейных размеров. На рис. 9.1 и рис. 4.4, б такой конструкторской базой является правый торец валов.

Конструкторские базы могут не совпадать с технологическими базами (установочными и измерительными). Выбор технологических баз в зависимости от принятой последовательности обработки вала и определение операционных (исполнительных) размеров делают технологи, и на простановку осевых размеров на рабочем чертеже вала это не влияет, т.к. операционные размеры назначают такими, чтобы в конечном итоге были обеспечены размеры, заданные конструктором на рабочем чертеже детали.

Осевые размеры на чертеже необходимо проставлять так, чтобы размеры, которые определяют взаимное расположение деталей, насаживаемых на вал (размеры Ц; Ц₁; Ц₂ на рис. 9.1), имели минимальную накопленную при изготовлении вала погрешность.

При простановке осевых размеров каждая размерная цепь на рабочем чертеже детали должна быть незамкнутой (пп 1.14 ГОСТ 2.307 – 68). В качестве замыкающего размера, не проставляемого на чертеже, выбирают наименее ответственный размер детали. Это обусловлено тем, что замыкающий размер получается в результате прохождения детали по всем технологическим переходам ее

механической обработки, в результате чего он аккумулирует все погрешности изготовления по составляющим данную цепь размерам.

Если замыкающим размером оказался габаритный размер вала (размер «г» на рис. 4.4, б; в), то его все же показывают на чертеже, но в качестве справочного, отмеченного «звездочкой» (знаком *), а в технических требованиях делают запись по типу: «* Размер для справок».

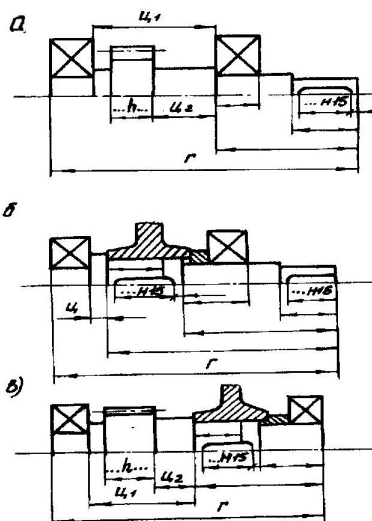


Рис. 9.1. Примеры простановки осевых размеров

В соответствии с требованиями ГОСТ 2.307 – 68, регламентирующего правила указания размеров на чертежах, осевые размеры предпочтительно располагать под изображением вала на чертеже. Они наносятся параллельно продольной оси вала на расстоянии не менее 6...10 мм от контура его изображения на чертеже. Такое же расстояние должно соблюдаться и между параллельными размерными линиями, причем его следует сохранять одинаковым в пределах всего чертежа.

Размерные линии, размерные числа и их отклонения не должны пересекаться никакими другими линиями.

Размерные числа в пределах всего чертежа выполняют одним размером шрифта (обычно 3-м или 5-м) независимо от масштаба изображения отдельных видов и наносят над размерной линией, с просветом не менее 1,0...1,5 мм, параллельно ей и как можно ближе к

ее середине. При недостатке места над размерной линией размерные числа наносят на ее продолжение (размер Ц на рис. 9.1, б) или на полке-выноске. Размерные числа при параллельных размерных линиях наносят в шахматном порядке.

Номинальные значения осевых размеров берут из сборочного чертежа узла, к которому принадлежит вал, а их предельные отклонения в общем случае принимают по результатам расчета соответствующих размерных цепей, проводимого в соответствии с ГОСТ 16319 – 80 и ГОСТ 16320 – 80. Однако в передаточных механизмах необходимую точность их сборки обычно обеспечивают компенсаторами. В связи с этим, предельные отклонения осевых размеров передаточных валов назначают не по результатам соответствующего расчета, а в зависимости от принятого способа компенсации неточностей сборки передаточного механизма.

Если компенсатором служит деталь (кольцо или прокладка), которую шлифуют или шабруют по результатам измерений, проводимых при сборке передаточного механизма, то, в целях снижения припуска на ее шлифование или шабрение, предельные отклонения более точных осевых размеров, т.е. размеров, которые определяют взаимное положение деталей, располагаемых на валу (размеры Ц; Ц₁; Ц₂ на рис. 9.1 или на рис. 4.4, б; в), принимают по h11. Для других осевых размеров (кроме длин шпоночных пазов, имеющих отклонения по H15, и ширины зубчатых венцов у валов-шестерен, для которых отклонения назначают по h12 при 7-й степени точности изготовления зубчатой передачи; по h13 – при 8-й степени точности и по h14 – при 9-й) принимают следующие отклонения: отверстий H14, валов h14, остальных $\pm IT14 / 2$.

Если компенсатором является комплект мерных (определенной толщины) прокладок, то предельные отклонения более точных осевых размеров вала назначают по h12, а для остальных его линейных размеров – аналогично предыдущему случаю.

При использовании в качестве компенсатора винтовой пары, то в следствие ее широких компенсирующих возможностей предельные отклонения всех осевых размеров вала (кроме длин шпоночных пазов и ширины зубчатых венцов валов-шестерен, назначаемых аналогично предыдущим случаям) принимают: отверстий H14, валов h14, остальных $\pm IT14 / 2$.

В приведенных рекомендациях: IT14 – допуск 14 качества точности, значение которого принимают по ГОСТ 24643 – 81 в зависимости от величины номинального размера; под термином «остальных» понимают фаски, скосы, галтели, канавки для выхода

режущего инструмента и др. элементы вала, предельные отклонения которых на рабочих чертежах не указывают.

НАНЕСЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ РАЗМЕРОВ

Предельные отклонения размеров наносят на чертеже в соответствии с требованиями ГОСТ 2.307 – 79.

Они могут указываться одним из трех способов:

- условными обозначениями полей допусков по ГОСТ 25347 – 82, например: $60\ k\ 6$,
используемыми в основном при серийном и более крупных масштабах производства;

- числовыми значениями предельных отклонений, например: $60\ \left(\begin{smallmatrix} +0,021 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right)$, применяемыми, как правило, в единичном и мелкосерийном производстве;

- комбинированным способом, например: $60\ k\ 6\ \left(\begin{smallmatrix} +0,021 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right)$,
имеющим ограниченное применение (если номинальный размер не соответствует ряду R_{40} нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636 – 69; если приняты неpreferred поля допусков по ГОСТ 25347 – 82 и т.д.).

Предельные отклонения диаметров шлицевых и резьбовых участков вала указывают в их условных обозначениях на чертежах этих участков (примеры см. прил. 8).

Отклонения угловых размеров указывают только числовыми значениями.

При назначении различных предельных отклонений с одним номинальным размером, границу между ними наносят сплошной тонкой линией, а номинальный размер указывают с соответствующими предельными отклонениями для каждого участка отдельно (рис. 8.1 и 8.2).

Предельные отклонения размеров относительно низкой точности (от 12 качества и грубее) на изображении вала не наносят, а в технических требованиях делают запись типа: «Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H14, валов h14, остальных $\pm IT\ 14 / 2$ ».

При отсутствии одной или нескольких из оговариваемых категорий размеров текст общей записи в технических требованиях сокращается.

НАНЕСЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВАЛА

Допуски формы и расположения поверхности указывают на рабочем чертеже детали только для тех ее поверхностей, у которых наличие этих погрешностей нарушает условия нормальной работы самой детали или других деталей, с ней взаимодействующих, и то при условии, что предельные значения рассматриваемых погрешностей должны быть меньше величины допуска на размер рассматриваемых поверхностей детали.

Таковыми поверхностями у валов являются: посадочные поверхности и упорные торцы буртов, предназначенные для установки подшипников и зубчатых колес; посадочные места под контактные уплотнения, шкивы, звездочки, полумуфты.

Например, отклонения от цилиндричности посадочных мест вала, предназначенных под подшипники качения, и торцовое биение их упорных буртов вызывают искажение геометрических форм дорожек качения внутренних колец подшипников, возрастание потерь на трение, увеличение температуры, вследствие чего снижается ресурс подшипников. Несоосность посадочных мест под подшипники вызывает перекос вала, приводящий к повышению динамичности нагрузки на подшипники, к неравномерному распределению нагрузки по ширине зубчатого венца колес и к снижению несущей способности передачи.

Нецилиндричность посадочных мест под зубчатые колеса, шкивы, звездочки, полумуфты вызывает неравномерность натягов, вследствие чего снижается прочность соединения вала со ступицей и точность их центрирования.

Нецилиндричность и радиальное биение посадочного места вала под контактные уплотнения вызывает их повышенный местный износ.

Радиальное биение рассматриваемых поверхностей вала относительно его оси вращения приводит к повышению динамичности нагрузок, вследствие чего механизмы могут быстро выйти из строя.

Перекос и смещение шпоночных пазов или шлиц затрудняют сборку этих соединений.

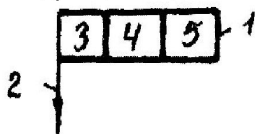
Выбор числовых значений предельных отклонений формы и расположения указанных поверхностей вала приведен в прил. 2 данной работы.

Предельные отклонения формы и расположения поверхностей детали указывают на рабочих чертежах (когда это необходимо), в

соответствии с ГОСТ 2.308 – 79, одним из двух способов: условными обозначениями или текс-том в технических требованиях.

Предпочтительно применение условных обозначений. Указание допусков текстом в технических требованиях используют в тех случаях, когда это требование нельзя указать условными обозначениями.

Структура этого условного обозначения должна иметь следующий вид:



Здесь 1 – рамка;

2 – соединительная линия;

3 – условный знак допуска (табл. П9.1);

4 – числовая величина допуска, мм, (прил. 2);

5 – буквенное обозначение базы (или баз).

Рамку условного обозначения вычерчивают сплошными тонкими линиями одинаковой толщины с цифрами. Размеры рамки должны обеспечивать возможность четкого вписывания всех данных. Высота цифр и букв, вписываемых в рамку, должна быть равна размеру шрифта размерных чисел чертежа (обычно 3-у или 5-у).

Линия, соединяющая рамку условного обозначения с поверхностью вала, к которой она относится, может быть прямой или ломаной. Конец этой линии, заканчивающийся стрелкой, должен быть направлен по линии измерения отклонения (обычно по нормали к рассматриваемой поверхности).

Числовая величина допуска проставляется в мм. Перед числовым значением допусков расположения (несоосности, несимметричности и др.) цилиндрических поверхностей изображают символ $\varnothing$ (п.3 табл. П9.2), если этот до-пуск задан в диаметральном выражении, и символ R – при его радиальном выражении. Предпочтительно допуски расположения указывать в диаметральном выражении. Перед числовым значением допуска несимметричности призматических поверхностей ставят символ T (п.4 табл. П9.2).

За базу, относительно которой указывают допуски расположения поверхности, у валов обычно принимают либо их продольную ось, либо поверхности, предназначенные под подшипники. Базы помечают равносторонними зачерченными треугольниками и соединяют соединительной линией с рамкой условного обозначения (п.1 табл. П9.2). Если символ базы

(зачерненный треугольник) нельзя простым и наглядным способом соединить с рамкой условного изображения, то базу обозначают прописной буквой кириллицы, заключенной в квадратную рамку, соединенную с символом базы коротким отрезком прямой линии (п.5 табл. П9.2), и эту же букву вписывают в третье поле рамки условного обозначения допуска. Если базой является продольная ось вала, то символ базы располагают в конце размерной линии диаметра соответствующей ступени вала (п.4 табл. П9.2). Если базой является поверхность, то символ базы располагают на некотором расстоянии от размерной линии (п.2 табл. П9.2).

Если два или более элементов имеют общую ось, то каждый элемент обозначают самостоятельно и обе (все) буквы вписывают в третье поле рамки условного изображения (п.2 табл. П9.2). Если в выделении базы нет необходимости, то третье поле у рамки условного изображения исключают (п.6 табл. П9.2).

При необходимости задания для одного элемента вала двух разных видов допусков, рамки этих допусков можно объединять и располагать их так, как показано в п.4 табл. П9.2.

Рекомендуется рамки условного изображения допусков формы и расположения поверхностей размещать на рабочем чертеже детали над ее изображением. При этом следует учитывать, что если допуск относится к поверхности, то соединительная линия не может быть продолжением размерной линии (п.1 табл. П9.2). Если же допуск относится к оси, то соединительная линия должна быть продолжением размерной (п.3 табл. П9.2).

Таблица П9.1

Классификация допусков формы и расположения поверхностей и знаки их условных изображений на чертежах

Группа допусков	Вид допуска	Условный знак
Допуски формы	Допуск нецилиндричности	
	Допуск некрутости	
Допуски расположения	Допуск непараллельности	
	Допуск несоосности	
	Допуск несимметричности	
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения	
	Допуск торцового биения	

Таблица П9.2

Примеры указания на чертежах отклонений формы и расположения поверхностей

№	Пример условного изображения	Пояснения
1		Допуск торцового биения указанной стрелкой поверхности составляет 0,02 мм относительно базовой (цилиндрической) поверхности, отмеченной знаком
2		Допуск радиального биения указанной поверхности составляет ... мм относительно базовых (цилиндрических) поверхностей А и Б.
3		Допуск несоосности осей цилиндров в диаметрально выраженном выражении составляет ... мм
4		1) Допуск непараллельности продольных осей паза и базовой поверхности А составляет ... мм. 2) Допуск несовпадения оси симметрии призматической поверхности (паза) с осью симметрии базовой поверхности А составляет ... мм
5		Допуск торцового биения указанной поверхности относительно базовой оси А составляет ... мм
6		Допуск нецилиндричности указанной поверхности составляет ... мм
7		Допуски радиальных и торцовых биений указанных поверхностей относительно общей оси базовых поверхностей А и Б одинаковы и составляют ... мм

НАНЕСЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ

В соответствии с ГОСТ 2789 – 73, основными параметрами для оценки шероховатости поверхностей являются: R_z – средняя высота микронеровностей профиля по 10 его точкам и R_a – среднее арифметическое отклонение от средней линии профиля абсолютных значений высот его микронеровностей на базовой длине l .

Параметр шероховатости R_a является предпочтительным в применении. Параметр R_z используют только для оценки шероховатости или грубых, или весьма чистых поверхностей, т.к. для таких поверхностей он определяется значительно легче, чем параметр R_a .

Выбор численных значений параметров шероховатости производят исходя из функционального назначения поверхности (прил. 2).

Обозначение шероховатости поверхностей на рабочих чертежах деталей осуществляют в соответствии с ГОСТ 3.309 – 73, согласно которому структура условного обозначения шероховатости в общем случае имеет вид, показанный на рис. 9.2.

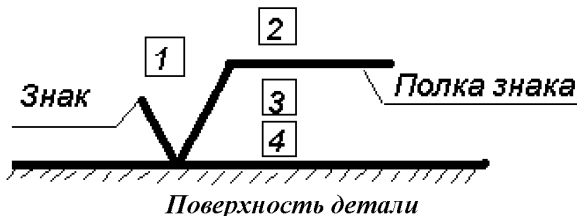


Рис. 9.2. Структура условного обозначения на чертеже шероховатости поверхности

Цифрами на рис. 9.2 обозначены:

1 – численное значение параметра шероховатости по ГОСТ 2789 – 73;

2 – вид обработки и другие указания (рис. 9.3, б);

3 – базовая длина l , мм, по ГОСТ 2789 – 73;

4 – условное обозначение направления микронеровностей (ГОСТ 2.309 – 73).

При обозначении на чертеже шероховатости поверхности применяют один из четырех знаков, изображенных на рис. 9.3.

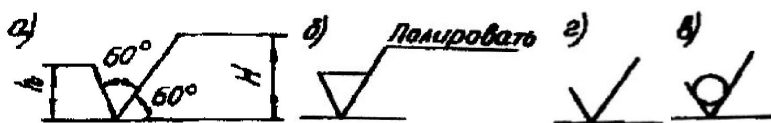


Рис. 9.3. Виды знаков условного обозначения шероховатости поверхности на чертеже детали

Когда вид обработки поверхности, необходимый для получения заданной ее шероховатости, конструктор не устанавливает (предпочтительный случай), то применяют знак, показанный на рис. 9.3, а или 9.3, в. Если же конструктор задает вид обработки, связанный с удалением с поверхности детали слоя материала, то используют знак, показанный на рис. 9.3, б, с указанием этой обработки. Когда поверхность должна быть образована без удаления слоя материала (прокатом, штамповкой и т.д.), или когда поверхность по данному чертежу не обрабатывают, то в этих случаях применяют знак, показанный на рис. 9.3, г. При наличии в условном обозначении шероховатости только численного значения параметра R_a или R_z (когда нет необходимости указывать значения базовой длины и направления микронеровностей) используют знак без полки (рис. 9.3, в).

Размеры знаков необходимо строго выдерживать. Высота знака h (рис. 9.3, а) должна быть приблизительно равной высоте размерных чисел (3 или 5 мм), а его высота $H \approx (1,5 \dots 3,0) h$ в зависимости от объема записи в п.3 и 4 структуры условного обозначения шероховатости. Толщину линии знаков необходимо принимать равной половине толщины основных линий чертежа.

Численное значение, мкм, шероховатости указывают следующим образом: для параметра R_a – без символа (например, 0,5); для параметра R_z – после символа (например, $R_z 20$), причем параметры шероховатости задают их наибольшим предельным значением.

Так как обычно определение параметров R_a или R_z при контроле деталей производят в пределах базовой длины l , соответствующей ГОСТ 2789 – 73, то в условном изображении шероховатости базовую длину не указывают.

Для валов условное обозначение направления микронеровностей обычно показывают только для поверхностей, на которых располагаются контактные уплотнения (рис. 9.6).

Таким образом, для валов основное применение получил знак,

указанный на рис. 9.3, г.

Обозначение шероховатости поверхностей на изображении детали располагают на линиях контура изображения, на выносных линиях в непосредственной близости от размерной линии (рис. 9.4, а) или на полках-выносах (рис. 9.4, б), а при недостатке места – на размерной линии или ее продолжении (рис. 9.4, в).

Если шероховатость участков одной и той же поверхности различна, то ее разделяют тонкой линией и на каждом участке этой поверхности показывают свое обозначение шероховатости (рис. 9.4, г).

При изображении участка детали с разрывом обозначение шероховатости наносят только на одной части этого изображения, вблизи размерной линии (рис. 9.4, а).

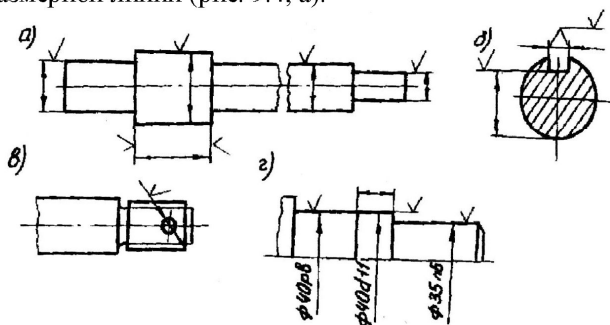


Рис. 9.4. Примеры расположения знаков шероховатости

Знаки шероховатости следует ставить на верхних участках изображения детали, где они лучше читаются.

При наличии многих поверхностей с одинаковой шероховатостью, для того чтобы не загромождать чертеж большим количеством знаков, знак этой преобладающей шероховатости ставят не на изображение детали, а в правом верхнем углу формата чертежа (рис. 9.5, а).

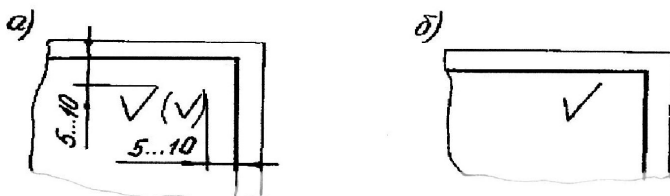


Рис. 9.5. Обозначение преобладающей шероховатости

Знак в скобках показывает, что кроме указанной перед ним

шероховатости, имеются поверхности с другой, обозначенной на них шероховатостью. Этот знак имеет такие же размеры, как и на изображении детали. Толщина линий и размеры знака перед скобкой должны быть 1,5 раза больше.

Если все поверхности детали должны иметь одинаковую шероховатость, то знак в скобках не ставят (рис. 9.5, б).

НАНЕСЕНИЕ ОБОЗНАЧЕНИЙ ТЕРМООБРАБОТКИ

Если вал подвергают только одному виду термообработки, то согласно ГОСТ 2.310 – 68, в технических требованиях делают соответствующую запись типа:

«232...262 HB»;

«45...50 HRC»;

«Цементировать h 0,5...0,8; 56...61 HRC; сердцевина 269...302 HB»;

«ТВЧ h 1,5...2,0; 45...50 HRC; сердцевина 194...263 HB».

Если вал имеет участки с различным видом термообработок, то в технических требованиях в этом случае делают запись типа: «194...162 HB, кроме места (мест), обозначенного (ых) особо», а на изображении вала эти места отмечают утолщенной штрихпунктирной линией, отстоящей от контура изображения вала на расстоянии 0,8...1 мм, и с указанием необходимых параметров, характеризующих эти поверхности (рис. 9.6).

УКАЗАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ТРЕБОВАНИЙ

Технические требования указывают на чертеже детали в соответствии с ГОСТ 2.316 – 68. Их помещают на свободном поле чертежа над его основной надписью в виде текстовой части. В случае недостатка места их продолжают слева от основной надписи чертежа.

Текст требований записывают сверху вниз 3-м или 5-м размером шрифта. Заголовок «Технические требования» не пишут.

Пункты технических требований должны иметь сквозную нумерацию. Каждый пункт записывают с новой строки, причем строки должны быть длинной не более 185 мм.

Технические требования излагают в следующем порядке:

- требования к материалу заготовок, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (твердость, пределы текучести σ_T и прочности σ_B); указание (если нужно) материалов-заменителей;

- размеры (штамповочные уклоны; неуказанные радиусы; размеры, обеспеченные режущим инструментом; размеры для справок); предельные отклонения размеров; предельные отклонения формы и расположения поверхности и дисбаланс (при необходимости);
- требования к качеству покрытий, отделки поверхностей (если необходимо);
- указания о маркировании и клеймении (при необходимости);
- ссылка на другие документы, содержащие технические требования, распространяющиеся на данное изделие, но не приведенные на чертеже.

Пример записи технических требований для вала приведен на рис.9.6.

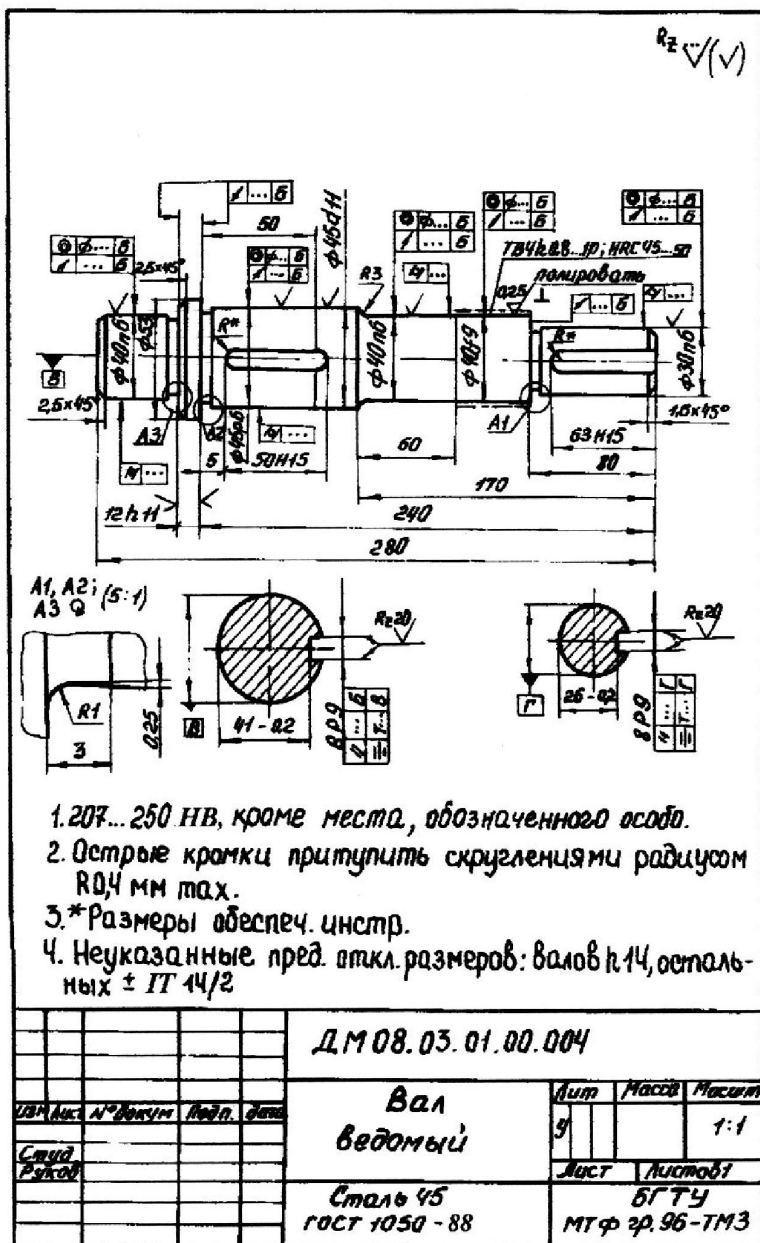


Рис. 9.6. Пример выполнения рабочего чертежа вала редуктора

РАСЧЕТ ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ (ВЫНОСЛИВОСТЬ)

Расчет валов на усталостную прочность (выносливость) производят в форме проверочного расчета и осуществляют после разработки рабочих чертежей рассчитываемых валов.

Расчетная схема вала при его проверке на выносливость аналогична расчетной схеме проектировочного расчета валов на статическую прочность (прил. 6 данной работы), только значения длин характерных участков валов (размеры l , a , f на рис. 6.4) принимают по уже разработанному сборочному чертежу узла, к которому принадлежит проверяемый вал, и помимо эпюр изгибающих и крутящего моментов (рис. 6.1), при наличии внешних осевых нагрузок, строятся еще и эпюра продольных сил N .

Целью проверочного расчета валов на выносливость является определение коэффициентов запаса выносливости S_R во всех предположительно опасных сечениях вала.

Обычно предположительно опасными являются: поперечное сечение вала, расположенное под зубчатыми или червячными колесами; выходным подшипником; в конце посадочного участка выходного конца вала (сечения I-I; II-II; III-III на рис. 6.1).

Проверку валов на усталостную прочность (выносливость) ведут по условию

$$S_R \geq [S_R],$$

где S_R – расчетное значение коэффициента запаса выносливости вала в его рассматриваемом предположительно опасном сечении;

$[S_R]$ – необходимое значение коэффициента запаса выносливости.

Необходимое значение коэффициента запаса выносливости вала $[S_R]$ для длинных ($\frac{l}{d_n} > 3$, где l – длина пролета вала; d_n –

диаметр посадочных мест вала под подшипники) валов принимают равным: $[S_R] = 1,3 \dots 1,5$ – для обеспечения достаточной выносливости и $[S_R] = 2,5 \dots 4,0$ – чтобы обеспечить помимо выносливости еще и достаточную жесткость вала [2, с. 288].

Для коротких ($\frac{l}{d} \leq 3$) валов, с целью компенсации

погрешностей расчета, вносимых в этом случае принятой для валов расчетной схемой (балкой), указанные значения $[S_R]$ увеличивают на 25...30 %.

Расчетное значение коэффициента выносливости S_R определяется из известной зависимости

$$\frac{1}{S_R^2} = \frac{1}{S_\sigma^2} + \frac{1}{S_\tau^2}$$

по следующей формуле:

$$S_R = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}},$$

где S_σ ; S_τ – коэффициенты запаса выносливости по нормальным и касательным напряжениям.

Коэффициент запаса выносливости S_σ по нормальным напряжениям σ рассчитывают по следующей зависимости:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \frac{\sigma_{a \text{ ном}}}{K_{L \sigma}} + \Psi_\sigma \sigma_{m \text{ ном}}}.$$

Коэффициент запаса выносливости S_τ по касательным напряжениям τ вычисляют по формуле

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \frac{\tau_{a \text{ ном}}}{K_{L \tau}} + \Psi_\tau \tau_{m \text{ ном}}}.$$

Пределы выносливости материала вала σ_{-1} и τ_{-1} (при симметричных циклах изменения во времени, соответственно, нормальных σ и касательных τ напряжений) назначают по справочным данным, полученным по результатам испытаний бесступенчатых (гладких) полированных стандартных образцов, диаметром $d_{06} = 7,5$ мм, изготовленных из заготовок металла данной марки.

При отсутствии экспериментальных данных значения пределов выносливости σ_{-1} и τ_{-1} следует вычислять по корреляционным зависимостям, рекомендованным [5]:

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001 \sigma_b) \sigma_b;$$

$$\tau_{-1} = (0,5 \dots 0,6) \sigma_{-1},$$

где σ_b – предел прочности на растяжение материала вала, МПа.

Суммарные коэффициенты концентрации нормальных $K_{\sigma D}$ и

касательных $K_{\tau D}$ напряжений, возникающей в рассматриваемом сечении вала, определяют по следующим зависимостям:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_V};$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_V}.$$

Эффективные коэффициенты концентрации нормальных K_{σ} и касательных K_{τ} напряжений для сечений с геометрическими источниками концентраций этих напряжений (галтели, канавки, проточки, шпоночные пазы и т.д.) определяют по таблицам ГОСТ 25.504 – 82 (табл. П10.1 – П10.3) в зависимости от вида концентратора, его размеров и предела прочности σ_B материала вала.

Таблица П10.1

Эффективные коэффициенты концентрации нормальных K_{σ} и касательных K_{τ} напряжений в ступенчатом переходе с галтелью

Размеры концентратора		Значения эффективных коэффициентов концентрации							
		Нормальных напряжений				Касательных напряжений			
t / r	r / d	K_{σ} при σ_B , МПа				K_{τ} при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,50	1,30	1,30	1,30	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,60	1,35	1,35	1,40	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,80	1,90	1,40	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,60	1,7	1,80	1,95	1,45	1,45	1,50	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,85	1,40	1,40	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,70	1,40	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,80	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,70
	0,03	1,80	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,70
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,20	1,55	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,90	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,60	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,90
5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,50	2,2	2,30	2,40	2,6
	0,02	2,15	2,30	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

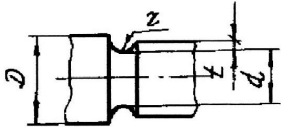
Таблица П10.2

Эффективные коэффициенты концентрации нормальных K_σ и касательных K_τ напряжений для шлицевых, шпоночных и резьбовых участков вала

σ_b , МПа	K_σ для шлицев всех видов	K_τ для прямоблочных шлицев	K_τ для эвольвентных шлицев	K_σ для шпоночных пазов	K_τ для шпоночных пазов	K_σ для резьбы
500	1,45	2,25	1,43	1,60	1,4	1,8
600	1,55	2,36	1,46	1,75	1,5	1,95
700	1,60	2,45	1,49	1,90	1,7	2,2
800	1,65	2,55	1,52	2,05	1,9	2,3
900	1,70	2,65	1,55	2,20	2,0	2,45
1000	1,72	2,70	1,58	2,30	2,2	2,6

Таблица П10.3

Эффективные коэффициенты концентрации нормальных K_σ и касательных K_τ напряжений для валов с выточкой

									
Напряженное состояние	σ_b , МПа	При отношении r/d							
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,05
Изгиб (K_σ)	500	При отношении $t/r = 0,5$				При отношении $t/r = 1,0$			
		1,95	1,85	1,75	1,65	2,15	2,05	1,95	1,85
		700	2,0	1,95	1,85	1,75	2,25	2,15	2,10
		900	2,15	2,05	1,95	1,90	2,40	2,30	2,20
		1200	2,30	2,20	2,10	2,05	2,60	2,50	2,35
	500	При отношении $t/r = 2,0$				При отношении $t/r = 0,5$			
		2,35	2,25	2,15	—	2,45	2,35	—	—
		700	2,50	2,40	2,30	—	2,65	2,50	—
		900	2,65	2,50	2,40	—	2,80	2,65	—
		1200	2,85	2,70	2,60	—	3,05	2,85	—
Кручение (K_τ)	500	1,7	1,60	1,50	1,4				
	700	1,9	1,75	1,65	1,5				
	900	2,1	1,95	1,80	1,65				
	1200	2,4	2,20	2,05	1,8				

Коэффициенты влияния на выносливость абсолютных размеров рассматриваемого сечения вала $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ определяют по зависимостям (22) и (23) [5], имеющим вид:

$$K_{d\sigma} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu_{\sigma}} \right];$$

$$K_{d\tau} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu_{\tau}} \right],$$

где d – наружный диаметр вала в рассматриваемом сечении, мм;

ν_{σ} , ν_{τ} – параметры уравнения подобия усталостного разрушения.

Параметры уравнения подобия усталостного разрушения ν_{σ} и ν_{τ} определяют или экспериментально, по методике, изложенной в МР 206 – 86, или по корреляционным формулам (24) и (25) [5], имеющим вид:

$$\nu_{\sigma} = 0,19 - 0,000125 \sigma_B;$$

$$\nu_{\tau} = 1,5 \nu_{\sigma},$$

где σ_B – предел прочности материала вала при растяжении, МПа.

Так как степень влияния напрессовки деталей на выносливость вала существенно зависит от величины посадочного диаметра, то влияние напрессовки и абсолютных размеров сечения нельзя (как в предыдущем случае) учитывать независимыми друг от друга коэффициентами.

В связи с этим, влияние напрессовки и абсолютных размеров сечения на выносливость вала учитывается не отдельными коэффициентами, а сразу их отношениями ($K_{\sigma}/K_{d\sigma}$) и ($K_{\tau}/K_{d\tau}$), определяемыми по корреляционным зависимостям (17) – (21) [5], имеющим вид:

$$\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \right) = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \right)_0 \xi^I \xi^{II};$$

$$\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} \right) = 0,6 \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \right),$$

$$\text{где } \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \right)_0 = 0,38 + 1,48 \lg d \text{ при диаметре сечения } d < 150 \text{ мм,}$$

$$\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \right)_0 = 3,6 \text{ при } d \geq 150 \text{ мм};$$

$$\xi' = 0,305 + 0,00139 \sigma_{\text{в}} ;$$

$$\xi'' = 0,65 + 0,014 p \text{ при } p \leq 25 \text{ МПа},$$

$$\xi'' = 1,0 \text{ при } p > 25 \text{ МПа}.$$

Здесь $\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности при растяжении материала вала, МПа;

p – давление на вал ступицы напрессованной на него детали,

МПа, возникающее при максимальном натяге $N_{\text{max}}^{\text{таб}}$ принятой прессовой посадки этой детали на вал; определяется по формуле (7.2), приведенной в прил. 7 данной работы, при следующей величине расчетного натяга:

$$N_{\text{расч}} = N_{\text{max}}^{\text{таб}} - U.$$

Максимальный табличный натяг принятой посадки составляет

$$N_{\text{max}}^{\text{таб}} = es - EI,$$

где es – верхнее предельное отклонение вала, мкм;

EI – нижнее предельное отклонение отверстия в ступице, мкм.

Предельные отклонения посадочных диаметров вала и отверстий ступицы назначают по таблицам ГОСТ 25347 – 82.

При действии в одном сечении нескольких источников концентрации напряжений (например, прессовой посадки и шпоночного паза) в расчет принимают максимальные из всех полученных (для рассматриваемого сечения) значений отношений $(K_{\sigma} / K_{d\sigma})$ и $(K_{\tau} / K_{d\tau})$.

Коэффициенты $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$, учитывающие влияние на выносливость шероховатости поверхности концентратора напряжений, определяют по корреляционным зависимостям (15) и (16) [5], имеющим вид:

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 [\lg(\sigma_{\text{в}}/20 - 1)] \lg R_Z \text{ при } R_Z > 1 \text{ мкм};$$

$$K_{F\sigma} = 1 \text{ при } R_Z \leq 1 \text{ мкм};$$

$$K_{F\tau} = 0,575 K_{F\sigma} + 0,425,$$

где $\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности при растяжении материала вала, МПа;

R_Z – высотный параметр шероховатости поверхности

концентратора, мкм.

Имеются следующие соотношения между высотными параметрами шероховатости поверхности:

$$R_a \approx 0,25 R_z \quad \text{при } R_z \geq 8 \text{ мкм},$$

$$R_a \approx 0,20 R_z \quad \text{при } R_z < 8 \text{ мкм}.$$

Коэффициент K_v , учитывающий влияние на выносливость вала технологических методов упрочнения его поверхности, назначают по справочным данным (табл. П10.4) в зависимости от методов этого упрочнения (закалка ТВЧ, цементация, обкатка роликами и т.п.).

Таблица П10.4

Коэффициент K_v влияния технологического упрочнения [4, с.328]

Вид упрочнения	Образец	
	Без концентрации напряжений	С концентрацией напряжений
Закалка ТВЧ углеродистых и легированных сталей	1,2...1,5	1,5...2,5
Цементация при толщине слоя 0,2...0,6 мм	1,1...1,5	1,2...2,0
Обкатка роликами углеродистых и легированных сталей	1,1...1,25	1,3...1,8

Амплитуды σ_a циклов изменения во времени нормальных напряжений, возникающих в поперечных сечениях вала, независимо от вида этих циклов определяют по формуле

$$\sigma_a = \sigma_{из. max},$$

где $\sigma_{из. max}$ – максимальные напряжения изгиба в рассматриваемом поперечном сечении вала.

Следовательно, амплитудные значения нормальных напряжений при номинальном нагружении валов $\sigma_{a ном}$, МПа, составят

$$\sigma_{a ном} = \frac{10^3 K_A M_{из. ном}}{W_{из. нетто}},$$

где K_A – коэффициент динамичности приложения внешней нагрузки (приложение 4 ГОСТ 21354 – 87);

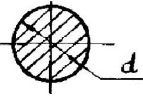
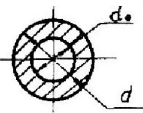
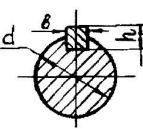
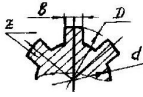
$M_{из. ном}$ – суммарный изгибающий момент, возникающий в рассматриваемом поперечном сечении вала при номинальном нагружении, Н·м (определение $M_{из. ном}$ см. прил. 6 данной работы);

$W_{из. нетто}$ – момент сопротивления изгибу рассматриваемого

поперечного сечения вала, найденный с учетом наличия в этом сечении шпоночных пазов, отверстий и т.п. (табл. П10.5).

Таблица П10.5

Геометрические характеристики некоторых видов поперечных сечений валов

Эскиз сечения	Моменты сопротивлений, мм ³		Площадь сечения А _{нетто} , мм ²
	Изгибу, W _{из. нетто}	Кручению W _{кр. нетто}	
	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$	$\frac{\pi d^2}{4}$
	$\frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^4 \right]$	$\frac{\pi d^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^4 \right]$	$\frac{\pi d^2}{4} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^2 \right]$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{b h (2d - h)^2}{16 d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{b h (2d - h)^2}{16 d}$	$\frac{\pi d^2}{4} - \frac{b h}{2}$
	$\frac{\pi D^3 - b z (D - d) (D + d)^2}{32 D}$	$\frac{\pi D^4 - b z (D - d) (D + d)^2}{16 D}$	$\frac{\pi d^2}{4} - 0,5 z b (D - d)$

При расчетах валов влиянием касательных напряжений изгиба пренебрегают, ввиду его незначительности. В связи с этим, принимают, что величина амплитуды τ_a цикла изменения во времени касательных напряжений, возникающих в поперечных сечениях вала, зависит только от характера цикла изменений во времени касательных

напряжений кручения $\tau_{кр}$, возникающих в вале.

В нереверсируемых валах касательные напряжения кручения $\tau_{кр}$ меняются по пульсирующему (отнулевому) циклу.

В этом случае значения амплитуды $\tau_{a ном}$ цикла изменения во времени касательных напряжений при номинальном нагружении вала составят

$$\tau_{a ном} = 0,5 \tau_{кр. max}^{ном} = \frac{0,5 \cdot 10^3 K_A T_{ном}}{W_{кр. нетто}},$$

где $\tau_{кр. max}^{ном}$ — максимальное значение касательных напряжений кручения, возникающих в поперечных сечениях вала при его номинальном нагружении, МПа;

K_A — коэффициент динамичности приложения внешней нагрузки (прил. 4 ГОСТ 21354 – 87);

$T_{ном}$ — номинальный крутящий момент, действующий в рассматриваемом предположительно опасном сечении вала, Н·м ;

$W_{кр. нетто}$ — момент сопротивления кручению рассматриваемого поперечного сечения, найденный с учетом наличия в этом сечении шпоночных пазов, шлицев, отверстий и т.п., мм³ (табл. П10.5).

В реверсируемых валах касательные напряжения кручения $\tau_{кр}$ меняются по симметричному циклу, если крутящие моменты при прямом и обратном вращении вала – одинаковые по величине. В этом случае будем иметь

$$\tau_{a ном} = \tau_{кр. max}^{ном} = \frac{10^3 K_A T_{ном}}{W_{кр. нетто}}.$$

Если крутящие моменты, возникающие в поперечных сечениях вала при его прямом и обратном вращении, разные по величине, то в этом случае касательные напряжения кручения меняются по асимметричному циклу. В связи с этим, амплитудные значения $\tau_{a ном}$, МПа, цикла изменения касательных напряжений при таком нагружении вала составят

$$\tau_{a ном} = \frac{10^3 (K_A T - K'_A T')}{2 W_{кр. нетто}},$$

где K_A , K'_A — коэффициенты динамичности приложения внешней нагрузки при прямом и обратном вращении вала (прил. 4 ГОСТ 21354 – 87);

T , T' — крутящие моменты, возникающие в

рассматриваемом предположительно опасном сечении вала при действии максимальных из длительно действующих вращающих моментов при прямом и обратном вращении вала, Н·м;

$W_{кр. нетто}$ – момент сопротивления кручению рассматриваемого сечения вала, мм³ (табл. П10.5).

При отсутствии данных о характере нагружения вала (реверсивное или не-реверсивное, одинаковое или нет при прямом и обратном вращении вала, отсутствуют графики нагрузки) в запас надежности принимают, что касательные напряжения кручения $\tau_{кр}$ меняются по симметричному циклу (как наиболее опасному из всех циклов), вследствие чего в этом случае имеем

$$\tau_{a ном} = \frac{10^{-3} K_A T_{ном}}{W_{кр. нетто}} .$$

Средние значения напряжений $\sigma_{т ном}$, МПа, цикла изменения во времени нормальных напряжений, возникающих в поперечных сечениях вала при его номинальном нагружении, определяют по зависимости

$$\sigma_{т ном} = \pm \frac{K_A N}{A_{нетто}} ,$$

где знак «–» принимают при сжатии вала;

K_A – коэффициент динамичности приложения внешней нагрузки (прил. 4 ГОСТ 21354 – 87);

N – продольная сила, возникающая в рассматриваемом поперечном сечении вала при номинальном нагружении, Н (определяют по эпюре продольных сил);

$A_{нетто}$ – площадь рассматриваемого поперечного сечения вала, найденная с учетом наличия в нем отверстий, шпоночных пазов и т. п., мм² (табл. П10.5).

При отсутствии внешних осевых нагрузок имеем $\sigma_{т ном} = 0$.

Номинальное среднее напряжение цикла $\tau_{т ном}$, МПа, изменения во времени касательных напряжений, возникающих в нереверсируемых валах, равняется амплитудным касательным напряжениям

$\tau_{a ном}$, Т. е.

$$\tau_{т ном} = \tau_{a ном} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} K_A T_{ном}}{W_{кр. нетто}} ,$$

Для реверсируемых валов, одинаково нагруженных при

прямом и обрат-ном вращении, номинальные средние касательные напряжения $\tau_{m \text{ ном}} = 0$.

При различном нагружении вала в его прямом и обратном вращении номинальные средние касательные напряжения составят

$$\tau_{m \text{ ном}} = \frac{10^3 (K_A T + K_A' T')}{2W_{\text{кр. нетто}}}.$$

При отсутствии данных о характере нагружения вала в запас надежности принимают $\tau_{m \text{ ном}} = 0$.

Коэффициенты $K_{L\tau}$ и $K_{L\sigma}$, учитывающие переменность во времени внешней нагрузки, действующей на вал, и ограниченность его срока службы, определяют из следующих условий:

$$1,7 \geq K_{L\sigma} = m_\sigma \sqrt{\frac{N_{G\sigma}}{N_{E\sigma}}} \geq 1; \quad 1,7 \geq K_{L\tau} = m_\tau \sqrt{\frac{N_{G\tau}}{N_{E\tau}}} \geq 1.$$

Показатели степени уравнений кривой выносливости (кривой Веллера) при симметричных циклах изгиба m_σ и кручения m_τ вычисляют по корреляционным зависимостям (27) и (28) [5], имеющим вид:

$$m_\sigma = \frac{C}{K_{\sigma D}}; \quad m_\tau = \frac{C}{K_{\tau D}},$$

где $C = 5 + \sigma_6 / 80$;

σ_6 – предел прочности на растяжение материала вала, МПа;

$K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – суммарные коэффициенты концентраций нормальных и касательных напряжений, возникающих в рассматриваемом сечении вала (их определение см. с. 86 – 90).

Базовые числа циклов изменения нормальных $N_{G\sigma}$ и касательных $N_{G\tau}$ напряжений, в соответствии с рекомендациями [5], принимают равными

$$N_{G\sigma} = N_{G\tau} = 2 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Эквивалентные числа циклов изменений нормальных $N_{E\sigma}$ и касательных $N_{E\tau}$ напряжений для нереверсируемых валов определяют по зависимостям

$$N_{E\sigma} = 60 n t_p \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\text{ном}}} \right)^{m_\sigma} \frac{t_i}{t_p} \frac{n_i}{n};$$

$$N_{E\tau} = t_p K_{\text{вк}} \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\text{ном}}} \right)^{m_\tau} \frac{t_i}{t_p},$$

где n ; n_i – частоты вращения вала под номинальной и i -й нагрузкой, мин^{-1} ;

t_p – расчетный срок службы вала, ч, принимаемый для неремонтируемых передач равным общему сроку службы передачи, а для ремонтируемых – их межремонтному сроку службы;

T_i ; t_i – параметры (крутящий момент и время его действия за весь расчетный срок службы вала t_p) i -го блока (режима) нагрузки вала;

$T_{\text{ном}}$ – номинальный крутящий момент;

k – число блоков (режимов) нагружений вала;

$K_{\text{вк}}$ – количество включений в час вала в работу.

Для реверсируемых валов эквивалентные числа циклов составят

$$N_{E_\sigma} = 60 n t_p \left[\sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\text{ном}}} \right)^{m_\sigma} \frac{t_i}{t_p} \frac{n_i}{n} + \sum_{j=1}^{n_{\text{бл}}} \left(\frac{T_j}{T_{\text{ном}}} \right)^{m_\sigma} \frac{t_j}{t_p} \frac{n_j}{n} \right] ;$$

$$N_{E_\tau} = t_p \left[K_{\text{вк}} \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\text{ном}}} \right)^{m_\tau} \frac{t_i}{t_p} + K'_{\text{вк}} \sum_{j=1}^{n_{\text{бл}}} \left(\frac{T_j}{T_{\text{ном}}} \right)^{m_\tau} \frac{t_j}{t_p} \right] .$$

В этих зависимостях дополнительно к предыдущему:

k ; $n_{\text{бл}}$ – число блоков нагружения вала при его прямом и обратном вращении;

T_i ; t_i и T_j ; t_j – параметры i -го блока нагружения при прямом вращении вала и j -го блока при его обратном вращении;

$K_{\text{вк}}$; $K'_{\text{вк}}$ – количество включений в час вала в работу при его прямом и обратном вращении.

При отсутствии данных о количестве включений $K_{\text{вк}}$ или $K'_{\text{вк}}$ в запас надежности принимают $K_{L_\tau} = 1,0$.

Если в приводе используют асинхронные электродвигатели, то в таком случае принимают $\frac{n_i}{n} = \frac{n_j}{n} = 1$.

Это обусловлено тем, что такие электродвигатели практически не меняют частоту вращения ротора при изменении нагрузки.

Коэффициенты Ψ_τ и Ψ_σ , учитывающие влияние на выносливость вала асимметрии циклов изменения во времени нормальных и касательных напряжений, определяют по корреляционным зависимостям (29); (30) [5], имеющим вид:

$$\Psi_\sigma = \frac{\Psi'_\sigma}{K_{\sigma D}} ; \quad \Psi_\tau = \frac{\Psi'_\tau}{K_{\tau D}} ,$$

где Ψ_{σ}' , Ψ_{τ}' – коэффициенты влияния асимметрии циклов изменения нормальных и касательных напряжений на выносливость лабораторных стандартных образцов, вычисляемые по формулам:

$$\psi'_{\sigma}=0,02+2\cdot 10^{-4}\sigma_{\sigma};$$

$$\psi'_{\tau}=0,5\psi'_{\sigma}.$$

Здесь σ_{σ} – предел прочности на растяжение материала вала, МПа;

$K_{\sigma D}$; $K_{\tau D}$ – суммарные коэффициенты концентраций напряжений, возникающих в рассматриваемом сечении вала (их определение см. с. 86 – 90).

РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ОТСУТСТВИЕ ИХ ОБЩИХ ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ИЛИ ХРУПКОГО РАЗРУШЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПИКОВЫХ НАГРУЗОК

Как известно, нормальные σ_i и касательные τ_i напряжения, возникающие в поперечных сечениях передаточных валов, пропорциональны передаваемому валом крутящему моменту T_i . В связи с этим, условием отсутствия рассматриваемых повреждений валов служит выполнение следующего неравенства:

$$\sigma_{E \text{ пик}} = \frac{T_{\text{пик}} K_{AS}}{T_{\text{ном}} K_A} \sigma_{E \text{ ном}} \leq [\sigma],$$

где $\sigma_{E \text{ пик}}$; $\sigma_{E \text{ ном}}$ – эквивалентные напряжения, возникающие в предположительно опасных поперечных сечениях вала при действии пиковой и номинальной нагрузки;

K_{AS} ; K_A – коэффициенты динамичности приложения пиковой и номинальной нагрузки;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение, гарантирующее отсутствие общих остаточных деформаций вала или его хрупкого разрушения.

Обычно под пиковым крутящим моментом понимают момент, возникающий в рассматриваемом поперечном сечении вала при действии максимального пускового момента $T_{\text{пуск}}^{\text{max}}$. Это обусловлено тем, что от других случайных перегрузок механизмы при необходимости должны быть надежно защищены специальными предохранительными устройствами (например, муфтами предельного момента и т.п.). Для электродвигателей отношение $T_{\text{пуск}}^{\text{max}}/T_{\text{ном}}$ вообще является их паспортной характеристикой, приводимой в каталогах.

В связи с вышеизложенным, под K_{AS} и K_A понимают коэффициенты динамичности приложения внешней нагрузки при пуске (торможении) передаточного механизма и его установившемся движении. В этом случае рассматриваемые коэффициенты назначают по табл. 24; 21 – 23 ГОСТ 21354 – 87 в зависимости от видов нагружения двигателя и ведомой машины.

Эквивалентные номинальные напряжения $\sigma_{E \text{ ном}}$ находят в соответствии с известной гипотезой Мора, согласно которой они определяются по следующей зависимости:

$$\sigma_{\text{Еном}} = \frac{1-\nu}{2} \sigma + \frac{1+\nu}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} ,$$

где σ ; τ – нормальные и касательные напряжения, возникающие в предположительно опасных сечениях вала при номинальном нагружении, найденные без учета динамичности приложения внешней нагрузки;

коэффициент $\nu = \sigma_{\text{в(р)}} / \sigma_{\text{в(сж)}} .$

Здесь $\sigma_{\text{в(р)}} ; \sigma_{\text{в(сж)}}$ – пределы прочности материала при растяжении и сжатии, МПа.

Для нормализованных и термоулучшенных сталей принимают $\nu = 1,0$; для закаленных с низким отпуском сталей в среднем $\nu = 0,75$; для чугунов $\nu = 0,25$.

Нормальные напряжения σ , возникающие в рассматриваемых сечениях валов, изготовленных из пластичных материалов (нормализованных, термоулучшенных сталей и т.п.), независимо от того, является продольная сила растягивающей или сжимающей, определяют по следующей зависимости:

$$\sigma = \sigma_{\text{из}} + \sigma_{\text{р(сж)}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из. нетто}}} + \frac{N}{A_{\text{нетто}}} .$$

Это обусловлено одинаковым сопротивлением таких материалов растяжению-сжатию.

Для валов, изготовленных из закаленных с низким отпуском сталей или чугуна, обычно принимают

$$\sigma = \sigma_{\text{из}} \pm \sigma_{\text{р(сж)}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из. нетто}}} \pm \frac{N_{\text{р(сж)}}}{A_{\text{нетто}}} .$$

Только в крайне редком для валов случае, когда продольная сила N – сжимающая, а при расчете по вышеприведенной формуле получается $\sigma < 0$, то есть когда в рассматриваемом сечении отсутствуют нормальные растягивающие напряжения, расчет нормальных напряжений в валах, изготовленных из хрупко-пластичных или хрупких материалов, ведут по следующей зависимости:

$$\sigma = -(\sigma_{\text{из}} + \sigma_{\text{сж}}) .$$

В этих зависимостях:

$M_{\text{из}} ; N$ – суммарный изгибающий момент и продольная сила, возникающие в рассматриваемом поперечном сечении вала при его номинальном нагружении, определяемые без учета динамичности приложения внешней нагрузки;

$W_{\text{из. нетто}} ; A_{\text{нетто}}$ – момент сопротивления изгибу и площадь

рассматриваемого поперечного сечения вала, найденные с учетом наличия в этом сечении отверстий, шпоночных пазов, шлицев и т.п.

Определение этих параметров рассмотрено в прил. 10 данной работы.

Так как при расчетах валов влиянием касательных напряжений от изгиба пренебрегают, в виду его незначительности, то под касательными напряжениями τ в расчетной формуле $\sigma_{\text{Е ном}}$ понимают только максимальные касательные напряжения кручения:

$$\tau \equiv \tau_{\text{кр. max}}^{\text{ном}} = \frac{10^3 T_{\text{ном}}}{W_{\text{кр. нетто}}} ,$$

где $T_{\text{ном}}$ – крутящий момент, возникающий в рассматриваемом поперечном сечении вала при номинальном нагружении, Н·м;

$W_{\text{кр. нетто}}$ – момент сопротивления кручению рассматриваемого поперечного сечения, найденный с учетом наличия в этом сечении отверстий, шпоночных пазов, шлицев и т.п., мм³ (табл. П10.5).

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ в рассматриваемом случае расчетов валов определяют по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[S]} ,$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ – предельное для данного материала вала нормальное напряжение, МПа;

$[S]$ – необходимое значение коэффициента запаса.

Для валов, изготовленных из нормализованных, термоулучшенных или других пластичных сталей, под предельным напряжением $\sigma_{\text{пред}}$ понимают физический предел текучести материала $\sigma_{\text{Т}}$, т.е. в этом случае имеем:

$$\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{Т}} .$$

Для валов, изготовленных из хрупкопластичных материалов (закаленных с низким отпускком сталей и т.п. материалов), в качестве предельного напряжения $\sigma_{\text{пред}}$ служит условный предел текучести их материала при растяжении $\sigma_{2,0(p)}$, т.е. в этом случае принимают

$$\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{0,2(p)} .$$

Для валов, изготовленных из чугуна, под предельным напряжением подразумевают их предел прочности при растяжении $\sigma_{\text{В}}$ (р), т.е. а этом случае

$$\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{В (р)}} .$$

Только в крайне редком для валов случае, когда в

рассматриваемом поперечном сечении отсутствуют нормальные растягивающие напряжения, под предельными напряжениями понимают $\sigma_{в(сж)}$ или $\sigma_{0,2(сж)}$.

Для длинных валов $\left(\frac{l}{d_n} > 3 \right)$ необходимый коэффициент

запаса [S] назначают в пределах $[S] = 1,3 \dots 1,6$, причем большие значения принимают для валов, изготовленных из легированных закаленных сталей или чугуна.

Для коротких валов $\left(\frac{l}{d_n} \leq 3 \right)$ из-за необходимости

компенсации неизбежных погрешностей расчета, вызванной схематизацией таких валов балками, указанные значения [S] увеличивают на 25...30 %.

Для валов ответственных машин, отказ которых может привести к человеческим жертвам или значительным экономическим потерям, коэффициент запаса [S] устанавливают на основе дифференциального метода, как произведение частных коэффициентов

$$[S] = S_1 S_2 S_3 ,$$

где $S_1 = 1,0 \dots 1,5$ – коэффициент, учитывающий степень достоверности определения расчетных нагрузок и напряжений;

S_2 – коэффициент, учитывающий степень однородности механических

свойств материала вала; для стальных валов, изготовленных из проката, назначают $S_2 = 1,5$,

из поковок $S_2 = 1,2 \dots 1,3$,

из штамповок $S_2 = 1,1 \dots 1,2$,

из отливок $S_2 = 1,5 \dots 2,0$;

для валов, изготовленных из чугуна, принимают $S_2 = 2,0 \dots 2,5$;

S_3 – коэффициент, учитывающий специфические требования безопасности; для валов, отказ которых может привести к человеческим жертвам или значительным экономическим потерям, назначают $S_3 = 1,3 \dots 1,5$; в других случаях принимают $S_3 = 1,0$.

РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ

Жесткость валов наряду с прочностью является основным критерием их работоспособности.

При недостаточной жесткости даже относительно небольшие нагрузки вызывают такие упругие деформации валов, которые нарушают нормальную работу машин. Кроме того, при малой жесткости валов возможно появление их интенсивных колебаний, опасных не только для элементов данной машины, но и для окружающих сооружений.

В связи с этим, кроме прочностных расчетов, как правило, проводят проверочные расчеты валов на жесткость и виброустойчивость. При недостаточной жесткости валов их размеры приходится увеличивать, хотя это и ведет к недоиспользованию материала по условиям прочности.

Продольная жесткость валов обычно велика, вследствие чего их продольные упругие деформации незначительны и, в отличие от тепловых, мало отражаются на работоспособности механизмов и машин. В связи с этим, при расчетах валов на жесткость их продольными упругими деформациями пренебрегают.

Весьма существенно на работоспособность машин влияют поперечная (изгибная) и крутильная жесткость их валов.

Большое значение прогиба вала, т.е. перемещения центра тяжести его поперечных сечений (например, перемещения Y на рис.12.1), нарушает нормальную работу передач, особенно при несимметричном расположении зубчатых колес, шкивов, звездочек и др. относительно опор вала, понижает точность выполняемых машиной технологических операций, а в некоторых случаях затрудняет механическую обработку на станках самого вала.

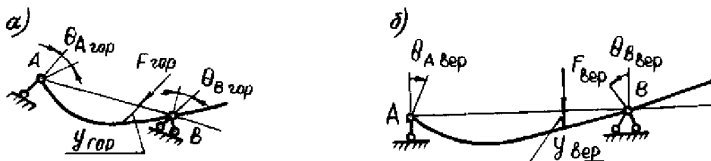


Рис. 12.1. Виды перемещений поперечных сечений вала при его изгибе

Не меньшее влияние на работоспособность машин имеют углы поворота поперечных сечений вала, возникающие при его изгибе,

особенно на работу подшипников (углы θ_A и θ_B на рис. 12.1). Так, например, большие углы поворота цапф вала могут вызвать даже защемление элементов подшипников качения (шариков или роликов), а в подшипниках скольжения – резкое перераспределение давлений в их масляном слое, сильно отражающееся на его несущей способности.

Угол закручивания валов φ (максимальный из углов поворота их поперечных сечений) в различных машинах имеет неодинаковое влияние на их работоспособность. Например, в металлорежущих станках и в устройствах автоматического управления и контроля углы закручивания валиков привода, во избежание потери точности обработки (точности нарезания зубьев, резьбы и т.п.) или несвоевременного срабатывания устройств автоматики, должны быть не более 5...10' на 1м длины вала. Тогда как в автомобилях, тракторах и т.д. главные приводные валы могут иметь значительно большие углы закручивания (до 3...4° на 1м длины вала) без ущерба для работы машины, если это не опасно с точки зрения возникновения недопустимых крутильных колебаний. В подобных конструкциях угол закручивания валов φ вообще не проверяется.

Таким образом, условием достаточной жесткости вала будет одновременное выполнение следующих неравенств:

В этих неравенствах:

$$Y = \sqrt{(K_{A \text{ зор}} Y_{\text{зор}})^2 + (K_{A \text{ вер}} Y_{\text{вер}})^2} \leq [Y] ;$$

$$\theta = \sqrt{(K_{A \text{ зор}} \theta_{\text{зор}})^2 + (K_{A \text{ вер}} \theta_{\text{вер}})^2} \leq [\theta] ;$$

$$\varphi = \frac{K_A}{G} \sum_{i=1}^k \frac{10^3 T_i l_i}{J_i} \leq [\varphi] .$$

Y – полное перемещение рассматриваемого поперечного сечения вала (для редукторных валов таковыми являются: сечения, расположенные под серединами ступиц зубчатых и червячных колес; срединное сечение нарезанной части червяка или зубчатого венца вал-шестерни), возникающее при изгибе вала номинальной нагрузкой, мм;

θ – полный угол поворота рассматриваемого поперечного сечения вала (для валов редукторов таковыми являются сечения, совпадающие с шарнирными опорами, которыми схематизируют подшипники вала), возникающий при изгибе вала номинальной нагрузкой, рад;

φ – угол закручивания вала (максимальный из углов поворота его поперечных сечений), рад;

$K_{A \text{ гор}}$, $K_{A \text{ вер}}$ – коэффициенты динамичности приложения внешних нагрузок, лежащих, соответственно, в горизонтальной и вертикальной плоскостях; для редукторных валов принимают

$$K_{A \text{ гор}} = K_{A \text{ вер}} = K_A ;$$

K_A – коэффициент динамичности приложения внешнего вращающего момента; определяется по приложению 4 ГОСТ 21354 – 87;

$Y_{\text{гор}}$; $Y_{\text{вер}}$ – перемещения рассматриваемого поперечного сечения вала, соответственно, в горизонтальной (рис. 12.1, а) и вертикальной (рис. 12.1, б) плоскостях, возникающие при изгибе вала номинальной нагрузкой, мм.;

$\theta_{\text{гор}}$; $\theta_{\text{вер}}$ – углы поворотов рассматриваемого поперечного сечения вала, соответственно, в горизонтальной (рис. 12.1, а) и вертикальной (рис. 12.1, б) плоскостях, возникающих при изгибе вала номинальной нагрузкой, рад;

G – модуль упругости 2-го рода (модуль Юнга) материала вала, МПа; (для стальных валов обычно принимают $G = 0,8 \cdot 10^4$ МПа);

K – количество таких участков вала, на длине которых и размеры их поперечных сечений, и передаваемый крутящий момент остаются постоянными;

T_i – крутящий момент, передаваемый i -м таким участком вала, Н·м;

I_i – полярный момент инерции поперечного сечения этого i -го участка вала, мм⁴

l_i – длина этого i -го участка вала, мм .

$[Y]$; $[\theta]$; $[\varphi]$ – допускаемые значения прогибов, углов поворота и закручивания вала, величина которых зависит от конкретных требований, предъявляемых к валу для обеспечения нормальной работы сопряженных с ним деталей, и устанавливается в каждом конкретном случае отдельно.

Так, например, для валов цилиндрических зубчатых передач $[Y] = 0,01m$ (где m – модуль передачи, мм); для конических и червячных передач имеем $[Y] = 0,005m$.

Для сечений валов, сопряженных с роликовыми подшипниками качения, $[\theta] = 0,005$ рад; сопряженных с шарикоподшипниками $[\theta] = 0,01$ рад; со сферическими подшипниками $[\theta] = 0,05$ рад; с подшипниками скольжения $[\theta] = 0,001$ рад.

Упругие перемещения сечений вала (прогибы Y и углы поворота θ) определяют методами сопротивления материалов (с помощью уравнения упругой линии балки; методом Верещагина;

интегралами Мора; табличным способом, используя принцип суперпозиции).

Однако вышеперечисленные методы определения упругих перемещений вала Y и θ (кроме интеграла Мора) разработаны для балок с постоянным по всей их длине поперечным сечением.

Для того, чтобы эти методы можно было применить для ступенчатых балок, а именно такими балками схематизируют подавляющее большинство валов при их расчетах на прочность и жесткость, используют прием приведения ступенчатых балок к балкам постоянного сечения.

При этом приеме длины l_i ступеней многоступенчатой балки заменяют на приведенные $l_{i \text{ пр}}$ таким образом, чтобы жесткость C_i каждого i -го участка балки оставалась неизменной, т.е. должно соблюдаться следующее условие :

$$C_i = \frac{E I_i}{l_i^3} \equiv C_{i \text{ пр}} = \frac{E I_{i \text{ пр}}}{l_{i \text{ пр}}^3} .$$

Откуда имеем искомую приведенную длину i -го цилиндрического участка балки

$$l_{i \text{ пр}} = l_i \sqrt[3]{\frac{I_{i \text{ пр}}}{I_i}} ,$$

где E – модуль упругости 1-го рода (модуль Гука) материала вала;

$I_{i \text{ пр}}$ – осевой момент инерции осевого сечения той ступени заданной ступенчатой балки, форму и размеры поперечных сечений которой будут использованы для ее приведения к бесступенчатой балке, подвергаемой вместо нее расчету на жесткость;

l_i ; I_i – длина и осевой момент инерции поперечного сечения i -й ступени заданной балки.

Для конического участка вала его приведенная длина $l_{\text{кон. пр}}$ составляет

$$l_{\text{кон. пр}} = l_{\text{кон}} \frac{3 d_{\text{пр}}}{d_2 - d_1} \left(\sqrt[3]{\frac{d_{\text{пр}}}{d_1}} - \sqrt[3]{\frac{d_{\text{пр}}}{d_2}} \right) ,$$

где $l_{\text{кон}}$ – длина конического участка вала;

d_1 ; d_2 – меньший и больший диаметры конуса;

$d_{\text{пр}}$ – наружный диаметр той ступени заданной балки, форма и размеры которой будут использованы в приведенной балке.

При наличии у многоступенчатой балки ступеней с одинаковыми по форме и размерам поперечными сечениями, форму и

размеры именно этих участков заданной балки целесообразно использовать для поперечных сечений приведенной балки (рис. 12.2).

При отсутствии таких участков, для приведенной балки используют форму и размеры поперечных сечений любого из участков ступенчатой балки.

Участки вала с напресованными деталями, учитывая, что ступицы этих деталей частично работают совместно с валом, условно считают имеющими увеличенный диаметр (рис. 12.2)

$$d_{\text{усл}} = d_{\text{шт}} + (0,6 \dots 0,8) \delta_{\text{ст}},$$

где $d_{\text{шт}}$ – номинальный диаметр участка вала под напресованной на него деталью;

$\delta_{\text{ст}}$ – толщина ступицы напресованной на вал детали.

Меньшие значения числового коэффициента принимают при посадках с малыми гарантированными натягами.

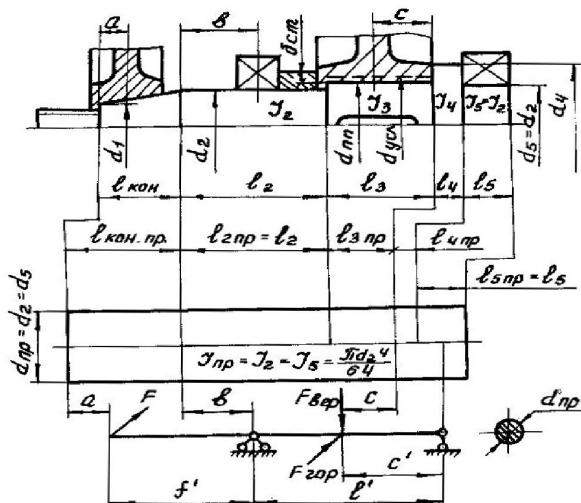


Рис. 12.2. Пример схематизации ступенчатого вала гладкой балкой при его расчетах на изгибную жесткость

Для вала, показанного на рис. 12.2, приведенные к диаметру $d_{\text{пр}} = d_2 = d_5$ длины его участков составляют:

$$l_{кон\ np} = l_{кон} \frac{3d_2}{d_2 - d_1} \left(\sqrt[3]{\frac{d_2}{d_1}} - 1 \right); \quad l_{2\ np} = l_2;$$

$$l_{3\ np} = l_3 \sqrt[3]{\frac{I_2}{I_3}}; \quad l_{4\ np} = l_4 \sqrt[3]{\frac{I_2}{I_4}}; \quad l_{5\ np} = l_5.$$

Осевые моменты инерции поперечных сечений ступеней рассматриваемого вала

$$I_2 = I_3 = \frac{\pi d_2^4}{64}; \quad I_3 = \frac{\pi d_{усл}^4}{64} - \frac{b h (2 d_{усл} - h)^2}{32};$$

$$I_4 = \frac{\pi d_4^4}{64}.$$

Для шлицевого участка вала осевой момент инерции его поперечных сечений составляет:

$$I_{шл} = \frac{\pi D^4 - b z (D - d)(D + d)^2}{64}.$$

Для нарезанной части червяка осевой момент инерции его поперечных сечений принимают равным :

$$I_{черв} = \frac{\pi d_{f_1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a_1}}{d_{f_1}} \right),$$

где d_{f_1} ; d_{a_1} – диаметры окружностей впадин и выступов витков червяка, мм.

На рис. 12.2 представлен и пример расчетной схемы вала, предназначенной для проведения его расчетов на изгибную жесткость.

Из валов редукторов расчеты на жесткость наиболее актуальны для валов червяков червячных передач. Это обусловлено тем, что по сравнению с валами других передач, червяки имеют большую длину пролета, а червячное зацепление – более чувствительно к изменению межосевого расстояния, чем другие механические передачи.

Для обобщенной расчетной схемы приведенного (рассмотренным выше способом) вала-червяка, показанной на рис.12.3, угол поворота θ_A сечения, совпадающего с шарнирной опорой вала А, в которой помещено начало координат, определяют из условия равенства нулю прогиба вала на его опоре В.

Изгибные перемещения поперечных сечений червяка

определяем при помощи универсальных уравнений упругой линии приведенной балки.

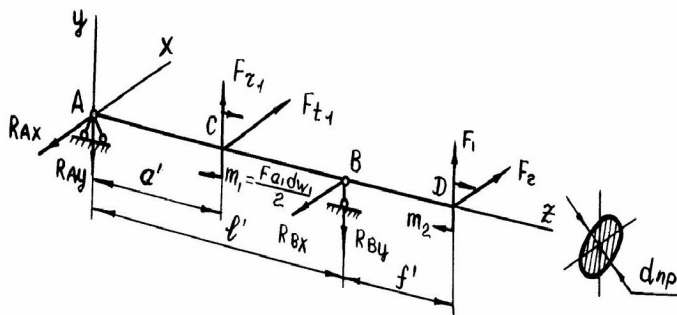


Рис. 12.3. Обобщенная расчетная схема вала-червяка при его расчетах на изгибную жесткость

Вертикальный прогиб вала $Y_{B \text{ вер}}$ в опоре «В» составляет

$$Y_{B \text{ вер}} = \frac{1}{EI_{np}} [EI_{np} \theta_{A \text{ вер}} l' + \frac{m_1}{2} (l' - a')^2 - \frac{R_{Ay}}{6} (l' - 0)^3 + \frac{F_{r1}}{6} (l' - a')^3] = 0.$$

Откуда имеем угол поворота $\theta_{A \text{ вер}}$ сечения «А» в вертикальной плоскости

$$\theta_{A \text{ вер}} = \frac{1}{2EI_{np} l'} \left[\frac{R_{Ay} (l')^3}{3} - m_1 (l' - a')^2 - \frac{F_{r1}}{3} (l' - a')^3 \right].$$

Горизонтальный прогиб вала $Y_{B \text{ гор}}$ в опоре «В» составляет

$$Y_{B \text{ гор}} = \frac{1}{EI_{np}} \left[EI_{np} \theta_{A \text{ гор}} l' - \frac{R_{Ax}}{6} (l' - 0)^3 + \frac{F_{t1}}{6} (l' - a')^3 \right] = 0.$$

Откуда имеем угол поворота $\theta_{A \text{ гор}}$ сечения «А» в горизонтальной плоскости

$$\theta_{A \text{ гор}} = \frac{1}{6EI_{np} l'} \left[R_{Ax} (l')^3 - F_{t1} (l' - a')^3 \right].$$

Тогда полный угол поворота θ_A сечения «А» должен удовлетворять следующему условию:

$$\theta_A = \sqrt{\theta_{A \text{ зор}}^2 + \theta_{A \text{ вер}}^2} \leq [\theta] = 0,005 \text{ рад}.$$

Прогибы Y_c сечения «С», совпадающего с серединным сечением нарезаемого участка червяка, составляют:

в вертикальной плоскости

$$Y_{C \text{ вер}} = \frac{1}{EI_{np}} \left[EI_{np} \theta_{A \text{ вер}} a' - \frac{R_{Ay}}{6} (a' - 0)^3 + \right. \\ \left. + \frac{F_{r1}}{6} (a' - a')^3 + \frac{m_1}{2} (a' - a')^2 \right], \text{ или}$$

$$Y_{C \text{ вер}} = \frac{a'}{EI_{np}} \left[EI_{np} \theta_{A \text{ вер}} - \frac{R_{Ay}}{6} (a')^2 \right];$$

в горизонтальной плоскости

$$Y_{C \text{ гор}} = \frac{1}{EI_{np}} \left[EI_{np} \theta_{A \text{ зор}} a' - \frac{R_{Ax}}{6} (a' - 0)^3 + \frac{F_{r1}}{6} (a' - a')^3 \right],$$

$$\text{или } Y_{C \text{ зор}} = \frac{a'}{EI_{np}} \left[EI_{np} \theta_{A \text{ зор}} - \frac{R_{Ax}}{6} (a')^2 \right].$$

Полный прогиб Y_c сечения «С» должен удовлетворять следующему условию:

$$Y_c = \sqrt{Y_{C \text{ гор}}^2 + Y_{C \text{ вер}}^2} \leq [Y] = 0,005 \text{ м}.$$

Углы поворота θ_B сечения «В», совпадающего с другой шарнирной опорой червяка, составят:

в горизонтальной плоскости

$$\theta_{B \text{ зор}} = \frac{1}{EI_{np}} \left[EI_{np} \theta_{A \text{ зор}} - \frac{R_{Ax}}{2} (l' - 0)^2 + \frac{F_{r1}}{2} (l' - a')^2 \right],$$

$$\theta_{B \text{ зор}} = \frac{1}{2EI_{np}} \left[2EI_{np} \theta_{A \text{ зор}} - R_{Ax} (l')^2 + F_{r1} (l' - a')^2 \right];$$

в вертикальной плоскости

$$\theta_{B \text{ вер}} = \frac{1}{EI_{np}} \left[EI_{np} \theta_{A \text{ вер}} - \frac{R_{Ay}}{2} (l' - 0)^2 + \frac{F_{r1}}{2} (l' - a')^2 + m_1 (l' - a') \right],$$

$$\theta_{B \text{ вер}} = \frac{1}{2EI_{np}} \left[2EI_{np} \theta_{A \text{ вер}} - R_{Ay} (l')^2 + F_{r1} (l' - a')^2 + 2m_1 (l' - a') \right].$$

Полный угол поворота θ_B сечения «В» должен удовлетворять следующему условию:

$$\theta_B = \sqrt{\theta_{B \text{ зор}}^2 + \theta_{B \text{ вер}}^2} \leq [\theta] = 0,005 \text{ рад}.$$

Прогибы Y_D сечения «D» конца консоли вала составят:
в вертикальной плоскости

$$Y_{D \text{ вер}} = \frac{1}{E I_{np}} [E I_{np} \theta_{A \text{ вер}} (l' + f') - \frac{R_{Ay}}{6} (l' + f' - 0)^3 + \\ + \frac{F_{r1}}{6} (l' + f' - a')^3 + \frac{m_1}{2} (l' + f' - a')^2 - \frac{R_{By}}{6} (l' + f' - l')^3] , \text{ или} \\ Y_{D \text{ вер}} = \frac{1}{6 E I_{np}} [6 E I_{np} \theta_{A \text{ вер}} (l' + f')^3 - R_{Ay} (l' + f')^3 + \\ + F_{r1} (l' + f' - a')^3 + 3 m_1 (l' + f' - a')^2 - R_{By} (f')^3] ;$$

в горизонтальной плоскости

$$Y_{D \text{ зор}} = \frac{1}{E I_{np}} [E I_{np} \theta_{A \text{ зор}} (l' + f') - \frac{R_{Ax}}{6} (l' + f' - 0)^3 + \\ + \frac{F_{t1}}{6} (l' + f' - a')^3 - \frac{R_{Bx}}{6} (l' + f' - l')^3] ; \\ Y_{D \text{ зор}} = \frac{1}{6 E I_{np}} [6 E I_{np} \theta_{A \text{ зор}} (l' + f') - R_{Ax} (l' + f')^3 + \\ + F_{t1} (l' + f' - a')^3 - R_{Bx} (f')^3] .$$

Полный прогиб Y_D сечения «D» должен удовлетворять следующему условию:

$$Y_D = \sqrt{Y_{D \text{ зор}}^2 + Y_{D \text{ вер}}^2} \leq [Y] .$$

В этих зависимостях: F_{t1} ; F_{r1} ; F_{a1} – окружная, радиальная, осевая составляющие усилия червячного зацепления, найденные с учетом коэффициента динамичности приложения нагрузки K_A , Н;

d_{w1} – диаметр начального цилиндра червяка, мм;

E – модуль упругости первого рода (модуль Гука) материала червяка, МПа (для сталей принимают $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа);

$I_{np} = \pi d_{np}^4 / 64$ – осевой момент инерции поперечного сечения приведенной балки, мм⁴;

d_{np} – наружный диаметр поперечных сечений приведенной балки, мм;

R_{Ax} ; R_{Ay} – составляющие опорной реакции шарнирной опоры А червяка (рис. 12.3), расположенные в горизонтальной и вертикальной плоскостях, Н;

R_{Bx} ; R_{By} – составляющие опорной реакции шарнирной опоры В червяка (рис. 12.3), расположенные в горизонтальной и вертикальной плоскостях, Н;

$[Y]$; $[\theta]$ – допускаемые значения прогибов, мм, и углов поворота поперечных сечений червяка, рад.

Аналогичным образом можно проверить жесткость валов других передач.

При наличии внешней нагрузки, периодически меняющей свое направление (например, радиальной нагрузки F_M от соединительных муфт), изгибные перемещения рассматриваемых сечений вала должны удовлетворять следующим условиям :

$$Y = Y_{(F_M)} + \sqrt{Y_{\text{гор}}^2 + Y_{\text{вер}}^2} \leq [Y] ;$$

$$\theta = \theta_{(F_M)} + \sqrt{\theta_{\text{гор}}^2 + \theta_{\text{вер}}^2} \leq [\theta] ,$$

где $Y_{(F_M)}$; $\theta_{(F_M)}$ – прогиб и угол поворота рассматриваемого поперечного сечения вала (рис. 12.4), возникающие только от силы, периодически меняющей свое направление (радиальной нагрузки F_M от соединительных муфт);

$Y_{\text{гор}}$; $\theta_{\text{гор}}$ и $Y_{\text{вер}}$; $\theta_{\text{вер}}$ – прогибы и углы поворота рассматриваемого поперечного сечения вала, возникающие в горизонтальной и вертикальной плоскостях от действия на вал всех остальных внешних нагрузок.

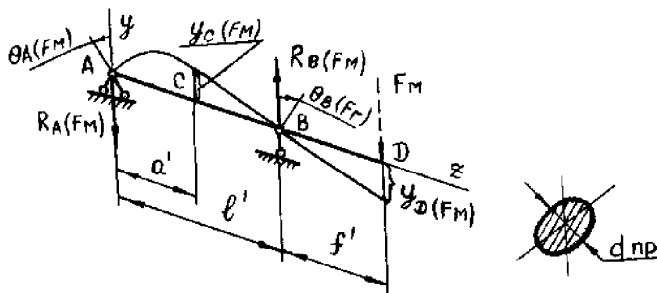


Рис. 12.4. Расчетная схема приведенного вала для определения перемещений, вызванных радиальной нагрузкой F_M , действующей на вал от соединительных муфт (вертикальным положением нагрузки F_M принято условно)

Угол поворота $\theta_{A(F_M)}$ поперечного сечения, совпадающего с опорой А, в которой помещено начало координат (рис. 12.4), определяем из условия

$$Y_{B(F_M)} = \frac{1}{EI_{np}} \left[EI_{np} \theta_{A(F_M)} l' - \frac{R_{A(F_M)}}{6} (l' - 0)^3 \right] = 0.$$

$$\text{Откуда будем иметь } \theta_{A(F_M)} = \frac{R_{A(F_M)}}{6EI_{np}} (l')^2.$$

Прогиб $Y_{C(F_M)}$ срединного сечения «С» нарезанной части червяка составляет

$$\begin{aligned} Y_{C(F_M)} &= \frac{1}{EI_{np}} \left[EI_{np} \theta_{A(F_M)} a' - \frac{R_{A(F_M)}}{6} (a' - 0)^3 \right] = \\ &= \frac{1}{EI_{np}} \left[\frac{R_{A(F_M)} (l')^2}{6} a' - \frac{R_{A(F_M)} (a')^3}{6} \right], \text{ или} \\ Y_{C(F_M)} &= - \frac{a' R_{A(F_M)}}{6EI_{np}} [(l')^2 - (a')^2]. \end{aligned}$$

Угол поворота $\theta_{B(F_M)}$ поперечного сечения, совпадающего с опорой В

$$\begin{aligned} \theta_{B(F_M)} &= \frac{1}{EI_{np}} \left[EI_{np} \theta_{A(F_M)} - \frac{R_{A(F_M)}}{2} (l' - 0)^2 \right] = \\ &= \frac{1}{EI_{np}} \left[\frac{R_{A(F_M)} (l')^2}{6} - \frac{R_{A(F_M)} (l')^2}{2} \right], \text{ или} \\ \theta_{B(F_M)} &= - \frac{R_{A(F_M)} (l')^2}{3EI_{np}}. \end{aligned}$$

Прогиб $Y_{D(F_M)}$ сечения «D» консоли вала составляет

$$\begin{aligned} Y_{D(F_M)} &= \frac{1}{EI_{np}} [EI_{np} \theta_{A(F_M)} (l' + f') - \\ &- \frac{R_{A(F_M)}}{6} (l' + f' - 0)^3 + \frac{R_{B(F_M)}}{6} (l' + f' - l')^3] = \\ &= \frac{1}{EI_{np}} \left[\frac{R_{A(F_M)} (l')^2}{6} (l' + f') - \frac{R_{A(F_M)}}{6} (l' + f')^3 + \frac{R_{B(F_M)}}{6} (f')^3 \right]; \\ Y_{D(F_M)} &= - \frac{F_M (f')^2 (l' + f')}{3EI_{np}}. \end{aligned}$$

РАСЧЕТЫ ВАЛОВ НА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ

Колебания валов связаны с периодическими изменениями передаваемой нагрузки, дисбалансом насаженных на вал деталей, неравномерностью распределения нагрузок в зоне сопряжения валов с другими деталями и т.д. Периодические изменения жесткости опор вала и зубчатых зацеплений также являются источником колебаний.

Наиболее характерными колебаниями валов являются поперечные от изгиба и угловые (крутильные) от кручения.

При периодическом (с частотой $f_{\text{возм}}$) повторении возмущений характер возникающих вынужденных колебаний валов зависит от соотношения частот (периодов) собственных свободных колебаний $f_{\text{св}}$ с частотой (периодом) возмущений $f_{\text{возм}}$.

В случае $f_{\text{возм}} \ll f_{\text{св}}$ отдельные вспышки вынужденных колебаний вала протекают независимо одна от другой, т.к. предшествующая успевает погаснуть до возникновения следующей. В этом случае амплитуды вынужденных колебаний вала остаются небольшими, близкими к его статическим деформациям.

По мере сближения значений $f_{\text{возм}}$ и $f_{\text{св}}$ вспышки вынужденных колебаний перестают быть независимыми, накладываются одна на другую и значения их амплитуд возрастают. В предельном случае, при $f_{\text{возм}} = f_{\text{св}}$ (или их кратности), имеет место резонанс, при котором амплитуда вынужденных колебаний теоретически достигает бесконечности, а практически (из-за наличия демпфирования колебаний вала силами его упругости и сопротивлением вращению), хотя и остается конечной, но становится столь большой, что соответствующие ей напряжения, возникающие в материале, обычно превышают опасные.

Частоту возмущений при резонансе, равную частоте собственных колебаний вала, называют критической и обозначают $f_{\text{кр}}$.

Частота возмущений вала $f_{\text{возм}}$ обычно известна. Так, в случае насаженной на вал несбалансированной детали, вращающейся с частотой вращения вала $n_{\text{в}}$, мин⁻¹, имеем $f_{\text{возм}} = \frac{n_{\text{в}}}{60}$, Гц. При

передаче момента от одного вала к другому с помощью муфты, в результате неравномерного (из-за неизбежной несоосности соединяемых валов) распределения нагрузки среди взаимодействующих элементов полумуфт, между соединяемыми валами возникает радиальное усилие $F_{\text{м}}$, вектор которого вращается с

угловой частотой валов n_B , т.е. и в этом случае $f_{BOZO} = \frac{n_B}{60}$, Гц.

Аналогичное положение наблюдается в планетарных передачах с несколькими сателлитами, если нагрузка между ними распределяется неравномерно. В этом случае $f_{BOZO} = \frac{n_h}{60}$.

Здесь n_h – частота вращения водила, мин^{-1} .

В связи с этим, в большинстве случаев для валов можно принимать, что критическая частота их вращения составляет

$$n_{кр} = 60 f_{кр} = 60 f_{св}.$$

Таким образом, расчет валов на виброустойчивость сводится к проверке отсутствия попадания их рабочих частот вращения n , мин^{-1} , в зону резонанса.

Для большинства валов таким условием будет выполнение следующего неравенства:

$$n \leq 0,7 n_{кр1} \leq 42 f_{св1}.$$

Лишь для очень быстроходных валов (активных турбин, центрифуг и т.п.), рабочие частоты вращения которых лежат в закритической области, условием отсутствия их попадания в зону резонанса будет выполнение такого неравенства :

$$1,4 n_{кр1} \leq n \leq 0,7 n_{кр2}.$$

где $n_{кр1}$ и $n_{кр2}$ – критические частоты вращения вала, соответствующие первой (основной) и второй зонам резонанса.

При определении частоты собственных свободных поперечных (изгибных) колебаний $f_{св}$ из валов обычно схематизируют упругой безмассовой осью, с которой связано некоторое конечное число сосредоточенных масс m_i (рис. 13.1).

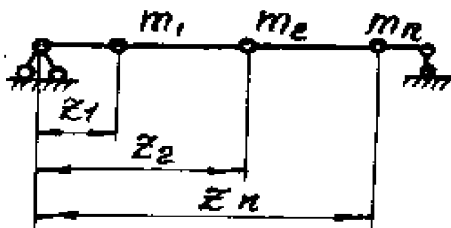


Рис. 13.1. Расчетная схема вала для определения его собственных свободных поперечных (изгибных) колебаний

В этом случае искомые частоты вращения могут быть найдены в соответствии с определителем

$$\begin{vmatrix} m_1 \delta_{11} (p^2 - 1) & m_2 \delta_{12} p^2 & \dots & \dots & m_n \delta_{1n} p^2 \\ m_1 \delta_{21} p^2 & m_2 \delta_{22} (p^2 - 1) & \dots & \dots & m_n \delta_{2n} p^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ m_1 \delta_{n1} p^2 & m_2 \delta_{n2} p^2 & \dots & \dots & m_n \delta_{nn} (p^2 - 1) \end{vmatrix} = 0$$

Развернув этот определитель, получим частотное уравнение n -й степени для квадрата частоты p^2 , вещественные и положительные корни которого и являются искомыми собственными частотами $f_{\text{св. из1}}$, $f_{\text{св. из2}}$ и т.д. Однако наибольшее практическое применение имеют основные (низшие) частоты колебаний $f_{\text{св. из1}}$, т.к. именно такие колебания часто являются наиболее опасными.

Поэтому при необходимости определения только основной частоты собственных свободных поперечных колебаний вала с несколькими насаженными на него деталями (рис. 13.2) обычно применяют приближенные методы, предложенные Рэлеем и Донкерлеем.

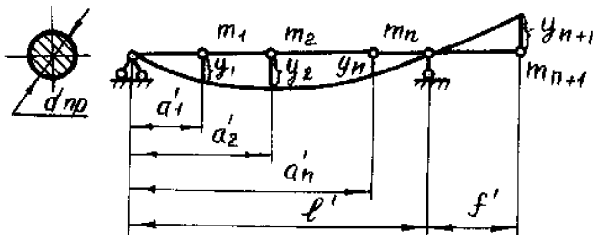


Рис. 13.2. Расчетная схема вала при определении приближенными методами основной частоты его собственных свободных поперечных колебаний

Формула Рэлея имеет вид

$$f_{\text{св. из1}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_i - m_{n+1} y_{n+1}}{\sum_{i=1}^n m_i y_i^2 - m_{n+1} y_{n+1}^2}}$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения тел;

y_i – статический прогиб (рис. 13.2) приведенной гладкой балки в точке расположения массы m_i , м;

y_{n+1} – статический прогиб консоли (рис. 13.2) приведенной балки в точке расположения массы m_{n+1} , м.

Формула Донкерлея имеет вид

$$f_{св. уз_1} = \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{P_i^2} - \frac{1}{P_{n+1}^2}}},$$

где P_i – частота собственных свободных поперечных колебаний невесомой балки при наличии только отдельно взятой i -й массы m_i , Гц;

P_{n+1} – частота собственных колебаний балки при наличии только консольно расположенной массы m_{n+1} , Гц.

Частоту собственных колебаний одномассовой системы вычисляют по формуле

$$P = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}},$$

где C – коэффициент изгибной жесткости одномассовой системы, Н/м.

При наличии только одной i -й массы m_i , расположенной между опорами приведенной балки (рис. 13.2), коэффициент жесткости C_i , Н/м, такой системы составляет

$$C_i = \frac{3 \cdot 10^3 E I_{np} l'}{(a_i')^2 (l' - a_i')^2}.$$

При наличии только массы m_{n+1} , расположенной на конце консоли приведенной балки (рис. 13.2), коэффициент жесткости C_{n+1} , Н/м, этой одномассовой системы составит

$$C_{n+1} = \frac{3 \cdot 10^3 E I_{np} l'}{(l' + f')^2 (f')^2}.$$

В этих зависимостях: E – модуль упругости Гука (для стали принимают $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа);

I_{np} – осевой момент инерции поперечных сечений приведенной гладкой балки, мм⁴, определяемый по формуле

$$I_{np} = \frac{\pi \cdot d_{np}^4}{64};$$

$a'_{ij}; l'; f'$ – длины участков балки, мм, (рис. 13.2).

Способ приведения ступенчатой балки к гладкой (бесступенчатой) и определение прогибов приведенной балки рассмотрены в прил. 12 данной работы.

Значения $f_{\text{св. из}}$, найденные по формуле Рэлея, превышают действительные, тогда как формула Донкерлея дает заниженные значения. Таким образом, истинное значение искомой частоты находится между результатами, полученными по этим формулам.

В связи с этим, для «жестких» валов преимущественное применение получила формула Донкерлея, позволяющая с большей надежностью производить проверку виброустойчивости таких валов.

При определении частот $f_{\text{св. пр}}$ собственных крутильных (угловых) колебаний валов расчетная схема большинства передаточных валов может быть сведена к двухмассовой системе (рис. 13.3), в которой мелкие массы заменяют одной равнодействующей, приложенной в их центре масс.

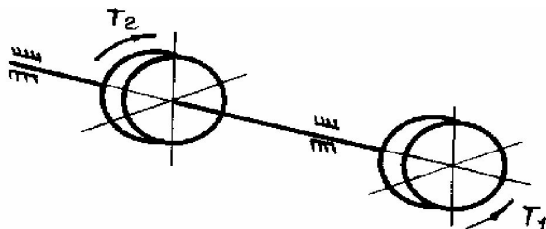


Рис. 13.3. Расчетная двухмассовая схема вала при определении частоты его собственных крутильных колебаний

Собственную частоту крутильных колебаний двухмассовой системы $f_{\text{св. кр}}$ определяют по следующей зависимости:

$$f_{\text{св. кр}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{\varphi} (I_1 + I_2)}{I_1 I_2}},$$

где C_{φ} – крутильная жесткость вала, Н·м;

I_1, I_2 – моменты инерции дисков, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Для приведенного гладкого вала с наружным диаметром $d_{\text{пр}}$, мм, и длиной $l_{\text{пр}}$, мм, крутильная жесткость C_{φ} , Н·м, составит

$$C_{\varphi} = \frac{10^{-3} G \cdot I_{\text{пр}}}{l_{\text{пр}}},$$

где G – модуль упругости второго рода (для стали $G = 0,8 \cdot 10^5$,

МПа);

$I_{\text{пр}} = \pi d_{\text{пр}}^4 / 32$ – полярный момент инерции площади поперечного сечения приведенного гладкого (бесступенчатого) вала, мм⁴.

Для кругового цилиндра постоянной толщины диаметром D , м, и массой m , кг, момент инерции $I = m D^2 / 8$, кг · м².

В заключение необходимо отметить, что в случае работы вала вне режима резонанса, но при достаточно большом значении амплитуд вынужденных колебаний, может возникнуть опасность перенапряжений некоторых его сечений.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудрявцев В. Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
2. Чернин И.М. и др. Расчеты деталей машин – Минск: Высшэйшая школа, 1978. – 472 с.
3. Кудрявцев В.Н. Детали машин – Л. : Машиностроение, 1980. – 464 с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
5. Р50 – 83 – 88. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчеты на прочность валов и осей.