

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Белгородский  
государственный  
технологический университет  
им. В. Г. Шухова

А.А. Погонин, И.В. Шрубченко, М. Н.  
Воронкова, А.В. Хуртасенко

**Расчет и конструирование деталей  
и узлов  
металлообрабатывающих  
станков**

Учебное пособие

Белгород  
2018  
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Белгородский  
государственный  
технологический университет  
им. В. Г. Шухова

Утверждено  
научно-методическим советом  
университета

А.А. Погонин, И.В. Шрубченко, М. Н.  
Воронкова, А.В. Хуртасенко,

**Расчет и конструирование деталей  
и узлов  
металлообрабатывающих  
станков**

*Рекомендовано научно-методическим  
советом БГТУ им. В.Г.Шухова в  
качестве учебного пособия для  
студентов высших учебных  
заведений, обучающихся по  
направлениям подготовки 15.03.01  
«Машиностроение», 15.03.05  
«Конструкторско-технологическое  
обеспечение машиностроительных  
производств»*

Белгород  
2018

УДК 621.01(075)  
ББК 34.5я7  
Р24

Рецензенты:

Кандидат технических наук,

технический директор  
ООО «Регион-Ресурс» *А.Д. Корол*  
Доктор технических наук,  
профессор БГТУ им. В.Г.Шухова  
*А.А. Афанасьев*

**Расчет и конструирование  
деталей и узлов  
металлообрабатывающих  
станков: учеб. пособие / А.А.  
Погонин,**

Р24 Хуртасенко. –  
И. В. Шрубченко, М. Н. Белгород: Изд-во  
Воронкова, А. В. БГТУ, 2018. - 138 с.

В настоящем пособии рассмотрены вопросы конструирования и динамического (силового) расчета основных деталей станков: валов, зубчатых колес, подшипников, шпиндельных узлов, станин и др. Рассмотрены типовые конструкции органов ручного и автоматического управления станками. Приведена классификация, конструкции и расчет муфт, тормозных и предохранительных устройств станков. Рассмотрены основы расчета специальных переносных станков для обработки крупногабаритных деталей – бандажей и опорных роликов вращающихся цементных печей.

Учебное пособие предназначено для студентов направлений 15.03.01 – Машиностроение и 15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, изучающих дисциплины «Технологическое оборудование» и «Металлорежущие станки», а также для выполнения курсовых работ по данным дисциплинам.

Издание публикуется в авторской редакции.

У Д К 621. 01(075)  
Б Б К 34.5 я7

© Белгородский государственный  
технологический университет  
(БГТУ) им. В. Г. Шухова, 2018

3

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	
..... 4	1. Валы и опоры коробок передач станков..... 5
Конструктивные элементы валов..... 5	1.1. Опоры валов..... 6
Расчет..... 11	1.2. Выбор и расчет подшипников качения..... 13
..... 16	2. Зубчатые колеса..... 16
Конструктивные элементы зубчатых колес..... 16	2.1. Блоки зубчатых колес..... 17
..... 19	2.2. Посадки колес..... 19
..... 19	2.3. Материалы зубчатых колес. Способы упрочнения зубьев..... 19
..... 23	2.4. Расчет зубчатых передач..... 23
Шпиндельные..... 29	3. узлы..... 29
..... 29	3.1. Расчет на кинематическую точность..... 29
..... 31	3.2. Расчет на жесткость..... 31
..... 40	3.3. Расчет на виброустойчивость..... 40
..... 40	4. Органы..... 40

управления металлорежущими станками	43	4.1. Назначение и классификация органов управления	43
4.2. Элементы механизмов ручного управления	45	4.3. Автоматическое управление	52
Дистанционное управление	55	4.4. Предохранительные устройства металлорежущих станков	55
Муфты и тормоза	61	5.1. Классификация и назначение муфт	61
Классификация и назначение муфт	61	5.2. Расчет муфт	70
Тормозные устройства	74	5.3. Тормозные устройства	74
корпусные детали	75	6. Станины и детали	75
Конструирование станин	76	6.1. Станины	76
детали	77	6.2. Корпусные детали	77
Расчет вертикально-сверлильного станка на жесткость	78	6.3. Расчет стыка базовых деталей на жесткость	84
7. Конструирование и расчет направляющих	88	7.1. Разновидности направляющих	88
7.2. Расчет местных деформаций направляющих	98	7.3. Расчет направляющих	99
станков	100	8. Смазка	100
8.1. Способы смазки	100	8.2. Смазки	100
Конструирование систем смазки	103	9. Специальные переносные станки для обработки бандажей и роликов	106
вращающихся цементных печей	106	9.1. Общие сведения о цементных печах	106
специального переносного встраиваемого станка	111	9.2. Конструкция переносного	111
		9.3. Расчет	

## ВВЕДЕНИЕ

Металлорежущие станки являются основным видом технологического оборудования для размерной обработки деталей, так как обладают высокой производительностью, точностью и универсальностью. В учебном пособии изложены общие принципы проектирования станков. Даны необходимые методические указания и рекомендации, приведены расчетные формулы, примеры расчетов, нормативные и справочные данные, примеры конструктивных решений, необходимые при расчете и конструировании деталей и узлов металлорежущего оборудования.

В пособии рассмотрены конструктивные элементы валов и опор, элементы зубчатых колес и их прочностные расчеты, даны основы расчета шпиндельных узлов станков на жесткость и виброустойчивость (разделы 1, 2, 3).

Приведена классификация, описание и основы расчета органов управления станков, муфт и тормозных устройств (разделы 4, 5); рассмотрены типовые конструкции станин, корпусных деталей, направляющих станин с устройствами для регулирования зазоров. Приведен пример расчета станины вертикально-сверлильного станка (разделы 6, 7), дается общая информация о системах смазки узлов

станков (раздел 8). Рассмотрено описание и основы расчета нестационарных (переносных) станков, которые разработаны сотрудниками кафедры технологии машиностроения БГТУ им. В.Г. Шухова (раздел 9).

Пособие содержит справочные материалы, необходимые при выполнении расчетов и конструировании металлорежущих станков. Данное учебное пособие будет полезно для студентов, обучающихся по направлениям 15.03.01 – Машиностроение, 15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств при изучении дисциплин «Технологическое оборудование» и «Металлорежущие станки», а также при выполнении курсовых работ по данным дисциплинам

# **1. ВАЛЫ И ОПОРЫ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ**

## **СТАНКОВ 1.1. Конструктивные**

### **элементы валов**

Валы коробок передач станков по конструкции можно разделить на входные (выходные) и промежуточные. Основными конструктивными элементами валов являются посадочные места под подшипники, шкивы или соединительные муфты.



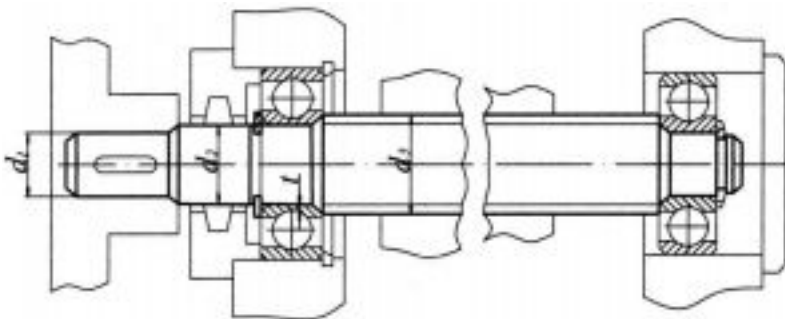


Рис.1. Конструкция входного (или выходного) шлицевого вала коробки передач

Расчетным диаметром вала, показанного на рис. 1, служит посадочный диаметр  $d_1$  под ступицу полумуфты. Чтобы создать буртик для упора полумуфты, диаметр вала  $d_2$  под подшипник принимают равным  $(1,0...1,1)_1 d$ .

Диаметр шлицевой части вала для установки зубчатых колес или блоков зубчатых колес равен

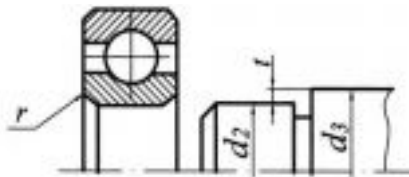
$$d_3 = d_2 + 2t,$$

где  $t$  – высота буртика для упора подшипника (рис.2).

Упорные буртики на валах должны иметь такую высоту  $t$ , чтобы опорная поверхность для

торцов колец подшипников была достаточной.

Высота буртика определяется размером  $r$  фаски Числовые значения подшипника.



координат фасок высоты упорного  
для каждого типа буртика  
и размера

Рис.2. К определению

6

подшипника приведены в каталогах и справочниках. Для примера в табл.1 указаны значения  $r$  для шариковых радиальных подшипников средней серии и наименьшая высота буртика  $t$  в зависимости от размера фаски  $r$ .

Таблица 1

$d_2$	10	15	20	35	50	60	85
$r$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
$t$	1,8	2,5	3	4	4,8	5,5	6,5

Диаметры посадочных мест под подшипники качения выбирают из стандартного ряда 10, 12, 15, 17, 20, 25 и далее – до 110 мм – через каждые 5 мм.

Валы выполняют из конструкционных сталей 35, 40, 45, нормализованных и улучшенных. Для высоконагруженных валов применяют легированные стали 40Х, 40ХН, 35ХГС и др. Валы из этих материалов подвергают улучшению, закалке с высоким отпуском или поверхностной закалке с низким отпуском.

Пример оформления рабочего чертежа вала приведен на рис.3.

## 1.2. Опоры валов

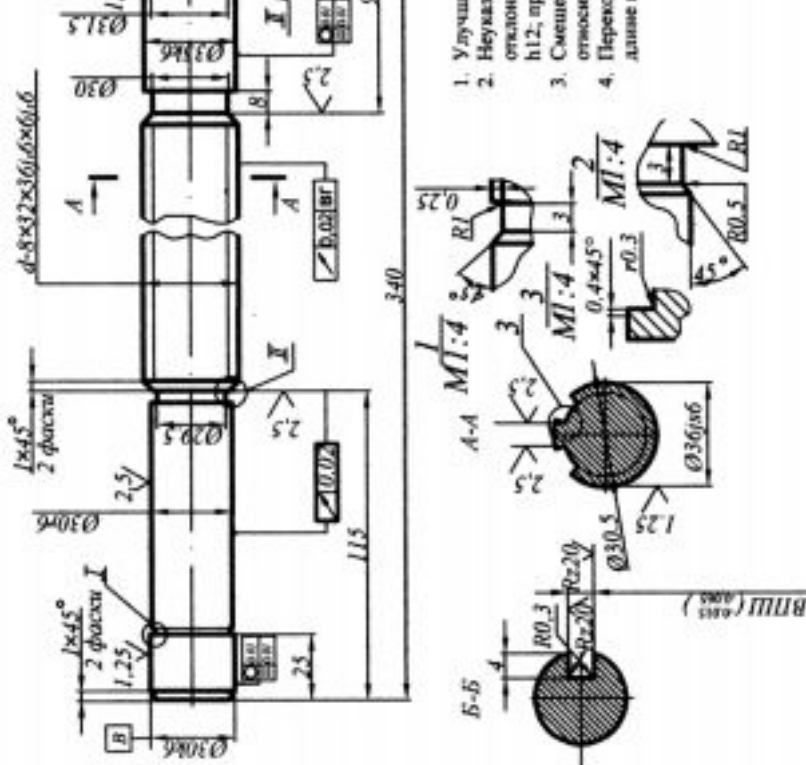
В механизмах станков обычно

применяют опоры качения и реже опоры скольжения. Ниже рассмотрены устройства опор качения. Конструкция и качество опор определяются типом подшипника, схемой установки, способом крепления подшипников в корпусе и на валу. После конструктивной проработки деталей, расположенных на валу (зубчатых колес, втулок и т.п.), приступают к конструированию его опор.

### **Выбор типа, размера и класса точности подшипника**

При выборе типа подшипника в первую очередь принимают во внимание величину и направление нагрузки на опору, затем размеры посадочных мест вала и корпуса, жесткость подшипника и, наконец, его стоимость.

При действии на опору радиальной и незначительной осевой сил выбирают радиальные шариковые подшипники, которые нашли наибольшее применение в машиностроении. Если на опору действуют радиальная в значительная осевая силы – выбирают подшипники радиально-упорные или упорно-радиальные шариковые или роликовые.



Нередко на выбор типа подшипника оказывают влияние размеры посадочного места вала и корпуса. Если требуется «вписаться» в определенное пространство, то иногда приходится применять более грузоподъемный роликовый

подшипник меньших размеров вместо «невписывающегося» шарикового. Именно по этой причине часто применяют конические роликовые подшипники там, где они нагружены чисто радиальными силами.

Наиболее дешевые подшипники – шариковые радиальные. Конические роликовые подшипники примерно в 1,35 раза, а радиально-упорные шариковые в 2 раза дороже шариковых радиальных.

При выборе типа подшипника параллельно производят его расчет, по результатам которого определяют требуемую динамическую грузоподъемность или ресурс: класс точности выбирают исходя из условий минимального шума, вибраций и др. ГОСТ 520-71 устанавливает 5 классов точности подшипников качения: 0 – нормальный; 6 – повышенный; 5 – высокий; 4 – прецизионный; 2 – сверхпрецизионный. Для коробок скоростей станков класса точности *H* следует выбирать подшипники класса 0.

### Схемы установки подшипников

Применяют две основные схемы установки подшипников в опорах: 1) с фиксированной и «плавающей» опорами и 2) «враспор». Установка и крепление подшипников по **первой схеме** показана на

рис. 4. Внутренние кольца обоих подшипников закреплены на валу. Внешнее кольцо левой опоры закреплено в корпусе, внешнее кольцо правой опоры в корпусе не закреплено, поэтому имеет свободу осевого перемещения. Левую опору

называют фиксированной, правую – плавающей. Фиксированная опора воспринимает как радиальную, так и осевую нагрузки, а плавающая – только радиальную. При нагреве или охлаждении вал удлиняется или укорачивается, а плавающая опора перемещается вместе с ним по расточке корпуса. Для этого наружное кольцо должно стоять в корпусе по подвижной посадке (например, H7) и иметь по торцам зазор  $C$  до защитных крышек. Из двух опор плавающей следует делать опору с меньшей радиальной нагрузкой.

Для увеличения жесткости опор в фиксированной опоре вала устанавливают два одинарных (шариковых или роликовых) или один сдвоенный подшипник.

**Вторая схема** крепления подшипников ("враспор") применяется для двухопорных валов небольшой длины – до 300...350 мм. Это крепление наиболее простое и самое дешевое, так как расточки корпуса гладкие и

9

сквозные (рис.5).

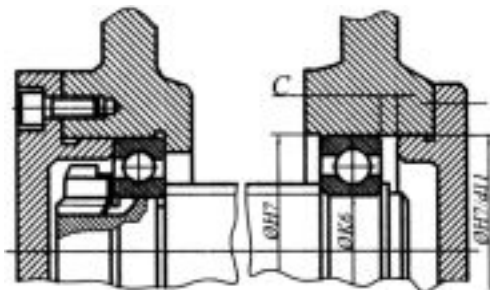


Рис.4. Установка подшипников с

фиксированной и «плавающей» опорами

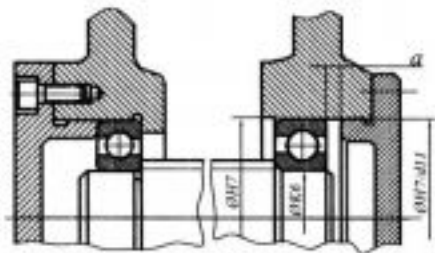


Рис.5. Установка подшипника «враспор»

Торцы внутренних колец обоих подшипников упирают в буртики вала или других деталей, сидящих на валу. Внешние торцы наружных колец подшипников упираются в торцы крышек или других деталей, закрепленных в корпусе. Для предотвращения заклинивания при нагреве или ошибках изготовления и сборки на одном конце вала между торцом крышки (стопорного кольца) и наружным кольцом подшипника составляют зазор  $a$ . Так как зазор очень мал, на чертежах его не указывают. Величину зазора  $a$  принимают на 0,2...0,3 мм больше величины теплового удлинения вала  $\Delta t$  [14] при радиальных подшипниках и на величину осевой «игры» (0,03...0,1 мм) при радиально упорных.

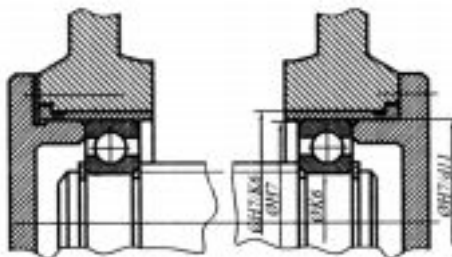
### Монтаж валов и опор

Конструкция опоры должна предусматривать: возможность сборки и разборки всех деталей вала, свободный проход подшипников до посадочных мест и доступный монтаж и демонтаж их на валу и в корпусе; возможность регулировки зубчатых

зацеплений и зазоров в самих

10

подшипниках как при монтаже,  
так и в процессе  
эксплуатации.



*Рис.6.* Конструкция опор с применением стаканов

Иногда в отверстие корпуса для облегчения монтажа валов, их осевой фиксации, унификации диаметров расточек, уменьшения износа отверстий в корпус ставят стаканы: чугунные с толщиной стенок 8...10 мм или стальные с толщиной стенок 4...6 мм (рис. 6).

Более полные сведения о конструктивном оформлении опор изложены в литературе [6, 10, 11, 13].

### **Посадки подшипников качения**

Посадка подшипника зависит от режима его работы и вида нагружения кольца; размера, направления и характера нагрузок, типа и размера подшипника, условий эксплуатации.

В коробках скоростей станков применяют два вида нагружения колец: местное и циркуляционное.

**При местном нагружении** кольцо не



вращается относительно нагрузки (наружное кольцо). Сопряжение наружного кольца подшипника с отверстием в корпусе (или в стакане) выполняют по переходной посадке ( $H7$ ,  $K6$ ,  $M7$ ,  $N7$ ), дающей малый натяг или небольшой зазор, позволяющий кольцу при работе несколько поворачиваться относительно своего посадочного места. Благодаря этому в работе участвует вся дорожка качения.

**При циркуляционном нагружении** кольцо вращается относительно внешней нагрузки (внутреннее кольцо). Сопряжение внутреннего кольца с валом выполняют по неподвижным подшипниковым посадкам ( $q6$ ,  $h6$ ,  $k6$ ,  $m6$ ,  $n6$ ).

Для нормального режима работы подшипников класса точности 0 в коробках скоростей в опорах промежуточных валов применяют посадки: для наружного кольца –  $H7$ , для внутреннего –  $k6$ . Наружное кольцо при посадках  $K6$  и  $M7$  не перемещается вдоль оси.

11

Посадки подшипников на валы производят по системе отверстия, а в корпус – по системе вала. Шероховатость поверхностей валов и отверстий корпусов (станков) в местах посадки подшипников  $Ra = 0,4...0,8$  мкм.

### 1.3. Расчет валов

При конструировании механизмов станков вначале выполняют

проектировочный расчет валов, а затем, после прочерчивания компоновки узла (например, коробки скоростей) и определения основных конструктивных размеров валов, производят их проверочный расчет. Основными критериями работоспособности вала служат прочность, жесткость и виброустойчивость.

## Проектировочный расчет

Предварительно диаметры валов для эскизного проекта (компоновки) устанавливают расчетом, базирующимся на простейших зависимостях между диаметром вала, крутящим моментом, условным допускаемым напряжением при кручении или углом закручивания. Рассмотрим порядок расчета валов коробки скоростей.

1. Определяют мощность на всех валах:

$$N_i$$

,

$$N_i(1)$$

$N_{шп}$

$\eta$

где  $N_{шп}$  – мощность, передаваемая шпинделем, кВт, равная эффективной мощности резания при наиболее нагруженном режиме работы;  $\eta$  – КПД участка кинематической цепи от шпинделя до рассчитываемого вала. 2. Рассчитывают крутящие моменты на всех валах:

$$M^i = 9740 \frac{N_i}{n_i}$$

$$i^{\text{н}}_{\text{н}}, (2)$$

р

где  $M_i$  – крутящий момент, Н·м;  $N_i$  – передаваемая валом мощность, кВт;  $n_p$  – расчетная частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>, которая для последнего вала – шпинделя большинства станков (кроме обдирочных) определяется из следующей зависимости:

$n_p = n_{\text{min}} R_n$ , (3) где  $n_{\text{min}}$  – минимальная частота вращения шпинделя, об/мин (мин<sup>-1</sup>);  $R_n$  –

12

диапазон регулирования частот вращения шпинделя.

Расчетные частоты вращения промежуточных валов определяют по графику передач привода с учетом  $n_{\text{min}}$  шпинделя.

3. Определяют диаметры валов по допускаемому напряжению при кручении  $[\tau] = 25 \dots 30 \text{ МПа}$ :

$M$

$$d, (4)$$

$= i$

$$30,2 \cdot [\tau]$$

$i$

где  $d$  – диаметр вала, мм.

Меньшие значения  $[\tau]$  принимают для более длинных валов, а большие – для коротких.

4. Найденные расчетом диаметры валов округляют до нормализованных диаметров гладких (по ГОСТ 6636–69) [15] и шлицевых валов (по ГОСТ 1139–58) [12].

Результаты расчета многоваловой коробки скоростей рекомендуется свести в таблицу:

№. вала по кинем ати чес кой схе ме	Расчетные параметры				
	$N_i$ , кВт	$M_i$ , Н·м	$n_p$ , мин <sup>-1</sup>	$d_i$ , мм	
				рас чет.	норм ализ.

### Проверочный расчет

В курсовом проекте проверочный расчет выполняют для наиболее нагруженных одного-двух валов коробки скоростей\*. При этом рассчитывают вал на статическую прочность в нескольких опасных сечениях с учетом сложной деформации и изгиба, а также на жесткости и на выносливость.

Валы на прочность рассчитывают по формуле

$$M, (5)$$

пр

[ ]<sub>из</sub>

$$\sigma_{из} = \frac{M}{W} \leq [\sigma]_{из}$$

где  $M_{пр}$  – приведенный момент, Н·м;  $W$  – момент сопротивления в опасном сечении, мм<sup>3</sup>;  $[\sigma]_{из}$  – допускаемое напряжение, МПа.

<sup>2</sup><sub>к</sub>

$$^2 M_{пр} = M_{из} + 0,75 M. (6)$$

\* Расчет шпинделя – последнего (выходного) вала привода главного движения обязательно рассмотрен ниже.

13

Здесь  $M_{из}$  – максимальный изгибающий момент в опасном сечении, Н·м;  $M_k$  – максимальный крутящий момент в опасном сечении, Н·м. Момент сопротивления вала равен:

$$\frac{\pi d^3}{32}$$

для круглого сплошного

сечения

$$W \approx$$

=;

$$\frac{32 d^3}{0,1}$$

$$\frac{1}{1} \approx \frac{1}{1}$$

$$d^3 W_0$$

$\frac{3}{4}$

$$d^3 -$$

для круглого  
полого  
сечения

$$\frac{1}{0,1}$$

$$\pi, = -$$

$$32$$

$$d$$

$$^4$$

$$d$$

где  $d$  – наружный диаметр вала;  $d_0$  – внутренний диаметр полого вала. С достаточной на данной стадии расчета точностью для валов из среднеуглеродистой стали (Ст.5, 45, 40Х, 40ХН и др.) можно принять  $[\sigma]_{из} = 50 \dots 60 \text{ Н/мм}^2$ .

Проверочный расчет вала на статическую прочность производят в

следующем порядке:

1. Пользуясь схемой компоновки коробки скоростей, составляют конструктивную схему (рис. 7, а) и схему нагружения (рис. 7, б) рассчитываемого вала.

2. Составляют расчетные схемы вала в вертикальной (рис. 7, в) и горизонтальной (рис. 7, г) плоскостях и строят эпюры изгибающих моментов. Расчет усилий нагружения вала и реакций в опорах приведен на рис. 1.7.

3. Строят эпюры суммарных изгибающих моментов (рис. 7, д). Для любого сечения суммарный момент равен  $M_2$

$$M_{из} = M_6 + M.$$

4. Строят эпюры крутящих (рис. 7, е) и приведенных (рис. 7, ж) моментов [см. формулу (6)].

5. Определяют действительные напряжения в опасных сечениях вала (например I-I и II-II) по формуле (5), которые не должны превышать допускаемое напряжение.

Расчет валов коробок скоростей на жесткость и на выносливость выполняют реже (по этому вопросу см. литературу [11, 12, 15, 16]).

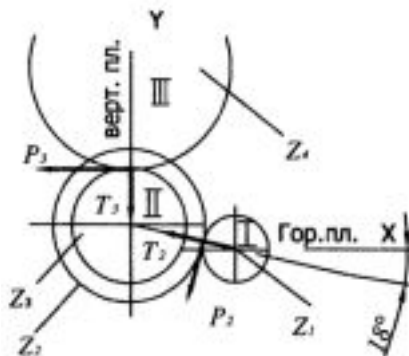
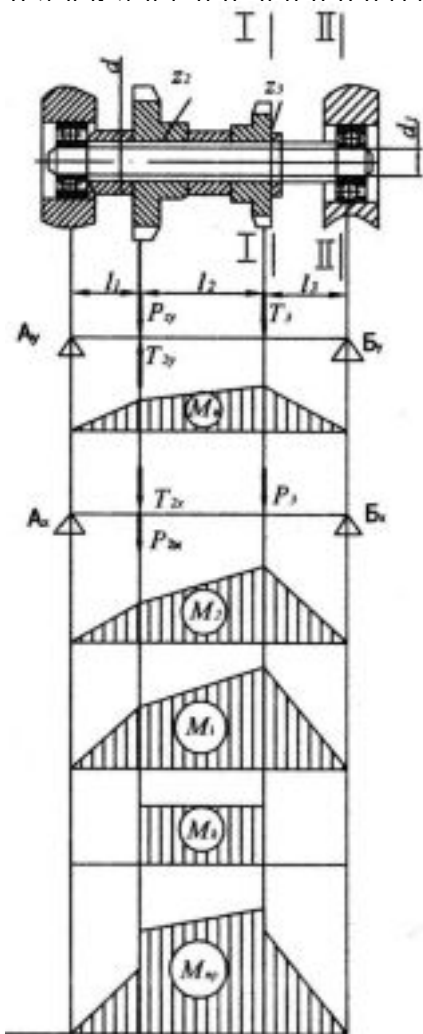
## **1.4. Выбор и расчет подшипников качения**

При курсовом проектировании тип и габаритные размеры подшипников предварительно выбирают по конструктивным соображениям, исходя из расчетного диаметра вала (см. подраздел 1.1). Предпочтение при этом следует отдавать

шарикоподшипникам по сравнению с более трудоемкими и дорогостоящими

14

роликподшипниками. При осевой нагрузке составляющей 35% и более от радиальной рекомендуется применять шариковые подшипники.



a б

В

Расчет усилий  
нагружения вала и  
реакций в  
опорах:

2

M

$$P = \frac{2}{3} d = m \cdot z;$$

Г 2 2 2

$$T_2 = P_2 \cdot \tan 20^\circ;$$

$$P_{2y} = P_2 \cdot \cos 18^\circ; P_{2x} = P_2 \cdot \sin 18^\circ;$$

д

$$T_{2y} = T_2 \cdot \sin 18^\circ; T_{2x} = T_2 \cdot \cos 18^\circ;$$

2

M

$$P = \frac{2}{3} d = m \cdot z;$$





радиально-упорные подшипники оказываются непригодными, то переходят на роликоподшипники. Последние применяют также, если необходимо обеспечить высокую жесткость опор или если действуют большие динамические нагрузки.

На следующем этапе после выполнения проверочных расчетов валов и определения реакций в опорах (см. раздел 1.3) выполняют проверочный расчет подшипников. При этом определяют действительную динамическую грузоподъемную силу наиболее нагруженного подшипника на рассчитываемом валу:

$$|f_{60}^{nh} C_Q| \leq \frac{1}{\alpha}$$

табл

$$\frac{10^6}{J} \quad \Rightarrow, (7)$$

где  $C$  – динамическая грузоподъемная сила, кН;  $Q$  – приведенная нагрузка на подшипники, кН;  $n$  – частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>;  $h$  – требуемая долговечность (ресурс) подшипника, ч;  $\alpha$  – показатель степени

(для шарикоподшипников  $\alpha=3$ , для роликоподшипников  $\alpha=10/3$ ).

Долговечность (ресурс) подшипника ориентировочно можно принимать равной 5000 ч для мелких и легкозаменяемых подшипников; 10 000 ч – для подшипников средних размеров и работающих в условиях среднего

нагрузки; 25 000 ч – для тяжелых и дорогостоящих подшипников, работающих в труднодоступных местах. Однако нельзя принимать  $h$  чрезмерно большим, так как это может вызвать неоправданное увеличение габаритов и стоимости.

Приведенную нагрузку для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико-роликоподшипников определяют по формуле

$$k_T Q (R k_m A) k k_\delta = \dots, (8)$$

где  $R$  – расчетная радиальная нагрузка, действующая на подшипник, кН, равная величине суммарной опорной реакции;  $A$  – расчетная осевая нагрузка на подшипник, кН;  $m$  – коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной; практически для основных типов подшипников, применяемых в коробках скоростей станков, можно принять  $m=1,5$ ;  $k$

– коэффициент вращения, равный 1 при вращении внутреннего кольца и 1,2 при вращении наружного кольца;  $k_\delta$

$k$  – коэффициент, учитывающий влияние характера нагрузки на подшипник (для коробок скоростей станков можно принять  $k_\delta=1\dots1,2$ );  $k_T$

$k$  – температурный коэффициент,

16

значения которого следующие:

Рабочая температура, °С 100 125 150 200

Температурный коэффициент,  $k_T$  1,0 1,05

1,1 1,25

Для подшипников с короткими цилиндрическими роликами и радиальных шарикоподшипников, не нагруженных осевой силой, приведенная нагрузка равна

$$k_T Q R k k_\delta = \cdot, (9)$$

а для упорных подшипников

$$_T Q A k k_\delta = \cdot. (10)$$

Значения динамической грузоподъемной силы  $C_{табл}$  для каждого типоразмера подшипника приводятся в каталогах или справочниках [12, 18].

## 2. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

### 2.1. Конструктивные элементы зубчатых колес

Цилиндрические зубчатые колеса малых и средних диаметров изготавливают со ступицей (рис. 8, а, в) либо без ступицы (рис. 8, б), если  $D_e \leq 80$  мм. Для снижения массы колеса с  $D_e > 80$  мм в

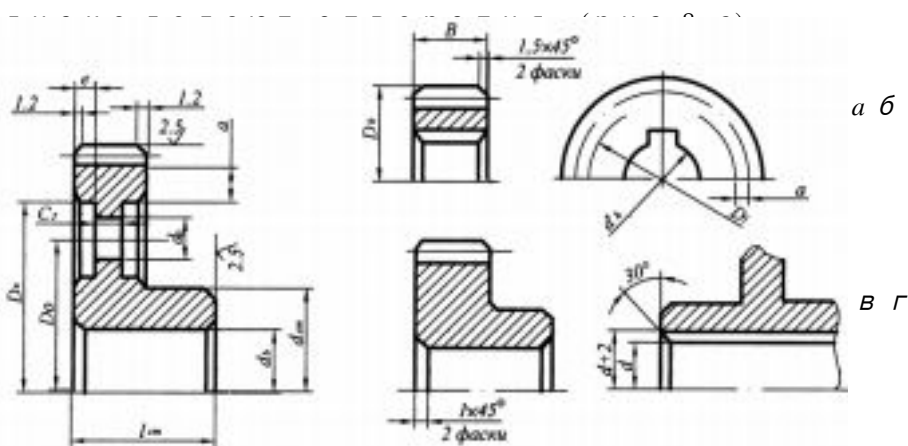


Рис. 8. Основные элементы цилиндрических

Размеры отдельных элементов цилиндрических зубчатых колес рекомендуется принимать следующими (см. рис. 8, а):  $d, d_b$

$$(1,5 \dots 1,7) \quad c_T =;$$

$$(1,2 \dots 1,7) \quad \star \quad c_T =; e = 0,25b; c_1 = 0,2b; a = (3 \dots 4)m; 0,5( ) D_0 = D_k + d_{c_T};$$

$$( ) / (3 \dots 4) d_0 = D_k - d_{c_T}.$$

Шестерни конструируют в двух исполнениях: отдельно от вала (насадная шестерня) и вместе с валом (вал-шестерня). Шестерню выполняют насадной лишь в том случае, если наименьший допускаемый размер между углом шпоночной канавки и диаметром окружности впадин  $D_f$  (см. рис. 8, б) должен быть не менее  $2,5m$ .

В плоских зубчатых колесах с небольшой шириной венца для выделения базовых торцов несколько занижают участки (на  $1 \dots 2$  мм), их разделяющие (см. рис. 8, а). В узких зубчатых колесах небольшого диаметра ( $D_e \leq 80$  мм) выточки не делают (см. рис. 8, б, в). Фаски на углах шлицевого отверстия принимают согласно рис. 8, г. Конструкции конических колес (малых и средних по величине) и рекомендации по выбору их размеров приведены на рис. 9, а, б, в.

## 2.2. Блоки зубчатых колес

В коробках скоростей станков широкое применение находят двух-,

трех- и четырехвенцовые блоки зубчатых колес (рис. 10). При конструировании многовенцовых блоков между венцами следует предусматривать разделяющие их канавки, а также кольцевые пазы для передвижных камней или вилок. Выбор расстояния между зубчатыми венцами блока зависит либо от технологии изготовления зубьев, либо от конструкции механизма переключения колес. Ширина проточки  $b$  (см. рис. 10,  $r$ ) должна быть достаточной для выхода долбяка или шевера. Блоки, изготавливаемые из стали с термообработкой типа «улучшение» при 8-й степени точности зубчатых венцов и грубее, могут нарезать долбяками без последующей доводки; для них при модуле  $m=1,5...5$  размеры  $h \geq 2,5$ ;  $b_1 = 5...7$  мм. Зубья 7-й и 8-й степеней точности после закалки притирают на притирочных станках; для них размеры канавки принимают такими же. Если зубчатые венцы с термообработкой типа «улучшение» выполняют по 7-й степени точности, то окончательной операцией при обработке зубьев является шевингование, для них размер канавок принимают по специальным номограммам [10]. При разности диаметров соседних зубчатых венцов в пределах 40...80 мм

можно принимать  $12...16 b_1 = \text{мм}$ .

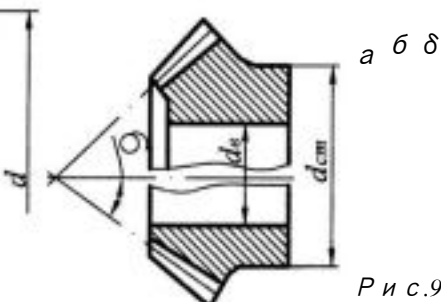


Рис.9. Конструктивные элементы  
лес

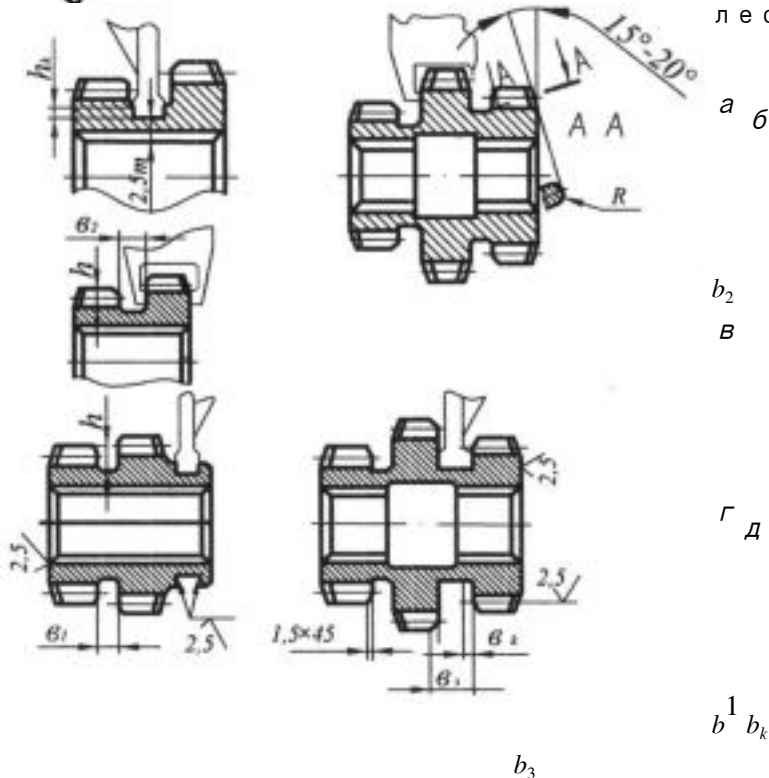


Рис.10. Конструкции многовенцовых блоков  
зубчатых колес

Ширину проточки  $b_2$  при переключении колеса рычагом (рис. 10, б, в) выбирают конструктивно; при переключении ползуном с реечным приводом (4...6)  $b_3 = b_k + \text{мм}$ , где  $b_k = 10, 12$  или  $16$  мм – размер

каменя [10].

Глубину кольцевых канавок под камнями можно принимать  $h_k = 4...7$  мм. Ширина проточки  $b_2$  (рис. 10, в) должна быть достаточной для размещения вилки; обычно  $b_2 \geq 10$  мм.

Зубья венцов подвижных блоков зубчатых колес, а также неподвижных со стороны входа в зацепление венцов скашивают под углом  $15...20^\circ$  и закругляют, чтобы облегчить ввод в зацепление передвижных колес с сопряженными неподвижными (см. рис. 10, б). Рабочий чертеж двухвенцового блока зубчатых колес представлен на рис. 11.

Для уменьшения осевых размеров зубчатых блоков используют их сборную конструкцию (рис. 12). В токарном станке модели 16К20 станкостроительного завода "Красный пролетарий" отдельные колеса соединяют в общий блок клеем (рис. 13). Для лучшего сцепления на сопряженных поверхностях нарезают винтовые канавки разного направления.

## 2.3. Посадки зубчатых колес

Для неподвижных соединений в механизмах, требующих разборки, в зависимости от величины передаваемых усилий применяют одну из переходных посадок. При средних усилиях применяют посадку  $H7/k6$ . Для сменных колес при сборке их вручную

рекомендуется посадка *H7 h6*. При использовании этих посадок необходимо крепить зубчатые колеса в осевом направлении. Для передвигных блоков зубчатых колес применяют посадки *H6 h6*, *H7 f6*, *H7 e8*. Посадка *H7 e8* используется только при большой длине ступицы блока колес.

Вид сопряжения зубчатых колес определяется величиной бокового зазора, который задается условиями эксплуатации. ГОСТ 1643–72 предусматривает 6 видов сопряжений: *A*, *B*, *C*, *D*, *E* и *H*. Из них *H* – с нулевым гарантированным зазором; *A* – с увеличенным гарантированным зазором. Чаще всего используют сопряжение *B*. Оно обеспечивает минимальную величину бокового зазора, при котором исключается возможность заклинивания зубчатой передачи от нагрева при разности температур колеса и корпуса 25°C.

## 2.4. Материалы зубчатых колес. Способы упрочнения зубьев

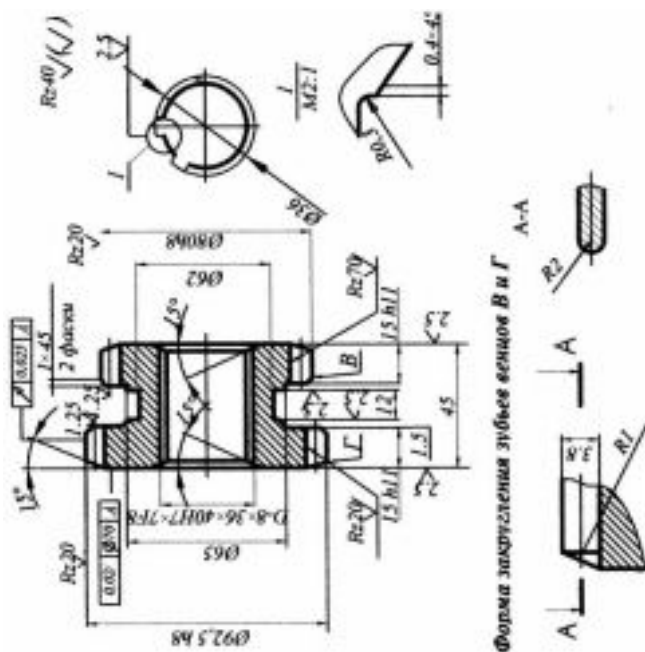
20

Основным материалом для изготовления зубчатых колес коробок передач служат легированные или углеродистые стали (табл. 2).

Г										3										4										5										6										7										8										9										10										11										12										13										14										15										16										17										18										19										20										21										22										23										24										25										26										27										28										29										30										31										32										33										34										35										36										37										38										39										40										41										42										43										44										45										46										47										48										49										50										51										52										53										54										55										56										57										58										59										60										61										62										63										64										65										66										67										68										69										70										71										72										73										74										75										76										77										78										79										80										81										82										83										84										85										86										87										88										89										90										91										92										93										94										95										96										97										98										99										100										101										102										103										104										105										106										107										108										109										110										111										112										113										114										115										116										117										118										119										120										121										122										123										124										125										126										127										128										129										130										131										132										133										134										135										136										137										138										139										140										141										142										143										144										145										146										147										148										149										150										151										152										153										154										155										156										157										158										159										160										161										162										163										164										165										166										167										168										169										170										171										172										173										174										175										176										177										178										179										180										181										182										183										184										185										186										187										188										189										190										191										192										193										194										195										196										197										198										199										200										201										202										203										204										205										206										207										208										209										210										211										212										213										214										215										216										217										218										219										220										221										222										223										224										225										226										227										228										229										230										231										232										233										234										235										236										237										238										239										240										241										242										243										244										245										246										247										248										249										250										251										252										253										254										255										256										257										258										259										260										261										262										263										264										265										266										267										268										269										270										271										272										273										274										275										276										277										278										279										280										281										282										283										284										285										286										287										288										289										290										291										292										293										294										295										296										297										298										299										300										301										302										303										304										305										306										307										308										309										310										311										312										313										314										315										316										317										318										319										320										321										322										323										324										325										326										327										328										329										330										331										332										333										334										335										336										337										338										339										340										341										342										343										344										345										346										347										348										349										350										351										352										353										354										355										356										357										358										359										360										361										362										363										364										365										366										367										368										369										370										371										372										373										374										375										376										377										378										379										380										381										382										383										384										385										386										387										388										389										390										391										392										393										394										395										396										397										398										399										400										401										402										403										404										405										406										407										408										409										410										411										412										413										414										415										416										417										418										419										420										421										422										423										424										425										426										427										428										429										430										431										432										433										434										435										436										437										438										439										440										441										442										443										444										445										446										447										448										449										450										451										452										453										454										455										456										457										458										459										460										461										462										463										464										465										466										467										468										469										470										471										472										473										474										475										476										477										478										479										480										481										482										483										484										485										486										487										488										489										490										491										492										493										494										495										496										497										498										499										500										501										502										503										504										505										506										507										508										509										510										511										512										513										514										515										516										517										518										519										520										521										522										523										524										525										526										527										528										529										530										531										532										533										534										535										536										537										538										539										540										541										542										543										544										545										546										547										548										549										550										551										552										553										554										555										556										557										558										559										560										561										562										563										564										565										566										567										568										569										570										571										572										573										574										575										576										577										578										579										580										581										582										583										584										585										586										587										588										589										590										591										592										593										594										595										596										597										598										599										600										601										602										603										604										605										606										607										608										609										610										611										612										613										614										615										616										617										618										619										620										621										622										623										624										625										626										627										628										629										630										631										632										633										634										635										636										637										638										639										640										641										642										643										644										645										646										647										648										649										650										651										652										653										654										655										656										657										658										659										660										661										662										663										664										665										666										667										668										669										670										671										672										673										674										675										676										677										678										679										680										681										682										683										684										685										686										687										688										689										690										691										692										693										694										695										696										697										698										699										700										701										702										703										704										705										706										707										708										709										710										711										712										713										714										715										716										717										718										719										720										721										722										723										724										725										726										727										728										729										730										731										732										733										734										735										736										737										738										739										740										741										742										743										744										745										746										747										748										749										750										751										752										753										754										755										756										757										758										759										760										761										762										763										764										765										766										767										768										769										770										771										772										773										774										775										776										777										778										779										780										781										782										783										784										785										786										787										788										789										790										791										792										793										794										795										796										797										798										799										800										801										802										803										804										805										806										807										808										809										810										811										812										813										814										815										816										817										818										819										820										821										822										823										824										825										826										827										828										829										830										831										832										833										834										835										836										837										838										839										840										841										842										843										844										845										846										847										848										849										850										851										852										853										854										855										856										857										858										859										860										861										862										863										864										865										866										867										868										869										870										871										872										873										874										875										876										877										878										879										880										881										882										883										884										885										886										887										888										889										890										891										892										893										894										895										896										897										898										899										900										901										902										903										904										905										906										907										908										909										910										911										912										913										914										915										916										917										918										919										920										921										922										923										924										925										926										927										928										929										930										931										932										933										934										935										936										937										938										939										940										941										942										943										944										945										946										947										948										949										950										951										952										953										954										955										956										957										958										959										960										961										962										963										964										965										966										967										968										969										970										971										972										973										974										975										976										977										978										979										980										981										982										983										984										985										986										987										988										989										990										991										992										993										994										995										996										997										998										999										1000										1001										1002										1003										1004										1005										1006										1007										1008										1009										1010										1011										1012										1013										1014										1015										1016										1017										1018										1019										1020										1021										1022										1023										1024										1025										1026										1027										1028										1029										1030										1031										1032										1033										1034										1035										1036										1037										1038									
---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------	--	--	--	--	--	--	--	--	--







В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термообработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы: с твердостью не более HB 350 – нормализованные или улучшенные и с твердостью более HB 350 (более HRC 45) – закаленные, цементированные, нитроцементированные, азотированные.

При твердости материала HB < 350 чистовое нарезание зубьев производят после окончательной термической обработки заготовки. Поверхности нормализованных и улучшенных зубьев хорошо прирабатываются, чем частично устраняются погрешности обработки. В коробках скоростей и подач

станков в качестве улучшаемых используют стали марок 45, 50Г2, 40Х, 45Х, которые находят весьма широкое применение главным образом в мелкосерийном и индивидуальном производстве, а также при производстве запчастей в условиях неспециализированного производства.

Т а б л и ц а 2

**Механические характеристики сталей для зубчатых колес станков**

22

Марка стали	Термообработка	Механические характеристики, МПа			Твердость	
		$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$	Сердцевин. HB	Поверхн. HRC

35	Нормализация	540...	45	230...250	20...340	—
45		580	0	...180 360	10...230	—
45	<<	610...	75	...300 170	2 HRC	—
45	Улучшение	700	0		53...55	
	Объемная	750...		430		
45	закалка	850			250...	—
40X		1000		40 260...3	280 —	—
40X	Поверхностная	600	80	0...460 23		—
40X	закалка	800...9	85	500	—	52
40X Н	Улучшение	00	0	450 410..	210...	6—
40X Н		900...1		220...250	230 —	50
50	Объемная	000	85	320 250..	230...2	...5
50 Г	закалка	1000	0	210...230	40	4—
15X	Поверхностная	750...		—		—
20X	закалка	850	40	420	260...	58
12X	Улучшение	1000	0		400 —	...6
НЗ		580...	—	500		3—
А	Объемная	620	65	—	400	
20X	закалка	660...	0			58
НЗ	Нормализация	700...	85	550	350	...6
		800	0	500		3
18X Г	<<	800	—			...6
Т	Цементация					3
	и	1000	95			
38X М	закалка	800...	0			56
ЮА	<<					
	Цементация с	900	85			...6
	двойной	1150	0			2 60
	закалкой					
	Цементация с	1000				
	закалкой					
	Цементация с					
	двойной					
	закалкой					
	Азотирование с					
	закалкой					

Зубчатые колеса с твердостью рабочих поверхностей  $HV > 350$  применяют в средне- и высоконагруженных передачах. Высокая твердость достигается термическими (закалка), химико-термическими (цементация, азотирование), механическими методами упрочнения, а также электрополированием.

Для закалики используют углеродистые и легированные стали со средним содержанием углерода 0,35...0,5% (стали 45, 40X, 35XM и т.д.). Твердость поверхности зубьев HRC 45...55. Применяют объемную закалку или закалку с нагревом СВЧ (поверхностная закалка).

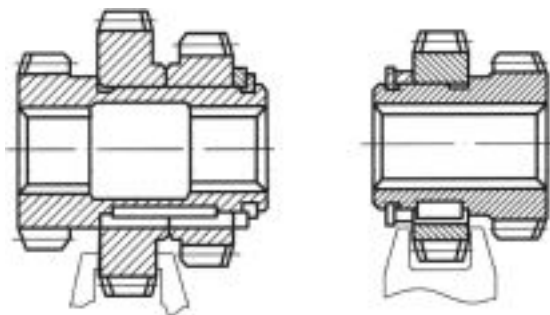


Рис. 12. Конструкция сборных блоков зубчатых колес

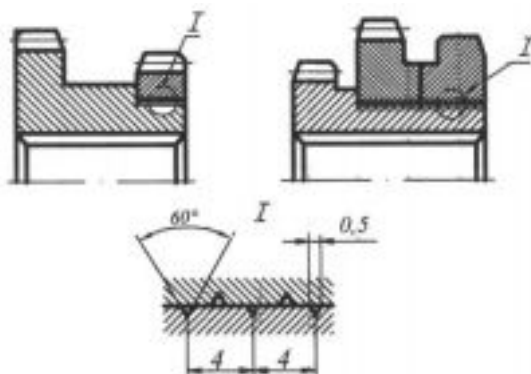


Рис. 13. Конструкции склеиваемых блоков

Цементации (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) подвергают колеса из низкоуглеродистых (сталь 15 и 20) и легированных (20X, 20XH2M и др.) сталей. Цементирование стали позволяет получить большую твердость рабочих поверхностей зубьев (HRC 56...63) и достаточно вязкую сердцевину, что обеспечивает высокую контактную и изгибную прочность зубьев.

Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает не меньшую твердость, чем цементация. Азотированию подвергают колеса из молибденовых сталей типа 38Х2М1ОА. В связи с дороговизной этот процесс применяют с ограничением (в специальных передачах).

## **2.5. Расчет зубчатых передач**

24

Критерием работоспособности закрытых зубчатых передач является прочность зубьев: контактная активных поверхностей и изгибная. В курсовом проекте прочностной расчет зубчатых колес выполняют в два этапа: проектировочный и проверочный.

При проектировочном расчете рекомендуется определить минимально допустимый модуль наиболее нагруженной шестерни в каждой групповой передаче, пользуясь уравнением прочности зуба на изгиб при наложении ряда упрощений. Модули всех других зубчатых колес данной групповой передачи принимают такими же, как для рассчитываемого колеса. На втором этапе после выполнения компоновки коробки скоростей уточняют все условия работы зубчатых колес и проверяют наиболее нагруженные передачи по допустимым изгибным и контактным напряжениям.

**Проектировочный расчет на  
выносливость зубьев при изгибе**

Расчет производят для шестерни. Ориентировочное минимально допустимое значение модуля  $m$ , мм, вычисляют по формуле, приведенной в источнике [19]:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{M k}{F \cdot \sigma_H \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_{\beta}}} \quad (11)$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{M k \cdot \psi \cdot \sigma}{F}}$$

$$Z_1 = \frac{F}{b d F_P}$$

где  $m$

$k$  – вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач  $k_m=14$ ; для косозубых ( $\varepsilon_\beta > 1$ ) и шевронных передач  $k_m=11,2$ ; для косозубых ( $\varepsilon_\beta \leq 1$ ) передач  $k_m=12,5$ . В формуле (11)  $M_1$  – крутящий момент на шестерне, Н·м;  $Z_1$  – число  $k$ , учитывающий неравномерность зубьев шестерни. Коэффициент  $F_\beta$  распределения нагрузки по ширине венца, можно принять равным 1,1.

Отношение ширины венца к начальному диаметру шестерни

$$\psi = \frac{b}{d_1}$$

принимается равным 0,2...1,6; меньшие значения – для передвижных блоков коробок передач. Для коробок передач станков рекомендуется  $\psi_{bd}=0,3...0,4$ .

$y$ , учитывающий форму зуба, можно определить по



Коэффициент  $F_1$   
табл. 6.7 [11]. Для шестерни с числом  
зубьев  $z_1=17-40$  (с коэффициентом  
смещения  $x=0$ ) коэффициент  $F_1$   
у приведен в табл. 3.

Таблица 3

25

$z_1$	17	18	19	20	21	22	24	25	26	30	32	37	40
$y_{F_1}$	4,2 6	4,2 0	4,1 1	4,0 8	4,0 1	4,0 0	3,9 2	3,9 0	3,8 2	3,8 0	3,7 8	3,7 1	3,7 0

Допускаемое изгибное напряжение  
 $\sigma_{FP}$  определяют по формуле  $\sigma_{FP} = \sigma' \cdot k$ ,  
(12)' – допускаемое напряжение  
зубьев по изгибу, МПа,

где  $\sigma_{FP}$   
соответствующее базовому числу  
циклов перемены напряжений;  $k$  –  
коэффициент долговечности.

С учетом условий работы и  
изготовления зубчатых колес  
значения ' приведены в табл. 6.5 [11].

Например, для зубчатого колеса из  
стали

$\sigma_{FP}$   
40X с поверхностной закалкой ТВЧ до  
твердости рабочих поверхностей  
зубьев HRC 48...52 величина  $\sigma'_{FP} = 270$  МПа при  
нереверсивной нагрузке и  $\sigma'_{FP} = 200$  МПа  
при реверсивной нагрузке; для сталей  
20X, 20XФ, 12ХН3А, 18ХГТ с цементацией и  
закалкой зубьев до твердости HRC 56...62  
и последующей шлифовкой рабочих  
поверхностей  $\sigma'_{FP} \cong 300$  МПа при  
нереверсивной и  $\sigma'_{FP} = 220$  МПа при

реверсивной нагрузке.

Для стальных зубчатых колес при твердости поверхности зубьев  $HВ > 350$  можно принять  $k_{FL} \leq 1,63$ .

Рассчитанный по формуле (11) модуль округляется до стандартного (табл. 4) (с м. ГОСТ 9563–60).

*Т а б л и ц а 4*

<i>m</i> , мм	1-й ряд	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
	2-й ряд	1,375	1,75	2,2 5	2,7 5	3, 5	4, 5	5, 5	7	9	11

### Проверочный расчет

В проверочном расчете, когда известны параметры передачи и условия ее работы, определяют изгибные и контактные напряжения и сравнивают с допускаемыми по выносливости материала. При этом требуется возможно большая точность определения всех коэффициентов, влияющих на работоспособность передачи. В результате проектант уточняет ее размеры, материал и термохимическую обработку зубьев колес.

**Расчет на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев.** Действующие в передаче контактные напряжения определяют по формуле

$$\omega + \sigma_{(1)} \leq \sigma_u$$

$$[\sigma]_H = \dots$$

$$z z z, (13)$$

$$\delta du$$

$$\omega_1$$

где  $\sigma_H$  – контактные напряжения, МПа;  $z$  – коэффициент, зависящий от угла наклона зубьев.

Значения коэффициента смещения контура приведены в табл. 6.10 [11]. Для коэффициента смещения  $X=0$  значения  $z_H$  можно принять по табл. 5.

Т а б л и ц а 5

Угол накло- на зуба $\beta$	0	10	15	20	25	30	35	40
$z_H$	1,76	1,74	1,71	1,67	1,62	1,56	1,50	1,42

Коэффициент  $z_H$

учитывает механические свойства материалов

сопряженных колес. Для стальных зубчатых колес  $z_M =$

275. Коэффициент  $\epsilon$

учитывает суммарную длину контактных линий. Для прямозубых и косозубых колес при коэффициенте осевого перекрытия  $\epsilon_\beta < 0,9$

$$4_\alpha - \epsilon$$

$$z_\epsilon = .$$

Коэффициент

торцового

о

перекрест

ия  $\left| \begin{matrix} | & | & | \\ | & | & | \end{matrix} \right|$

$$\beta \varepsilon_{\alpha} = - + \cos \left| \begin{matrix} | & | \\ | & | \end{matrix} \right| \left( \begin{matrix} 1 & 1 \\ 1 & 1 \end{matrix} \right) \left| \begin{matrix} | \\ | \end{matrix} \right|$$

$$1,88 \cdot 3,2 \cdot z_1 z_2', (14)_{12}$$

где  $z_1$  и  $z_2$

$z_i$  – числа зубьев шестерни и колеса, знак «+» принимают для наружного зацепления.

определяют по формуле  
Удельную расчетную окружную силу  $H_t$

$P$

$H_t, H_v$

$$H_t, (15)$$

$$\omega = \omega$$

$$b = \frac{P_i}{2 \cdot 10^3} M$$

$$k_{\alpha} k_{\beta}$$

где  $P_i$  – исходная сила, Н;  
окружная  $\gamma_1$

$d_1$

$k -$

Здесь  $M_1$  и  $d_1$  – крутящий момент на шестерне и ее диаметр;  $\gamma_{\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для

прямозубых передач  $= 1_{H\alpha}$

$k$ . Для косозубых и шевронных колес 7-й степени точности при окружной скорости 10...20 м/с можно принимать  $k$  – коэффициент распределения нагрузки по ширине венца.

$$k_{\beta H} \approx 1,1_{H\alpha}$$

Для зубчатых скоростей  $\approx 1$   
колес коробок  $k$  – коэффициент,

учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$k^v = \frac{\omega \cdot b}{\omega_H} \quad 1, (16)$$

$$^H P k k_{\beta H \alpha \beta} \dots$$

$\omega$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм,  
где  $\omega_v$

$$u^a \quad \omega \omega = \delta \cdot \cdot \quad g v \quad \dots \quad (17)$$

Здесь  $v$  – окружная скорость, м/с;  $\omega a$  – межосевое расстояние, мм. При твердости поверхностей зубьев  $H_B \leq 350$  коэффициент  $0,006 \delta_H =$ , а при твердости  $H_B > 350$   $0,014 \delta_H =$ .

Коэффициент  $g_0$ , учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса, принимают по табл. 6.

Т а б л и ц а 6

Модуль $m$ , мм	Значения $g_0$ при степени точности			
	6	7	8	9
До 3,5	38	47	56	73
3,5...10	42	53	61	82

Допускаемое контактное напряжение  $[ ] \sigma_H$  определяют по формуле из [11]:

$[ ]_{HL} \sigma = \sigma' \cdot k_{HNP}, (18)'$  – допускаемое контактное напряжение, соответствующее

где  $\sigma_{HP}$

базовому числу циклов перемены напряжений, МПа;  $_{HL} k$  – коэффициент долговечности. Для зубчатых колес коробок скоростей станков величину  $_{HL} k$  можно принять равной 1.

Значения  $\sigma_H'$  приведены в табл. 6.5 [11].

Например, для стали 40Х с поверхностной закалкой ТВЧ до твердости HRC 48...52 величина

28

$\sigma'_H = 900 \text{ МПа}$ ; для сталей 20Х, 20ХФ, 12ХН3А, 18ХГТ с цементацией и закалкой зубьев до твердости HRC 56...62 с последующей шлифовкой рабочих поверхностей допускаемое контактное напряжение  $\sigma'_H = 900 \text{ МПа}$ .

Расчет на изгибную выносливость зубьев. Действующие в передаче напряжения изгиба сравнивают с допускаемыми, взятыми с учетом коэффициента долговечности.

## Действующие напряжения изгиба

$$\sigma_F \leq \sigma$$

$$\sigma_F = \sigma_{\text{изг}} \cdot K_F$$

$$K_F$$

$$\sigma_F = \sigma_{\text{изг}} \cdot K_F, (19)$$

$$K_F$$

где коэффициент  $K_F$

принимается по табл. 6.7 [11] или по приведенной

ниже сокращенной табл. 7 для зубчатых колес, у которых коэффициент смещения  $x=0$ .

Таблица 7

$z$	19	20	21	22	24	25	28	30	32	37	40	45
$y_F$	4,11	4,08	4,01	4,00	3,92	3,90	3,82	3,80	3,78	3,71	3,70	3,68

Коэффициент  $K_\epsilon$

учитывает перекрытие зубьев. Для косозубых и

шевронных передач  $y_\epsilon=1$ ; для прямозубых первоначально принимают  $y_\epsilon=1$ . При уточненных расчетах коэффициент  $K_\epsilon$  определяют по

приложению 1 к ГОСТ 21354-75 [19].

Коэффициент  $K_\beta$

учитывает наклон зуба. Для прямозубых передач

$y_\beta=1$ , для косозубых и шевронных коэффициент

$$y_\beta = 1 - \beta / 140.$$

Удельную расчетную окружную силу  $F_t$

определяют по формуле

$P$

$\omega$ , (20)

$$k_F k k = \dots$$

$$F_v F_v F_v$$

$$b \quad \omega_{\alpha \beta}$$

где  $P_i$  – расчетная окружная сила в зубчатом зацеплении, Н;  $\omega b$  – рабочая ширина венца, мм

Окружная сила  $P = 2000 \cdot M / d_1$ , где  $M_1$  – крутящий момент, Н·м,  $d_1$  – диаметр делительной окружности, мм.

учитывает распределение

нагрузки между зубьями.

Коэффициент  $F_\alpha$

29

Для прямозубых и косозубых передач с коэффициентом осевого перекрытия  $\varepsilon_{\alpha} \leq 1$  принимают

$$k_{F_\alpha} =$$

Коэффициент  $F_\beta$

учитывает распределение нагрузки по ширине

венца; можно принять  $= 1, F_\beta$

$k$  (см. табл. 6.3 [11]).

учитывает динамическую нагрузку, возникающую в

Коэффициент  $F_v$  зацеплении.



$$\omega = \frac{b \cdot d \cdot \omega_1}{F \cdot \dots}$$

$$= +, (21) k^v \cdot$$

$$\frac{1}{F M k k} \quad v \quad F F \propto \beta$$

где  $Fv$

$\omega$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$u^a$

$$g_{Fv} \omega = \delta_{F \cdot 0} \cdot v, (22)$$

где  $v$  – окружная скорость, м/с;  $\omega a$  – межосевое расстояние, мм. Для прямозубых передач  $\delta_F = 0,016$ , для косозубых  $\delta_F = 0,006$ . Коэффициент  $g_0$ , учитывающий влияние разности шагов зацепления, можно принять по табл. 8.

Т а б л и ц а 8

Модуль $m$ , мм	Значения $g_0$ при степенях точности зацепления				
	5	6	7	8	9
До 3,5	28	38	47	56	73
3,5...10	31	42	53	61	82

Допускаемое изгибаемое напряжение [  $\sigma_F$  ] определяют по формуле (12).

При проверочном расчете по фактическому напряжению  $\sigma_F$  окончательно устанавливают

материал зубчатых колес и вид упрочнения поверхности зубьев (см. табл. 2).

### 3. ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ

#### 3.1. Расчет на кинематическую точность

Конструкция, точность изготовления и сборки шпиндельного узла во

30

многом определяют точность, надежность и в конечном итоге работоспособность металлорежущего станка. В связи с этим к точности вращения, жесткости, виброустойчивости и износостойкости шпиндельных узлов предъявляются особые требования, которые следует учитывать на всех стадиях создания станка и особенно на стадии проектирования.

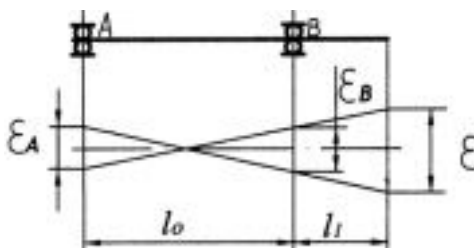


Рис. 14. Схема радиальных биений шпинделя над двух опорах

Точность вращения характеризуется обычно биением переднего конца шпинделя и определяется точностью как самого шпинделя, так и классом точности

Радиальное биение конца  
двухопорного шпинделя определяют  
по формуле

[illegible]

где  $\Delta$  — передняя опора (рис. 14);  $\varepsilon$  — радиальное биение, связанное с геометрическими погрешностями шпинделя;  $l_0$  — расстояние между опорами;  $l_1$  — длина консольного конца шпинделя.

Значения радиальных биений подшипников различных классов точности приведены в табл. 9. Если в одной опоре установлены два спаренных однотипных подшипника, то результирующее биение в этой опоре уменьшается в 1,42 раза.

Т а б л и ц а 9

### Допускаемые радиальные биения подшипников качения

Номиналь ный диаметр вала, мм	Класс точности
-------------------------------------	----------------

С в ы ш е	Д о	P0	P6	P5	P4	P2
–	30	0,013	0,010	0,010	0,005	0,003
30	50	0,015	0,012	0,010	0,005	0,003
50	80	0,020	0,016	0,012	0,006	0,004
80	120	0,025	0,020	0,014	0,007	0,005
120	180	0,030	0,024	0,016	0,008	0,006
180	250	0,040	0,032	0,020	0,010	–
250	315	0,050	0,040	0,024	0,012	–
315	400	0,060	0,048	0,030	0,015	–

Первые два слагаемых в формуле (23) представляют собой биения в опорах, приведенные к концу шпинделя. Это обстоятельство позволяет легко оценить влияние отдельных параметров шпиндельного узла на его кинематическую точность. Например, биение  $\varepsilon_B$  в большей степени влияет на суммарное биение, чем  $\varepsilon_A$ , поэтому точность подшипников задней опоры следует выбирать на один–два класса ниже точности подшипников передней опоры. На стадии проектного расчета обычно считают, что погрешности, вносимые подшипниками, составляют две трети допускаемого радиального биения шпинделя  $[\varepsilon]$ . Затем выбирают класс точности переднего (или

заднего) подшипника и, пользуясь уравнением

$$l = \frac{\varepsilon + \varepsilon_{100}}{\varepsilon} l_{100} \quad (3)$$

рассчитывают необходимую точность заднего (переднего) подшипника. Эта методика из-за неопределенности, связанной с выбором класса точности одного из подшипников, может дать несколько технически равнозначных вариантов. Окончательный вариант в этом случае выбирают по минимуму суммарной стоимости подшипников. Если принять условно цену подшипника нормального (Н) класса точности за единицу, то цена подшипников остальных классов точности будет соответственно:

P0 P6 P5 P4 P2  
1 1,5 3 6 12

В качестве примера рассмотрим шпиндельный узел со следующими геометрическими размерами:  $\varphi_1 = 100 \text{ мм}$ ;  $\varphi_0 = 400 \text{ мм}$ . В этом случае возможны два варианта классов точности подшипников, обеспечивающих примерно одинаковую кинематическую точность\*:

1-й вариант 2-й вариант

а) передний подшипник P2 P4

32

б) задний подшипник P0 P5

Действительно, радиальные биения концевшпинделя при этих вариантах

равны:

$$\frac{100}{500} = 0,004$$

1-й вариант  $0,010 \varepsilon = 0,020 + \text{мм}$ ;

$$\frac{400}{100} = 0,006$$

$$\frac{400}{500}$$

$$\frac{400}{500}$$

2-й вариант  $0,0105 \varepsilon = 0,012 + \text{мм}$ .

$$\frac{400}{400}$$

Относительная суммарная  
стоимость подшипников  
различна: 1-й вариант:  $12 + 1 = 13$ ;  
2-й вариант:  $6 + 3 = 9$ .

Следовательно, второй вариант

экономически более

целесообразен. **3.2. Расчет на**

### **жесткость**

Жесткость шпиндельного узла определяет точность его положения при воздействии нагрузок и, следовательно, точность обработки на станке. Малая жесткость станка часто<sup>1</sup> вынуждает вести обработку на заниженных режимах резания, снижая тем самым его производительность.

Жесткость шпиндельного узла характеризуется величиной упругого отжатия конца шпинделя под воздействием наибольших сил резания и сил, действующих со стороны привода. Она определяется жесткостью опор и жесткостью

непосредственно самого шпинделя.

Исследования жесткости станков показали, что собственные деформации деталей составляют небольшую долю в общем балансе упругих отжати<sup>1</sup>. Значительная роль принадлежит контактным деформациям в местах сопряжения отдельных деталей, поэтому жесткость шпиндельного узла необходимо рассматривать в совокупности с контактными деформациями в опорах. В противном случае можно получить не только ошибочный результат, но и прийти к принципиально неверным выводам. Основной характеристикой подшипников, определяющей их упругие деформации, служит радиальная жесткость. Под жесткостью будем понимать отношение силы  $P_k$  вызванной этой силой контактной деформации:

$$y^P_j = \dots \quad j = \dots \quad (24)$$

В некоторых случаях более удобно пользоваться величиной, обратной

\* Посадочные диаметры подшипников принятыми равными 75 мм.

жесткости, – податливостью:

$$P^y_j = \dots \quad 1. \quad (25)$$

Значения жесткости отдельных узлов могут быть получены экспериментально, и в этом случае она учитывает как собственную деформацию деталей, так и суммарную контактную деформацию во всех стыках.

$j$ , кН/мм

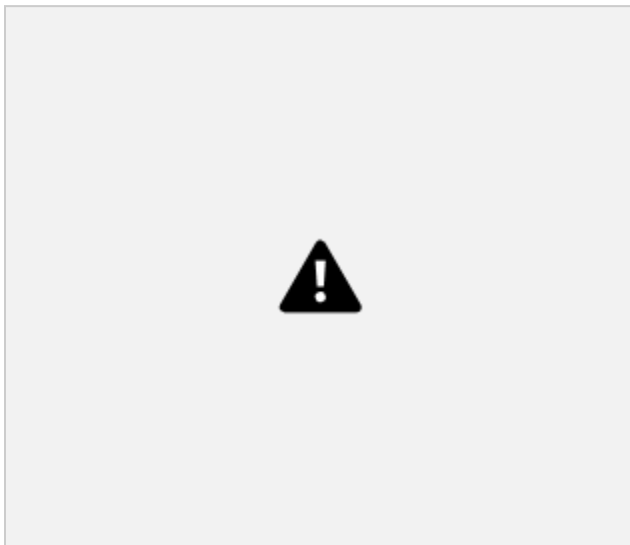


Рис.15. Зависимость радиальной жесткости некоторых типов подшипников качения от внутреннего посадочного диаметра

На рис. 15 даны зависимости радиальной жесткости некоторых шпиндельных подшипников от внутреннего посадочного диаметра  $d$ . Жесткость подшипников определена с учетом деформаций в местах посадки колец. Наибольшей жесткостью обладают цилиндро-роликовые двухрядные подшипники серии 3182100 (ГОСТ 7634-56) с коническим посадочным отверстием и радиально-упорные



роликовые подшипники серии 2007100 (ГОСТ 333–55). Значительно меньшую жесткость имеют радиально-упорные шарикоподшипники серий 46100 и 46200 с углом контакта –

$$\beta = 28 (\text{ГОСТ 831–54}).$$

Расчет на жесткость шпиндельного узла сводится к определению суммарных упругих отжатий  $u$  и углов поворота поперечных сечений  $\theta$  на наиболее ответственных участках шпинделя, а именно: на переднем

34

торце; посадочных местах подшипников; посадочных местах зубчатых колес и др.

Фактические значения параметров  $u$  и  $\theta$  не должны превышать предельно допускаемые. Обычно

$$[u] = 0,33 [\varepsilon], \theta = 0,001 \text{ рад},$$

где  $[\varepsilon]$  – допускаемое радиальное биение конца шпинделя. В местах посадки зубчатых колес с модулем  $m$  полагают

$$[u] = 0,02 m, \theta = 0,001 \text{ рад}.$$

Величины прогибов в подшипниках опор определяются их жесткостью и величиной сил реакции и автоматически ограничиваются при выборе подшипников по коэффициенту работоспособности. Значения углов наклона внутренних колец относительно наружных должны быть проверены и не должны превышать, рад.,

0,005 – для однорядных шарикоподшипников;  
 0,0025 – для цилиндрических  
 роликподшипников;  
 0,0016 – для конических роликподшипников;  
 0,05 – для сферических подшипников.

Суммарные прогибы и углы наклона упругой линии вала представляют собой модули векторных сумм этих величин для двух взаимно перпендикулярных плоскостей:

$$^2_2$$

$$y = y_1 + y_2$$

$$\theta = \theta_1 + \theta_2 \quad (26)$$

$$_1$$

Расчет начинают с выбора системы координат и определения всех нагрузок, действующих на вал в каждой плоскости. Начало системы координат обычно совмещают с левым концом рассчитываемого вала. Методика расчета для различных плоскостей одинакова и в дальнейшем рассматривается только плоскость  $XU$ , а индексы для простоты опускаются.

Наиболее точными и универсальными являются аналитические способы расчета, которые позволяют не только определить значения  $y$  и  $\theta$ , но и проанализировать влияние отдельных параметров на жесткость. Эти способы хорошо разработаны для балок постоянного сечения, поэтому шпиндель предварительно должен быть приведен к балке постоянной жесткости (рис. 16).

В начале шпиндель представляют в виде гладкого ступенчатого вала (рис. 16, а). Для упрощения расчетов допускается объединять поверхности с малой разницей в диаметре и не учитывать мелких канавок, проточек, шлицев, резьбы, буртиков и т.д. Жесткость полученного вала должна быть близкой к жесткости шпинделя, но не превышать его."

$$J_2 = k_1 J_1 \quad I_2 = k_2 J_1$$

$$\frac{R_1 a R_1 a R_2^a R_2 a}{b}$$

$$R/k^1 R_2/k_1 R_2$$

$$\frac{R_1 R_2}{B}$$

$$\frac{R_1 a/k_1}{R_2 b/k_2}$$

$$R_1 a$$

$$R_1 R_1 R_1 / k_2 R_2 / k_2 \quad \Gamma$$

$$P / k_1$$

$$P_2 = R_2 / k_2 - R_2 / k_1$$

$$R_1 P_1 = R_1 - R_1 / k_1$$

$$M_1 = R_1 a - R_1 a / k_1 \quad M_2 = R_2 b - R_2 b / k_1$$

Р и с. 16. Пример приведения ступенчатого вала к балке постоянного сечения

Для всех участков ступенчатого вала определяют экваториальные моменты инерции сечений  $I_{1,2}$

$$I_{,3}$$

И т.д. Выбирают сечение, к которому будут приведены все остальные (допустим, выбрано сечение  $I_1$ ), и рассчитывают коэффициенты приведения:

$$k=1; \quad k=; \quad k=и \text{ т.д. } (27) \quad 3$$

$$I \quad I \quad I \quad I$$

36

Вал нагружают всеми силами, действующими на шпиндель, определяют силы реакции в опорах, рассчитывают изгибающие моменты и поперечные силы. Разрезают вал в местах ступенчатого изменения диаметра и к каждому участку прилагают действующие на него внешние нагрузки и внутренние силы (рис. 16, б). Далее принимают моменты инерции всех участков равными

моменту инерции участка, к которому приводится вал, но для сохранения деформаций силы каждого участка делят на соответствующий коэффициент приведения (рис. 16, в). Соединяют участки вместе и на стыках вводят дополнительные внешние силы, равные сумме сил и сумме моментов на соединяемых торцах. В результате получают вал постоянной жесткости с иным распределением сил, но деформации которого равны деформациям исходного вала (рис. 16, г).

Дифференциальное уравнение упругой линии балки постоянного сечения имеет вид [21]

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = q(x), \quad (28)$$

где

$$EI$$

— модуль упругости материала балки;  $I$  — момент инерции балки;  $y$  — прогиб балки по ее длине;  $q(x)$  — интенсивность распределенной внешней нагрузки и реактивных сил.

Общее решение этого уравнения представляет собой сумму

$$\Sigma$$

$$y = A_0 + A_1 x + A_2 x^2 + A_3 x^3 + \frac{1}{EI} \int_0^x \int_0^{\xi} q(\eta) d\eta d\xi, \quad (29)$$

где  $A_0, A_1, A_2, A_3$  — постоянные

интегрирования, определяемые из граничных условий;  $\Sigma \Phi(x)$  – частное решение полного уравнения (28), зависящее от вида внешних усилий и координат их приложения.

Уравнение упругой линии (29) справедливо для самых разнообразных схем нагружения и закрепления, но для балки со свободными концами (такими являются шпиндели) на основании граничных условий:

2

$dy_3$  – оно упрощается;

$$dy_{и\ 3}(0) = 0$$

$$(0) = 0_2 dx$$

$dx$

1

$\Sigma ( )$

$$= y_0 + y_1 + \Phi x \quad EI \quad y A A x \quad (30)$$

Для наиболее распространенных видов нагрузки значения частных решений  $\Phi(x)$  приведены в табл. 10. Следует иметь в виду, что значения этих функций даны для положительных направлений силовых факторов (см. схемы в табл. 10) и в случаях противоположного направления сил

37

знаки перед соответствующими выражениями должны быть заменены на обратные. Кроме того, в формулах (29) и (30) учитывают только силы,

расположенные слева от рассматриваемого сечения. Например, для схемы, приведенной на рис. 17, уравнение упругой линии (30) в общем виде задают тремя уравнениями:

для участка I ( $0 \leq x < l$ )

(1)

$$y'''' + \lambda^4 y = 0 \quad (31)$$

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = 0$$

$l \leq x < 2l$

для участка II

1

$$[y(l)] = 0; y''(l) = 0 \quad (32)$$

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = 0$$

$2l \leq x < 3l$

для участка III

1

$$[y(2l)] = 0$$

$$y''(2l) = 0 \quad (33)$$

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = 0$$

Значения функций

$$y_P, y_R, y_{P,R}$$

с учетом сил и направлений

и координат их приложения определяют по табл. 10:

$$y_P, y_R, y_{P,R}$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{1}{3!} \left( \frac{1}{3!} \right) = - \cdot \\
 & \Phi_{xR} \left( \frac{1}{3!} \right) = - \cdot \\
 & \Phi_{xP} \left( \frac{1}{3!} \right) = - \cdot - \cdot
 \end{aligned}
 \tag{34}$$

Таким образом, окончательное решение уравнения упругой линии сводится к определению постоянных интегрирования и расчету реакций опор. Для двухопорных валов эти две задачи целесообразно решать раздельно. Реакции опор находят исходя из уравнений статистики, а постоянные интегрирования – из граничных условий в опорах (табл. 11). Например, по схеме, приведенной на рис. 17 для упругих опор, имеющих жесткости соответственно  $j_1$  и  $j_2$ , граничные условия равны

$$\begin{aligned}
 & y_1 = \frac{1}{j_1} R_1; \\
 & y_2 = - \frac{1}{j_2} R_2.
 \end{aligned}$$

Величина прогиба в первой опоре определяется выражением (31), следовательно, первое граничное условие с учетом выражения (34) приводит к уравнению



$PR$

$A + A \cdot \frac{1}{2} + \frac{1}{2} = \dots (35)$

$\frac{1}{0!} 3! EI$

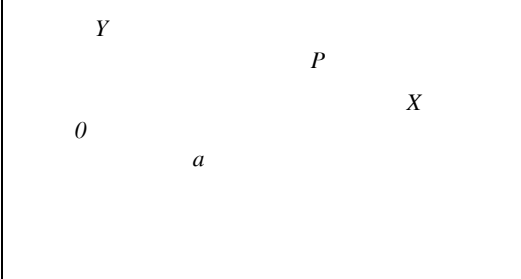
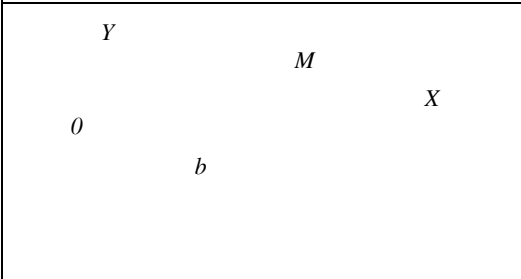

1

Т а б л и ц а 10

$\frac{3}{1}$   
 $\frac{1}{1}$

$j$

**Значения частных решений уравнения упругой линии**

Вид нагрузки	Значение функции $\Phi(x)$
<div></div>	<div><p>При <math>x &gt; a</math></p><p><math>\Phi x = -\frac{P}{6} (x - a)^3</math></p></div>
<div></div>	<div><p>При <math>x &gt; b</math></p><p><math>\Phi x = \frac{M}{6} (x - b)^3</math></p></div>
<div></div>	<div><p>При <math>c &lt; x &lt; d</math></p><p><math>\Phi x = -\frac{q}{24} (x - c)^4</math></p></div>

	<p>При <math>x \geq d</math></p> <p><math>q \Phi_{x_q} = \dots</math></p> <p style="text-align: right;">[ ] 44</p> <p><math>( ) x c x d</math></p> <p style="text-align: right;"><math>( ) ( )</math></p> <p style="text-align: center;">4!</p>
<p><math>Y</math></p> <p style="text-align: right;"><math>q_X</math></p> <p><math>0</math></p> <p style="text-align: center;"><math>c</math></p> <p style="text-align: center;"><math>d</math></p>	<p>При <math>x &gt; c</math></p> <p style="text-align: center;"><math>x</math></p> <p style="text-align: right;">3</p> <p><math>q \int^-</math></p> <p style="text-align: right;"><math>( )</math></p> <p style="text-align: right;"><math>ds^{x s}</math></p> <p><math>\Phi_{x q S}</math></p> <p style="text-align: right;"><math>( ) ( ) ,</math></p> <p style="text-align: center;">=</p> <p style="text-align: right;">3!</p> <p style="text-align: center;">0</p> <p>где <math>S</math> – переменная интегрирован ия</p>

Для второй опоры, используя формулы (33) и (34), получим аналогичное уравнение:

$$P R P R 1$$

$$A A = - \left| \begin{matrix} 1 \\ 1 \end{matrix} \right| \left| \begin{matrix} 1 \\ 1 \end{matrix} \right|$$

$$+ \cdot \cdot \cdot + - \cdot \cdot + \cdot \cdot - \cdot \cdot - \cdot \cdot - \cdot \cdot \cdot (36)$$

31                      32                      32





011( )

$EI$                       3                      ( ) 31                      32

3! 3!                      3!                      j

Т а б л и ц а 11

**Г р а н и ч н ы е у с л о в и я п р и р а з л и ч н ы х  
с п о с о б а х з а к р е п л е н и я в а л а**

С п о с о б з а к р е п л е н и я	С х е м а	Г р а н и ч н ы е у с л о в и я
С в о б о д н ы й к о н е ц		$y(0) = 0; \quad \frac{dy}{dx}(0) = 0$
Ж е с т к о з а к р е п л е н н ы й к о н е ц		$y(0) = 0; \quad \frac{dy}{dx}(0) = 0$
Ш а р н и р н о з а к р е п л е н н ы й к о н е ц		$y(0) = 0; \quad \frac{dy}{dx}(0) = 0$
Ж е с т к а я п р о м е ж у т о ч н а я о п о р а		$y(l) = 0; \quad \frac{dy}{dx}(l) = 0$

У пр у г а я п р о м е ж у т о ч н а я о п о р а (ж е с т к о с т ь $j$ )		$R^2 \frac{d^2 y}{dx^2} + y(l) = 0$
---	---	-------------------------------------

Совместное решение уравнений (35) и (36) дает значения постоянных  $A_0$  и  $A_1$ , которые затем подставляют в уравнения упругой линии (31)...(33).

Если необходимо оценить влияние отдельных параметров шпиндельного узла на жесткость, то их вводят в формулы в качестве

40

переменных и расчет ведут в общем виде, в остальных случаях целесообразно подставлять числовые значения.

Изложенная методика позволяет рассчитывать не только двухопорные, но и многоопорные шпиндели.

Когда число неизвестных реакций опор больше двух, их расчет на основании только уравнения статики невозможен. Поэтому значения реакций опор  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  и так далее и постоянные интегрирования  $A_0$  и  $A_1$  определяют путем решения совместной системы уравнений. Эта система состоит из двух уравнений статики:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P_{ij} R_j = 0, \quad (37)$$

$$P \quad R$$



### 3.3. Расчет на

### виброустойчивость

При вращении несбалансированного вала, имеющего конечную жесткость подшипников, ось вала под действием центробежных сил смещается относительно оси вращения и прогибается, совершая прецессионное движение. С увеличением угловой частота вращения, смещение и прогибы возрастают и становятся особенно значительными при критическом значении этой частоты  $\omega_{кр}$ . Увеличение частоты вращения сверх критического значения приводит к уменьшению смещения и прогибов оси вала, и он самоцентрируется. Это явление сопровождается появлением значительных знакопеременных нагрузок и вибрациями всего механизма.

Расчет на виброустойчивость сводится к определению критической частоты вращения и сравнению ее с рабочим диапазоном частот вращения шпинделя. Считается, что опасность резонанса не возникает, если предельные скорости рабочего диапазона отличаются от критической частоты более чем на 25%, т.е.

42

$$\omega_{\max} \omega_{кр} < 0,75 \text{ или } \omega_{\min} \omega_{кр} > 1,25, \quad (39) \text{ где } \omega_{\max} =$$





второй опоры;  $m$  – масса  
 где  $j, 2$   
 ротора;  $x$   
 $I, y$   
 $I$  – моменты инерции ротора  
 относительно главных осей инерции;  
 $a, b$  – расстояния от центра масс до  
 первой и второй опор.

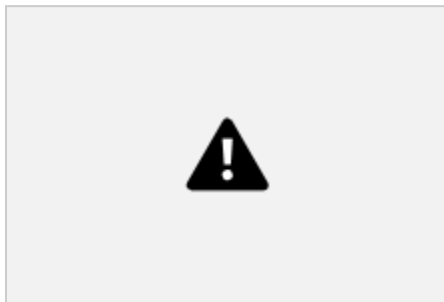


Рис.18. Схема для расчета собственной частоты колебаний массивного вала на упругих опорах

Уравнение (40) сводится к квадратному заменой  $\omega_{кр}^2$  и легко решается известными методами.

43

Необходимые формулы и зависимости для расчета приведены в табл.12. После определения критической частоты вращения проверяют справедливость неравенств (39), и если они не выполняются, то в конструкцию шпиндельного узла вносят необходимые изменения (как правило, увеличивают жесткость узла) и расчет на виброустойчивость повторяют.

Т а б л и ц а 12

**Расчетные формулы для  
определения главных  
моментов инерции  
ступенчатого вала**

С х е м а	Р а с ч е т н ы е ф о р м у л ы
<p style="text-align: center;">Ц . М .</p>	<p>Моменты инерции полого цилиндра</p> $I_{x_1} = \frac{m_1 R^2}{2} + m_1 x_1^2$ $I_{x_2} = \frac{m_2 r^2}{2} + m_2 x_2^2$ $I_{x_3} = \frac{m_3 R^2}{2} + m_3 x_3^2$ <p>где <math>m</math> – масса цилиндра.</p> <p>Координаты центра масс ступенчатого вала</p> $x_{cm} = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3}{m_1 + m_2 + m_3}$

	$  \begin{array}{c}  112233 \\  0 \\  m m m \\  + + \\  123 \\  y \\  = \\  0, \\  0 \\  \text{где } m_1, m_2, m_3 - \text{м а с с ы} \\  \text{от д е л ь н ы х} \\  \text{с т у п е н е й.} \\  \text{Мо м е н т ы} \\  \text{и н е р ц и и} \\  \text{с т у п е н ч а т о г о} \\  \text{в а л а} \\  I I I I \\  = + + \\  \begin{array}{c}  123 \\  x x x x  \end{array} \\  I I I I m l m l m l \\  = + + + + + \\  y u y u  \end{array}  $
	$112233, 123$

## 4. ОРГАНЫ УПРАВЛЕНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИМИ

44

### СТАНКАМИ

#### 4.1. Назначение и классификация органов управления

Для обработки конкретных деталей на металлорежущих станках необходимо обеспечить рабочие и вспомогательные движения исполнительных органов станка.

Продолжительность этих движений, а также их целесообразную последовательность согласно технологическому процессу обеспечивают системы управления станками. Вот почему эксплуатационные качества станка, такие, как производительность, удобство и простота обслуживания, надежность в работе, во многом зависят от применяемой конструкции системы управления, к которой предъявляются следующие основные требования:

1. Безопасность управления. Для обеспечения этого требования необходимо:

- располагать органы управления в удобных зонах;
- исключать их вращение во время работы станка;
- фиксировать органы управления в каждом из занимаемых ими положений;
- блокировать механизмы управления, т.е. исключать одновременное включение двух несовместных движений;
- применять ограничители пути установочных перемещений и сигнальные устройства;
- использовать дистанционное управление при обработке радиоактивных и токсичных материалов.

2. Легкость и удобство манипулирования органами управления. При выполнении этого требования учитывают:

- физиологические факторы человека – необходимая сила управления должна быть не более 80 Н,

при частой операции управления 40...45 Н;

– размеры, формы и расположение управляющих органов (рукояток, маховичков и т.п.).

3. Быстрота управления. На операцию управления должно затрачиваться тем меньше времени, чем чаще она производится. 4. Мнемоничность управления, т.е. согласование направления движения руки с направлением движения управляемой части станка. Например, для включения движения суппорта вправо ручку управления тоже необходимо переместить вправо.

5. Точность системы управления. В каждом конкретном случае необходимую точность работы цепи управления следует определить исходя из ее назначения и выполняемой функции.

45

Система управления станком состоит из механических, электрических, гидравлических и пневматических устройств, используемых для передачи команды исполнительному органу; управляющего органа – рукоятки, кнопки, конечного переключателя и т.п.; исполнительного органа (вилки, рейки, рычага и др.), перемещающего соответствующую часть станка.

Системы управления

С  
о б р а т  
н о й  
с в я з ь  
ю

Q	H
M	Q
H	H
Q	M
H	H

О д н о р  
у к о я т  
о ч н ы е

11

50  
50  
50  
50

Без  
о б р а т  
н о й  
с в я з и

y  
n  
p  
a  
a  
a  
a  
H  
H  
a  
H  
a

M  
 M  
 G  
 Y  
 C  
 H  
 C

[illegible]

Рис. 19. Классификация систем управления металлорежущими станками

Системы управления можно разделить на ручные и автоматические (рис. 19). При ручном управлении все переключения цикла осуществляются рабочим при помощи

рукояток, рычагов, штурвалов или кнопок. Более прогрессивными являются автоматические системы управления, которые по принципу действия можно разделять на две группы:

- 1) системы без обратной связи, когда заданный цикл выполняется в

46

требуемой последовательности без контроля правильности его осуществления;

- 2) системы с обратной связью, когда с помощью специального датчика сравнивается действительное положение рабочего органа станка с требуемым и при несоответствии создается дополнительный сигнал управления, ликвидирующий это несоответствие.

## **4.2. Элементы механизмов ручного управления**

Конструкции органов ручного управления весьма разнообразны и зависят от функционального назначения, требований удобства обслуживания и оформления с учетом эстетики. Существуют многорукояточные (многорычажные) и однорукояточные (однорычажные) механизмы. Преимущество первых – простота конструкции, недостаток – неудобное и утомительное обслуживание, так как для каждого органа, на который необходимо воздействовать, есть свой механизм управления.

В многорукояточных механизмах

управления в качестве исполнительного органа для переключения блоков чаще всего используют рычаг (рис. 20) или ползун с вилкой (рис. 21).

На рычаге 1 (рис. 20) через ось 2 установлен сухарь 3, который заходит в выточку двойного блока зубчатых колес 4. При повороте рукоятки 5 рычаг 1 через вал 6 перемещает блок (или отдельно колесо) вдоль его оси. Недостатком этой схемы является ограничение хода сухаря, вызванное необходимостью нахождения части сухаря в выточке. Чтобы увеличить величину хода, радиус рычага принимают равным

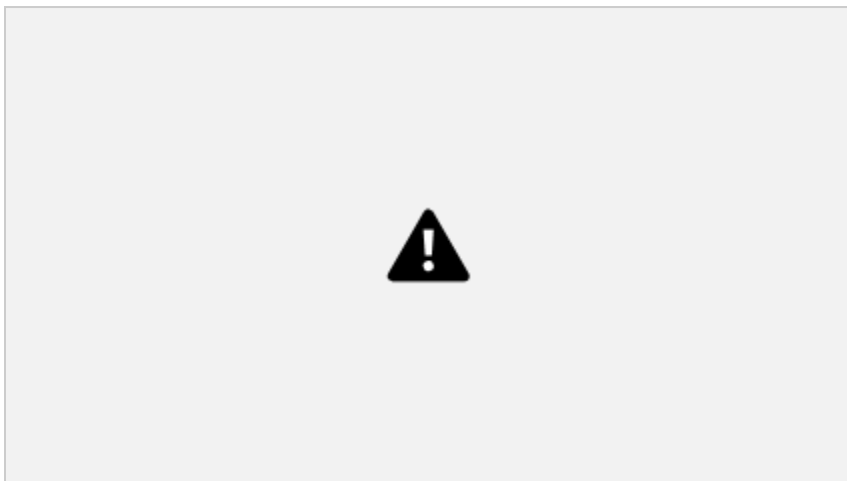
$$R = A_1 + a, \quad (41)$$

где  $A_1$  – расстояние от оси вала блока до оси поворота рычага;  $a$  – величина подъема оси сухаря относительно оси блока. Желательно, чтобы величина  $a \leq 0,3h$ , где  $h$  – высота сухаря.

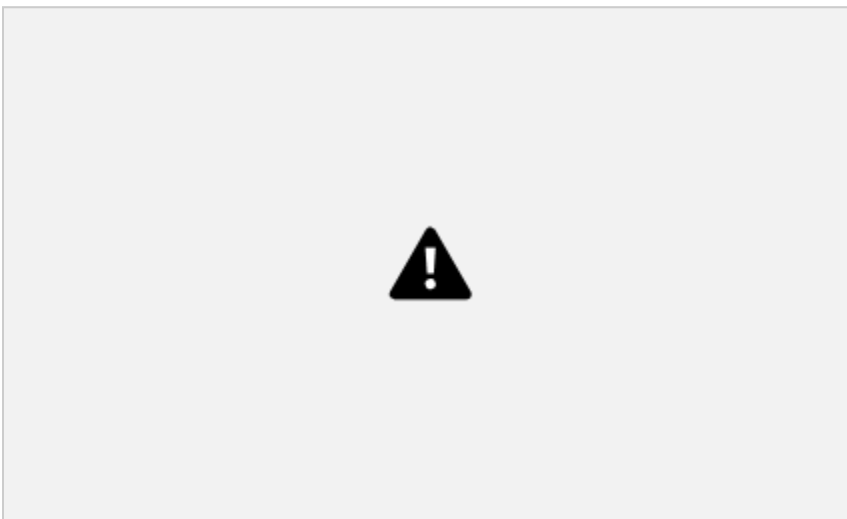
Более значительные перемещения обеспечивает ползун с вилкой (рис. 21). Ползун с вилкой движется по направляющей скалке 4 и с помощью вилки перемещает блок 5. С помощью зубчатого сектора 6 и рейки 2, связанной с ползуном, происходит его перемещение. Ход перемещения в этом случае ограничивается длиной рейки.

Формы рукояток, применяемых в станкостроении, весьма разнообразны, и на них имеются соответствующие нормали (рис. 22).





*Рис. 20.* Переключение блока рычагом



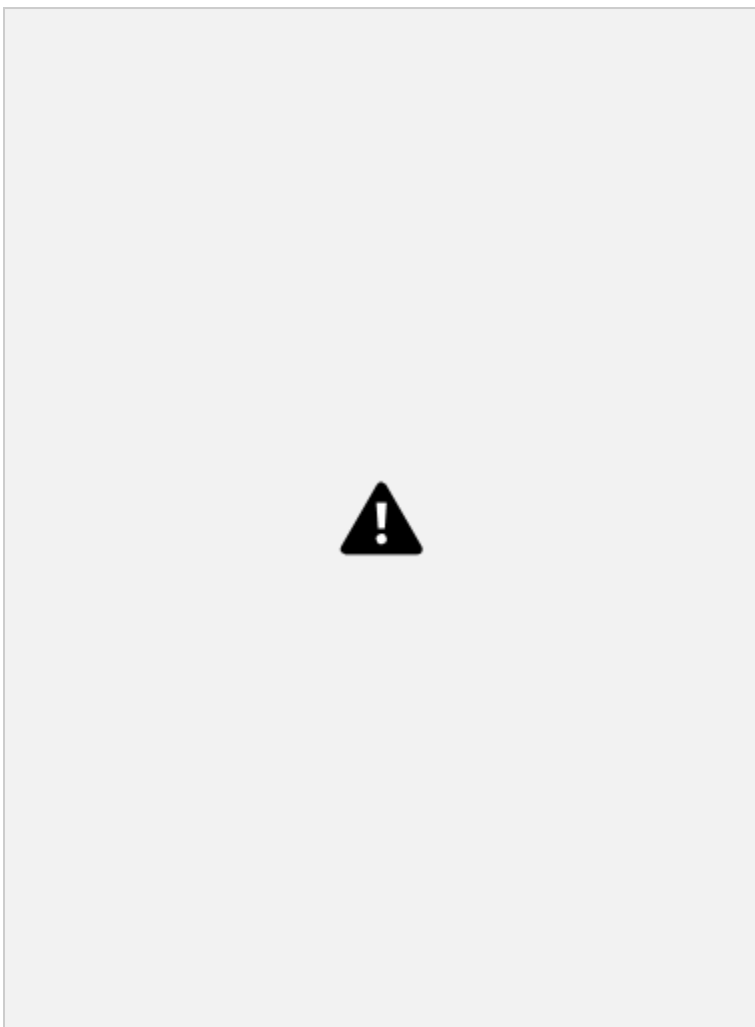
*Рис. 21.* Переключение блока ползуном с вилкой

На рис. 23 приведен многорукояточный (двухрукояточный) механизм управления. В этой конструкции при повороте рукоятки 1 через промежуточную втулку 2

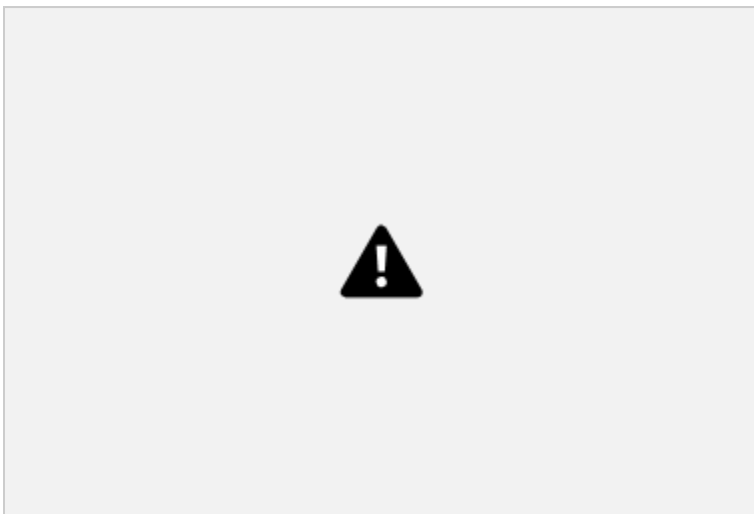
поворачивается зубчатый сектор 3, который в

48

свою очередь через ползун с рейкой 4 и сухарь 5 перемещает зубчатое колесо или блок (последние на рисунке не показаны). Вторая рукоятка 6 через вал 7 поворачивает круговой рычаг 8, который через сухари 9 перемещает блок 10. Для обеспечения определенного угла поворота рукояток используют шариковые пружинные фиксаторы 11.



*Рис. 22. Виды рукояток управления*



*Рис. 23. Многорукоточный механизм управления*

Конструктивное исполнение многорукоточных механизмов управления очень разнообразно.

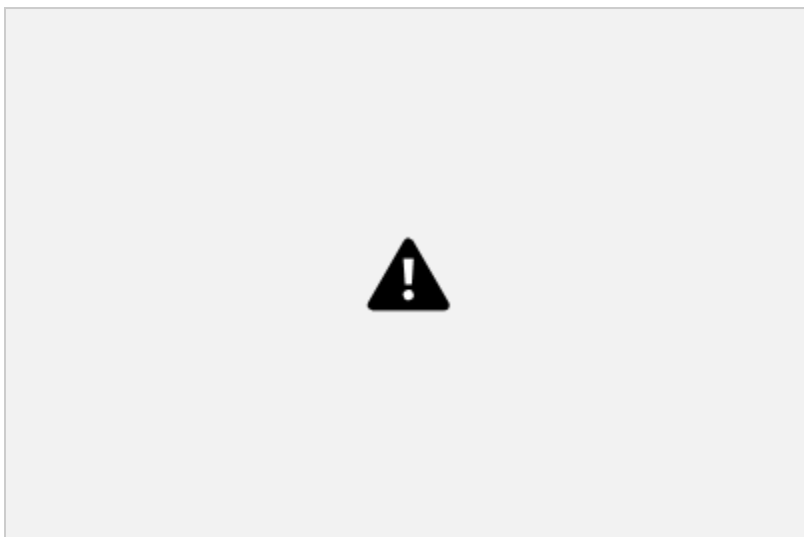
Однорукоточные механизмы сокращают потери времени на управление, упрощают обслуживание и способствуют повышению производительности станков с ручным управлением. Это преимущество особенно существенно для станков с малым машинным временем и тогда, когда рабочему приходится часто манипулировать органами ручного управления. К однорукоточным механизмам относятся: системы управления последовательного действия с барабанными или плоскими кулачками (рис. 24); преселективные системы (с предварительным набором необходимого значения величин,

произведенным во время работы станка) (рис. 25), селективные системы (избирательного, выборочного действия) (рис. 26).

Для примера рассмотрим систему уравнений с барабанными кулачками для переключения скоростей коробки на  $z=8$  (рис. 24 а, б). От маховика 1 движение передается управляющему валу 2 с тремя кулачками I, II, III. Каждый кулачок перемещает свой двойной блок 3 коробки скоростей. Управляющий вал может занимать восемь положений, каждому из которых соответствует включение данной скорости шпинделя. Для построения разверток барабанов I, II и III достаточно иметь структурный график коробки скоростей (рис. 24, б). Размеры  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ,  $K$ , ширина и форма канавок определяются по величине

50

путей перемещения блоков, по диаметрам роликов и т.д. Из структурной сетки видно: для того чтобы последовательно включать восемь скоростей, необходимо блок I поочередно переключать на  $1/8$  часть окружности, блок II – на  $1/4$  часть, а блок III – на  $1/2$  часть при каждом повороте кулачков.



*Рис. 24. Схема однорукой точной системы управления с барабанными кулачками*

Плоские кулачки с закрытыми кривыми по сравнению с барабанными кулачками обладают большей компактностью, что обусловлено их малой толщиной и возможностью расположения управляющих кривых на обеих сторонах каждого диска.

В преселективных системах управления предварительный выбор скорости (подготовка к переключению) производится при выполнении предшествующего перехода, т.е. время на установку требуемой скорости совмещается со временем обработки и только время включения скорости учитывается как холостой ход. Число различных систем управления с предварительным набором скорости, получивших распространение в современных станках, довольно

велико. В конструктивном отношении эти системы могут различаться, но общими для них остается принцип разрыва цепи управления на время подготовки очередной скорости и применение управляющих фасонных кулачков, аналогичных кулачкам или барабанам систем однорычажного управления.

51



*Рис. 25. Пример системы управления с*

предварительным набором скоростей

Порядок работы данной системы следующий (рис. 25): переводной рычаг 1 (их столько, сколько необходимо переключить блоков), закрепленный на оси шестерни 2, при своем повороте передвигает блок 5. Шестерня 2 поворачивается при перемещении одной из круглых реек 3, находящихся в зацеплении с шестерней. Передвигает рейки двойной диск 4. Предварительное необходимое положение диска устанавливают во время работы станка переводом его вправо с поворотом в нужную позицию. Блок перемещают возвратом диска влево, во время которого он

52

толкает одну из круглых реек 3, вторая рейка перемещается в обратную сторону и ее стержень входит в отверстие заднего диска. При нейтральном положении рычага 1 (как показано на рис. 25) отверстия должны быть только в переднем диске





против стержней обеих реек. Иногда вместо переводного рычага используют ползун с вилкой.

Системы селективного (избирательного) переключения (рис. 26) экономически выгодно применять в станках с большим числом переключений, т.е. числом ступеней скорости шпинделя или скоростей диска 5. Для подачи. Для конструкций этих систем

характерны селекторы диски с отверстиями (одно или два).

Селективный механизм переключения на 16 скоростей имеет один селекторный

Рис. 26.

Принципиальная схема

селективной системы управления

включения одной из скоростей необходимо ручкой потянуть диск вниз, затем повернуть его в соответствующее положение (механизм поворота на рисунке не показан), руководствуясь при этом указателем с рисками на панели станка, после чего продвинуть диск вверх. Селективный диск при перемещении вверх передвинет соответствующую пару реечных  $z-z$ , что, в свою

толкателей, которые повернут реечные шестерни <sub>14</sub> очередь, вызовет поворот рычагов, а они переведут в требуемое положение двух венцовые

блоки 1–4.

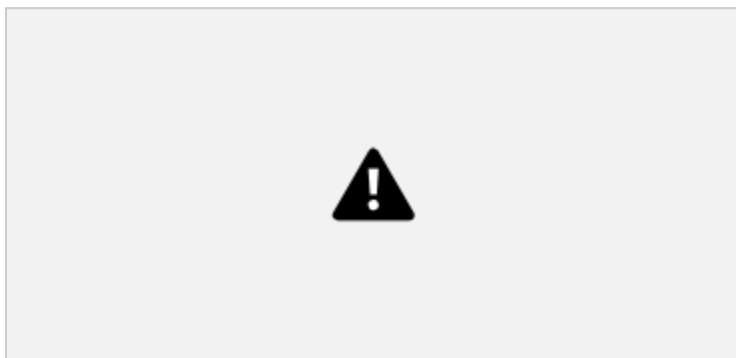
Основные геометрические размеры при проектировании этих механизмов определяются из следующих соотношений (обозначения приняты на рис. 27 а, б).

Расстояние между осями пары реечных толкателей

53

$$C = 2r + d - 2m, \quad (42)$$

где  $m$  – модуль реечных колес, мм.



Р и с.

27. К определению геометрических размеров элементов реечного механизма

Диаметр концентрических окружностей, на которых расположены отверстия под цапфы реечных толкателей,

$$= k^C$$

CC

$$D_p, \quad (43)$$

= =

$$\sin(\beta/2) \sin(\alpha/2) \sin(180/2)$$

$$\beta \quad k \quad \alpha$$

$$360 \quad \rightarrow$$

$\alpha = n$  – число требуемых  
переключений.

где  $k$  – целое число;  $n$

Величина перемещения толкателей зависит от  $b$  – ширины зубчатых венцов и отношения  $R/r_i$ , где  $R$  – радиус рычага, передвигающего блок (обычно  $R/r_i \cong (3...5)$ ).

Обладая важным достоинством – избирательностью – любого переключения, минуя промежуточные, селективные механизмы имеют недостатки: сложны конструктивно и трудоемки в изготовлении; блоки зубчатых колес, расположенные на одном валу, должны иметь блокирующие устройства, исключающие возможность включения одновременно двух блоков.

### 4.3. Автоматическое управление

Системы автоматического управления обеспечивают длительность и необходимую последовательность всех движений в станке для обработки детали с помощью команд, осуществляемых по программам, подготовленным и записанным на программоносителе. В зависимости от типа программоносителя различают следующие системы автоматического

54

управления.

*Кулачковое управление* в основном используют для станков-автоматов и полуавтоматов крупносерийного и массового производств. Кулачки, используемые в роли

программоносителей, обладают высокой надежностью, простотой конструкции. К недостаткам этого типа управления следует отнести большую номенклатуру кулачков (для каждой детали нужен свой кулачок) и большие затраты времени на переналадку. Свою функцию программноносителя кулачок совмещает с функциями привода (тягового устройства), работавшего в цикловом режиме. В станках кулачки устанавливают на распределительный вал, за один оборот которого осуществляется автоматический цикл обработки одной детали, и частота вращения может быть:

а) постоянной для управления рабочими и вспомогательными движениями. В этом случае теряется время на вспомогательные движения, которые можно было бы осуществлять с большими скоростями, чем рабочие (фасонно-отрезные автоматы, автоматы продольного точения);

б) различной: быстрой для обеспечения вспомогательных движений и медленной – для рабочих, но значительной разницы добиться нельзя ввиду возникновения больших сил инерции при переходе с одной угловой скорости на другую (полуавтоматы 1720, 1730, 1265-4).

Используются автоматы с более сложной структурой, когда применяют несколько распределительных валов: вспомогательный вал, вращающийся быстро для управления вспомогательными движениями, и рабочий вал с низкой частотой

вращения – для рабочих движений (токарный автомат 1A136).

*Управление с регулируемыи упорами* применяют в станках для обеспечения простых автоматических циклов: рабочий ход – отскок инструмента от детали – быстрый возврат. Преимущества данной системы: высокая надежность и меньшие затраты времени на переналадку по сравнению с кулачковой системой (многорезцовый полуавтомат 1730).

*Командоаппараты.* Эта система автоматического управления имеет один компактный орган – командоаппарат, который подает команды на смену всех движений. Из-за больших габаритов и сложной переналадки они все больше заменяются штекерными панелями.

*Следящие копировальные системы,* в которых команда на управление исходит на управление в зависимости от движения щупа, скользящего на поверхности копира, форма которого воспроизводится на поверхности детали.

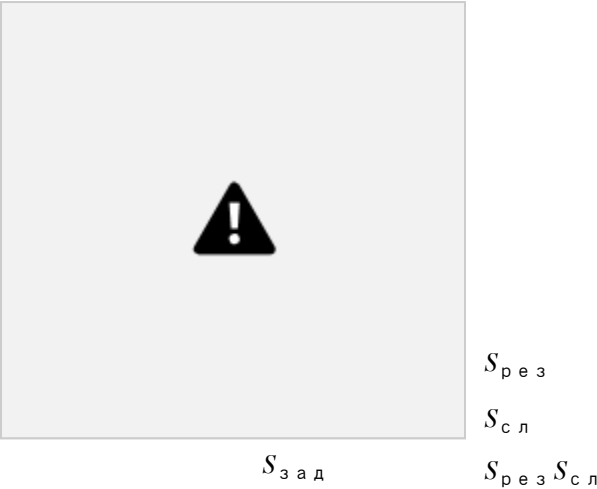
Для обработки тел вращения щуп имеет две подачи:  $S_{зад}$  – задающую

55

подачу, постоянную по величине, и  $S_{сл}$  – следящую подачу, являющуюся функцией движения щупа, – которые связаны между собой следующим образом:

$S_{сл} = S_{зад} \cdot \operatorname{tg} \Theta$ , (44) где  $\Theta$  – угол профиля копира

(рис. 28).



$$S_{зад} \Theta$$

*Р и с. 28.* Соотношение подач при копировании

Тогда результирующая подача обхода контура

$$S$$

$$S. (45)$$

$$= \frac{рез}{\cos} \Theta_{зад}$$

Так как наибольшей подачей является  $S_{рез}$ , то, исходя из необходимости ограничения этой скорости, а также из соображений точности и шероховатости поверхности, задаются значением  $S_{рез}$ , а следующими являются  $S_{зад}$  и  $S_{сл}$ :

$$S S_{(46)}$$

$$\begin{aligned} S_{зад} S_{рез} S_{cos} &= \cdot \Theta \\ &|_1 \\ &= \cdot \Theta \\ S_{сл} S_{рез} \sin &|_1 \end{aligned}$$

Для объемного копирования необходимо последовательно производить обработку плоскостей в направлении третьей координаты, т.е. происходит копирование «строчками», и в итоге получают обработанную поверхность, соответствующую поверхности копира.

56

Широкое распространение получили электрические (фрезерный полуавтомат 6441 Б) и гидравлические (полуавтомат 1722) копируемые системы, реже используются фотокопируемые, где обработка ведется прямо с чертежа.

*Системы числового программного управления (ЧПУ).*

Последовательность команд и величина перемещений узлов в этих системах выражается условным числовым кодом. Программа может быть записана на перфоленте, магнитной ленте, переключателями, штекерными

панелями или хранится в памяти управляющей вычислительной машины. Существуют разомкнутые системы числового управления или замкнутые с обратной связью. Наибольшее распространение в станках получили разомкнутые системы ЧПУ с использованием шаговых электродвигателей (более подробно с этой системой управления можно познакомиться в работах [3], [4]).

#### **4.4. Дистанционное управление**

Дистанционное управление применяют тогда, когда непосредственное управление станком затруднительно или вызывает неудобство. В управлении крупными и уникальными станками эта система необходима.

В условиях вредного производства – при обработке радиоактивных, токсичных материалов и тому подобное – рабочего необходимо изолировать, и управление переносится на значительные расстояния от оборудования. Органы управления в виде электрических кнопок или рукояток располагают на посту централизованного дистанционного управления, для обеспечения которого используют электрические, гидравлические и другие системы. Применение электромагнитных муфт, соленоидов, индивидуальных электродвигателей, золотников, гидроцилиндров позволяет свести функции оператора главным образом к нажатию кнопок и повороту рукояток. Дистанционное



управление часто используется для контроля и быстрого управления на автоматических линиях.

#### **4.5. Предохранительные устройства металлорежущих станков**

Устройства для предохранения станка и инструмента от поломок или повреждений распределяются на три основные группы: механизмы блокировки, ограничители хода и устройства для предохранения станка от

57

перегрузки.

#### **Механизмы блокировки**

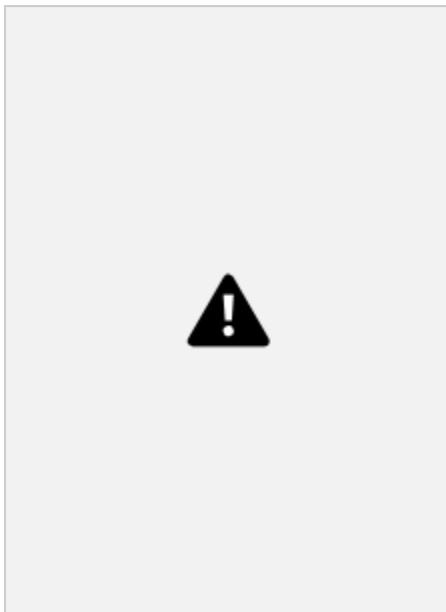
*Механизмы блокировки* обычно конструктивно объединяются с механизмами управления. Они исключают:

- возможность включения в одной группе передач одновременно двух или более зубчатых передач, что может привести к поломке слабого в прочностном отношении звена;

- одновременное включение двух несовместимых движений;
- выполнение некоторых операций управления иначе, как лишь в определенной последовательности, а иногда также и с определенными интервалами времени между ними.

На рис. 29 представлены примеры схем

механизмов блокировки. Во всех схемах звено 2 не может быть повернуто до тех пор, пока звено 1 не займет положение, при котором управляемое им колесо или муфта окажутся выключенными.



*Рис. 29. Схемы механизмов блокировки*

58

На рис. 30. приведены конструкции некоторых блокировочных устройств. Механизм, изображенный на рис. 30, а, выполнен по схеме рис. 29, г, а механизм рис. 30, б – по схеме рис. 29, в. Оба рычага в этих механизмах занимают нейтральное положение, поэтому вырезы в дисках обращены друг к другу. Механизм, показанный на рис. 30, в, выполнен по схеме рис. 29, д, а на рис. 30, г – по схеме рис. 29, а.

59



*Рис. 30.* Конструкции блокировочных устройств

### **Ограничители хода**

*Ограничители хода* (рис. 31)  
подразделяются на предельные

ограничители, которые  
устанавливают так, чтобы движущиеся  
части

60

станка не доходили до опасного  
конечного положения на 3...4 мм,  
поэтому точность таких  
ограничителей невысокая  $\pm(0,5...1)$  мм; и  
размерные ограничители, которые  
препятствуют движению с обязательным  
необходимого  
о размера  
детали; поэтому  
чения у них лежит в  
мм.



$z_1$

$z_2$

*Рис. 31.* Схемы устройств для ограничения  
хода:

*а* – с муфтами; *б* – с пальцами червяка

В качестве предохранительных  
устройств этого назначения могут  
быть использованы механизмы  
автоматического выключения,  
размыкающие кинематическую цепь  
при ограничении перемещения  
рабочего органа с помощью жестких  
упоров (рис. 31, *а*).

В основе их работы лежит следующий принцип: на пути движения рабочего органа 2 установлен жесткий упор 1, дойдя до которого подвижная часть станка останавливается. Сопротивление дальнейшему движению вызывает перегрузку в кинематической цепи, которая снимается с помощью предохранительной муфты 3.

Для автоматического выключения кинематической цепи при возрастании крутящего момента выше допустимого широко используется механизм с падающим червяком (токарные станки). Рассмотрим принцип работы падающего червяка (рис. 31, б). Движение подачи сообщается  $z/z_1$ , валик 3,

салазкам от ходового вала 2 через зубчатую передачу  $1_2$  универсальную муфту (кардан) и валик 4, на котором свободно посажен червяк 5, связанный с валиком предохранительной перегрузочной муфтой 6. При встрече салазок с неподвижным упором 1 прекращается вращение червячного колеса 9 и червяка 5, крутящий момент на валике 4 возрастает

61

и предохранительная муфта выключается. Ее подвижная часть, перемещаясь вправо, поворачивает рычажную систему 8 в направлении, показанном стрелками, люлька 7 вместе с червяком падает под действием собственной тяжести, и таким образом происходит расцепление элементов червячной передачи.

Расчет ограничителей хода сводится к определению угла подъема  $\theta$  образного зуба кулачковой муфты и усилия пружины. Муфта находится в равновесии при условии

$P_{np} = P_{oc} - \sum F$ , (47) где  $P_{oc}$  – осевая сила, действующая на муфту;  $\sum F$  – сила трения, которая определяется по формуле

$$\sum F = fN + N = f \cdot \frac{M}{r_2}, \quad (48)$$

2

где  $N_1$  – реакция со стороны шпонки (рис. 32);  $N_2$  – реакция со стороны вала;  $M$  – крутящий момент на валу;  $r_2$  – радиус вала (или червяка);  $f$  – коэффициент трения, равный 0,06...0,08,

$M$

$\operatorname{ctg}(\alpha),$

$P$  (49)

$$\alpha_{oc} = \theta + \varphi$$

где  $\varphi_1$  – угол трения на зубьях муфты ( $\varphi_1 = 6^\circ$ );  $\theta$  – угол подъема зуба кулачковой муфты.



Рис. 32. Схема для расчета силы трения

Задаваясь  $P_{oc}$  (чем точнее необходимо получить размер, тем меньше принимают  $P_{oc}$ ), определяют  $\theta$  по формуле (49), затем – усилие пружины  $P_{пр}$ , по значению  $P_{пр}$  выбирают и рассчитывают параметры

62

пружины.

### Устройство для предохранения станка от перегрузок

Размеры ответственных деталей станка рассчитывают исходя из прочностных характеристик и их жесткости по наибольшим значениям крутящего момента  $M_{max}$  и силы  $P_{max}$ . Если моменты и сила превысят расчетные  $M_{max}$  и  $P_{max}$ , в станках предусмотрены предохранительные устройства от перегрузок, которые могут быть механическими, электрическими и гидравлическими.

Предохранительные устройства бывают одноразового действия (срезные штифты и шпонки), когда перегрузка – редкий случай и возникает только в аварийных условиях (рис. 33), или многократного

действия – шариковые, кулачковые и фрикционные муфты, у которых происходит проскальзывание рабочих элементов при нарушении нормального режима работы, и муфты, фрикционные поверхности которых пробуксовывают при перегрузках. Действующие силы обычно уравнивают цилиндрическими пружинами сжатия, реже тарельчатыми или других форм.

Срезные штифты и шпонки, устанавливаемые в соответствующем месте кинематической цепи и соединяющие два вала, рассчитывают так, чтобы при условии  $M_{кр.факт} > M_{кр.}$  штифт или шпонка разрушились.

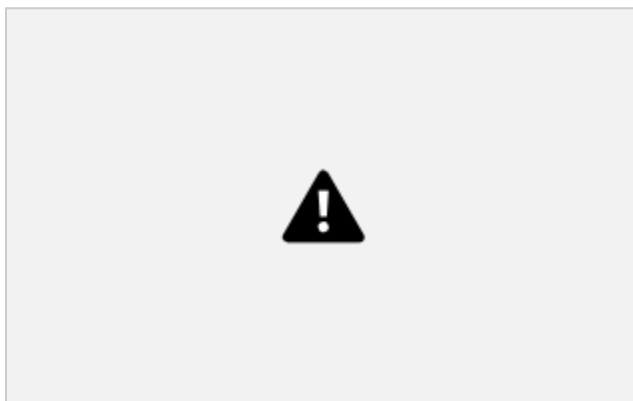


Рис. 33. Осевой срезной штифт

На рис. 33 показана конструкция предохранительного устройства со срезным штифтом. Полумуфты 2 и 6 посажены на вал 1: одна – на шпонке, другая – свободно. Они связаны между собой при помощи штифта 4, вставленного в отверстие стальных закаленных втулок 3 и 5,



поэтому при разрушении штифта края отверстий не сминаются. На ступице полумуфты 6 закрепляют зубчатое колесо, передающее вращение валу (или наоборот). При перегрузке окружное усилие на штифте превышает допустимое, и штифт срезается, предохраняя от разрушения другие детали привода. Резьбовая пробка 7 защищает штифт от выпадения. Величина силы, срезающей штифт, зависит, главным образом, от материала, термической обработки и диаметра штифта. Штифт изготавливают из стали 45, У8А, У10А.

Величину расчетного крутящего момента определяют по формуле

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{M}{k_{кр} \cdot \sigma_b}} \quad (50)$$

где  $k_{кр}$  —

коэффициент

где  $d$  — диаметр штифта, м;  $\sigma_b$  — предел прочности на растяжение;  $R$  — расстояние от оси штифта до оси вала, м;  $k_g = 1,25 \div 1,3$  — коэффициент динамичности,

$$k_{кр} = \frac{\sigma_b}{0,708}$$

Аналогично действуют в станках предохранительные срезные шпонки. Их изготавливают из тех же материалов, что и срезные штифты, иногда из пластмассы.

## 5. МУФТЫ И ТОРМОЗА

### 5.1. Классификация и назначение муфт

Муфты предназначены для постоянного или периодического соединения двух соосных валов или валов с деталями, установленными на валу для передачи крутящего момента. По функциональному признаку и назначению бывают различные типы муфт.

#### Постоянные муфты

Постоянные муфты применяют в тех случаях, когда нужно соединить два вала, которые в процессе работы не разъединяются. При этом валы могут быть соединены жестко или с помощью упругих элементов. Постоянные муфты подразделяются в свою очередь следующим образом:

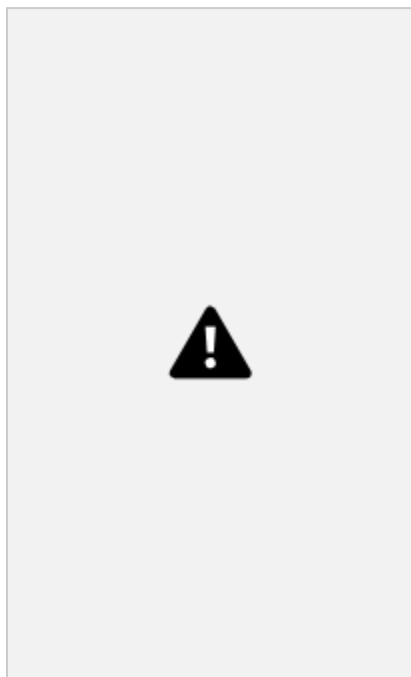
*Жесткие некомпенсирующие* (глухие) для соединения строго соосно расположенных валов: втулочные, поперечно- и продольно-свернутые (рис. 34). Валы, соединенные глухой муфтой, работают как одно целое, поэтому наряду с крутящим моментом муфта может воспринимать

64

изгибающий момент, поперечные и осевые нагрузки; конструкции ее просты и не требуют дополнительных пояснений.

*Жесткие компенсирующие* муфты (зубчатые и цепные) допускают небольшие отклонения взаимного

расположения валов из-за неточности изготовления и монтажа (рис. 35). Наиболее распространенной является зубчатая муфта, состоящая из двух втулок 1 с внешними зубьями и скрепленных болтами двух обойм 2 с внутренними зубьями (рис. 35, а).



*Рис. 34. Жесткие некомпенсирующие муфты:*

*а – втулочная; б – поперечно-опорная с цилиндрическими и коническим отверстиями для валов; в – продольно-свернутая*

За счет зазоров в зубчатых сочленениях каждая из втулок может поворачиваться относительно обоймы на угол, обычно не превышающий  $0,5^\circ$ . Цепная муфта состоит из двух полумуфт-звездочек с

одинаковым числом зубьев и охватывающей их однорядной или двухрядной роликовой цепи (рис. 35, б). Цепные муфты позволяют компенсировать угловые смещения валов до  $1^\circ$ . При использовании цепей с бочкообразными роликами угловые смещения могут достигать до  $3...5^\circ$ .

65

Возможное радиальное смещение осей зависит от размеров муфты и шага цепи и может достигать 1 мм. Зазоры в зацеплении создают значительный люфт, поэтому не рекомендуется применять муфты при реверсивных нагрузках.

Жесткие подвижные муфты допускают значительные смещения валов или подвижность их во время работы в продольном (раздвижные муфты) и поперечном (плавающие муфты) направлениях или относительные повороты геометрических осей валов (шарнирные муфты), а также различные сочетания этих смещений.

Простейшая конструкция малогабаритной шарнирной муфты (рис. 36) имеет шарниры трения скольжения и промежуточное звено в виде параллелепипеда с отверстиями, оси которых пересекаются под прямым углом.

*Упругие муфты* имеют деформированные детали с малым (упругие муфты) или с большим (упруго-демпфирующие муфты) рассеиванием энергии, ослабляют толчки и вибрации при пуске и работе станка.

На рис. 37 показаны упругие муфты с

циркулирующими элементами,  
работающими на сжатие, изгиб и  
кручение с крутильным сдвигом.

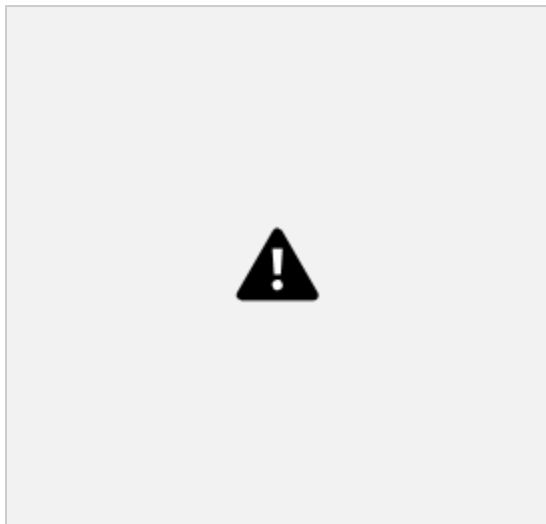


Рис. 35. Жесткие компенсирующие муфты: а –  
зубчатая; б – цепная

Большое распространение получили  
муфты упругие втулочно-пальцевые  
(МУВП) (рис. 37, а), передающие усилия  
через резиновые гофрированные  
втулки, взаимодействующие с  
поверхностями отверстий

66

одной из полумуфт и стальными  
пальцами, установленными в другой  
полумуфте. Эти муфты допускают  
смещение валов в радиальном  
направлении 0,2...0,5 мм, в продольном – 1...5  
мм и угловой поворот до 1°. Их  
достоинство – простота конструкции  
и возможность замены упругих  
элементов, малые габариты и масса. Их  
работоспособность определяется

стойкостью втулок и зависит от режима работы, точности монтажа и материала упругих элементов. Но муфты МУВП сравнительно мало податливы, распределение усилий в упругих элементах отличается большой неравномерностью.



Рис. 36. Шарнирная муфта

В муфте, показанной на рис. 37, б, работающие на изгиб резиновые упругие элементы 3, армированные кордом, установлены в пазах полумуфты 1 и взаимодействуют с выступами полумуфты 2. Эта муфта в сравнении с МУВП отличается большей податливостью (энергоемкостью) и способна компенсировать большие отклонения в радиальном направлении и угловые повороты.

На рис. 37, в показана муфта с упругим элементом 3 в виде шарообразной оболочки, прикрепленной к полумуфтам 1 и 2 прижимными кольцами 4. Оболочка выполняется из резины, армированной кордом. Муфта обладает хорошими амортизирующими и демпфирующими свойствами и может компенсировать значительные смещения валов: в продольном направлении 2...6 мм, в радиальном 1...5 мм, угловой поворот 2...4°. Диаметральные

размеры этих муфт больше, чем упругих муфт других типов.

67

*a*

$l_{\text{п.}}$

*б*

$\Lambda\text{-}\Lambda$

*l*

$\Lambda$

3

3

2

*l*

2

$\Lambda\text{ } B$

3

4

4

2

2

*l*

*L*

*Рис. 37. Упругие муфты: а – втулочно-пальцевая; б – с упругими элементами, работающими на изгиб; в – с*

## Сцепные управляемые муфты

Эти муфты предназначены для соединения или разъединения валов, а также валов и установленных на них деталей на ходу или в неподвижном состоянии. Они широко используются при частой смене пуска и остановки, при необходимости изменения режимов работы станка с минимальной затратой времени.

Передача крутящего момента осуществляется или силами трения

68

(фрикционные муфты, рис. 38), или зацеплением кулачков или зубьев (сцепные кулачковые или зубчатые муфты, рис. 39).

*Фрикционные сцепные муфты* передают крутящий момент за счет сил трения на рабочих поверхностях различной формы: дисковой (рис. 38, а, б), конусной (рис. 38, в), цилиндрической (рис. 38, г). Муфты работают как со смазкой, так и без смазки, с помощью механизмов включения различного вида.

*Кулачковые муфты* применяют при передаче значительных крутящих моментов, при необходимости малых размеров муфт, а также для обеспечения жесткой кинематической цепи. Муфта состоит из двух полумуфт с торцовыми кулачками (рис. 39, а). Включение и выключение осуществляется осевым перемещением одной полумуфты на шлицах или направляющих шпонках.



Включение кулачковых муфт возможно только при малых окружных скоростях (до 1 м/с). Пример исполнения конструкции зубчатой муфты показан на рис. 39, б. Колесо 1, вводимое в зацепление с колесом 3, передает вращение валу 4. Если колесо 1 переместить вправо, ввести в зацепление с колесом 2, то вращение получит вал 5. В этом случае колеса 1 и 2 образуют зубчатую сцепную муфту.

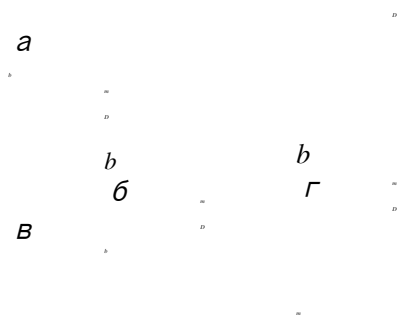


Рис. 38. Фрикционные сцепные муфты

Кулачковые и зубчатые муфты имеют меньшие габариты и массу (для передачи одного и того же максимального крутящего момента), чем фрикционные. Но фрикционные имеют ряд других преимуществ, а именно:

- их можно включать и выключать без прекращения движения в цепи или при разных угловых скоростях соединительных элементов;
- они выполняют роль предохранительных муфт, при крутящих моментах выше допустимых диски муфт проскальзывают относительно

друг друга;

- обеспечивают плавность включения и выключения;
- фрикционные электромагнитные муфты можно применять для дистанционного управления;
- могут использоваться как тормозные устройства, что значительно сокращает время останова.

A

a

1 2      4  
A-A

3

б

A      5

*Рис. 39. Сцепные управляемые муфты:*

*а – кулачковая; б – зубчатая*

### **Самодействующие сцепные муфты**

К этому типу относятся муфты, автоматически выполняющие одну из следующих функций:

- ограничение передаваемой нагрузки (предохранительные муфты);
- передачу момента только в одном направлении (обгонные муфты);
- включение и выключение при заданной частоте вращения

70

(центробежные муфты).

*Предохранительные муфты* срабатывают, когда крутящий момент превышает некоторую допустимую величину. Основными типами предохранительных муфт являются фрикционные, пружинно-кулачковые, пружинно-шариковые и муфты с разрушающимися элементами.

*Фрикционные предохранительные муфты* отличаются от фрикционных сцепных отсутствием механизма управления. Нормальное усилие на поверхности трения осуществляется постоянно замкнутыми пружинами. Наибольшее распространение получили многодисковые предохранительные муфты (рис. 40, *а*). При срабатывании муфты не полностью прекращает передачу момента и после снятия перегрузки автоматически включается в передачу полезной нагрузки. Эти муфты используют как правило при кратковременных перегрузках, так как в период перегрузки выделяется большое количество тепла.

*а б*

*в*

*Рис. 40. Предохранительные муфты:*  
*а* – фрикционная; *б* – пружинно-кулачковая; *в* –

*Пружинно-кулачковые муфты* (рис. 40, б) также не имеют механизма управления, и полумуфты замыкаются постоянно действующей пружиной. При перегрузках зацепление кулачков нарушается в результате осевого смещения подвижной полумуфты, вызванного наклонным расположением сопряженных поверхностей кулачков. Угол наклона кулачков назначается обычно не менее  $40^\circ$ . Эти муфты используются при небольших крутящих моментах и малых угловых скоростях.

В *пружинно-шариковых муфтах* (рис. 40, в) при перегрузках шарики смещаются в осевом направлении и происходит размыкание муфты с последующими прощелкиваниями. В сравнении с кулачковыми эти муфты более технологичны, надежны и имеют меньший разброс момента

71

срабатывания.

*A*

*4 A-A*

*D*

2<sup>1</sup> АЗ

Рис. 41. Роликовая обгонная муфта

*Обгонные муфты* (муфты свободного хода) передают крутящий момент только в одном направлении. Если угловая скорость ведомого вала больше, чем ведущего, то происходит автоматическое размыкание кинематической цепи привода. Большое распространение получили фрикционные обгонные муфты, передающие крутящий момент в результате заклинивания между полумуфтами промежуточных деталей, в качестве которых чаще всего применяют ролики.

*Роликовая обгонная муфта* (рис. 41) состоит из звездочки 1, наружного кольца (обоймы) 2, роликов 3 и пружинных устройств 4, обеспечивающих минимальный мертвый ход и способствующих равномерному распределению нагрузки между роликами. Звездочка 1 может быть ведущим звеном при вращении по часовой стрелке, а обойма 2 – при вращении против часовой стрелки. Силы трения увлекают ролики в сторону сужения зазора между обоймой и звездочкой и происходит заклинивание. Обойму,

ролики и звездочку выполняют из материала с твердостью не менее HRC 60.

*Центробежные самодействующие сцепные муфты* служат для автоматического соединения и разъединения валов при достижении определенной частоты вращения. Они представляют собой сцепные фрикционные муфты (дисковые, колодочные и др.), источниками нормального усилия в которых являются центробежные силы. На рис. 42 показаны принципиальные схемы колодочных центробежных муфт. Первоначально рабочие элементы *m* или разжаты (рис. 42, а), или сжаты (рис. 42, б) усилиями пружин  $F_{пр}$ . При определенной частоте вращения ведущего вала под действием центробежных сил  $F_{ц}$  муфты

72

соответственно включаются

или выключаются.  $F_{ц} F_{ц}$

$F_{ц}$   $F_{ц}$   
 $F_{пр}$

**а б**

*а б m*

*m*  $F_{п}$   
*m*

$F_{пр}$  *m* *р*

$F_{пр} F_{пр}$

$w_1 w_2 w_1 w_2 \omega_2 \omega_1 \omega \omega_2$

$$F_{ц} F_{ц}$$

$$F_{ц} F_{ц}$$

Р и с. 42. Колодочные центробежные муфты

## 5.2. Р а с ч е т м у ф т

При расчете кулачковой муфты необходимо определить размер кулачка и диаметр муфты. Количество кулачков  $Z$  зависит от передаваемой нагрузки, а также от времени включения. Обычно  $Z = 3...60$ , причем кулачки с мелким зубом применяют при передаче небольших нагрузок при малом времени включения (потери 0,5 с). Полумуфты изготавливают из стали марок 20Х, 20ХН2 с цементацией и закалкой до твердости HRC 54...60, а в ответственных конструкциях при частых включениях и выключениях – из стали 40Х, 30ХН, 40ХН.

Кулачки проверяют на смятие и изгиб. Согласно рис. 43, величину допускаемого крутящего момента можно выразить следующим образом: а) при смятии кулачка

(51)

$$0,5 ; M_{кр} = D_{ср} \cdot Z_p \cdot a \cdot h \cdot p$$

$$б) \text{ при изгибе } M_{кр} = 0,5 \cdot D_{ср} \cdot Z_p \cdot [\sigma]_{из} \cdot W / 2h \quad (52)$$

73

где  $M_{кр}$  – крутящий момент, Н·м;  $D_{ср}$  –



средний диаметр по кулачкам, м;  $Z_p = (0,3...0,5)Z_{\phi}$  – расчетное число кулачков;  $Z_{\phi}$  – фактическое количество кулачков;  $p_1[\sigma]_и$  – допускаемые условное удельное давление между кулачками и напряжение изгиба, Па;  $W$  – момент сопротивления сечения у основания кулачка, м<sup>3</sup>.

Для  $p$  можно рекомендовать следующие значения:

Муфты Значения  $p$ , МПа

Включаемые в покое

90...120

На тихом ходу 50...70

На быстром ходу

35...45

$a$

Р и с.43. Схема проверки кулачка на смятие и изгиб

$$M_{кр.м} = 0,5\pi \cdot D_{ср}^2 \cdot b \cdot p \cdot f \cdot z, (53)$$

Теоретически крутящий момент, который может передавать дисковая фрикционная муфта,

где  $D_{ср}, b$  –

соответственно средний диаметр и

$p_o$

$b$

ширина кольцевого диска, м;  $f$  – коэффициент трения;  $p$  – допускаемое удельное давление, МПа;  $Z$  – число поверхностей трения. Значения коэффициентов трения и допускаемых давлений на поверхности трения муфт даны в табл. 13.

В действительности крутящий момент, который в состоянии передать муфта, равен

$$M_{K_v K^z M'}$$

к р . м  
к р  
 $\beta$

$$V \leq 2,5 \text{ м/с} \quad 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 8 \ 10 \ K_V = 1 \ 0,94 \ 0,86 \ 0,75 \ 0,68 \ 0,65 \ 0,63 \quad Z \leq 3 \ 4 \ 5 \ 6$$

$$7 \ 8 \ 9 \ 10 \ K_z = 1 \ 0,97 \ 0,94 \ 0,91 \ 0,88 \ 0,85 \ 0,82 \ 0,79$$

$$74$$

Материал трущихся поверхностей	Коэф фици ент трени я	Допускаемое удельное давление, МПа, для муфт	
		Диско вых	Конусны х и цилиндр ических
Сосмазкой: закаленная сталь по закаленной стали	0,06	0,6...0,8	—
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,08	0,6...0,8	1,0
Всухую: прессованный асбест по	0,3	0,2...0,3	0,3

с т а л и			
Ч у г у н п о ч у г у н у и л и п о з а к а л е н н о й с т а л и	0,15	0,2...0,3	0,3

Для расчета фрикционных сцепных муфт (см. рис.38) задаются величиной  $\psi_{D^b}$  и из формулы (53) и с учетом выражения (54) получают  $\rho_{ср}$  к р.м

$$\rho_{ср}^2 \cdot (55)$$

М К К

$$\rho_{ср} \geq \beta \cdot \psi \cdot \pi \cdot f_z \cdot \dots$$

Для дисковых и конусных муфт принимают  $\psi = 0,15...0,25$ ; для цилиндрических  $\psi = 0,2...0,3$ . Осевое усилие  $F_a$

$F_n$ , необходимое для создания нормального усилия  $F_n$

$$F_n,$$

$$F_a = F_n \cdot \sin \alpha, \quad (56)$$

а также

$$M_{к.р.м} = 0,5F_n \cdot fD_{с.р} \cdot Z, (57)$$

$$F_n^a \cdot \frac{2}{M} \cdot \sin \alpha$$

$$= (58)$$

$$fZD_{с.р}$$

Глухие муфты втулочные со штифтами рассчитывают по наиболее слабому элементу – штифту, в котором определяют срез от силы, равной отношению передаваемого момента к величине радиуса расположения сечения среза. Если втулочная муфта со шпонками, тогда ведут расчет шпонки на срез и смятие.

75

Поперечно-свернутые фланцевые муфты (см. рис. 34, б) рассчитывают в зависимости от наличия или отсутствия зазора между соединительными болтами и полумуфтой. При соединении полумуфт болтами, вставленными в отверстия с зазором, крутящий момент передается за счет сил трения между торцовыми поверхностями полумуфт. Силу затяжки одного болта определяют по формуле

$$P_{+} \cdot \frac{4}{MK}$$

$$= (59)$$

$$_{к.р}$$

$$() \cdot$$

$$Ddzf$$

где  $K$  – коэффициент режима работы;  $D$  и  $d$  – диаметры, см;  $f$  – коэффициент трения,  $f = 0,1 \dots 0,2$ ;  $z$  – количество болтов. При соединении полумуфт болтами, вставленными в отверстия без зазора, болты рассчитывают на срез по силе:

$$S_1 = \frac{P}{MKDZ} \quad (60)$$

где  $S$  – сила, срезающая один болт, Н;  $D_1$  – диаметр окружности расположения болтов, см.

Затем по силам  $P$  и  $S$  определяют диаметр болта с использованием величин напряжений на растяжение и на срез.

Перечисленные выше расчеты учитывают только передачу крутящих моментов. В случае, когда муфты дополнительно нагружаются изгибающими моментами и осевыми силами значительной величины, при расчете болтов необходимо учитывать силу дополнительной затяжки, компенсирующую действие изгибающих моментов и осевых сил.

Продольно-свернутые муфты (рис. 34, в) рассчитывают из предположения, что крутящий момент полностью передается только за счет сил трения (шпонка не учитывается). Расчет сводится к определению силы затяжки одного болта по формуле

$$P_{\dots}$$
$$MK$$
$$=^k P, (61)$$
$$dzf$$

где  $d$  – диаметр вала, см.

Далее определяют диаметр болта из условия его работы на растяжение.

Более подробный расчет других типов муфт, а также специальных муфт приведен в работе [10].

76

### 5.3. Тормозные устройства

После прекращения передачи исполнительных движений рабочие органы станка продолжают двигаться по инерции в течение некоторого времени. Это так называемое время выбега при частых включениях и выключениях станка может составить значительную долю от общего времени его работы. Для того чтобы уменьшить время выбега, станки оснащают тормозными устройствами.

В металлорежущих станках получили распространение электрические системы торможения, механические, гидравлические, пневматические тормоза или их комбинации. Механические тормоза бывают ленточные, колодочные и многодисковые (фрикционные). Работа механических тормозов основана на поглощении кинетической энергии движущихся по инерции деталей сопротивлением трению.

Устанавливают их в основном на быстроходных валах коробок скоростей и блокируют с пусковыми муфтами, при выключении которых включается тормоз.

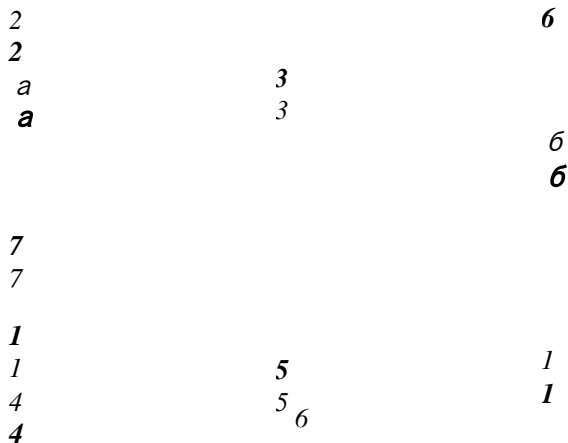


Рис. 44. Механические тормоза: а – колодочный; б – ленточный

Ленточные и колодочные тормоза просты и компактны по конструкции, имеют малую величину усилия включения. Недостаток – одностороннее давление на тормозной вал, в результате чего появляются изгибающие моменты, что приводит к повышенному износу опор. Кроме этого, колодочные тормоза из-за малой тормозной поверхности создают меньший тормозной момент, чем другие виды тормозов таких же

У колодочного тормоза (рис. 44, а) колодки 1 и 6 соединены общей тягой 3, длина которой может регулироваться гайкой 2, что дает возможность обеспечивать определенный зазор между колодками и тормозным шкивом 7. При включении тормоза колодки стягиваются тягой 4, перемещающейся от привода 5.

Ленточный тормоз (рис. 44, б) работает по тому же принципу, что и колодочный. Привод для этих тормозов может быть электромагнитный или соленоид, реже ручной.

## 6. СТАНИНЫ И КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

Станины и корпусные детали образуют несущую систему станка, масса которой составляет 80...85% от массы станка. Основная задача системы – сохранение требуемой точности, жесткости и виброустойчивости. Для повышения жесткости станин и корпусных деталей необходимо: округлять переходы, придавать станкам сводчатые формы, рационально располагать ребра и перегородки.

На рис. 45 минимальной жесткостью обладает станина, выполненная по схеме а; максимальной – по схеме е. Необходимо учитывать, что жесткость станины возрастает в зависимости от числа перегородок медленно и приблизительно равна:



$$j_{in} \approx \frac{j}{1}$$

где  $j_{ij}$  – определяемая жесткость станины с учетом перегородок;  $j_{in}$  – число перегородок;  $j$  – исходная жесткость станины без учета перегородок.

а б в

$$J_2 = 2 \cdot j \quad \text{д е} \quad J_5 = 4 \cdot j$$

$$J_1 = 1$$

$$J_3 = 3 \cdot j$$

$$J_4 = 2 \cdot j$$

$$J_6 = 6 \cdot j$$

г

Рис. 45. Расположение перегородок на станинах:

78

а, б, в – перпендикулярно к боковым стенкам станины;

г, д, е – попарно и наклонно к боковым стенкам станины

Жесткость конструкции станка можно увеличить объединением станины и корпусных деталей в одно целое в виде моноблочной конструкции.

В качестве материала для литых станин и корпусных деталей используют серый чугун марок СЧ 15, СЧ 21 и СЧ 35. В основном применяют марки СЧ 15, остальные – для отливки деталей прецизионных станков или агрегатных узлов.

Для сварных станин или корпусных деталей применяют преимущественно

сталь марки Ст 3. При одинаковых размерах сварные станины и корпусные детали имеют жесткость в 2 раза меньшую, чем литые, поэтому сварные конструкции рациональны для небольших станков с малыми технологическими нагрузками.

## 6.1. Конструирование станин

При конструировании станин особое внимание уделяют обеспечению местной жесткости введением перегородок, ребер, косынок, которые уменьшают деформируемую длину стеной и увеличивают их приведенную толщину. Рекомендуемые толщины станин и корпусных деталей приведены в табл. 14.

*Таблица 14*

**Толщина стенок станин и корпусных деталей**

Типы станков	Толщина для конструкций	
	Литых	Сварных
Легкие	4...5 мм	3...4 мм
Средние	8...12 мм	6...8 мм
Тяжелые	16...20 мм	10...16 мм

Форму сечений станин выбирают в зависимости от требуемой жесткости, формы и расположения направляющих, возможности удаления стружки. Отношение высоты сечения к ширине для токарных станков равно единице, для револьверных 1,2...1,5.

Конструктивное оформление перехода от основной части станины к направляющей, который можно осуществить при помощи одной (см. рис. 46, а) или двух (см. рис. 46, б) переходных стенок, существенно влияет на местную жесткость, конструкция с двумя переходными стенками более жесткая.

79

## 6.2. Корпусные детали

Корпусные детали коробок обычно выполняют в виде параллелепипеда. Для установки опор валов в деталях делают круглые окна, а для установки механизмов переключения обычно окна прямоугольной формы. Кроме того, для сборки и обслуживания механизмов, входящих в коробку, предусматривают свободные окна.

а б

Переходная  
переходная

стенка переходная

стенка Переходная  
стенка  
стенка

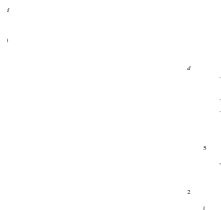
Рис. 46. Конструктивное

присоединение направляющих к  
 станине: *a* – одна переходная  
 стенка; *б* – две переходные стенки

*a*

$R = h$   
*б*

*h*



$h(2,5.3)h$

$h(3.4)h$