

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

**ДЕТАЛИ МАШИН.  
ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.  
МЕХАНИКА.  
ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

*Методические указания к курсовому проектированию  
для студентов технических специальностей*

**РАСЧЕТ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ**



Могилёв 2014

УДК 621.81  
ББК 342.42  
Д 24

Рекомендовано к опубликованию  
учебно-методическим управлением  
ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет»

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин»  
«19» ноября 2013 г., протокол № 4

Составители: канд. техн. наук, доц. Н. И. Рогачевский;  
А. М. Пашкевич

Рецензент д-р техн. наук, доц. В. М. Пашкевич

Методические указания являются практическим руководством в работе студентов технических специальностей по расчетам шлицевых соединений при проектировании узлов и деталей машин.

Учебное издание

ДЕТАЛИ МАШИН. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ. МЕХАНИКА.  
ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Ответственный за выпуск	А. М. Даньков
Технический редактор	А. Т. Червинская
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет»  
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.  
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2014



## Введение

Методические указания по выбору и расчету шлицевых (зубчатых) соединений предназначены для студентов, изучающих курсы «Детали машин», «Основы проектирования», «Детали машин и основы конструирования», «Механика» и «Прикладная механика».

В методических указаниях рассмотрены методы расчетов на смятие и износ прямобочных (по ГОСТ 1139-80 и ГОСТ 21425-75) и эвольвентных (по ГОСТ 6033-80) шлицевых соединений. Они содержат справочные материалы и дополнены примером расчета.



## 1 Типы шлицевых соединений и области их применения

Шлицевые соединения различаются по форме профиля в поперечном сечении, по расположению образующей боковой поверхности зубьев относительно оси соединения, по способу центрирования, по характеру сопряжения соединяемых деталей, а также по технологическим признакам.

По форме профиля шлицевые соединения разделяются на прямобочные (рисунок 1, таблица А.1), эвольвентные (рисунок 2, таблицы А.2 и А.3) и треугольные.

Форма профиля и размерный ряд прямобочных шлицевых соединений регламентированы ГОСТ 1139-80, соединения шлицевые эвольвентные – ГОСТ 6033-80, треугольные шлицевые – отраслевыми нормами.

Прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения применяют для посадок на валы зубчатых колес, маховиков, шкивов ременных передач, звездочек цепных передач и муфт.

Треугольные шлицевые соединения используют обычно вместо соединения с натягом при тонкостенных втулках и втулках из легких сплавов. Точность центровки низкая, поэтому их применяют в соединениях, неподвижных или работающих при малых скоростях для соединения торсионных рессор, рычагов и органов управления.

Эвольвентные шлицы отличаются от прямобочных повышенной прочностью (коэффициенты концентрации напряжений при кручении соответственно равны 1,5–2 и 1,9–2,6). При обработке шлицевых валов эвольвентного профиля могут быть использованы современные технологические процессы, применяемые для изготовления зубчатых колес.

При нарезании зубьев втулок долбяком (индивидуальное и мелкосерийное производство) целесообразно применять эвольвентные соединения, так как одним долбяком можно обрабатывать втулки разных диаметров. При обработке шлицевых отверстий протягиванием себестоимость прямобочного соединения легкой серии ниже, чем эвольвентного, а тяжелой – выше.

По расположению образующей боковой поверхности относительно оси детали зубья могут быть прямыми, винтовыми, коническими и торцовыми. Наибольшее распространение в Республике Беларусь получили соединения с прямыми зубьями. Соединения с винтовыми зубьями применяют для одновременной передачи движения в осевом и окружном направлениях; конические шлицы – для создания беззазорных соединений; торцовые зубья – для соединения составных валов.

Детали соединений могут быть закаленными ( $HВ > 350$ ) или незакаленными. Шлицевые валы обрабатывают фрезерованием, шлицестроганием, протягиванием или накатыванием. Чистовую обработку зубьев выполняют шлифованием. Для чистовой обработки боковых поверхностей можно применить скоростное фрезерование.



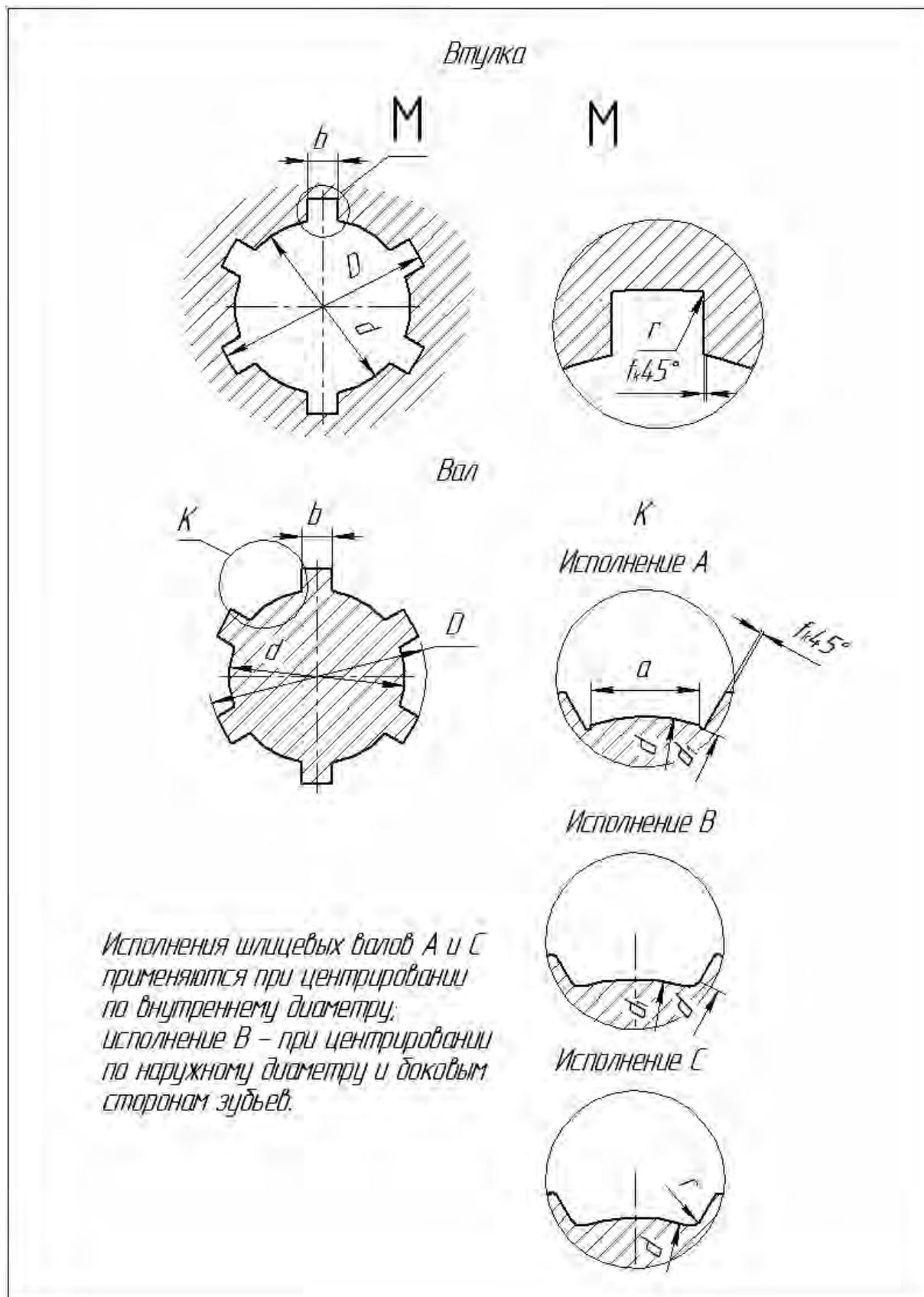
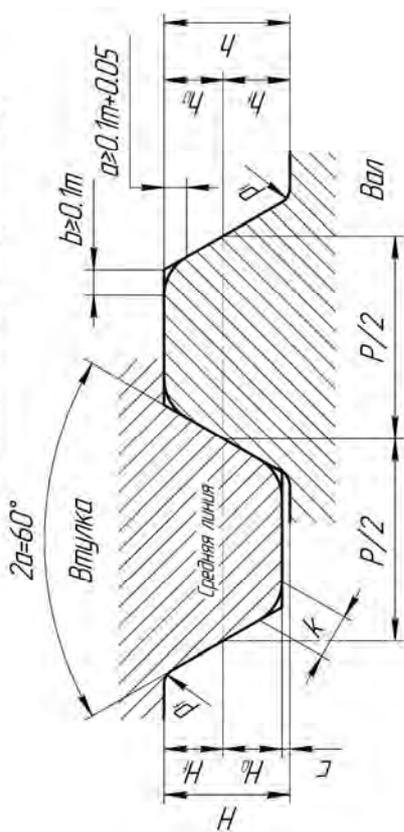
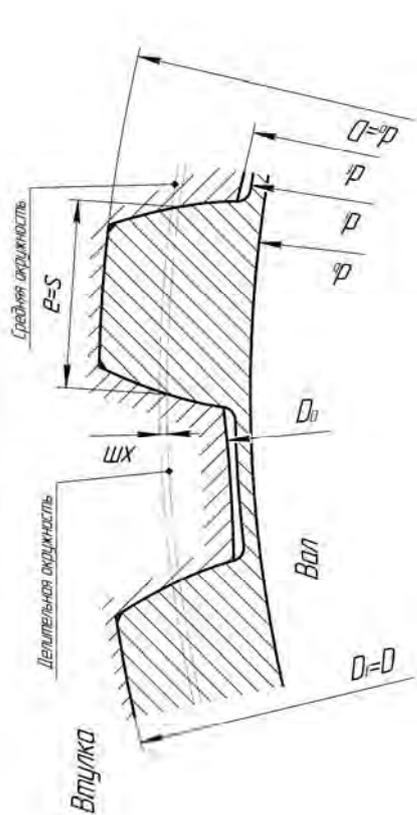


Рисунок 1 – Прямобоочные шлицевые соединения

Центрирование по наружному диаметру



Формы зубьев валов и втулок



Центрирование по даковым поверхностям зубьев

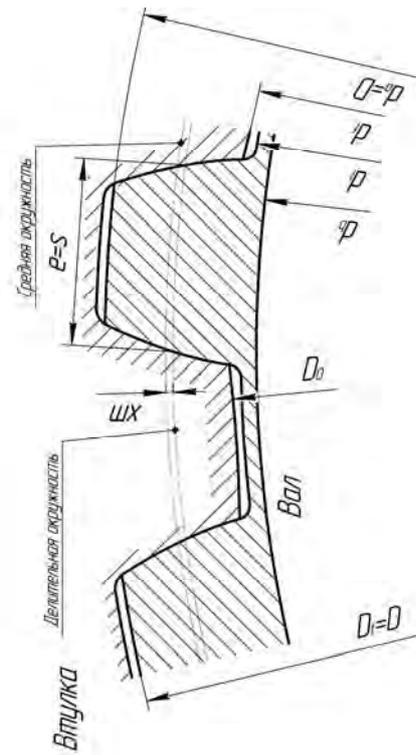
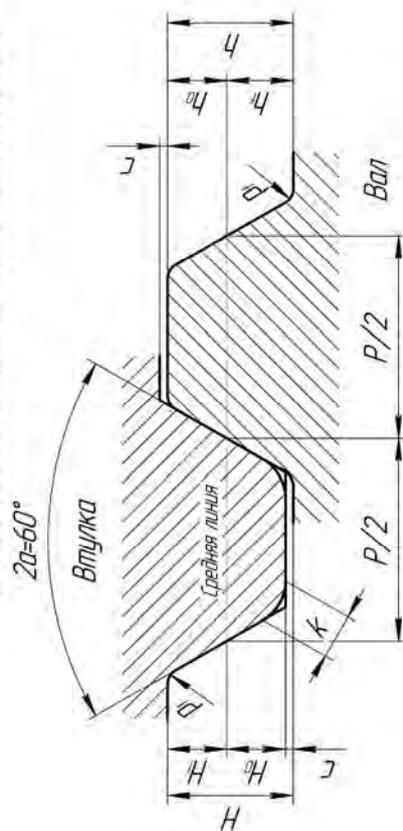


Рисунок 2 – Эвольвентные шлицевые соединения

Шлицевые отверстия обрабатывают протягиванием, а в единичном производстве – долблением. После термической обработки, для окончательной чистовой обработки применяют дорнование, протягивание, электрохимическое калибрование и шлифование. Обычно шлифуют только внутренние цилиндры в отверстиях. Центрирование вала и ступицы осуществляют или по наружному, или по внутреннему диаметрам, или по боковым поверхностям. Центрирование по внутреннему и наружному диаметрам обеспечивает наибольшую точность взаимного положения сопряженных деталей. Если ступицу в зоне отверстия термически не обрабатывают или обрабатывают до невысокой твердости ( $HV < 350$ ), то шлицы можно выполнить протягиванием. В этом случае применяют центрирование по наружному диаметру. При высокой твердости отверстия центрирующие поверхности вала и втулки обрабатывают шлифованием, а центрирование выполняют по внутренним диаметрам. При массовом производстве возможно применение центрирования по наружному диаметру и при высокой твердости шлицев отверстия. В данном случае для окончательной обработки центрирующей поверхности используют твердосплавные протяжки или дорны. Центрирование по боковым поверхностям не обеспечивает соосности ступицы и вала, но отличается высокой нагрузочной способностью при передаче больших динамических или реверсивных нагрузок. Такие соединения широко применяют в карданных валах автомобилей. Возможно также центрирование по вспомогательным цилиндрическим (рисунок 3) или коническим поверхностям с использованием вспомогательных втулок. Эти соединения хорошо воспринимают радиальные нагрузки и изгибающие моменты.

При выборе характера сопряжения учитывают, будут ли соединения неподвижными или перемещаться под нагрузкой или без нее.

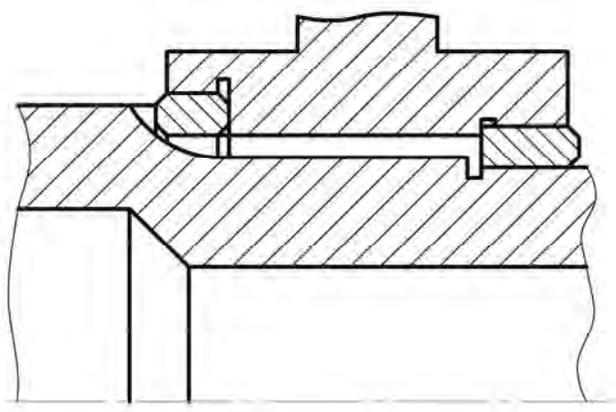


Рисунок 3 – Шлицевое соединение с центрированием по вспомогательным поверхностям

## 2 Виды разрушений деталей шлицевых соединений

К основным видам разрушений шлицевых соединений относятся износ и пластические деформации рабочих поверхностей (смятие). Кроме того, возможны поломки и срез зубьев, усталостные разрушения валов и разрывы втулок с внутренними зубьями.

Износ является следствием работы сил трения при микроперемещениях контактирующих поверхностей в процессе работы. Скольжение происходит из-за несоосности вала и втулки, погрешностей изготовления элементов шлицевого профиля, а также из-за смещения вала и втулки под действием радиальных нагрузок. Износоустойчивость соединений возрастает с уменьшением зазоров. Смятие рабочих поверхностей обычно имеет место при больших нагрузках. Начинается оно в зоне подвода крутящего момента, у вершин зубьев, и наблюдается при низкой твердости деталей. Поломки и срез зубьев встречаются весьма редко. Разрывы втулок с внутренними зубьями происходят под действием распорных сил в соединениях с эвольвентными или треугольными шлицами.

## 3 Методы расчёта нагрузочной способности шлицевых соединений

Шлицевые соединения рассчитывают на смятие и износ рабочих поверхностей. Расчеты бывают упрощенными (приближенными) и уточненными.

### 3.1 Упрощенный (приближенный) расчет шлицевых соединений

Приближенный расчет основан на ограничении средних напряжений смятия:

$$\sigma = \frac{2T_K K_3}{d_{cp} z h l} \leq [\sigma]_{см}, \quad (1)$$

где  $T_K$  – расчетный крутящий момент (наибольший из длительно действующих моментов);

$K_3$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев, зависит от условий работы и точности изготовления; при приближенных расчетах рекомендуется принимать  $K_3 = 1,1-1,5$ ;

$d_{cp}$  – средний диаметр соединения;

$z$  – число зубьев соединения;

$h$  – рабочая (номинальная) высота зубьев;



$l$  – рабочая длина соединения;

$[\sigma]_{см}$  – допускаемое напряжение смятия (таблица А.4).

Для прямобочных соединений

$$h = \frac{D-d}{2} - 2f.$$

Для эвольвентных соединений с центрированием по боковым сторонам

$$h = 0,9m - \frac{K}{2}.$$

Для эвольвентных соединений с центрированием по наружному диаметру

$$h = m - a \frac{K}{2}.$$

### 3.2 Уточненные расчеты шлицевых соединений по ГОСТ 21425-75

Уточненные расчеты основаны на экспериментальных данных, накопленных в различных отраслях машиностроения. Они учитывают влияние радиальных нагрузок и изгибающих моментов, конструктивные особенности соединений, концентрацию нагрузки по длине соединения, неравномерность распределения нагрузки между зубьями, приработку, потребный ресурс и т. д.

Метод расчета нагрузочной способности шлицевых прямобочных соединений обобщен в ГОСТ 21425-75. Этот стандарт распространяется на прямобочные шлицевые соединения валов с зубчатыми колесами, муфтами и другими деталями, кроме шкивов, паразитных шестерен и специальных соединений, применяемых для компенсации перекосов и несоосности валов. Шкивы, паразитные шестерни и другие детали, нагруженные весьма большими радиальными силами или изгибающими моментами, лучше устанавливать на валы с центрирующими устройствами, разгружающими шлицы от этих нагрузок (см. рисунок 3) и предотвращающими износ. Стандарт предусматривает методы расчета соединений по критериям смятия и износа.

3.2.1 Расчет на смятие производится по максимальным крутящим моментам при повторяющихся пиковых нагрузках (например, действующих при пусках). Соединения с упрочненными рабочими поверхностями (закаленные, цементированные) рассчитывают без учета приработки; соединения с неупрочненными и улучшенными поверхностями – с учетом. Расчет соединения на смятие следует выполнять по формулам:

$$\sigma = \frac{2T_{K \max}}{d_{cp} z h l} \leq [\sigma]_{cm}; \quad (2)$$

$$[\sigma]_{cm} = \frac{\sigma_T}{n K_3 K_{np} K_n} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (3)$$

где  $T_{K \max}$  – наибольший крутящий момент, передаваемый соединением при пиковых нагрузках и определяемый динамическим расчетом механизма,

$$T_{K \max} = T_K \cdot K_D,$$

$K_D$  – коэффициент динамичности;

$\sigma_T$  – предел текучести материала зубьев детали меньшей твердости;

$n$  – коэффициент запаса прочности; нижние значения – для закаленных рабочих поверхностей неотчетственных соединений, верхние – для закаленных и более ответственных,  $n = 1,25-1,4$ ;

$K_3$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, значения которого приведены в таблице А.5 в зависимости от параметра  $\psi = \frac{F \cdot d_{cp}}{2T_K}$  (рисунок 4). Для соединения валов с цилиндрическими зубчатыми колесами

$$\psi = \frac{d_{cp}}{d_w \cdot \cos \alpha_{iw}},$$

где  $d_w$  – диаметр начальной окружности зубчатого колеса;

$\alpha_{iw}$  – угол зацепления передачи;

$K_{np}$  – коэффициент продольной концентрации нагрузки; при расположении зубчатого венца со стороны закручиваемого участка вала (рисунок 5, а); при расположении зубчатого венца со стороны незакрученного участка вала (рисунок 5, б)  $K_{np}$  выбирается равным большему из значений  $K_{kp}$  или  $K_e$ ,  $K_{np} = K_{kp} + K_e - 1$ ;

$K_{kp}$  – коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала, выбирается по таблице А.6;

$K_e$  – коэффициент концентрации нагрузки в связи с ее смещением от средней плоскости ступицы; определяется по графику (рисунок б) в зависимости от параметров

$$\psi = \frac{F \cdot d_{cp}}{2T_K} \quad \text{и} \quad \varepsilon = \frac{M}{Fl},$$

где  $M$  – изгибающий момент, действующий на втулку,  $M = F_e + F_a R$ ,

если обе составляющие момента направлены в одну сторону относительно точки оси вала, лежащей на середине длины ступицы (см. рисунок 4); при разных направлениях  $M = Fe - F_a R$ , если  $Fe > F_a R$ , и  $M = F_a R - Fe$ , если  $F_a R > Fe$ ;

$K_n$  – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки в связи с погрешностями изготовления. До приработки при высокой точности изготовления (погрешности шага зубьев и отклонения от параллельности с осью вала менее 0,02 мм)  $K_n = 1,1-1,2$ , при более низкой точности изготовления  $K_n = 1,3-1,6$ . После приработки  $K_n = 1$ .

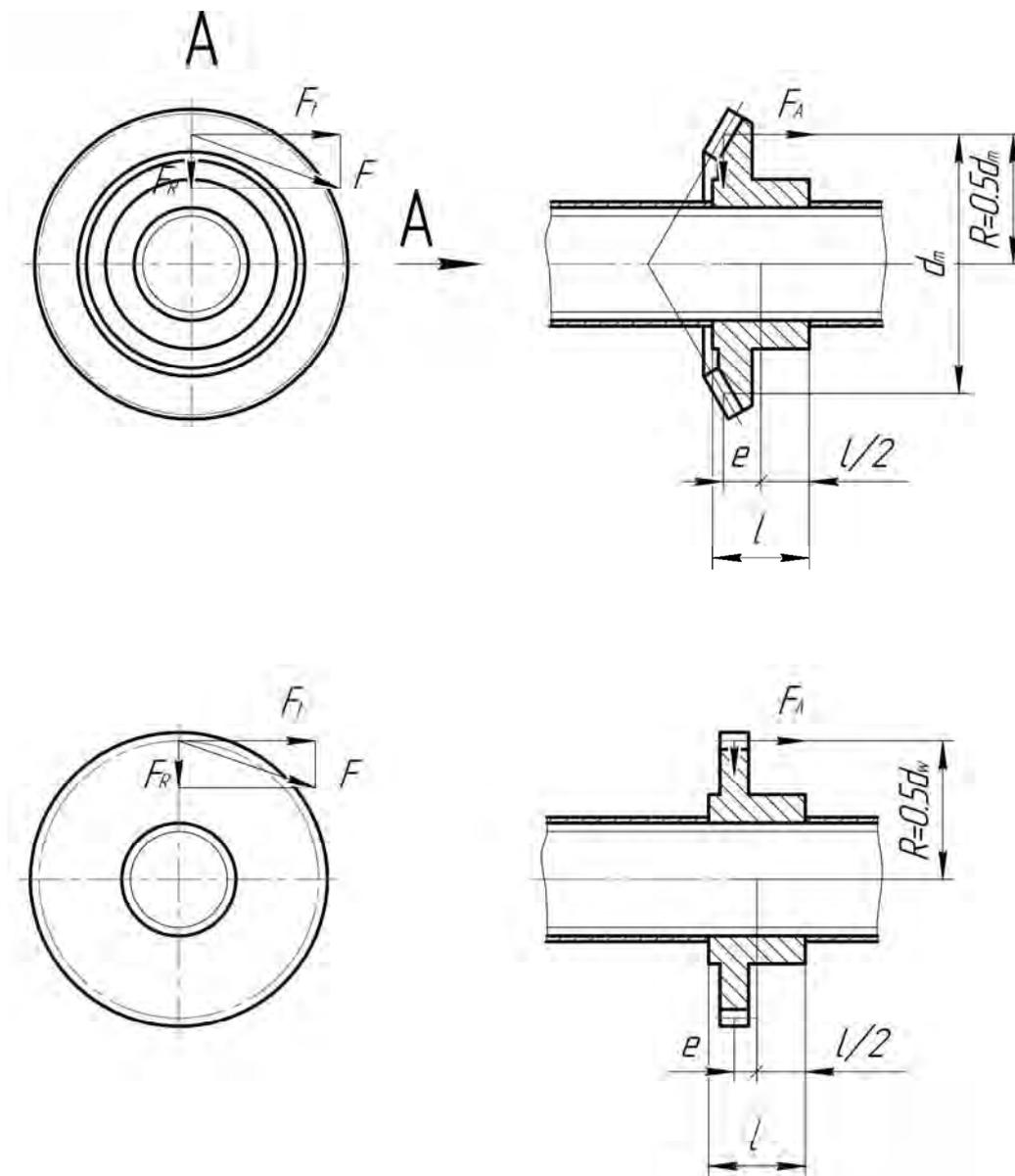


Рисунок 4 – Схемы условий нагружения

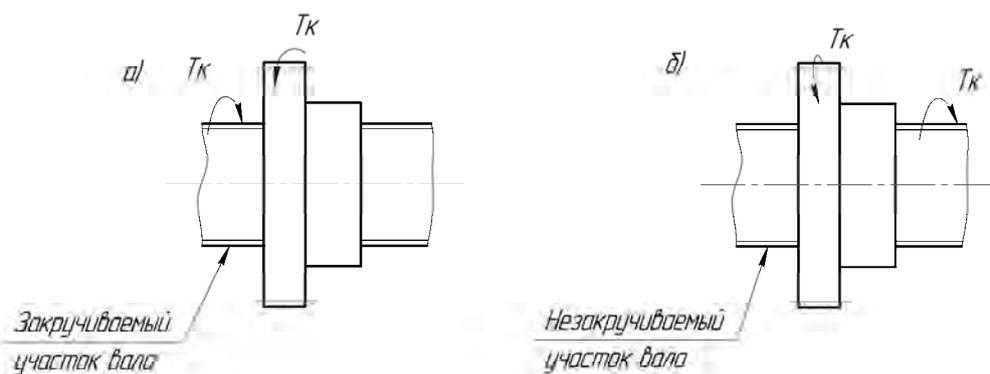


Рисунок 5 – Варианты подвода и снятия крутящего момента

3.2.2 Расчет на износ выполняют только в тех случаях, когда на соединение, кроме крутящих моментов, действуют радиальные силы и изгибающие моменты. Соединения, нагруженные только крутящим моментом (муфты), на износ не рассчитываются. В случаях, когда износ не допускается, производится дополнительный расчет, учитывающий работу без износа при неограниченно большом числе циклов нагружения (расчет на безыносную работу).

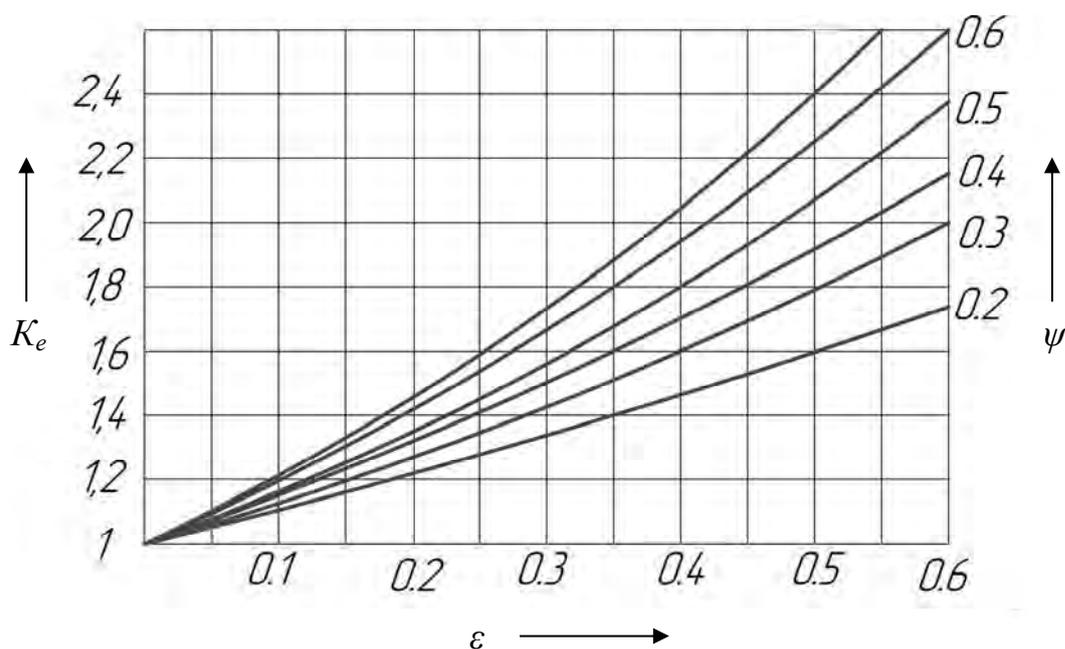


Рисунок 6 – Значения коэффициента концентрации давления

Расчет соединения на износ следует выполнять по формулам:

$$\sigma = \frac{2T_K}{d_{cp} z h l} \leq [\sigma]_{изн}; \quad (4)$$

$$[\sigma]_{\text{изн}} = \frac{[\sigma]_{\text{усл}}}{K_3' K_{np} K_H K_{\text{ц}} K_C K_{OC}}, \quad (5)$$

где  $[\sigma]_{\text{усл}}$  – допускаемое условное давление при числе циклов  $10^8$  и постоянном режиме работы (таблица А.7);

$K_3'$  – коэффициент, учитывающий влияние неравномерности нагружения зубьев на износ и различное скольжение на рабочих поверхностях при вращении вала, определяемый по таблице А.5;

$K_{np}$  – коэффициент продольной концентрации нагрузки, определяется так же, как при расчете на смятие, но всегда с учетом приработки;

$K_H$  – коэффициент переменности нагрузки, определяемый по формуле

$$K_H = \sqrt[3]{\sum \left( \frac{T_{Ki}}{T_K} \right)^3 \frac{N_i}{N}}, \quad (6)$$

где  $N_i$  – число циклов работы соединения с нагрузкой  $T_{Ki}$  при вращении в одну сторону;

$N$  – расчетное число циклов, равно суммарному числу оборотов вала за общее время работы. Определяется:

– по общему времени  $t$  работы машины и средней частоте вращения  $n_{\text{вр}}$  в одну сторону по формуле  $N = n_{\text{вр}} t$ ;

– суммированием чисел циклов на каждой ступени скорости;

– по общему пробегу машины;

$K_{\text{ц}}$  – коэффициент числа циклов,

$$K_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{N}{10^8}}; \quad (7)$$

$K_C$  – коэффициент, учитывающий условия смазки соединения. При обильной смазке без загрязнения  $K_C = 0,7$ ; при средних условиях смазки  $K_C = 1$ ; при бедной смазке и работе с загрязнением  $K_C = 1,4$ ;

$K_{OC}$  – коэффициент, учитывающий условия осевого закрепления ступицы на валу и ее перемещение под нагрузкой. При жестком закреплении ступицы на валу  $K_{OC} = 1,0$ ; при закреплении, допускающем небольшие осевые смещения (например, с помощью вилок),  $K_{OC} = 1,25$ ; при осевых перемещениях под нагрузкой (например, в карданных передачах)  $K_{OC} = 3$ .



3.2.3 *Расчёт шлицевого соединения на работу без износа* при неограниченно большом числе циклов нагружения выполняется по формуле

$$\sigma = \frac{2T_K}{d_{cp} zhl} \leq \frac{[\sigma]_{\delta H}}{K_3' K_{np}}, \quad (8)$$

где  $[\sigma]_{\delta H}$  – допускаемое наибольшее давление из условия работы без износа, Па;

$[\sigma]_{\delta H} = 28 \cdot 10^3$  НВ – для термически необработанных зубьев;

$[\sigma]_{\delta H} = 32 \cdot 10^3$  НВ – для улучшенных;

$[\sigma]_{\delta H} = 3 \cdot 10^5$  HRC – для закалённых;

$[\sigma]_{\delta H} = 4 \cdot 10^5$  HRC – для цементированных.

НВ – средняя твёрдость по шкале Бринелля поверхности зубьев менее твердой детали;

HRC – то же по шкале Роквелла.

### **3.3 Расчеты прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений на износостойкость по отраслевым стандартам**

Отраслевые стандарты распространяются на шлицевые соединения деталей трансмиссий сельскохозяйственных тракторов, за исключением шлицевых соединений с перемещениями втулок по валу под нагрузкой, а также шлицевых соединений, применяемых для компенсации несоосности или перекоса валов. До разработки ГОСТа на расчёты эвольвентных шлицев ОСТ 23.1.458-78 условно можно распространить и на другие машины, принимая  $K_H$  по рекомендациям ГОСТ 21425-75.

Прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения рассчитываются по формуле

$$\sigma = \frac{2T_K K}{d_{cp} zhl} \leq \frac{[\sigma]}{K_3' K_H}, \quad (9)$$

где  $T_K$  – расчётный крутящий момент, определяемый по номинальному крутящему моменту двигателя;

$K$  – общий коэффициент неравномерности распределения нагрузки, определяемый по следующим формулам.

При расположении зубчатого венца со стороны незакручиваемого участка вала (см. рисунок 5, б)

$K = 5(3e/l + 0,5) d_{cp}/d_g + 1$  – для прямобочных шлицев;

$K = 5(3e/l + 0,5) d \cos \alpha / d_g + 1$  – для эвольвентных шлицев.

При расположении зубчатого венца со стороны закручиваемого участка вала (см. рисунок 5, а)

$K = 5(9e/l + 0,5) d_{cp}/d_g + 1$  – для прямобочных шлицев;



$K = 5(9e/l + 0,5) d \cos \alpha / d_g + 1$  – для эвольвентных шлицев.

При симметричном расположении

$K = 1 + 2,5 d_{cp} / d_g$  – для прямобочных шлицев;

$K = 1 + 2,5 d \cos \alpha / d_g$  – для эвольвентных шлицев.

В формулах  $d_g$  – диаметр основной окружности зубчатого колеса;  $d_{cp}$  – средний диаметр соединения;  $d$  – диаметр делительной окружности эвольвентного шлицевого соединения;  $\alpha$  – угол профиля зуба;  $e$  и  $l$  – см. рисунок 4.

При расчёте соединений типа «вал–втулка»  $K = 1$ ;

$K_H$  – коэффициент использования мощности, определяется статической обработкой нагруженности соединений. Для гусеничных тракторов  $K_H = 0,92$ , для колёсных тракторов  $K_H = 0,78$ , для самоходных шасси  $K_H = 0,67$ ;

$[\sigma]$  – допускаемое давление, МПа. Для прямобочных шлицевых соединений  $[\sigma] = \sigma_{кр} + 300 \cdot 10^8 / N$ . Значения критических давлений для зубьев из среднеуглеродистых сталей  $\sigma_{кр} = 0,35$  HRC; для зубьев из закалённых цементуемых сталей  $\sigma_{кр} = 0,45$  HRC; для эвольвентных шлицевых соединений  $[\sigma] = 1,2$  HRC.

## 4 Пример расчета

### 4.1 Исходные данные

Выполнить проверочный расчёт прямобочного шлицевого соединения конического зубчатого колеса с валом (см. рисунок 4). Номинальный размер шлицев 8x32x38 по ГОСТ 1139-80. Материал колеса – сталь 18ХГТ, цементованная и закалённая,  $HRC = 56-63$ ,  $\sigma_T = 800$  МПа. Материал вала – сталь 40Х, термообработка – улучшение  $HB = 264-296$ , средняя твёрдость  $HB = 280$ ,  $\sigma_T = 750$  МПа. Расчётный крутящий момент  $T_K = 280$  Н·м, наибольший крутящий момент при пиковых нагрузках  $T_{K \max} = 320$  Н·м. Режим работы переменный – большую часть времени передача работает с высокими нагрузками. Расчетная частота вращения  $n_{ep} = 15$  с<sup>-1</sup>. Расчетный срок службы передачи  $t = 20000$  ч =  $72 \cdot 10^6$  с. Силы, действующие в зацеплении (см. рисунок 4),  $F_t = 730$  Н,  $F_R = 780$  Н,  $F_A = 1930$  Н. Соединение ответственное. Рабочая длина соединения  $l = 38$  мм. Смещение середины зубчатого винца относительно середины шлицевого участка ступицы  $e = 7$  мм. Зубчатое колесо расположено со стороны незакручиваемого участка вала. Средний диаметр конического колеса  $d_m = 97,698$  мм.



## 4.2 Расчет

4.2.1 Проверяем соединение по формулам (2) и (3):

$$\sigma_{\max} = \frac{2T_{K \max}}{d_{cp} z h l} = \frac{2 \cdot 320}{0,035 \cdot 8 \cdot 0,0022 \cdot 0,038} = 27,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 27,3 \text{ МПа};$$

$$d_{cp} = \frac{D + d}{2} = \frac{38 + 32}{2} = 35 \text{ мм};$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2f = \frac{38 - 32}{2} - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм};$$

$$[\sigma]_{cm} = \frac{[\sigma]_T}{n K_3 K_{np} K_n};$$

$$[\sigma]_T = 750 \cdot 10^6 \text{ Па, принимаем } n = 1,4.$$

Определяем коэффициенты:

$$\psi = \frac{F d_{cp}}{2T_K} = \frac{5783 \cdot 0,035}{2 \cdot 280} = 0,36;$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_R^2} = \sqrt{5730^2 + 780^2} = 5783 \text{ Н};$$

по таблице А.5  $K_3 = 1,72$ .

Венец расположен со стороны незакручиваемого участка вала.

После приработки и  $\frac{l}{D} = \frac{0,038}{0,038} = 1$  по таблице А.6  $K_{kp} = 1,3$ ,

$$\varepsilon = \frac{M}{Fl}; \quad F \cdot e = 5783 \cdot 0,07 = 40,48 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$F_A \cdot R = 1930 \cdot 0,04885 = 94,28 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По рисунку 4  $R = 0,5 \cdot d_m = 0,5 \cdot 97,698 = 48,85 \text{ мм}$ . Моменты действуют в разных направлениях; полный изгибающий момент

$$M = 94,28 - 40,48 = 53,8 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad \varepsilon = \frac{53800}{5783 \cdot 38} = 0,25.$$

По рисунку 6  $K_e = 1,43$ ;

$K_e > K_{kp}$ , следовательно,  $K_{np} = K_e = 1,43$ ;  $K_n = 1$  (после приработки).

$$[\sigma_{cm}] = \frac{750 \cdot 10^6}{1,4 \cdot 1,72 \cdot 1,43 \cdot 1} = 217,8 \text{ МПа};$$

$\sigma_{\max} < [\sigma_{см}]$  – условие прочности по смятию выполнено.

4.2.2 Проверяем соединение на износ по формулам (4) и (5):

$$\sigma = \frac{2T_K}{d_{cp} z h l} = \frac{2 \cdot 280}{0,035 \cdot 8 \cdot 0,0022 \cdot 0,038} = 24 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{ИЗН} = \frac{[\sigma]_{усл}}{K_3' K_{np} K_H K_{Ц} K_C K_{OC}} = \frac{110}{1,24 \cdot 1,43 \cdot 0,77 \cdot 2,21 \cdot 0,7 \cdot 1} = 52 \text{ МПа},$$

где по таблице А.7  $[\sigma]_{усл} = 110$  МПа.

Средняя твердость  $HВ = 280$ .

По таблицам А.5, А.6 и А.8 определяем коэффициенты:

$$K_3' = 1,24; K_{np} = 1,43; K_H = 0,77;$$

$$K_{Ц} = \sqrt[3]{\frac{10,8 \cdot 10^8}{10^8}} = 2,21; N = n_{вр} \cdot t = 15 \cdot 72 \cdot 10^6 = 10,8 \cdot 10^8;$$

$K_C = 0,7$  – смазка обильная без загрязнений;

$K_{OC} = 1,0$  – колесо жёстко закреплено на валу;

$[\sigma] < [\sigma]_{ИЗН}$  – условие износоустойчивости при заданном числе циклов выполнено.

4.2.3 Проверяем соединение на работу без износа при неограниченно большом числе циклов нагружения по формуле (8):

$$\frac{[\sigma]_{\delta И}}{K_3' \cdot K_{np}} = \frac{9 \cdot 10^6}{1,24 \cdot 1,43} = 5,1 \text{ МПа};$$

$[\sigma]_{\delta И} = 32 \cdot 10^3 \cdot 280 = 9 \cdot 10^6$  МПа;  $\sigma = 24 > 5,1$  МПа, т. е. условие работы без износа при неограниченно большом числе циклов не выполняется.

## 5 Обозначения шлицевых соединений, ступиц (втулок) и валов

Обозначения должны содержать: букву, указывающую поверхность центрирования; число зубьев и номинальные размеры  $d$ ,  $D$  и  $b$  соединения, вала и втулки; обозначения полей допусков или посадок (таблицы А.9 и А.10) диаметров  $d$ ,  $D$ , а также размера  $b$ , помещенные после соответствующих размеров. Можно не указывать в обозначении допуски нецентри-

рующих диаметров.

Примеры условного обозначения прямобочного и эвольвентного шлицевых соединений, а также их ступиц и валов представлены в таблицах А.11 и А.12.

### Список литературы

1 Глухарев, Е. Г. Зубчатые соединения : справ. пособие / Е. Г. Глухарев, Н. И. Зубарев. – Л. : Машиностроение, 1976. – 197 с.

2 Левина, Э. М. Циклическое скольжение в прямобочных зубчатых (шлицевых) соединениях и условный расчет их на износостойкость / Э. М. Левина, Д. Н. Решетов // Вестник машиностроения. – 1974. – №7. – С. 11–17.

3 Скундин, Г. И. Шлицевые соединения / Г. И. Скундин, В. Н. Никитин. – М. : Машиностроение, 1981. – 125 с.

4 Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование : учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. и доп. – Минск : Технопринт, 2002. – 290 с.

5 Дунаев, П. Ф. Допуски и посадки: обоснование выбора / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов, Л. П. Варламова. – М. : Высш. шк., 1984. – 352 с.



## Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Размеры прямобочных шлицевых соединений (ГОСТ1139-80)

Номинальный размер $z \times d \times D$	$v$	$d_1$	$a$	$f$		$r$ , не более	
				номинальный размер	предельный размер		
<b>Лёгкая серия</b>							
6 x 23 x 26	6	22,1	3,54	0,3	0,2	0,2	
6 x 26 x 30	6	24,6	3,85				
6 x 28 x 32	7	26,7	4,03				
8 x 32 x 36	6	30,4	2,71	0,4		0,3	
8 x 36 x 40	7	34,5	3,46				
8 x 42 x 46	8	40,4	5,03				
8 x 46 x 50	9	44,6	5,75	0,5	0,5		
8 x 56 x 62	10	49,7	4,89				
8 x 62 x 68	10	53,6	6,38				
8 x 62 x 68	12	59,8	7,31				
<b>Средняя серия</b>							
6 x 21 x 25	5	19,5	1,95	0,3		0,2	0,2
6 x 23 x 28	6	21,3	1,34				
6 x 26 x 32	6	23,4	1,65				
6 x 28 x 34	7	25,6	1,7	0,4	0,3		
8 x 32 x 38	6	29,4	–				
8 x 36 x 42	7	33,5	1,02				
8 x 42 x 48	8	39,5	2,57	0,5		0,5	
8 x 46 x 54	9	42,7	–				
8 x 52 x 60	10	48,7	2,44				
8 x 56 x 65	10	52,2	2,5				
<b>Тяжелая серия</b>							
10 x 21 x 26	3	18,5	–	0,3	0,2		0,2
10 x 23 x 29	4	20,3	–				
10 x 26 x 32	4	23,0	–				
10 x 28 x 35	4	24,4	–	0,4		0,3	
10 x 32 x 40	5	28,0	–				
10 x 36 x 45	5	31,3	–				
10 x 42 x 52	6	36,9	–	0,5	0,5		
10 x 46 x 56	7	40,9	–				
16 x 52 x 60	5	47,0	–				
16 x 56 x 60	5	50,6	–				
<i>Примечание</i> – Стандарт предусматривает диаметры $D$ от 14 до 125 мм							



Таблица А.2 – Зависимости между геометрическими параметрами эвольвентных шлицевых соединений по ГОСТ 6033-80

Параметры	Обозначение	Величина и зависимость
1	2	3
Модуль	$m$	
Делительный окружной шаг зубьев	$p$	$p = \pi m$
Угол профиля зуба	$\alpha$	$\alpha = 30^\circ$
Число зубьев	$z$	
Диаметр делительной окружности	$d$	$d = mz$
Диаметр основной окружности	$d_e$	$d_e = m z \cos \alpha$
Высота зуба вала	$h$	$H_{\min} = h_a + h_{f\min}$
Высота зуба втулки	$H$	$H = H_a + H_f$
Высота головки зуба вала: при центрировании по боковым поверхностям зубьев при центрировании по наружному диаметру	$h_a$	$h_a = 0,45m$ $h_a = 0,55m$
Высота головки зуба втулки	$H_a$	$H_a = 0,45m$
Высота ножки зуба втулки: при плоской форме дна впадины при закруглённой форме дна впадины	$H_f$	$H_{f\min} = 0,55m$ $H_{f\max} = 0,65m$ $H_f = 0,77m$
Высота ножки зуба вала: при плоской форме дна впадины при закруглённой форме дна впадины	$h_f$	$h_{f\min} = 0,55m$ $h_{f\max} = 0,65m$ $h_{f\max} = 0,83m$
Радиус кривизны переходной кривой зуба	$\rho_f$	$\rho_{f\min} = 0,15m$
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала	$s$	$s = \frac{\pi}{2} m + 2xmtg \alpha$
Номинальная делительная окружная ширина впадины втулки	$e$	$e = \frac{\pi}{2} m + 2xmtg \alpha$
Номинальный (исходный) диаметр соединения	$D$	$D = mz + 2xm + 1,1m$
Диаметр окружности впадин втулки: при плоской форме дна впадины при закруглённой форме дна впадины	$D_f$	$D_f = D$ $D_{f\min} = D + 0,44m$
Диаметр окружности вершин зубьев втулки	$D_a$	$D_a = D - 2m$
Смещение исходного контура	$xm$	$xm = 1/2(D - mz - 1,1m)$
Диаметр окружности впадин вала: при плоской форме дна впадины при закруглённой форме дна впадины	$d_f$	$d_{f\max} = D - 2,2m$ $d_{f\max} = D - 2,76m$
Диаметр окружности вершин зубьев вала: при центрировании по боковым поверхностям зубьев при центрировании по наружному диаметру	$d_a$	$d_a - 0,2m$ $d_a = D$
Диаметр окружности граничных точек зуба втулки	$D_l$	$D_{l\min} = d_a + F_r^*$

Окончание таблицы А.2

1	2	3
Диаметр окружности граничных точек зуба вала	$d_l$	$d_l = D_a - F_r^*$
Фаска или радиус притупления продольной кромки зуба втулки	$K$	$K = 0,15m$
Радиальный зазор	$C$	$C_{\min} = 0,1m$
<i>Примечание</i> – * Предельное значение радиального биения зубчатого венца $F_r$ , 11-й степени точности по ГОСТ1643-81, ГОСТ1758-81		

Таблица А.3 – Размеры предпочтительного ряда эвольвентных соединений (ГОСТ 6033-80)

Номинальный диаметр $D$	Число зубьев $z$ при модуле $m$					Номинальный диаметр $D$	Число зубьев $z$ при модуле $m$				
	0,5	0,8	1,25	2	3		1,25	2	3	5	8
6	10	6	–	–	–	65	–	31	20	–	–
8	14	8	–	–	–	70	–	34	22	–	–
10	18	11	–	–	–	75	–	36	24	–	–
12	22	13	–	–	–	80	–	38	25	–	–
15	28	17	–	–	–	85	–	–	27	15	–
17	–	20	12	–	–	90	–	–	28	16	–
20	–	23	14	–	–	95	–	–	30	18	–
25	–	30	18	–	–	100	–	–	32	18	–
30	–	36	22	–	–	110	–	–	35	20	–
35	–	–	25	16	–	120	–	–	38	22	–
40	–	–	30	18	–	140	–	–	45	26	–
45	–	–	34	21	–	160	–	–	52	30	18
50	–	–	38	24	–	180	–	–	58	34	21
55	–	–	–	26	17	200	–	–	–	38	24
60	–	–	–	28	18	220	–	–	–	42	26
<i>Примечание</i> – Стандарт предусматривает диаметры $D$ от 4 до 500 мм											



Таблица А.4 – Допускаемые напряжения смятия  $[\sigma]_{\text{см}}$ 

Тип соединения	Условие эксплуатации	Упрочняющая термохимическая обработка рабочих поверхностей	
		не производится	производится
		[ $\sigma$ ] <sub>см</sub> , МПа	
Неподвижное	<i>a</i>	35–50	40–70
	<i>б</i>	60–100	100–140
	<i>в</i>	80–120	120–200
Подвижное без нагрузки	<i>a</i>	15–20	20–35
	<i>б</i>	20–30	30–60
	<i>в</i>	25–40	40–70
Подвижное под нагрузкой	<i>a</i>	–	3–10
	<i>б</i>	–	5–15
	<i>в</i>	–	10–20

*Примечание* – *a* – тяжелые условия эксплуатации: нагрузка знакопеременная с ударами в обоих направлениях; вибрации большой частоты и амплитуды; плохие условия смазки; металлы невысокой твердости; невысокая точность изготовления; *б* – условия эксплуатации средние; *в* – условия эксплуатации хорошие. Большие значения допускаемых напряжений применять для механизмов легкого режима работы (ПВ = 15 %), меньшие – для механизмов тяжелого режима работы (ПВ = 40 %), средние – для механизмов среднего режима работы (ПВ = 25 %)

Таблица А.5 – Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между зубьями  $K'_3$ ,  $K_3$ 

Коэффициент	$\psi$									
	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,6	0,65	0,70	0,75
$K_3$	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0
$K'_3$	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5



Таблица А.6 – Значения коэффициента  $K_{кр}$ 

Серия	D, мм	Отношение $l/D$				
		1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Легкая	До 26	1,3 / 1,1	1,7 / 1,2	2,2 / 1,4	2,6 / 1,5	3,2 / 1,7
	30–50	1,5 / 1,2	2,0 / 1,3	2,6 / 1,5	3,3 / 1,8	3,9 / 1,9
	58–120	1,8 / 1,3	2,6 / 1,4	3,4 / 1,7	4,2 / 2,0	5,1 / 2,2
Средняя	До 19	1,6 / 1,2	2,1 / 1,3	2,8 / 1,5	3,5 / 1,7	4,1 / 1,9
	20–30	1,7 / 1,2	2,3 / 1,4	3,0 / 1,6	3,8 / 1,9	4,5 / 2,1
	32–50	1,9 / 1,3	2,8 / 1,5	3,7 / 1,8	4,6 / 2,1	5,5 / 2,3
	54–112	2,4 / 1,4	3,5 / 1,7	4,8 / 2,1	5,8 / 2,4	7,0 / 2,8
	Св. 112	2,8 / 1,5	4,1 / 1,9	5,5 / 2,5	6,8 / 2,7	8,2 / 3,1
Тяжелая	До 23	2,0 / 1,3	3,0 / 1,6	4,0 / 1,9	5,0 / 2,2	8,0 / 2,5
	23–32	2,4 / 1,4	3,5 / 1,8	4,7 / 2,1	5,7 / 2,4	7,0 / 2,8
	35–65	2,7 / 1,5	4,1 / 1,9	5,3 / 2,2	6,8 / 2,7	8,0 / 3,1
	72–102	2,9 / 1,6	4,3 / 2,0	5,6 / 2,4	7,0 / 2,8	8,5 / 3,3
	Св. 102	3,1 / 1,7	4,7 / 2,1	6,2 / 2,5	7,8 / 3,0	9,3 / 3,6

*Примечание* – В числителе приведены значения  $K_{кр}$  до приработки (для расчёта на смятие), в знаменателе – после приработки для соединений, работающих с переменным режимом. При постоянном режиме после приработки  $K_{кр} = 1$

Таблица А.7 – Рекомендуемые значения допускаемых условных давлений  $[\sigma]_{усл}$ 

Термическая обработка и средняя твёрдость поверхности					
Без обработки HRC 20 (HB 218)	Улучшение HRC 28 (HB 270)	Закалка			Цементация и закалка или азотирование HRC 60
		HRC 40	HRC 45	HRC 52	
Наибольшее давление $[\sigma]_{усл}$ , МПа					
95	110	135	170	185	205

*Примечание* – При работе с частыми реверсами рекомендуется снижать  $[\sigma]_{усл}$  на 20–25 %



Таблица А.8 – Коэффициент переменности нагрузки  $K_n$ 

Переменность нагружения			$K_n$
Характеристика режима		Распределение	
Постоянный	Работа с постоянной нагрузкой	–	1,0
Тяжёлый	Работа большую часть времени с высокими нагрузками	Бета-распределение*	0,77
Среднеравновероятностный	Одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки	Равновероятностное распределение	0,63
Средненормальный	Работа большую часть времени со средними нагрузками	Нормальное распределение	0,57
Лёгкий	Работа большую часть времени с малыми нагрузками	Гамма-распределение**	0,43

*Примечание* – \* – Максимум плотности вероятности при нагрузке 0,75 от наибольшей расчётной нагрузки; \*\* – то же при 0,3 от наибольшей расчётной нагрузки

Таблица А.9 – Поля допусков прямобоочных шлицев по ГОСТ 1139-80 (соединение неподвижное)

Реверсивность	Сопряжение элементов шлицев		
Центрирование по наружному диаметру $D$			
Реверса нет	$D \frac{H7}{j_s6}$	$d \frac{H11}{a11}$	$b \frac{D9}{h8}$
Реверс есть	$D \frac{H7}{n6}$	$d \frac{H11}{a11}$	$b \frac{F8}{j_s7}$
Центрирование по внутреннему диаметру $d$			
Реверса нет	$d \frac{H7}{j_s6}$	$D \frac{H12}{a11}$	$b \frac{D9}{h8}$
Реверс есть	$d \frac{H7}{n6}$	$D \frac{H12}{a11}$	$b \frac{F8}{j_s7}$
Центрирование по ширине $b$			
Реверса нет	$b \frac{D9}{jk7}$	$D \frac{H12}{a11}$	$d \frac{H11}{a11}$
Реверс есть	$b \frac{F8}{j_s7}$	$D \frac{H12}{a11}$	$d \frac{H11}{a11}$

*Примечание* –  $D$  – наружный диаметр;  $d$  – внутренний диаметр;  $b$  – ширина шлицев



Таблица А.10 – Поля допусков эвольвентных шлицев по ГОСТ 6033-80 (соединение неподвижное)

Реверсивность	Сопряжение элементов шлицев
Центрирование по наружному диаметру $D$	
Реверса нет	$D \frac{H7}{j_s6}; S \frac{H9}{h9}; d \frac{H11}{h16}$
Реверс есть	$D \frac{H7}{n6}; S \frac{H9}{h9}; d \frac{H11}{h16}$
Центрирование по боковым сторонам зубьев $S$	
Реверса нет	$S \frac{H7}{h8}; D \frac{H16}{h12}; d \frac{H11}{h16}$
Реверс есть	$S \frac{H7}{n7}; D \frac{H16}{h12}; d \frac{H11}{h16}$
Центрирование по внутреннему диаметру $d$	
Реверса нет	$d \frac{H7}{h6}; D \frac{H16}{h12}; S \frac{H9}{h9}$
Реверс есть	$d \frac{H7}{h6}; D \frac{H16}{h12}; S \frac{H9}{h9}$
<i>Примечание</i> – $D$ – наружный диаметр; $d$ – внутренний диаметр; $S$ – толщина шлицев	

Таблица А.11 – Условное обозначение прямобочного шлицевого соединения по ГОСТ 1139-80 (центрирование по внутреннему диаметру  $d$ )

Обозначение шлицевого соединения
На сборочном чертеже $d - 8 \times 46 \frac{H7}{j_s6} \times 50 \frac{H12}{a11} \times 9 \frac{D9}{k7}$
На чертеже вала $d - 8 \times 46 j_s6 \times 50a11 \times 9k7$
На чертеже ступицы $d - 8 \times 46 j_s6H7 \times 50H12 \times 9D9$
<i>Примечание</i> – Число зубьев $z = 8$ ; $d = 46$ мм; $D = 50$ мм; $b = 9$ мм



Таблица А.12 – Условное обозначение эвольвентного шлицевого соединения по ГОСТ 6033-80

Вид чертежа	Обозначение шлицевого соединения
Центрирование по боковым поверхностям зубьев: посадка $S \frac{7H}{8k}$	
На сборочном чертеже	$70 \times 3 \times \frac{7H}{8k}$ ГОСТ 6033-80
На чертеже ступицы	$70 \times 3 \times 7H$ ГОСТ 6033-80
На чертеже вала	$70 \times 3 \times 8k$ ГОСТ 6033-80
Центрирование по наружному диаметру: посадка $D \frac{H7}{h6}$	
На сборочном чертеже	$70 \times 2 \times \frac{H7}{h6}$ ГОСТ 6033-80
На чертеже ступицы	$70 \times 2 \times H7$ ГОСТ 6033-80
На чертеже вала	$70 \times 2 \times h6$ ГОСТ 6033-80
Центрирование по внутреннему диаметру: посадка $d \frac{H7}{g6}$	
На сборочном чертеже	$i 70 \times 2 \times \frac{H7}{g6}$ ГОСТ 6033-80
На чертеже ступицы	$i 70 \times 2 \times H7$ ГОСТ 6033-80
На чертеже вала	$i 70 \times 2 \times g6$ ГОСТ 6033-80

