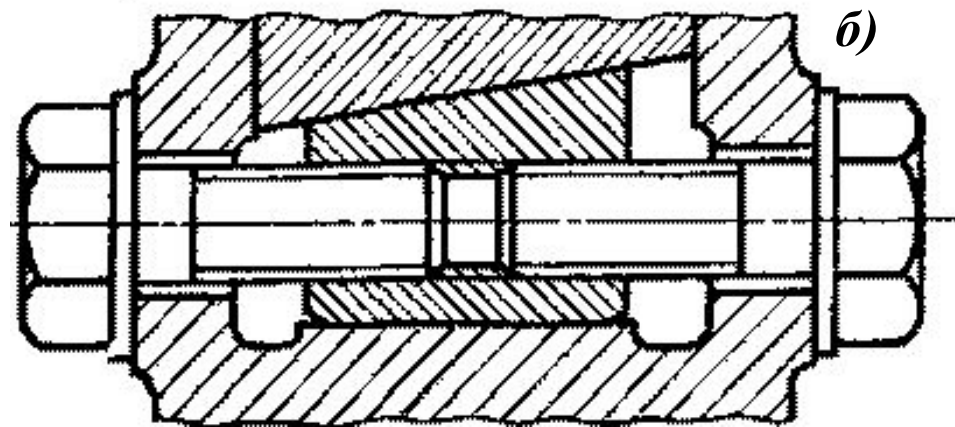
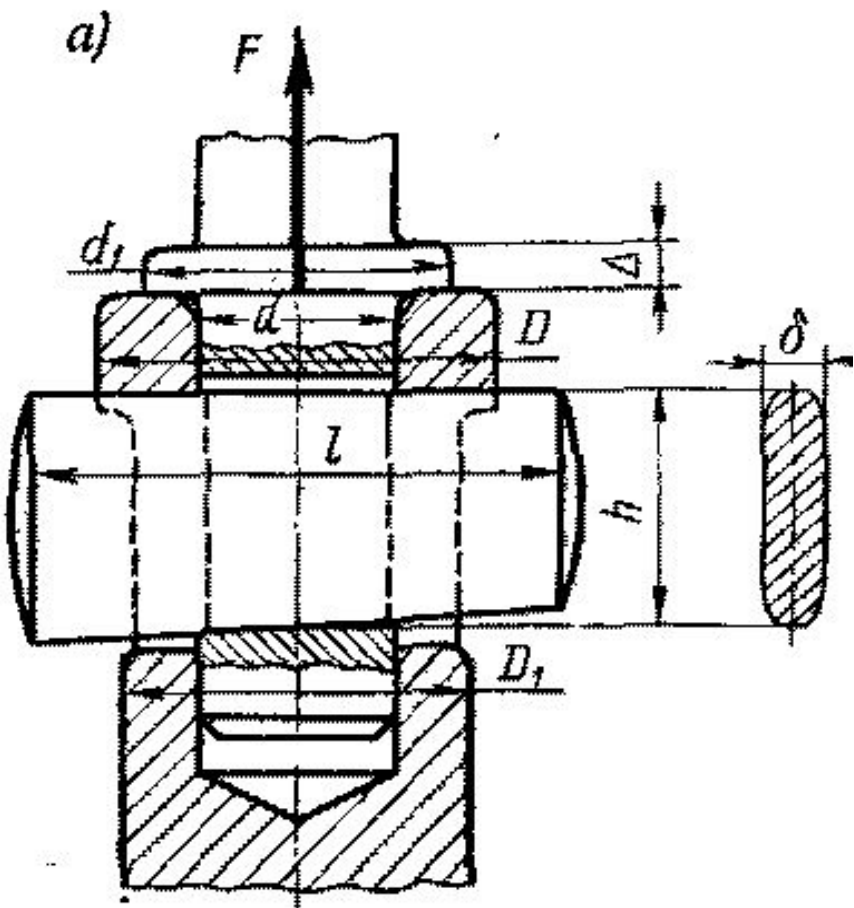


КЛИНОВЫЕ И ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клиновые соединения

По назначению клиновые соединения различают: *силовые*, в которых клинья называемые крепежными, служат для прочного соединения деталей машин (а) и *установочные*, в которых клинья, называемые соответственно установочными, предназначены для регулирования и установки деталей машин в нужном положении (б).



Толщину δ клина принимают в зависимости от диаметра d хвостовика стержня (части стержня, помещенной во втулке): $\delta = (1/3 \dots 1/4)d$. При $\delta = 0,25d$ требуемый диаметр хвостовика стержня из условия прочности на растяжение (по поперечному сечению с отверстием для клина) определится из неравенства

$$(\pi d^2/4) - \delta d = (\pi d^2/4) - d^2/4 \geq 1,25F/[\sigma_p],$$

откуда

$$d \geq 1,5 \sqrt{F/[\sigma_p]}, \quad (7.1)$$

на растяжение $[\sigma_p]$ для стержня, изготовленного из сталей 45, 40 и 45, при действии нагрузки, изменяющейся в течение цикла, $[\sigma_p] = 60 \dots 90$ МПа.

и

$$l = (1,8 \dots 2) d. \quad (7.2)$$

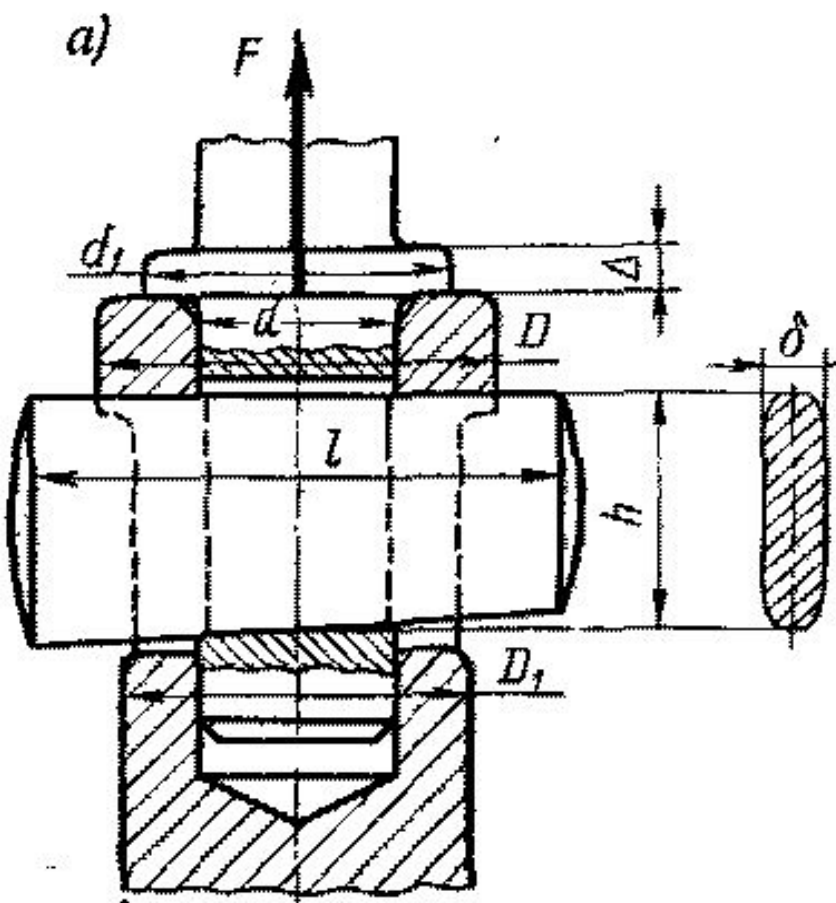
определяют расчетом клина на изгиб: $\delta h^2/6 =$

$$1,45 \sqrt{M/(\delta [\sigma_{из}])}, \quad (7.3)$$

где M — момент в опасном сечении клина

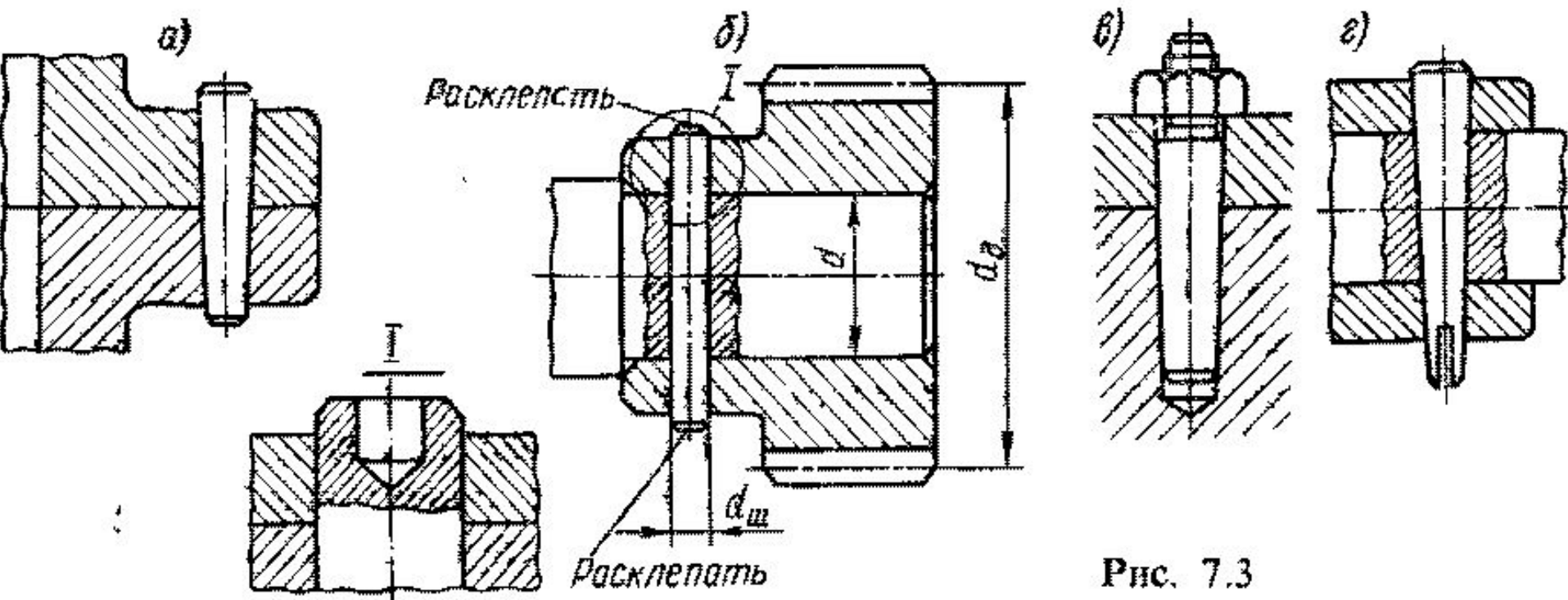
$$M = 1,25FD/8, \quad (7.4)$$

где $[\sigma_{из}]$ для клина принимают, как для стержня с повышенным, т. е. $[\sigma_{из}] = 100 \dots 150$ МПа.

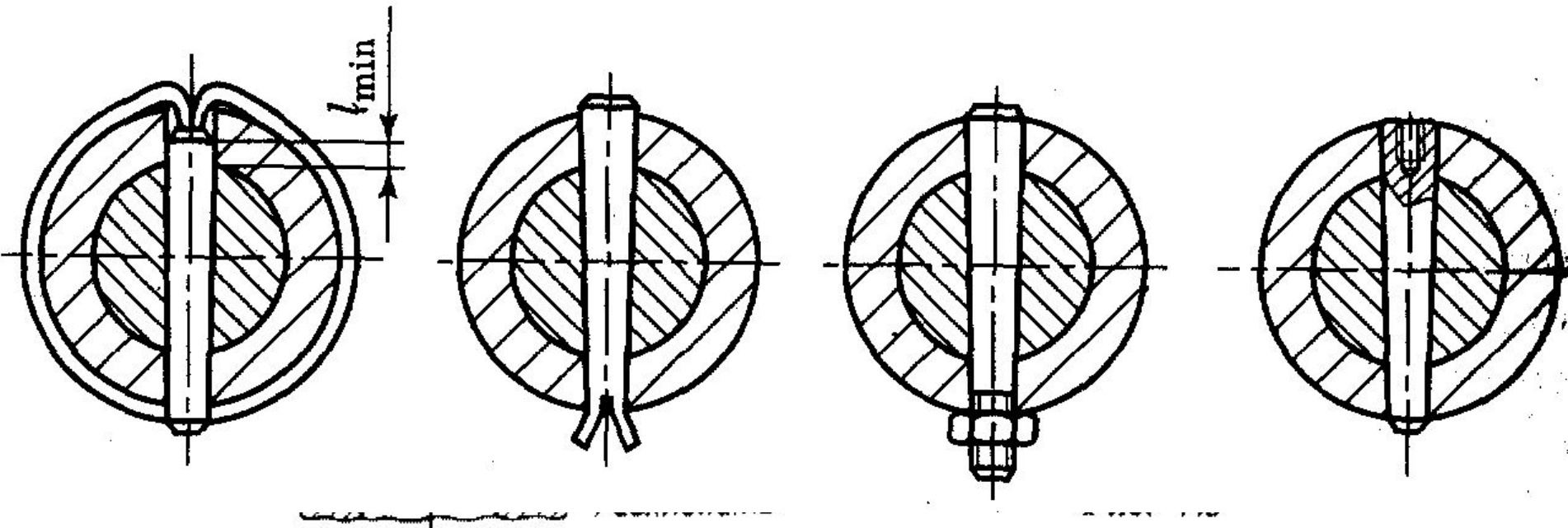


Штифты применяют в основном для точной установки соединяемых деталей машин. По форме различают конические (а, в, г) и цилиндрические (б) штифты.

Стандартизованы штифты: цилиндрические (ГОСТ 3128 – 70), цилиндрические с засверленными концами (заклепочные) (ГОСТ 10774 – 80, см. рис. 7.3, б), конические (ГОСТ 3129 – 70, см. рис. 7.3, а), конические с резьбовой цапфой (для вытаскивания) (ГОСТ 9465 – 79, см. рис. 7.3, в), конические с внутренней резьбой (для вытаскивания) (ГОСТ 9464 – 79), конические разводные (ГОСТ 2074, рис. 7.3, г),



Конические штифты выполняют с конусностью 1: 50, обеспечивающей их самоторможение. Цилиндрические штифты обычно ставят на рабочее место с натягом, а в движущихся соединениях — и с расклепыванием концов. Обыкновенные конические штифты (рис. 7.3,а) ставят при сквозных отверстиях, когда их можно выбивать с противоположной стороны. При глухих отверстиях ставят конические штифты с резьбой для вытаскивания (рис 7,3,в). Конические разводные штифты (рис 7.3, г) ставят в соединениях, испытывающих толчки и удары, и также в соединениях, движущихся с большой скоростью; после установки этих штифтов на рабочее место концы их слегка разводят.



Штифты изготавливают из стали Ст4, Ст5, 35, 40 и 45. Просечные штифты рекомендуется изготавливать из пружинной стали. Диаметр установочного штифта принимают конструктивно. Диаметр крепежного штифта определяют из расчета штифта на срез. При действии на штифт силы F , перпендикулярной его оси, условие прочности на срез при Z плоскостях среза:

$$\tau_c = \frac{F}{[z \cdot (\pi d^2 / 4)]} \leq [\tau_c]$$

Отсюда диаметр штифта:

$$d = 1.13 \cdot \sqrt{F / (z \cdot [\tau_c])}$$

допускаемое напряжение на срез для штифта, изготовленного из стали указанных марок, $[\tau_c] = 35 \dots 75$ МПа; меньшие значения — при нагрузке с толчками и ударами.

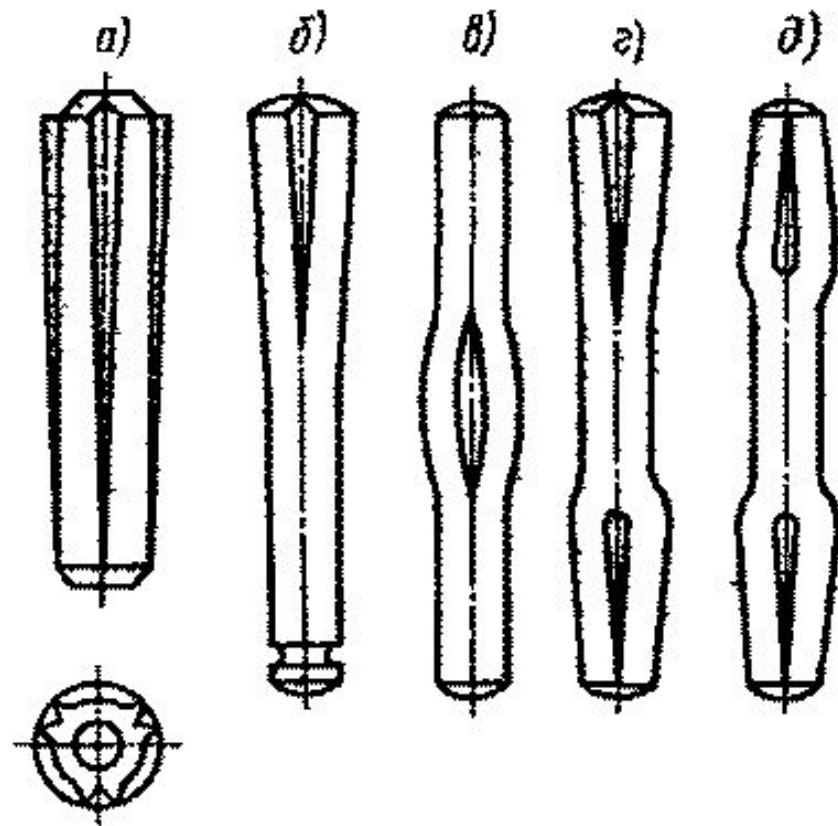


Рис. 7.4

Просечные штифты с насечёнными и выдавленными канавками.

Эскиз

ГОСТ

Диаметр
 d ,
мм

назначение

цилиндрические

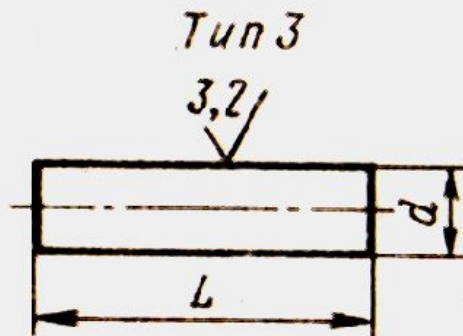
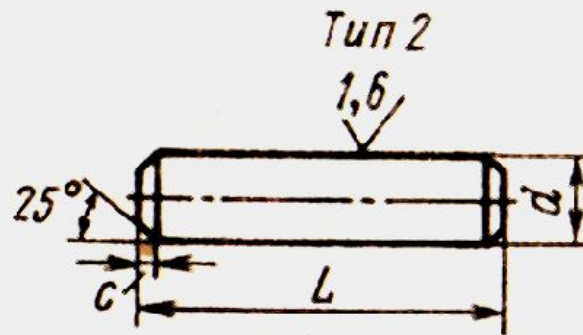
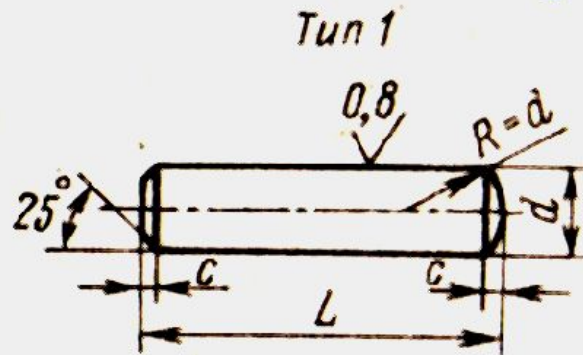
Общего
назначе-
ния

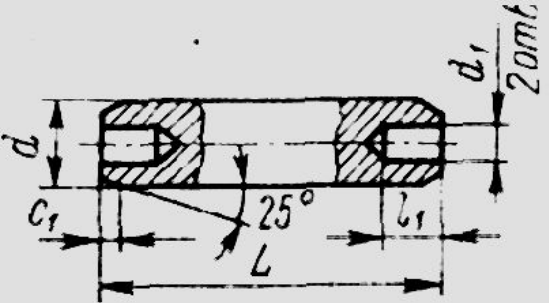
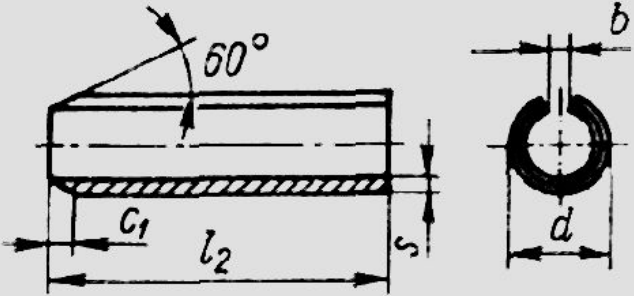
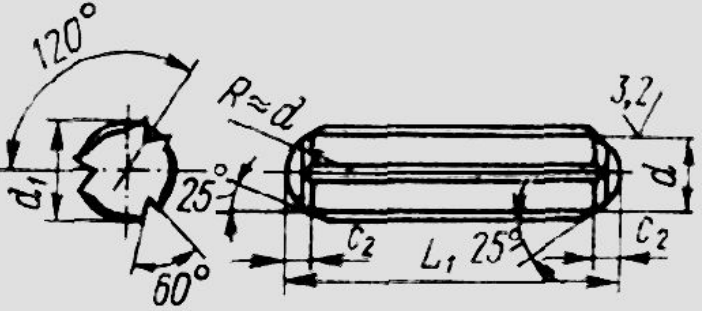
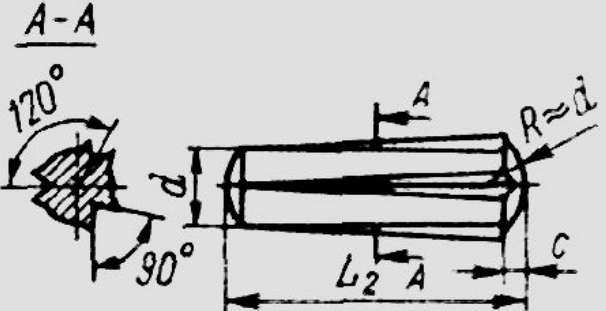
3128—70*

0,6—
50

4.101

Для соединения
и фиксации
деталей и как
самостоятель-
ные детали



<p>Заклёпочные</p>		<p>10774—80</p>	<p>2—25</p>	<p>4.102 В конструкциях, не подлежащих разборке</p>
<p>Пружинные</p>		<p>1229—78*</p>	<p>1—25</p>	<p>4.103 Для установки в отверстия с большим полем допуска</p>
<p>Насечные</p>		<p>12850—80*</p>	<p>1—16</p>	<p>4.101 Для обеспечения предохранения от выпадания (допускают многократную сборку и разборку)</p>
<p>Насечные с коническими наконечниками</p>		<p>10773—80*</p>	<p>1,6—16</p>	<p>4.101 Для обеспечения предохранения от выпадания (допускают многократную сборку и разборку)</p>

Характеристика

Эскиз

ГОСТ

Диаметр d , мм

Номер таблицы для определения размеров и назначения

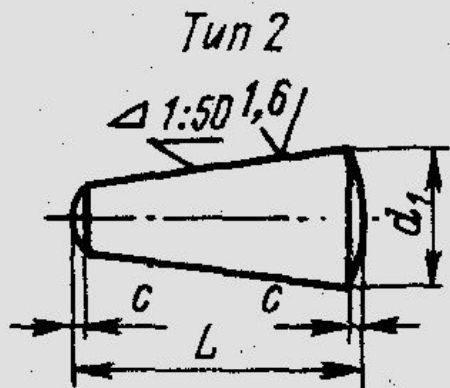
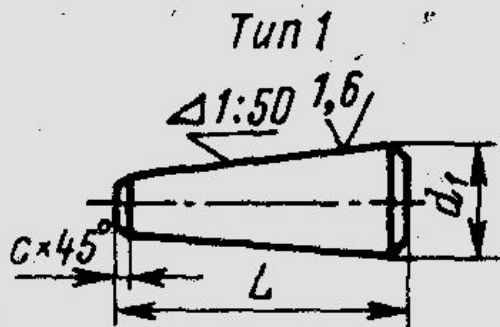
Общего назначения

Конические

3129—70*

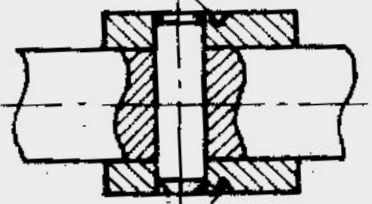
0,6—50

4.101
Для обеспечения более точного и прочного соединения



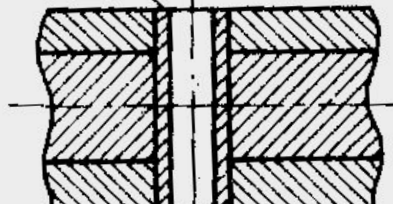
Для предотвращения выпадания штифтов из соединения при работе их в условиях вибрации, ударов, тряски, при резких перепадах температуры концы штифтов подвергают кернению (а, б), развальцовке (в), применяют шайбы с защитным краями (г), проволочные кольца (д), эмали, лаки и т. п.

а) Удар керном



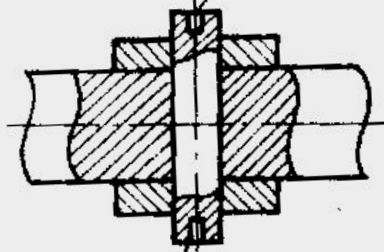
Удар керном

б) Раскернить



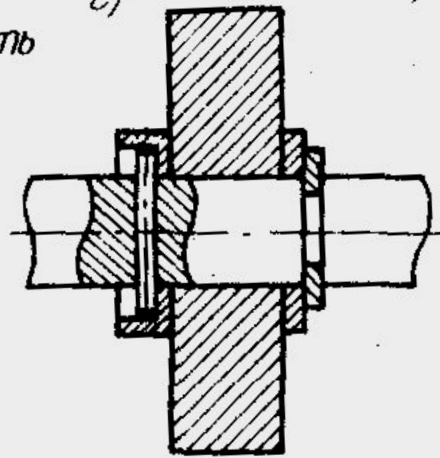
Раскернить

в) Развальцевать

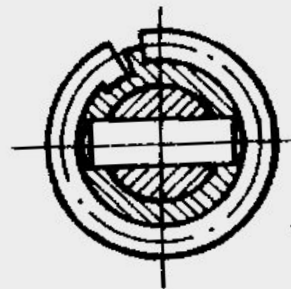
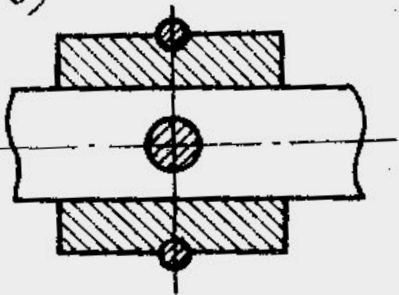


Развальцевать

г)

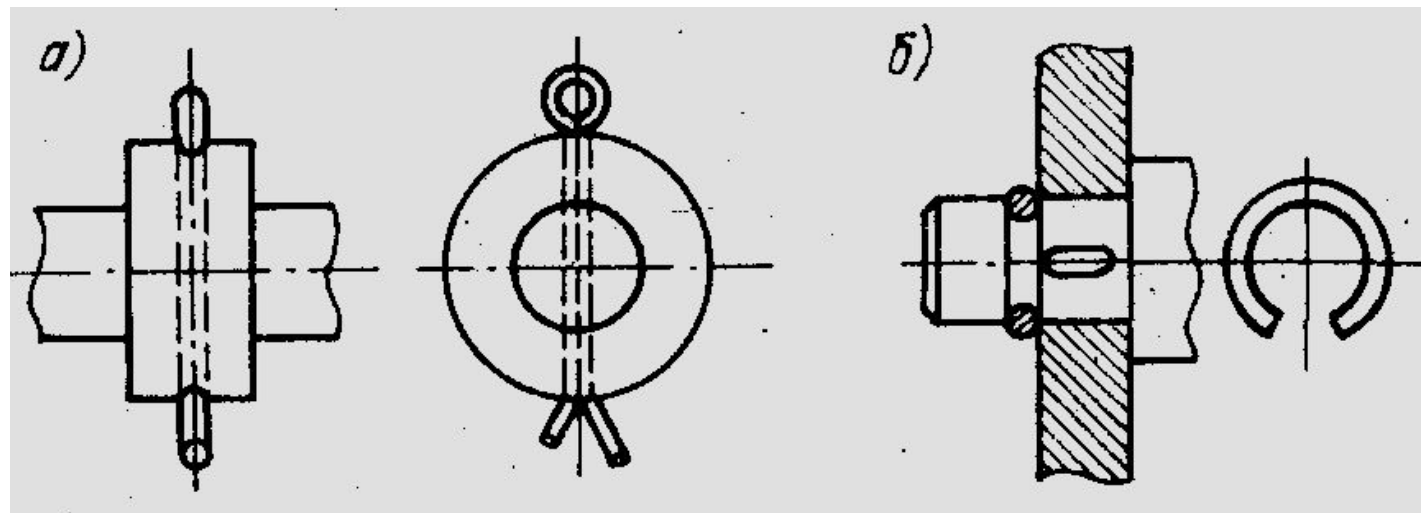
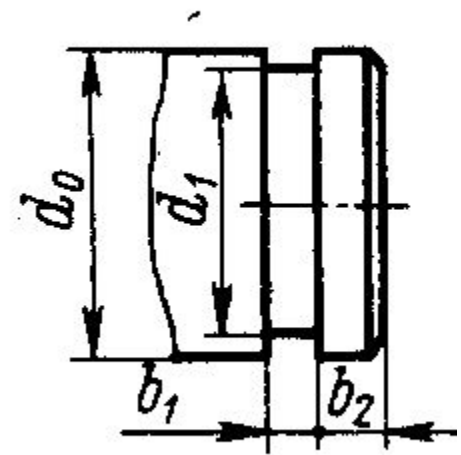
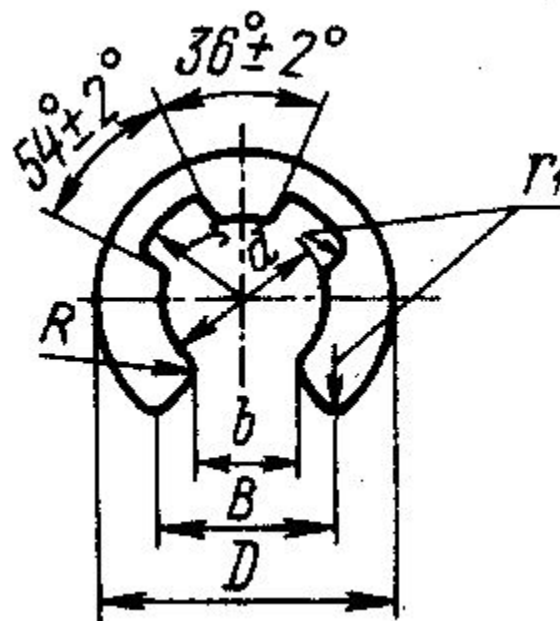
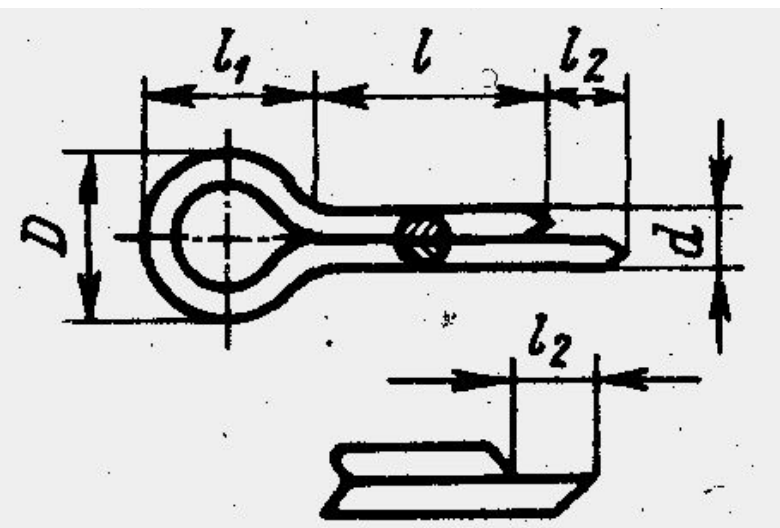


д)



Способы предохранения штифтов от выпадания: а, б — кернением; в — развальцовкой; г — применением шайб с защитными краями; д — применением проволочных колец

В некоторых случаях вместо штифтов применяют шплинты, специальные шайбы, пружинные кольца и т. п.



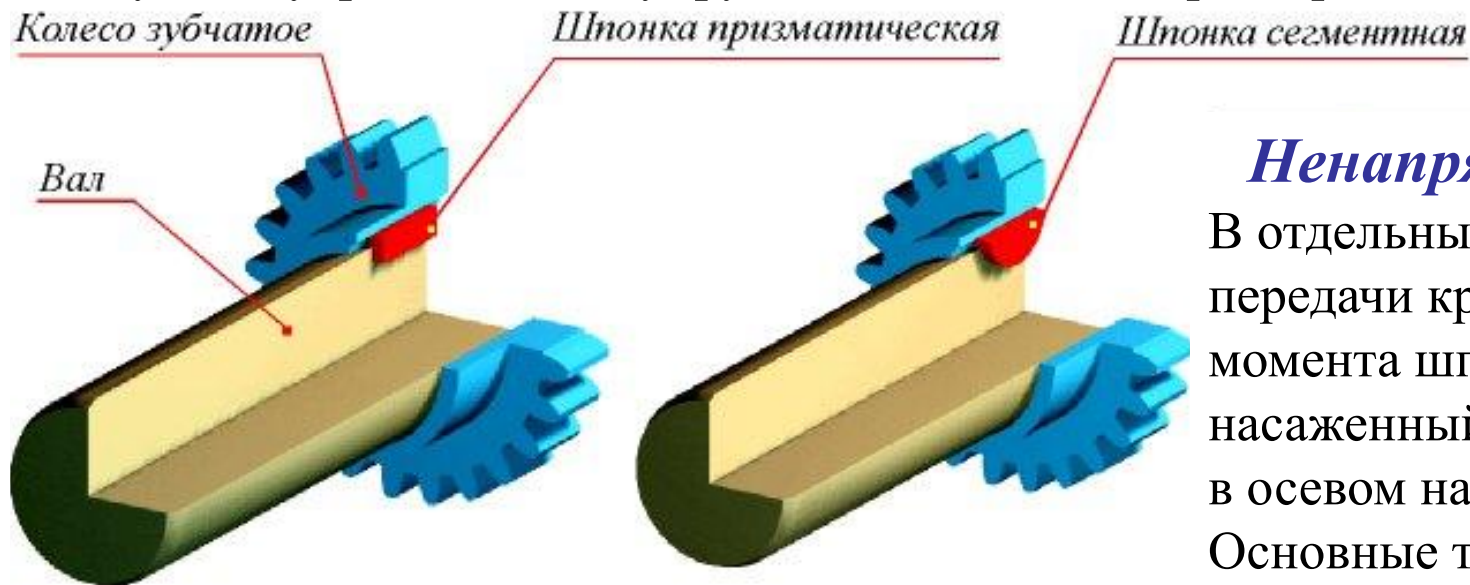
Примеры соединения деталей: а — шплинтами; б — пружинными кольцами

Шпоночные соединения

Шпонки служат для передачи крутящего момента от вала к ступице детали (зубчатого колеса, шкива и т. п.) или, наоборот, от ступицы к валу.

Все шпоночные соединения : **напряженные и ненапряженные**.

Напряженным шпоночным соединением называют такое, в котором постоянно действуют внутренние силы упругости, вызванные предварительной затяжкой.



Ненапряжённые

В отдельных случаях кроме передачи крутящего момента шпонки фиксируют насаженный на вал ступицы в осевом направлении. Основные типы шпонок стандартизованы.

Шпоночные соединения относятся к разъемным подвижным соединениям.

Для выполнения шпоночного соединения на валу фрезеруют паз под шпонку. Соответствующий паз делают в отверстии детали, насаживаемой на вал.

Шпонка одновременно входит в оба паза и соединяет вал с деталью, например, с зубчатым колесом, обеспечивая передачу крутящего момента.

Ненапряженные соединения шпонками передают только крутящие моменты.

Шпонка, находящаяся в пазу вала, называется врезной. **Призматические шпонки** - врезные. Примерно половина их высоты расположена в пазу вала и половина — в пазу ступицы. Рабочими гранями призматических шпонок служат их боковые, более узкие грани. Для упрощения и облегчения сборки шпоночных соединений между обыкновенной или направляющей шпонкой и ступицей предусматривают радиальный зазор (по высоте шпонки).

ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ

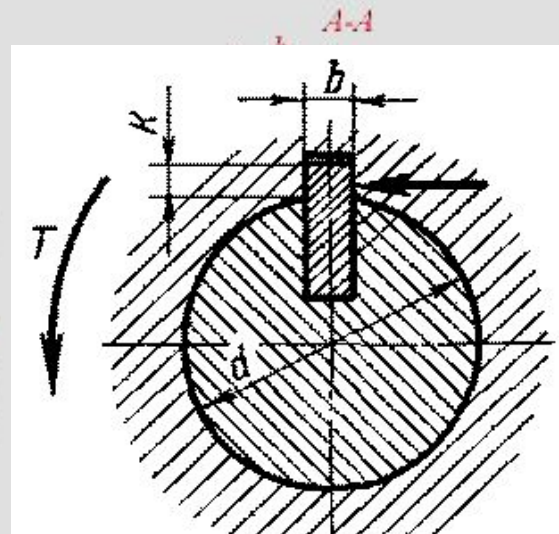
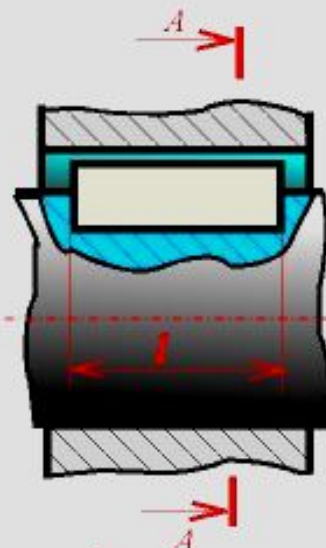
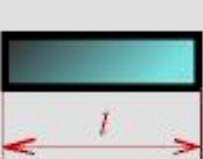
Исполнение 1



Исполнение 2



Исполнение 3

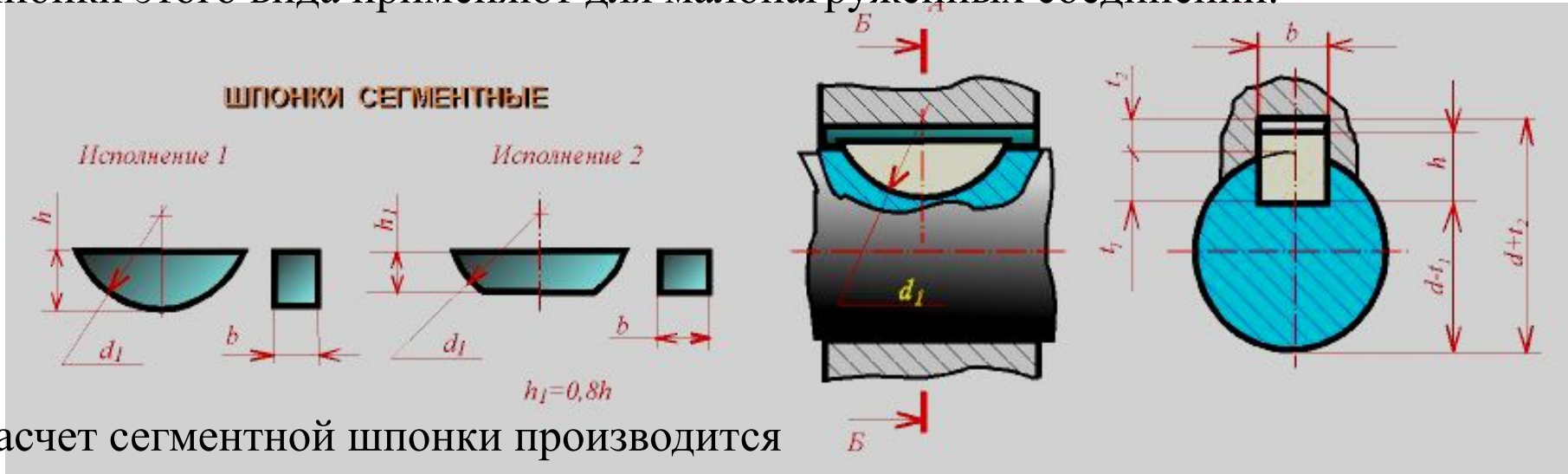


Призматические шпонки рассчитывают на смятие и на срез. Для упрощения расчетов принимают плечо сил, действующих на шпонку относительно осевой линии вала, равным радиусу вала. Соответственно расчет призматической шпонки производят по следующим формулам на срез и смятие.

$$\tau_c = 2T / (dl_p b) \leq [\tau_c],$$

$$\sigma_{см} = 2T / (dl_p K) \leq [\sigma_{см}],$$

Сегментные шпонки наиболее технологичны из-за простоты фрезерования шпоночного паза, а также удобства сборки соединения. Однако для шпонок этого типа требуются глубокие пазы, что значительно ослабляет валы и оси, поэтому шпонки этого вида применяют для малонагруженных соединений.



Расчет сегментной шпонки производится так же как и для призматической шпонки, на срез

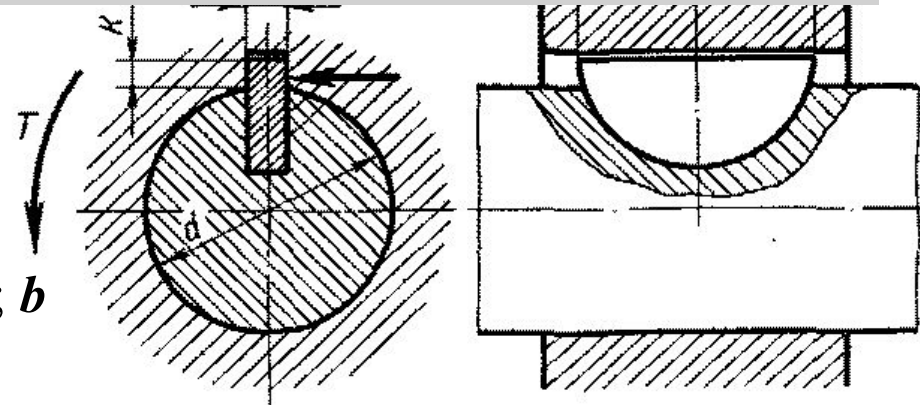
$$\tau_c = 2T / (dl_p b) \leq [\tau_c],$$

и на смятие :

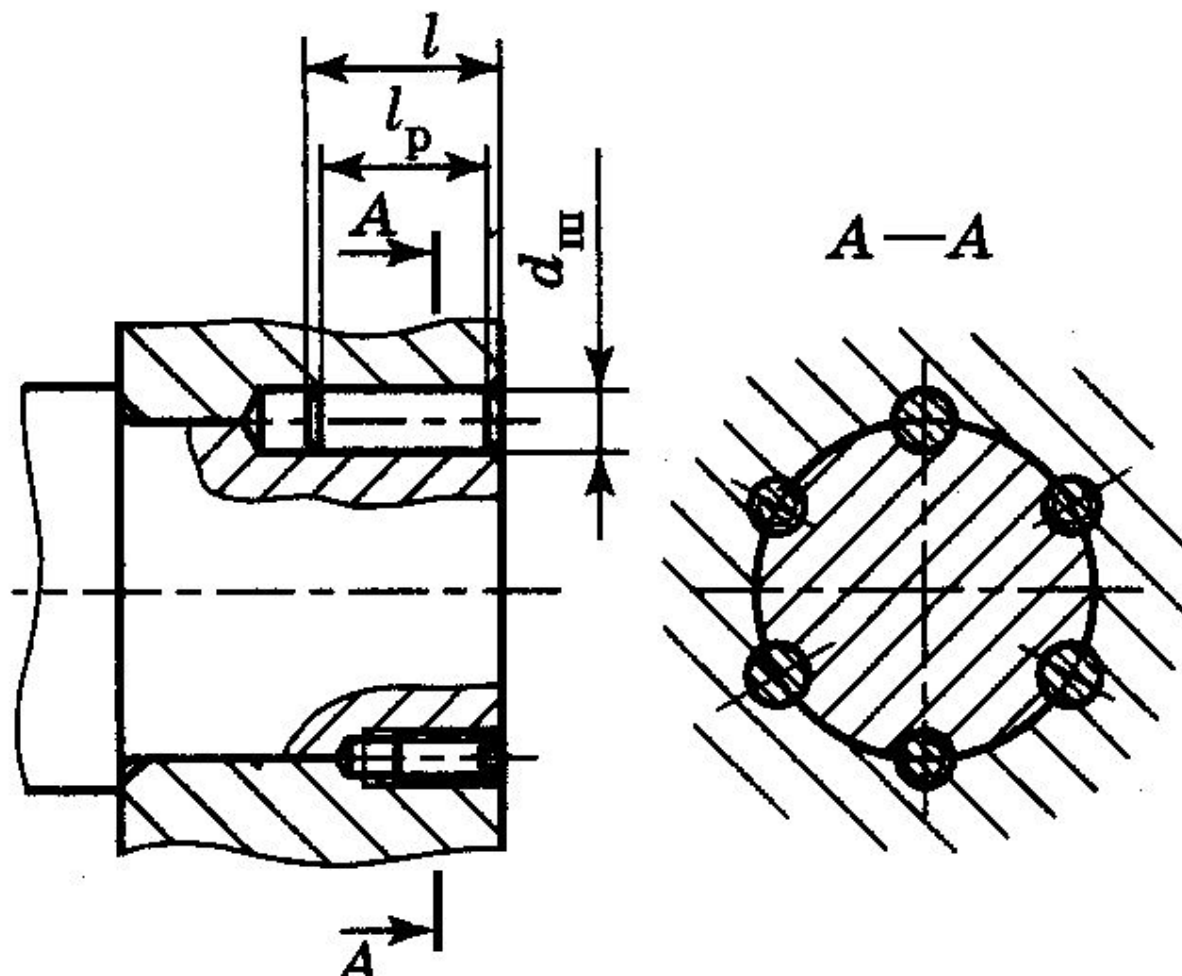
$$\sigma_{см} = 2T / (dlK) \leq [\sigma_{см}].$$

где T - крутящий момент; d — диаметр вала; b и $l_p = l - b$ — соответственно ширина и рабочая длина шпонки;

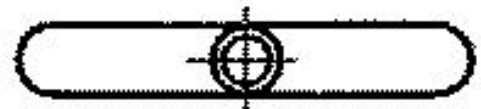
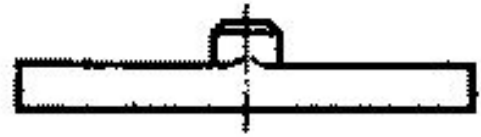
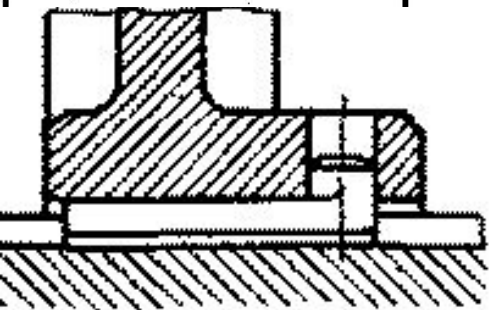
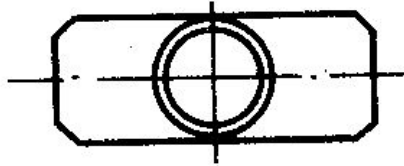
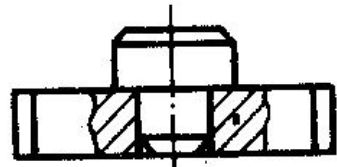
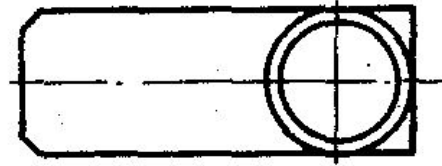
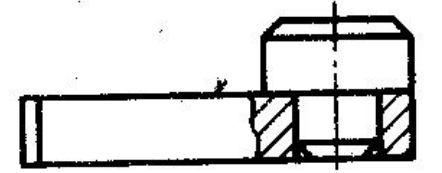
K — справочный размер для расчета на смятие; $\sigma_{см}$ и $[\sigma_{см}]$ — расчетное и допускаемое напряжения на смятие для шпоночного соединения; τ_c и $[\tau_c]$ — расчетное и допускаемое напряжение на срез для шпонки:



Кроме соединений призматическими и сегментными шпонками применяются соединения *цилиндрическими шпонками*, в которых используются стандартные цилиндрические штифты. Штифт ставится в отверстие по посадке с натягом. Такое соединение может быть выполнено только при условии удобного подхода инструмента для совместного сверления и развертывания отверстия на торцах втулки и вала.



Шпонки
скользящие
сборные, со-
единяющиеся
с деталью при
помощи вы-
ступа



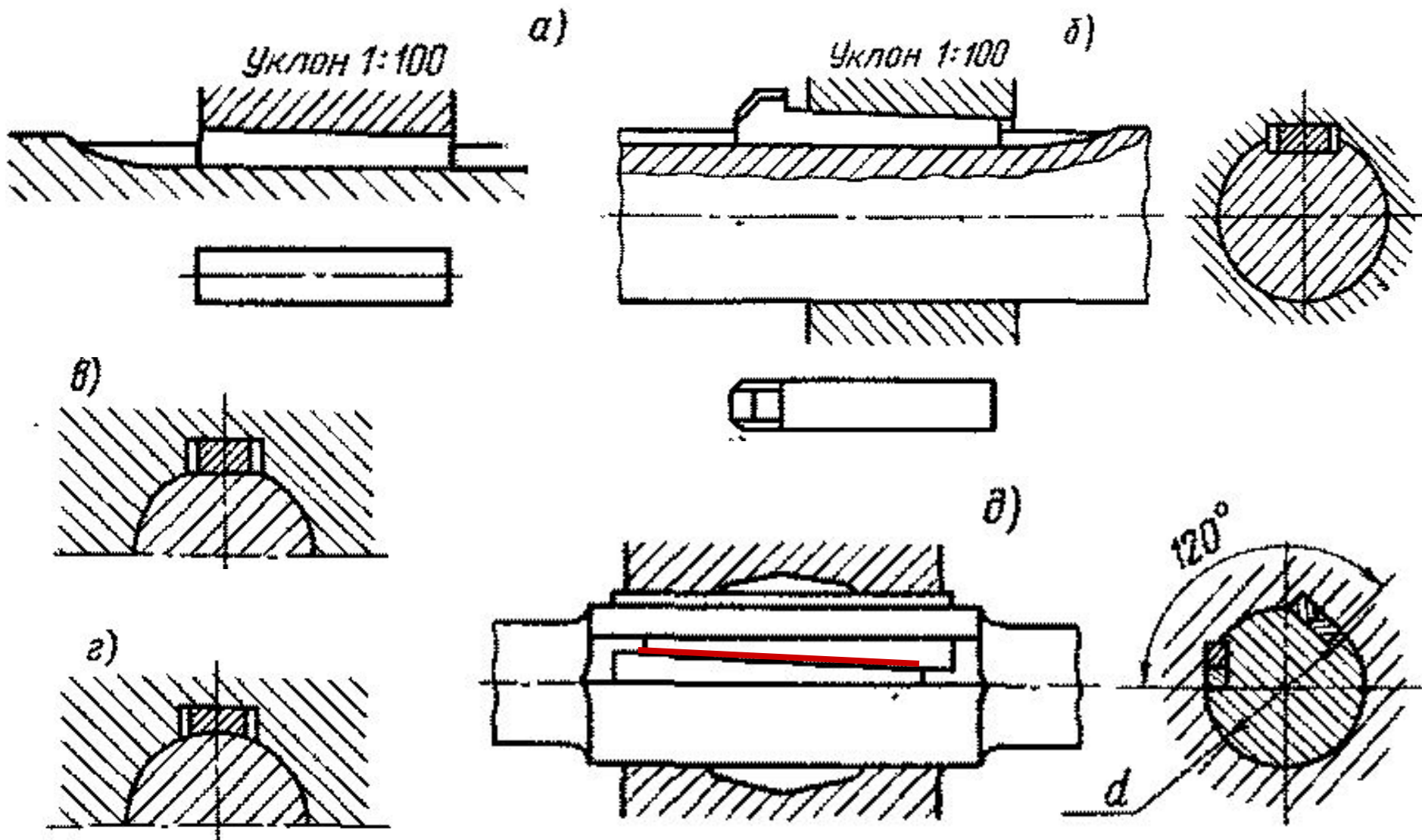
12208—66*

Для деталей,
которые должны
перемещаться
вдоль вала на
большие расстоя-
ния

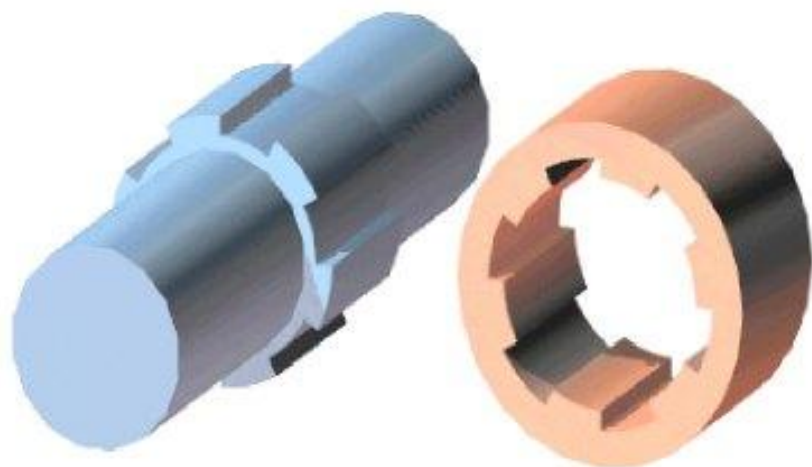
Шпонки, перемещающиеся
вдоль вала вместе со ступицами
и применяющиеся тогда, когда
требуются большие
перемещения ступиц.
Скользящие шпонки соединяют
со ступицей выступом
цилиндрической формы.

Скользящие шпонки

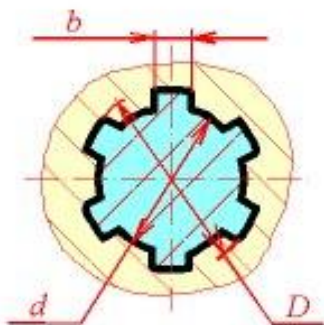
Клиновые шпонки по способу расположения на валах различают: врезные (*а, б*), на лыске (*в*), фрикционные (*г*) и тангенциальные (*д*). Клиновые врезные шпонки по конструкции подразделяют на шпонки клиновые без головки (*а*) и шпонки клиновые с головкой (*б*).



Шлицевые (зубчатые) соединения



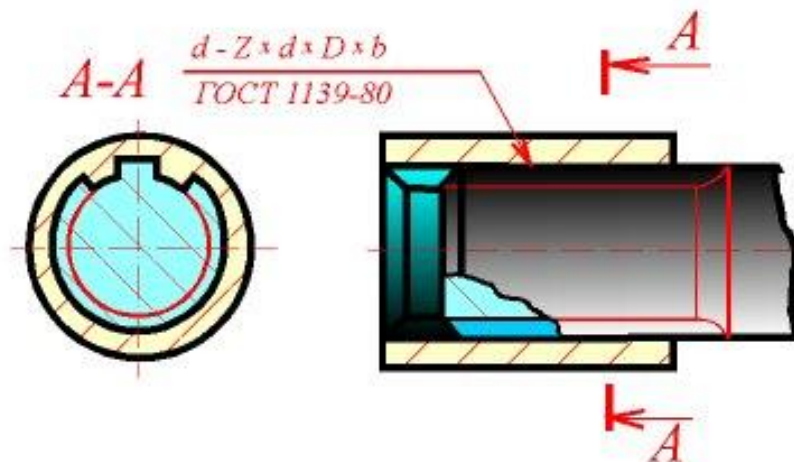
Пространственная модель



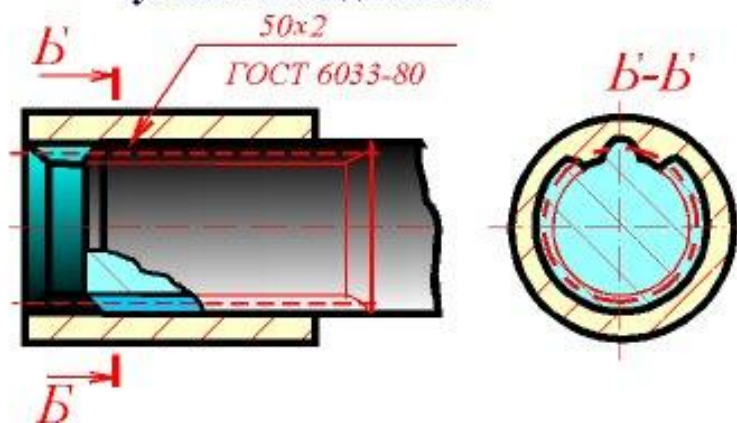
Сечение прямого шлицевого соединения

По форме профиля выступов различают прямоочные, трапецевидные, треугольные и эвольвентные зубчатые соединения

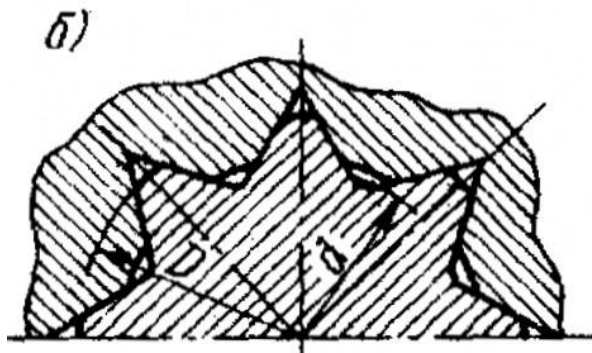
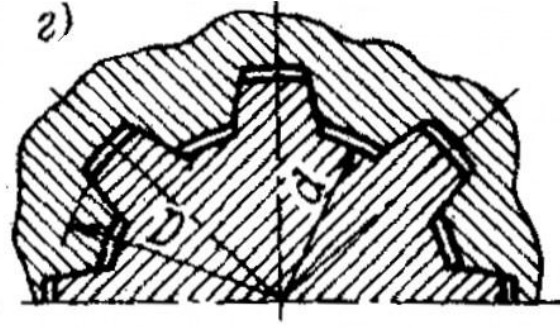
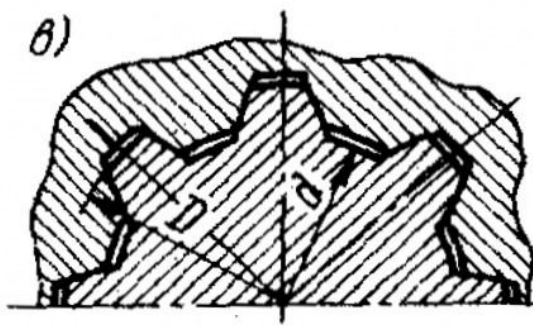
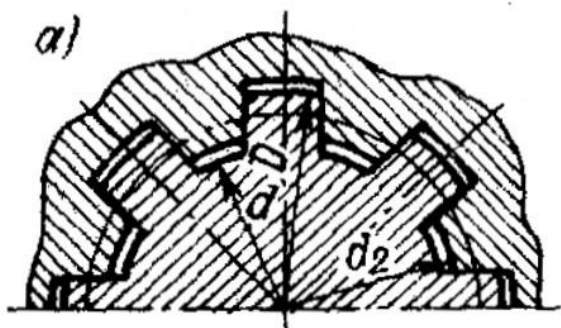
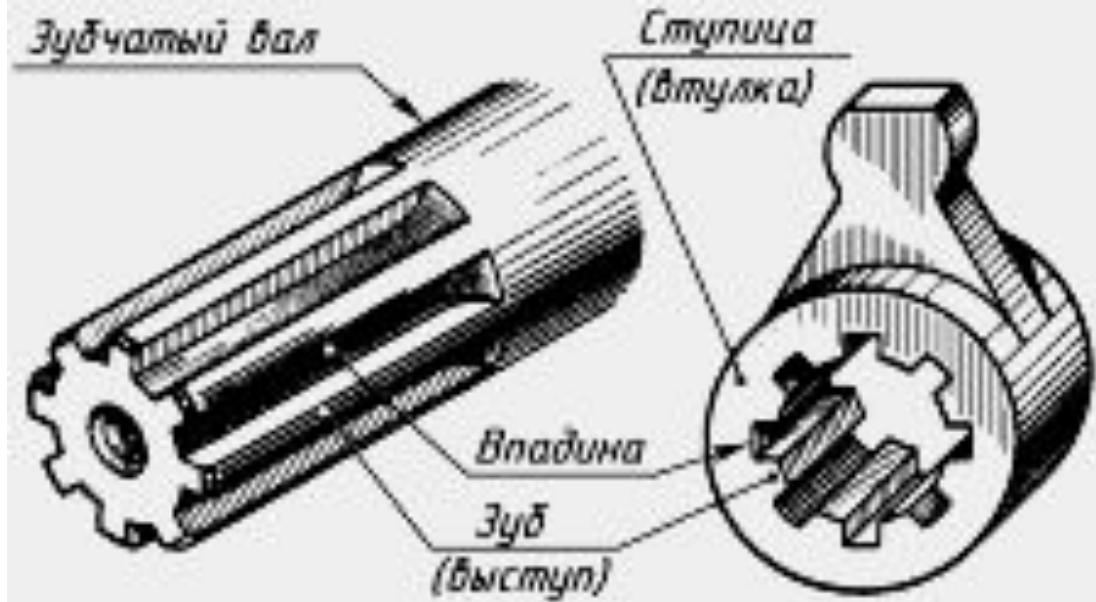
Изображение и обозначение прямоочного зубчатого соединения



Изображение и обозначение эвольвентного зубчатого соединения



Для соединения ступицы с валом используют выступы на валу, называемые шлицами (зубьями), которые входят в соответствующие пазы ступицы.



Типы шлицевых соединений:

а — прямоугольные; б — треугольные;
в — эвольвентные; г — трапецеидальные

Расчет прямобочных шлицевых соединений выполняют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}} A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр шлицов, $d_{\text{ср}} = \frac{D + d}{2}$;

$A_{\text{см}}$ — площадь поверхности смятия, $A_{\text{см}} = \frac{D - d}{2} lz$; l — длина ступицы колеса; z — число шлицов.

Окончательно для прямобочных шлицевых соединений

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8T}{(D^2 - d^2)lz} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Расчет эвольвентных шлицевых соединений выполняют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где d — диаметр делительной окружности, $d = mz$;

$A_{\text{см}}$ — площадь поверхности смятия, $A_{\text{см}} = 0,8mlz$; m — модуль зубьев эвольвентных шлицов.

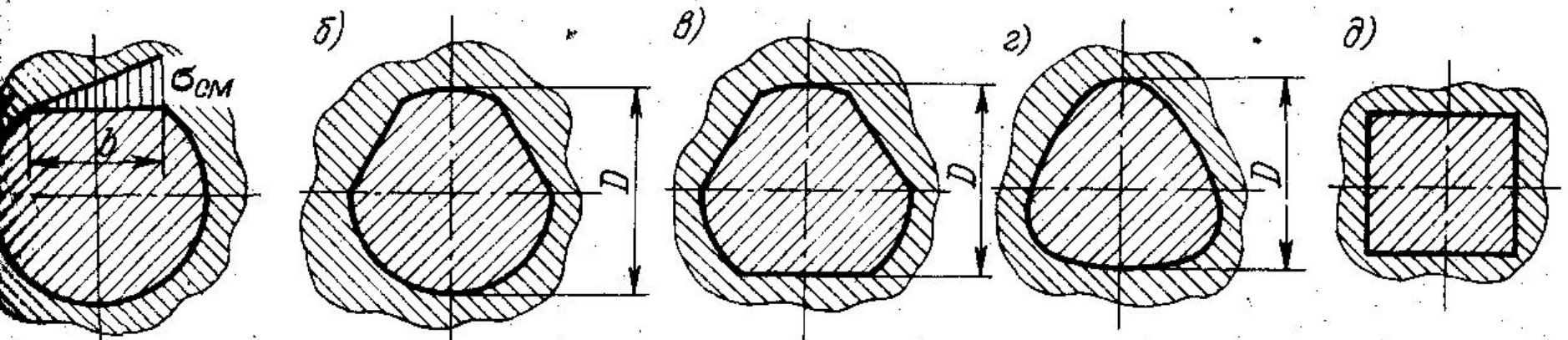
В приведенных формулах предполагалось, что нагрузка распределена по боковой поверхности равномерно.

При расчете шлицевых соединений обычно учитывают неравномерность распределения нагрузки по зубьям коэффициентом $K = 0,7 \dots 0,8$.

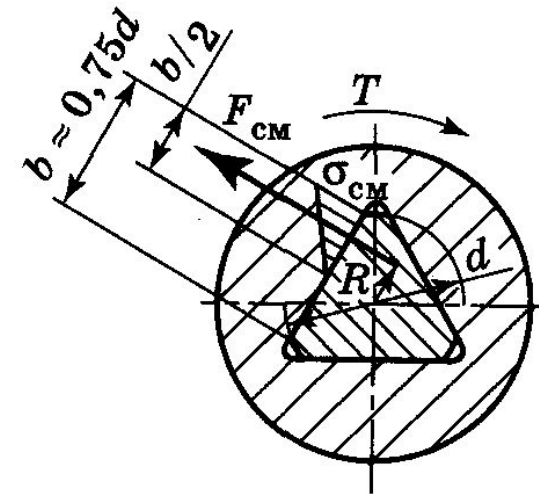
Допускаемые напряжения смятия для неподвижных соединений $[\sigma_{\text{см}}] = 30 \dots 70$ МПа, для подвижных соединений с закаленными поверхностями $[\sigma_{\text{см}}] = 5 \dots 15$ МПа.

Профильные соединения

При профильном соединении деталей на валу делают одну или несколько лысок, а отверстие детали. выполняют по форме вала. В некоторых случаях профиль имеет вид не прямой линии, а кривой, например циклоиды,



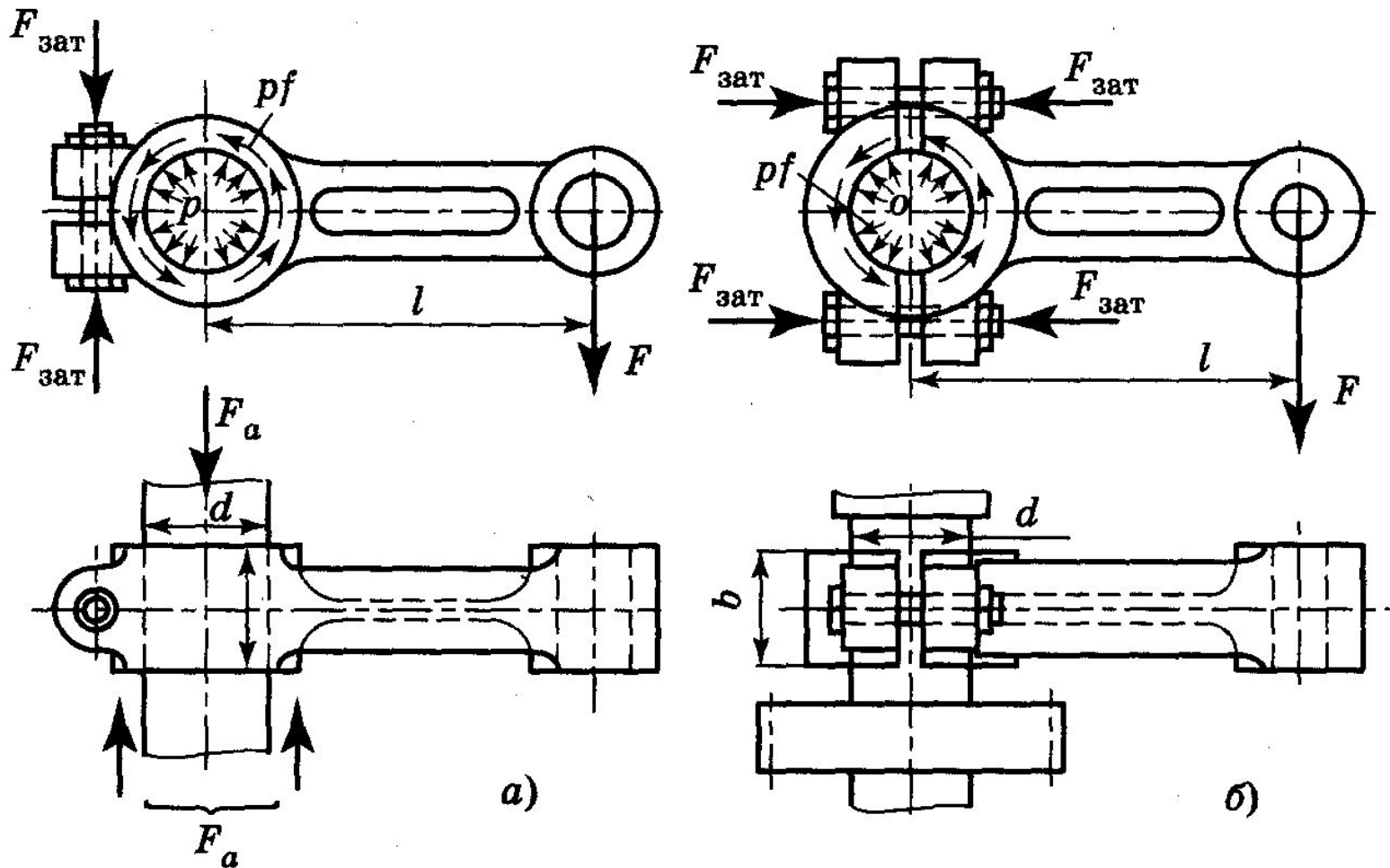
Профильными называются соединения, в которых вращающий момент передается гладкими некруглыми поверхностями: лысками или гранями. Возможное число лысок — 1, 2, 3, ..., граней — 3, 4 Соединения с лысками, в которых втулки центрируются на валах по цилиндрической поверхности, имеют большую точность центрирования, чем соединения с гранями, хотя уступают последним по несущей способности. Из соединений гранями, центрирующимся по плоским поверхностям, более широко применяется соединение с четырьмя гранями, как более технологичное.



$$\sigma_{\text{см max}} = 12T_p / (zb^2l) \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad z — \text{число граней (лысок);}$$

Клеммовые соединения

Клеммовые соединения бывают со ступицей имеющей прорезь (а), и с разъемной ступицей (б). При разъемной ступице масса и стоимость соединения больше, но клемму можно устанавливать в любой части вала независимо от формы соседних участков и расположенных на деталях.



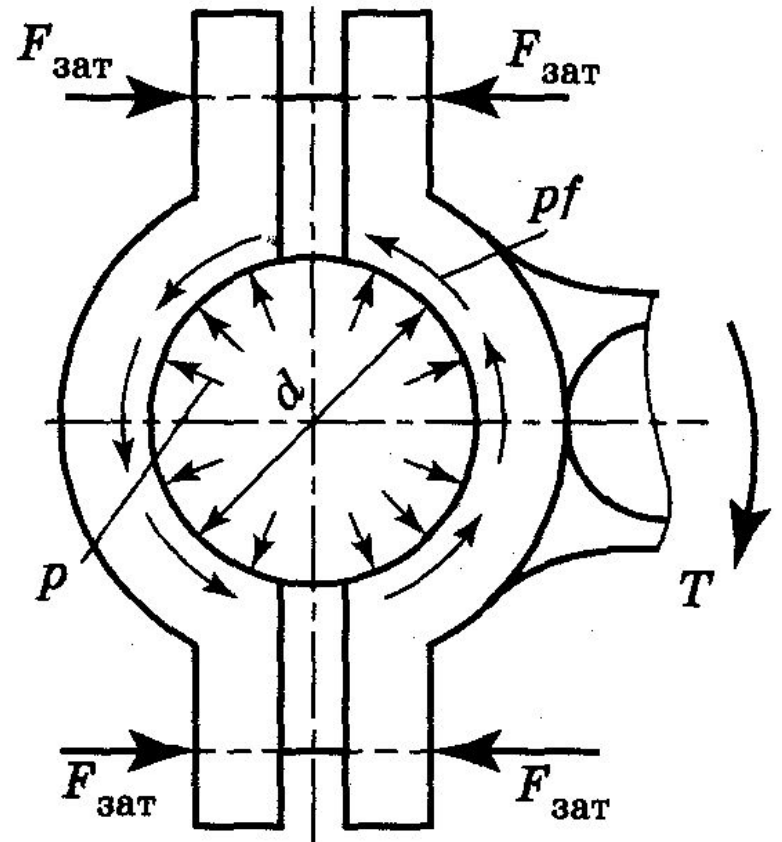
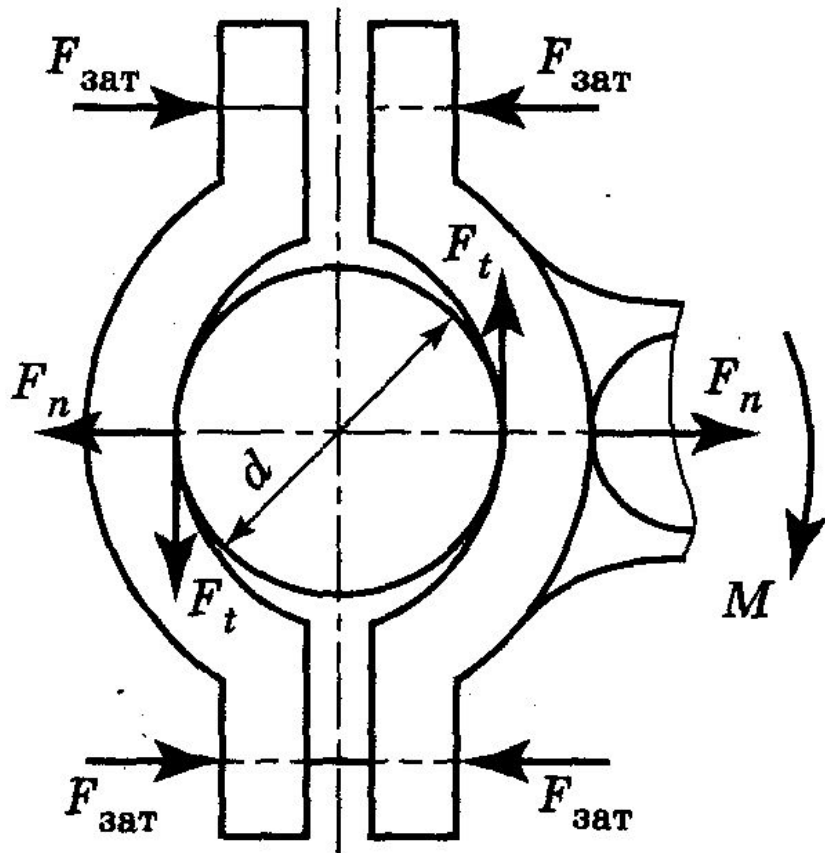
Условие прочности (не проворачивания) соединения для случая (б) имеет вид:

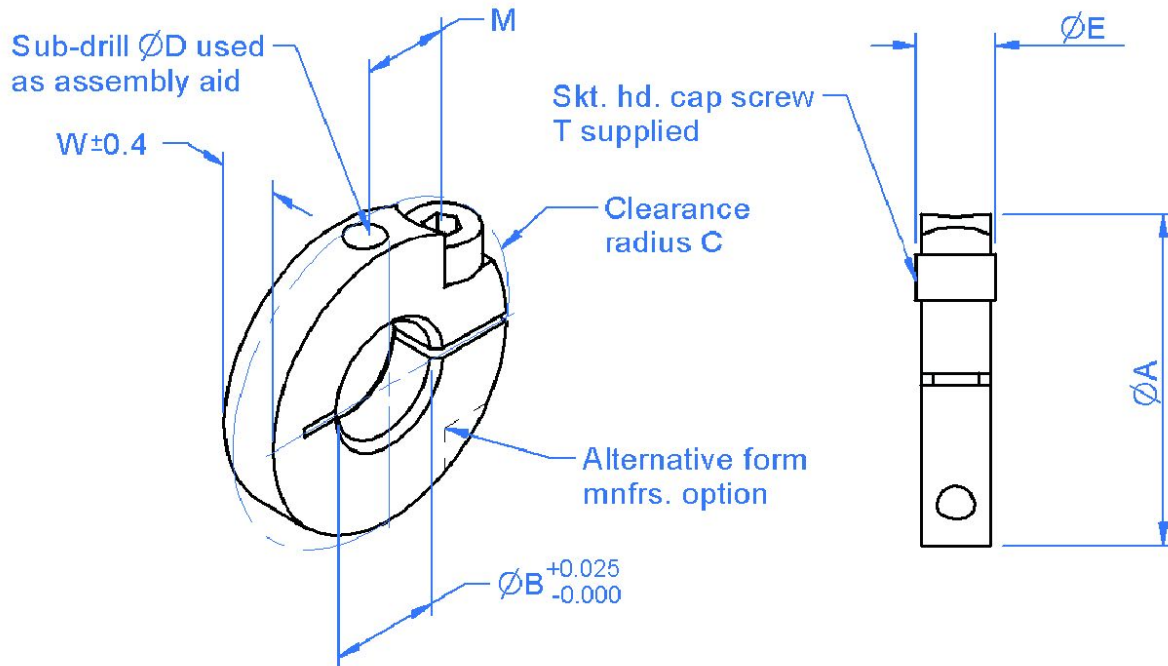
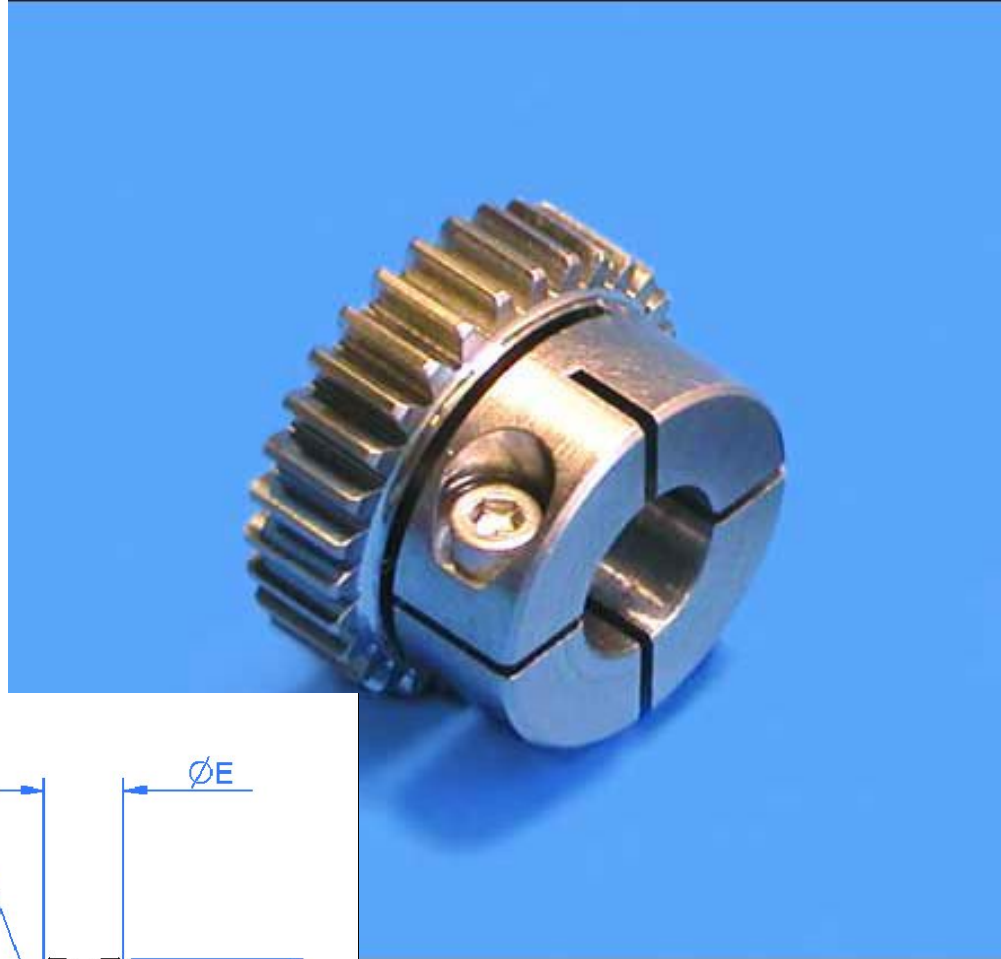
$$pf\pi db0,5d \geq T;$$

$$pf\pi db \geq F_a,$$

где b — ширина клеммы; p — давление по поверхности; F_a — внешняя осевая сила; f — коэффициент трения; T — крутящий момент, передаваемый соединением.

б)





Байonetные соединения

Байонетные (штыковые) соединения применяют в том случае, когда необходимо при малых затратах времени часто проводить сборку и разборку деталей, обеспечивая при этом прочность и надежность соединения, например крышки с корпусом электрических ламп в патронах. Указанным способом можно соединять детали различной геометрической формы.

