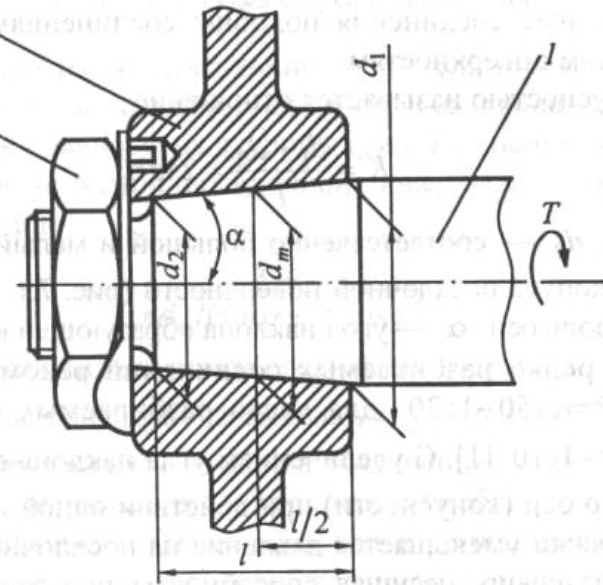


# Соединения клеммовые, стяжными кольцами и конусные

Доцент кафедры  
самолетостроения  
к.т.н. Мухин Д.В.

# 1. Соединения конусные

В конусных соединениях вал и ступица контактируют между собой по боковой (конической) поверхности усеченного конуса. Обычно такие соединения для закрепления различных деталей, таких как полумуфты, зубчатые колеса, шкивы, на концевых участках валов. Вращающий момент между валом 1 и ступицей 2, насаженной на вал детали (например, зубчатого колеса), передается



трением, возникающим на посадочной конической поверхности в результате приложения осевой силы затяжки. Затяжка соединения может осуществляться гайкой, или винтами. При затяжке гайки 3 ступица 2 перемещается вдоль вала 1 и прижимается к валу на конусной посадочной части длиной  $l$ ; осевое положение насадной детали (ступицы) относительно вала, которое она займет в результате затяжки, зависит от величины осевой силы затяжки гайки и от размеров конических посадочных поверхностей вала и отверстия в ступице.

## **Достоинства конусных соединений:**

- простота конструкции;
- вал и ступица не ослабляются шпоночными пазами или шлицами;
- плотность посадки ступицы на вал и, следовательно, несущую способность соединения можно изменять в определенных пределах, затягивая соединение в большей или меньшей степени;
- соединения можно собирать при любом угловом положении насадной детали относительно вала.

Если необходимо определенное угловое положение ступицы относительно вала, то в соединение вводят фиксирующие элементы — шпонки, штифты; в этом случае соединение перестает быть чисто конусным, а его несущая способность увеличивается.

## **Недостатки:**

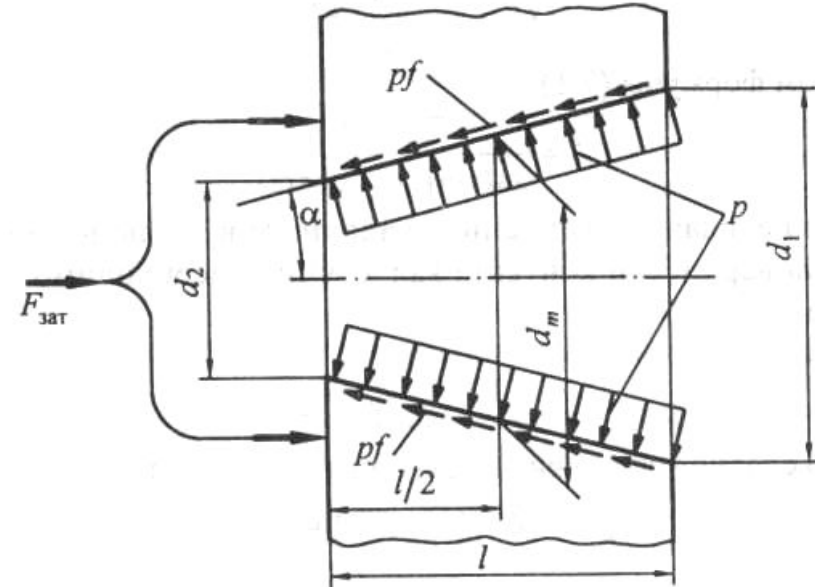
- конусные посадочные поверхности требуют высокой точности изготовления;
- с течением времени осевая затяжка, а следовательно, и несущая способность соединения могут уменьшаться из-за самоотвинчивания винтов и гаек, а также вследствие обмятия контактирующих поверхностей.

Конусные соединения подобны соединениям с натягом по коническим поверхностям.



# Расчет конусного соединения

Расчет конусных соединений проводят в предположении, что после затяжки в соединении на конусной поверхности контакта возникает равномерно распределенное давление  $p$ , из чего следует, что приходящиеся на единицу площади контакта силы трения  $pf$  (где  $f$  — коэффициент трения) распределены по поверхности сопряжения также равномерно.



Спроецировав на ось соединения силы, действующие, например, на ступицу после затяжки соединения и выполнив преобразования, из условия равновесия ступицы получим, что после затяжки на конусной посадочной поверхности соединения возникает давление

$$p = \frac{F_{зат}}{\pi d_m l (\sin \alpha + f \cos \alpha)}$$

где  $F_{зат}$  — осевая сила затяжки соединения (осевая сила напрессовки ступицы на конусную часть вала);  $d_m = (d_1 + d_2)/2$  — средний диаметр соединения;  $l$  — длина соединения (длина конусной посадочной поверхности);  $\alpha$  — угол наклона образующей конуса к оси;  $f$  — коэффициент трения пары вал-ступица; здесь площадь боковой поверхности конуса приближенно заменена площадью цилиндрической поверхности диаметром  $d_m$  и длиной  $l$

Вращающий момент  $T$ , который может передать соединение, определяется силами трения на поверхности контакта. Из-за нестабильности коэффициента трения и приближенного характера расчетной модели несущую способность соединения, т. е. вращающий момент  $T$ , которым можно нагрузить соединение, определяют с запасом  $s$  по формуле

$$sT = \frac{p\pi d_m l f d_m}{2}$$

или

$$T = \frac{F_{3AT} d_m f}{2s(\sin \alpha + f \cos \alpha)}$$

Для передачи соединением заданного вращающего момента  $T$  на поверхности контакта вал-ступица необходимо создать давление

$$p = \frac{2sT}{\pi d_m^2 l f}$$

для чего следует приложить к ступице осевую силу затяжки

$$F_{3AT} = \frac{2sT(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{d_m f}$$

В расчетах обычно запас назначают  $s = 1,3 \dots 1,5$ , причем большее значение запаса принимают для ответственных соединений; ответственными считаются соединения, выход из строя (отказ) которых может привести к человеческим жертвам или к значительным затратам на восстановление, ремонт и т. п.

Максимально допустимый вращающий момент для соединения можно рассчитать, приняв в качестве давления допускаемые напряжения смятия  $[\sigma]_{\text{см}}$ , т. е.  $p = [\sigma]_{\text{см}}$ , при этом допускаемые напряжения  $[\sigma]_{\text{см}}$  выбирают по справочникам. При расчетах следует проверять два условия прочности:

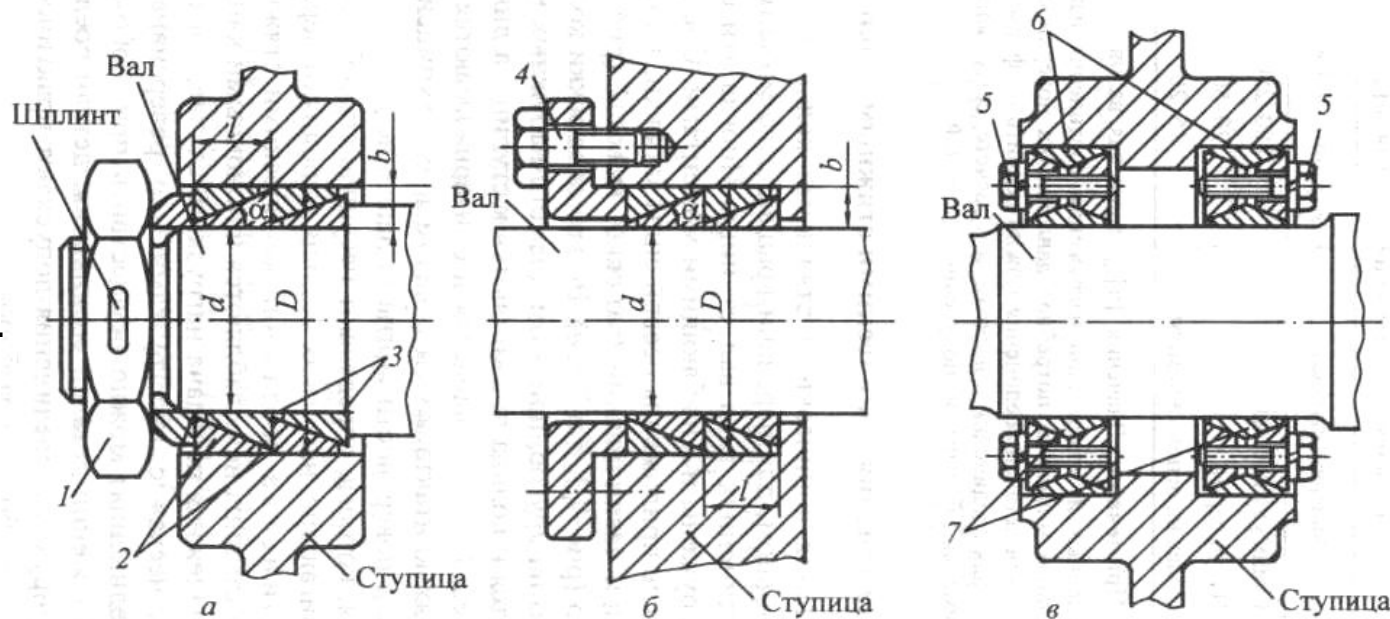
- во-первых, давление на поверхности контакта  $p$  не должно превышать допускаемые напряжения смятия  $[\sigma]_{\text{см}}$ ,

- во-вторых, должна быть обеспечена прочность деталей соединения (вала и ступицы) при действии распределенного давления  $p$  (расчет аналогичен расчету на прочность деталей соединений с натягом).

## 2. Соединения коническими стяжными кольцами

Соединения коническими стяжными кольцами предназначены, в основном, для передачи вращающего момента и осевой силы в соединениях типа вал-ступица. Иногда эти соединения бывают нагружены и изгибающими моментами. Соединение образуется после приложения осевой силы затяжки, затяжка осуществляется при завинчивании (затяжке) гайки 1 или винтов 4 и 5. Во время затяжки кольца надвигаются одно на другое, при этом диаметр наружных колец 2 и 6 увеличивается и кольца прижимаются к ступице, а диаметр внутренних колец 3 и 7 уменьшается и они прижимаются к валу. На поверхностях контакта колец с валом и со ступицей возникает нормальное к поверхности контакта давление  $p$

и, как следствие, силы трения, которые определяют несущую способность соединения при сдвигающих нагрузках. Кольца выполняют неразрезными..





## **Достоинства соединений коническими стяжными кольцами:**

- вал и ступица не ослабляются шпоночными канавками или шлицами;
- надежная передача нагрузки в случае, когда она ударная, динамическая с перегрузками или реверсивная;
- затяжку (сборку соединения) можно осуществить при любом взаимном угловом положении деталей соединения;
- детали соединения хорошо центрируются; соединения допускают практически неограниченное число сборок и разборок.

## **Недостатки:**

- необходимость точного изготовления контактирующих поверхностей деталей;
- соединения имеют увеличенный размер в радиальном направлении, особенно это относится к соединениям затяжкой винтами;
- с течением времени затяжка, а следовательно, и несущая способность соединений могут снижаться из-за самоотвинчивания гаек и винтов, а также из-за обмятия контактирующих поверхностей. Поэтому гайки и винты должны быть надежно застопорены от самоотвинчивания, их следует периодически подтягивать.

Для соединений кольцевой зазор между валом и ступицей принимают в диапазоне  $b=(0,08...0,12)d$ , а длину колец  $l=(0,2...0,4)d$ ; большие значения  $b$  и  $l$  имеют кольца в соединениях с валами, диаметр которых менее 40 мм; угол наклона образующей конусной поверхности колец рекомендуется принимать  $\alpha=16^\circ42'$  ( $\text{tg}\alpha = 0,3$ ), так как при углах  $\alpha < 16^\circ42'$  возможно самозаклинивание колец, а при больших углах  $\alpha$  потребуется слишком большая сила осевой затяжки. Кольца изготавливают из пружинных сталей типа 55ГС, 60С2А и других с твердостью поверхности 45...50HRCэ; твердость рабочих поверхностей валов и ступиц рекомендуется назначать не ниже 35...40 HRCэ; рабочие контактирующие поверхности (цилиндрические и конические), как правило, шлифуют.

При одновременном нагружении соединения вращающим моментом  $T$  и осевой силой  $F_a$  определение нагрузочной способности соединения приближенно можно проводить по равнодействующей силе

$$F_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}$$

## Параметры соединений с одной парой конических стяжных колец

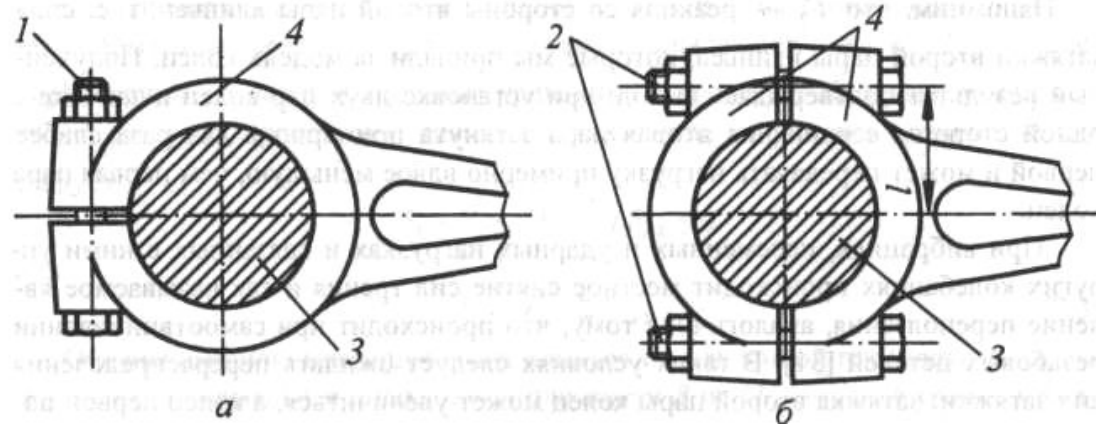
Параметры						
$d$ , мм	$D$ , мм	$l$ , мм	$F_{1\text{зат}}$ , кН	$F_{2\text{зат}}$ , кН	$T$ , Н·м	$F_a$ , кН
20	25	6,3	8,5	28	40	4
30	35	6,3	12	27	90	6
40	45	8	14	45	199	10
50	57	10	24	73	405	16
60	68	12	27	106	705	24
80	91	17	48	203	1810	45
100	114	21	61	317	3520	70
140	158	28	89	600	9350	134
180	201	33	111	916	18300	204

В табл. приведены размеры стяжных конусных колец, осевые силы  $F_{1\text{зат}}$  для их деформирования на величину зазоров (выборка зазоров) и  $F_{2\text{зат}}$  для создания на поверхности контакта давления  $p = 100$  МПа, а также передаваемые при таком давлении одной парой колец вращающие моменты  $T$  и осевые силы  $F_a$ . Если в соединении установлены две пары колец, а затяжку производят с одной стороны соединения, то вторая пара колец (считая со стороны приложения силы затяжки) из-за противодействия сил трения затянута примерно в половину слабее первой пары колец, и вторая пара колец передает вращающий момент и осевую силу примерно в два раза меньше, чем указано в табл.

Следует иметь в виду, что при давлениях на поверхности контакта колец с валом и ступицей, отличных от 100 МПа, несущая способность соединения пропорционально изменяется; например, при давлении  $p$ - 200 МПа значения  $T$  и  $F_a$  удваиваются.

# 3. Соединения клеммовые

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей типа кривошипов, рычагов и т. п. на валах, осях и других круглых стержнях.



По конструкции различают два типа клеммовых соединений: со ступицей, имеющей прорезь (рис. а), и с разъемной ступицей (рис. б). Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму на любую часть вала независимо от формы и размеров соседних участков вала, а также без снятия других деталей, уже установленных на вал. После затяжки винтов *1* и *2* ступица *4* оказывается прижатой к валу *3*, в соединении возникает давление  $p$  на поверхности контакта ступицы с валом и силы трения, которые позволяют нагружать клеммовые соединения как вращающимися моментами, так и осевыми силами (а также поперечными силами и изгибающими моментами).

## **Достоинства клеммовых соединений:**

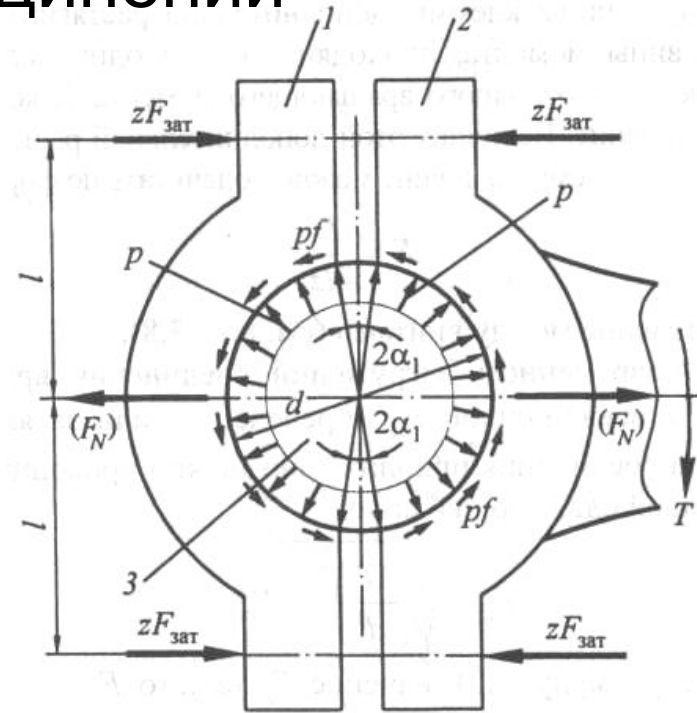
- простота монтажа и демонтажа;
- возможность перестановки и регулировки взаимного положения деталей (вала и клеммы) как в осевом, так и окружном направлениях.

## **Недостатки:**

- малая несущая способность;
- нестабильность коэффициента трения и рассеяние нагрузочной способности.

# Расчет клеммовых соединений

При расчетах клеммовых соединений обычно определяют силу затяжки винтов, обеспечивающую необходимую силу прижатия клеммы к валу и передачу соединением заданной нагрузки, а затем определяют размер винтов в соответствии с методами расчета резьбовых соединений. В приближенных расчетах как наиболее вероятный рассматривают следующий расчетный случай: Принимают, что детали клеммы 1 и 2 обладают малой изгибной жесткостью и при затяжке винтов клемма прижимается к валу всей внутренней



поверхностью отверстия в клемме. Возникшее после затяжки винтов давление  $p$  считается равномерно распределенным по поверхности контакта полуступиц 1 и 2 клеммы с валом (осью) 3. Равнодействующая давления на каждую полуступицу в таких предпосылках равна:

$$F_N = 2 \int_{\alpha_1}^{\pi/2} \frac{pd \cos \alpha}{2l d \alpha} \approx pdl$$

где  $l$  — длина клеммы в осевом направлении; здесь пренебрегают отсутствием давления в месте разъема клеммы ввиду малости участка.

Суммарная нормальная к поверхности контакта вала с клеммой сила, которая определяет величину силы трения для каждой полуступицы клеммы, равна

$$F_{N\Sigma} \cong \frac{\pi}{2} p d l \cong \frac{\pi}{2} F_N$$

Условие прочности сцепления клеммы с валом при действии вращающего момента  $T$  выражают в виде

$$2F_{N\Sigma} f \frac{d}{2} \geq T \quad \text{или} \quad \pi p f l \frac{d^2}{2} \geq T$$

а при действии осевой силы

$$2F_{N\Sigma} f \geq F_a \quad \text{или} \quad \pi p f l d \geq F_a$$

Из равновесия сил, действующих на одну из полуступиц, следует:

$$2zF_{3AT} = F_N$$

после подстановок и сокращений получают необходимую силу затяжки  $F_{3AT}$  одного клеммового винта при действии на соединение вращающего момента  $T$ :

$$F_{3AT} \geq \frac{T}{\pi f l d z}$$

а при действии осевой силы  $F_a$

$$F_{3AT} \geq \frac{F_a}{2\pi f z}$$

где  $z$  — половина общего числа винтов, стягивающих полуступицы клеммы;  $f$  — коэффициент трения;  $d$  — диаметр вала соединения;  $l$  — длина клеммы в направлении оси соединения.



При расчете клеммовых винтов нужно учитывать, что они дополнительно нагружаются от вращающего момента  $T$ , который действует на клеммовое соединение. Одна полуступица клеммы передает только половину полного вращающего момента, и винты одной стороны полуступицы клеммы дополнительно растягиваются действием половины момента, приходящегося на одну полуступицу, т. е. одной четвертью полного вращающего момента  $T$ , которым нагружено соединение. Величину этой дополнительной растягивающей нагрузки на один клеммовый винт можно подсчитать по формуле

$$\Delta F = \frac{T}{4lz}$$

где  $l$  — расстояние между винтами.

При одновременном нагружении соединения вращающим моментом  $T$  и осевой силой  $F_a$  определение силы затяжки клеммового винта соединения приблизительно можно проводить по равнодействующей сдвигающей силе

$$F_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}$$

подставляя в формулу значение  $F_{\Sigma}$  вместо  $F_a$ .

При расчете клеммовых соединений с прорезью пренебрегают тем, что для выборки зазоров винты приходится затягивать сильнее, чем в клеммовых соединениях с прорезью. Иногда это учитывают, увеличивая в 1,1-1,2 раза необходимую силу затяжки винтов. Распределение давления на поверхности контакта клеммы с валом так же, как и в случае клеммы с прорезью, принимают равномерным, тогда формулы для соединений с разъемной ступицей полностью применимы и для соединений с прорезью; только в этом случае под  $z$  понимают полное число винтов, стягивающих клеммовое соединение.