

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва»

**ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ.
РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ**

*Рекомендовано редакционно-издательской комиссией
по испытаниям и эксплуатации авиационной и
космической техники
в качестве методических указаний*

Самара 2017

УДК 621.8 (075)

Составители: Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков

Рецензент: д-р техн. наук, профессор С.В. Фалалеев

Фланцевые соединения авиационных конструкций. Расчёт и конструирование: метод. указания / сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. – Самара: Самар. ун-т, 2017. – 34 с.: ил.

Приведены зависимости и справочные данные, необходимые для расчёта и конструирования болтовых фланцевых соединений различных узлов авиационных изделий. Даны указания к расчёту болтов на статическую и усталостную прочность, а также к выполнению расчётов в диалоговом режиме.

Рекомендованы студентам инженерно-технических специальностей при курсовом и дипломном проектировании.

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

ВВЕДЕНИЕ

Фланцевые соединения применяют для соединения валов между собой, крепления ободов зубчатых и червячных колёс к ступицам и соединения втулок винтов турбовинтовых двигателей и хвостовых винтов вертолётов с валами редукторов.

Фланцевые соединения валов называют фланцевыми муфтами, являющимися основным видом жёстких муфт. Основные типы фланцевых муфт стандартизированы ГОСТ 20761–80.

Основным видом нагрузки фланцевого соединения является крутящий момент. Передача крутящего момента осуществляется чаще всего призонными болтами, работающими на срез, или силами трения, возникающими на стыковых поверхностях при затяжке стяжных болтов. В соединении втулок винтов с валом турбовинтового двигателя для передачи крутящего момента применяются торцевые шлицы.

Соосность соединяемых деталей фланцевых соединений обеспечивается преимущественно центрирующими поясками и строгой перпендикулярностью стыковых поверхностей относительно осей соединяемых деталей. Примеры фланцевых соединений авиационных конструкций приведены в [1, 2].

Основным видом расчёта фланцевых соединений является проверка прочности болтов. При этом для вращающихся соединений выполняются проверки как статической, так и усталостной прочности. Для предупреждения наклепа или фрикционной коррозии поверхностей выполняется проверка остаточного усилия затяжки в стыке соединяемых фланцев.

Рекомендации по конструированию элементов фланцевых соединений приведены в [4], по расчёту болтовых соединений в [5, 6, 8]. Стандартные размеры болтов, гаек и других деталей соединений приведены в [7].

1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

1.1. Фланцевые муфты

Фланцевые соединения вращающихся валов называют фланцевыми муфтами. Они относятся к жёстким муфтам, требуют строгой соосности соединяемых валов и позволяют передавать как крутящий, так и изгибающий моменты.

Крутящий момент передается силами трения между фланцами, а при

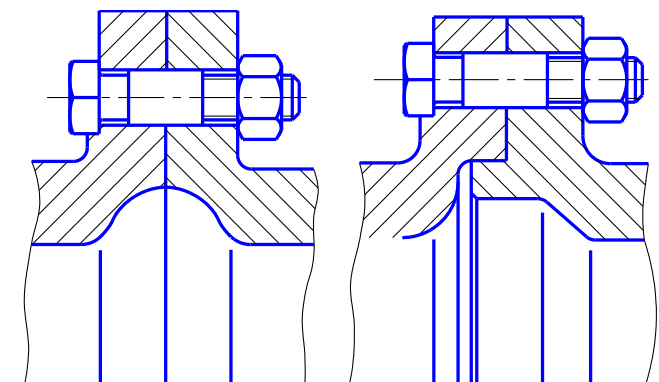


Рис. 1. Фланцевое соединение валов

установке болтов без зазоров также силами сопротивления срезу болтов. В стандартных фланцевых муфтах центрирование полумуфт обеспечивается призонными болтами, как показано на рис. 1.

При установке болтов с зазорами муфты выполняют с центрирующими поясками. Необходимо отметить, что центрирование по пояскам

требует осевого смещения деталей при сборке и разборке.

По требованиям безопасности полумуфты могут быть выполнены, как показано на рис. 2. Такие муфты

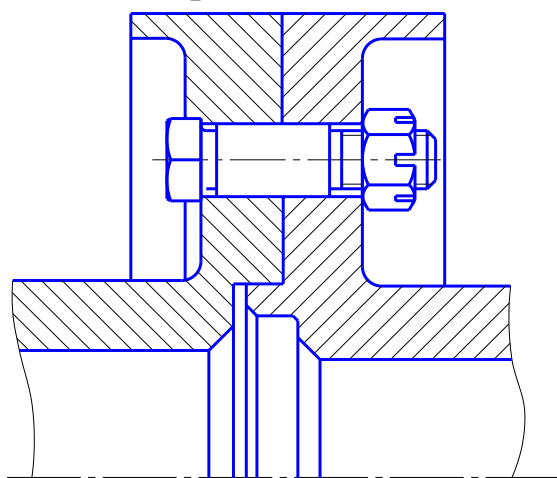


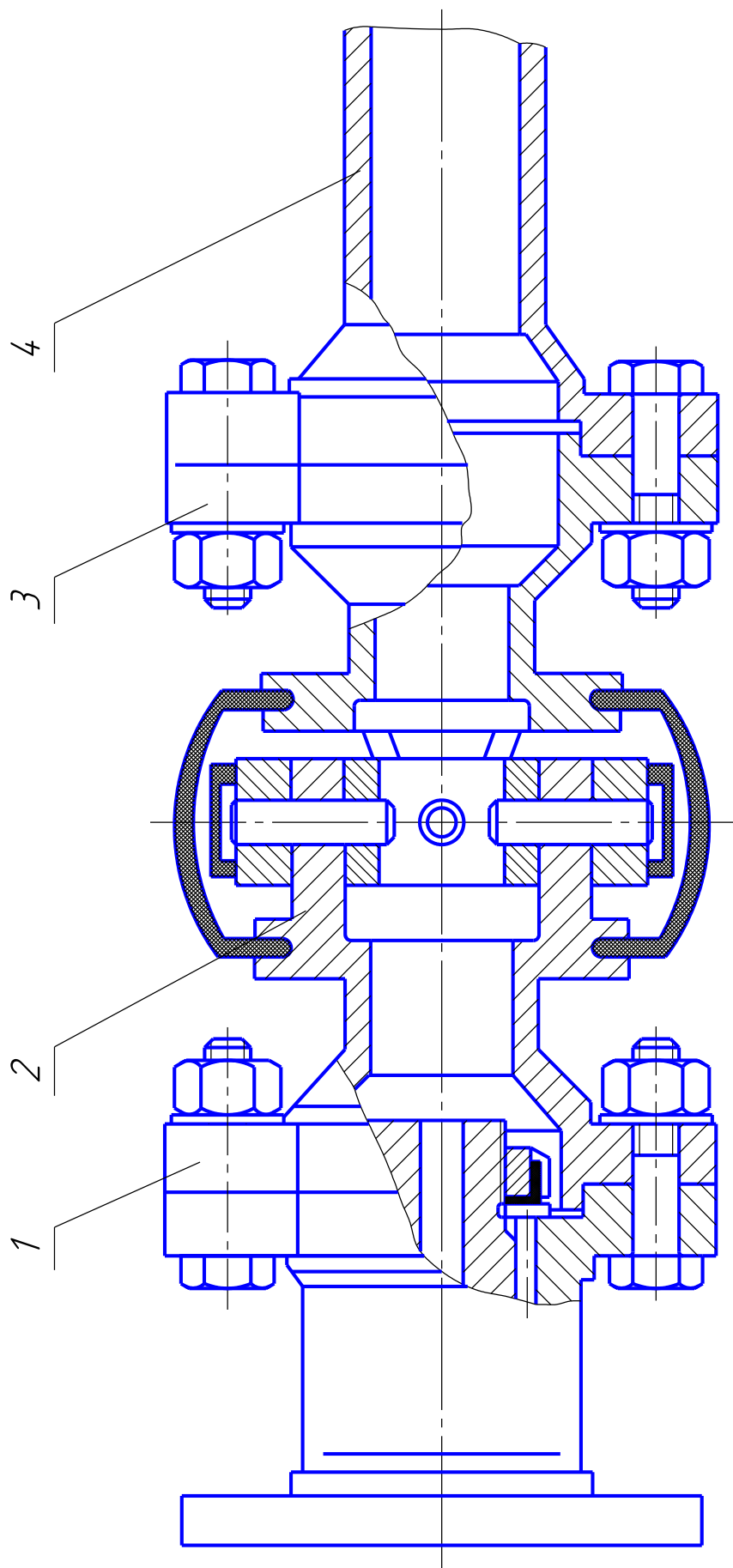
Рис. 2. Фланцевое соединение с защитным ободом

могут быть использованы в качестве тормозных барабанов.

В авиационных конструкциях фланцевые муфты используются для соединения составных валов для передачи крутящего момента к хвостовому винту вертолета, а также к механизмам управления закрылками самолёта. Так как длинные валы, расположенные в хвостовой балке вертолёт или в крыле самолёта, испытывают деформации изгиба, для соединения их частей используют наряду с фланцевыми также шарнирные муфты, как показано на рис. 3.

При расчётах фланцевых муфт учитывается, как правило, только крутящий момент. Если все z болтов фланцевой муфты установлены на диаметре D_m с зазором, то сдвигающую нагрузку от момента T , приходящуюся на один болт, будет равна

$$F_s = \frac{2T}{z D_m}. \quad (1)$$



*Рис. 3. Участок вала трансмиссии самолета:
1, 3 – фланцевые муфты; 2 – шарнирная муфта; 4 – полый вал*

В этом случае требуемое усилие затяжки болтов будет равно

$$F_{\text{зат}} = \frac{k_{\text{сц}} F_s}{f}, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения в стыке фланцев муфты, $k_{\text{сц}}$ – коэффициент запаса по сцеплению в стыке.

Проверка прочности болта производится при этом по формуле

$$\sigma_p = \frac{4 k_{\text{кр}} F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (3)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, $k_{\text{кр}}$ – коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений кручения при затяжке болта.

Если в конструкции z болтов, в том числе z_1 призонных, установленных без зазора, то сдвигающая нагрузка, приходящаяся на один призонный болт, определяется по зависимости

$$F_s = \frac{2 T}{z_1 D_m} - \frac{z}{z_1} f F_{\text{зат}}. \quad (4)$$

Проверка прочности призонного болта производится в этом случае по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4 F_s}{\pi d_0} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (5)$$

где d_0 – диаметр центрирующего пояска призонного болта.

Усилие затяжки болтов данной конструкции определяется из условия предупреждения фрикционной коррозии в стыке полумуфт. Если принять, что все болты затянуты одинаковым усилием, то напряжение в стыке фланцев можно определить по формуле

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{4 z F_{\text{зат}}}{\pi [(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) - z d_0^2]}, \quad (6)$$

где $D_{\text{в}}$ и $D_{\text{н}}$ – внутренний и наружный диаметры полумуфт.

Рекомендуется обеспечивать $\sigma_{\text{ст}} \geq [\sigma_{\text{ст}}] = 1 \dots 1,5$ МПа. Тогда требуемое усилие затяжки определяется по формуле

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{\pi [(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) - z d_0^2]}{4 z} [\sigma_{\text{ст}}]. \quad (7)$$

1.2. Фланцевое соединение обода и ступицы колеса

В тех случаях, когда невозможно или нецелесообразно изготавливать колесо заодно со ступицей, в конструкцию вводятся фланцевые соединения. Для центрирования обода зубчатого или червячного колеса и

восприятия сдвигающих радиальных сил всегда применяются центрирующие пояски. Примеры конструкций показаны на рис. 4 – 7.

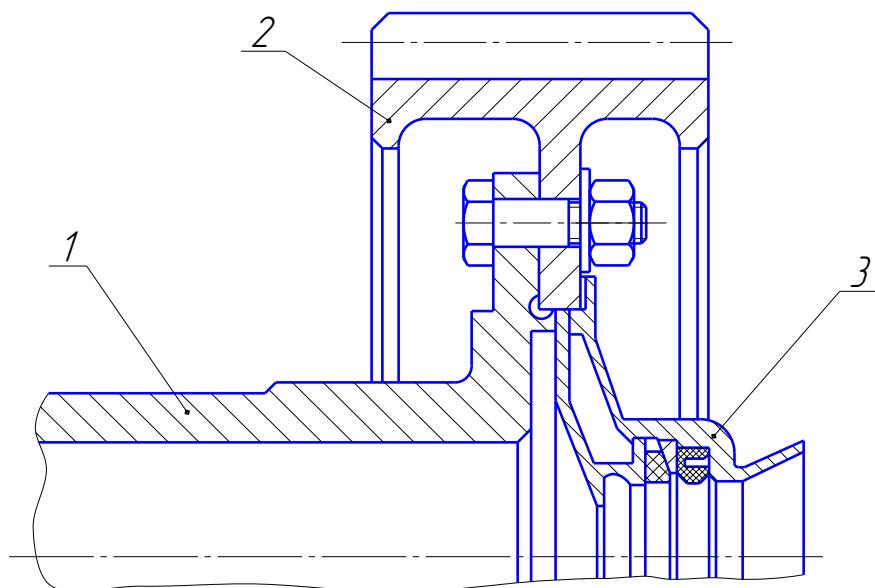


Рис. 4. Соединение ведомого колеса редуктора ВР-2Б с валом несущего винта.

1 – вал винта; 2 – зубчатое колесо; 3 – уплотнение

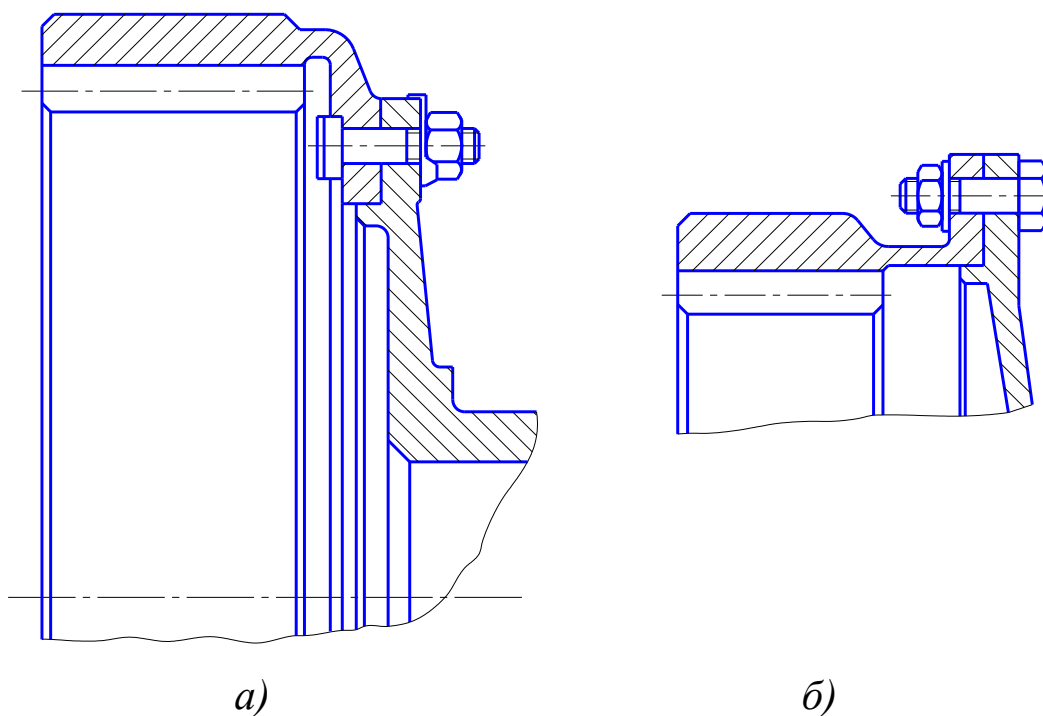


Рис. 5. Соединение со ступицей колеса с внутренними зубьями:

а – зубья не шлифуются; б – зубья шлифуются

Фланцы колеса и ступицы необходимо располагать таким образом, чтобы осевая сила в зацеплении прижимала их друг к другу. Соединение зубчатых колёс с внутренними зубьями, поверхности которых шлифуются после термообработки, должно быть выполнено, как показано на рис. 5, б. В этом случае обеспечивается свободный выход шлифовального круга.

Болты фланцевого соединения необходимо располагать на максимально доступном по конструкции обода колеса диаметре. В этом случае уменьшаются действующие на болты нагрузки и увеличивается число болтов, которые можно разместить на фланце. В рассматриваемых конструкциях практически не применяются болты, установленные с зазором. Устанавливаются или все призонные болты, или часть болтов призонных, а другая установлена с зазором. В последнем случае вместо призонных болтов могут быть установлены штифты.

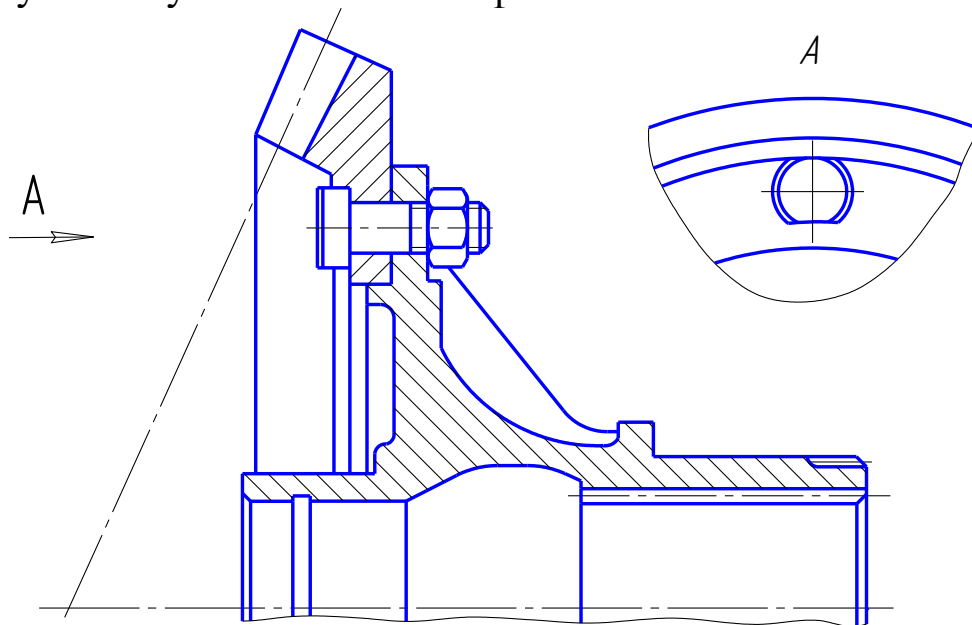


Рис. 6. Соединение конического колеса с валом хвостового редуктора МИ – 4

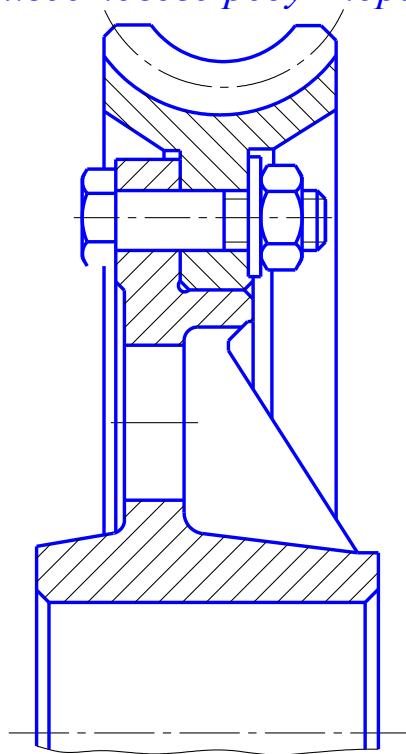


Рис. 7. Бандажированное червячное колесо

Схема сил и основные размеры фланцевого соединения обода зубчатого колеса и ступицы показаны на рис. 8.

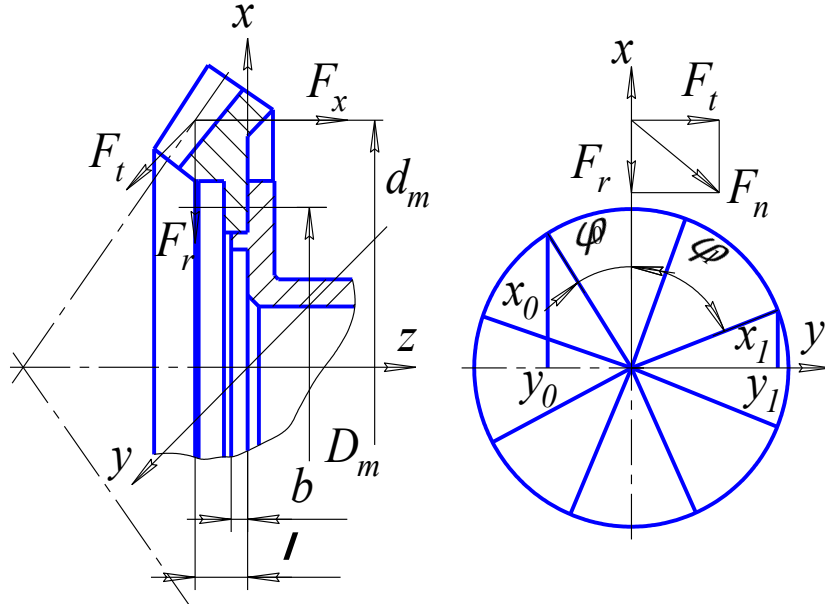


Рис. 8. Схема сил во фланцевом соединении обода колеса и ступицы

Осевую силу F_x и расстояние λ принять положительными для случая, показанного на рисунке. В противном случае их необходимо принять отрицательными.

Фланцевое соединение нагружено сдвигающими моментами, определяемыми по формулам:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{F_t d_m}{2} \text{ – для конического зубчатого колеса;} \\
 T &= \frac{F_t d_w}{2} \text{ – для цилиндрического зубчатого колеса;} \\
 T &= \frac{F_{t2} d_2}{2} \text{ – для червячного колеса.}
 \end{aligned} \tag{8}$$

Кроме того, на болтовое соединение действуют опрокидывающие моменты. Момент относительно оси x будет равен

$$M_x = F_t \left(1 - \frac{b}{2} \right). \tag{9}$$

Момент относительно оси y будет равен:

$$\begin{aligned}
 M_y &= F_r \left(1 - \frac{b}{2} \right) - F_x \frac{d_w}{2} \text{ – для цилиндрического зубчатого колеса;} \\
 M_y &= F_r \left(1 - \frac{b}{2} \right) - F_x \frac{d_m}{2} \text{ – для конического зубчатого колеса;} \\
 M_y &= F_r \left(1 - \frac{b}{2} \right) - F_{x2} \frac{d_2}{2} \text{ – для червячного колеса.}
 \end{aligned} \tag{10}$$

Максимально нагруженный внешними нагрузками болт будет находиться в точке с угловой координатой φ_0 , значение которой можно определить из соотношения

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{M_x}{M_y}. \quad (11)$$

Тогда наибольшую растягивающую внешнюю нагрузку на болт можно определить по формуле

$$F_{\max} = \frac{M_x y_0}{\sum_{i=1}^z y_i^2} + \frac{M_y x_0}{\sum_{i=1}^z x_i^2} - \frac{F_x}{z}. \quad (12)$$

При этом координаты болтов будут равны:

$$\begin{aligned} x_i &= \frac{D_m}{2} \cos \left[\frac{2\pi}{z} (i-1) - \varphi_0 \right]; \\ y_i &= \frac{D_m}{2} \sin \left[\frac{2\pi}{z} (i-1) - \varphi_0 \right], \end{aligned} \quad (13)$$

где z – общее число болтов, установленных без зазора и с зазором.

Наименьшая растягивающая внешняя нагрузка будет приходиться на болт, расположенный диаметрально противоположно. Её величина будет определена по формуле

$$F_{\min} = -\frac{M_x y_0}{\sum_{i=1}^z y_i^2} - \frac{M_y x_0}{\sum_{i=1}^z x_i^2} - \frac{F_x}{z}. \quad (14)$$

Сдвигающая нагрузка, приходящаяся на один призонный болт, определится по формуле (4). Требуемое усилие затяжки болтов определится следующим образом

$$F_{\text{зат}} = k_{\text{зат}} (1 - \chi) F_{\max}. \quad (15)$$

При проектировочном расчете коэффициент внешней нагрузки можно принять $\chi = 0,2 \dots 0,4$, коэффициент затяжки болта – $k_{\text{зат}} = 2,5 \dots 4,0$.

При проверочном расчёте проверка прочности на срез призонных болтов выполняется по формуле (5). Проверка статической прочности стяжных болтов производится по зависимости

$$\sigma_p = \frac{4(k_{\text{кр}} F_{\text{зат}} + \chi F_{\max})}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (16)$$

Проверка усталостной прочности болтов производится по формуле

$$\sigma_a = \frac{2\chi(F_{\max} - F_{\min})}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_a]. \quad (17)$$

Во фланцевом соединении червячного колеса необходимо выполнить проверку прочности на смятие материала обода под шайбой по соотношению

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4(F_{\text{зат}} + \chi F_{\text{max}})}{\pi(D_{\text{ш}}^2 - d_0^2)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (18)$$

где $D_{\text{ш}}$ – наружный диаметр шайбы под гайкой.

Кроме того, необходимо выполнить проверку условия нераскрытия стыка фланцев и условия ослабления затяжки болта. Последнее выполняется в случае, когда $F_{\text{min}} < 0$

$$F_{\text{зат min}} = F_{\text{зат}} + F_{\text{min}}. \quad (19)$$

Условие нераскрытия стыка фланцев проверяется по формуле

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{zF_{\text{зат}}}{A_{\text{ст}}} - (1 - \chi) \left[\frac{D_{\text{н}}}{2} \left(\frac{M_x}{J_x} + \frac{M_y}{J_y} \right) - \frac{F_x}{A_{\text{ст}}} \right] \geq [\sigma_{\text{ст}}], \quad (20)$$

где $A_{\text{ст}}$ – площадь стыка, J_x и J_y – моменты инерции стыка относительно осей x и y .

Площадь поверхности стыка определяется по формуле

$$A_{\text{ст}} = \frac{\pi}{4} \left[(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) - z \cdot d_0^2 \right]. \quad (21)$$

Моменты инерции поверхности стыка будут равны:

$$J_x = \frac{\pi}{64} (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) - \left(\frac{\pi d_0^2}{4} \sum_{i=1}^z y_i^2 + z \frac{\pi d_0^4}{64} \right); \quad (22)$$

$$J_y = \frac{\pi}{64} (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2) - \left(\frac{\pi d_0^2}{4} \sum_{i=1}^z x_i^2 + z \frac{\pi d_0^4}{64} \right).$$

В формулах (20)–(22) $D_{\text{в}}$ и $D_{\text{н}}$ – внутренний и наружный диаметры стыка.

1.3. Фланцевое соединение вала редуктора и втулки винта

Втулки винтов газотурбинных двигателей и хвостовых винтов вертолётов имеют, как правило, фланцевое соединение с выходным валом редуктора. Примеры таких соединений показаны на [рис. 9](#) и [10](#).

Крутящий момент в соединении передается или призонными болтами, или торцевыми шлицами. В последнем случае торцевые шлицы осуществляют также и центрирование втулки винта на валу, а болты или шпильки устанавливаются с зазором. Во фланцевых соединениях применяют торцевые шлицы треугольного профиля, основные размеры которых приведены в [4].

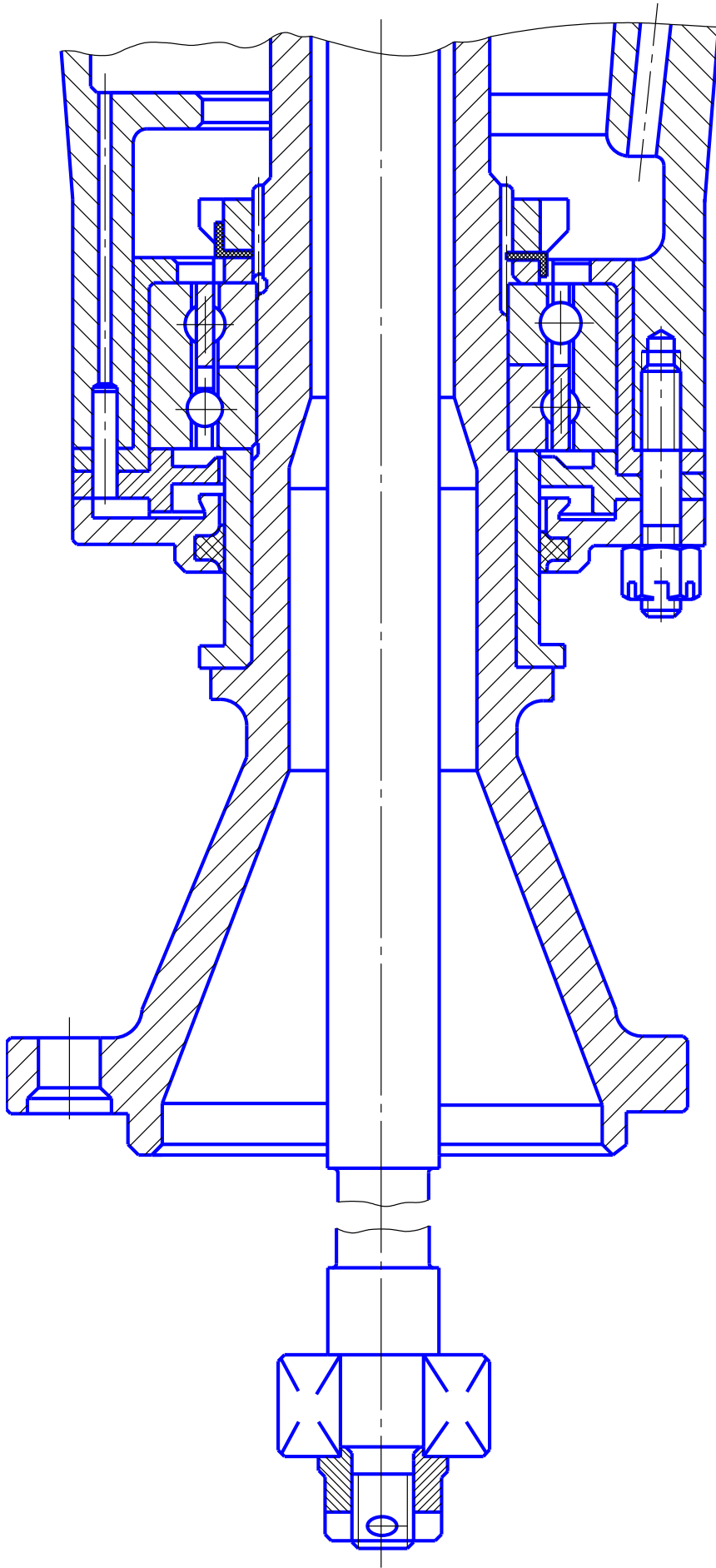
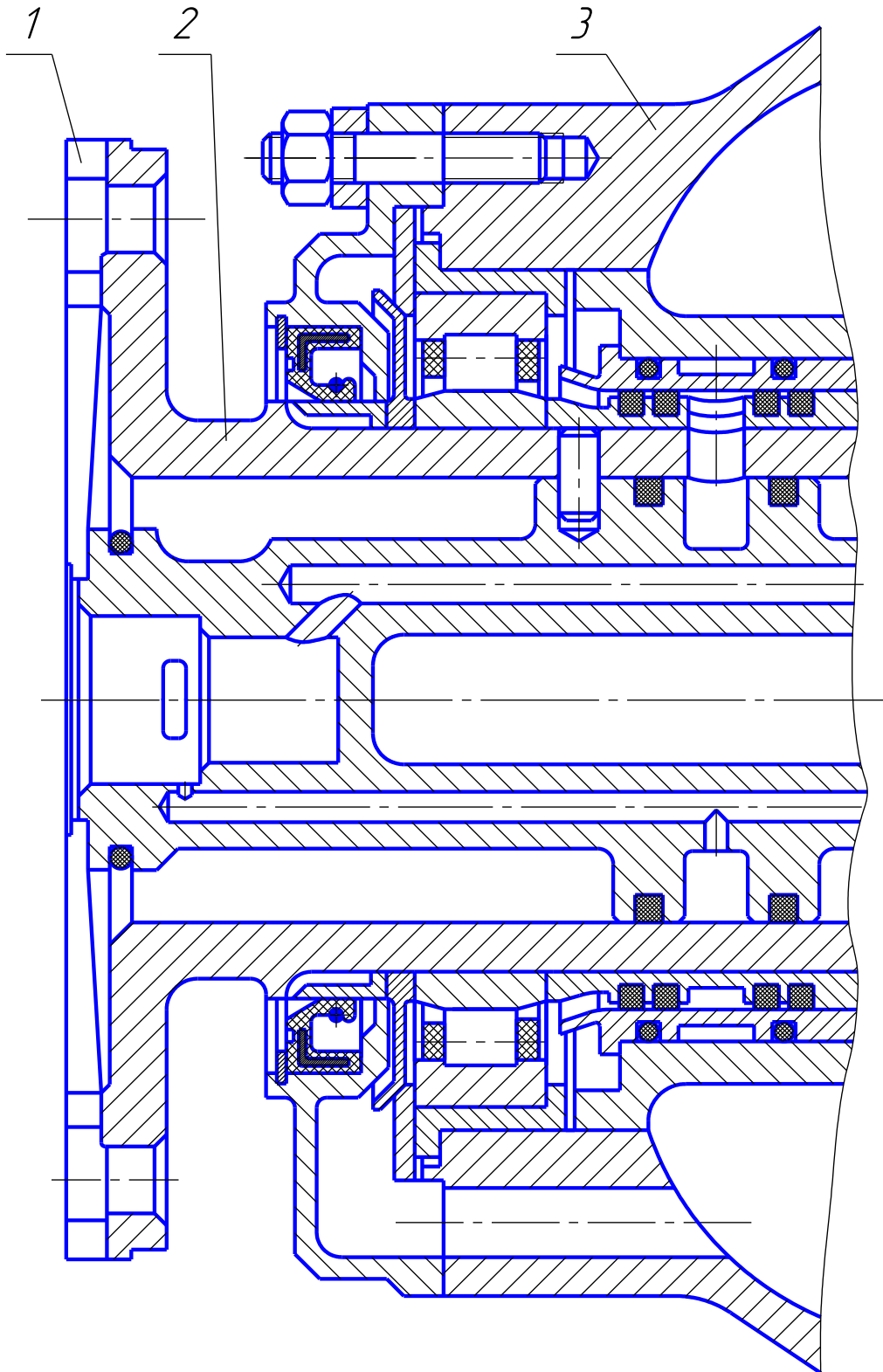
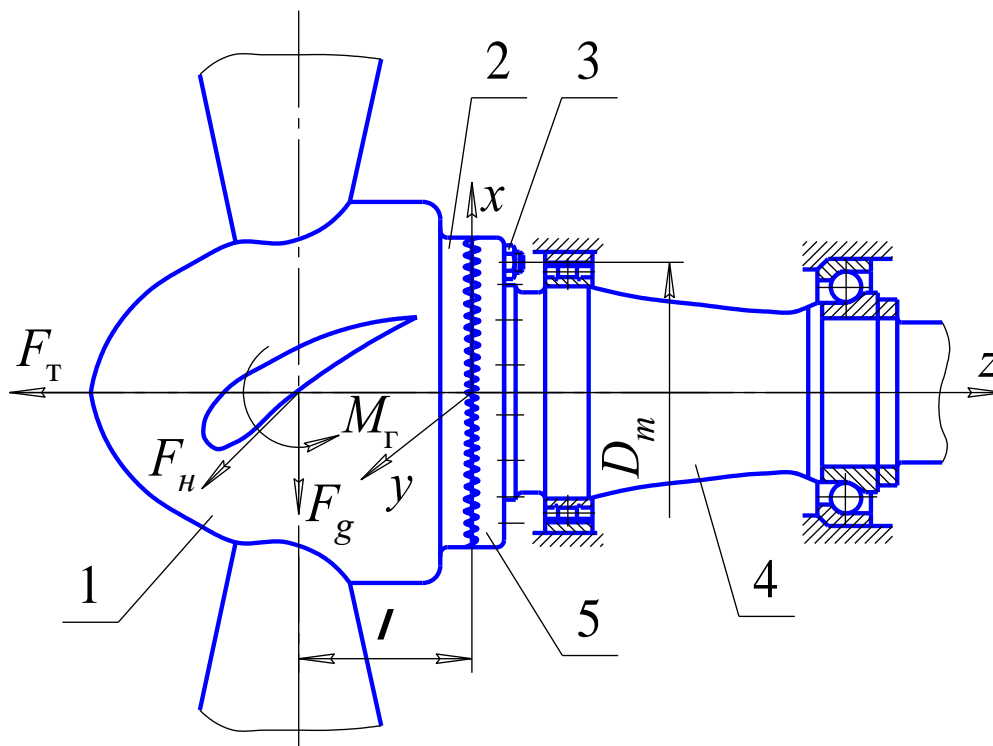


Рис. 9. Фланец выходного вала хвостового редуктора МИ-4



*Рис. 10. Фланец вала винта редуктора АИ – 20:
1 – торцевые шлицы; 2 – вал винта; 3 – корпус*

Схема нагружения соединения втулки винта и вала редуктора приведена на [рис. 11](#). Здесь F_T – тяга винта, F_H – нагрузка бокового обдува винта, F_g – вес винтов с учетом перегрузки, M_T – гироскопический момент, возникающий при эволюции самолёта или вертолёта. Центробежными силами от неуравновешенных масс винта пренебрегаем.



*Рис. 11. Схема нагружения соединения втулки и вала
 1 – втулка винта; 2 – торцовые шлицы; 3 – болты или шпильки;
 4 – вал винта; 5 – фланец*

Кроме того, соединение нагружено крутящим моментом T , который воспринимается торцевыми шлицами. Если передача крутящего момента осуществляется призонными болтами, то сдвигающая нагрузка на один болт определяется по формуле (4), а проверка прочности его на срез производится по формуле (5).

Действующий в соединении опрокидывающий момент относительно оси x определится по формуле

$$M_x = F\lambda.$$

Момент относительно оси y определим для случая, когда гироскопический момент действует в плоскости $x - z$:

$$M_y = F_g\lambda \pm M.$$

Максимально нагруженный внешними растягивающими нагрузками болт будет иметь угловую координату, значение которой находится соотношением (8).

Тогда наибольшая внешняя растягивающая нагрузка на болтовое соединение определится по формуле

$$F_{\max} = \frac{M_x y_0}{\sum_{i=1}^z y_i^2} + \frac{M_y x_0}{\sum_{i=1}^z x_i^2} + \frac{F_T}{z}. \quad (23)$$

Наименьшая растягивающая внешняя нагрузка на болтовое соединение, расположенное диаметрально противоположно, будет равна:

$$F_{\min} = -\frac{M_x y_0}{\sum_{i=1}^z y_i^2} - \frac{M_y x_0}{\sum_{i=1}^z x_i^2} + \frac{F_T}{z}, \quad (24)$$

где x_i и y_i – координаты болтов, определяются по формуле (13).

Для конструкции с призонными болтами, показанной на рис. 9, требуемое усилие затяжки болтов определяется по формуле (15), а проверка прочности – по формулам (16) – (19). Условия нераскрытия стыка проверяется по зависимости:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{z F_{\text{зат}}}{A_{\text{ст}}} - (1 - \chi) \left[\frac{D_{\text{н}}}{2} \left(\frac{M_x}{J_x} + \frac{M_y}{J_y} \right) + \frac{F_T}{A_{\text{ст}}} \right] \geq [\sigma_{\text{ст}}]. \quad (25)$$

В конструкциях с торцевыми шлицами под действием крутящего момента возникает осевое усилие, раскрывающее стык. Величина этого усилия, приходящегося на один стяжной болт, определяется по формуле

$$F_{\text{ш}} = \frac{2T}{z \cdot D_T} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

где α – угол профиля шлицев в среднем сечении.

Для предупреждения фреттинг-коррозии в шлицах необходимо, чтобы остаточное усилие в стыке максимально нагруженного зуба было не менее $0,5F$. Из этого условия требуемое усилие затяжки болтов может быть определено по соотношению

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{T}{z D_m} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + (1 - \chi) F_{\text{max}}. \quad (26)$$

Окончательно принимается большее из двух значений, определенных по формулам (12) и (26).

Проверку статической и усталостной прочности болтов или шпилек соединения выполняют по формулам (13) и (14), а условие нераскрытия стыка шлицев по формуле:

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}} - (1 - \chi) F_{\text{max}} \geq 0,5F_{\text{ш}}. \quad (27)$$

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Типичные формы фланцев малого диаметра показаны на рис.12, а-г.

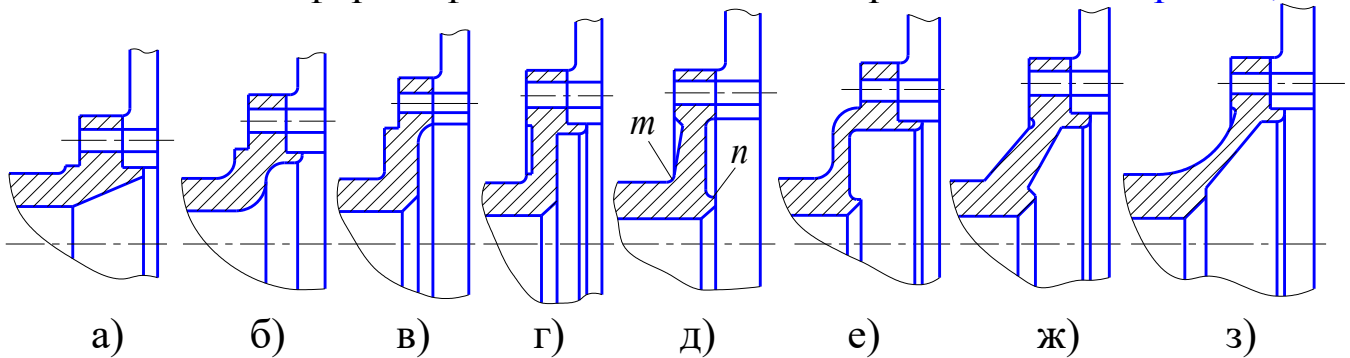


Рис. 12. Формы фланцев

Фланцы большего диаметра делают коническими (вид д), а участок перехода в вал усиливают плавной галтелью m и поясом жёсткости n .

Для увеличения жёсткости при наличии изгибающих сил и моментов фланцам придают чашечную (вид г), конусную (вид ж) или тюльпанную (вид з) формы.

Отверстия под призонные болты развертывают совместно. Для обеспечения сборки фланцев в положении, при котором производилась развёртка, делается метка или устанавливаются контрольные штифты.

Основные размеры фланцевого соединения показаны на рис. 13.

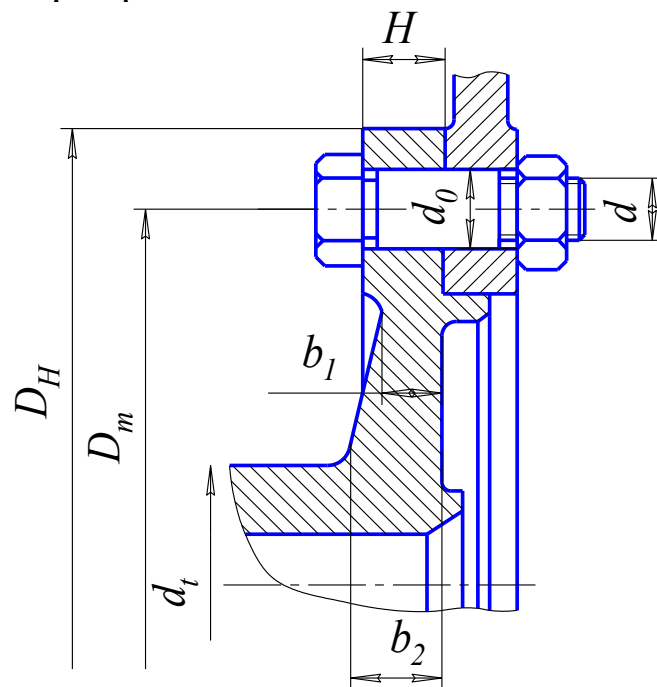


Рис. 13. Размеры фланцевого соединения

Толщину фланца на участке расположения болтов определяют из условия жёсткости фланца и прочности поверхностей под болтами на смятие. Учитывая сокращение рабочей поверхности болта из-за наличия резьбы и канавки на участке перехода стержня болта в головку, принимают $H = (1 - 1,2) d$.

Толщину фланца на участке перехода в силовой пояс делают $b_1 \approx 0,8 H$, а на участке перехода в вал $b_2 = (0,15 - 0,2) d_{\text{вала}}$.

Ширина фланцев и расстояние между болтами, указанные на [рис. 14](#), определяются условиями завинчивания гаек. Рекомендуется $S \approx 1,25 d$. Для шестигранных гаек расстояние между осями болтов при завинчивании торцевыми ключами принимается $t \approx 2,5 d$, а ключами с открытым зевом – $t \approx 3d$. Таким образом, ширина стыка фланцев $0,5(D_H - D_B) \approx 2,5 d$, а максимальное число болтов соединения

$$z \leq \frac{\pi D_{\text{ш}}}{(2,5 - 3,0)d}$$

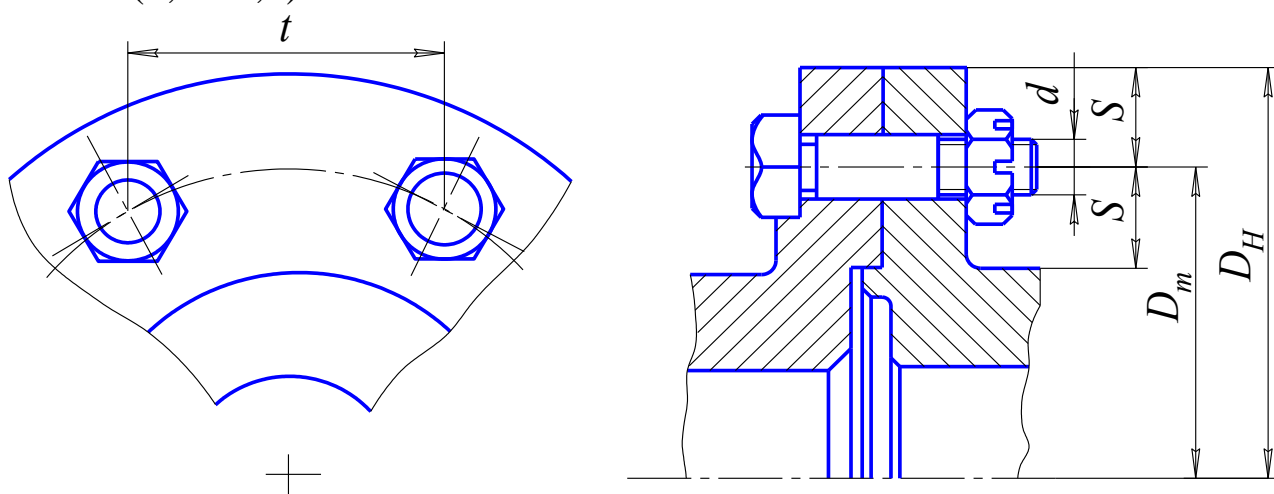


Рис. 14. Размеры фланцевого соединения

В соединениях с торцевыми шлицами длина шлицев принимается равной $\lambda_{\text{ш}} \approx 2,5d$. При небольших величинах передаваемых крутящих моментов протяженность шлицев сокращают, располагая их отдельными секторами на участках расположения стяжных болтов или между ними, как показано на [рис. 15](#).

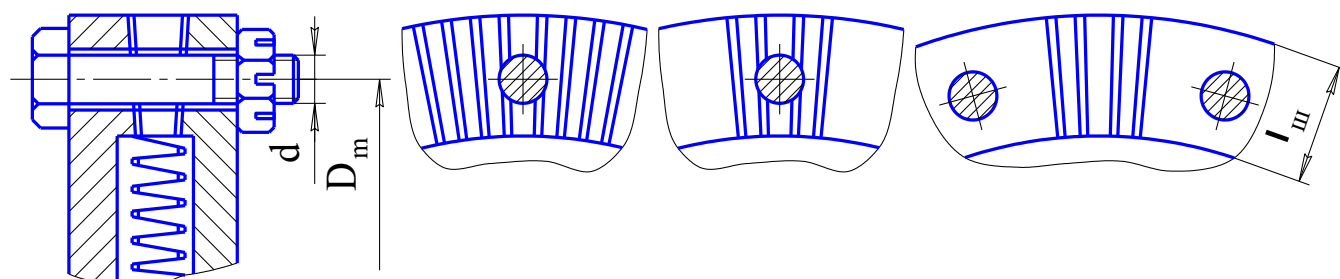


Рис. 15. Фланцы с торцевыми шлицами

3. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для болтов и шпилек из углеродистых и легированных сталей ГОСТ 1759–82 предусматривает 12 классов прочности, а для гаек – 7. В табл. 1 приведены некоторые характеристики материалов, используемых в авиационных конструкциях.

Таблица 1. Механические характеристики материалов крепежных деталей

Класс прочности		σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	Марка стали
болта шпильки	гайки				
6.6	8	600–800	360	250	35, 45, 40Г
8.8	10	800–1000	640	300	35Х, 38ХА, 45Г
10.9	12	1000–1200	900	350	40Г2, 40Х, 30ХГСА, 16ХСН
12.9	14	1200–1400	1080	400	35ХГСА
14.9	14	1400–1600	1260	450	40ХНМА

При проверке прочности на срез призонных болтов допускаемое напряжение среза рекомендуется определять по формуле

$$[\tau_{ср}] = (0,2 - 0,3) \sigma_T. \quad (28)$$

При проверке статической прочности болтов и шпилек на растяжение допускаемые напряжения определяются по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]}. \quad (29)$$

Допускаемый запас прочности следует принимать:

$[S] = 1,5 \div 2,0$ при контролируемой затяжке;

$[S] = 2,5 \div 4,0$ при неконтролируемой затяжке.

Большее значение следует принимать для легированных сталей, малых диаметров резьбы и при переменных нагрузках.

Проверка усталостной прочности выполняется по амплитудным напряжениям. При этом допускаемое напряжение определяется по зависимости

$$[\sigma_a] = \frac{\sigma_{-1p} k_y k_d}{[S] k_\sigma} - \text{при } \sigma_m > 0,5\sigma_T. \quad (30)$$

Для накатанной резьбы при $\sigma_m \leq 0,5\sigma_T$

$$[\sigma_a] = \frac{\sigma_{-1p} k_y k_d}{[S] k_\sigma} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \right). \quad (31)$$

Коэффициент k_y , учитывающий технологическое упрочнение, принимают равным 1,0 – для нарезанной резьбы и 1,25 – для накатанной резьбы.

Коэффициент k_d , учитывающий влияние масштабного фактора, определяется в зависимости от диаметра резьбы:

d, мм	6	8	10	12	16	20 и более
k_d	1,0	0,75	0,68	0,67	0,66	0,65

Коэффициент концентрации напряжений находится по зависимости $k_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1)$,

где q – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений ($q = 0,55$ для углеродистых сталей и $q = 0,75$ для легированных сталей); α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений ($\alpha_\sigma = 10$ для резьбы с плоскосрезной впадиной и $\alpha_\sigma = 8$ для резьбы с закругленной радиусной впадиной).

Средние напряжения цикла определяются по формуле

$$\sigma_m = \sigma_{зат} + \sigma_a, \quad (32)$$

где $\sigma_{зат}$ находится по формуле (9).

Допускаемый запас прочности по амплитудным напряжениям $[S_a] = 2,5 - 4,0$.

4. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОДАТЛИВОСТИ ДЕТАЛЕЙ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Коэффициент внешней нагрузки резьбового соединения вычисляется по формуле

$$\chi = \frac{\lambda_{\phi}}{\lambda_{\sigma} + \lambda_{\phi}}. \quad (33)$$

Основные размеры соединений приведены на [рис. 16](#).

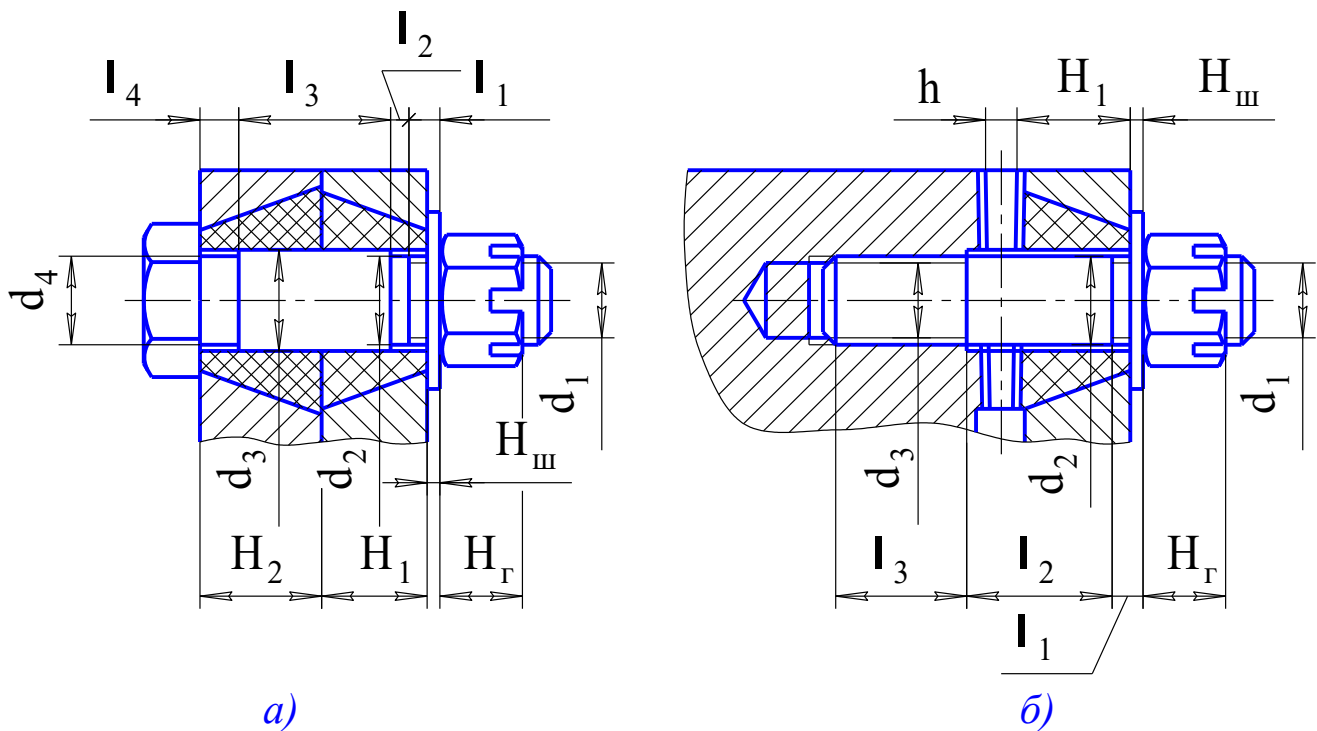


Рис.16. Размеры деталей резьбового соединения

Коэффициент податливости деталей системы болт определяется по формуле

$$\lambda_{\delta} = \sum \lambda_{\delta_i} + \sum \lambda_{\text{ш}}, \quad (34)$$

где коэффициенты податливости отдельных участков болта определяются по зависимости

$$\lambda_{\delta_i} = \frac{4 \lambda_{\delta i}}{\pi E_{\delta} d_i^2}. \quad (35)$$

Для участка с резьбой ([рис. 16, а](#)) длина принимается равной

$$\lambda_{p1} = \lambda_1 + 0,5 H_{\Gamma}. \quad (36)$$

При расчётах шпильки учитывается также податливость ввинченного в корпус участка шпильки. В этом случае ([рис. 16, б](#)) в качестве расчётной длины участка с резьбой принимается

$$\lambda_{p1} = \lambda_1 + 0,5 H_{\Gamma} + 0,5 \lambda_3. \quad (36')$$

Коэффициент податливости шайбы определяется по её размерам

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{4 H_{\text{ш}}}{\pi E_{\text{ш}} (D_{\text{ш}}^2 - d_0^2)}, \quad (37)$$

где $D_{\text{ш}}$ – наружный диаметр шайбы, d_0 – диаметр отверстия под болт или шпильку.

Если шайба имеет значительные размеры и сложную конфигурацию, в качестве наружного диаметра можно принять

$$D_{\text{ш}} = S_{\Gamma} + \frac{H_{\text{ш}}}{2}, \quad (38)$$

где S_{Γ} – размер под ключ гайки или головки болта.

Коэффициент податливости детали системы фланец будет равен

$$\lambda_{\text{ф}} = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_{\text{п}}.$$

При этом коэффициенты податливости фланцев определяются в объемах усеченных конусов, как показано на [рис. 16](#).

Податливость одного усеченного конуса определяется по формуле

$$\lambda_i = \frac{2}{\pi E_i d_0} \ln \frac{(D_i + H_i - d_0)(D_i + d_0)}{(D_i + H_i + d_0)(D_i - d_0)}. \quad (39)$$

Здесь в качестве D_i можно принять $D_i = S_i + H_{\text{ш}i}$, где S_i – размер под ключ гайки или головки болта.

Для конструкции с торцевыми шлицами размер H_i определяется в среднем сечении шлицев. Кроме того, для этой конструкции шлицы можно рассматривать в качестве прокладки. В этом случае коэффициент податливости прокладки будет равен

$$\lambda_{\text{п}} = \frac{4 h}{\pi E_{\text{п}} (D_{\text{п}}^2 - d_0^2) \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (40)$$

где h – высота зуба шлицев в среднем сечении, α – угол профиля.

В качестве модуля упругости следует принять: $E_{\text{п}} = \frac{(E_1 + E_2)}{2}$.

В качестве диаметра $D_{\text{п}}$ можно принять:

$D_{\text{п}} = D_1 + H_1$ – для конструкции со шпильками;

$D_{\text{п}} = \frac{(D_1 + H_1 + D_2 + H_2)}{2}$ – для конструкции с болтами.

При передаче крутящего момента болтами или шпильками без торцевых шлицев прокладки в стыки фланцев не устанавливаются. В этом случае следует принять $\lambda_{\text{п}} = 0$.

5. ПОРЯДОК РАСЧЁТА ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Размеры фланцев определяются в основном размерами валов, зубчатых и червячных колёс и втулки винта. Диаметры болтов или шпилек и диаметр их расположения определяются конструктивно. Все размеры соединения могут быть установлены при проектировании, руководствуясь приведенными выше соотношениями, и должны быть выполнены проверочные расчёты.

При невыполнении указанных ранее условий прочности или нераскрытия стыка в конструкцию должны быть введены изменения. Общий порядок расчёта фланцевого соединения приведен на [рис. 17](#). Исходные данные, необходимые для выполнения расчёта, приведены в [табл. 2](#).

Схема алгоритма определения нагрузок на максимально нагруженный болт фланцевой муфты для соединения валов приведена на [рис. 18](#), фланцевого соединения ступицы и обода зубчатого или червячного колеса – на [рис. 19](#), а соединения втулки винта с валом – на [рис. 20](#). При расчётах находятся не только внешние растягивающие нагрузки на болт, но и сдвигающие усилия и усилия затяжки болтов.

Для расчёта усилий затяжки необходимо предварительно определить коэффициент внешней нагрузки в соединении в последовательности, указанной на [рис. 21](#). При этом если в соединении отсутствуют торцевые шлицы, то следует принять $h = 0$ и $\lambda_{\Pi} = 0$. Если в соединении используются шпильки, то следует принять $H_2 = 0$ и $\lambda_2 = 0$.

После определения нагрузок производится проверка прочности максимально нагруженного болта или шпильки в последовательности, приведенной на [рис. 22](#).

При невыполнении условий прочности самым простым решением является повышение класса прочности болтов или шпилек. Однако возможны и другие решения: увеличение числа призонных болтов или шпилек; введение торцевых шлицев для восприятия крутящего момента; изменение диаметра расположения болтов и других размеров фланцев. В этой связи последовательность расчёта в местах, отмеченных знаком вопроса, определяется расчётчиком.

Допускаемые напряжения для проверки прочности болта определяются в зависимости от класса прочности болта в последовательности, приведённой на [рис. 23](#).

Проверка прочности на смятие материала фланцев под головками болтов и шайбами выполняется, как показано на [рис. 24](#). Этот расчёт может быть сделан для одного или двух фланцев в зависимости от характеристик их материалов. Для стальных фланцев проверку прочности на

смятие можно не проводить.

Проверка условий нераскрытия стыка фланцевого соединения выполняется в последовательности, указанной на рис. 25. Здесь также возможны различные решения в случае невыполнения условия нераскрытия стыка. Наиболее простое решение – увеличение усилия затяжки.

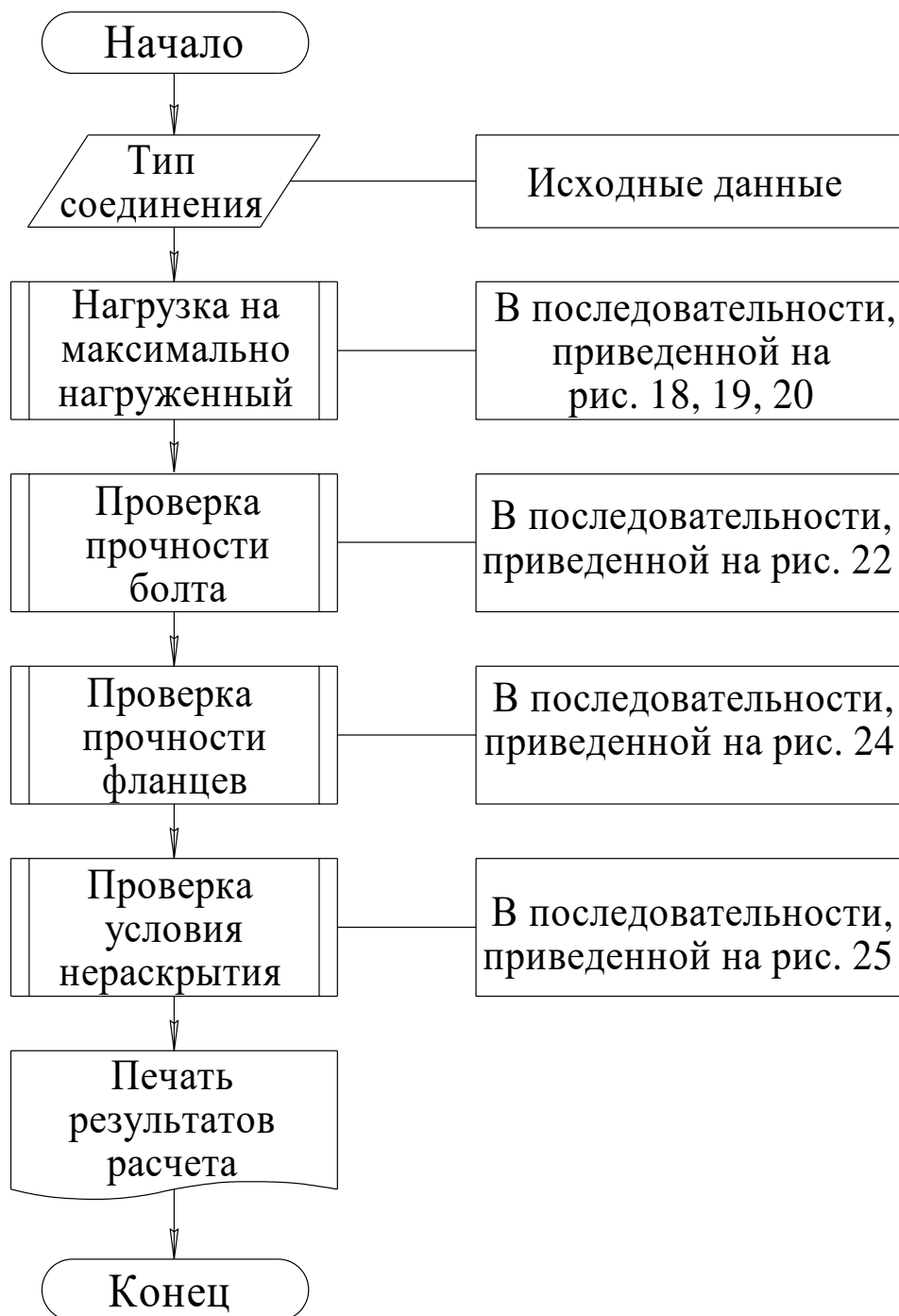


Рис. 17. Общий порядок расчёта фланцевого соединения

Таблица 2. Исходные данные для расчёта фланцевого соединения

Обознач. в ф-лах	Раз- мерн.	Наименование величины
b	мм	Ширина центрирующего пояса полумуфты
d	мм	Наружный диаметр резьбы
d_1	мм	Внутренний диаметр резьбы
d_i	мм	Диаметры участков болта ступенчатой конструкции
d_0	мм	Диаметр отверстия под болт, диаметр центрирующего пояса призонного болта
d_2	мм	Диаметр делительной окружности червячного колеса
d_m	мм	Средний диаметр делительного конуса конического колеса
d_w	мм	Начальный диаметр цилиндрического зубчатого колеса
D_B, D_H	мм	Внутренний и наружный диаметры стыка фланцев
D_m	мм	Диаметр расположения болтов
$D_{ш}, H_{ш}$	мм	Диаметр и толщина шайбы
E_1, E_2	МПа	Модули упругости материалов фланцев
$E_б$	МПа	Модуль упругости болта
F_H	кН	Нагрузка бокового обдува винта
F_g	кН	Нагрузка от веса винтов с учетом перегрузки
F_T	кН	Сила тяги винта
F_t, F_r, F_x	кН	Окружное, радиальное и осевое усилия в зацеплении
h	мм	Высота зуба торцевых шлицев в среднем сечении
H_1, H_2	мм	Толщина фланцев
$H_Г$	мм	Высота гайки
ℓ	мм	Расстояние от плоскости стыка до плоскости действия нагрузок
ℓ_i	мм	Длины участков болта
$M_Г$	Нм	Гироскопический момент винта
$S_б, S_Г$	мм	Размер под ключ болта и гайки
T	Нм	Крутящий момент в соединении
z, z_1	–	Число болтов общее, и в том числе призонных
α	град	Угол профиля торцевых шлицев в среднем сечении
σ_B, σ_T	МПа	Предел прочности и предел текучести материала болта
σ_{T1}, σ_{T2}	МПа	Пределы текучести материалов фланцев
σ_{-1p}	МПа	Предел выносливости материала болта при растяжении – сжатии

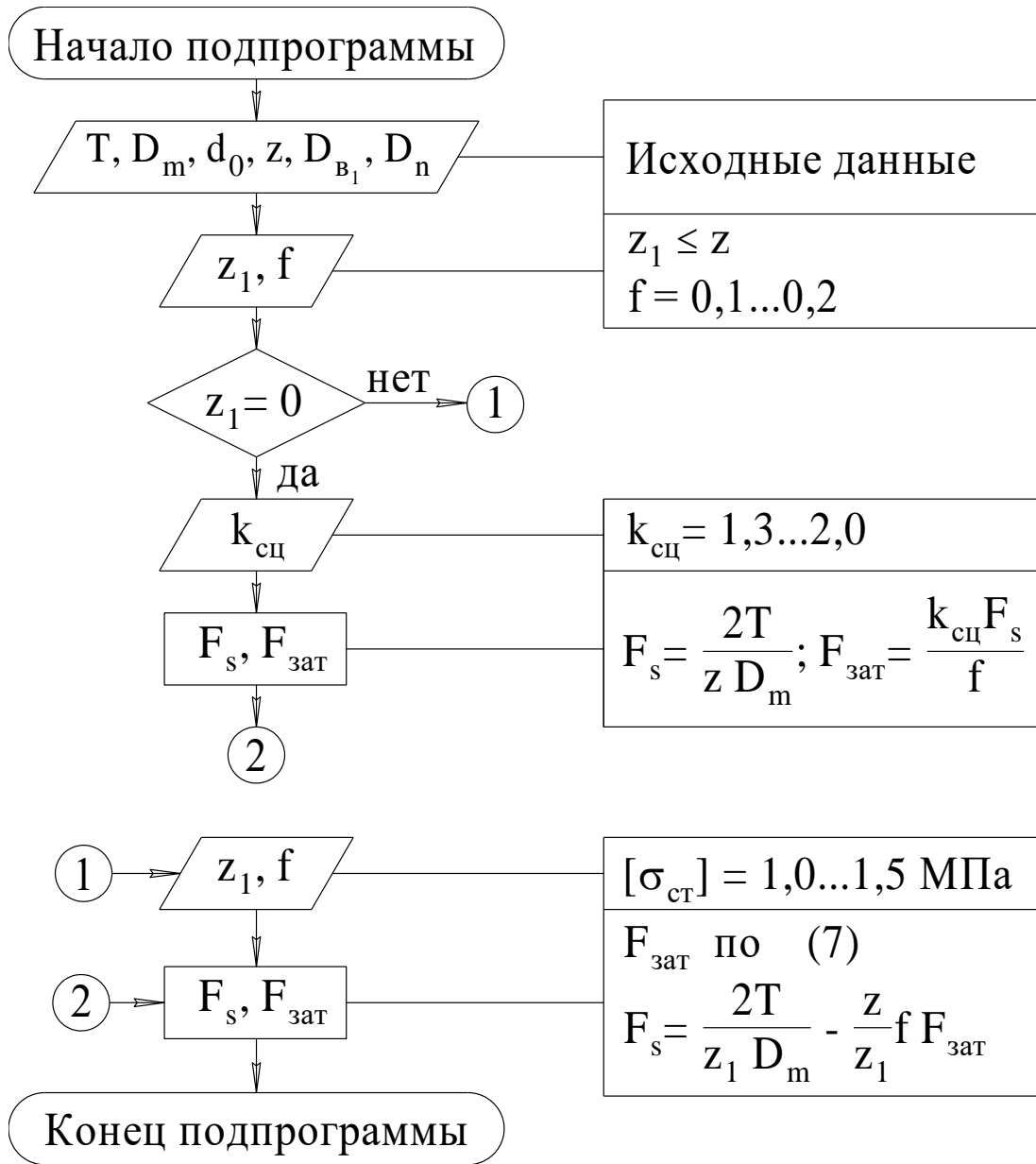


Рис. 18. Схема алгоритма определения нагрузок болтов фланцевой муфты

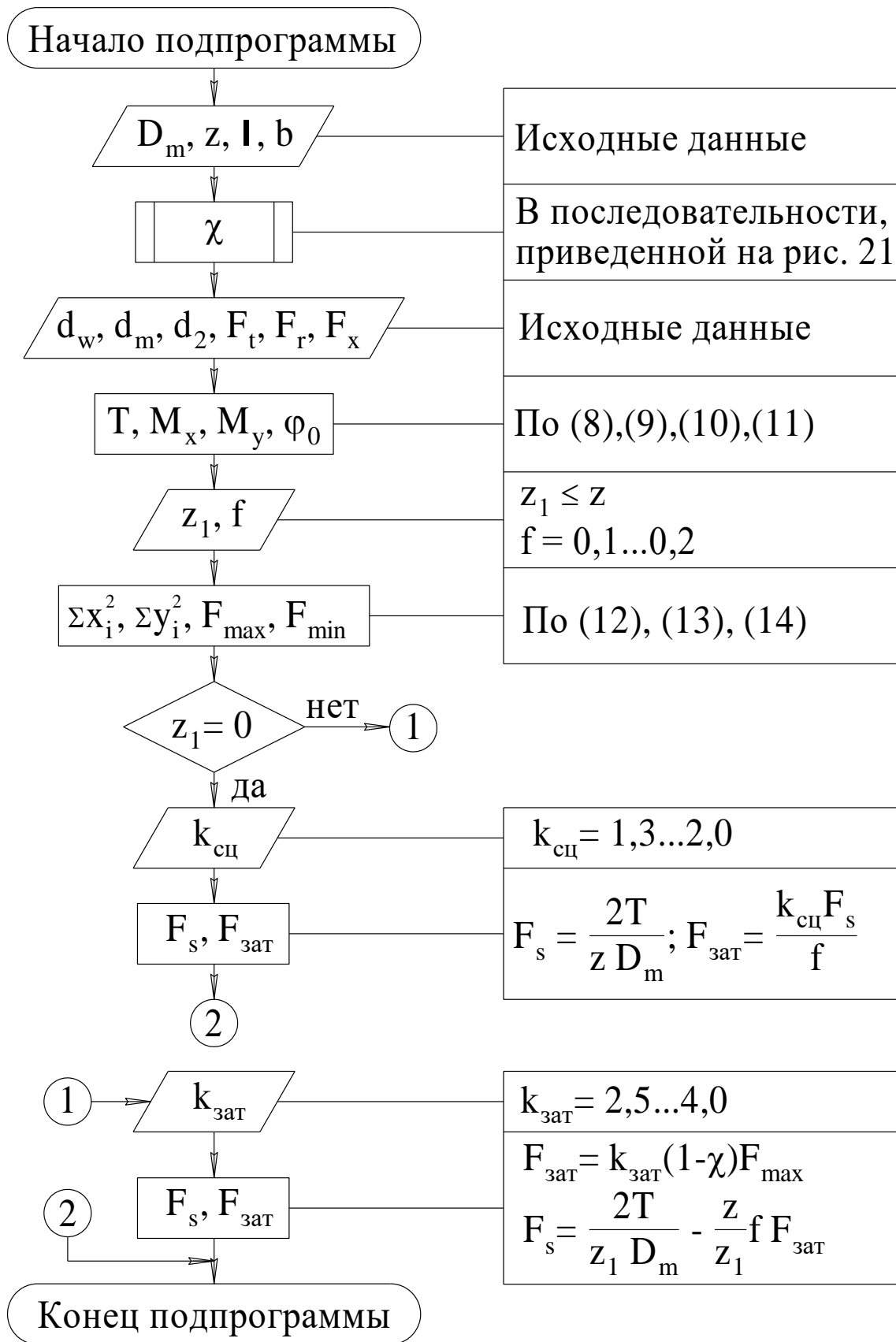


Рис. 19. Схема алгоритма определения нагрузок на максимально нагруженный болт для соединения обода и ступицы колеса



Рис. 20. Схема алгоритма определения нагрузок на максимально нагруженный болт для соединения вала и втулки винта

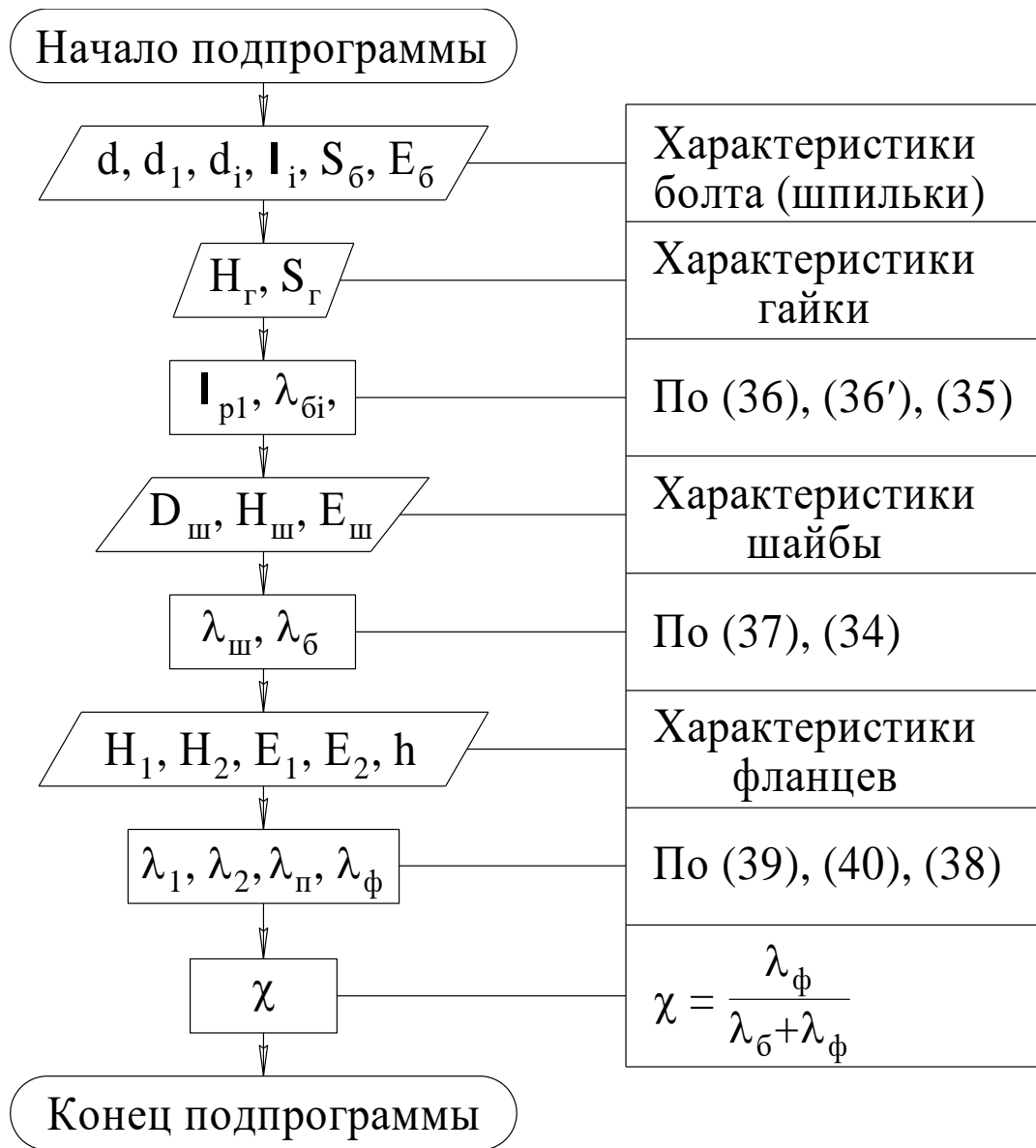


Рис. 21. Схема алгоритма определения коэффициента внешней нагрузки

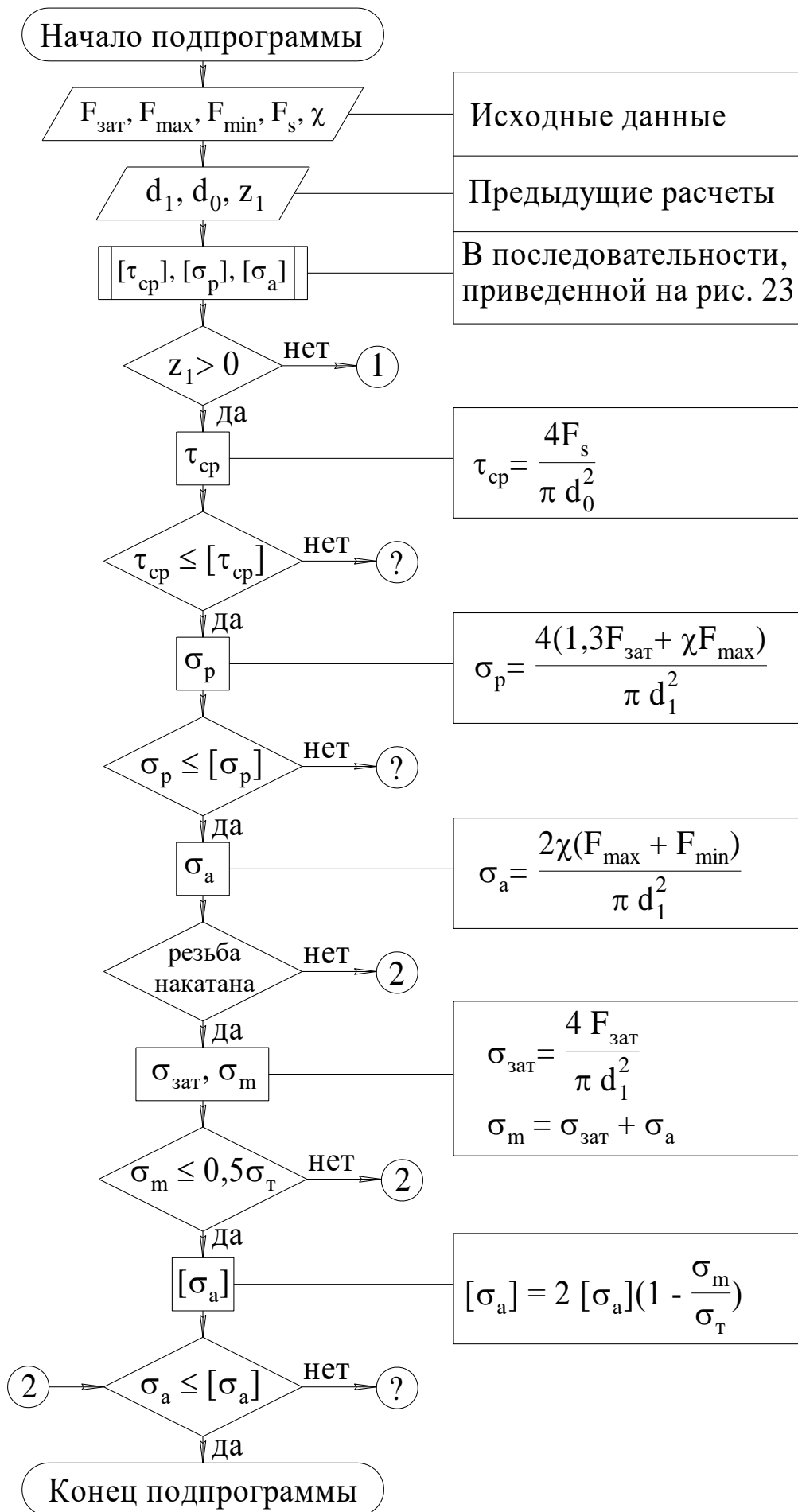


Рис. 22. Схема алгоритма проверки прочности болта

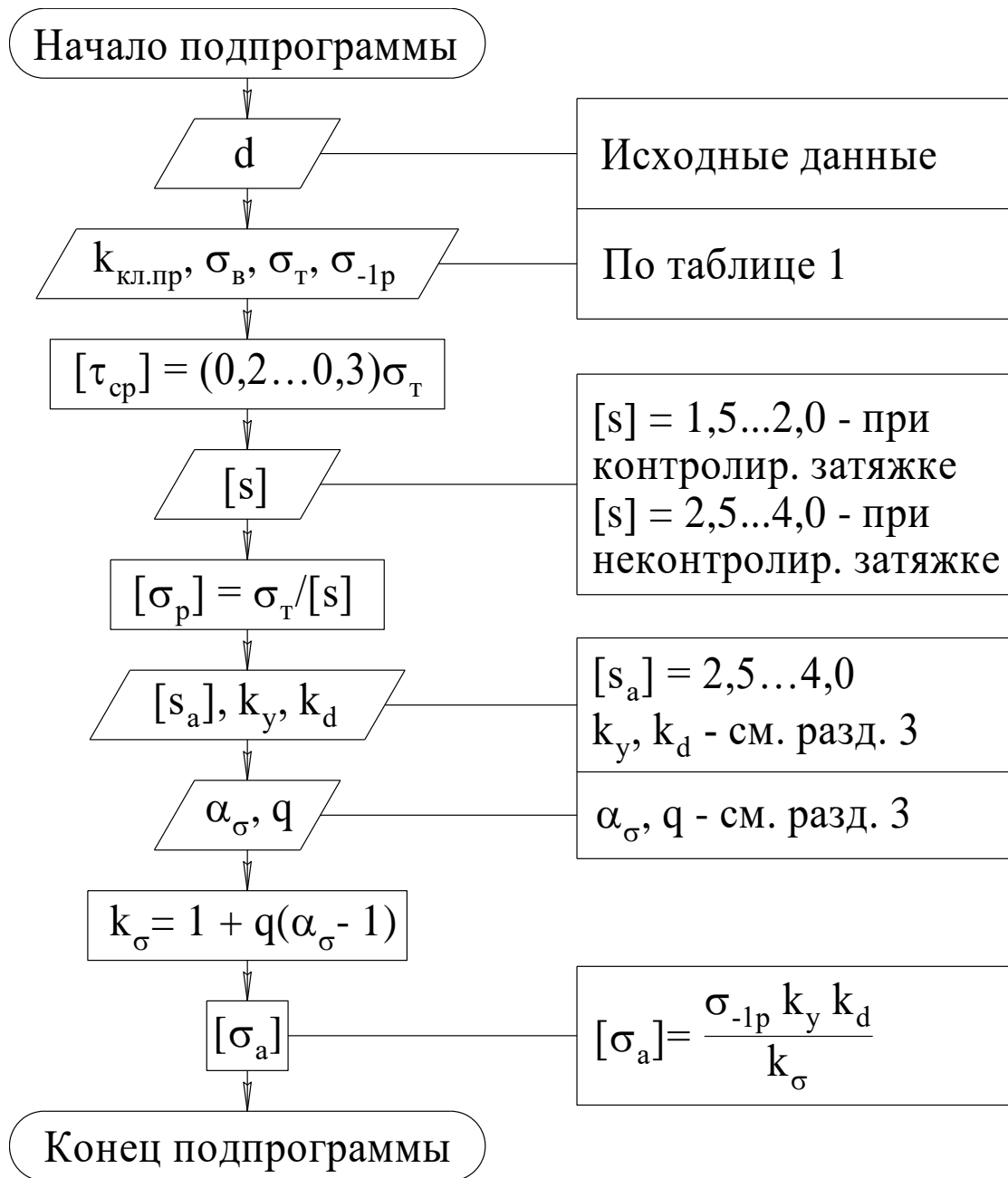


Рис. 23. Схема алгоритма определения допустимых напряжений

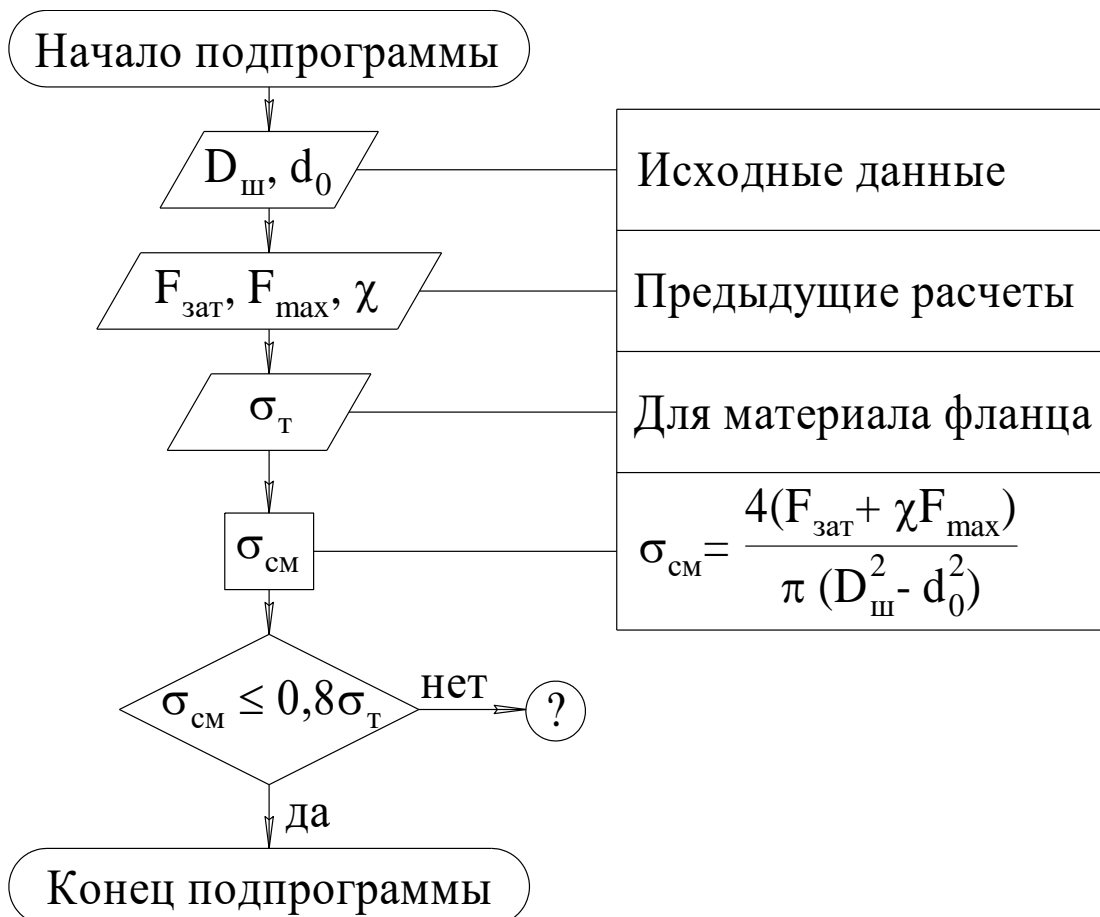


Рис. 24. Схема алгоритма проверки прочности на смятие



Рис. 25. Схема алгоритма проверки условия нераскрытия стыка фланцев

По окончании расчёта на печать выводятся исходные данные и основные результаты расчёта, приведенные в табл. 3.

Таблица 3. Результаты расчёта

Обознач. в ф-лах	Размерн.	Наименование величины
f	–	Коэффициент трения в стыке
$F_{зат}$	кН	Усилие затяжки болта
$F_{ст}$	кН	Остаточное усилие в стыке
$F_{ш}$	кН	Осевое усилие от крутящего момента в торцевых шлицах
F_{max}, F_{min}	кН	Максимальное и минимальное внешнее растягивающее усилие болта
F_S	кН	Сдвигающая нагрузка призонного болта
$k_{зат}$	–	Коэффициент затяжки болта
$k_{сц}$	–	Коэффициент запаса сцепления в стыке
k_y	–	Коэффициент, учитывающий технологическое упрочнение резьбы
k_d	–	Коэффициент влияния размеров болта
k_{σ}	–	Коэффициент концентрации напряжений в резьбе
$[S], [S_a]$	–	Допускаемые значения запасов статической и усталостной прочности
χ	–	Коэффициент внешней нагрузки
σ_a, σ_p	МПа	Амплитудное и максимальное значения напряжений растяжения в резьбе
$[\sigma_a], [\sigma_p]$	МПа	Допускаемые значения амплитудного и максимального напряжений растяжения
$\sigma_{ст}$	МПа	Остаточное напряжение в стыке
$[\sigma_{ст}]$	МПа	Допускаемое остаточное напряжение в стыке
σ_T	МПа	Предел текучести
$\tau_{ср}$	МПа	Напряжение среза призонного болта
$[\tau_{ср}]$	МПа	Допускаемое напряжение среза болта

Необходимо отметить, что программа, разработанная на основе приведённых алгоритмов, содержит некоторые дополнительные проверки, не указанные на [рис. 18 – 25](#) и не являющиеся обязательными при расчётах фланцевых соединений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели: Конструкция и расчёт деталей – М: Машиностроение, 1974 – 520 с.
2. Механические передачи вертолётов / Л.Б. Бушмарин, П.П. Дементьев и др.; Под ред. В.Н. Кестельмана – М: Машиностроение, 1983 – 120 с.
3. Кестельман В.Н., Федоров А.В. Механизмы управления самолётом. – М.: Машиностроение, 1987 – 184 с.
4. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 2. – М.: Машиностроение, 1977 – 574 с.
5. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для вузов – М.: Машиностроение, 1988 – 368 с.
6. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов – М: Машиностроение, 1989 – 496 с.
7. Проектирование авиационных конструкций с применением нормализованных деталей и элементов: Метод. указания / Сост. Б.М. Силаев, Ю.А. Захаров – Самара: СГАУ, 1994 – 48 с.
8. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990 – 368 с.

