



РЯХОВСКИЙ

Олег Анатольевич

доктор технических наук,
профессор
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

RYAKHOVSKY

Oleg Anatolievich

Dr. Sc. Techn., Professor
(MSTU named
after N.E. Bauman)



ЗИМИН

Виктор Васильевич

кандидат технических наук,
доцент
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ZIMIN

Viktor Vasilievich

Candidate of Engineering
Sciences, Assoc. Prof.
(MSTU named
after N.E. Bauman)

Конструкция и расчет двухконусного фрикционного соединения вала со ступицей

О.А. Ряховский, В.В. Зимин

Рассмотрена конструкция двухконусного фрикционного соединения вала со ступицей, отличающаяся высокой несущей способностью при действии переменного вращающего момента и осевой силы. Приведен расчет соединения. Фрикционное соединение может быть установлено по желанию конструктора в любом месте вдоль оси вала. Для монтажа не требуются специальные приспособления.

Ключевые слова: фрикционное соединение, момент закручивания, монтаж, демонтаж.

Design and calculation of double-cone frictional shaft-hub connection

O.A. Ryakhovsky, V.V. Zimin

The design of a double-cone frictional shaft-hub connection, remarkable for its high bearing capacity under an alternating torque and axial force is considered. The calculation of the connection has been performed. A frictional connection can be mounted at the request of the designer at any position along the shaft axis. Special tools are not required for mounting.

Keywords: frictional connection, tightening torque, mounting, dismantling.

В современных машинах применяют различные способы передачи вращающего момента и осевой силы с вала на ступицу (зубчатые колеса, шкивы и др.) и наоборот.

Несмотря на ряд существенных недостатков, широко используют шпоночные соединения. Эти соединения сложно изготовить точно, так как они требуют ручной подгонки. Шпонка сопрягается с канавкой вала по посадке с натягом, а с пазом ступицы — по посадке с зазором для возможности сборки соединения. В этом случае снижается усталостная прочность вала в результате изготовления в нем шпоночной канавки. Боковые (рабочие) грани шпонки сопрягаются с рабочими поверхностями ступицы с зазором для обеспечения возможности монтажа шпоночного соединения. В результате шпоночное соединение плохо работает при действии переменного вращающего момента (особенно реверсивного). При вращении вала со шпоночным пазом изгибная жесткость вала периодически изменяется, вызывая колебания вала.

Шлицевые соединения обладают существенно большей несущей способностью по сравнению со шпоночными соединениями. Однако они сложнее в изготовлении, особенно отверстия охватываемой детали, и обладают в основном теми же недостатками, что и шпоночные соединения.

Соединения с натягом надежно работают в машинах, нагруженных переменным вращающим моментом и осевой силой. Однако они сложны при монтаже и требуют применения специальных устройств. Это обусловило создание легко монтируемых соединений с натягом, более сложных по конструкции, но не требующих специальных приспособлений при монтаже.

Фрикционное соединение (рис. 1) состоит из двух одинаковых колец 1 и 2 с конической наружной поверхностью и точным цилиндрическим отверстием с диаметром d и детали 3 в виде фасонного кольца с двумя коническими поверхностями на внутренней поверхности рабочих участков и рабочей цилиндрической поверхностью на внешнем диаметре D . Диаметр цилиндрического отверстия кольца 3 больше диаметра шейки вала на 1,5...2 мм [1].

Кольца 1, 2 и 3 имеют разрезы в плоскости, совпадающей с осью вращения (рис. 2), для снижения их изгибной жесткости.

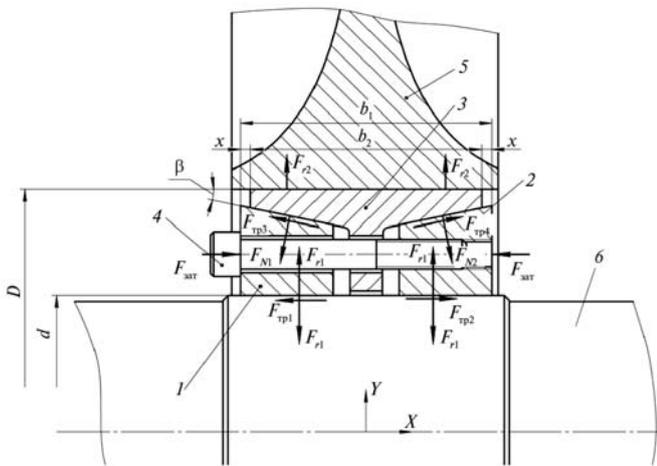


Рис. 1. Общий вид фрикционного соединения

При завинчивании винтов 4, расположенных по окружности, кольца 1 и 2 сближаются вдоль оси. При этом благодаря взаимодействию конических поверхностей внутренний диаметр d колец 1 и 2 уменьшается, а наружный диаметр D кольца 3 увеличивается. Сила

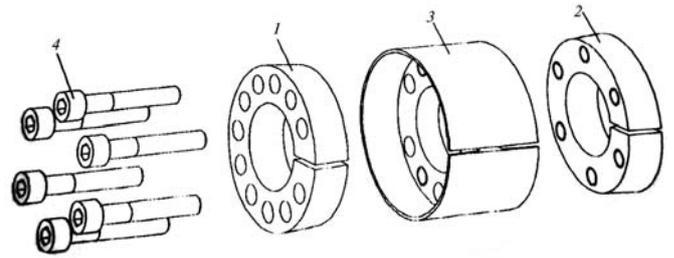


Рис. 2. Взаимное расположение колец, имеющих разрез вдоль оси вращения

прижатия рабочих поверхностей зависит от угла конуса поверхностей и от силы затяжки винтов 4.

Таким образом, силой затяжки винтов 4 можно создать значительные силы трения на поверхностях шейки вала и цилиндрических поверхностей отверстий колец 1 и 2. Это позволит передавать вращающий момент, осевую силу и обеспечит хорошее центрирование соединяемых деталей [2].

При демонтаже затянутого соединения, имеющего значительные силы трения на рабочих поверхностях (см. рис. 1), необходимо создать значительные осевые силы. Это достигается применением отжимных винтов, расположенных по окружности (рис. 3).

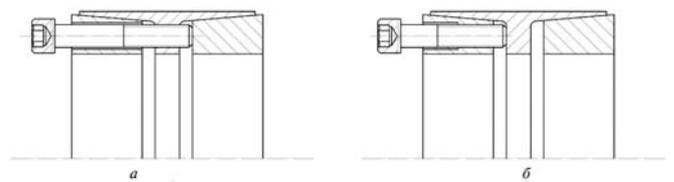


Рис. 3. Способы демонтажа колец 1 и 2

Приведем ряд конструктивных рекомендаций. Для обеспечения нормальных условий работы и монтажа самоцентрирующегося устройства необходимо установить допуск на размер диаметра шейки вала по $h8$, допуск на размер диаметра отверстия колец 1 и 2 по $H8$, шероховатость контактирующих поверхностей $Rz \leq 16$ мкм, concentricity шейки вала не более 0,02—0,04. Перед сборкой соединения рабочие поверхности колец (см. рис. 1) необходимо слегка смазать минеральным маслом (масла с добавками

дисульфида молибдена или графита не применять). При сближении конических колец 1 и 2 на рабочих участках колец должны оставаться свободные части (см. рис. 1):

$$x = \frac{b_1 - b_2}{2} \approx 2...3 \text{ мм.}$$

Для передачи заданного вращающего момента рассчитывают силу затяжки винтов 4 (см. рис. 1). Заменяем распределенные нагрузки на рабочих поверхностях сосредоточенными силами.

Рассмотрим равновесие кольца 1, нагруженного силами затяжки $F_{\text{зат}}$ винтов 4 и силами реакции контактирующих поверхностей (рис. 4):

$$\sum F_x = F_{\text{зат}} - F_{N1} f \cos \beta - F_{N1} \sin \beta - F_{r1} f = 0; \quad (1)$$

Откуда

$$F_{\text{зат}} = c F_{N1} + F_{r1} f, \quad (2)$$

где $c = f \cos \beta + \sin \beta$;

$$\text{или } F_{N1} = \frac{F_{\text{зат}} - F_{r1} f}{c}.$$

$$\sum F_y = F_{r1} - F_{N1} \cos \beta + F_{N1} f \sin \beta = 0; \quad (3)$$

$$F_{r1} = F_{N1} e,$$

где

$$e = \cos \beta - f \sin \beta. \quad (4)$$

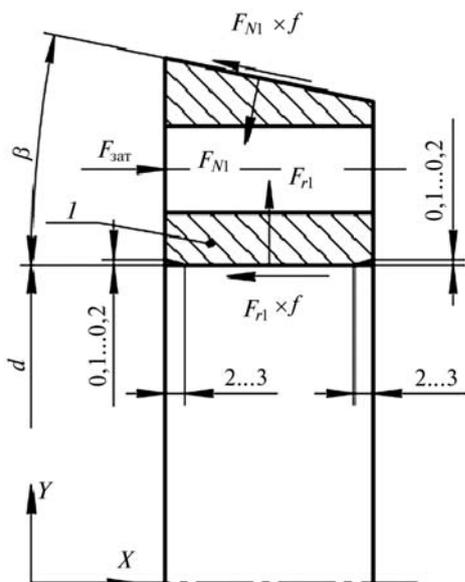


Рис. 4. Схема сил, действующих на коническое кольцо 1

Подставим формулу (3) в (2):

$$F_{\text{зат}} = c F_{N1} + e F_{N1} f = F_{N1} (c + ef). \quad (5)$$

Условие работоспособности соединения — момент сил трения колец 1 и 2 о вал 6 должен быть больше или равен нагружающему моменту T :

$$T_{\text{тр}} > T; \quad T_{\text{тр}} = T_s = F_{r1} f d s z, \quad (6)$$

где s — коэффициент запаса сцепления, учитывающий рассеивание сил трения на рабочих поверхностях и непостоянство нагружающего момента T ; f — коэффициент трения на рабочих поверхностях, включая трение в резьбе и на торце головки винта; d — диаметр шейки вала, на котором установлено фрикционное соединение; s — коэффициент запаса сцепления $s \approx 1,25-1,5$; z — число винтов.

С учетом формул (3) и (5) запишем

$$T_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} f d s \frac{\cos \beta - f \sin \beta}{f \cos \beta + \sin \beta + f \cos \beta - f^2 \sin \beta}. \quad (7)$$

С учетом рекомендаций о необходимости смазывания контактирующих поверхностей соединения, включая резьбу, перед сборкой соединения в расчете следует учесть снижение величины коэффициента трения (до 0,09—0,1), что позволит несколько упростить выражение (6):

$$T_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} f d z \frac{\cos \beta - f \sin \beta}{s(2f \cos \beta + \sin \beta)}, \quad (8)$$

где T — нагружающий вращающий момент; $F_{\text{зат}}$ — сила затяжки одного винта; β — угол наклона образующей конической поверхности к оси вращения $\beta \approx 4^\circ 30'$.

Из анализа формулы (7) следует, что момент сил трения в основном зависит от силы затяжки винтов, поэтому для достижения большей силы сцепления (трения) ступицы с валом необходимо применять винты возможно высоких классов прочности.

Незначительные скосы на внутреннем диаметре d отверстий у обоих торцов конических колец 1 и 2 снизят пики напряжения смятия вала в зоне торцов конических колец. Это по-

высит сопротивление усталости вала с клеммовым соединением по сравнению с сопротивлением усталости вала, соединенного с втулкой по посадке с натягом.

Рассмотренное двухконусное фрикционное соединение является, по сути, легко монтируемым соединением с натягом на любом участке вала вдоль его оси и любом необходимом окружном положении ступицы относительно вала.

Литература

1. Каталог фирмы KTR (KTR Kupplungstechnik GmbH). Германия. 2009.
2. SKF Maintenance Products. N 4. 2004.

References

1. *Katalog firmy KTR* (KTR Kupplungstechnik GmbH) [KTR GmbH]. Germany, 2009.
2. SKF Maintenance Products, no. 4, 2004.

Статья поступила в редакцию 11.10.2012

Информация об авторах

РЯХОВСКИЙ Олег Анатольевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Основы конструирования и детали машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (Россия, 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: rolgan@mail.ru).

ЗИМИН Виктор Васильевич (Москва) — доцент кафедры «Основы конструирования и детали машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (Россия, 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

RYAKHOVSKY Oleg Anatolievich (Moscow) — Dr. Sc. Techn., Professor, Head of Department «Design Principles and Parts of Machines». MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya, 5, 105005, Moscow, Russia).

ZIMIN Viktor Vasilievich (Moscow) — Candidate of Engineering Sciences, Assoc. Prof. «Design Principles and Parts of Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya, 5, 105005, Moscow, Russia).