

Министерство образования и науки Российской Федерации

Владивостокский государственный университет  
экономики и сервиса

---

**Е.Ф. ЧУБЕНКО**  
**Д.Н. ЧУБЕНКО**

## **ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Учебно-практическое пособие

*Рекомендовано УМО РАЕ по классическому университетскому и техническому образованию в качестве учебно-практического пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки: 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» (Профиль: Автомобильный сервис)»*

Владивосток  
Издательство ВГУЭС  
2014

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.42

Ч81

Рецензент: В.А. Пресняков, канд. техн. наук,  
доцент, кафедра СТ ВГУЭС

**Чубенко, Е.Ф., Чубенко, Д.Н.**

Ч81 ДETAЛИ МАШИИ И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ [Текст] : учебно-практическое пособие / Е.Ф. Чубенко, Д.Н. Чубенко. – Владивосток : Изд-во ВГУЭС, 2014. – 112 с.

Учебно-практическое пособие составлено в соответствии с учебной программой курса, а также требованиями ФГОС ВПО России к учебной дисциплине «Детали машин и основы конструирования». Содержит необходимые сведения о деталях машин общемеханического назначения, прочностные расчеты и анализ основных принципов конструирования. Приведены описания лабораторных работ по указанному курсу с подробными методическими указаниями по их выполнению, рассмотрены основные измерительные устройства и приборы с обоснованием их выбора. Даны методики расчета погрешностей измерений и контрольные вопросы к защите результатов работ.

Для студентов направления подготовки 190600.62 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов (профиль Автомобильный сервис) всех форм обучения.

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.42

© Издательство Владивостокского  
государственного университета  
экономики и сервиса, 2014

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящее учебно-практическое пособие предназначается для студентов ВГУЭС направления подготовки 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» (профиль Автомобильный сервис), изучающих курс «Детали машин и основы конструирования». В данном курсе будущий бакалавр получает основные сведения и навыки, необходимые для проектирования деталей, узлов и машин в целом. Это требует выяснения характера работы деталей и узлов машин, а также изучения возникающих при этом явлений. Часто влияние отдельных факторов на работу деталей не может быть учтено теоретическим путем, а оценивается либо на основании практики эксплуатации машин, либо на основании результатов специально поставленных экспериментов. Отсюда следует, что экспериментальное изучение работы деталей машин является неотъемлемой частью курса. Для этого должны быть поставлены соответствующим образом лабораторные работы, облегчающие изучение физической сущности работы деталей машин и усвоение основы методов их расчета.

Лабораторные работы по «Деталям машин и основам конструирования» имеют цель – ознакомить студентов с методикой проведения экспериментальных работ, научить проводить замеры деформаций, усилий и крутящих моментов, перемещений и других величин. Разработка тематики и содержания лабораторных работ имела цель – освещение узловых вопросов курса «Детали машин и основы конструирования», особенно тех, которые наиболее трудны для понимания студентов.

Данное пособие может быть использовано не только при проведении лабораторных работ по указанному курсу, но и при выполнении междисциплинарного курсового проектирования.

Все необходимые для выполнения лабораторных работ формулы приводятся в окончательном виде, без выводов.

Основные определения, терминология и классификация деталей машин совпадают с принятыми в основном курсе.

В учебно-практическом пособии приведены 11 лабораторных работ, содержащих конструкции и описания экспериментальных установок, порядок выполнения работ и контрольные вопросы для защиты. Для каждой экспериментальной установки составлен паспорт, содержащий основные параметры установки, характеристику объекта испытания и указания к применению измерительной аппаратуры.

Существенным при выполнении лабораторных работ является обеспечение возможности получения наиболее точных результатов опытов. С этой целью в ряде работ предусматривается повторение опыта несколько раз, обеспечивающее стабильность результатов.

# 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ «ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»

## 1. РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

К разъемным относятся такие соединения, которые могут быть разобраны без повреждения деталей.

1. Резьбовые соединения. Все резьбы стандартизированы в мировом масштабе, то есть резьбы национальных стандартов соответствующих типов взаимозаменяемы.

2. Типы резьб и их применение. По профилю резьбы разделяются на следующие типы:

а) остроугольная (треугольная). Основной тип крепежной резьбы. Метрическая резьба имеет угол  $\alpha = 60^\circ$ , дюймовая –  $\alpha = 55^\circ$ ;

б) прямоугольная;

в) трапецеидальная;

г) упорная (пилообразная).

Резьбы типа (б), (в), (г) называются силовыми и применяются для тех винтовых соединений, в которых желательно иметь меньшие потери на трение (например, в домкратах, натяжных устройствах, подъемниках, винтовых прессах, ходовых винтах).

Прямоугольная резьба вследствие технологических трудностей ее изготовления применяется крайне редко и обычно заменяется резьбами типа (в) и (г). Резьба (г), как показано на рис. 1, применяется только при одностороннем действии основных нагрузок; при обратном приложении нагрузки потери на трение возрастают. В некоторых случаях применяется также резьба круглого профиля (там, где имеется опасность повреждения острых кромок, например, в пожарном оборудовании, в цоколях электрических ламп).

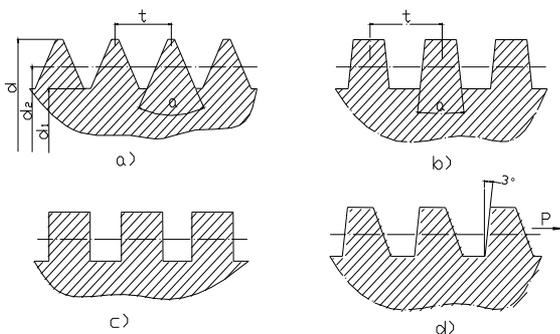


Рис. 1

## 1.1. Шаг резьбы и число заходов

По шагу резьбы разделяются на основные и мелкие. Мелкие резьбы для тех же диаметров имеют меньший шаг того же профиля, что и в основной резьбе. Применение мелких резьб меньше ослабляет сечение деталей и благодаря меньшему углу спирали нарезки лучше предохраняет соединение против самоотвинчивания.

Для диаметров свыше 20 мм уже обычно применяются мелкие резьбы.

Пример обозначения резьбы:

М 16 × 2 – основная; М 16 × 1,5 – мелкая.

Здесь: М – метрическая; 16 – номинальный (наружной) диаметр резьбы в мм; 2 и 1,5 – шаг резьбы в мм.

По числу заходов резьбы подразделяются на однозаходные и многозаходные.

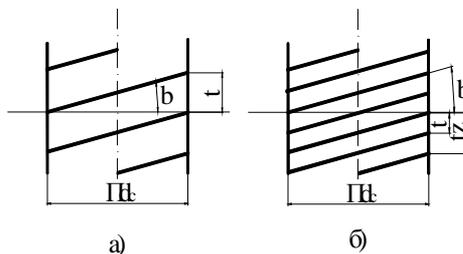


Рис. 2

Однозаходные (а) применяются для крепежных деталей; многозаходные (б) – обычно для силовых соединений. Угол наклона спирали нарезки  $\beta$  определяется из формул:

$$\text{для однозаходных резьб} - \operatorname{tg}\beta = \frac{t}{\pi d_c},$$

$$\text{для многозаходных резьб} - \operatorname{tg}\beta = \frac{tZ}{\pi d_c},$$

где  $Z$  – число заходов,  $t$  – шаг,  $d_c$  – средний диаметр.

## 1.2. Элементы крепежных соединений

Болт (рис. 3,а) требует для размещения гайки много места что увеличивает габариты и вес конструкции. Зато при обрыве он легко заменяется.

Винт (рис. 3,б) может иметь головку разной формы, в частности и шестигранную. Винт ввертывается в корпус и поэтому требует мало места для размещения, что сокращает размеры и вес конструкции. Однако при сборке резьба в корпусе (в особенности чугуном или алюминиевом) может быть повреждена. При обрыве трудно извлечь оставшуюся в резьбе часть винта.

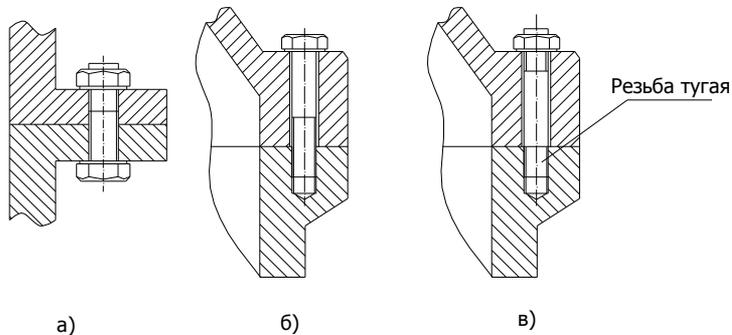


Рис. 3

Шпилька также ввертывается в корпус, для чего имеет с этой стороны тугую нарезку. При разборке свинчивается только гайка, и тугая резьба в корпусе не повреждается. Шпильки рекомендуется применять при чугунных или алюминиевых корпусах.

### 1.3. Средства против самоотвинчивания винтов и гаек

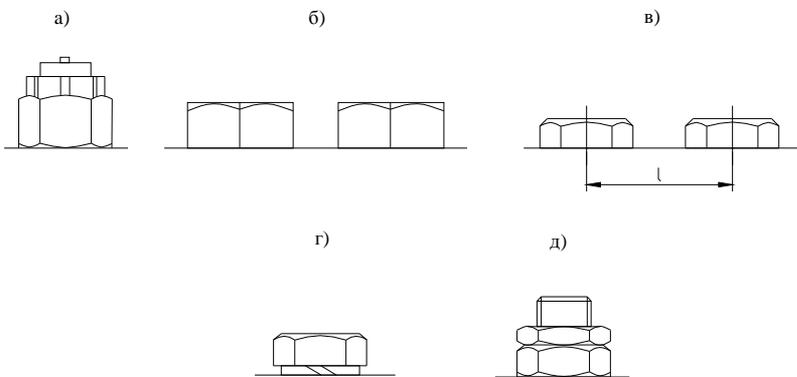


Рис. 4

В машинах, где действуют циклические нагрузки, для всех винтов и гаек должны предусматриваться средства против самоотвинчивания. В порядке убывающей надежности применяются для этой цели: корончатые гайки со шплинтом (рис. 4,а), отгибные шайбы (рис. 4,б), завязывание проволокой (рис. 4,в), пружинные шайбы (Гровера) (рис. 4,г), контргайки (рис. 4,д) и другие способы.

## 1.4. Материалы винтовых соединений

Стандартные винты и гайки изготавливаются из Ст.3, иногда Ст.4 и Ст.5, а также сталей: А-12 (автоматная), Ст.20, Ст.35, Ст.45 и др.

Для более ответственных нагруженных соединений применяются: СТ.40Х, СТ.40ХН и др. Шайбы пружинные изготавливаются из Ст.65Г с термообработкой, отгибные пластины и проволока для завязывания – из Ст.1.

## 1.5. Принципы расчета винтовых соединений

Опасными нагруженными состояниями для болта или винта могут быть следующие:

- а) стержень болта – на разрыв по внутреннему сечению резьбы;
- б) резьба гайки – на смятие, срез или изгиб;
- в) головка болта – на срез.

В стандартных болтах пункты (б) и (в) равнопрочны с пунктом (а), поэтому рассчитывается только стержень на разрыв. Из этих соображений высота головки  $h=0,7d$ , гайки –  $H=0,8d$ .

Различают следующие виды резьбовых соединений:

- ненапряженные, воспринимающие только нагрузку;
- нагруженные, которые, кроме действующей нагрузки, воспринимают также усилие дополнительной затяжки.

### 1.5.1. Расчет ненапряженных болтов (винтов)

Напряжение разрыва в стержне болта определяется по формуле

$$\sigma = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma], \quad (1)$$

где  $P$  – осевая нагрузка;

$Z$  – число болтов;

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы;

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение.

В этой формуле для упрощения расчетов приняты некоторые допущения. В действительности явления, происходящие в растянутом стержне болта, более сложны и эпюра распределения напряжений по сечению не вполне равномерна. Эти отклонения учитываются при выборе допускаемых напряжений.

### 1.5.2. Расчет напряженных болтов при нагрузке центральной осевой силой

Это соединение осуществляется затяжкой болтов или гаек при действующей нагрузке. При этом стержень болта дополнительно нагружен касательными напряжениями от крутящего момента, для компенсации действия которых расчетная нагрузка принимается увеличенной на 30%. Усилие затяжки  $P_{зат} = 1,3P$ .

$$\sigma = \frac{1,3P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \quad (2)$$

### 1.5.3. Расчет болтов при нагрузке поперечной сдвигающей силой

Расчет производится на затяжку соединения осевой силой  $P_{зат}$  так, чтобы возникающая в стыке сила трения –  $F$  противостояла и была равна действию поперечной нагрузки –  $P$ .

В этом случае возможны следующие варианты расчета:

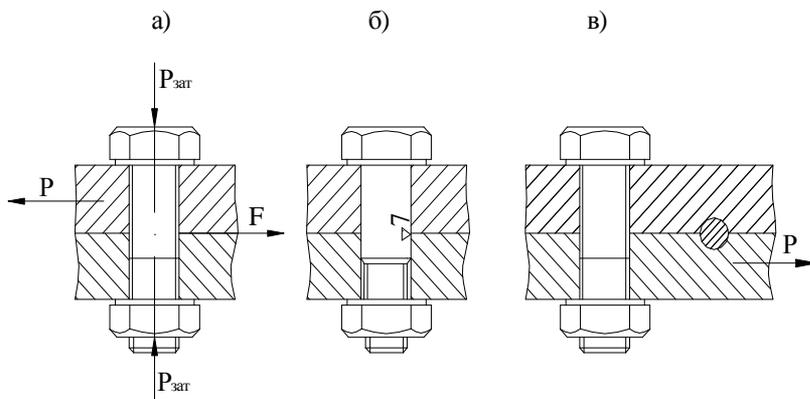


Рис. 4

Вариант 1 – стандартные болты поставлены с зазором (рис. 4,а).

$$F = P = P_{\text{зат}} f \quad (3)$$

$$\sigma = \frac{1,3P_{\text{зат}}}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{1,3P}{Zf \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma], \quad (4)$$

где  $f$  – коэффициент трения в стыке; можно принимать  $f = 0,2$ ;

$Z$  – число болтов;

$1,3$  – коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений кручения, возникающих при затяжке в стержне болта.

Вариант 2 – призонные (плотные) болты или штифты, втулки, шпонки (б), (в).

В этом случае все крепежные отверстия должны быть обработаны (развернуты) в сборе, а болты в отверстиях установлены по плотной посадке. Только при этом обеспечивается восприятие поперечной нагрузки всеми болтами.

Касательное напряжение среза определяется по формуле

$$\tau = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\tau] \quad (5)$$

Можно принимать  $[\tau] = 0,7[\sigma]$

Достоинства варианта 1 в том, что применяемые при нем болты стандартные и обеспечивается взаимозаменяемость соединения; недостаток – потребность в большом количестве болтов, которые не всегда можно разместить.

Достоинство варианта 2 в малом количестве необходимых для передачи нагрузки болтов; недостаток – потеря взаимозаменяемости при замене одной из соединяемых деталей (например вследствие износа). Для восстановления соединения необходимо совместно обработать отверстия на больший размер под болты большего диаметра.

Если соединение нагружено крутящим моментом в плоскости стыка, то сначала определяется касательное усилие  $P = \frac{M_k}{R}$ , которое и является поперечной силой, а затем поступают так, как указано выше по варианту 1 или 2.

#### **1.5.4. Резьбовые соединения, нагруженные центральной отрывающей силой, когда требуется гарантированная плотность стыка**

При действии отрывающей силы  $P$  необходима начальная затяжка, обеспечивающая плотность и жесткость стыка. Часть нагрузки  $\chi P$  до-

полнительно нагружает винты, остальная часть  $P - \chi P$  идет на разгрузку стыка. Задача распределения нагрузки между винтом и стыком – статически неопределимая и решается из условий совместной их деформации.

Совместная деформация определяется по формуле

$$\delta = \chi P \lambda_b = (1 - \chi) P \lambda_c, \quad (6)$$

где  $\lambda_b$  и  $\lambda_c$  – податливость винта и стыка при действии единичной силы.

Отсюда

$$\chi = \frac{\lambda_c}{\lambda_b + \lambda_c} \quad (7)$$

Податливость винта по закону Гука

$$\lambda_b = \frac{1}{EF} \quad (8)$$

Податливость стыка определяется на основании так называемых конусов давленная опытным путем, например, по опытной формуле

$$\lambda_c = \frac{2h}{E_c d^2} \left[ 0,5 - 0,1 \frac{2h}{a} + 0,07 \left( \frac{2h}{a} \right)^2 \right] \quad (9)$$

Из условия сохранения плотности (нераскрытия стыка) определяется усилие затяжки:

$$KP = P_{зат} + K\chi P; P_{зат} = KP(1 - \chi), \quad (10)$$

где  $K$  – коэффициент затяжки. Для статической нагрузки  $K = 1,3+1,5$ , для динамической –  $K = 1,5+1,4$ .

Расчетная нагрузка определяется по выражению

$$P_p = 1,3P_{зат} + \chi P. \quad (11)$$

### **1.5.5. Расчет болтовых соединений при действии отрывающего момента в плоскости, перпендикулярной стыку**

Нагрузка  $P$  разлагается по осям и дает следующие составляющие:

1) нормальная сила

$$N = P \sin \alpha$$

2) касательная сила

$$Q = P \cos \alpha$$

3) отрывающий момент

$$M = Qh = Ph \cos \alpha$$

Из условия плотности (нераскрытия) стыка

$$\sigma_N = \frac{N}{AB} - \text{нормальные растягивающие напряжения в стыке;}$$

$$\sigma_U = \frac{M}{W} = \frac{Qh}{\frac{BA^2}{6}} - \text{изгибающие напряжения в стыке;}$$

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{P_{\text{зат}}}{AB} - \text{напряжения затяжки в стыке, которые должны пере-}$$

крыть действия  $\sigma_N$  и  $\sigma_U$ .

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_U + \sigma_N \geq [\sigma]_0$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_U + \sigma_N \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

$[\sigma]_0$  – наименьшее допускаемое давление смятия в стыке (по таблицам);

$[\sigma]_{\text{см}}$  – наибольшее допускаемое давление смятия в стыке.

Определяем напряжение затяжки и усилие затяжки болтов  $P_{\text{зат}}$

$$\sigma_{\text{зат}} = [\sigma]_0 + \sigma_U + \sigma_N = [\sigma]_0 + \frac{QH}{\frac{BA^2}{6}} - \frac{N}{AB} \quad (12)$$

$$P_{\text{зат}} = \sigma_{\text{зат}} AB \quad (13)$$

Полагая, для упрощения расчетов, что фланцы достаточно жесткие, а болты – податливые, определяем напряжения в болтах по усилию их затяжки:

$$\sigma_{\delta} = \frac{1,3P_{\text{зат}}}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_{\delta} \quad (14)$$

Проверяем стык на сдвиг касательной силой

$$Q < F = P_{\text{зат}} f,$$

где  $F$  – сила трения в стыке;  $f$  – коэффициент трения в стыке.

## 1.6. Допускаемые напряжения в болтах и винтах

При постоянных нагрузках критерием прочности служит предел текучести материала.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_r}{n}; \quad (15)$$

$$[\tau] = 0,7[\sigma]. \quad (16)$$

$n$  = коэффициент безопасности,  $n = 1,5 + 3$ .

При циклических нагрузках критерием прочности служит предел усталости (выносливости) материала

$$[\sigma] = \frac{1,5\xi\sigma_{-1}}{n_1K_\sigma}. \quad (17)$$

Здесь:  $\xi$  – масштабный фактор, характеризующий механические свойства реальных болтов по сравнению с испытываемыми образцами.

Для болтов небольших диаметров  $\xi = 1$ ;

$\sigma_{-1}$  – предел усталости при симметричном цикле.

Для углеродистых сталей  $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_B$

Для легированных сталей  $\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_B + (700-1200)$

$n_1$  – запас прочности к пределу усталости (по таблицам);

$K_\sigma$  – коэффициент концентрации напряжений (по таблицам).

## 1.7. Силовые ходовые винты (передача винт-гайка)

Служит для преобразования вращательного в поступательное движение, применяется в домкратах, подъемниках, винтовых прессах, натяжных устройствах и ходовых винтах. К достоинствам передачи относятся возможность получения значительных передаточных отношений, малые габариты и бесшумная работа; недостатком является сравнительно низкий КПД в связи с большими потерями на трение в резьбе. Для уменьшения трения применяют трапецидальную или упорную резьбу; гайка изготавливается из антифрикционного материала (обычно бронзы), винт должен иметь твердую и чисто обработанную поверхность нарезки.

Принятые обозначения:  $P$  – осевая сила;  $M_k = Ql$  – крутящий момент на оси винта;  $d, d_c, d_1$  – наружный, средний и внутренний диаметры винта;  $H$  – высота гайки;  $t$  – шаг нарезки,  $t = d - d_1$ ;  $[\sigma]_{см}$  – допускаемое напряжение смятия в резьбе гайки (по таблицам).

Диаметр винта определяется в зависимости от прочности резьбы гайки на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{P}{\pi d_c \frac{tH}{2t}} \leq [\sigma]_{см} \quad (18)$$

Обозначив относительную высоту гайки  $\psi = \frac{H}{d_c}$ , получаем:

$$\sigma_{см} = \frac{2P}{\pi \psi d_c^2}; \quad (19)$$

$$d_c = \sqrt{\frac{2P}{\pi \psi [\sigma]_{см}}}; \quad (20)$$

$$\psi = 1,5 - 2,5.$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего по таблицам резьб по ГОСТ.

Затем производится проверка винта на совместное сжатие и кручение по III теории прочности:

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{cm}^2 + 4\tau_k^2} \quad (21)$$

$$\sigma_{изг} = \frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}}; \quad (22)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{0,2d_1^3}. \quad (23)$$

Длинные винты, имеющие гибкость  $\lambda > 70$ , проверяются на продольный изгиб по формуле

$$\sigma_{сок} = \frac{P}{F_1} \leq \varphi [\sigma]_{сок}, \quad (24)$$

где  $\varphi$  – табличный коэффициент уменьшения допускаемого напряжения, зависящий от гибкости стержня;  $F_1$  – площадь сечения винта по внутреннему диаметру

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \quad (25)$$

где  $\mu l$  – приведенная длина стержня винта;

$\mu$  – коэффициент заделки концов стержня; для домкратов и подъемников  $\mu = 2$ ; для ходовых винтов  $\mu = 1$ ;

$i$  – радиус инерции сечения винта по внутреннему диаметру резьбы;

$J$  – момент инерции минимального сечения

$$i = \sqrt{\frac{J_1}{F_1}} \quad (26)$$

Для круглого сечения

$$J_1 = \frac{\pi d_1^4}{64}; \quad (27)$$

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad (28)$$

$$i = \frac{d_1}{4}. \quad (29)$$

## 2. ПЕРЕДАЧИ

Передачи служат для преобразования вращения с изменением по величине или знаку угловых скоростей вращающихся систем и соответственно крутящих моментов на осях валов. Они находят широкое применение, главным образом, в приводах от двигателя к рабочим органам машин.

Различают два основных вида передач:

- 1) передачи зацеплением:
  - а) зубчатые;
  - б) червячные;
  - в) цепные;
  - г) передача винт-гайка;
- 2) передачи трением:
  - а) ременные;
  - б) фрикционные.

**Зубчатые передачи** получили наибольшее распространение в машиностроении благодаря следующим достоинствам:

- а) практически неограниченной передаваемой мощности,
- б) малым габаритам и весу,
- в) стабильному передаточному отношению,
- г) высокому КПД, который составляет в среднем 0,97–0,98.

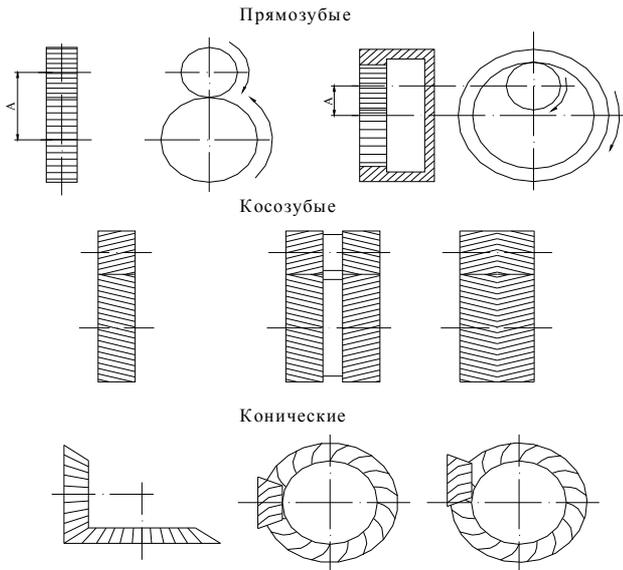


Рис. 5

Недостатком зубчатых передач является шум в работе на высоких скоростях, который может быть снижен при применении зубьев соответствующей геометрической формы и улучшении качества обработки профилей зубьев.

При высоких угловых скоростях вращения рекомендуется применять косозубые шестерни, в которых зубья входят о зацепление плавно, что и обеспечивает относительно бесшумную работу. Недостатком косозубых шестерен является наличие осевых усилий, которые дополнительно нагружают подшипники. Этот недостаток можно устранить, применив сдвоенные шестерни с равнонаправленными спиральными зубьями или шевронные шестерни. Последние ввиду высокой стоимости и трудности изготовления применяются сравнительно редко – обычно лишь для уникальных передач большой мощности. При малых угловых скоростях вращения применяются конические прямозубые шестерни, а при больших – шестерни с круговым зубом, которые в настоящее время заменили конические косозубые шестерни, применяемые ранее. Конические гипоидные шестерни тоже имеют круговой зуб, однако оси колес в них смещены, что создает особенно плавную и бесшумную работу.

Передаточное отношение в зубчатых парах колеблется в широких пределах, однако обычно оно равно 3–5.

**Червячные передачи** – это передачи со скрещивающимися осями. Отличаются полностью бесшумной работой и большим передаточным отношением в одной паре, которое в среднем составляет 16–25. Серьезным недостатком червячных передач, ограничивающим их применение при значительных мощностях, является низкий КПД, обусловленный большими потерями на трение в зацеплении. Как следствие низкого КПД при работе передачи под нагрузкой выделяется большое количество тепла, которое надо отводить во избежание перегрева. Средние значения КПД первичной передачи составляют 0,7–0,8.

**Цепные передачи** применяются при передаче вращения между параллельными удаленными друг от друга валами. В настоящее время получили распространение два типа приводных цепей:

- а) цепи втулочно-роликовые (типа Галя),
- б) цепи зубчатые из штампованных звеньев (типа Рейнольдса).

Зубчатые цепи благодаря относительно меньшему шагу работают более плавно и бесшумно.

Недостатком цепных передач является сравнительно быстрый износ шарниров, способствующий вытяжке цепи и нарушению ее зацепления со звездочкой, а также шумная работа на высоких скоростях вследствие особенностей кинематики цепной передачи.

**Ременные передачи** применяются также для передачи вращения между параллельными удаленными валами. Область распространения этих передач в настоящее время значительно сократилась, однако они

еще находят широкое применение в качестве первичного привода от двигателя, а также привода к механизмам, обладающим большим моментом вращающихся масс. При трогании с места и в случае внезапных перегрузок ремни пробуксовывают, спасая механизмы от поломок.

Преимущественное распространение перед плоскими получили клиновые ремни, обладающие большей тяговой способностью.

**Фрикционные передачи** по форме фрикционных катков могут быть: цилиндрическими, коническими, лобовыми – с внешним и внутренним контактом. Главное достоинство фрикционных передач заключается в возможности создания на их базе фрикционных вариаторов (бесступенчатых коробок передач), а также в бесшумной их работе при высоких скоростях.

## 2.1. Зубчатые передачи

Преимущественное распространение получили передачи с зубьями эвольвентного профиля, которые изготавливаются массовым методом обкатки на зубофрезерных или зубодолбежных станках. Достоинство эвольвентного зацепления состоит в том, что оно мало чувствительно к колебанию межцентрового расстояния.

Другие виды зацепления применяются пока ограниченно. Так, циклоидальное зацепление, при котором возможна работа шестерен с очень малым числом зубьев (2–3), не может быть, к сожалению, изготовлено современным высокопроизводительным методом обкатки, поэтому шестерни этого зацепления трудоемки в изготовлении и дороги; новое пространственное зацепление Новикова пока еще не получило массового распространения вследствие большой чувствительности к колебаниям межцентрового расстояния.

В настоящее время применяются следующие конструктивные типы шестерен (рис. 6).

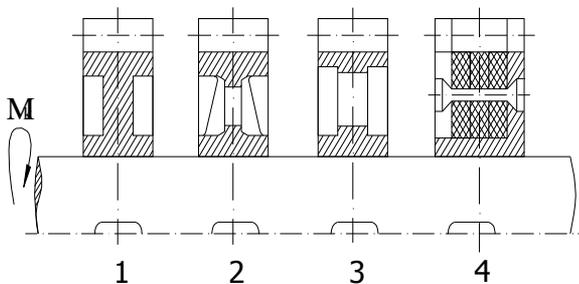


Рис. 6: 1 – стальные кованные; 2 – литые из серого чугуна; 3 – сварные; 4 – составные из пластмасс

Тип 1 – имеет преимущественное распространение;  
 тип 2 – для малонагруженных передач, а также для открытых передач большого размера;  
 тип 3 – для крупногабаритных шестерен;  
 тип 4 – для бесшумной работы при хорошей сопротивляемости удару.

Стальные шестерни изготавливаются из качественных и легированных сталей, как правило, с термообработкой.

Таблица 1

Операция	Твердость	Материал	Замечания
Улучшение (закалка до малой твердости)	HB = 260–300	Ст.40 Ст.45 Ст.40X Ст.45X и др.	Окончательная нарезка зубьев после термообработки во избежание коробления
Закалка	HRC = 40–50	Ст.40X Ст.40XH и др.	Необходима шлифовка зубьев по профилю для устранения коробления
Цементация и закалка	HRC = 56–63	Ст.20X Ст.18ХГТ Ст.12ХН3А Ст.20ХН3А Ст.18ХН3А	Окончательная обработка зубьев до термообработки. Коробление невелико.

Наибольшее распространение получили: для серийного производства – улучшение; для серийного и массового – цементация и закалка: только для массового производства при наличии зубошлифовальных станков – закалка; для массового производства при наличии соответствующего оборудования – закалка токами высокой частоты.

При работе зубчатых передач наблюдаются следующие дефекты шестерен:

**Износ поверхностей зубьев** – очень значительный в открытых передачах и небольшой в закрытых. Меры борьбы с износом – повышение поверхностной твердости зубьев.

**Питтинг** – поверхностное выкрашивание зубьев в зоне полосной линии. Возникает он вследствие усталости поверхностного слоя зубьев в результате высоких контактных напряжений. Питтинг начинается с образования усталостных микротрещин, которые под влиянием циклических нагрузок постепенно развиваются, чему способствует высокое давление масла в зоне контакта зубьев. В открытых передачах питтинг

обычно не возникает, так как микротрещины изнашиваются раньше, чем успеют развиваться.

Меры борьбы с питингом заключаются в повышении жесткости корпусов, валов и опор и точности их изготовления с целью увеличения площадок контакта зубьев.

#### **Усталостная изгибная поломка зубьев**

Меры борьбы – увеличение модуля или улучшение качества материала и термообработки.

**Задир поверхности зубьев** могут иметь место в тихоходных, сильно нагруженных передачах.

Меры борьбы – применение противозадирных смазок, содержащих животные жиры и графит.

Основным прочностным расчетом зубчатых передач является расчет на контактную прочность поверхности зубьев.

Расчет базируется на известной формуле Герца для контактного сжатия цилиндров с параллельными осями

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{q_p E}{\rho_{np}}} \leq [\sigma]_k \quad (30)$$

Характерными особенностями контактного сжатия являются:

а) весьма ограниченная площадь контакта и в связи с этим высокие напряжения;

б) объемный характер напряженного состояния;

в) эллиптическая эпюра контактных напряжений, распространяющаяся только на зону контакта.

Теоретически интенсивность нагрузки:

$$q = \frac{P}{b \cos \alpha} = \frac{M_k}{r_k b \cos \alpha}, \quad (31)$$

$$q = \frac{M_k (i \pm 1)}{A i b \cos \alpha} \quad (32)$$

В действительности расчетная интенсивность нагрузки будет отличаться от теоретической на величину поправочных коэффициентов  $K_k$  и  $K_d$ .

$$q_p = q K_k K_d = \frac{M_k (i \pm 1) K_k K_d}{A i b \cos \alpha}, \quad (33)$$

где  $K_k$  – коэффициент концентрации нагрузки, выражающий неполноту контакта по линии. Он зависит от деформации валов и ширины шестерен;  $K_d$  – коэффициент динамичности нагрузки, зависящий от окружной скорости и чистоты обработки поверхности зубьев.

Приведенная кривизна зубьев шестерен в точке контакта

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_w} \pm \frac{1}{\rho_k} \quad (34)$$

(Знак минус для внутреннего зацепления),

где  $\rho_w$  и  $\rho_k$  – мгновенные радиусы кривизны в полосе зацепления.

$$\rho_w = r_w \sin \alpha; \quad \rho_k = r_k \sin \alpha. \quad (35)$$

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_w \sin \alpha} \pm \frac{1}{r_k \sin \alpha} = \frac{(i \pm 1)^2}{Ai \sin \alpha}. \quad (36)$$

Приведенный модуль упругости:

$$E = \frac{2E_w E_k}{E_w + E_k}, \quad (37)$$

где  $E_w$  и  $E_k$  – модули упругости материала шестерни и колеса.

Если обе шестерни изготовлены из одного материала, то в формулу подставляется

$$E = \frac{2E^2}{2E} = E. \quad (38)$$

Подставляя в основную формулу все величины, получим:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{M_k (i \pm 1) K_k K_d E (i \pm 1)^2}{Aib \cos \alpha Ai \sin \alpha}} \leq [\sigma]_k \quad (39)$$

Выразив крутящий момент на оси колеса через мощность в кВт:

$$M_k = 97400 \frac{N}{n} \quad (40)$$

$$\sin \alpha \cos \alpha = \frac{1}{2} \sin 2\alpha = \frac{1}{2} \sin 40^\circ = 0,32. \quad (41)$$

Получаем проверочную формулу в окончательном виде:

$$\sigma_k = \frac{3400}{Ai} \sqrt{\frac{N_k (i \pm 1)^3 K_k K_d}{bN_k}} \leq [\sigma]. \quad (42)$$

По этой формуле можно проверить и сравнить с допускаемыми действующие в данной передаче контактные напряжения.

Для проектного расчета эта формула преобразуется, для чего ширина шестерни выражается через межцентровое расстояние.

Коэффициент относительной ширины  $\psi = \frac{b}{A}$ , тогда

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{340000}{[\sigma]_k i}\right)^2 \frac{N_k K_k K_d}{\psi n_k}} \quad (43)$$

Для редукторов в среднем  $\psi = 0,2 + 0,4$ .

Для коробок передач  $\psi = 0,1 + 0,2$ ,

где  $b$  – ширина шестерни в см;

$A$  – межцентровое расстояние в см;

$n_k$  – число оборотов в минуту вала колеса;

$N$  – мощность на валу колеса в кВт;

$[\sigma]$  – допускаемое контактное напряжение.

По полученной величине межцентрового расстояния можно подобрать модуль, задавшись числом зубьев малой шестерни  $Z_{ш} = 17 - 25$  (с коррекцией  $Z \geq 14$ ).

$$m = \frac{2A}{Z_{ш}(i \pm 1)} \quad (44)$$

При циклических нагрузках допускаемые напряжения зависят не только от материала и термообработки, но также и от числа циклов нагружения (времени работы), которое в расчетах фигурирует в виде коэффициента режима нагрузки  $K_p$ .

$$[\sigma]_k = [\sigma]_{таб} K_p, \quad (45)$$

где  $[\sigma]_{таб}$  – табличное допускаемое напряжение;

$[\sigma]_{таб} = C_1 HB$  – для улучшенных сталей;

$[\sigma]_{таб} = C_2 HR_c$  – для цементированных и закаленных сталей.

Здесь:  $C_1$  и  $C_2$  – табличные коэффициенты, зависящие от принятого материала и термообработки.

При постоянном режиме нагрузки:

$$K_p = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_u}}; \quad N_u = 60nt - \text{число циклов нагружения.}$$

При переменном режиме нагрузки:

$$K_p = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{ц}}}; \quad N_{ц} = \frac{60}{M_{i\max}^3} \sum M_i^3 n_i t_i,$$

где  $M_i$ ,  $n_i$ ,  $t_i$  – крутящий момент, число оборотов и время работы в часах на каждый ступени усредненного графика нагрузки.

Минимальные значения  $K_p$  ограничены наступлением длительного предела выносливости. Для улучшенных сталей  $K_p \geq 1$ , для цементированных и закаленных сталей  $K_p \geq 0,59$ .

При усталостном изгибе зубьев опасным нагружением считается такое, которое соответствует моменту начала входа зуба в зацепление. Интенсивность нагрузки  $q_p$  создает две составляющие, из которых одна сжимает, а другая нагибает зуб.

Опасным сечением считается сечение у корня зуба со стороны растянутых волокон, так как закаленные стальные зубья слабее сопротивляются растяжению, чем сжатию.

$\alpha_1$  – угол зацепления при вершине зуба.

$$\sigma_{\text{н}} = \sigma_{\text{чи}} - \sigma_{\text{сж}} \leq [\sigma]_{\text{н}} \quad (46)$$

$$\sigma_{\text{чи}} = \frac{M}{W} = \frac{q_p \cos \alpha_1 h}{\frac{1,5^2}{6}}; \quad b = 1. \quad (47)$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P}{F} = \frac{q_p \sin \alpha_1}{1,5}; \quad (48)$$

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{6q_p \cos \alpha_1 h}{S^2} - \frac{q_p \sin \alpha_1}{S} \leq [\sigma]_{\text{н}} \quad (49)$$

Входящие в эти формулы величины  $S$ ,  $h$  и  $\alpha_1$  аналитически трудно определимы, поэтому формула преобразуется так, чтобы в скобках были безразмерные величины, совокупность которых определяется по таблицам или графикам

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{q_p}{\pi m} \left( \frac{6 \frac{h}{m} \cos \alpha_1}{\frac{S^2}{m^2}} - \frac{\sin \alpha_1}{\frac{S}{m}} \right) = \frac{q_p}{\pi m y} \leq [\sigma]_{\text{н}}, \quad (50)$$

где  $y$  – коэффициент формы зуба определяется по таблицам или графикам в зависимости от числа зубьев и коэффициента коррекции (если она есть).

Проверочная формула имеет вид:

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{к}}(i \pm 1) K_{\text{к}} K_{\text{д}}}{\pi A b m y i \cos \alpha} \leq [\sigma]_{\text{н}} \quad (51)$$

Для проектных расчетов формула преобразуется с введением коэффициента относительной модульной ширины шестерни:

$$\psi_m = \frac{b}{m}; \quad \text{обычно } \psi_m = 6 - 10,$$

$$A = \frac{m Z_m (i \pm 1)}{2} \quad (52)$$

Выражая величины А и b через модуль, получаем проектную формулу

$$m = \sqrt[3]{\frac{ZM_k K_k K_d}{\pi Z_w i \psi_m [\sigma]_n y \cos \alpha}} \quad (53)$$

Обычно шестерни закрытых передач рассчитываются на контактную прочность (опасным является питинг) и проверяются на изгиб; шестерни открытых передач, для которых питинг не опасен, рассчитываются только на изгиб.

Допускаемые напряжения на изгиб определяются как часть от предела усталости (выносливости) материала при симметричном цикле нагружения:

$$[\sigma]_{\text{из}} = \frac{1,5\sigma_{-1}}{n_1 K_\sigma} K_{\text{рл}} - \text{для нереверсивных передач};$$

$$[\sigma]_{\text{из}} = \frac{\sigma_{-1}}{n_1 K_\sigma} K_{\text{рл}} - \text{для реверсивных передач},$$

где  $n_1$  – коэффициент запаса прочности по пределу усталости,

$K_\sigma$  – коэффициент концентрации напряжений у ножки зуба,

$K_{\text{рл}}$  – коэффициент режима нагрузки по изгибу, можно принимать его равным 1 для большинства передач (только для очень тихоходных передач он может быть больше единицы).

**Коэффициент полезного действия** закрытых зубчатых передач составляет в среднем:

– цилиндрических  $\eta = 0,98$ ,

– конических  $\eta = 0,97$ .

Для открытых передач:

– цилиндрических  $\eta = 0,97$ ,

– конических  $\eta = 0,96$ .

Эти цифры включают также потери в опорах качения, которые невелики и составляют от 0,25 до 0,5% на опору при надежной смазке.

## 2.2. Червячные передачи

Червячные передачи относятся в передачам со скрещивающимися осями (рис. 6). С положительной стороны червячные передачи характеризуются малыми габаритами, большим передаточным отношением в одной паре и бесшумной работой, однако вследствие больших потерь мощности на трение в зацеплении КПД их сравнительно низок и составляет  $0,60 + 0,85$  (в среднем  $0,7-0,8$ ). Потери мощности на трение вызывают значительное выделение тепла, которое необходимо отводить

от стенок корпуса. Это обстоятельство ограничивает мощность практически применяемых передач пределом 10–20 кВт, зато для малых мощностей эти передачи нашли самое широкое применение.

Для увеличения КПД передачи:

1) червяк должен иметь твердую, очень чисто обработанную поверхность зубьев (желательна полировка). Материалом для червяков служат высокоуглеродистые – калимые или малоуглеродистые цементованные стали, например, Ст. У-7, У-8, Ст. 50 или Ст. 20Х, Ст. 18ХГТ, Ст. 20ХНЗА;

2) венец червячного колеса должен быть изготовлен из антифрикционного материала – бронзы;

3) смазка должна быть обильной в закрытом пыленепроницаемом корпусе.

В России стандартизован архимедов червяк, который так называется потому, что в торцевом сечении зуб очерчен архимедовой спиралью, а в осевом – прямой, наклонной под углом зацепления  $\alpha = 20^\circ$ .

В конволютном червяке режущий инструмент (или наждачный круг) установлен вдоль оси спирали зуба; это удобно при массовом производстве червяков, так как позволяет производить одновременную шлифовку двух сторон профиля зубьев. Эвольвентные червяки применяются сравнительно редко, в них зуб по боковым поверхностям очерчен эвольвентами.

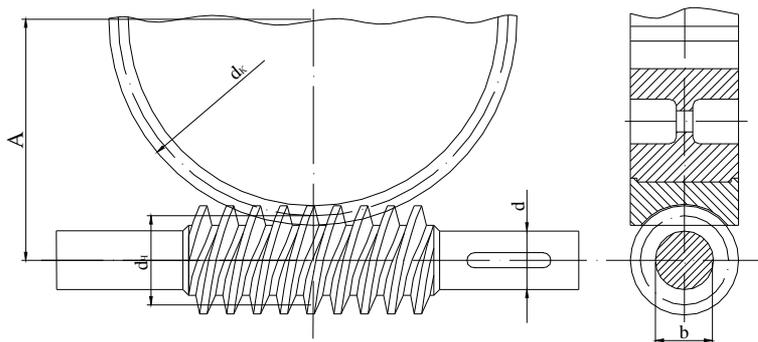


Рис. 6

Основные геометрические размеры червячной передачи:

$d_k$  и  $d_q$  – диаметры делительных окружностей колеса в червяка;

$t$  и  $m$  – шаг и модуль (осевой);

$Z_k$  и  $Z_q$  – число зубьев колеса и число заходов червяка;

$Z_q = 1 + 4$ , обычно  $Z_q = 1 + 2$ ;

$\lambda$  – угол спирали зуба червяка;

$q_{\text{ч}}$  – относительный диаметр червяка;

$$q_{\text{ч}} = \frac{d_{\text{ч}}}{m}; \quad q_{\text{ч}} = 8 - 13. \quad (54)$$

Передаточное отношение:

$$i = \frac{n_{\text{ч}}}{n_{\text{к}}} = \frac{\omega_{\text{ч}}}{\omega_{\text{к}}} = \frac{Z_{\text{к}}}{Z_{\text{ч}}} \quad (55)$$

Угол наклона спирали нарезки зубьев:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{tZ_{\text{ч}}}{\pi d_{\text{ч}}} = \frac{mZ_{\text{ч}}}{d_{\text{ч}}} = \frac{Z_{\text{ч}}}{q_{\text{ч}}} \quad (56)$$

Диаметры:

$$d_{\text{к}} = mZ_{\text{к}}; \quad d_{\text{ч}} = mq_{\text{ч}}. \quad (57)$$

Межцентровое расстояние:

$$A = \frac{d_{\text{к}} + d_{\text{ч}}}{2} = \frac{mZ_{\text{к}} + mq_{\text{ч}}}{2} = \frac{m(Z_{\text{к}} + q_{\text{ч}})}{2} \quad (58)$$

**Коэффициент полезного действия червячной передачи.** Рассматривая червяк как винт с модульной нарезкой, пренебрегая за малостью потерями в опорах качения, на основании ранее выведенной формулы можно написать

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} \quad (59)$$

$\rho = \operatorname{arcctg} f$  – угол трения.

### 3. ВАЛЫ И ОСИ ПЕРЕДАЧ

Валы передают крутящий момент и обычно воспринимают напряжения изгиба от действующих нормальных к оси сил; в отличие от валов оси крутящего момента не передают, а воспринимают лишь изгиб.

По конструктивной схеме различают валы:

- а) с прямой осью;
- б) с ломаной осью (коленчатые);
- в) с криволинейной осью (гибкие).

Форма валов и осей разнообразна и зависит от выполняемых ими функций. Иногда валы изготавливаются совместно с другими деталями, например, шестернями, кривошипами, эксцентриками.

Гибкие валы изготавливаются многослойной навивкой стальной пружинной проволоки на тонкий центральный стержень. Они сохраняют достаточную гибкость лишь при небольших диаметрах, так как при увеличении диаметра момент инерции сечения, а следовательно, и жесткость резко возрастают. Поэтому при всех положительных качествах и удобстве привода такие валы не могут передавать сколько-нибудь значительной мощности и имеют сравнительно узкое применение.

В качестве материалов для валов применяются среднеуглеродистые стали типа Ст. 40, Ст. 45, Ст. 50, Ст. 40Х, Ст.40ХН и др., обычно с термообработкой до средней твердости. Шейки валов, работающие на трение в подшипниках скольжения, должны иметь более твердую поверхность при циклическом изгибе наиболее опасного симметричного цикла, который возникает вследствие того, что вал, вращаясь, поворачивается к действующим изгибающим нагрузкам то одной, то другой стороной. При разработке конструкции вала должно быть обращено самое пристальное внимание на выбор правильной его формы, чтобы избежать концентрации напряжений в местах переходов, причиной которых могут быть усталостные разрушения. С этой целью следует избегать:

- а) резких переходов сечений;
- б) канавок и малых радиусов скруглений;
- в) некруглых отверстий;
- г) грубой обработки поверхности.

В начале проектирования известны крутящие моменты, передаваемые валами, но еще нет данных для определения изгибающих моментов, так как не известны плечи нагрузок, поэтому первым этапом является предварительный, а вторым – уточненный расчет.

#### 3.1. Предварительный расчет валов

Расчет производится на кручение с уменьшением допускаемых напряжений в 3–4 раза, так как не учитывается действие изгиба.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} = \frac{M_k}{0,2d^3} = [\tau]', \quad (60)$$

$$[\tau]' = (0,25 - 0,3)[\tau]$$

Полученный расчетный диаметр:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]'}} \quad (61)$$

### 3.2. Уточненный расчет валов

Расчет производится на совместное действие изгиба и кручения; нормальные от изгиба и касательные от кручения напряжения суммируются обычно по III (а иногда по IV) теории прочности.

Эпюры изгибающих моментов строятся отдельно в вертикальной (Y) и горизонтальной (Z) плоскостях. Все силы разлагаются на составляющие, действующие в этих плоскостях. Результирующая эпюра изгибающих моментов получается векторным суммированием моментов, действующих в плоскости (Y) и (Z).

Расчетный момент на валу определяется по формуле

$$M_p = \sqrt{M_n^2 + M_k^2} \quad (62)$$

Расчетное напряжение определяется по известному выражению

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W} = \frac{M_p}{0,1d^3} \leq [\sigma]_n \quad (63)$$

Диаметр в опасном сечении

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,1[\sigma]_n}} \quad (64)$$

Размер d нужно увеличить на глубину шпоночного паза, а если вал шлицевой, то – на двойную высоту шлицов.

Так как валы работают на циклический изгиб, то критерием прочности для них служит предел усталости (выносливости) материала при симметричном цикле. Существуют различные методики определения допускаемых напряжений или запаса прочности в валах. Здесь рекомендуется хорошо себя оправдавший метод, применяющийся также при расчете шестерен на усталостный изгиб зубьев.

$$[\sigma]_n = \frac{\varepsilon \sigma_{-1}}{n_1 K_\sigma}, \quad (65)$$

где  $n_1$  – запас прочности по пределу усталости;

$K_{\sigma}$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений;  
 $\epsilon$  – масштабный фактор, то есть коэффициент, показывающий, насколько материал в данном сечении вала слабее материала испытываемого образца.

Величины  $\epsilon$ ,  $\sigma_{-1}$ ,  $n_1$ ,  $K_{\sigma}$  – определяются по таблицам справочников.

### 3.3. Расчет валов на жесткость

В некоторых случаях прочный вал не удовлетворяет требованиям жесткости – деформации изгиба или кручения превышают допустимые нормы. В частности, например, большой прогиб валов может приводить к перекосу зубьев шестерен в зацеплении и, следовательно, повышенному их износу. Определение прогибов валов производится по известным формулам курса «Сопротивление материалов». Сначала определяется максимальный прогиб в плоскости (Y) –  $f_y$ , затем в плоскости (Z) –  $f_z$ , после чего эти прогибы векторно суммируются и сравниваются с допуском.

$$f = \sqrt{f_y^2 + f_z^2} \leq [f] \quad (66)$$

Максимальный угол закручивания определяется также по формулам курса «Сопротивление материалов».

$$\varphi = \frac{Ml}{GJ_p} \leq [\varphi]. \quad (67)$$

Допускаемый угол закрутки в градусах на метр длины можно принимать равным

$$[\varphi] = \left( \frac{1}{4} - \frac{1}{3} \right)^0 \quad (68)$$

## 4. ПОДШИПНИКИ

Подшипники служат опорами для вращающихся валов. Они разделяются на две основные группы:

- а) подшипники скольжения,
- б) подшипники качения.

Подшипники качения следует применять везде, где это возможно, так как они обладают следующими крупными достоинствами:

- а) низким относительным коэффициентом трения;
- б) малой чувствительностью к недостатку смазки;
- в) комплектной взаимозаменяемостью в мировом масштабе;
- г) относительной дешевизной из-за массового характера производства.

К недостаткам подшипников качения можно отнести:

- а) слабую сопротивляемость ударной нагрузке;
- б) невозможность работы на сверхвысоких скоростях (свыше 50 000 об/мин) вследствие прогрессивного возрастания центробежных сил инерции;
- в) плохую работу в загрязненной среде.

Подшипники скольжения следует применять там, где нельзя применить подшипники качения, а именно:

- а) когда подшипник должен быть разъемным по оси (например подшипники средних шеек коленчатого вала);
- б) для очень больших нагрузок, когда подходящих стандартных подшипников качения подобрать нельзя;
- в) для сверхбыстроходных валов, где центробежные силы инерции не допускают применения подшипников качения;
- г) для работы в сильно загрязненной среде или воде.

Распространенное мнение, что подшипники скольжения дешевле подшипников качения, глубоко ошибочно.

Виды трения в подшипниках:

1. Сухое трение – без смазки.
2. Полужидкостное трение, когда имеет место лишь частичное касание вала и подшипника.
3. Жидкостное трение – только между молекулярными слоями жидкости, когда металлические поверхности вала и подшипника не касаются одна другой.

Все виды трения существуют реально и используются практически.

Сухое трение применяется там, где трущиеся поверхности нельзя защитить от попадания грязи, пыли и абразива, (например, шарниры гусениц, оси подвесок гусеничных машин и проч.). В этих случаях подшипники без смазки имеют меньший износ.

Жидкостное трение – это идеальный расчетный вид трения, на который должны быть ориентированы все подшипники при установившемся режиме работы.

Полужидкостное трение имеет место при неустановившемся режиме (трогании с места, торможении, резких толчках и ударах). В подшипнике при смещении вала под действием нагрузки на величину эксцентриситета образуется изогнутый масляный клин и возникает подъемная сила, которая при жидкостном трении уравнивает реакцию опоры, и вал вращается, не касаясь подшипников.

#### 4.1. Подшипники скольжения

В настоящее время для смазки машин применяются в основном лишь минеральные масла – продукты перегонки нефти. Из растительных может применяться только касторовое масло, обладающее высокими смазывающими свойствами, например, для смазки листовых рессор. Высокими смазывающими свойствами; другие растительные масла окисляются и для смазки не годятся. Смазочные материалы разделяются на жидкие, консистентные и твердые. Желательно применять, по возможности, жидкие масла со смазкой окупанием в масляную ванну. При весьма высоких угловых скоростях вращения деталей (свыше 5000 об/мин) применяют подачу жидкой смазки форсунками под давлением, так как при таких скоростях начинают сильно возрастать гидравлические потери на взбалтывание масла. Консистентную смазку применяют в отдельных точках, где нельзя организовать масляную ванну. Количество точек смазки в машинах должно быть минимальным, иначе усложняется их техническое обслуживание. Твердые смазки содержат графит и применяются при очень больших давлениях и малых скоростях относительного перемещения смазываемых поверхностей.

Основной характеристикой жидких смазок, которая определяет их применение, является вязкость. Различают абсолютную или динамическую вязкость, которая выражает сопротивление сдвигу молекулярных слоев жидкости и относительную или кинематическую вязкость, которая характеризуется временем истечения жидкости через калиброванное отверстие при определенной температуре (50 или 100°С)

$$\mu = \gamma \nu, \quad (69)$$

где  $\gamma$  – удельный вес масла, который можно принимать равным 0,9;

$\mu$  – абсолютная вязкость в сантипаузах (СПЗ);

$\nu$  – относительная вязкость в сантистоксах (ССТ).

Вязкость масел очень сильно изменяется с изменением температуры: с повышением температуры масло становится жидким и теряет смазывающие свойства, а с понижением – оно сильно густеет, создавая до-

полнительные сопротивления вращению и затрудняя пуск машин. Оптимальной можно считать температуру масла 50–70°C. При более высоких температурах масла должны содержать специальные присадки.

Все сорта масел нормализованы по ГОСТ, различаются по назначению.

К маслам универсального назначения относятся так называемые индустриальные масла разных марок, например индустриальное масло – 50 (вязкость 50 сст при 50°C).

Широкое распространение получили автотракторные масла: автолы, дизельные, нигролы, гипоидные. Первые два сорта масла – для смазки двигателей, вторые – для трансмиссий.

Авиамасла подобны автотракторным, но отличаются лучшим качеством очистки.

Кроме того, широко применяются другие типы масел: турбинные, веретенные, сепараторные. Общее соображение по применению масел вытекает из гидродинамической теории смазки: чем выше скорости, тем меньше должна быть вязкость масла; при сверхвысоких скоростях даже воздух является смазкой и создает жидкостное трение.

Антифрикционные материалы, применяющиеся при изготовлении подшипников скольжения, обладают низким коэффициентом трения в паре со стальным валом. К ним предъявляются, кроме того, следующие требования:

- а) хорошая прирабатываемость;
- б) способность удерживать масляную пленку, которая должна как бы прилипать к поверхности;
- в) хороший отвод тепла;
- г) достаточная механическая прочность.

Всеми этими качествами не обладает ни один из антифрикционных материалов. Например:

Баббиты – оловянистые сплавы – не обладают свойством (г), однако их наплавляют на стальной, бронзовый или чугунный вкладыш, что и решает вопрос прочности.

Бронзы оловянистые и свинцовистые слабо обладают свойством (а).

Сплавы на алюминиевой основе слабо обладают свойством (г).

Антифрикционные чугуны вообще обладают недостаточными антифрикционными свойствами и могут применяться лишь при малых удельных давлениях и скоростях.

Неметаллические материалы (пластмассы) имеют довольно высокое значение коэффициента трения и не обладают свойством (в).

Конструктивно простейшие подшипники скольжения имеют неразъемный корпус обычно с бронзовой втулкой; более сложные подшипники имеют разъем вдоль оси как корпуса, так и вкладышей. Вкла-

дыши делаются стальными или чугунными с наплавкой антифрикционного сплава или бронзовые. В зоне разъема вкладышей имеются так называемые холодильники – емкости для масла, а на поверхности контакта с шайкой вала нарезаются неглубокие масляные канавки. Конструкции подшипников разнообразны, с ними необходимо ознакомиться по учебнику.

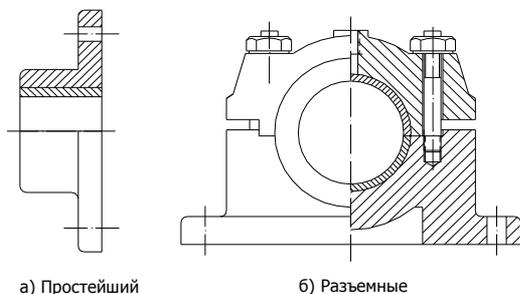


Рис. 7

Для подшипников скольжения выполняется условный расчет, который непосредственно не отражает наличие жидкостного трения, но благодаря своей простоте и большому накопленному опыту по допускаемым величинам достаточно широко применяется в машиностроении:

а) расчет на удельное давление

$$p = \frac{R}{ld} \leq [p], \quad (70)$$

б) на удельную мощность трения:

$$pV = p \frac{\pi dn}{60} \leq [pV] \quad (71)$$

Для ответственных и быстроходных подшипников желательно производить проверку по гидродинамической теории.

## 4.2. Подшипники качения

По классификации подшипники качения подразделяются на следующие типы (рис. 8):

1. Шариковый радиальный – самый массовый, распространенный и дешевый тип. Воспринимает радиальные и небольшие осевые нагрузки (до 70% от неиспользованной радиальной). Применять следует везде, где это возможно.

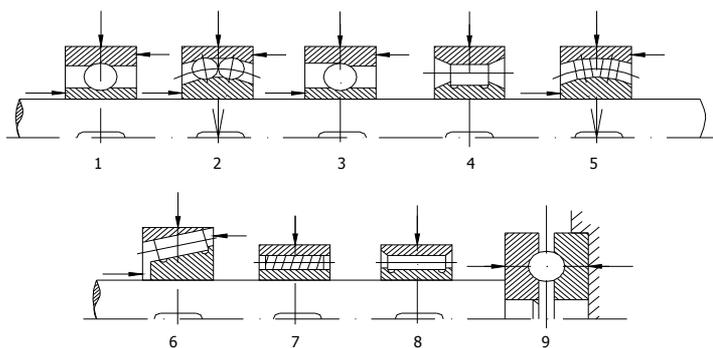


Рис. 8

2. Шариковый сферический – самоустанавливающийся тип. Воспринимает радиальные и незначительные осевые нагрузки (до 20% от неиспользованной радиальной). Применяется там, где оси опор смежны или при гибких длинных валах, имеющих большой прогиб.

3. Шариковый радиально-упорный. Воспринимает радиальные и значительные осевые нагрузки. Имеет глубокие канавки; разъемный – устанавливается попарно. Применяется там, где осевые нагрузки сравнительно велики.

4. Роликовый цилиндрический – воспринимает только радиальные, но благодаря линейному контакту большие по величине нагрузки применяется там, где нет осевых нагрузок.

5. Роликовый сферический – воспринимает очень большие радиальные и довольно большие осевые нагрузки. Самоустанавливающийся тип. Применяется там же, где тип (2), но при больших нагрузках.

6. Роликовый конический – воспринимает большие радиальные и большие осевые нагрузки, универсальный, разъемный тип подшипника. Рекомендуется, в частности, для конических зубчатых передач. Устанавливается попарно, при износе регулируется осевой зазор, для чего под фланцами крышек предусматривается набор регулировочных прокладок или устанавливаются регулировочные гайки.

7. Роликовый с витыми роликами (тип ХАЯТ) – воспринимает только радиальные нагрузки, хорошо сопротивляется удару благодаря упругим роликам, изготовленным из плотно навитой проволоки прямоугольного сечения. Не обладает высокой точностью, поэтому применяется для тихоходных валов грубой центровки.

8. Игольчатый – воспринимает только радиальные нагрузки. Отличается очень малыми радиальными габаритами, может работать без одной обоймы или вообще без обойм, не имеет сепаратора, иголки укла-

дываются вплотную одна к другой. Предельное число оборотов меньше, чем у других подшипников.

9. Шариковый упорный – воспринимает только осевые нагрузки. Устанавливается в паре с другим подшипником, воспринимающим радиальную нагрузку.

Обоймы (кольца) подшипников и тела качения изготавливаются из высокохромистой и высокоуглеродистой стали типа ШХ-15 с закалкой до весьма высокой твердости  $HRC = 50-66$ . Сталь этого типа после закалки приобретает очень высокие механические свойства, не становясь при этом хрупкой.

На один и тот же диаметр шейки вала предусматривается несколько серий подшипников, которые отличаются размерами колец и тел качения и соответственно величиной воспринимаемых нагрузок.

В пределах каждой серии подшипники равных типов взаимозаменяемы в мировом масштабе.

В стандартах указываются: номер подшипника, размеры, вес, предельное число оборотов, статическая нагрузка и коэффициент работоспособности.

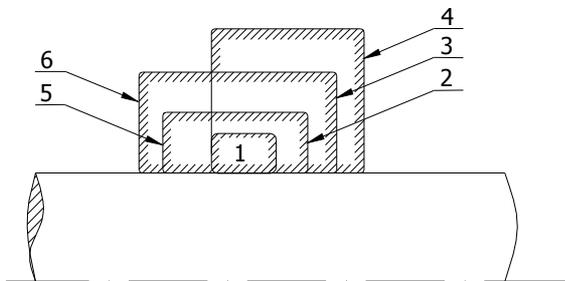


Рис. 9

Серии: 1 – особо легкая; 2 – легкая; 3 – средняя; 4 – тяжелая;  
5 – легкая широкая; 6 – средняя широкая

Две крайние цифры номера справа, умноженные на пять, выражают диаметр шейки вала  $d$  в мм; третья цифра справа выражает номер серии; четвертая цифра справа выражает тип подшипника, так: отсутствие цифры (ноль) – шариковый радиальный, единица – шариковый сферический, два – роликовый цилиндрический, семь – роликовый конический.

Пятая и другие цифры справа, если они есть, означают конструктивные особенности данного типа.

Статический расчет выполняется только для подшипников, делающих меньше одного оборота, например, подшипников поворотных кранов, грузоподъемных крюков и пр.

$$Q < Q_{\text{ст}}, \quad (72)$$

где  $Q$  – реакция опоры;

$Q_{\text{ст}}$  – допускаемая статическая нагрузка на подшипник по таблицам ГОСТ.

Основным расчетом является расчет на долговечность.

Приведенная нагрузка определяется по выражению

$$Q = K_k R + mA \quad (73)$$

где  $R$  – радиальная нагрузка на опору;

$A$  – осевая нагрузка;

$K_k$  – коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается: если внутреннее –  $K_k = 1$ ;

$m$  – табличный коэффициент, характеризующий способность данного типа подшипника воспринимать осевую нагрузку.

Расчетное уравнение имеет вид

$$C = Q(nh)^{0,3} K_\sigma K_T, \quad (74)$$

где  $n$  – число оборотов в минуту;

$h$  – долговечность подшипника в часах;

$K_\sigma$  – табличные коэффициент, зависящий от динамичности нагрузки (спокойная, со слабыми толчками, ударная);

$K_T$  – табличный температурный коэффициент при  $t < 100^\circ\text{C}$   $K_T = 1$ .

При переменной нагрузке, которая задается усредненным графиком, определяется эквивалентная нагрузка

$$Q_{\text{эkv}} = \sum \left( Q_i^{3,33} \frac{n_i}{n} \frac{h_i}{h} \right)^{0,3} \quad (75)$$

Центробежные силы инерции, действующие в подшипниках качения, определяются известным уравнением  $J_{\text{ц}} = mR\omega^2$ .

При малых и средних угловых скоростях они не очень велики, но сильно возрастают при высоких и сверхвысоких угловых скоростях, становясь главными нагрузками, которые и определяют предельное число оборотов подшипников этого типа.

## 5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Служат для передачи вращения между двумя шкивами при помощи гибкой связи – ремня.

К достоинствам ременных передач относятся:

- а) возможность пробуксовки ремня при ударах нагрузки, что спасает звенья механизмов от поломок;
- б) бесшумная работа на высоких и сверхвысоких скоростях;
- в) простота конструкции передачи.

К недостаткам можно отнести:

- а) большие габариты передачи;
- б) нестабильное передаточное отношение в связи со скольжением ремня.

Конструктивно ремни подразделяется на два основных вида: плоские и клиновые.

Плоские ремни бывают:

- а) кожаные – лучший тип ремней;
- б) прорезиненные – основной наиболее распространенный тип;
- в) текстильные тканые – шерстяные, хлопчатобумажные и из синтетических материалов. Эти ремни чаще всего цельнотканые без сшивки.

Клиновые ремни стандартизованы по сечению и длине, не имеют сшивки и состоят из центрального армирующего слоя, окруженного резиновым сердечником в форме трапеции, который защищен снаружи слоями прорезиненной ленты. Эти ремни работают боковыми гранями, угол между которыми составляет около  $40^\circ$ , поэтому трапецеидальные канавки на шкивах должны обеспечить значительный радиальный зазор между ремнем и дном канавки. Число ремней на шкиве колеблется от 1 до 8, но обычно от 1 до 4. По размеру сечения таблицами ГОСТ предусматриваются следующие типы ремней: О, А, Б, В, Г, Д, Е. Для каждого типа (сечения ремня) в таблицах указываются: размеры сечения, площадь сечения, длина, минимальный диаметр шкива, допускаемая нагрузка и вес. Кроме ГОСТа существует еще отличающийся от него сортament ремней для автотракторной промышленности.

Чтобы ременная передача могла передавать полезное окружное усилие, ремень должен быть натянут расчетным усилием  $S_0$ . Для натяжения ремней применяются следующие способы:

- 1) натяжение приводным мотором при помощи винтовых устройств;
- 2) натяжение натяжным шкивом при помощи постоянного усилия, создаваемого пружиной, или грузом противовеса;
- 3) упругое натяжение за счет укороченной против расчетной длины ремня.

Последний способ не дает стабильного натяжения, поэтому применяется теперь редко.

Коэффициентом тяги называется отношение полезного окружного усилия к полному усилию натяжения ветвей ремня.

По физическому смыслу коэффициент тяги характеризует степень загрузки передачи.



Рис. 10

Зависимость между коэффициентом тяги и коэффициентом упругого скольжения ремня, выраженная графически, носит название кривых скольжения ремня. Эти кривые для различных типов ремней строятся опытным путем на установках, где рост нагрузки сравнивается с относительным скольжением ремня. До критического значения  $\phi_0$  зависимость линейная, что соответствует упругому скольжению ремня; за критической точкой начинается нелинейная зависимость, соответствующая буксованию ремня. Оптимальный режим работы ремня при высшем значении КПД близок к критической точке, но должен находиться в зоне упругого скольжения. На основании кривых скольжения определяются допустимые напряжения в ремне.

Расчет ременных передач до тяговой способности выполняется для плоских и клиновых ремней:

а) плоские ремни

$$F = b\delta = \frac{P}{[K]}; [K] = [K]_{\text{таб}} C_H C_V C_\alpha C_n, \quad (76)$$

где  $[K]$  – допустимое расчетное напряжение;

$[K]_{\text{таб}}$  – табличное допустимое напряжение;

$C_H$  – поправочный коэффициент, зависящий от характера нагрузки;

$C_V$  – поправочный коэффициент, зависящий от скорости ремня;

$C_\alpha$  – поправочный коэффициент, зависящий от угла обхвата ремня;  
 $C_n$  – поправочный коэффициент, зависящий от расположения передач.

При горизонтальном расположении  $C_n = 1$ .

Расчет имеет условный характер и базируется на выборе допускаемых напряжений по кривым скольжения, которые уточняются табличными поправочными коэффициентами.

б) клиновые ремни.

Число ремней определяется по формуле

$$Z = \frac{P}{[P]}; [P] = [P]_{\text{таб}} \cdot C_H \cdot C_V \cdot C_\alpha \cdot C_n, \quad (77)$$

где  $[P]$  – допускаемая расчетная нагрузка на ремень;

$[P]_{\text{таб}}$  – табличная допускаемая нагрузка.

## II. ЛАБОРАТОРНЫЙ КОМПЛЕКС

### Лабораторная работа № 1 Исследование соединений с натягом

Лабораторная работа состоит из трех частей:

Часть 1. Определение необходимых усилий запрессовки и выпрессовки соединений с натягом.

Часть 2. Определение несущей способности соединений с гарантированным натягом по критерию прочности сцепления.

Часть 3. Определение коэффициента трения деталей, входящих в соединения с натягом.

#### Цель работы

Цель 1 части – экспериментальное измерение усилий при запрессовке и выпрессовке соединения с натягом, сравнение полученных результатов с расчетными значениями.

Цель 2 части – экспериментальное измерение крутящего момента, передаваемого соединением, сравнение полученных результатов с расчетными значениями.

Цель 3 части – определение контактного давления и коэффициента трения в соединении с натягом, сравнение полученных результатов с известными практическими значениями.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

– способы сборки деталей с натягом и необходимую величину натяга;

– устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

– экспериментально определять и теоретически рассчитывать максимальное усилие запрессовки и выпрессовки.

#### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Соединения с натягом применяют при динамических знакопеременных нагрузках при отсутствии необходимости в частой сборке и разборке. Это обусловлено отсутствием явления перекладки зазоров, пониженными коэффициентами концентрации напряжений в валу и втулке, чем при использовании шпоночных или шлицевых соединений.

Характерными примерами деталей, соединяемых с натягом, могут служить: кривошип, пальцы кривошипов, венцы зубчатых и червяч-

ных колес, диски турбин, роторы электродвигателей, подшипники качения и т.д.

Характер соединения определяется натягом, который выбирают в соответствии с посадками, установленными стандартной системой предельных допусков и посадок. Наиболее распространены следующие посадки с натягом квалитетов 6 и 7 в порядке убывания натяга: Н7/у7; Н7/с6; Н7/г6; Н7/р6. Сопротивление сдвигу при больших натягах достигает 12 МПа.

Для соединения тонкостенных деталей большие натяги неприменимы.

Способы сборки деталей с натягом:

– запрессовкой – простейший и высокопроизводительный способ, обеспечивающий возможность удобного контроля измерением силы запрессовки, но связанный с опасностью повреждения посадочных поверхностей и затрудняющий применение покрытий;

– нагревом охватываемой детали до температуры ниже температуры отпуска – способ, обеспечивающий повышение прочности сцепления более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой и особенно эффективной при больших длинах соединений;

– охлаждением охватываемой детали – способ, преимущественно применяемый для установки небольших деталей, например втулок в массивные корпусные детали, и обеспечивающий наиболее высокую прочность сцепления;

– гидрозапрессовкой, т.е. нагнетанием масла под давлением в зону контакта, что резко снижает силу запрессовки; наибольшая эффективность гидрозапрессовки и распрессовки – в подшипниковых узлах и конических соединениях.

Расчет соединения включает определение необходимого натяга для обеспечения прочности сцепления и проверку прочности соединяемых деталей.

Необходимая величина натяга определяется потребным давлением на посадочной поверхности.

Давление  $p$  должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил. Осевая сила  $F_0$ , необходимая для преодоления сил трения, определяется выражением

$$F_0 = \pi \cdot d \cdot L \cdot p \cdot f , \quad (1)$$

где  $f$  – коэффициент трения;  $d$  и  $L$  соответственно диаметр и длина посадочной поверхности.

Вращающий момент  $T$ , необходимый для преодоления момента сил трения, определяется выражением

$$T = \pi \cdot d^2 \cdot L \cdot p \cdot f . \quad (2)$$

Таким образом, наибольшее осевое усилие и передаваемый момент связаны соотношением

$$T = F_0 \cdot d . \quad (3)$$

Коэффициент трения для стальных шлифованных деталей при сборке напрессовкой составляет 0,08–0,12.

Номинальный натяг  $N$  связан с посадочным давлением  $p$  зависимостью Ляме

$$N = p \cdot d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) , \quad (4)$$

где  $C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1$  и  $C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2$ ,

$d$  – посадочный диаметр;

$d_1$  – диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала  $d_1=0$ );

$d_2$  – наружный диаметр охватывающей детали (ступицы);

$E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материалов соответственно охватываемой и охватывающей деталей;

$\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициенты Пуассона материалов соответственно охватываемой и охватывающей деталей.

Для стали  $\mu=0,28$ ;  $E=2 \cdot 10^5$  МПа.

## 2. Установка для испытаний

Конструкция лабораторного стенда представлена на рис. 1 и 2.

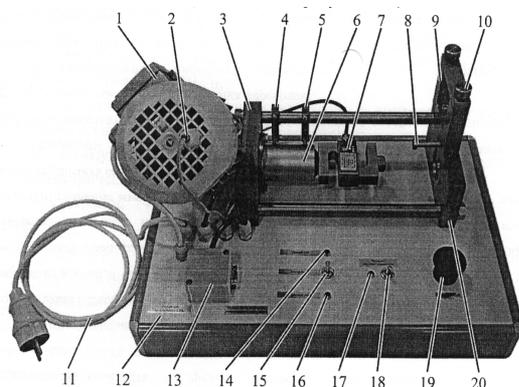


Рис. 1. Вид стенда спереди

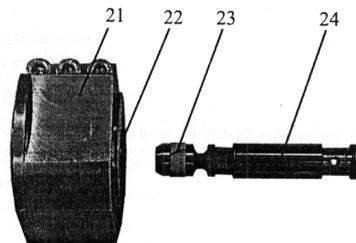


Рис. 2. Исследуемые вал и втулка

Лабораторный учебный стенд «Детали машин – соединения с натягом» включает в себя:

- мотор-редуктор 1;
- датчик оборотов электродвигателя мотор-редуктора 2;
- левую опорную плиту 3;
- датчик начального положения подвижной опоры 4;
- датчик конечного положения подвижной опоры 5;
- передачу винт-гайка, размещенная в корпусе 6;
- силоизмеритель 7 с установленной в нем подвижной опорой;
- фиксирующий упор 8;
- зажимное устройство 9 для испытания на относительный поворот;
- винты 10 для фиксации втулки в зажимном устройстве;
- сетевой кабель 11 с вилкой для подключения стенда к однофазной сети переменного тока 220 В 50 Гц;
- столешницу 12 с несущим каркасом с винтовыми опорами для установки стенда на горизонтальной поверхности;
- коммутационный блок 13 с разъемами для подключения динамометрического ключа и подключения к компьютеру;
- светодиод 14, индуцирующий включение прямого хода подвижной опоры;
- тумблер 15 для переключения ручного управления (прямой ход, обратный ход) и режима проведения эксперимента;
- светодиод 16, индуцирующий включение обратного хода подвижной опоры;
- светодиод 17, индуцирующий включение электропитания системы управления стенда;
- тумблер 18 для включения электропитания системы управления стенда;
- кнопку 19 аварийной остановки двигателя;
- правую опорную плиту 20 с цилиндрической проточкой для установки исследуемого соединения при запрессовке;
- внешнюю обойму 21 для крепления втулки исследуемого соединения;

- втулку 22 исследуемого соединения;
- фторопластовое грязесъемное кольцо 23, установленное на вал исследуемого соединения;
- вал 24 исследуемого соединения;
- контроллер для управления стендом и сбора данных, установленный под столешницей 12;
- динамометрический ключ.

### 3. Порядок выполнения работы

#### Часть 1

1. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы.
  2. Запустить программу управления стендом «Соединение с натягом».
  3. Проверить постановку тумблера выбора вида управления в положение «Эксперимент», при необходимости переключить.
  4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления». При этом в графическом окне программы значок «Соединение» должен сменить цвет с красного на зеленый.
  5. Проверить отсутствие загрязнений на исследуемых валу, втулке и грязесъемном кольце вала, в случае необходимости удалить загрязнения спиртом. Смазать вал и втулку небольшим количеством машинного масла, либо смазки WD-40.
  6. Установить исследуемый вал во втулку – рис. 3. Установку следует выполнять «от руки», не прикладывая к деталям значительных усилий.
- Вал следует вставлять фторопластовым грязесъемником вперед со стороны большего наружного диаметра исследуемой втулки.

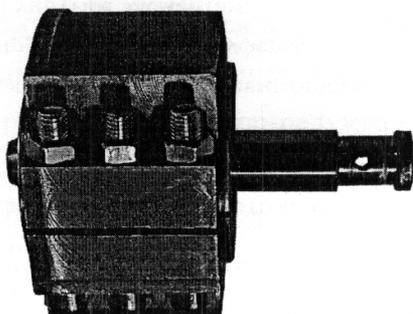


Рис. 3. Установка вала во втулку перед запрессовкой

7. Проверить, что подвижная опора прессового устройства полностью задвинута, на датчике 4 начального положения при этом должен светиться красный светодиод.

В случае, если подвижная опора находится не в начальном положении, следует переключить тумблер 15 в положение «Обратный ход», дождаться возврата подвижной опоры в начальное положение и остановки электродвигателя, переключить тумблер в положение «Эксперимент».

8. Установить соединение вала со втулкой на правую опорную плиту 20, совместив цилиндрический выступ на обойме 21 с проточкой в опорной плите и повернув оправку для фиксации упором 8 в соответствии с рис. 4.

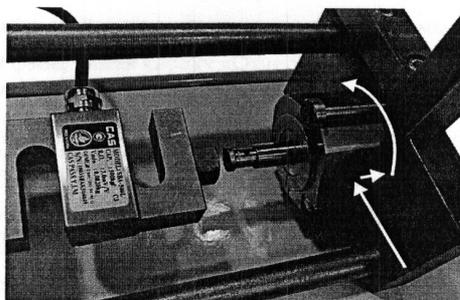


Рис. 4. Установка втулки с валом в прессовое устройство

9. Убедиться, что тумблер 15 находится в положении «Эксперимент». В программе управления стендом нажать кнопку «Запрессовка». После этого должен включиться электродвигатель мотор-редуктора и начаться процесс запрессовки. Диаграмма запрессовки при этом будет отображаться на мониторе компьютера в реальном времени. Запрессовка производится до срабатывания датчика конечного положения, после чего подвижная опора возвращается в исходное положение. Собранное соединение показано на рис. 5.

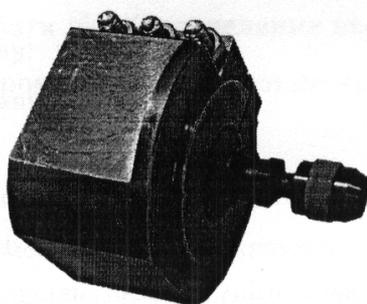


Рис. 5. Соединение вал-втулка в собранном виде

10. Произвести выпрессовку соединения. Для этого необходимо демонтировать обойму с правой опорной плиты, перевернуть ее и установить на плиту.

11. Выполнить действия по п. 9.

12. После разборки соединения сохранить диаграммы запрессовки и числовые данные в файл, нажав кнопку «Отчет» в программе.

13. Занести значение максимального усилия запрессовки  $F_{ЗМ}$  и выпрессовки  $F_{ВМ}$  и усилия в конце процесса запрессовки  $F_{ЗК}$  и в начале выпрессовки  $F_{ВН}$  в табл. 1.

14. Рассчитать теоретическое значение осевого усилия  $F_0$  по формуле (1). Сравнить полученное значение с экспериментальными измерениями, сделать выводы.

Таблица 1

### Протокол испытаний

$F_{ЗМ}$ , Н	$F_{ВМ}$ , Н	$F_{ЗК}$ , Н	$F_{ВН}$ , Н	$F_0$ , Н

Данные для расчета:

- длина соединения  $L = 22$  мм;
- посадочный диаметр  $d = 12$  мм;
- внутренний диаметр вала  $d_1 = 0$  мм;
- эквивалентный наружный диаметр втулки с учетом жесткости обоймы  $d_2 = 32$  мм;
- номинальный натяг  $N = 7 \pm 1$  мкм.

### Часть 2

Данную работу рекомендуется проводить совместно с частью 1. В этом случае после сборки соединения необходимо выполнить следующие действия:

1. Демонтировать обойму с правой опорной плиты и установить запрессованное соединение в зажимное устройство 9. Для этого необходимо ослабить винты 10.

2. Положить динамометрический ключ на стол и нажать в программе кнопку «Измерить момент», при этом будет произведена балансировка измерителя момента. Надеть на вал динамометрический ключ – рис. 6.

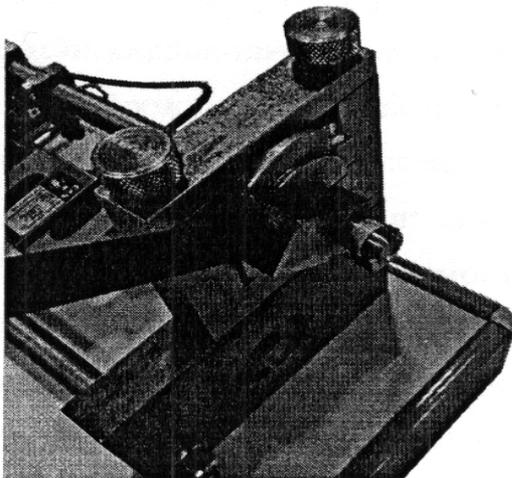


Рис. 6. Подготовка к испытанию на относительный поворот

3. Начать прикладывать усилие к ручке динамометрического ключа (рис. 7) для поворота вала, в программе будет отображаться наибольшее значение крутящего момента с начала испытания. После поворота вала в программе нажать кнопку «Завершить».

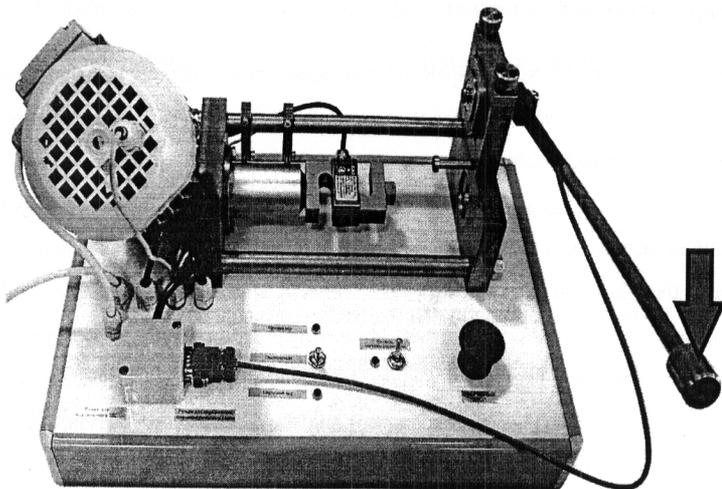


Рис. 7. Испытание на относительный поворот

4. Записать значение измеренного момента  $T_{ИЗМ}$  в табл. 2.

5. Провести разборку соединения в соответствии с частью 1.
6. Рассчитать теоретическое значение момента  $T_T$  по формуле (2) и по формуле (3) –  $T_{TЭ}$ , подставив в качестве осевого усилия  $F_0$  значение  $F_{зк}$ . Сравнить полученное значение с экспериментальными измерениями, сделать выводы.

Таблица 2

### Протокол испытаний

$T_{изм}$ , Нм	$T_T$ , Нм	$T_{TЭ}$ , Нм

Данные для расчета принять по части 1 лабораторной работы

### Часть 3

Данную часть лабораторной работы следует проводить по результатам части 1 и части 2.

1. Из формул (1) или (2) выразить и рассчитать значение контактного давления  $p$ .
2. Из формулы (4) выразить и рассчитать значение коэффициента трения  $f$ .
3. Сравнить полученные значения с известными техническими данными, сделать выводы.

### 4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать следующие пункты:

1. Цель работы.
2. Принципиальную схему исследуемого соединения.
3. Характеристику исследуемого соединения.
4. Результаты определения максимального усилия запрессовки  $F_{зМ}$  и выпрессовки  $F_{вМ}$ , усилия в конце процесса запрессовки  $F_{зк}$  и в начале выпрессовки  $F_{вн}$  занести в табл. 1. Значение измеренного момента  $T_{изм}$  занести в табл. 2.
5. Выводы. В выводах дается характеристика физической картины явлений, обнаруженных в процессе проведения лабораторной работы, и приводится качественная оценка функциональной зависимости, полученной в результате экспериментов.

### 5. Контрольные вопросы

1. Что такое натяг?
2. Достоинства и недостатки соединений с натягом.
3. Способы получения соединений с натягом.

4. Область применения соединений с натягом в машиностроении.
5. Положение полей допусков в соединениях с натягом.

### **Список литературы**

1. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2008.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Роцин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Роцин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

# Лабораторная работа № 2

## Определение КПД винтовой передачи

### Цель работы

Экспериментальное определение КПД винтовых пар с различными параметрами резьбы для различных материалов и осевых нагрузок.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

– основные составляющие КПД винтовой пары и зависимость от осевой нагрузки;

– устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

– экспериментально определять и теоретически рассчитывать КПД винтовой передачи на различных режимах нагружения.

### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Две детали, сопрягаемые резьбой, называют винтовой парой. В зависимости от назначения и конструкции винтовой пары осевая нагрузка может быть приложена к винту или гайке. Вращая гайку ключом, можно заставить ее, например, подниматься вверх по оси винта. Эта сила, приложенная на конце ключа, является движущей и расходуется на полезную работу подъема груза и на работу преодоления сопротивления трения в резьбе.

Рассмотрим соотношения между силами, действующими в винтовой паре с прямоугольной резьбой. Развернем виток прямоугольной резьбы винта по среднему диаметру  $d_2$  в наклонную плоскость, а гайку заменим ползуном (рис. 1). Подъему ползуна по наклонной плоскости соответствует навинчивание гайки на винт.

Разложим силу  $F$  на две составляющие: осевую силу  $F_a$ , действующую на винтовую пару, и окружную силу  $F_t$ , вращающую гайку при ее навинчивании (в других случаях вращают винт при его ввинчивании).

Из чертежа разложения сил следует, что

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (1)$$

где  $\psi$  – угол подъема резьбы;

$\varphi$  – угол трения.

Очевидно, что крутящий момент  $T$  в резьбе, создаваемый силой при навинчивании гайки или ввинчивании винта, равен

$$T = 0,5d_2 \cdot F_t \quad (2)$$

или

$$T = 0,5d_2 \cdot F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) .$$

При подъеме ползуна по наклонной плоскости движущей силой на высоту  $P_h$ , работа движущих сил

$$W_{\text{д.с.}} = F_t \pi d_2 = 2\pi T , \quad (3)$$

а работа сил полезных сопротивлений

$$W_{\text{п.с.}} = F_a P_h = F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \psi , \quad (4)$$

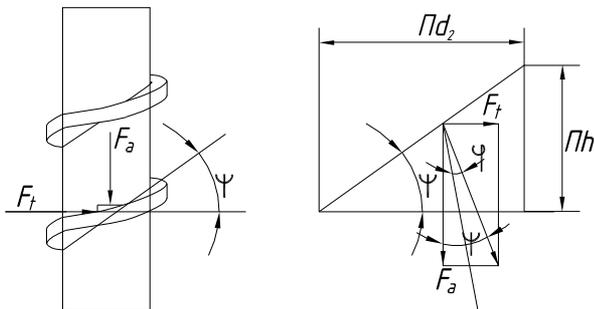


Рис. 1. Схема сил, действующих в винтовой паре

Коэффициент полезного действия  $\eta$  винтовой пары с прямоугольной резьбой

$$\eta = \frac{W_{\text{п.с.}}}{W_{\text{д.с.}}} = \frac{F_a \cdot \pi d_2 \operatorname{tg} \psi}{F_t \cdot \pi d_2} = \frac{F_a \cdot \operatorname{tg} \psi}{F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)} ,$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)} , \quad (5)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi d_2} , \quad (6)$$

где  $P_h$  – ход резьбы;

$d_2$  – средний диаметр резьбы;

$d_2 = 0,5(d + d_1)$ ;

$d$  – наружный диаметр;

$d_1$  – внутренний диаметр.

$$P_h = P \cdot n , \quad (7)$$

где  $P$  – шаг резьбы;

$n$  – число заходов резьбы.

$$\varphi = \operatorname{arctg} f, \quad (8)$$

где  $f$  – коэффициент трения.

Таблица 1

**Материалы пар трения и коэффициенты трения**

Материал пары	Сталь-сталь	Сталь-бронза
Коэффициент трения	0,18	0,16

КПД винтовой пары с треугольной резьбой определится по выражению

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}, \quad (9)$$

где  $\varphi'$  – приведенный угол трения.

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (10)$$

где  $\alpha$  – угол профиля ( $\alpha = 60^\circ$ ).

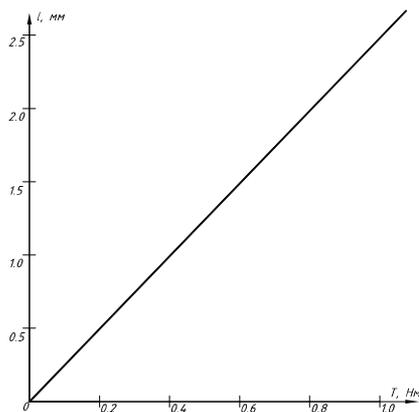


Рис. 2. Тарировочный график крутящего момента

**2. Установка для испытаний**

Для экспериментального определения КПД винтовой пары используется установка типа ТММ-33М (рис. 3).

Основанием установки является станина 1 из швеллера. К верхней части станины крепится кронштейн 2 с подшипниковым гнездом, в котором крепится электропривод с редуктором 3. Корпус электродвигателя жестко связан с корпусом редуктора, хвостовик которого в виде трубки является валом по отношению к шарикоподшипникам кронштейна. Через трубку в бронзографитовых подшипниках скольжения выходит приводной вал 4 от редуктора к винту 5 исследуемой винтовой пары. Таким образом, в процессе работы вращается винт, а гайка 6 перемещается только поступательно вверх-вниз; от поворота гайку предохраняет ползун в виде радиального стержня, перемещающегося вдоль глухого паза 7.

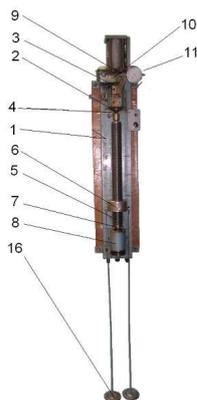


Рис. 3. Схема установки ТММ-33М

Для уменьшения трения ползун контактирует с гранями паза через шарикоподшипник.

Опорой винтовой пары является шарикоподшипниковый подпятник 8 нижнего кронштейна с гнездом для установки нижней цапфы винта.

Средний крутящий момент определяется по схеме реактивного момента. В этих целях жестко связанная система – корпус двигателя (статор) – корпус редуктора и его хвостовик – не закрепляются на станине, а может свободно вращаться в шарикоподшипниках верхнего кронштейна.

При работе установки (при вращении винта) статор двигателя увлекается в направлении вращения ротора; жесткий рычаг, укрепленный на крышке редуктора с точечными упорами 9, деформирует пластинчатую пружину 10. Индикатор часового типа 11, имея силовое замыкание с пружиной, показывает величину прогиба пружины от воздействия реактивного момента.

Осевая нагрузка на гайку испытуемой винтовой пары создается подвешиванием к ней гирь. Приспособленное для них крепление съемное и состоит из двух тяг с траверсой и полочкой для гирь 16, перемещающихся вверх-вниз с гайкой во время работы установки.

Управление установкой автоматизировано. От каждого нажатия кнопки происходит рабочий ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз и самовыключение двигателя.

При надевании гаек на трехзаходный винт метку гайки нужно совмещать с меткой на витке резьбы винта (притертый заход).

Винты, крепящие гайки-вкладыши в обоймах, должны быть всегда завернуты до отказа во избежание образования забоин на резьбах основных винтов.

На установке определяются КПД для сменных винтовых пар:

а) резьба М42×4.5;

б) резьба прямоугольная однозаходная Прям. 42×4.5;

в) резьба прямоугольная трехзаходная Прям. 42×(3×8).

Материал всех винтов – сталь 45. Материал сменных гаек-вкладышей – сталь 20 и бронза ОЦС5-5-5.

Вращение винтов от электропривода реверсивное, полуавтоматическое, 60 об/мин.

Рабочий ход гайки вдоль винта L 300 мм.

Осевая нагрузка – 30, 50, 80, 100 Н.

Максимальный момент на выходном валу редуктора (верхний шпиндель) – 1 Нм.

Потребляемая мощность электродвигателя 5 Вт.

### **3. Порядок выполнения работы**

1. В задачу лабораторной работы входит определение КПД винтовых пар трех видов резьб при различных материалах гаек и разных осевых нагрузках.

2. Ознакомиться с устройством установки.

3. Составить схему установки.

4. Записать исходные данные.

5. Вставить в установку выбранный винт с гайкой, закрепив верхнюю сдвигающуюся муфту зажимным винтом. Гайку опустить в нижнее положение и к ней подвесить груз 10 Н (масса системы для подвеса добавочных грузов). Тумблером включить питание.

6. Нажатием на кнопку «пуск» включить двигатель. За время движения гайки вверх три раза снять отсчеты по шкале индикатора и занести данные в таблицу.

7. Сменить последовательно грузы на 20, 30Н и провести две серии замеров, аналогично предыдущим.

8. Взять гайку из другого материала и провести те же испытания, что и с первой гайкой.

9. По средним значениям отклонения стрелки индикатора для каждого груза и тарировочному графику определить приложенные к винту моменты. Вычислить работу движущих сил и полезную работу на один оборот винта и определить значения КПД для разных материалов гаек и различных осевых нагрузок.

10. Вычертить диаграмму изменения КПД в зависимости от осевой нагрузки (две кривые, каждая для определенного материала гайки).

11. По аналитическим формулам рассчитать КПД для вида резьбы и сочетаний материалов, результаты сопоставить с экспериментальными данными.

#### **4. Протокол отчета**

Протокол отчета должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схема и краткое описание установки.
3. Основные параметры исследуемой винтовой пары.
5. Данные экспериментального определения КПД исследуемой винтовой пары.
6. Теоретические значения КПД
7. График изменения КПД винтовой пары в зависимости от осевой нагрузки.
8. Выводы (заключение о проделанной работе).

#### **5. Контрольные вопросы**

1. Какими основными параметрами характеризуется резьба?
2. Каковы достоинства и недостатки винтовой передачи?
3. По какой формуле вычисляют КПД винтовой пары?
4. Какие резьбы имеют наибольший и наименьший КПД?
5. При каком соотношении углов подъема резьбы и трения передача винт-гайка обладают свойствами самоторможения?

#### **Список литературы**

1. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2008.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Роцин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Роцин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

## Лабораторная работа № 3

### Трение в резьбовых соединениях

Лабораторная работа состоит из двух частей:

Часть 1. Определение сил трения в резьбовом соединении без учета сил трения на опорном торце винта.

Часть 2. Определение сил трения в резьбовом соединении с учетом сил трения на опорном торце винта.

#### Цель работы

Цель 1 части – экспериментальное измерение зависимости осевого усилия от момента затяжки резьбового соединения, определение коэффициента трения, коэффициента полезного действия при отсутствии трения на опорном торце винта.

Цель 2 части – экспериментальное измерение зависимости осевого усилия от момента затяжки резьбового соединения, определение коэффициента трения, коэффициента полезного действия при наличии трения на опорном торце винта.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

- методы определения сил трения в резьбовом соединении;
- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать силы трения в резьбовом соединении на различных режимах нагружения.

#### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

При сборке резьбового соединения приходится преодолевать момент сопротивления, вызванный силами трения в резьбе  $T_R$  и силами трения на опорном торце винта или гайки  $T_T$ .

Для прямоугольного профиля резьбы момент сил трения в резьбе может быть вычислен по формуле

$$T_{R-пр} = F \cdot \frac{d_{CP}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \psi), \quad (1)$$

где  $\psi$  – угол подъема витков резьбы;

$\varphi$  – угол трения в резьбе;

$F$  – осевая сила на болте;

$d_{CP}$  – средний диаметр резьбы.

Угол подъема витков резьбы  $\psi$  может быть вычислен через средний диаметр  $d_{cp}$  и шаг резьбы  $P$

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_{cp}}\right) \approx \frac{P}{\pi \cdot d_{cp}} \quad (2)$$

Угол трения в резьбе  $\varphi$  связан с коэффициентом трения  $f$

$$f = \operatorname{tg}(\varphi) \quad (3)$$

Для резьбы с треугольным профилем в формулу (1) вместо угла трения  $\varphi$  следует подставлять приведенный угол трения  $\varphi_1$ , который определяется выражением

$$\varphi_1 = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\varphi)}{\operatorname{Cos}(\alpha/2)}\right) \approx \frac{\varphi}{\operatorname{Cos}(\alpha/2)}, \quad (4)$$

где  $\alpha$  – угол профиля резьбы.

Для стандартной метрической резьбы с углом профиля  $\alpha=60^\circ$

$$\varphi_1 = 1,15\varphi. \quad (5)$$

Таким образом, для стандартной метрической резьбы момент сил трения равен

$$T_p = F \cdot \frac{d_{cp}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + 1,15\varphi). \quad (6)$$

Момент сил трения на опорном торце гайки вычисляется следующим образом

$$T_T = F \cdot \frac{d+D}{2} \cdot f, \quad (7)$$

где  $d$  – наружный диаметр болта;

$D$  – наружный диаметр головки болта (шайбы).

Суммарный момент сил трения  $T_c$  определяется по формуле

$$T_c = F \cdot \frac{d_{cp}}{2} \cdot \left( \operatorname{tg}(\psi + 1,15\varphi) + \frac{d+D}{d_{cp}} \cdot f \right) \quad (8)$$

Коэффициент полезного действия  $\eta$  резьбовой передачи определяется отношением работы осевой силы к работе момента, требуемого для вращения соединения

$$\eta = \frac{F \cdot P}{T \cdot 2 \cdot \pi}. \quad (9)$$

Поскольку при испытаниях всегда присутствует дополнительное поджатие соединений, трение в подшипниках и т.д., для испытаний

удобно оперировать соотношением сила/момент. При испытаниях на стенде следует измерить 4–5 точек зависимости сила-момент, после чего в программе нажать кнопку «Провести прямую», будет автоматически определен угловой коэффициент  $K$  зависимости силы от момента.

При обработке результатов лабораторных работ следует в формулах (6) и (8) использовать этот коэффициент

$$\frac{T_p}{F} = \frac{1}{K} = \frac{d_{cp}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + 1.15\varphi), \quad (10)$$

$$\frac{T_c}{F} = \frac{1}{K} = \frac{d_{cp}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + 1.15\varphi) + \frac{d+D}{d_{cp}} \cdot f. \quad (11)$$

## 2. Установка для испытаний

Конструкция лабораторного стенда представлена на рис. 1–3.

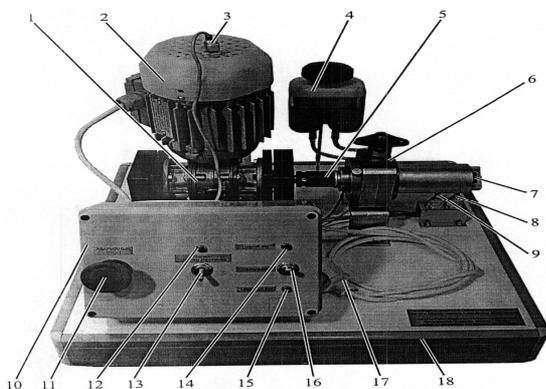


Рис. 1. Вид спереди

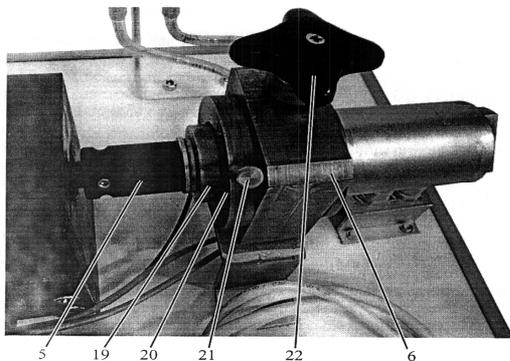


Рис. 2. Нагружающее устройство

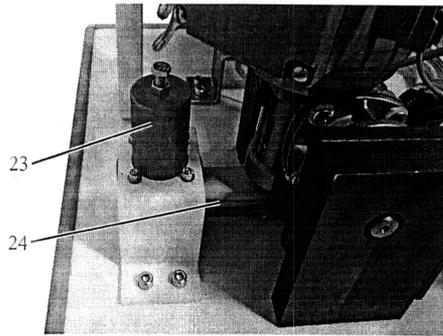


Рис. 3. Датчик вращающего момента

Стенд учебный «Детали машин – трение в резьбовых соединениях» включает в себя:

- редуктор 1;
- приводной электродвигатель 2;
- датчик оборотов 3 электродвигателя;
- вытеснительный бачок для масла 4;
- торцевую головку 5, установленную на изучаемый винт;
- корпус 6 устройства нагружения;
- изучаемое соединение винт-гайка 7;
- датчик 8 начального положения гайки исследуемого соединения;
- датчик 9 конечного положения гайки исследуемого соединения;
- блок 10 с электронным модулем управления стендом и разъемом для подключения к компьютеру;
- кнопку 11 аварийной остановки электродвигателя;
- светодиод 12, индуцирующий включение электропитания системы управления стенда;
- тумблер 13 для включения электропитания системы управления стенда;
- светодиод 14, индуцирующий включение прямого хода подвижной опоры;
- тумблер 15 для переключения ручного управления (прямой ход, обратный ход) и режима проведения эксперимента;
- светодиод 16, индуцирующий включение обратного хода подвижной опоры;
- сетевой кабель 17 с вилкой для подключения стенда к однофазной сети переменного тока 220 В 50 Гц;
- основание 18 с несущим каркасом с винтовыми опорами для установки стенда на горизонтальной поверхности;
- демпфер-ограничитель 23 для предохранения датчика вращающего момента от перегрузке при реверсе электродвигателя;

– датчик вращающего момента 24.

На корпусе устройства нагружения установлены:

– фиксируемый стакан 19, опирающийся на упорный шарикоподшипник;

– крышка корпуса 20, фиксирующая тензометрический датчик усилия;

– стопорный палец 21 для фиксации стакана 19 от поворота;

– рукоятка 22 винта предохранительного клапана для регулировки усилия в соединении.

Между головкой изучаемого винта и фиксируемым стаканом 19 установлена латунная шайба для снижения износа соединения и увеличения ресурса работы стенда. Из этих же соображений гайка изучаемого соединения также выполнена из латуни.

Геометрические размеры элементов установки: внешний диаметр резьбы  $d = 10$  мм; шаг резьбы  $P = 1,5$  мм; средний диаметр  $d_{cp} = 9$  мм; внешний диаметр головки винта  $D = 27$  мм.

### 3. Порядок выполнения работы

#### Часть 1

1. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы.

2. Запустить программу управления стендом «Трение в резьбе».

3. Проверить, что тумблер выбора вида управления стоит в положении «Эксперимент», при необходимости переключить.

4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления». При этом в графическом окне программы значок «Соединение» должен сменить цвет с красного на зеленый.

5. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».

6. Проверить, что гайка изучаемого соединения находится в исходном положении, на датчике 8 начального положения при этом должен светиться красный светодиод.

В случае, если гайка находится не в исходном положении, следует переключить тумблер 16 в положение «Обратный ход», дождаться возврата гайки в исходное положение и остановки электродвигателя, переключить тумблер в положение «Эксперимент».

7. Для изучения трения в соединении без учета трения на торце необходимо вынуть стопорный палец 21 из отверстия в крышке 20. **Вынимать палец разрешено только при отключенном электродвигателе.**

8. Убедиться, что тумблер 16 находится в положении «Эксперимент». В программе управления стендом нажать кнопку «Измерение». После этого должен включиться приводной электродвигатель редуктора и начаться процесс завинчивания винта в гайку. Завинчивание произво-

дится до срабатывания датчика конечного положения, после чего гайка возвращается в конечное положение.

В процессе навинчивания на экране компьютера отображаются текущие значения вращающего момента и осевого усилия в винтовом соединении. После срабатывания датчика конечного положения на графическое поле в программе добавляется точка с координатами, соответствующими средним значениям вращающего момента и осевого усилия.

9. Уменьшить усилие в болте, ослабив винт предохранительного клапана, для этого повернуть его рукоятку 22 в направлении «против хода часовой стрелки» на  $\frac{1}{2}$  оборота.

**Запрещается выворачивать винт предохранительного клапана от полностью закрученного состояния больше чем на 4 оборота.**

10. Повторить действия по пунктам 8, 9 пять-шесть раз.

11. В программе нажать кнопку «Провести прямую» будет автоматически определен угловой коэффициент  $K$  зависимости силы от момента.

12. Из формулы (10) выразить и рассчитать значение угла  $\varphi$ . По формуле (3) найти значение коэффициента трения  $f$ .

13. По формуле (9) рассчитать значение коэффициента полезного действия передачи винт-гайка.

14. Сохранить полученные программой данные с помощью кнопки «Отчет».

15. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».

16. Выйти из программы, выключить питание стенда.

## Часть 2

1. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы.

2. Запустить программу управления стендом «Трение в резьбе».

3. Проверить, что тумблер выбора вида управления стоит в положении «Эксперимент», при необходимости переключить.

4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления». При этом в графическом окне программы значок «Соединение» должен сменить цвет с красного на зеленый.

5. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».

6. Проверить, что гайка изучаемого соединения находится в исходном положении, на датчике 8 исходного положения при этом должен светиться красный светодиод.

В случае, если гайка находится не в исходном положении, следует переключить тумблер 16 в положение «Обратный ход», дождаться возврата гайки в исходное положение и остановки электродвигателя, переключить тумблер в положение «Эксперимент».

7. Для изучения трения в соединении с учетом трения на торце винта необходимо вставить стопорный палец 21 в отверстие в крышке 20, после чего совместить один из пазов на стакане 19 со стопорным пальцем и вставить палец до упора утолщенной частью в крышку 20. **Эти действия разрешено проводить только при отключенном электродвигателе.**

8. Убедиться, что тумблер 16 находится в положении «Эксперимент». В программе управления стендом нажать кнопку «Измерение». После этого должен включить приводной двигатель редуктора и начаться процесс завинчивания винта в гайку. Завинчивание производится до срабатывания датчика конечного положения, после чего гайка возвращается в конечное положение.

В процессе завинчивания на экране компьютера отображаются текущие значения вращающего момента и осевого усилия в винтовом соединении. После срабатывания датчика конечного положения на графическое поле в программе добавляется точка с координатами, соответствующими средним значениям вращающего момента и осевого усилия.

9. Уменьшить усилие, в болте ослабив винт предохранительного клапана, для этого повернуть его рукоятку 22 в направлении «против хода часовой стрелки» на  $\frac{1}{2}$  оборота.

**Запрещается выворачивать винт предохранительного клапана от полностью закрученного состояния больше чем на 4 оборота.**

10. Повторить действия по пунктам 8, 9 пять-шесть раз.

11. В программе нажать кнопку «Провести прямую» будет автоматически определен угловой коэффициент  $K$  зависимости силы от момента.

12. Из формулы (11) выразить и рассчитать значение угла трения  $\varphi$ . По формуле (3) найти значение коэффициента трения  $f$ .

13. По формуле (9) рассчитать значение коэффициента полезного действия передачи винт-гайка.

14. Сохранить полученные программой данные с помощью кнопки «Отчет».

15. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».

16. Выйти из программы, выключить питание стенда.

#### **4. Протокол отчета**

В отчете обязательно должны быть указаны:

1. Цель работы.
2. Схема и краткое описание установки.
3. Основные параметры исследуемой винтовой пары.
4. Определить угловой коэффициент  $K$  зависимости силы от момента.

5. Определить значение угла трения  $\varphi$ .
6. Определить значение коэффициента трения  $f$ .
7. Рассчитать значение коэффициента полезного действия передачи винт-гайка.
8. Выводы (заключение о проделанной работе).

### **5. Контрольные вопросы**

1. Чему равен момент сил трения на опорном торце гайки?
2. Чему равен суммарный момент сил трения?
3. Что такое угловой коэффициент?
4. Как определить коэффициент полезного действия резьбовой передачи при отсутствии сил трения и при их наличии?

### **Список литературы**

1. Ерохин, М.Н. Детали машин / М.Н. Ерохин. – М.: Колос, 2005.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

# Лабораторная работа № 4

## Определение критической скорости вращения вала

### Цель работы

Определение величины критической скорости вращения вала при различных режимах его работы.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

– основные виды колебаний валов;

– устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

– экспериментально определять и теоретически рассчитывать значение величины прогиба вала.

### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

В колебаниях, наблюдаемых в машинах, обычно участвует значительная часть системы, в частности основная кинематическая цепь машины, основные несущие детали.

Различают следующие виды колебаний валов: поперечные или изгибные, угловые или крутильные и изгибно-крутильные.

При изучении дисциплины «Детали машин и основы конструирования» рассматривается расчет валов на поперечные колебания. Он заключается в проверке условия отсутствия резонанса при установившемся режиме работы.

Свободные колебания отдельных передаточных валов, типа валов коробок передач не играют существенной роли в динамике машин и поэтому их отдельно не рассматривают. Наоборот, колебания коренных валов с присоединенными узлами и опорами (роторов турбин, коленчатых валов поршневых двигателей, шпинделей станков с обрабатываемыми деталями) могут иметь определяющее значение.

Основными возмущающими силами в большинстве быстроходных валов являются силы от неуравновешенности вращающихся деталей, частота действия которых равна частоте вращения валов. При совпадении или кратности частот собственных колебаний валов с частотой их вращения наступает резонанс. Соответствующие частоты вращения валов носят название критических.

Как известно из теории колебаний, после перехода через критические частоты вращения наступает динамическое центрирование вала. Большинство валов работает в дорезонансной зоне, причем для уменьшения опасности резонанса повышают их жесткость и, следовательно, собственные частоты колебаний. В закритической области работают валы турбин, центрифуг, сепараторов. Например, частота вращения ва-

лов центрифуг достигает 20000–40000 мин.<sup>-1</sup>. Такие валы называют гибкими. Для того чтобы отойти от области резонанса, валы делают повышенной податливости. Проход через критические частоты вращения во избежание аварий осуществляют с возможно большей скоростью. В ряде случаев применяют специальные ограничители амплитуд колебаний. Как правило, быстровращающиеся детали тщательно балансируют.

Расчетное значение величины прогиба вала определяется по выражению

$$f_p = \frac{(P + 0,5 \cdot P_B) \cdot g \cdot l^3}{6EJ}, \quad (1)$$

где  $P$  – масса диска, кг;

$P_B$  – масса вала, кг;

$l$  – расстояние от средней линии диска до опоры, м;

$E$  – модуль упругости материала вала, МПа;

$J$  – осевой момент инерции сечения вала, м<sup>4</sup>.

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad (2)$$

где  $d$  – диаметр, м.

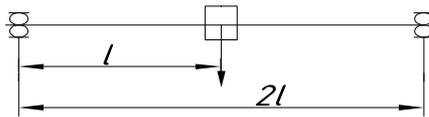


Рис. 1. Схема к расчету прогиба вала

Величина статического прогиба вала  $f_3$  определяется по выражению

$$f_3 = \frac{(P + 0,5P_B) \cdot g}{c} \quad (3)$$

Для этого необходимо с помощью нагрузочного устройства нагрузить вал и определить жесткость системы по следующей формуле

$$[c = \frac{P \cdot g}{S}], \quad (4)$$

где  $S$  – показания индикатора, м;

$$P = P_{гр} \cdot \frac{l_1}{l_2}, \quad (5)$$

где  $P_{гр} = 3$  кг – масса груза;

$l_1 = 150$  мм;  $l_2 = 50$  мм – плечи рычага.

Критическое число оборотов вала определяется по выражению

$$n_{кр} = 30 \cdot \sqrt{\frac{1}{f_3}}. \quad (6)$$

## 2. Установка для испытаний

Установка типа ДМ36М (рис. 2) представляет собой устройство для сообщения исследуемому валу критической скорости вращения.

Установка состоит из чугунной станины, на которой смонтированы все механизмы и узлы.

Исследуемый вал 21 установлен на двух опорах со сферическими подшипниками 20, 28. Универсальный коллекторный двигатель 18, через муфту 19 приводит валом во вращение диск 25. Крепление диска к валу осуществляется цанговым зажимом 23. Массу диска можно менять с помощью двух дополнительных грузов 24 и 26, которые при необходимости наворачиваются на диск. Неуравновешенность вращающихся масс создается путем завинчивания специального винта 27 в один из дополнительных грузов.

Изменение жесткости вала достигается путем изменения расстояния между опорами (перемещением правой опоры), а также изменением положения диска на валу относительно опор. Диск можно устанавливать на трех различных расстояниях (250, 275, 300 мм) от левой опоры.

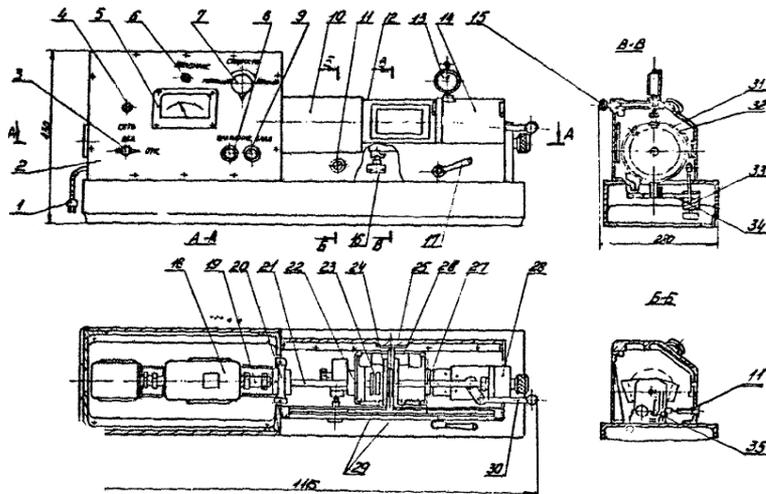


Рис. 2. Установка типа ДМ36М

Для обеспечения доступа к опорам вала необходимо сдвинуть крышки 12 и 14 влево к кожуху 10 до упора. Фиксация правой опоры на направляющей осуществляется рукояткой 30.

Ограничение амплитуды колебаний осуществляется двумя охватывавшими вал кронштейнами 22 с полиэтиленовыми втулками. На кронштейне 22 расположено устройство 35, сигнализирующее о достижении валом критической скорости вращения, при этом на пульте управления загорается лампочка 6.

Для определения статического прогиба исследуемого вала на установке предусмотрено специальное устройство.

Механизм нагружения вала состоит из разрезного кольца 31 с упорами 32, рычага 34 и груза 33. Перед измерением прогиба разрезное кольцо 31 необходимо совместить с кольцевой канавкой диска 25. При нажатии на рукоятку 17 диск, а следовательно, и вал, нагрузятся статическим усилием 8, 3 Н. Величина прогиба наблюдается по шкале индикатора часового типа 13 с ценой деления 0,01 мм, установленного в крышке 14 и фиксируемого винтом 15.

После измерения прогиба необходимо нажать на рукоятку 17 и отодвинуть кольцо 31 влево или вправо до совмещения с пазом 29.

Установка подключается к электросети шнуром с вилкой 1.

Управление установкой и измерения осуществляются органами управления, установленными на панели 2.

Перед включением установки необходимо сдвинуть вправо до упора крышки 12, 14, при этом отключается блокировочное устройство 16.

Включение установки производится выключателем 3, при этом загорается лампа 4 «Сеть».

Пуск двигателя 18 осуществляется кнопкой 8. Число оборотов двигателя регулируется рукояткой 7 и контролируется прибором 5. При достижении валом критической скорости замыкается контактное устройство 35 и загорается лампа 6, сигнализирующая о наличии резонанса вала. При отсутствии резонанса лампа 6 не горит.

Включение электродвигателя 18 производится кнопкой 9. Зазор между валом и контактным устройством регулируется винтом 11.

Исследуемый вал имеет следующие параметры:

- диаметр, мм – 12;
- расстояние между опорами, мм – 500–550;
- плотность материала вала, г/см<sup>3</sup> – 7,8

Возмущающая сила осуществляется диском с добавочными грузами; масса диска, кг – 2–2,7;

- величина перемещения диска относительно среднего положения, мм –  $\pm 2,5$ ;
- частота возмущающей силы, об/мин. – бесступенчатая.
- частота возмущающей силы, об/мин. – 3–3000;
- регулировка частоты возмущающей силы – бесступенчатая.

Измерение частоты возмущающей силы производится измерительным прибором тахогенератором ТМГ-30П.

Измерение статического прогиба вала выполняется индикатором часового типа.

Привод установки – от коллекторного электродвигателя типа УЛ-062:

- напряжение, В – 220;
- мощность, кВт – 018;
- частота вращения, об/мин – 5000.

Габариты установки:

- длина, мм – 1115;
- ширина, мм – 280;
- высота, мм – 430.
- масса, кг – 115.

### 3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством установки.
2. Составить схему установки.
3. Записать исходные данные.
4. Для определения экспериментального значения величины статического прогиба  $f_s$  следует с помощью нагрузочного устройства нагрузить вал и определить жесткость системы по формуле 4.
5. Определить статический прогиб вала по выражению 3
6. Определить критическое число оборотов вала по формуле 6.
7. После определения приведенных выше величин производится пуск установки.
8. Поворотом рукоятки ЛАТР-2М увеличивать скорость вращения вала. В момент загорания лампы «резонанс» следует зарегистрировать величину скорости.
9. После регистрации величины скорости продолжать увеличение скорости вращения до затухания лампы «резонанс». В момент затухания лампы зарегистрировать скорость вращения вала.

*Примечание.* Производится регистрация скорости вращения вала в момент входа и выхода из резонанса при последовательном уменьшении скорости.

Опыт повторяется 2–3 раза.

10. По результатам опыта определяется среднее значение критической скорости вала

$$n_{\text{кр.ср.}} = \frac{n_{\text{кр.}} + n'_{\text{кр.}}}{2}, \quad (7)$$

где  $n'_{\text{кр.}}$  – среднее значение скорости в момент входа в резонанс;

$n''_{кр}$  – среднее значение скорости в момент выхода, из резонанса.

11. Увеличивается масса диска путем установки дополнительных грузов. В один из дисков ввинчивается винт. При этом достигается дисбаланс 40 г.см.

#### **4. Протокол отчета**

Протокол отчета должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Схема к расчету прогиба вала.
4. График зависимости критической скорости от величины нагрузки.
5. График зависимости критической скорости от расположения диска.
6. График зависимости критической скорости от расположения опоры.
7. Сравнение численных величин критических скоростей и прогибов, полученных при теоретическом расчете и в результате опыта.
8. Делаются выводы о влиянии различных параметров на величину критической скорости вала и его прогиб.

#### **5. Контрольные вопросы**

1. Как устроены оси и валы и для чего они предназначены?
2. Какая разница между осью и валом?
3. Когда необходимо рассчитывать вал на критическое число оборотов?
4. Какую угловую скорость вращения вала называют критической?
5. Валы каких машин работают в закритической области?
6. Что называют самоуправлением вала в закритической области?
7. Какие валы называют гибкими и какие – жесткими?
8. Назовите способы борьбы с колебаниями.

#### **Список литературы**

1. Курмаз, Л.В. Детали машин / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: УП Технопринт, 2006.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

## Лабораторная работа № 5

### Передачи редукторные

Лабораторная работа состоит из трех частей:

Часть 1. Исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора.

Часть 2. Исследование влияния режимов работы привода на КПД конического редуктора.

Часть 3. Исследование влияния режимов работы привода на КПД цилиндрического редуктора.

#### Цель работы

Цель 1 части – экспериментальное исследование закономерности изменения коэффициента полезного действия червячного редуктора при разных режимах работы привода.

Цель 2 части – экспериментальное исследование закономерности изменения коэффициента полезного действия конического редуктора при разных режимах работы привода.

Цель 3 части – экспериментальное исследование закономерности изменения коэффициента полезного действия цилиндрического редуктора при разных режимах работы привода.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

– основные составляющие потерь мощности в редукторе, их зависимость от передаваемой нагрузки и частот вращения валов;

– устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

– экспериментально определять и теоретически рассчитывать вращающие моменты на валах редуктора и по ним определять КПД на различных режимах нагружения;

– обоснованно выбирать режимы эксплуатации редуктора, обеспечивающие минимальные потери как в приводе, так и в редукторе.

#### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Коэффициент полезного действия редуктора (КПД) есть отношение полезной мощности к затраченной

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i}, \quad (1)$$

где  $P_1$ ,  $P_2$  – мощности на ведущем (затраченная) и на ведомом (полезная) валах редуктора, Вт;

$T_1, T_2$  – вращающие моменты на ведущем и ведомом валах редуктора, Н·м;

$\omega_1, \omega_2$  – угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов редуктора, рад/с;

$n_1, n_2$  – частоты вращения ведущего и ведомого валов, мин<sup>-1</sup>;

$i$  – передаточное отношение исследуемого редуктора.

В свою очередь мощность потерь в редукторе составляет, Вт

$$P_{\phi} = P_1 - P_2 = P_1 \cdot (1 - \eta) = P_1 \cdot \psi, \quad (2)$$

где  $\psi$  – коэффициент относительных потерь в редукторе.

$$\Psi = 1 - \eta = \psi_3 + \psi_{\pi} + \psi_{\text{пм}} + \psi_{\text{в}}, \quad (3)$$

где  $\psi_3$  – коэффициент относительных потерь в зацеплении;

$\psi_{\pi}$  – коэффициент относительных потерь в подшипниках;

$\psi_{\text{пм}}$  – коэффициент относительных потерь на перемешивание масла;

$\psi_{\text{в}}$  – коэффициент относительных потерь на привод вентилятора у редукторов с искусственным воздушным охлаждением.

Потери в зацеплении являются следствием чрезвычайно сложного для исследования процесса взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев. В общем случае силы трения между зубьями зависят от шероховатости их рабочих поверхностей, режима и вида смазки, соотношения скоростей качения и скольжения в контакте и величины передаваемой полезной нагрузки.

В червячной передаче потери в зацеплении составляют основную часть потерь мощности в связи с наличием относительного скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

В режиме полужидкостной смазки силы трения увеличиваются при уменьшении вязкости масла и скорости в зацеплении. При высоких скоростях за счет повышения несущей способности масляного клина между зубьями вступают в силу зависимости, характерные для гидродинамического режима смазки.

Потери на трение в зацеплении обычно принимают пропорциональными полезной нагрузке и относят к так называемым нагрузочным потерям.

Валы современных редукторов обычно устанавливают на подшипниках качения, для которых характерны малые потери на трение

$$\Psi_{\pi} = 0,005 \dots 0,010$$

Потери на перемешивание масла растут с увеличением окружной скорости, вязкости масла, ширины зубчатых колес и глубины их погружения в масляную ванну.

Коэффициент относительных потерь на привод вентилятора  $\psi_{\text{в}}$  существенно зависит от частоты вращения валов.

Раздельное измерение составляющих потерь мощности связано с большими трудностями. Поэтому обычно опытным путем определяют суммарные потери мощности, которые характеризуют общий КПД редуктора.

Средние значения КПД червячных передач с жидкой смазкой при разных числах заходов червяка  $Z_1$  представлены в табл. 1.

Таблица 1

**КПД червячных передач с жидкой смазкой**

$Z_1$	1	2	4
$i$	32...63	16...32	7...16
$\eta$	0,65...0,80	0,75...0,85	0,80...0,90

При передаче неполной мощности КПД значительно ниже вследствие влияния постоянных потерь, т.е. потерь, не зависящих от передаваемой мощности.

**2. Установка для испытаний**

Лабораторная установка и ее кинематическая схема представлены на рис. 1.

Установка содержит электродвигатель 1 и три исследуемых передачи: червячный редуктор 2, конический редуктор 3, цилиндрический двухступенчатый соосный мультипликатор 4, соединенные между собой и с электродвигателем посредством торсионных валов 8,10,12,14 и ременной передачи 5, выступающей в качестве нагружающего устройства в замкнутый контур.

Все узлы привода закреплены на раме с декоративной панелью 20. Управление двигателем осуществляется кнопочной станцией (выключатель питания установки 17, кнопка пуска электродвигателя 18 и кнопка останова электродвигателя 19), расположенной с правой стороны плиты.

От электродвигателя 1 вращение подается через торсионный вал 8 на ведущий вал червячного редуктора 2 с передаточным отношением  $i_1 = 7$ . Червячный редуктор 2 снижает частоту вращения от вала электродвигателя 1 в  $i_1$  раз и через торсионный вал 10 подает вращение на ведущий вал конического редуктора 3.

Конический редуктор 3 имеет передаточное отношение  $i_2 = 2$ , т.е. снижает частоту вращения от ведущего вала к ведомому в  $i_2$  раз.

Далее движение подается через торсионный вал 12 на ведущий вал цилиндрического двухступенчатого соосного мультипликатора 4 с передаточным отношением  $i_3 = 1/10,5$ , увеличивая частоту вращения от ведущего вала к ведомому в  $1/i_3$  раз.

От ведомого вала цилиндрического мультипликатора 4 вращение подается через торсионный вал 14 на большой шкив ременной передачи 5, имеющей передаточное отношение  $i_4 = 1/1,55$ .

Вращение снимается с меньшего шкива ременной передачи 5 и замыкается на валу электродвигателя 1.

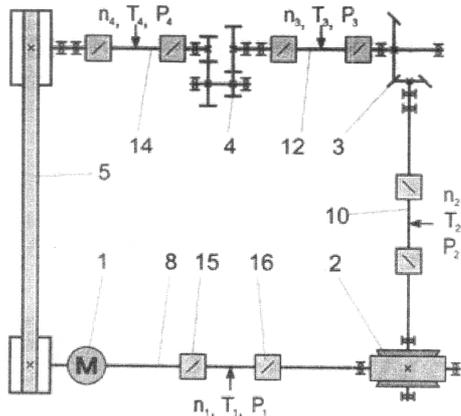
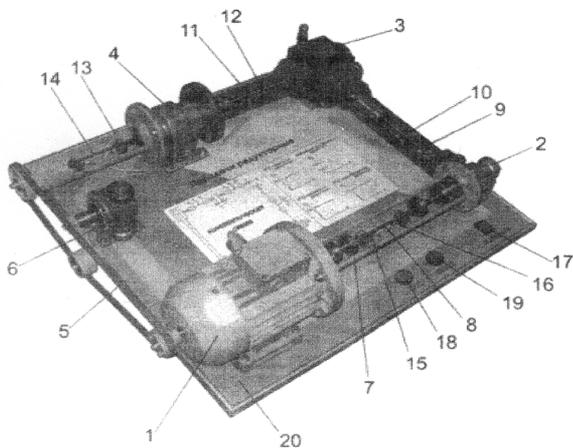


Рис. 1. Автоматический лабораторный комплекс «Детали машин – передачи редукторные»

Общее передаточное отношение исследуемых передач 2,3 и 4  $i_{общ} = 1,33$ , передаточное отношение ременной передачи 5  $i_4 = 1/1,55$ , т.е. ременная передача работает со скольжением от 0 до 15%. Увеличение натяжения ремня увеличивает вращающий момент, передаваемый ре-

менной передачи. Натяжение ремня изменяется при помощи натяжного устройства 6.

Вращающий момент измеряется при помощи датчиков моментов 7, 9, 11 и 13. Вращающий момент на входном валу червячного редуктора 2 измеряется датчиком момента 7, на выходном валу – датчиком момента 9. Вращающий момент на входном валу конического редуктора 3 измеряется датчиком момента 9, на выходном валу – датчиком момента 11. Вращающий момент на входном валу цилиндрического двухступенчатого соосного мультипликатора 4 измеряется датчиком момента 11, на выходном валу – датчиком момента 13.

Датчик момента 7 представляет собой торсион определенной жесткости, угол закручивания торсиона определяется двумя индуктивными датчиками 15 и 16. Датчик 16 также определяет частоту вращения торсиона. Данные, полученные с датчиков, поступают на контроллер стенда, а затем в ЭВМ для последующей обработки.

Эксперимент целесообразно производить на прогретой установке, т.к. при холодном масле существенно возрастают потери на размешивание и разбрызгивание смазки, что искажает результаты эксперимента.

Лабораторные работы выполняются с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программы RTS 3.

### 3. Порядок выполнения работы

Лабораторная работа выполняется в диалоговом режиме с элементами автоматизированной системы научных исследований (АСНИ).

1. Проверить подсоединение установки к ПЭВМ, включить питание установки и ПЭВМ.

2. Выбрать лабораторную работу (последовательно выполняются все 3 части работы).

3. Нажатием кнопки *Исходные данные* вывести на экран параметры исследуемой передачи.

4. Нажатием кнопки *Расчетный КПД* вывести на экран значение расчетного КПД исследуемой передачи.

5. Проведение эксперимента.

5.1. Нажатием кнопки *Эксперимент* вывести на экран окно предварительного этапа эксперимента.

5.2. Ослабить натяжение ремня, растормозить муфту, открутив штурвал до свободного состояния (**не откручивать полностью**) и запустить электродвигатель нажатием кнопки *ВКЛ.* на панели лабораторной установки.

5.3. Нажатием кнопки *ОК* вывести на экран окно подготовки оборудования.

**В процессе подготовки оборудования не изменять натяжение ремня.**

5.4. После завершения подготовки оборудования на экране начинается отображаться график. Медленно натягивая ремень при помощи натяжного устройства, увеличивать нагрузку на редуктор, следя за количеством снимаемых точек и максимальным вращающим моментом на ведомом валу.

5.5. Эксперимент следует завершить нажатием кнопки **Остановить**, когда максимальный вращающий момент на ведомом валу составит 20...21 Нм, при этом количество точек измерения должно быть не менее 150.

5.6. Ослабить натяжение ремня. Остановить электродвигатель нажатием кнопки **ВЫКЛ.** на панели лабораторной установки.

5.7. Выключить установку.

6. Обработка результатов.

Вкладка *График зависимости КПД от нагрузки на ведомом валу* отображает зависимость КПД исследуемой передачи от вращающего момента на ведомом валу.

Вкладка *График зависимости мощностей от нагрузки на ведомом валу* отображает зависимость мощностей на ведущем и ведомом валах исследуемой передачи от вращающего момента на ведомом валу.

Для обработки полученных результатов вводим значение глубины фильтра (осреднение) в поле результатов осреднения (верхний правый угол окна программы). Значение глубины фильтра должно быть кратным 7 и зависит от количества точек измерения.

При количестве точек измерения больше 100 значение глубины фильтра ориентировочно должно быть 14,21. При количестве точек измерения больше 150 значение глубины фильтра ориентировочно должно быть 21,28. При количестве точек измерения больше 200 значение глубины фильтра должно быть 28,35. Осреднение осуществляется на обоих графиках одновременно.

#### 4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать:

1. Цель работы.

2. Схема установки.

3. После выбора оптимальной глубины фильтра и применения его к полученным результатам нажать кнопку **ОТЧЕТ**, после чего программа открывает MS WORD и вставляет в него отчет по проведенной лабораторной работе.

В отчет необходимо ввести фамилии студентов, выполнявших лабораторную работу, номер группы и фамилию преподавателя. Отчет сохранить в любой удобной папке.

4. При необходимости повторного проведения лабораторной работы следует сделать сброс всех полученных данных, выбрав требуемую строку в меню *Настройка* либо нажав комбинацию клавиш *Ctrl+Delete*.

### **5. Контрольные вопросы**

1. По каким формулам можно определить КПД редуктора?
2. Назовите основные причины потери мощности в редукторе.
3. Как изменяется КПД редуктора с увеличением числа его ступеней?
4. Как изменяется КПД редуктора при уменьшении нагрузки  $T_2$ ?
5. Чему равно значение КПД редуктора при нагрузке  $T_2 = 0$ ? Почему?

### **Список литературы**

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев. – М.: Академия, 2004.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

# Лабораторная работа № 6

## Основы монтажа и определение параметров редуктора

### Цель работы

Составление кинематической схемы редуктора, исследование его кинематики, определение параметров зубчатых колес, межцентровых расстояний, КПД редуктора и его ступеней, а также изучение опор валов, креплений зубчатых колес на валах, смазки редуктора. Усвоение теоретического материала, ознакомление студентов с наиболее типичными узлами и деталями редукторов.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

- основные параметры редукторов и основы их монтажа;
- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

- экспериментально определять и теоретически вычислять величину коэффициента полезного действия редуктора.

### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Редукторы служат для уменьшения числа оборотов и для увеличения крутящих моментов. Чаще всего редукторы располагаются между электродвигателями и исполнительными механизмами, требующими пониженного числа оборотов. Цилиндрические редукторы передают вращение между параллельными валами.

В приливах корпуса, где располагаются подшипниковые узлы, должна быть сквозная расточка, соответствующая диаметру наружного кольца наиболее нагруженного подшипника.

Внутренние кольца подшипников устанавливаются на валы редукторов с натягом. Зубчатые колеса соединяются с валом шпонками для передачи крутящих моментов. Иногда колеса малого диаметра делаются заодно с валом. Зубчатые колеса смазываются окунанием их в масляную ванну. Контроль уровня масла осуществляется маслоуказателями или через смотровое окно, располагаемое обычно в стенке редуктора и закрытое оргстеклом. Уровень масла должен быть таким, чтобы колеса погружались в масляную ванну на глубину не более  $1/3$  диаметра колеса. Необходимое общее количество масла можно определить по мощности электродвигателя, из расчета примерно 0,5 литра на 1 кВт передаваемой мощности. Смазка подшипников качения редукторов наиболее просто осуществляется разбрызгиванием масла зубчатыми колесами. Если смазка разбрызгиванием не применима, например, из-за малых окружных скоростей зубчатых колес, применяют консистентную смаз-

ку. При консистентной смазке предусматривают некоторое пространство для заполнения смазкой.

Важным условием для цилиндрических редукторов является соосность колес.

Межцентровые расстояния в цилиндрических редукторах определяются по формуле

$$a_{\omega 1-2} = \frac{m_{n1}(z_1 + z_2)}{\cos \beta_1 - 2}, \quad (1)$$

$$a_{\omega 3-4} = \frac{m_{n2}(z_3 + z_4)}{\cos \beta_2 - 2}. \quad (2)$$

В двухступенчатых редукторах чаще всего  $a_{1-2} = a_{3-4}$ . Обычно межцентровые расстояния стандартизируются. Общее передаточное число редуктора определяется как произведение передаточных чисел отдельных его ступеней.

Передаточные числа отдельных ступеней редуктора определяются подсчетом чисел зубьев и колес

$$i_{1-2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad i_{3-4} = \frac{z_4}{z_3} \text{ и т.д.}, \quad (3)$$

$$i_{\text{ред}} = i_{1-2} \cdot i_{3-4}. \quad (4)$$

КПД редуктора можно рассматривать как отношение мощности полученной (т.е. мощности на выходном валу редуктора, соединяемого с валом исполнительного механизма) к мощности затраченной (т.е. мощности на входном валу редуктора). Чем больше потери на трение внутри редуктора, тем меньше КПД. Коэффициенты полезного действия отдельных узлов редуктора определяются, экспериментально.

Известно, что КПД закрытой зубчатой передачи составляет  $\eta_{\text{зп}} = 0,97 \pm 0,98$ , открытой зубчатой передачи  $\eta_{\text{он}} = 0,95$ , пары подшипников качения  $\eta_{\text{п}} = 0,99$  и т.д.

Общий КПД редуктора определяется как произведение КПД всех его узлов, где происходят потери на трение

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{3-4} \cdot \eta_{\text{п}}^n \quad (5)$$

## 2. Установка для испытаний

Лабораторная работа выполняется на двухступенчатом цилиндрическом горизонтальном косозубом соосном редукторе общемашинно-строительного применения типа Ц2У-200, кинематическая схема которого приведена на рис. 1.

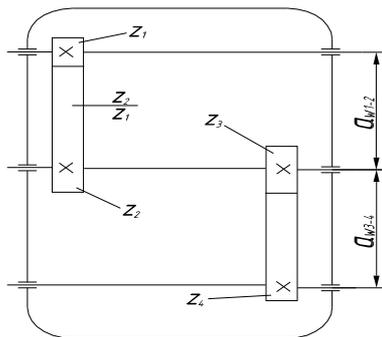


Рис. 1. Кинематическая схема редуктора

Основные измерительные инструменты, применяемые при выполнении работы – кронциркуль, измерительная линейка, штангенциркуль ШЦ-1, угломер 2УРИ.

### 3. Порядок выполнения работы

1. Отвинтить гайки фланцевых болтов и болтов подшипниковых узлов и снять верхнюю крышку редуктора. Осмотреть крышку редуктора, установить места крепления рым-болтов и местонахождение люка для заливки масла и осмотра зубчатых колес.

2. Осмотреть внутреннее устройство редуктора,

а) определить число ступеней редуктора;

б) подсчитать число зубьев шестерни  $z_1$ , и колеса  $z_2$  первой ступени, число зубьев шестерни  $z_3$  и колеса второй ступени  $z_4$ .

3. Начертить кинематическую схему редуктора и обозначить на ней число зубьев на каждом колесе.

4. Определить передаточное число первой ступени  $i_{1-2}$  по формуле (3).

5. Определить передаточное число второй ступени  $i_{3-4}$  по формуле (3).

6. Подсчитать общее передаточное число редуктора  $i_{ред}$  по формуле (4).

7. Измерить расстояние  $H_1$  от основания редуктора до осей быстрого и тихоходного валов, пользуясь линейкой.

8. Измерить диаметры валов:  $d_{в1}$ ;  $d_{в2}$ ;  $d_{в3}$ .

9. Измерить расстояние от поверхности 1-го вала до окружности выступов шестерни  $L$ .

10. Измерить расстояние от поверхности 2-го вала до окружности выступов колес, находящихся на нем  $L_2$  и  $L_3$ .

11. Измерить расстояние от поверхности 3-го вала до окружности выступов колеса, находящегося на нем  $L_4$ .

12. Измерить углы наклона зубьев обеих пар колес  $\beta_1$  и  $\beta_2$ .

13. Подсчитать диаметры выступов всех колес, пользуясь зависимостью  $D_e = 2L + d_v$ .

14. Определить по диаметрам выступов значение нормальных модулей зацепления

$$m_{n1} = D_{e1} \div \left( \frac{z_1 + 2}{\cos \beta_1} \right); \quad m_{n1} = D_{e2} \div \left( \frac{z_2 + 2}{\cos \beta_1} \right);$$
$$m_{n2} = D_{e3} \div \left( \frac{z_3 + 2}{\cos \beta_2} \right); \quad m_{n2} = D_{e4} \div \left( \frac{z_4 + 2}{\cos \beta_2} \right).$$

15. Измерить расстояние между центрами валов  $a_w$  (измерение произвести 3 раза и взять среднее значение  $a_{w1-2}$  и  $a_{w3-4}$ ).

16. По межцентровым расстояниям  $a_{w1-2}$  и  $a_{w3-4}$ , числам зубьев и углам наклона подсчитать модули зацепления первой и второй ступеней  $m_{n1}$ ,  $m_{n2}$ , пользуясь формулами (1) и (2).

17. Подсчитать среднее значение модулей 1 и 2 ступеней.

18. Расчетные величины средних значений модулей округлить по ГОСТ.

19. Перечислить элементы редуктора, где происходят потери мощности, и указать значения КПД.

20. Определить общий КПД редуктора.

21. Замерить диаметры концов входного быстроходного и тихоходного валов редуктора и сравнить их.

22. Определить при осмотре нижней части корпуса редуктора местоположение маслоуказателя и спускной пробки.

23. Подсчитать количество болтов, скрепляющих нижнюю и верхнюю части корпуса редуктора.

24. Определить количество и местоположение подшипников качения.

25. Подсчитать количество глухих и сквозных крышек подшипников и определить характер их соединения с корпусом (на болтах или врезные).

26. Закрыть редуктор и соединить верхнюю и нижнюю части корпуса болтами.

#### **4. Протокол отчета**

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Цель работы.
2. Краткое описание конструкции редуктора.
3. Кинематическую схему редуктора.
4. Результаты измерений и вычислений всех параметров, указанных в предыдущем разделе.

#### **5. Контрольные вопросы**

1. Для каких целей предназначен редуктор?
2. Каким образом соединяются подшипники с валом?
3. Каким образом соединяются зубчатые колеса с валом?
4. Каким образом осуществляется смазка зубчатых передач редуктора?
5. Каким образом осуществляется смазка подшипников редуктора?
6. Как осуществляется контроль за уровнем масла?
7. Как определяется КПД редуктора?
8. Какие параметры характеризуют редуктор?

#### **Список литературы**

1. Гузенков, П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М.: Высш. шк., 1986.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1985.
3. Барканов, Н.А. Справочник конструктора РЭА: компоненты, механизмы, надежность / Н.А. Барканов, Б.Е. Бердичевский и др.; под ред. Р.Г. Варламова. – М.: Радио и связь, 1985.
4. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Машиностроение, 1986.
5. Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин: справочное пособие / А.В. Кузьмин. – Минск: Высш. шк., 1986. – С. 341.
6. Подшипники качения: справочник-каталог / под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – С. 280.

# Лабораторная работа № 7

## Определение момента трения в подшипниках качения

### Цель работы

Экспериментальное определение момента трения в зависимости от нагрузки, скорости вращения, а также уровня смазки в корпусе подшипника.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

- методы определения потерь в подшипниковых соединениях;
- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать момент трения в подшипниках качения.

### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Одна из основных задач, решаемых при проектировании к эксплуатации машин – это задача снижения трения. Ее решение позволит повысить КПД, характеризующий механическое совершенство машины.

В машинах и механизмах наиболее распространено вращательное движение: это движение легко сделать непрерывным; при нем легче достигнуть равномерности хода и уменьшить потери на трение. Опорами для валов и вращающихся осей служат подшипники. В зависимости от рода трения, развивающегося в подшипнике, различают подшипники скольжения и качения.

Подшипники качения обладают целым рядом достоинств, поэтому они широко применяются в современном машиностроении. Одной из основных характеристик подшипников качения являются потери на трение, которые определяются:

- конструкцией подшипника (геометрия тел качения);
- качеством сборки и монтажа;
- скоростью вращения;
- качеством смазки;
- температурным режимом.

Потери на трение складываются из постоянных и переменных.

Постоянная составляющая – это потери на площадках контакта тел качения (шариков и роликов) с кольцами, трение между телами качения и сепараторам, гидродинамическое сопротивление смазки.

Переменная составляющая возникает от действия внешней нагрузки и зависит от ее величины. Теоретически задача сопротивления вращению не имеет точного решения, момент сил трения определяется с по-

мощью приближенных расчетных формул или на основании эмпирических данных.

Для приближенных расчетов момент от трения определяется по формуле

$$M_{\text{тр}} = (T + f \cdot F_r) \cdot 0,5d, \quad (1)$$

в которой постоянная составляющая

$$M_{\text{const}} = 0,5d \cdot T, \quad (2)$$

где  $T = c \cdot d$  – сила сопротивления в подшипнике при отсутствии нагрузки;

$c$  – коэффициент, зависящий от типа подшипника;

$d$  – посадочный диаметр вала.

Момент трения, зависящий от нагрузки, рассчитывается по формуле

$$M = 0,5d \cdot f_{\text{пр}} \cdot F_r, \quad (3)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка;

$f_{\text{пр}}$  – приведенный коэффициент трения, зависящий от типа подшипника.

Потеря мощности, обусловленная подшипниками качения в процессе рабочего режима, определяется в кВт

$$P = M \cdot \omega = \frac{\pi \cdot f_{\text{пр}} \cdot F_r \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} = 5,2 \cdot 10^{-5} \cdot f_{\text{пр}} \cdot f_r \cdot d \cdot n, \quad (4)$$

где  $\omega$  – угловая скорость,  $\text{с}^{-1}$ ;

$n$  – частота вращения вала,  $\text{мин}^{-1}$ .

Из формулы 4 видно, что потери в подшипниках зависят от величины нагрузки и скорости вращения.

## 2. Установка для испытаний

Данная работа выполняется на установке для определения момента трения в подшипниках качения ДМ 28М.

2.1. Типы испытуемых подшипников:

– шариковый радиальный однорядный 208 ГОСТ 8338-75 легкой серии, внутренний диаметр подшипника – 40 мм;

– шариковый радиальный однорядный 308 ГОСТ 8338-75 средней серии, внутренний диаметр подшипника – 40 мм;

– шариковый радиальный сферический двухрядный 1208 ГОСТ 5720-75 легкой серии, внутренний диаметр – 40 мм;

– роликовый конический однорядный 7208 ГОСТ 333-79 легкой серии, внутренний диаметр подшипника – 40 мм;

2.2. Максимальное усилие нагружения 11,8 кН.

- 2.3. Частота вращения вала: 970, 1880, 2860 мин<sup>-1</sup>;  
 угловая скорость: 102, 197, 300 с<sup>-1</sup>.
- 2.4. Метод измерения нагрузки – с помощью динамометрической скобы и индикатора часового типа.
- 2.5. Метод измерения момента трения:  
 – по шкале с помощью маятника.
- 2.6. Питание от сети 3-фазного переменного тока напряжением 380 В, частота 50 Гц.
- 2.7. Привод – электродвигатель А02-11-4; Р<sub>эд</sub> = 0,6 кВт;  
 n – 1350 мин<sup>-1</sup>; (141 рад<sup>-1</sup>) ГОСТ 19523-81.
- Общий вид установки представлен на рис. 1.

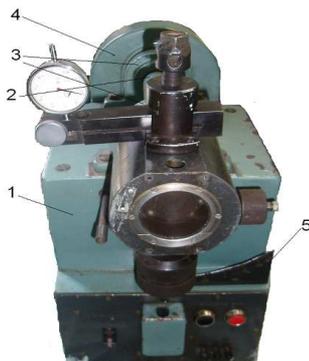


Рис. 1. Установка ДМ28М для испытания подшипников качения

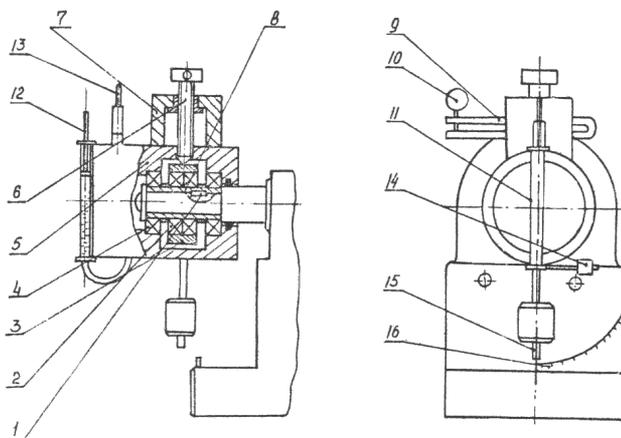


Рис. 2. Испытательная головка на установке ДМ28М

Установка состоит из корпуса 1, на котором смонтирован вал 2 с испытательной головкой и силоизмерительным устройством. Вал находится в двух подшипниковых опорах 3 и приводится во вращение электродвигателем через трехступенчатую клиноременную передачу 4, которая находится в кожухе с быстросъемной крышкой. Натяжение ремня осуществляется натяжным устройством 5, расположенным в корпусе установки.

Схема испытательной головки приведена на рис. 2. Головка устанавливается на конце вала, имеющем шариковый фиксатор 1. Наружные кольца двух крайних испытуемых подшипников 2 находятся в общей обойме 3, а наружные кольца двух средних испытуемых подшипников 4 в корпусе головки 5, охватывающем обойму. Нагружение испытательной головки осуществляется с помощью винтовой передачи 6, корпус 7 которой связан с корпусом головки. При этом подшипники обоймы поджимаются к втулке 8, сидящей на валу, а подшипники корпуса отжимаются от нее.

Силоизмерительное устройство состоит из динамометрической скобы 9 и индикатора 10. Тарировочная характеристика динамометрической пружины приведена на рис. 3.

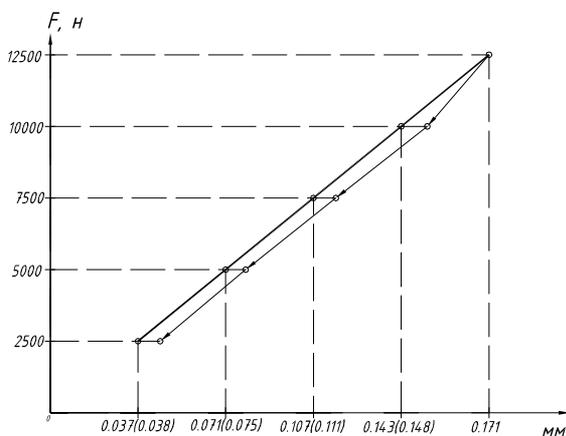


Рис. 3. Тарировочная характеристика динамометрической пружины

На испытуемой головке имеется смазочное устройство для смазки подшипников, состоящее из цилиндра 11 с поршнем 12. Передвижением поршня можно изменять уровень масла в подшипниках. Для определения начала стабильной работы подшипников предусмотрен термометр 13, определяющий температуру масла. Возникающий в подшипниках момент трения стремится повернуть корпус и с ним обойму двух средних подшипников. Закрепленный на корпусе головки маятник с грузом 14 будет удерживать корпус от вращения и отклонится на некоторый угол в зависимости от величины момента сил трения в подшипнике, который обуславливается постоянными потерями.

Стрелка 15, закрепленная на маятнике по шкале 16, протарированной в Н.м, показывает величину момента трения в подшипнике. Для уравнивания головки в сборе служит груз 14, перемещающийся на резьбе по штанге. Для ограничения поворота головки при пуске электродвигателя имеются ограничительные упоры 17.

Пуск электродвигателя осуществляется нажатием кнопки «Пуск» (черного цвета), остановка – нажатием кнопки «Стоп» (красного цвета).

### 3. Порядок выполнения работы

При включении установки необходимо убедиться, что все съемные лючки и крышки, через которые осуществляется доступ к вращающимся частям установки, находятся в закрытом положении.

Первое испытание проводить без заполнения подшипников маслом.

1. Установить на вал соответствующую головку.
2. Установить заданное число оборотов вала, включить установку и дать поработать 5 минут.
3. Сделать начальный отсчет момента трения без нагрузки. Отсчет снимают по отклонению стрелки маятника. Отклонение маятника показывает момент трения во всех четырех подшипниках, одновременно участвующих в работе,  $M_{тр}$ .

4. Выключить вращение вала. Винтом нагружения 6 создавать ряд ступеней нагрузки от 2500 Н до 12000 Н. Винт нагружения вращается с помощью ротора.

5. Для каждой ступени нагрузки измерять по шкале отсчета момент трения  $M_{тр}$ .

6. Повторить испытания для другого значения частоты вращения вала.

7. Повторить испытание, залив подшипники маслом:

- а) по центру нижнего шарика;
- б) до погружения в масло нижней части внутреннего кольца подшипника.

Масло подается в головку до риски на фланце головки. Уровень масла изменяется поршнем 12. Температура масла определяется по термометру. Испытания проводят в порядке, указанном в пунктах 2–6. Результаты опытов занести в таблицу.

8. Определить приведенный коэффициент трения. Момент трения в подшипниках от действия радиальной нагрузки

$$M = M_{тр} - M_{const}, \quad (5)$$

тогда приведенный коэффициент трения определяется по формуле

$$f_{пр} = \frac{M}{Q \cdot d}, \quad (6)$$

где  $Q = 2F_r$  – нагрузка на два средних подшипника испытательной головки.

9. Построить график зависимости момента трения и условного коэффициента трения от нагрузки для различных случаев смазки подшипников.

10. Построить график зависимости условного коэффициента трения от частоты вращения вала.

11. Определить расчетное значение условного коэффициента трения

$$f_{\text{усл}} = 1,2 \cdot \frac{f_{\text{к}}}{d} \cdot \frac{D_0}{d_{\text{ш}}}, \quad (7)$$

где  $f_{\text{к}} = 0,001$  см – табличное значение коэффициента трения качения для стали по стали;

$D_0, d_{\text{ш}}$  – диаметр расположения центров тел качения и шариков, соответственно, определяемые по справочным данным (сравнить  $f$  с экспериментальным).

#### 4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать:

1. Цель работы.
2. Краткое описание установки для испытаний.
3. Характеристика испытуемого подшипника по ГОСТу (табл. 1).
4. Схема нагружения исследуемых подшипников.
5. Результаты испытания подшипников оформляются в виде табл. 2.

*Таблица 1*

#### Характеристика испытуемого подшипника по ГОСТу

Наименование подшипника		
Номер подшипника		
Посадочный диаметр, мм	$d_{\text{ш}}$	
Диаметр шариков, мм	$d_{\text{ш}}$	
Диаметр расположения центров шариков, мм	$D_0$	
Динамическая грузоподъемность, кН	$c$	
Статическая грузоподъемность, кН	$c'$	
Предельная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n$	

## Результаты испытания подшипника по ГОСТу

Частота вращения	n	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	n <sub>3</sub>	n <sub>4</sub>
Момент трения, не зависящий от нагрузки, Нм	M <sub>const</sub>				
Нагрузка, Н	Q				
Момент трения, Нм	M <sub>тр</sub>				
Момент трения, зависящий от нагрузки	M				
Приведенный коэффициент трения	f <sub>пр</sub>				

6. Строятся графики зависимости

$$M = f(Q), f_{пр} = f(Q), f_{пр} = f(n).$$

### 6. Контрольные вопросы

1. Дать характеристику исследуемых подшипников.
2. Как изменяется момент трения в подшипнике с изменением нагрузки?
3. Как изменяется приведенный коэффициент трения в подшипнике с изменением нагрузки?
4. Как влияет на момент трения приведенный коэффициент трения и уровень смазки в подшипнике?
5. От чего зависят потери в подшипниках качения?

### Список литературы

1. Курмаз, Л.В. Детали машин / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: УП Технопринт, 2006.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.
5. Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин: справочное пособие / А.В. Кузьмин. – Минск.: Высш. шк., 1986. – С. 341.
6. Подшипники качения: справочник-каталог / под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – С. 280.

# Лабораторная работа № 8

## Обмер зубчатых колес

### Цель работы

Ознакомление студентов с элементарными методами измерения и расчета основных параметров цилиндрических зубчатых колес эвольвентного профиля.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

– основные геометрические характеристики зубчатых колес;

– устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

– экспериментально определять и теоретически рассчитывать параметры зубчатого колеса.

### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Основными параметрами зубчатого колеса являются:

1. Число зубьев  $z$ .
2. Модуль зацепления  $m$ .
3. Угол зацепления  $\alpha$ .
4. Диаметр делительной окружности  $d$ .
5. Диаметр основной окружности  $d_b$ .
6. Шаг зацепления  $P$ .
7. Диаметр окружности выступов  $d_a$ .
8. Диаметр окружности впадин  $d_f$ .
9. Высота головки зуба  $h_a$ .
10. Высота ножки зуба  $h_f$ .
11. Толщина зуба по делительной окружности  $S$ .

Число зубьев  $z$  определяется непосредственным подсчетом. Модуль зацепления  $m$  колеса с эвольвентным профилем зуба находится следующим образом. Известно, что шаг зацепления по основной окружности равен

$$P_b = P \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$

следовательно,

$$m = \frac{P_b}{\pi \cos \alpha} \quad (2)$$

Шаг легко определяется измерением. Охватим губками штангенциркуля  $n$  зубьев колеса так, чтобы плоскости губок касались эволь-

вентной части профиля зуба (рис.1). Для выполнения этого условия число охватываемых зубьев  $n$  должно быть взято из табл. 2, в зависимости от числа зубьев колеса  $z$ .

Если точки касания А и В (рис. 1) соединить между собой, то получим нормаль  $W_n$  к эвольвентным профилям, которая является касательной к основной окружности. Затем, охватив губками штангенциркуля  $n+1$  зубьев, измерим нормаль  $W_{n+1}$ . Разность измерений нормалей будет соответствовать расстоянию между одноименными профилями соседних зубьев и равна основному шагу  $P$

$$P_1 = W_{n+1} - W_n . \quad (3)$$

Следовательно, модуль зацепления может быть определен по формуле

$$m = \frac{W_{n+1} - W_n}{\pi \cos \alpha} , \quad (4)$$

где  $\alpha$  – угол зацепления, который по ГОСТу равен  $20^\circ$ .

Полученное таким образом значение модуля в мм нужно сверить с ГОСТ 9563-63. Небольшие отклонения от стандартных величин модуля (не более 0.05 мм) могут быть результатом неточности замеров.

ГОСТ 9563-63 предусматривает два ряда модулей:

Первый ряд: 0.8; 1; 1.25; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.

Второй ряд: 0.9; 1.125; 1.375; 1.75; 2.25; 2.75; 3.5; 4.5; 5.5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Первый ряд модулей является предпочтительным. Обмеряемые колеса могут быть с другим углом зацепления, поэтому выполним проверку.

Если известны диаметры окружностей выступов  $d_a$  и впадин  $d_f$ , то модуль зацепления можно определить по формуле

$$m = \frac{d_a}{z+2} = \frac{d_a}{z-2.5} . \quad (5)$$

Величины  $d_a$  и  $d_f$  при четном числе зубьев колеса измеряются штангенциркулем (рис. 2,а). При нечетном числе зубьев колеса величины  $d_a$  и  $d_f$  находятся в соответствии с рис. 2,б по формулам

$$d_a = d_{отв} + 2H_1 ; d_f = d_{отв} + 2H_2 , \quad (6)$$

где  $d_{отв}$  – диаметр отверстия втулки колеса.

Шаг зацепления  $P = \pi \cdot m$ . Угол зацепления найдется из соотношения

$$\cos \alpha = \frac{P_b}{P} . \quad (7)$$

Для колес, нарезанных с нулевым сдвигом режущего инструмента, остальные параметры определяются по следующим формулам:

- диаметр делительной окружности  $d = m \cdot z$ ;
- диаметр основной окружности  $d_b = d \cos \alpha$ ;
- высота головки зуба  $h_0 = \frac{1}{2}(d_a - d)$ ;
- высота ножки зуба  $h_f = \frac{1}{2}(d - d_f)$ ;
- толщина зуба по дуге делительной окружности  $S = \frac{1}{2} m \cdot \pi$ ;
- толщина зуба по хорде на делительной окружности

$$S_{xp} = d \cdot \sin \gamma, \text{ где } \gamma = \frac{90^\circ}{z} - \text{угол.}$$

Прежде чем измерить толщину зуба по хорде, необходимо предварительно рассчитать радиальное расстояние данной хорды до вершины зуба  $h'_{xp}$

$$h'_{xp} = \frac{1}{2}(d_a - d \cos \gamma). \quad (8)$$

На этом расстоянии  $h'_{xp}$  устанавливают и фиксируют установочную пластинку 3, а затем устанавливают зубомер так, чтобы установочная пластинка упиралась в вершину зуба и губки зубомера были сдвинуты до касания с зубом. Величина хордальной толщины зуба  $S'_{xp}$  читается по шкале 1.

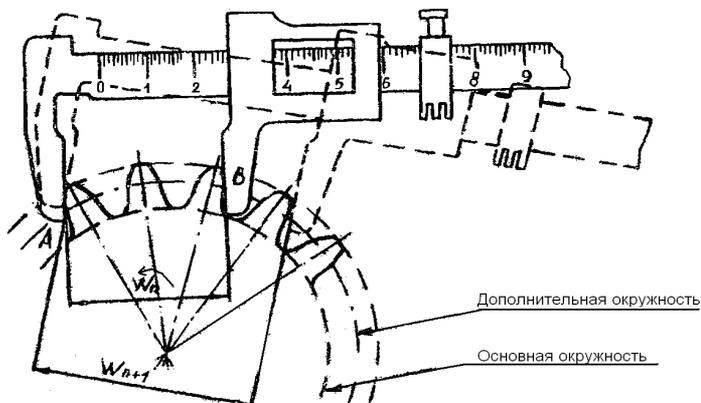


Рис. 1. Измерение шага зубчатых колес: а) при четном количестве зубьев; б) при нечетном

Измеренная величина  $S'_{xp}$  может не совпадать с расчетной величиной  $S_{xp}$ , что определит отклонение толщины зуба от теоретического значения на величину  $\Delta S$ :  $\Delta S = S'_{xp} - S_{xp}$ .

По ГОСТ 1643-70 уменьшение толщины зуба ограничивается допуском на толщину зуба, что обеспечивает требуемую норму бокового зазора в передаче.

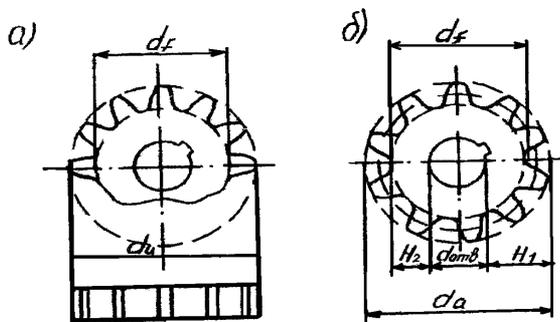


Рис. 2. Измерение диаметров зубчатых колес КРИВО:  
а) при четном количестве зубьев; б) при нечетном

Обмеряемое колесо может быть корригированным, т.е. нарезанным со сдвигом режущего элемента. В этом случае необходимо определить коэффициент сдвига режущего элемента  $\varepsilon$ , выражающий величину этого сдвига в долях модуля.

$$\varepsilon = \frac{S_b \pi - \text{inv}\alpha - \frac{\pi}{2}}{2 \text{tg}\alpha}, \quad (9)$$

где  $\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \alpha$ .

Толщина зуба на основной окружности определяется из очевидного соотношения (рис. 1)

$$S_b = W_{n+1} - nP_b. \quad (10)$$

Здесь  $n$  – число зубьев, охватываемых губками штангенциркуля при измерении  $P_b$ .

Толщина зуба по делительной окружности (для корригированных колес) будет равна

$$S = m \left( \frac{\pi}{2} + 2\varepsilon \text{tg}\alpha \right), \quad (11)$$

## 2. Детали и инструменты

Для выполнения работы применяются прямозубые шестерни различных геометрических размеров. Для измерений используются штангенциркули ШЦ-1.

### 3. Порядок выполнения работы

1. Подсчитать число зубьев колеса  $z$ .
2. По табл. 3.2. определить число  $n$ .
3. Измерить штангенциркулем отрезки  $W_n$  и  $W_{n+1}$ .
4. Определить величину  $P_B$ .
5. Определить модуль зацепления  $m$  и сравнить его со стандартным значением по ГОСТ 9563-63.
6. Выполнить проверочный расчет модуля, для чего измерить  $d_a$  и  $d_f$ .
7. Рассчитать все параметры зубчатого колеса  $P, d, d_a, d_f, h_a, h_f, S$ .
8. Определить хордальную толщину зуба  $S'_{xp}$  и проверить ее путем измерения штангензубомером непосредственно на колесах.
9. В случае обмера корригированного колеса необходимо определить по формуле коэффициент сдвига  $\epsilon$ , а затем  $S$ .
10. Оформить отчет по прилагаемой форме.

### 4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать:

1. Цель работы.
2. Краткое описание используемых деталей и инструментов.
3. Число зубьев колеса  $z$ .
4. Угол профиля инструментальной рейки  $\alpha_p = 20^\circ$ .
5. Определение модуля зацепления  $m$ .

Таблица 1

### Результаты обмера зубчатого колеса

Определение $W_n$ и $W_{n+1}$			Расчет модуля по замерам
№ замера	$W_n$	$W_{n+1}$	$n =$ (из табл. 3.2.) $P_B = W_{(n+1)cp} - W_{n(cp)}$ $m = \frac{P_B}{\pi \cdot \cos \alpha}$ Ближайшее значение модуля СТ СЭВ 310-76
1			
2			
3			
среднее			

6. Измерение диаметров окружностей выступов и впадин.

$$d_o = \text{мм}; d_0 = \text{мм};$$

7. Проверочный расчет модуля

$$m = \frac{d_a}{z + 2} = \frac{d_f}{z - 2,5}.$$

8. Расчет основных параметров колеса.

9. Определение толщины зуба по хорде на делительной окружности:

$$S_{xp} = d \cdot \sin \gamma, \text{ мм, где } \gamma = \frac{90^\circ}{z}.$$

Таблица 2

Зависимость n от z

z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-59	60-63	64-72	73-81	82-90
n	2	3	4	5	6	7	8	9	10

#### 4. Контрольные вопросы

1. Что такое эвольвента?
2. Какой зависимостью связаны шаг зацепления и модуль?
3. Что такое корригированное зубчатое колесо?
4. Сколько рядов модулей предусматривается стандартом?

#### Список литературы

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев. – М.: Академия, 2004.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

# Лабораторная работа № 9

## Исследование двухколочного тормоза

### Цель работы

Ознакомление с конструкцией и работой двухколочного тормоза, типа ТКТ-100 с электромагнитом типа М0-100, исследование работы двухколочного тормоза.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

– методы определения тормозного момента и коэффициента трения между шкивом и обкладкой;

– устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

– экспериментально определять и теоретически рассчитывать величину тормозного момента.

### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Собственный момент сопротивления установки определяется по формуле

$$M_0 = \frac{(k \cdot G D_1^2 + G D_2^2) \cdot n}{375 \cdot t_b}, \quad (1)$$

где  $k$  – количество установленных инерциальных дисков;

$G D_1^2$  – маховый момент одного инерционного диска,  $\text{кгм}^2$ ;

$G D_2^2$  – приведенный маховый момент вала, ротора двигателя и других вращающихся деталей,  $\text{кгм}^2$ ;

$n$  – число оборотов тормозного шкива, об/мин.;

$t_b$  – время свободного выбега, полученное в эксперименте, сек.

Тормозной момент, создаваемый тормозом

$$M_T = \frac{(k \cdot G D_1^2 + G D_2^2) \cdot n}{375 \cdot t_T} - M_c, \quad (2)$$

где  $t_T$  – время торможения, полученное в эксперименте, сек.

Замедление скорости движения

$$\alpha = \frac{V}{t_T}, \quad (3)$$

где  $V$  – окружная скорость тормозного шкива, м/сек.

На рисунке 1 приведен тарировочный график главной (рабочей) пружины, на рис. 2 приведен тарировочный график вспомогательной пружины.

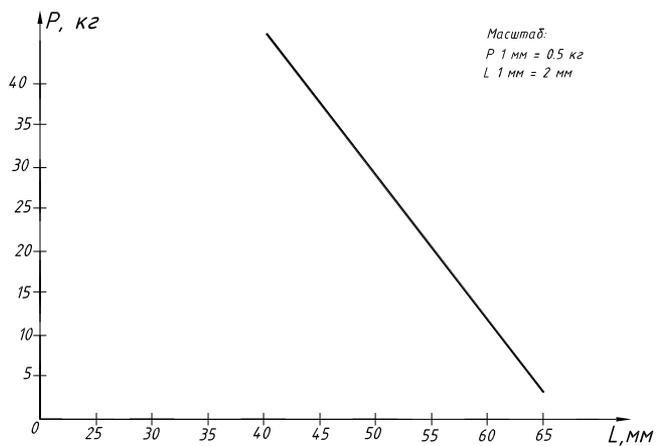


Рис. 1. Тарировочный график главной (рабочей) пружины

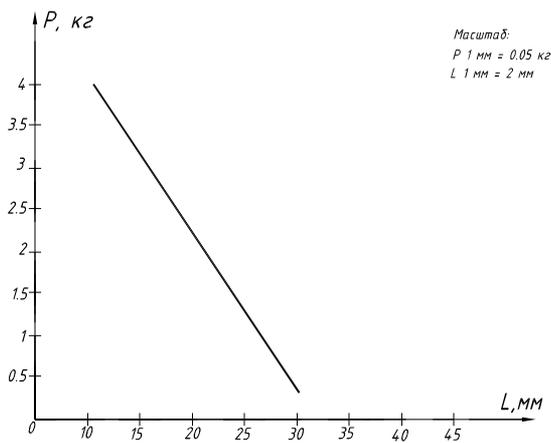


Рис. 2. Тарировочный график вспомогательной пружины

## 2. Установка для испытаний

Установка типа ДМ38М предназначена для испытания тормозов, что является закреплением знаний по важному разделу курса «Детали машин и основы конструирования».

Установка позволяет определить тормозной момент, замедление, угловую скорость и время торможения при трех различных маховых моментах и двух скоростях вращения. Величина тормозного момента может колебаться в пределах от 5 до 20 Нм.

На установке может быть определен коэффициент трения между колодками (обкладками) и тормозным шкивом.

Испытательный тормоз – двухколодочный, электромагнитный, короткоходовой, общего назначения, тип ТКТ-100. Материал обкладок – вальцовальная лента 3М-1 ГОСТ 15960-70.

а) электромагнит М0-100Б;

б) диаметр тормозного шкива, мм – 100;

в) питание электромагнита:

– ток	– напряжение	– частота
– переменный;	– $380 \pm 1 - \%$ ;	– 50 Гц.

Тормозной момент:

а) минимальный – 5 Нм;

б) максимальный – 20 Нм.

Инерционные диски:

а) количество, шт, – 3;

б) маховый момент диска,  $\text{кгм}^2$  0,39

в) приведенный маховый момент вращающихся деталей установки (без дисков),  $\text{кгм}^2$  – 0,1.

Электродвигатель двухскоростной, тип АОЛ-31-6

а) мощность, кВт  $-\frac{0,75}{1,1}$  ;

б) угловая скорость, об/мин  $-\frac{955}{1440}$  ;

рад/сек  $-\frac{95}{144}$

Измерение времени выбега – электросекундомером.

Измерение числа оборотов – тахометром или по скорости вращения электродвигателя.

Измерение тормозного момента – по шкале деформации главной пружины тормоза (по осциллографу).

На рисунке 3 изображен общий вид установки, где:

1 – основание установки;

2 – электродвигатель;

- 3 – втулочно-пальцевая муфта;
- 4 – соединительный вал;
- 5 – полумуфта тормозной шкив;
- 6 – сменные диски;
- 7 – постоянно закрепленный диск;
- 8 – двухколodочный тормоз;
- 9 – подвижная гайка с указателем изменения длины главной (рабочей) пружины;
- 10 – шкала деформации главной пружины;
- 11 – скоба тормоза;
- 12 – главная пружина;
- 13 – контактное устройство (для подключения осциллографа);
- 14 – поворотные кронштейны контрольной панели;
- 15 – панель контроля и управления;
- 17 – сигнальная лампа «Сеть»;
- 18 – реле контроля времени (управление секундомером);
- 19 – выключатель питания;
- 20 – кнопка «Разгон»;
- 21 – кнопка «Торможение»;
- 22 – кнопка «Выбег»;
- 23 – переключатель скорости «Скорость».

С помощью сменных дисков 6 устанавливается заданный маховой момент на валу 4 переключателем 23, задается скорость вращения электродвигателя.

Вращением маховика и перемещением гайки 9 устанавливают заданную затяжку главной пружины 12 (фиксируют по шкале 10) и тем самым устанавливают определенный тормозной момент.

Перед пуском установки включается питание выключателем 19. Предварительно проверяется прочность закрепления дисков 6 и установка кожуха 24,

Для разгона установки включается кнопка 20 «Разгон», дается некоторое время работы для стабилизации вращения.

В зависимости от назначения операции (определение времени свободного выбега при торможении) нажимается соответствующая кнопка 22 – «Выбег» или «Торможение» кнопка 21.

При нажатии кнопки «Выбег» или «Торможение» происходит отключение питания на электродвигатель и автоматическое включение электросекундомера, который также автоматически останавливается с остановкой вращения вала, показывая тем самым время (с точностью 0,001 сек) свободного выбега или торможения.

Перед включением должно быть проверено заземление установки.

При подключении установки необходимо убедиться в следующем:

а) гайка и контргайка крепления дисков должны быть затянуты до отказа;

б) вал установки должен вращаться только по часовой стрелке, если смотреть со стороны дисков (по стрелке, указанной на кожухе ограждения);

в) проверяется заземление.

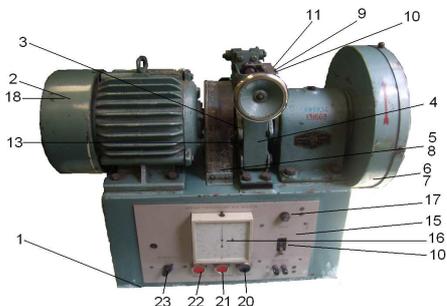


Рис. 3. Общий вид установки

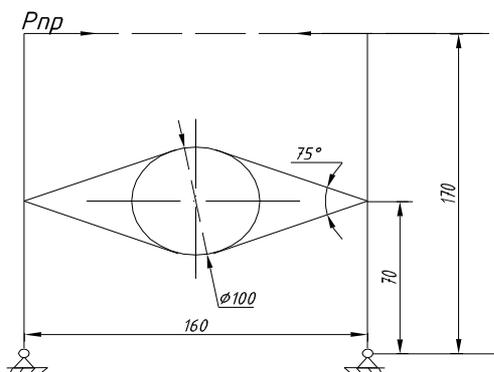


Рис. 4. Схема тормоза

На установке должны быть установлены защитные кожухи токоведущих элементов и вращающихся частей.

### 3. Порядок выполнения работы

1. Подготовка к работе:

а) устанавливают заданное число инерционных дисков (по указанию преподавателя);

б) устанавливают заданную скорость вращения электродвигателя (по указанию преподавателя);

в) устанавливают заданную затяжку главной (рабочей) пружины (по указанию преподавателя).

2. Проведение эксперимента:

а) включают питание на установку;

б) включают электродвигатель установки, по достижении установившейся скорости нажимают «Выбег». Время выбега  $t_v$  фиксируют по электросекундомеру;

в) включают электродвигатель установки, по достижении установившейся скорости нажимают кнопку «Торможение».

Время торможения  $t_T$  фиксируют по электросекундомеру.

Для устранения случайных помех каждое включение повторяется 4 раза, один наиболее удаленный результат отбрасывают, а из трех оставшихся определяют среднее значение.

3. По величине тормозного момента, размерам тормоза, усилиям, создаваемых главной (рабочей) и вспомогательной пружинами, определяют значение коэффициента трения между шкивом и обкладкой, а также определяют удельное давление на обкладке.

#### **4. Протокол отчета**

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Цель работы.

2. Краткое описание измерительной установки.

3. Результаты измерений и вычислений всех параметров, указанных в предыдущем разделе.

#### **5. Контрольные вопросы**

1. Что такое удельное давление?

2. Что такое коэффициент трения скольжения?

3. Что такое конус трения?

4. Как связан коэффициент трения с усилием главной пружины?

#### **Список литературы**

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев. – М.: Академия, 2004.

2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.

3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.

4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

# Лабораторная работа № 10

## Исследование соединения, работающего на сдвиг

### Цель работы

Экспериментальное определение величины минимальной силы, вызывающей относительный сдвиг скрепляемых деталей в зависимости от силы затяжки болта и шероховатости сопряженных поверхностей болтового соединения.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

- методы расчета болтовых соединений;
- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать величину сдвигающей силы.

### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Рассмотрим болтовое соединение, нагруженное сдвигаемой силой  $Q$ , действующей в плоскости стыка (рис. 1).

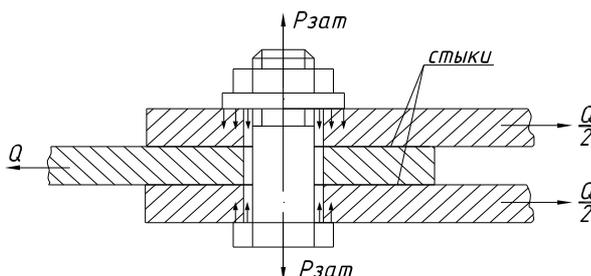


Рис. 1. Распределение сил в болтовом соединении

Такое соединение осуществляется с помощью болтов, поставленных в отверстие с зазором и затянутых при монтаже некоторой силой  $P_{зат}$ . Прочность соединения обеспечивается силами трения, возникающими в стыках при попытке сдвига пластин. Если сила  $Q$  превысит силу трения покоя в соединении, то пластины сдвигаются и соединение нарушится.

Сила  $Q$ , при которой пластины сдвигаются, является предельной при данной силе затяжки болта  $P_{зат}$ .

$$Q \leq P_{\text{зат}} \cdot i f z \text{ и } P_{\text{зат}} \geq \frac{Q}{i f z}, \quad (1)$$

где  $Q$  – сдвигающая сила;

$i$  – число стыков (число пар поверхностей, находящихся в контакте);

$f$  – коэффициент трения на поверхности стыка;

$z$  – число болтов.

Нормальная сила  $P_{\text{зат}}$  пластин, которая не должна превышать силу  $[P_{\text{зам}}]$  болта, определяется по формуле

$$P_{\text{зат}} \leq [P_{\text{зат}}] = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{[G_p]}{k}, \quad (2)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр болта, мм;

$[G_p]$  – допускаемое напряжение при растяжении  $[G_p] = 0,6 G_T$ ;

$G = 240$  МПа – предел текучести материала болта;

$k = 1,3$  – коэффициент, учитывающий сложное напряженное состояние.

## 2. Установка для испытаний

Испытательная машина состоит из пустотелого основания, к которому прикреплены две стойки с поперечиной. Испытуемый узел крепится к столу, соединенному с винтом точного нагружения. Перемещение стола вверх или вниз, соответствующее сжатию и растяжению испытуемого узла, осуществляется при помощи червячно-винтового редуктора и зубчатой пары, приводимых во вращение от руки посредством маховика.

Подготовка испытуемого узла к нагружению осуществляется при помощи установочного винта, приводимого во вращение маховиком. Величина усилия на испытуемый узел фиксируется (измеряется) при помощи динамометрического кольца и индикатора часового типа.

Испытуемый узел состоит из основания, двух щек и ползуна. Щеки ползун соединяются стяжным болтом, который центрируется в отверстиях деталей сменными втулками. Щеки соединены с основанием осью, которая зафиксировала от выпадения шайбой.

В нижней части основания имеется центрирующий выступ, служащий для соединения испытуемого узла со столом машины.

В верхней части ползуна имеется резьбовое отверстие, в которое ввертывается болт, соединяющий ползун с динамометрическим кольцом.

В начальном положении ползун устанавливают так, чтобы его риска совпадала с верхней риской щеки.

Усилие, прикладываемое к соединению ползуна, контролируют по индикатору и тарировочному графику кольцевого динамометра, а уси-

лие затяжки болта – по индикатору и тарифовочному графику динамометрического ключа.

### 3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и принципом действия установки.

2. По указанию преподавателя из комплекта сменных деталей отобрать необходимый болт с гайкой, ползун, две щеки (пластины) заданной шероховатости контактирующих поверхностей и соответствующие тулки для болта.

3. Собрать приспособление так, чтобы риска ползуна совпадала с верхней риской пластины.

4. Определить допускаемую силу затяжки болта по формуле.

5. Намечается четыре степени нагружения:  $P_1 = 0,2[P_{\text{зат}}]$ ,  $P_2 = 0,4[P_{\text{зат}}]$ ,  $P_3 = 0,6[P_{\text{зат}}]$ ,  $P_4 = 0,8[P_{\text{зат}}]$ .

6. С помощью динамометрического ключа производят затяжку болтового соединения до определенного усилия.

При работе динамометрическим ключом следует использовать зависимость, устанавливающую связь между усилием монтажника на рукоятке  $P_{\text{кл}}$  (которое покажет индикатор динамометрического ключа) и получающимся при этом усилием затяжки болта  $P_{\text{зат}}$

$$P_{\text{зат}} = \frac{L \cdot P_{\text{кл}}}{\frac{d_{\text{ср}}}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + \frac{1}{3} f + \frac{D^3 - d_{\text{с}}^3}{D^2 - d_{\text{с}}^2}}, \quad (3)$$

где  $L = 60$  см – рабочая длина ключа;

$f = 0,2$  – коэффициент трения;

$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha} = 13^\circ 7'$  – угол трения резьбовой пары;

$D$  – диаметр опорной поверхности гайки;

$d_{\text{с}}$  – средний диаметр резьбы;

$d_{\text{ср}}$  – диаметр сверления шайбы;

$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_{\text{ср}}}$  – угол подъема винтовой линии.

В результате выполнения указанных расчетов получено

Болт М 20  $P_{\text{зат}} = 122 P_{\text{кл}}$

Болт М 18  $P_{\text{зат}} = 127 P_{\text{кл}}$

Болт М 16  $P_{\text{зат}} = 146 P_{\text{кл}}$

Болт М 14  $P_{\text{зат}} = 170 P_{\text{кл}}$

7. Для каждого из четырех значений силы затяжки рассчитать  $P_{\text{кл}}$  и определить соответствующие им показания индикатора динамометрического ключа.

8. С помощью машины для испытания на растяжение и сжатие производят нагружение затянутого болтового соединения до его сдвига. Начало сдвига ползуна фиксируется по скачку стрелки индикатора динамометрического кольца, так как известно, что наибольшее показание индикатора соответствует предельному значению трения покоя, фиксируется значение сдвигающего усилия  $Q_1$ .

После сдвига вновь затянуть болт до следующего значения (без снятия предыдущей затяжки), при этом необходимо следить, чтобы риска ползуна не вышла за пределы нижней риски на пластине.

9. Из выражения (1) определяют экспериментальное значение коэффициента трения  $f_s$  для каждой ступени нагружения.

10. Повторяют позиции 2–8 для другой пары пластин.

#### 4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать следующее:

1. Цель работы.
2. Принципиальная схема исследуемого соединения.
3. Характеристика исследуемого соединения:  
 $d$  – наружный диаметр резьбы болта, мм;  
 $d_1$  – внутренний диаметр болта, мм;  
 $d_2$  – средний диаметр болта, мм;  
 $P$  – шаг резьбы, мм;  
 $\psi$  – угол подъема резьбы, град;  
 $\alpha$  – угол профиля резьбы, град.;  
 $A$  – площадь сечения болта в резьбе, мм<sup>2</sup>;  
 $[P_{зат}]$  – допускаемая сила затяжки болта;  
 $i$  – число стыков;  
 $z$  – количество скрепляемых болтов.

4. Результаты определения сдвигающей силы заносятся в табл. 1 и строят график  $Q = \varphi \cdot [P_{зат}]$  зависимости сдвигающей силы  $Q$  от силы затяжки болта.

Таблица 1

#### Результаты определения сдвигающей силы

Усилие затяжки	Усилие на ключе $P_{кл}$		Сдвигающая сила $Q$		Коэффициент трения $f_s$
0,2 $P_{зат}$					
0,4 $P_{зат}$					
0,6 $P_{зат}$					
0,8 $P_{зат}$					

## 5. Контрольные вопросы

1. За счет чего передается сдвигающее усилие в испытываемом болтовом соединении?
2. Как рассчитывают болт, установленный в отверстие с зазором и нагруженный поперечной силой?  
То же, если болт установлен в отверстие без зазора?
3. Какие устройства применяют для разгрузки болта от действующей на него поперечной силы?
4. От каких факторов зависит способность соединения обеспечить передачу сдвигающего усилия?
5. Какие должны быть шероховатости поверхностей или какие изменения внести в данную конструкцию соединения, чтобы при одной и той же затяжке увеличить силу сдвига?

## Список литературы

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев. – М.: Академия, 2004.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

# Лабораторная работа № 11

## Исследование работы прямолинейных направляющих

### Цель работы

Экспериментальное определение силы сопротивления трения в цилиндрической направляющей прямолинейного движения с трением скольжения.

В результате выполнения работы студент

*должен знать:*

– зависимости силы сопротивления трения от скорости движения подвижной каретки;

– устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

*должен уметь:*

– экспериментально определять и теоретически рассчитывать рациональную длину направляющей, при которой обеспечивается плавное и легкое движение ползуна, ограниченное удельным давлением направляющих и ползуна и необходимое температурное влияние.

### 1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Направляющими называются устройства, обеспечивающие необходимую траекторию (обычно прямолинейную) относительного движений подвижного звена (ползуна, камня, суппорта и т.п.).

Различают направляющие с трением скольжения, с трением качения и с упругими элементами.

Общим требованием к направляющим является обеспечение надежного взаимодействия сопрягаемых звеньев с заданной точностью, исключая самоторможение (заклинивание).

Критерием работоспособности направляющих, работающих при больших скоростях скольжения, может служить сопротивление контактному схватыванию, обычно связанному с кромочными давлениями от температурных или упругих деформаций, а для направляющих, работающих при малых скоростях, – сопротивление абразивному изнашиванию и схватыванию.

В соответствии с этими критериями для направляющих применяют следующие материалы:

а) цветные сплавы по чугуну или стали – при больших скоростях скольжения и давлениях;

б) пластмассы по чугуну или стали – преимущественно в тяжелых машинах во избежание схватывания;

в) чугун или закаленная сталь по чугуну – при малых скоростях, средних и больших давлениях.

Направляющие прямолинейного движения – это опоры, обычно призматической или цилиндрической формы, которые обеспечивают

прямолинейность перемещения деталей в заданном направлении и воспринимают действующие на них силы.

Направляющие выполняют охватывающими и охватываемыми. Охватывающие направляющие лучше удерживают смазку (при горизонтальном расположении). Применяют их при больших скоростях перемещений, а также для направления деталей с малыми размерами поперечного сечения типа ползунов.

Призматические направляющие (рис. 1) применяются при больших нагрузках и высокой точности направления движения, поэтому их применяют в металлорежущих станках.

На рисунке 1, а, б показаны направляющие прямоугольного профиля, на рис. 1, в – направляющая клиновидного профиля. Требуемый зазор в направляющих обеспечивается регулировочными планками и накладками.

Клиновые направляющие обеспечивают большую точность центрирования, но в них и большие потери на трение.

Для уменьшения потерь одну из направляющих делают прямоугольной, а другую – клиновой (рис. 1, г).

Для снижения влияния температурного расширения в призматических направляющих иногда применяют пружинное замыкание (рис. 1, д).

Цилиндрические направляющие проще по конструкции, но обеспечивают движение с меньшей точностью.

Они могут допускать как вращение ползуна (рис. 2, а), так и предотвращать его (рис. 2, б, в) с помощью двух цилиндрических направляющих или лыски на ползуне и упорной планки на одном из элементов пары.

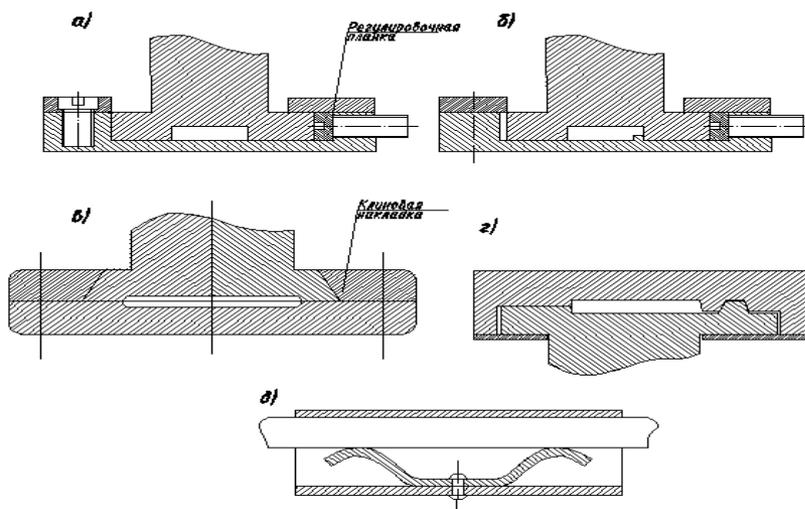


Рис. 1. Призматические направляющие

Расчет направляющих сводится к определению:

- рациональной длины направляющей, при которой обеспечивается плавное и легкое движение ползуна;
- ограниченного удельного давления направляющих и ползуна;
- необходимого температурного влияния, вызывающего изменения линейных размеров в сопрягаемых деталях, поэтому рекомендуется применять материалы, которые имеют одинаковые или мало различающиеся коэффициенты линейного расширения. Проверочный расчет направляющих нужно производить для минимальной и максимальной температур.

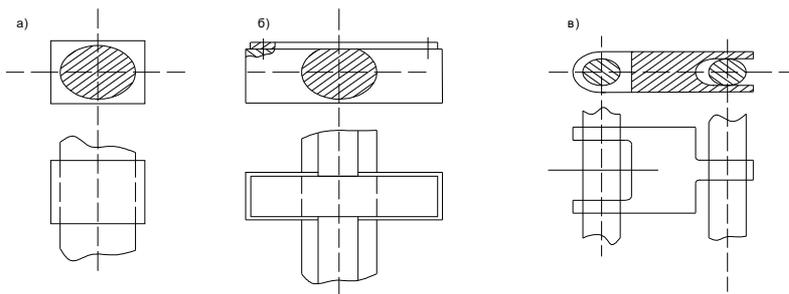


Рис. 2. Цилиндрические направляющие

## 2. Установка для испытаний

Прибор ДП 17 состоит из следующих основных частей: основания, механизма передвижения, измерительного устройства, пульта управления.

Основание прибора представляет собой литую коробчатую конструкцию, на которой размещены все рабочие части прибора.

Механизм передвижения состоит из нижней коробки со съемными чугунными направляющими типа «ласточкин хвост». На торцах коробки установлены подшипники для ходового винта. На одном конце ходового винта установлена коническая шестерня. В направляющих коробки имеется подвижная каретка, состоящая из основания и двух стоек, в которых крепится цилиндрическая направляющая с помощью винта.

Червячный редуктор 6 выполнен с модулем  $m = 1$ , передаточным отношением  $i = 16,5$ .

Расположение червяка верхнее. Между червячным редуктором и ходовым винтом установлен промежуточный валик со второй конической шестерней.

В коробке установлены два микровыключателя, останавливающие подвижную каретку в крайних положениях. Привод осуществляется от

электродвигателя. Замер скорости вращения осуществляется магнитным тахометром, подключенным постоянно. Для плавного изменения скорости вращения электродвигателя служит сопротивление. Электродвигатель соединен с червячным редуктором фрикционной дисковой муфтой.

Измерительное устройство собрано на вертикальной раздвижной стойке. В верхней части имеется кронштейн, на котором крепится измерительная пружина с индикатором. Измерительная пружина упирается нижним концом в неподвижную каретку. Неподвижная каретка выполнена в виде гильзы с двумя втулками, одна из которых движется с помощью накидной гайки.

Таким образом, длина цилиндрической направляющей может изменяться от 30 до 75 мм. Гильза имеет поводок и рычаг с подвижным грузом. Масса груза 3 кг.

### **3. Порядок выполнения работы**

Перед работой на приборе подвижная каретка должна быть в крайнем положении. На приборе можно проводить следующие виды испытаний прямолинейной направляющей с трением скольжения:

- направляющая сухая (без смазки);
- направляющая со смазкой;
- неподвижная каретка не нагружена;
- неподвижная каретка с переменной нагрузкой;
- измерительная пружина с переменным плечом от 0 до 80 мм;
- с изменением базы неподвижной каретки;
- с изменением скорости движения подвижной каретки (от 1 до 4 мм/с).

Включение прибора производится тумблером «сеть» на панели прибора. При этом загорается сигнальная лампа, показывающая, что прибор включен. Затем включаем тумблер «рабочий ход», подвижная каретка приходит в движение, и по показанию индикатора определяем силу сопротивления трения в цилиндрической направляющей.

При достижении подвижной каретки левого крайнего положения происходит остановка последней с помощью выключателя.

### **4. Протокол отчета**

В отчете обязательно должны быть:

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Краткое описание установки.
4. График зависимости силы сопротивления трения от скорости движения подвижной каретки (направляющая: а – со смазкой; б – без смазки; в – не нагружена; г – нагружена).

5. График зависимости силы сопротивления трения от нагрузки (направляющая: а – со смазкой; б – без смазки).

6. График зависимости силы сопротивления трения от базы неподвижной каретки направляющей; а) не нагружена; б) нагружена.

### **5. Контрольные вопросы**

1. Какие различают типы направляющих по назначению, по геометрической форме?

2. Где и для чего применяют направляющие? Достоинства и недостатки направляющих?

3. Из каких материалов изготавливают направляющие?

4. Какие требования предъявляются к направляющим?

5. Какие различают типы направляющих качения по форме тел, по направлению воспринимаемых нагрузок?

6. Как и на что рассчитывают направляющие скольжения?

### **Список литературы**

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев. – М.: Академия, 2004.

2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.

3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.

4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

# СОДЕРЖАНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	3
<b>I. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ «ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»</b> .....	4
1. РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ .....	4
1.1. Шаг резьбы и число заходов .....	5
1.2. Элементы крепежных соединений .....	5
1.3. Средства против самоотвинчивания винтов и гаек .....	6
1.4. Материалы винтовых соединений .....	7
1.5. Принципы расчета винтовых соединений .....	7
1.5.1. Расчет ненапряженных болтов (винтов) .....	7
1.5.2. Расчет напряженных болтов при нагрузке центральной осевой силой .....	8
1.5.3. Расчет болтов при нагрузке поперечной сдвигающей силой .....	8
1.5.4. Резьбовые соединения, нагруженные центральной отрывающей силой, когда требуется гарантированная плотность стыка .....	9
1.5.5. Расчет болтовых соединений при действии отрывающего момента в плоскости, перпендикулярной стыку .....	10
1.6. Допускаемые напряжения в болтах и винтах .....	11
1.7. Силовые ходовые винты (передача винт-гайка) .....	12
2. ПЕРЕДАЧИ .....	14
2.1. Зубчатые передачи .....	16
2.2. Червячные передачи .....	22
3. ВАЛЫ И ОСИ ПЕРЕДАЧ .....	25
3.1. Предварительный расчет валов .....	25
3.2. Уточненный расчет валов .....	26
3.3. Расчет валов на жесткость .....	27
4. ПОДШИПНИКИ .....	28
4.1. Подшипники скольжения .....	29
4.2. Подшипники качения .....	31
5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ .....	35
<b>II. ЛАБОРАТОРНЫЙ КОМПЛЕКС</b> .....	38
Лабораторная работа № 1. Исследование соединений с натягом .....	38
Лабораторная работа № 2. Определение КПД винтовой передачи .....	48
Лабораторная работа № 3. Трение в резьбовых соединениях .....	54
Лабораторная работа № 4. Определение критической скорости вращения вала .....	62
Лабораторная работа № 5. Передачи редукторные .....	68

Лабораторная работа № 6. Основы монтажа и определение параметров редуктора .....	75
Лабораторная работа № 7. Определение момента трения в подшипниках качения.....	80
Лабораторная работа № 8. Обмер зубчатых колес .....	87
Лабораторная работа № 9. Исследование двухколесного тормоза .....	93
Лабораторная работа № 10. Исследование соединения, работающего на сдвиг .....	99
Лабораторная работа № 11. Исследование работы прямолинейных направляющих.....	104

Учебное издание

**Чубенко** Елена Филипповна  
**Чубенко** Дмитрий Николаевич

**ДЕТАЛИ МАШИН  
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Учебно-практическое пособие

Редактор Л.И. Александрова  
Компьютерная верстка М.А. Портновой

Подписано в печать 25.09.14. Формат 60×84/16.  
Бумага писчая. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,8.  
Уч.-изд. л. 6,5. Тираж 100 экз. Заказ

---

Издательство Владивостокского государственного университета  
экономики и сервиса  
690014, Владивосток, ул. Гоголя, 41  
Отпечатано во множительном участке ВГУЭС  
690014, Владивосток, ул. Гоголя, 41