

206179

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

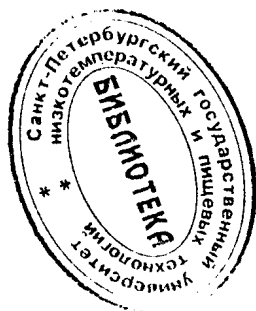
**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ И ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**



Кафедра теоретической механики

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания
для студентов специальностей 260601, 260602, 190603
и направлений 150400, 190500
очной и заочной форм обучения



Санкт-Петербург
2009

Кулаев Д.Х. Лабораторные работы по теории механизмов и машин: Метод. указания для студентов спец. 260601, 260602, 190603 и направлений 150400, 190500 очной и заочной форм обучения. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2009. – 41 с.

Приведены методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Теория механизмов и машин», даны формы отчетов.

Рецензент
Доктор техн. наук, проф. В.А. Арет

Рекомендованы к изданию редакционно-издательским советом университета

© Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, 2009

ВВЕДЕНИЕ

Выполнение лабораторных работ является очень важной составной частью изучения дисциплины «Теория механизмов и машин». Подготовка к лабораторному занятию предусматривает ознакомление с целью лабораторной работы, изучение теоретического материала, как по конспекту лекций, так и по учебнику [1], или [2], предварительное ознакомление с лабораторной установкой и методикой выполнения лабораторной работы по данным методическим указаниям к выполнению лабораторной работы и самопроверку по контрольным вопросам и тестовым заданиям. Будет полезно воспользоваться сайтом www.kdhspsgunpt.narod.ru, получив предварительно пароль у преподавателя. Подготовленность студента проверяется при собеседовании или тестировании перед выполнением лабораторной работы. Неподготовленные студенты к выполнению лабораторной работы не допускаются. Рекомендуется заранее подготовить форму отчета и завершить его оформление на текущем занятии. Защита лабораторной работы осуществляется путем собеседования или тестирования.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА

Цель лабораторной работы: экспериментальное и теоретическое определение коэффициента полезного действия (КПД) винтового механизма при различных значениях веса поднимаемого груза.

1.1. Сведения из теории

Винтовая кинематическая пара изображена на рис.1 и состоит из винта 1 и гайки 2.



Рис.1. Винтовая кинематическая пара

Винтовая кинематическая пара входит в состав винтовых механизмов, предназначенных для преобразования вращательного движения винта в поступательное движение гайки, или наоборот.

В данной лабораторной работе определяется коэффициент полезного действия (КПД) винтового механизма, предназначенного для подъёма груза.

По определению коэффициент полезного действия механизма

$$\eta = \frac{A_{ПС}}{A_D}, \quad (1)$$

где A_D – работа движущих сил

$A_{ПС}$ – работа сил полезного сопротивления (в нашем случае силы тяжести поднимаемого груза)

Указанные работы определяются за цикл установившегося движения механизма. Для винтового механизма цикл установившегося движения соответствует повороту винта на один оборот (угол поворота 2π рад) и подъёму гайки с грузом весом Q на величину хода резьбы P_h

Работа движущих сил винтового механизма

$$A_D = M_D \cdot 2\pi, \quad (2)$$

где M_D – момент движущих сил.

Работа сил полезного сопротивления

$$A_{ПС} = Q \cdot P_h \quad (3)$$

Таким образом для экспериментального определения КПД винтового механизма при подъёме груза весом Q достаточно измерить момент движущих сил M_D и воспользоваться формулами (1) – (3).

КПД винтового механизма может быть определён теоретически:

$$\eta = \eta_{\Pi}^2 \cdot \eta_{ВП}, \quad (4)$$

где η_{Π} – КПД подшипника;

$\eta_{ВП}$ – КПД винтовой кинематической пары.

Для шарикоподшипника $\eta_{\Pi} = 0,99$.

КПД винтовой пары можно определить, заменив её моделью в виде наклонной плоскости (модель витка резьбы, развёрнутого на плоскости), по которой движется вверх ползун (модель гайки) (рис.2)

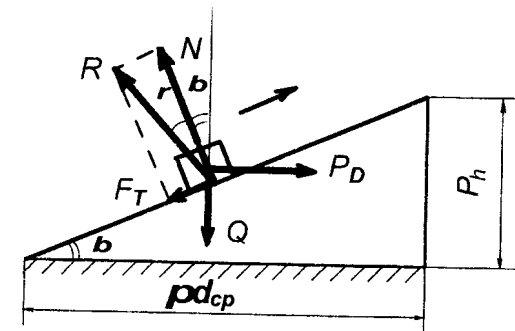


Рис.2. Модель винтовой пары

КПД винтовой пары

$$\eta_{ВП} = \frac{A_{ПС}}{A_D} = \frac{Q \cdot P_h}{P_D \cdot \pi \cdot d_{cp}}, \quad (5)$$

где P_D – движущая сила;

d_{cp} – средний диаметр резьбы.

Здесь

$$\frac{P_h}{\pi \cdot d_{cp}} = \operatorname{tg} \beta, \quad (6)$$

где β – угол подъёма винтовой линии.

Уравнения равновесия сил в проекциях на оси x и y :

$$P_D - R \cdot (\beta + \rho) = 0; \quad (7)$$

$$R \cdot \cos(\beta + \rho) - Q = 0. \quad (8)$$

Здесь R – полная реакция;

ρ – угол трения.

Исключить реакцию R из уравнений (7) и (8), получим

$$\frac{Q}{P_D} = \frac{1}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} \quad (9)$$

Подставив (6) и (9) в (5), получим

$$\eta_{\text{вп}} = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} \quad (10)$$

Угол трения

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{F_T}{N}$$

Учитывая, что $F_T = f \cdot N$,

где f - коэффициент трения

F_T - сила трения;

N - нормальная реакция;

получим $\rho = \operatorname{arctg} f$.

1.2. Описание установки

Электродвигатель с редуктором приводит в движение винт, установленный вертикально на опорах с шарикоподшипниками.

К гайке прикреплена подвеска с нижней площадкой для установки грузов различного веса. Включение электродвигателя осуществляется кнопкой “ПУСК” пульта управления. При вращении винта гайка поднимается вверх (рабочий ход), увлекая подвеску. После подъёма гайки на высоту винта автоматически изменяется направление вращения ротора электродвигателя, и гайка опускается до нижнего положения.

Корпус электродвигателя через рычаг опирается на плоскую пружину датчика момента. Определение движущего момента осуществляется методом измерения реактивного усилия, действующего на пружину датчика со стороны корпуса электродвигателя. Деформация пружины прямо пропорциональна реактивному усилию и измеряется стрелочным индикатором. Величина движущего момента определяется по деформации пружины датчика с помощью тарировочного графика, вывешенного рядом с лабораторной установкой.

Вследствие погрешностей при изготовлении винта и гайки и случайного характера изменения сил трения, показания индикатора непостоянны.

Экспериментальное определение КПД винтового механизма проводится при значениях веса поднимаемого груза 30 Н, 50 Н, 80 Н и 100 Н.

Винт трёхзаходный с шагом прямоугольной резьбы $P = 8$ мм и средним диаметром резьбы $d_{cp} = 42$ мм. Материал винта – сталь 45, материал гайки – бронза ОЦС 5 – 5 – 5. Коэффициент трения гайки о винт $f = 0,15$.

1.3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством установки и изобразить в отчёте её схему.

2. Внести в отчёт данные винтовой пары: вид резьбы, шаг резьбы, ход резьбы, материал винта и гайки.

3. Нажать кнопку “ПУСК” и во время подъёма гайки с подвеской весом 30 Н три раза снять показания стрелочного индикатора. Занести снятые показания в отчёт.

4. Устанавливая на подвеску грузы 20 Н, 50 Н и 50 Н + 20 Н, повторить действия по п.3.

5. Определить среднее значение показаний индикатора для каждого веса груза.

6. Определить по тарировочному графику значение движущего момента для каждого веса груза.

7. Рассчитать работу движущих сил, сил полезного сопротивления за один оборот винта и КПД винтового механизма

8. Построить график зависимости КПД винтового механизма от силы полезного сопротивления (веса груза)

9. Определить расчётное значение КПД винтового механизма по формулам (4), (10).

1.4. Тестовые задания для самоконтроля

Винтовой механизм предназначен для преобразования вращательного движения в...

- поступательное
- вращательное

Ход резьбы равен

- высоте подъёма гайки за время работы механизма
- высоте подъёма гайки за один оборот винта

Шагом резьбы называется расстояние между...

- соседними витками
- одноимёнными точками двух соседних витков

- Число заходов резьбы винта определяется...
 - числом витков резьбы на винте
 - числом витков резьбы, начинающихся на торце винта
- КПД механизма называется отношение ... за цикл установившегося движения.
 - работы движущих сил к работе сил полезного сопротивления
 - работы сил полезного сопротивления к работе движущих сил
 - силы полезного сопротивления к движущей силе
- КПД механизма характеризует ... механизма
 - надёжность
 - стоимость
 - экономичность
- В винтовом механизме данной лабораторной установки движущий момент действует на ...
 - гайку
 - винт
 - груз
- В винтовом механизме данной лабораторной установки сила полезного сопротивления приложена к ...
 - гайке
 - винту
 - стойке
- Работы сил при определении КПД винтового механизма определяются за время ...
 - подъёма гайки на высоту винта
 - одного оборота винта
 - опускания гайки
- КПД винтового механизма при весе поднимаемого груза $Q=100\text{Н}$, шаге резьбы $P=8\text{ мм}$, числе заходов $Z=3$ и движущем моменте $M_D = 1,27\text{ Н} \cdot \text{м}$
 - 0,3
 - 0,1
- Угол подъёма винтовой линии для винта со средним диаметром $d_{cp}=42\text{ мм}$, шагом резьбы $P=8\text{ мм}$ и числом заходов $Z=3$ равен

- $10,3^\circ$
- $3,47^\circ$
- $23,7^\circ$
- Угол трения это угол между
 - силой трения и нормальной реакции
 - силой трения и полной реакцией
 - нормальной и полной реакциями
- Угол трения при коэффициенте трения $f=0,18$ равен
 - $10,2^\circ$
 - $10,31^\circ$
 - $11,34^\circ$
- КПД винтовой кинематической пары при ходе резьбы $P_k=24\text{ мм}$, среднем диаметре резьбы $d_{cp}=42\text{ мм}$, коэффициенте трения $f=0,18$ равен
 - 0,486
 - 0,503
- КПД винтового механизма при КПД винтовой кинематической пары $\eta_{\text{вп}}=0,5$ и КПД подшипника $\eta_{\text{п}}=0,99$ равен
 - 0,745
 - 0,495
 - 0,49
- КПД винтового механизма при заданном угле подъёма винтовой линии можно повысить...
 - уменьшая вес поднимаемого груза
 - применяя смазку
- КПД винтового механизма при отсутствии поднимаемого груза равен...
 - 0
 - 1

(дата)
Работу проверил _____

СПб 200_

1. Принципиальная схема установки
2. Основные данные установки

Образец формы отчета

Таблица 1

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
“САНКТ – ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ
И ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ”

Вид резьбы	Шаг резьбы P , мм	Ход резьбы P_h , мм	Угол подъема винтовой линии, β°	Материал винта	Материал гайки

Кафедра теоретической механики

3. Результаты опыта и определение КПД

Таблица 2

Лабораторная работа
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ
ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА

№ опыта	1	2	3	4
Сила полезного сопротивления Q , Н	30	50	80	100
Отсчёты показаний индикатора, мм	s_1			
	s_2			
	s_3			
Среднее значение показаний индикатора, мм	s			
Среднее значение движущего момента M_D , Н·м				
$A_D = M_D 2\pi$, Дж				
$A_{ПС} = Q \cdot P_h$, Дж				
η				

Работу выполнил студент

факультета _____
группы _____

4. График изменения КПД в зависимости от силы полезного сопротивления
5. Теоретическое определение КПД

2. НАРЕЗАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МЕТОДОМ ОГИБАНИЯ

Цель лабораторной работы: ознакомление с нарезанием зубчатых колес с эвольвентным профилем зубьев режущим инструментом методом огибания и изучение влияния смещения зуборезного инструмента на профиль зуба.

2.1. Сведения из теории

2.1.1. Метод нарезания зубчатых колес

Одним из самых распространенных методов нарезания зубчатых колес является метод огибания или обкатки. Идею метода огибания нетрудно понять, рассмотрев зацепление рабочей зубчатой рейки и зубчатого колеса, изображенное на рис. 1.

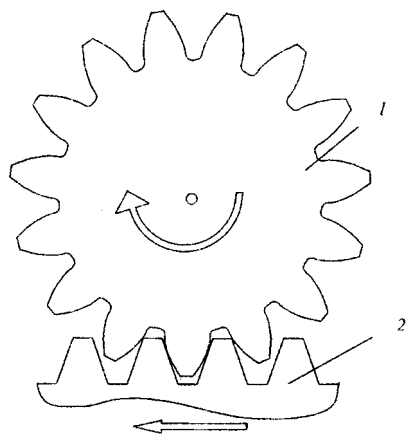


Рис. 1. Зацепление рабочей зубчатой рейки и зубчатого колеса:
1 – зубчатое колесо; 2 – рабочая зубчатая рейка

Как видно на рис. 1, при вращении зубчатого колеса, прямолинейные боковые профили рабочей зубчатой рейки огибают эвольвентные профили зубьев колеса. Следовательно, чтобы нарезать на заготовке зубья с эвольвентным профилем необходимо:

- использовать в качестве режущего инструмента зубчатую рейку с режущими гранями, которая названа инструментальной рейкой или гребенкой;
- на специальном зуборезном станке сообщить заготовке нарезаемого колеса и инструментальной рейке такие относительные движения, какие были бы при зацеплении нарезанного колеса и инструментальной рейки (см. рис.2), кроме того инструментальной рейке сообщается дополнительное движение резания параллельно оси вращения нарезаемого колеса (перпендикулярно чертежу). Такое зацепление названо станочным.

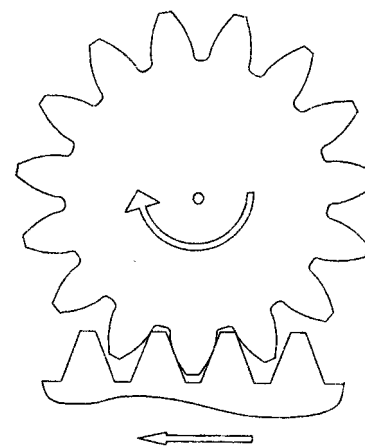


Рис.2. Зацепление инструментальной рейки с нарезанным колесом.

Очевидно, что для формирования впадины у основания зубьев нарезаемого колеса высота зуба инструментальной рейки должна быть больше, чем у рабочей зубчатой рейки. Профиль инструментальной рейки стандартизован и ее размеры выражены в долях модуля (рис. 3).

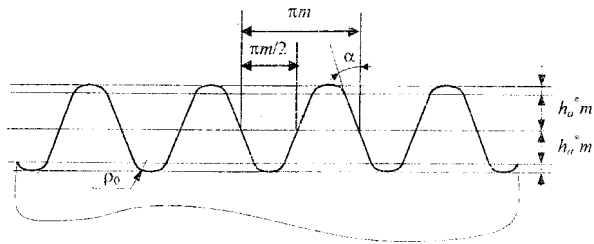


Рис.3. Профиль зубьев инструментальной рейки

Боковые профили наклонены под углом профиля зуба $\alpha=20^\circ$. Переходы от прямолинейной части зуба к основанию впадины и к вершине осуществлены по дуге окружности радиусом $\rho_0=0,4 m$. Коэффициент высоты зуба $h_a^*=1$, коэффициент радиального зазора $c^*=0,25$. Прямая, разделяющая зуб по высоте на две равные части называется делительной прямой.

На рис. 4 показано нарезание зубчатого колеса инструментальной рейкой на зуборезном станке.

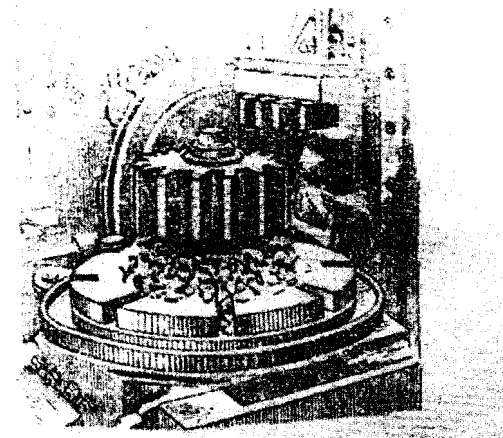


Рис. 4. Нарезание зубчатого колеса инструментальной рейкой на зуборезном станке

Инструментальная рейка на зуборезном станке совершает возвратно – поступательное движение резания, причем собственно резание осуществляется при прямом (рабочем) ходе, а обратный ход – холостой. Необходимость совершения холостого хода снижает производительность зуборезного станка. Кроме того, из-за конечной длины инструментальной рейки необходимо периодически прерывать процесс зубонарезания и возвращать, в зависимости от конструкции станка, колесо или рейку в исходное положение. Это приводит к появлению дополнительных погрешностей окружного шага зубьев нарезаемого колеса, вследствие ошибок пересопряжения рейки и заготовки.

Поэтому для увеличения производительности и повышения точности применяют зуборезные станки с червячными фрезами (рис. 5), совершающими вращательное движение резания. Профиль червячной фрезы может быть получен путем перемещения профиля инструментальной рейки по винтовой линии.



Рис. 5. зуборезный станок с червячной фрезой

Режущим инструментом может являться и зубчатое колесо с режущими гранями (рис. 6), называемое долбяком. С помощью долбяка можно нарезать колеса как с внешними, так и с внутренними зубьями.

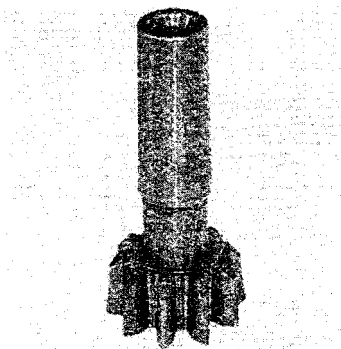


Рис. 6. Долбяк

2.1.2. Варианты нарезания зубчатых колес

На станке инструмент (в данной работе – инструментальную рейку) можно расположить по - разному относительно нарезаемого колеса.

Если делительная прямая инструментальной рейки касается делительной окружности нарезаемого колеса, то установка рейки и получаемое колесо называются нулевыми (рис. 7, а). Диаметр делительной окружности определяется по формуле $d = m z$, где z – число зубьев колеса.

На станке рейку можно отодвинуть от центра заготовки (положительное смещение) и получить положительное колесо (рис. 7, б). Тогда делительная прямая рейки не касается делительной окружности колеса. При сдвиге рейки к центру заготовки (отрицательное смещение) делительная прямая пересекает делительную окружность и полученное колесо называется отрицательным (рис. 7, в).

Величина смещения инструментальной рейки относительно нулевой установки выражается в долях модуля в виде произведения модуля m на коэффициент смещения x , взятое со знаком «+» при положительном смещении, то есть $m x > 0, x > 0$, и со знаком «-» – при отрицательном смещении, то есть $m x < 0, x < 0$. Очевидно, зная смещение $m x$, можно определить коэффициент смещения по формуле $x = m x / m$.

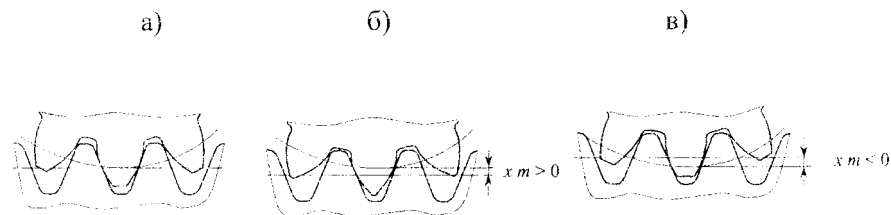


Рис. 7. Варианты нарезания зубчатых колес:
а) при нулевой установке рейки (нулевое колесо); б) при положительном смещении рейки (положительное колесо); в) при отрицательном смещении рейки (отрицательное колесо)

Очевидно, что сдвиг инструментальной рейки изменяет размеры нарезаемого зубчатого колеса, в том числе:

$$d_a = m(z + 2 + 2x);$$

$$d_f = m(z - 2,5 + 2x);$$

толщину зуба по делительной окружности

$$S = m(\pi/2 + 2x \operatorname{tg} 20^\circ).$$

В предлагаемой лабораторной работе будет изучено влияние смещения инструмента на профиль зуба нарезаемого колеса.

2.1.3. Подрезание и заострение зуба

Для уменьшения габаритов зубчатой передачи и затрат материала на ее изготовление стремятся нарезать колеса с минимальным числом зубьев. Однако это может привести к подрезанию ножки зуба, уменьшающему эвольвентную часть профиля зуба колеса и ослабляющего зуб у основания, где возникают наибольшие напряжения при изгибе (рис. 8).



Рис. 8. Подрезание ножки зуба

Минимальное число зубьев колеса, нарезаемого без смещения инструментальной рейкой $z_{min} = 2 h_a^* / \sin^2 \alpha$. При нарезании стандартной инструментальной рейкой ($h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$) $z_{min} = 17$.

Следовательно, для нулевых колес должно быть $z \geq z_{min}$. Применяя при нарезании положительное смещение рейки, можно нарезать колесо без подрезания с числом зубьев $z \leq z_{min}$. Необходимое смещение рейки рассчитывается по формуле $m x = m (17 - z) / 17$, а коэффициент смещения $x = (17 - z) / 17$.

Следует иметь в виду, что с увеличением положительного смещения инструмента толщина зуба у вершины будет уменьшаться,

что может вызвать излом вершины зуба при работе зубчатой передачи. Поэтому при проектировании передачи необходимо обеспечить толщину зуба у вершины $s_a \geq 0,2 m$. При невыполнении этого условия зуб считается заостренным (рис. 9).

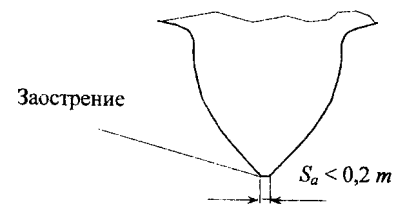


Рис. 9. Заострение вершины зуба

При проектировании зубчатых колес толщина зуба по окружности вершин определяется по формуле

$$S_a = d_a (S/d + \operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} \alpha_a).$$

Здесь угол профиля зуба по окружности вершин $\alpha_a = \arccos(d_b/d_a)$, диаметр основной окружности $d_b = d \cos \alpha$, инволюта угла профиля $\operatorname{inv} \alpha_a = \operatorname{tg} \alpha_a - \alpha_a$, $\operatorname{inv} 20^\circ = 0,0149$.

2.2. Описание прибора для имитации нарезания зубчатых колес

Прибор (рис. 10) состоит из диска 1 и рейки 2, смонтированными на общем основании 3. На диск 1 крепится круг из бумаги, имитирующий заготовку зубчатого колеса. Рейка 2 имеет стандартный профиль инструментальной рейки для заданного модуля и на нее нанесена делительная прямая.

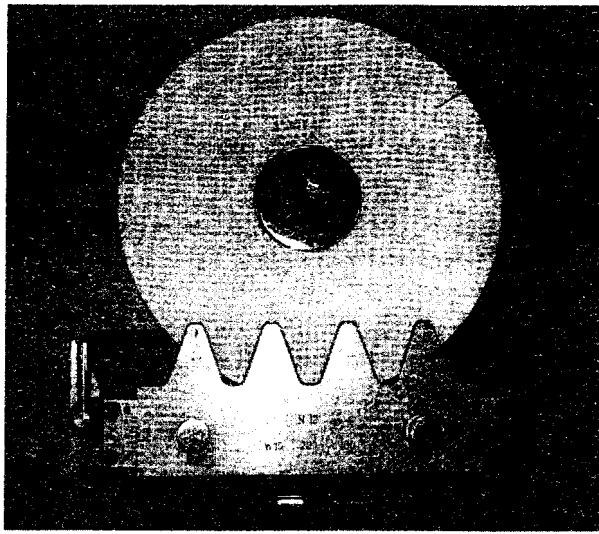


Рис. 10. Прибор для имитации нарезания зубчатых колес.

Диск 1 и рейка 2 кинематически связаны между собой внутри основания так, чтобы обеспечить станочное зацепление рейки 2 и диска 1. При нажатии клавиши 4 рейка 2 перемещается поступательно на небольшой шаг, при этом диск 1 поворачивается.

С помощью шкалы 5 устанавливается смещение рейки относительно нулевой установки.

2.3. Порядок выполнения работы

2.3.1. Закрепить бумажный круг на диске 1.

2.3.2. Установить рейку 2 в нулевое положение по шкале 5

2.3.3. Переместить рейку 2 в крайнее правое (исходное) положение, предварительно повернув рукоятку 6 направо. После этого вернуть рукоятку 6 в левое положение.

2.3.4. Путем последовательного нажатия на клавишу 4 и обводки карандашом после каждого нажатия части профиля рейки от вершины первого справа зуба до вершины третьего зуба, получить два зуба нулевого колеса.

2.3.5. Повторить пункт 5.3.3 и установить смещение рейки, равное 10 мм.

2.3.6. Повторить действия по п.5.3.4, нарезав два зуба второго колеса

2.3.7. Определить число зубьев нарезаемого колеса по формуле $z = d/m$, где d —диаметр делительной окружности; m — модуль зубьев.

2.3.8. Рассчитать смещение рейки для устранения явления подреза ножки зуба по формуле $x*m=(17-z)/17)*m$ и установить его на приборе.

2.3.9. Повторить действия по п. 5.3.3, 5.3.4, нарезав два зуба третьего колеса.

2.3.10. Аналогично нарезать два зуба колеса, установив смещение рейки, равное – 8 мм.

2.3.11. Рассчитать по формулам, приведенным в форме отчета, основные размеры всех колес и нанести циркулем окружности вершин, впадин, основную и делительную для каждой пары зубьев (две последние окружности будут общими для всех пар).

2.3.12. Измерить хордальную толщину зуба по делительной окружности для каждого колеса и результаты занести в отчет.

2.3.13. Проанализировать влияние смещения инструментальной рейки на профиль зубьев и дать заключение о пригодности (непригодности) каждого колеса для эксплуатации.

2.4. Тестовые задания для проверки подготовки к выполнению лабораторной работы

В лабораторной работе изучается метод...

- огибания (обкатки)
- копирования

Для нарезания зубьев методом огибания применяют...

- гребенки, червячные фрезы, долбяки
- дисковые фрезы

Зацепление зубьев режущего инструмента с нарезаемым колесом называется...

- зуборезным
- станочным

Зубчатые колеса с внутренними зубьями нарезаются ...

- червячной фрезой
- долбяком

При нарезании методом огибания заготовка и инструментальная рейка (гребенка) совершают относительные движения..

- поступательное и вращательное
- вращательное

Делительной прямой инструментальной рейки (гребенки) называется прямая, делящая зуб по высоте ...

- в отношении 1:1,25
- на равные части

Модулем зубьев m инструментальной рейки называется отношение...

- шага зубьев по делительной прямой к числу π
- шага зубьев по начальной прямой к числу π

Угол профиля α стандартной инструментальной рейки равен

- 20°
- 25°

Высота зуба инструментальной рейки равна ...

- $2,5 m$
- $2,25 m$

Диаметр делительной окружности равен произведению числа зубьев z на ...

- модуль
- окружной шаг зубьев

При нулевой установке инструментальной рейки делительная прямая ...

- пересекает делительную окружность нарезаемого колеса
- касается делительной окружности нарезаемого колеса

Смещение рейки при сдвиге к центру заготовки называется

...

- положительным
- отрицательным.

Коэффициент смещения показывает смещение инструмента, выраженное в ...

- мм
- долях m

Нулевым называется зубчатое колесо, нарезанное при ...

- нулевой установке инструмента
- при любом смещении инструмента

Подрез ножки зуба опасен тем, что зуб...

- укорачивается
- ослабляется и уменьшается эвольвентная часть его профиля

Подрез ножки зуба можно устранить, применяя ...

- положительный сдвиг инструмента
- отрицательный сдвиг инструмента.

Минимальное число зубьев колеса, нарезанного стандартной инструментальной рейкой без подреза ножки зуба, равно...

- 17
- 13

Зуб считается заостренным, если толщина его вершины меньше ...

- 1 мм
- 0,2 мм

2.5. Вопросы к защите лабораторной работы

В чем суть метода огибания?

Какой инструмент применяют для образования профилей зубьев по методу огибания (обкатки)?

Каким инструментом нарезаются колеса с внутренними зубьями?

Какие относительные движения совершают заготовка и режущий инструмент при нарезании методом огибания?

Как повысить производительность при нарезании?

Как называется прямая рейки, по которой толщина зуба равна ширине впадины?

Чему равна высота зуба инструментальной рейки?

Чему равен угол профиля инструментальной рейки?

Что называется делительной окружностью зубчатого колеса?

Что называется окружным шагом зубьев по делительной окружности?

Что называется угловым шагом зубьев колеса?

Что называется головкой и ножкой зуба колеса?

Что называется модулем зубьев?

Какое колесо называется нулевым (положительным, отрицательным)?

Как нарезается нулевое (положительное, отрицательное) колесо?

Что такое явление подреза ножки зуба и когда оно возникает?

Чем опасно подрезание ножки зуба?

Как исключить подрез ножки зуба при нарезании колеса?

Укажите минимальное число зубьев колеса, нарезанного методом обкатки (при коэффициенте высоты головки зуба равном 1 и угле профиля рейки, равном 20°), при котором отсутствует подрез ножки зуба.

От чего зависит минимальное число зубьев колеса, при котором отсутствует подрез ножки зуба?

Какие окружности зубчатого колеса не изменяются при нарезании его со сдвигом инструментальной рейки?

По какой окружности нулевого колеса толщина зуба и ширина впадины равны между собой?

У какого колеса толщина зуба по делительной окружности меньше (больше) ширины впадины?

Какие колеса нарезаются со сдвигом инструментальной рейки к центру (от центра) заготовки?

Как влияет положительное (отрицательное) смещение на изгибную прочность зубьев?

Как влияет положительное (отрицательное) смещение на контактную выносливость зубьев?

Как влияет положительное (отрицательное) смещение на толщину зуба по делительной окружности?

- Какой зуб считается заостренным?
- Чем опасно заострение зуба?
- Как влияет положительное (отрицательное) смещение на толщину зуба по окружности вершин?
- В каком случае применяется положительное смещение рейки?
- В каком случае применяется отрицательное смещение рейки?
- Покажите угол профиля зуба на делительной окружности (основной, вершин зубьев) нулевого (положительного, отрицательного) колеса.

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный университет низко-
температурных и пищевых технологий»

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

НАРЕЗАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МЕТОДОМ ОГИБАНИЯ

Выполнил студент

Группа _____

Принял _____

Дата _____

СПб 200_

Исходные данные:

1. Модуль инструментальной рейки $m =$ мм.
2. Угол профиля инструментальной рейки $\alpha = 20^\circ$. Инволюта угла профиля $\text{inv } 20^\circ = 0,0149$.
3. Диаметр делительной окружности нарезаемых колес
 $d =$ мм.

Результаты расчета:

1. Число зубьев нарезаемых колес $z = d/m =$
2. Окружной шаг по делительной окружности $p = \pi m =$ мм.
3. Диаметр основной окружности $d_b = d \cos \alpha =$ мм.
4. Минимальная толщина зуба по окружности вершин зубьев $0,2 m =$ мм.
5. Остальные результаты расчета сведены в таблицу

Наименование	Формула	Коэффициент смещения $x = m x/m$			
		$x = 0$	$x =$	$x =$	$x =$
Диаметр окружности вершин, мм	$d_a = m(z+2+2x)$				
Диаметр окружности впадин, мм	$d_f = m(z-2,5+2x)$				
Толщина зуба по делительной окружности, мм	$S = m(\pi/2 + 2x \text{tg } 20^\circ)$				
Угол профиля зуба по окружности вершин, °	$\alpha_a = \arccos(d_b/d_a)$				
Инволюта угла профиля	$\text{inv } \alpha_a = \text{tg } \alpha_a - \alpha_a =$				
Толщина зуба по окружности вершин, мм	$S_a = d_a (S/d + \text{inv } 20^\circ - \text{inv } \alpha_a)$				
Хордальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$S_x = d \sin (S/d)$				
Результаты замера хордальной толщины зуба, мм	$S_{x0} =$				

Выводы: (описывается влияние смещения инструментальной рейки на профиль зубьев и дается заключение о пригодности (непригодности) каждого колеса для эксплуатации).

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

Цель лабораторной работы: снятие кинематической схемы зубчатого механизма, получение математического выражения передаточного отношения этого механизма через числа зубьев колёс, расчёт передаточного отношения по выведенным формулам и экспериментальная проверка результатов расчёта.

3.1. Сведения из теории

Передаточное отношение характеризует способность зубчатого механизма изменять угловую скорость и является его важнейшей кинематической характеристикой. По определению, передаточное отношение зубчатого механизма есть отношение угловых скоростей входного и выходного звеньев.

При анализе зубчатого механизма возникает задача расчёта его передаточного отношения, используя известные числа зубьев колёс. При синтезе зубчатой передачи необходимо по заданному передаточному отношению и исходя из ряда дополнительных условий определить числа зубьев колёс.

Задачи синтеза и анализа могут быть аналитически решены только в том случае, если получено математическое выражение передаточного отношения через числа зубьев колёс механизма.

3.1.1. Расчёт передаточного отношения зубчатого механизма с неподвижными осями.

Многоступенчатый зубчатый механизм с неподвижными осями представляет собой последовательное соединение нескольких зубчатых колес (больше двух). Каждая ступень такого механизма образована парой зацепляющихся зубчатых колёс, то есть представляет собой трёхзвенный зубчатый механизм. Если последовательно

пронумеровать звенья механизма многоступенчатой зубчатой передачи с неподвижными осями, начиная со входного звена, то передаточное отношение механизма от входного звена 1 к выходному звену n можно определить по формуле:

$$u = (-1)^k |u_{12}| |u_{23}| \dots |u_{i-1,i}| \dots |u_{n-1,n}|,$$

где $|u_{i-1,i}|$ - модуль передаточного отношения пары зацепляющихся зубчатых колёс, образующих трёхзвенный зубчатый механизм и принадлежащих соответственно звену $i-1$ и звену i (рассчитывается как отношения числа зубьев колёса, принадлежащего звену i , к числу зубьев колёса, принадлежащего звену $i-1$, то есть:

$$|u_{i-1,i}| = z_i / z_{i-1};$$

k - число пар колёс образующих внешнее зацепление.

Так, например, для зубчатого механизма, схема которого изображена на рис.1, передаточное отношение от звена 1 к звену 4 определяется по формуле:

$$u_{14} = (-1)^3 |u_{12}| |u_{23}| |u_{34}|,$$

где $|u_{12}| = z_2 / z_1$ - абсолютная величина передаточного отношения трёхзвенного зубчатого механизма, образованного звеньями 0, 1, 2.

$|u_{23}| = z_3 / z_2$ - абсолютная величина передаточного отношения трёхзвенного зубчатого механизма, образованного звеньями 0, 2, 3.

$|u_{34}| = z_4 / z_3$ - абсолютная величина передаточного отношения трёхзвенного зубчатого механизма, образованного звеньями 0, 3, 4.

В этом механизме звену 2 принадлежат два зубчатых колёса, поэтому число их зубьев обозначено соответственно z_2 и z'_2 . Окончательное выражение для передаточного отношения имеет вид:

$$u_{14} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z'_2}.$$

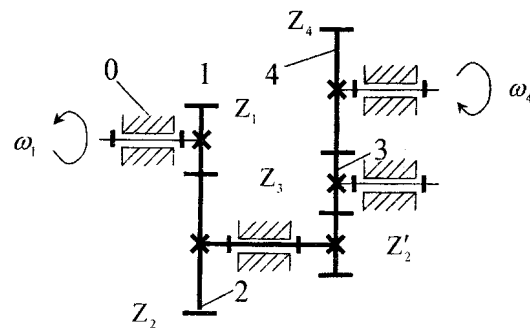


Рис.1. Схема зубчатого механизма

Следует заметить, что число зубьев z_3 колёса 3 не вошло в формулу для расчёта передаточного отношения, так как колесо 3 является промежуточным.

3.1.2. Расчёт передаточного отношения планетарного механизма.

Планетарный механизм содержит хотя бы одно зубчатое колесо, ось которого перемещается относительно стойки. Поэтому передаточное отношение такого механизма нельзя рассчитывать по формуле, полученной для зубчатых передач с неподвижными осями. Существует приём, позволяющий мысленно преобразовать планетарный механизм в зубчатую передачу с неподвижными осями (метод обращения движения). Для этого достаточно представить весь планетарный механизм вращающихся с угловой скоростью равной и противоположно направленной угловой скорости водила ω_H , то есть с угловой скоростью $(-\omega_H)$. Тогда водило будет неподвижным и планетарный механизм превратится в простой зубчатый механизм с неподвижными осями. Полученный таким способом механизм называется

обращённым. Угловые скорости звеньев обращённого механизма будут отличаться от угловых скоростей соответствующих звеньев планетарного механизма на величину $(-\omega_H)$.

Например, пусть для планетарного механизма, схема которого изображена на рис.2, требуется определить передаточное отношение от входного звена 1 к выходному звену H (води́лу), то есть

$$u_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H}.$$

Индекс (3) указывает, что звено 3 неподвижно. Тогда после обращения входное колесо 1 будет иметь угловую скорость $\omega_1 - \omega_H$, Водило 2 будет неподвижно, а колесо 3, которое было неподвижным, приобретёт угловую скорость $(-\omega_H)$ (рис.3).

Затем для обращённого механизма определяют передаточное отношение между центральными колёсами. Для рассматриваемого примера от колёса 1 к колёсу 3, то есть:

$$u_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1}. \quad (1)$$

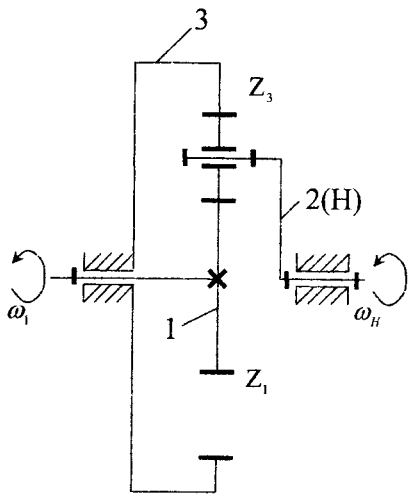


Рис.2. Схема планетарного механизма

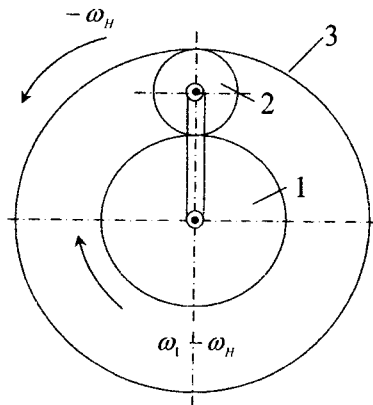


Рис.3.Схема обращенного механизма

Индекс (H) указывает на то, что водило H в обращённом механизме неподвижно.

Это же передаточное отношение выражают через отношение угловых скоростей центральных колёс обращённого механизма (рис.3):

$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H}, \quad (2)$$

где $\omega_1 - \omega_H$ – угловая скорость колеса 1 в обращённом движении;

$-\omega_H$ – угловая скорость колеса 3 в обращённом движении.

Из выражения (2) получают формулу для определения искомого передаточного отношения планетарного механизма.

Для рассматриваемого примера, учитывая, что $\frac{\omega_1}{\omega_H} = u_{1H}^{(3)}$ – есть искомое передаточное отношение механизма, из выражения (2) получим:

$$u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H)}. \quad (3)$$

Эту формулу можно применять и для планетарных механизмов с другими схемами, заменив индекс 3 индексом неподвижного (опорного) колеса.

Подставив значение $u_{13}^{(H)}$ из формулы (1) в формулу (3), выразим искомое передаточное отношение планетарного механизма (рис.2) через числа зубьев его колёс:

$$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

3.1.3. Обоснование метода экспериментального определения передаточного отношения зубчатых механизмов

Передаточное отношение зубчатого механизма определяется через отношение угловых скоростей, то есть:

$$u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (4)$$

Как следует из этого определения, для измерения передаточного отношения механизма достаточно экспериментально определить угловые скорости входного и выходного звеньев. Это может быть

выполнено с помощью специальных приборов, так называемых тахометров. Однако для зубчатых механизмов с постоянным передаточным отношением можно ограничиться измерением углов поворота входного и выходного звеньев, что значительно проще. Покажем, что для таких зубчатых механизмов можно пользоваться формулой

$$u_{1n} = \frac{\varphi_1}{\varphi_n},$$

где φ_1 – угол поворота входного звена;

φ_n – угол поворота выходного звена.

Угловая скорость входного звена $\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$, а выходного -

$\omega_n = \frac{d\varphi_n}{dt}$. Подставив эти выражения в формулу (4), получим

$$u_{1n} = \frac{d\varphi_1/dt}{d\varphi_n/dt} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_n}. \quad (5)$$

Дифференциал угла поворота входного звена $d\varphi_1$ (из формулы (5)):

$$d\varphi_1 = u_{1n} d\varphi_n.$$

Проинтегрируем обе части этого равенства

$$\int_0^{\varphi_1} d\varphi_1 = \int_0^{\varphi_n} u_{1n} d\varphi_n.$$

Поскольку передаточное отношение зубчатой передачи постоянно, его можно вынести из под знака интеграла:

$$\int_0^{\varphi_1} d\varphi_1 = u_{1n} \int_0^{\varphi_n} d\varphi_n.$$

После интегрирования получим

$$\varphi_1 = u_{1n} \varphi_n.$$

Отсюда

$$u_{1n} = \frac{\varphi_1}{\varphi_n}. \quad (6)$$

Итак, для зубчатых механизмов с постоянным передаточным отношением, последнее может быть определено экспериментально

путём измерения углов поворота входного и выходного звеньев с последующим использованием формулы (6).

3.2. Порядок выполнения работы

Для выполнения лабораторной работы подготовлено несколько моделей планетарных зубчатых механизмов. Выбор модели осуществляется по указанию преподавателя. Каждая модель имеет рукоятку, соединённую со входным звеном и позволяющую приводить механизм в движение.

Для выбранной модели планетарного зубчатого механизма необходимо выполнить следующее.

3.2.1. Изобразить схему механизма. Пронумеровать звенья, начиная от входного, и записать числа зубьев колёс механизма.

3.2.2. Рассчитать методом обращения передаточное отношение планетарного механизма от входного звена к выходному звену n (n – номер выходного звена).

3.2.3. Определить экспериментально передаточное отношение планетарного механизма. Для этого необходимо сосчитать число оборотов N входного звена (в том числе и нецелое), при совершении которых выходное звено повернется ровно на один оборот (то есть на угол 2π). Учитывая, что угол поворота входного звена вычисляется по формуле $\varphi_1 = 2\pi N$, получим $U_{1n} = N$. Результат занести в таблицу (см. форму отчёта).

3.2.4. Сравнить расчётное значение передаточного отношения со значением, полученным экспериментально. Небольшое несоответствие расчётных и экспериментальных данных (единицы процентов) объясняется неточностью изготовления зубчатых колёс, зазорами между зубьями и неточностью измерения углов поворотов входного и выходного звеньев.

3.3. Вопросы для самоконтроля

- Что называют передаточным отношением зубчатого механизма?
- Что характеризует знак передаточного отношения?

- Как выражается передаточное отношение трёхзвенного зубчатого механизма с неподвижными осями через параметры зубчатых колёс?
- Перечислите виды многоступенчатых зубчатых механизмов с неподвижными осями.
- Как определяется передаточное отношение многоступенчатого зубчатого механизма с неподвижными осями?
- Для каких целей в зубчатых механизмах используются промежуточные колёса?
- Как передать движение при большом межосевом расстоянии между валами при наименьших габаритах зубчатой передачи?
- Как изменить направление угловой скорости выходного звена зубчатой передачи?
- Признак планетарного механизма?
- Чем планетарный механизм отличается от рядовой передачи?
- Признак дифференциального механизма.
- Признак простого планетарного механизма
- Сколько степеней свободы имеют рядовая передача, простой планетарный механизм, дифференциальный механизм?
- Что такое большой кинематический эффект?
- Какие планетарные механизмы обладают большим кинематическим эффектом?
- Что такое однорядный и двухрядный планетарные механизмы?
- В чём заключается метод обращения движения?
- Что называют обращённым механизмом?
- Как изменяются угловые скорости звеньев механизма в обращённом движении?
- Как определяется передаточное отношение обращённого механизма?
- Как определяется передаточное отношение планетарного механизма через передаточное отношение обращённого механизма?
- Как определяется угловая скорость сателлита планетарного механизма относительно водила?
- Почему для зубчатых механизмов с постоянным передаточным отношением последнее можно определить через отношение углов поворота входного и выходного звеньев?

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
“САНКТ – ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ
И ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ”

Кафедра теоретической механики

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ
ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

Работу выполнил студент

Факультета _____

Группы _____

(дата)

Работу проверил _____

СПб 200_

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Определение передаточного отношения планетарного механизма

1.1 Схема планетарного механизма (указать номера звеньев и числа зубьев колёс механизма)

1.2 Расчёт передаточного отношения планетарного механизма

Передаточное отношение обращённого механизма

Передаточное отношение планетарного механизма

1.3 Экспериментальное определение передаточного отношения планетарного механизма

Число оборотов входного звена $N=$

Угол поворота выходного звена $\varphi_{\text{вых}} =$ рад

Передаточное отношение планетарного механизма

1.4 Результат сравнения расчётного и экспериментально полученного значений передаточного отношения

1. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 498 с.

2. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 664 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Определение коэффициента полезного действия винтового механизма	4
2. Нарезание зубчатых колес методом огибания.....	12
3. Определение передаточного отношения зубчатого механизма...	29
Список литературы.....	39

**ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Методические указания
для студентов специальностей 260601, 260602, 190603
и направлений 150400, 190500
очной и заочной форм обучения

Титульный редактор
Р.А. Сафарова

Корректор
Н.И. Михайлова

Печатается
в авторской редакции

Подписано в печать 18.12. 2009. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 2,56. Печ. л. 2,75. Уч.-изд. л. 2,44
Тираж 100 экз. Заказ № 433. С 159а

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
ИИК СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9