

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторным работам

по дисциплине «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»

для студентов направления подготовки

23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

(Направленность (профиль) «Автомобили и автомобильное хозяйство»)

Оглавление

Лабораторная работа №1. Структурный анализ механизмов	3
Лабораторная работа №2. Метрический синтез и анализ рычажных механизмов.....	8
Лабораторная работа №3. Кинематическое исследование механизмов графическим методом.....	16
Лабораторная работа №4. Экспериментальное и теоретическое определение приведенной массы и приведенного момента инерции механизмов	23
Лабораторная работа №5. Построение и расчет эвольвентного зубчатого зацепления	28
Лабораторная работа №6. Кинематика планетарных механизмов.....	33
Лабораторная работа №7. Динамическая балансировка ротора.....	41
Лабораторная работа №8. Исследование кулачкового механизма.....	53

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1.

Структурный анализ механизмов

1. Цель работы

Изучение методики проведения структурного анализа механизмов.

2. Формируемые компетенции

Основным результатом является формирование набора общепрофессиональных ОПК-1, ОПК-3 компетенций будущего бакалавра. Они обеспечивают то, что выпускник должен:

- владеть методами системного подхода для решения задач проектирования и реализации современных технологий для условий различных типов производств;

- быть готовым к использованию рациональных методов, материалов и оборудования в машиностроительном производстве

- быть готовым к проектированию нового оборудования, разработке и оформлению нормативной, конструкторской, технологической и т.д. документации для производства изделий машиностроения в коллективах.

3. Теоретические положения.

Механизмом называется механическая система твердых тел, предназначенных для преобразования движения одного из них в движение других. Механизм состоит из звеньев и кинематических пар. Звенья различают подвижные (ведущее звено, промежуточные звенья и исполнительное звено) и неподвижные (стойки и направляющие).

Кинематической парой называется подвижное соединение двух звеньев. При соединении звеньев в кинематическую пару накладываются определенные ограничения на взаимное перемещение звеньев. Любое тело в пространстве имеет шесть степеней свободы (три поступательные вдоль осей X, Y, Z и три вращательные вокруг этих же осей). Количество наложенных ограничений связи дополняет число степеней свободы до шести.

Класс кинематической пары определяется количеством наложенных ограничений связи (или количеством забранных степеней свободы).

Звенья, связанные кинематическими парами, образуют кинематическую цепочку. Подвижность (число степеней свободы) плоской кинематической цепочки определяется по формуле Чебышева П.Л.:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 \quad (1.1)$$

где: n — число подвижных звеньев, p_5 — число кинематических пар 5 класса, p_4 — кинематических пар 4 класса.

Структурной группой (или группой Ассура) называется кинематическая цепочка с нулевой подвижностью. Примеры структурных групп приведены на рисунке 1.1. Для схем а) и б), по формуле (1.1):

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0, \text{ где } n = 4, p_5 = 6.$$

Для схем в), г), д):

$$W=3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0, \text{ где } n = 2, p_5 = 3.$$

В структурной группе кинематические пары 4-го можно заменить кинематическими парами 5-го класса, т.е. ($p_4 = 0$), поэтому, приравняв $W=0$, и учитывая, что n и p_5 должны быть положительными целыми числами, можно получить определенную последовательность чисел подвижных звеньев и кинематических пар в структурной группе: $n = 2, 4, 6, 8$ при $p_5 = 3, 6, 9, 12$. Структурные группы классифицируют по классам и порядкам.

Класс структурной группы определяется количеством сторон многоугольника, образованного внутренними звеньями структурной группы. Например, для структурной группы, изображенной на рисунке 1.1а, внутренними звеньями образован треугольник, поэтому эта структурная группа относится к 3 классу, а внутренние звенья структурной группы, изображенной на рисунке 1б, образуют четырехугольник, поэтому эта структурная группа 4 класса. По этой аналогии, несмотря на то, что нет такого понятия «двуугольник», структурные группы, приведенные на рисунке 1.1в-д (а также любые другие, состоящие из двух звеньев), относят к 2 классу.

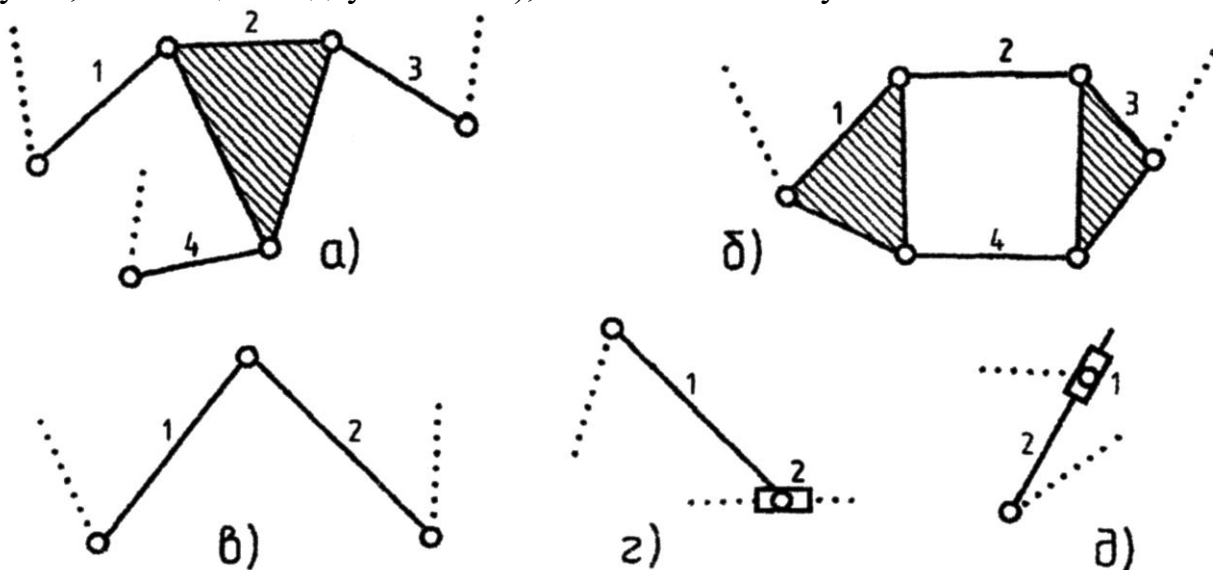


Рисунок 1. Примеры структурных групп (свернутые схемы)

Порядок структурной группы определяется количеством внешних (незавершенных) кинематических пар 5 класса. Согласно определению кинематической пары, приведенной выше, кинематическая пара соединяет два звена. На рисунке 1 структурные группы имеют кинематические пары, соединяющие одно звено, а второе звено показано пунктиром. Таким образом, те кинематические пары, которые соединяют одно звено в структурной группе, являются внешними (незавершенными). Следовательно, структурная группа на рисунке 1.1а имеет 3 порядок, а структурные группы на рисунке 1.1в-д имеют 2 порядок. Вообще все структурные группы 2 класса имеют 2 порядок, поэтому такие структурные группы классифицируются по видам.

Вид структурной группы 2 класса определяется расположением вращательных (В) и поступательных (П) кинематических пар 5 класса (рисунок 2).

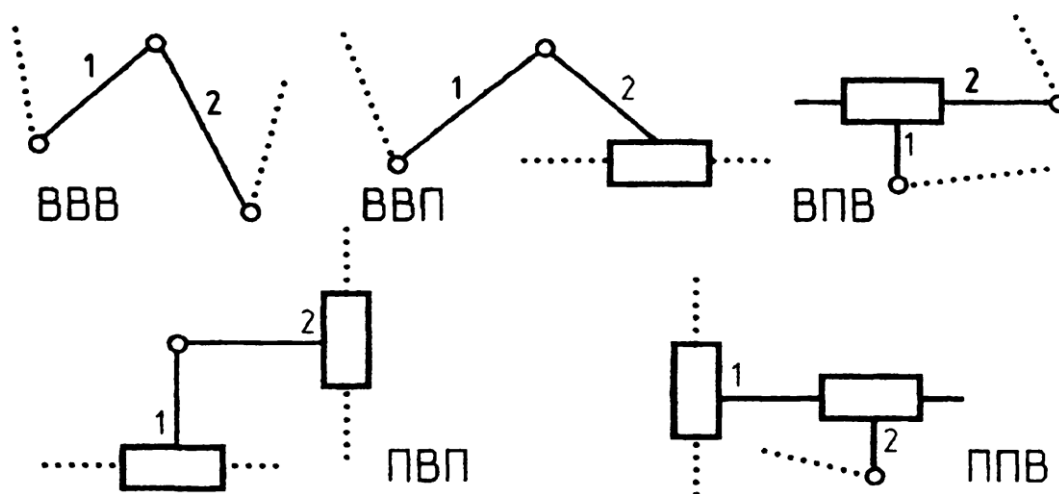


Рисунок 1.2. Виды структурных групп второго класса и второго порядка (развернутые схемы).

Правило образование механизмов (принцип Ассура). Любой механизм образуется последовательным присоединением к ведущему звену любого количества структурных групп. Процесс образования называется синтезом механизма (рисунок 1.3).

Обратный процесс, анализ механизмов, заключается в разделении (расчленении) механизма на структурные группы (рисунок 1.4). Процесс разделения начинается с отделения ведущего звена и далее последовательно структурных групп таким образом, чтобы в каждом контуре подвижность равнялась нулю.

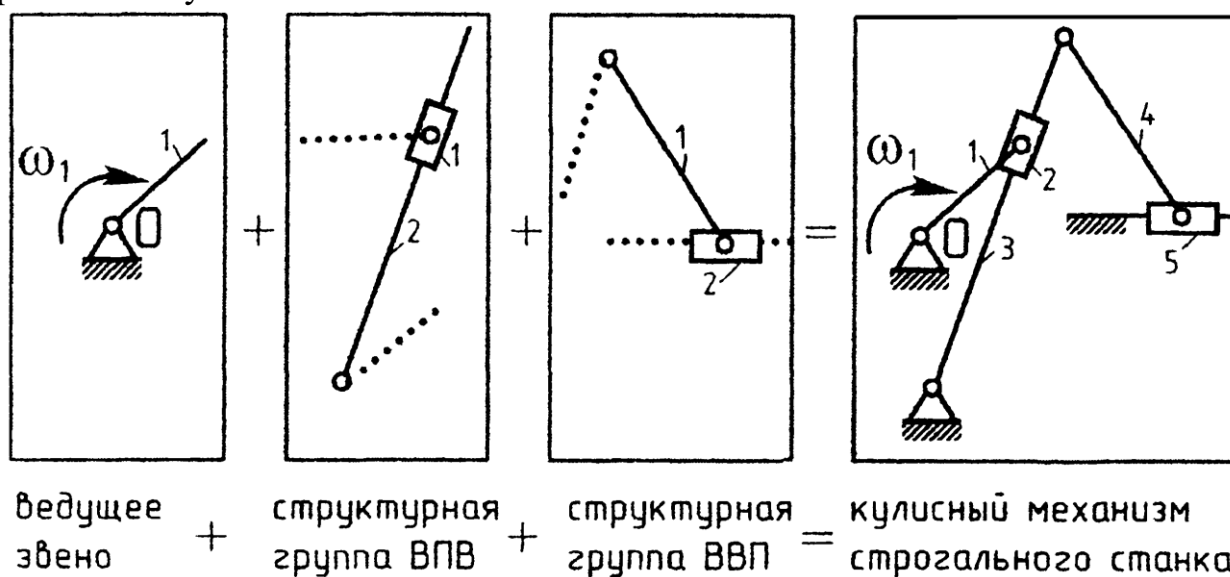


Рисунок 1.3. Пример синтеза механизма

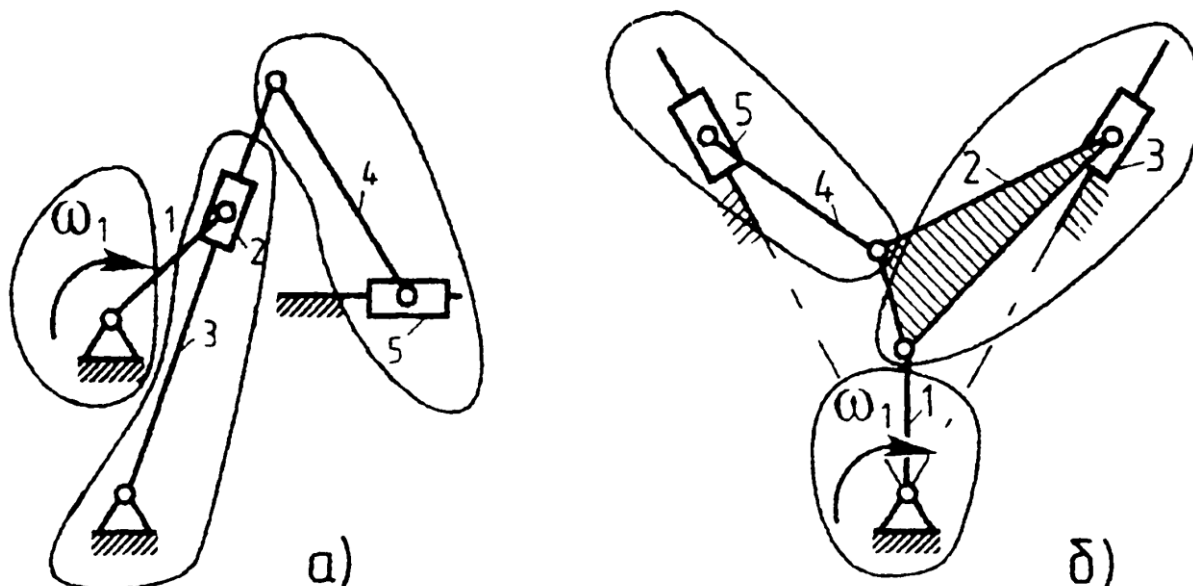


Рисунок 1.4. Пример расчленения: а) кулисного механизма строгального станка, б) V-образного двигателя внутреннего сгорания

2. Оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы используются макеты рычажных механизмов.

3. Указания по технике безопасности.

В целях безопасности макеты рычажных механизмов необходимо использовать по назначению.

4. Порядок выполнения работы.

1. Ознакомиться с механизмом, определить подвижные, неподвижные звенья и ведущее звено.
2. Начертить схему механизма, пронумеровать все звенья и кинематические пары, начиная от ведущего звена.
3. Установить класс кинематических пар и занести в таблицу.
4. Определить число степеней свободы (подвижность) механизма.
5. Расчленить механизм на структурные группы, определить класс, вид и порядок каждой структурной группы и занести в таблицу.

5. Содержание отчета.

Пример оформления лабораторной работы №1

Цель работы.

Изучение методики проведения структурного анализа механизмов.

1. Схема механизма

2. Таблица 1. Классификация звеньев

3. Таблица 2. Классификация кинематических пар

№ п/п	Обозначение	Звенья	Схема	Класс	Вид
1					
2					
3					
4					
...					

Подвижность механизма

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 =$$

где $n =$; $p_5 =$; $p_4 =$

4. Таблица 3. Классификация структурных групп

№ п/п	Кинематические пары	Звенья	Схема	Класс	Код/Вид
1					
2					
3					

Выполнил(а): студент(ка) гр.

Дата:

6. Контрольные вопросы

1. Классификация кинематических пар .
2. Классификация структурных групп.
3. Правило Ассура.

4. Понятие кинематической пары, звена, структурной группы
5. Рассчитать степень свободы (подвижность) механизма и расчленить механизм на структурные группы (Задача).

7. Литература

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.] . - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548
2. Техническая механика: в четырех книгах. Книга третья. Основы теории механизмов и машин: учебное пособие./ Киницкий Я.Т.– М.: Машиностроение, 2012.– 104 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин /Киницкий Я.Т](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Киницкий%20Я.Т)
3. Теория механизмов и машин: учеб.-метод. пособие для вузов./ Чмиль В.П.- СПб.: Издательство "Лань", 2012.– 288 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин/ Чмиль В.П](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Чмиль%20В.П)

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2.

Метрический синтез и анализ рычажных механизмов

1. Цель работы.

Получение навыков метрического синтеза и анализа рычажных механизмов.

2. Формируемые компетенции

Основным результатом является формирование набора и профессиональных ПК-1, ПК-2 компетенций будущего бакалавра по направлению 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов». Они обеспечивают то, что выпускник:

- готов к участию в составе коллектива исполнителей к разработке проектно-конструкторской документации по созданию и модернизации систем и средств эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов;
- готов к выполнению элементов расчетно-проектировочной работы по созданию и модернизации систем и средств эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов;
- способен разрабатывать и использовать графическую техническую документацию.

3. Теоретические положения

Цель метрического синтеза механизма_ определение размеров механизма и положений его входного звена наилучшим образом удовлетворяющих заданным условиям и обеспечивающих наилучшее (оптимальное) сочетание качественных показателей.

Из множества возможных задач решаемых при метрическом синтезе наиболее распространены:

- синтез по нескольким заданным положениям выходного звена (задача позиционирования), когда не важно по какому закону происходит переход из одного положения в другое;
- синтез по заданному закону движения выходного звена (по функции положения, по первой или второй передаточной функции);
- синтез по конкретным кинематическим параметрам: средней скорости выходного звена, коэффициенту неравномерности средней скорости;
- синтез по условиям передачи сил между звеньями механизма - по допустимому углу давления.

В качестве ограничений или качественных показателей при метрическом синтезе механизмов используются:

- условие проворачиваемости звеньев, т.е. обеспечение для входного и (или) выходного звеньев возможности поворота на угол более 360 градусов;
- допустимые углы давления, т.е. угол между вектором движущей силы, действующей с ведущего звена на ведомое, и вектором скорости точки ее приложения не должен превышать некоторых допустимых величин, чтобы исключить недопустимо большие величины реакций в КП, низкий КПД механизма, возможность его заклинивания (невозможность движения при любой величине движущей силы на входном звене);
- конструктивные ограничения на габариты механизма, т.е. размеры звеньев должны обеспечивать вписывание механизма в заданные габаритные размеры;

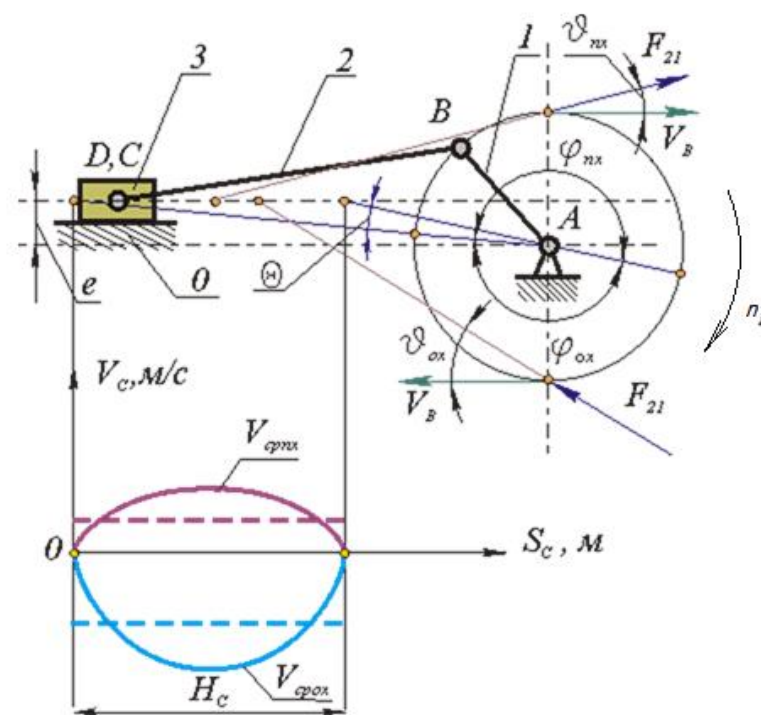


Рисунок 1- Кривошипно-ползунный механизм

Условие существования кривошипа.

Как правило по условиям работы требуется, чтобы входное звено могло в процессе движения поворачиваться на угол более 360 градусов. Для обеспечения этого необходимо выполнить некоторые условия, которые накладываются на соотношение длин звеньев механизма.

Для кривошипно-ползунного механизма условие существования кривошипа

$$l_1 < l_2 - |e|, \quad (1)$$

где l_1 - длина первого звена (кривошипа), l_2 – длина второго звена (шатунa), e – величина внеосности (эксцентриситет).

Если условие выполняется - механизм **кривошипно-ползунный**, нет - **коромыслово-ползунный**

При метрическом синтезе используются ряд характеристик механизма.

При работе рычажного механизма используют понятия прямого (рабочего) хода и обратного (холостого) хода. Угол поворота кривошипа соответствующий рабочему(прямому) φ_{nx} ходу и холостому φ_{ox} .

Коэффициентом неравномерности средней скорости k_v называется отношение средней скорости выходного звена на обратном ходе $V_{3cp\ ox}$ к средней скорости прямого хода $V_{3cp\ nx}$

$$k_v = V_{3cp\ ox} / V_{3cp\ nx}, \quad (2)$$

$$V_{3cp\ nx} = H_c / t_{nx}; \quad V_{3cp\ ox} = H_c / t_{ox}. \quad (3)$$

где H_c перемещение точки С звена 3, t_{nx} – время рабочего хода, t_{ox} – время холостого хода,

Следовательно коэффициентом неравномерности средней скорости k_v можно рассчитать геометрическим способом как отношение углов поворота кривошипа

$$k_v = \varphi_{ox} / \varphi_{nx}, \quad (4)$$

где $\varphi_{nx} = 180^\circ + \Theta$,

$$\varphi_{ox} = 180^\circ - \Theta,$$

здесь Θ – угол на который отличаются по величине рабочий и холостой ход

$$\Theta = 180 \frac{k_v - 1}{k_v + 1} \quad (5)$$

Углом давления ϑ называется угол между вектором силы действующей на ведомое звено с ведущего и вектором скорости точки приложения этой силы на ведомом звене. С увеличением угла давления условия передачи сил в КП ухудшаются. Так как в реальных КП всегда имеется трение, то при определенной величине угла давления в КП возможно самоторможение или заклинивание. Самоторможение или заклинивание - это такое состояние механизма, когда в результате возрастания углов давления в одной из КП, движение механизма становится невозможным при сколь угодно большом значении движущей силы.

Для предварительных расчетов принимают для механизмов только с вращательными парами $[\vartheta] = 45^\circ - 60^\circ$, при наличии поступательных КП $[\vartheta] = 30^\circ - 45^\circ$. Необходимо отметить, что в так называемых “мертвых” положениях механизма углы давления $\vartheta = 90^\circ$. В статике в таком положении возможно заклинивание механизма, в динамике механизм проходит эти положения используя кинетическую энергию, которую запасли подвижные звенья.

Угол давления в кинематической паре шатун-ползун – это угол ϑ_{23} между направлением скорости ползуна V_{23} и направлением силы давления шатуна на ползун F_{23} . Известно, что (при невесомом шатуне) эта сила давления будет направлена вдоль шатуна (если шатун криволинейный – то по прямой, соединяющей концевые шарниры звена).

Угол давления имеет большое значение для работоспособности механизма и его КПД. Большие углы давления приводят к повышенной силе трения между ползуном и направляющей стойки. Это влияет на равномерность движения механизма, степень износа подшипников, а иногда приводит к полной остановке механизма вследствие заклинивания.

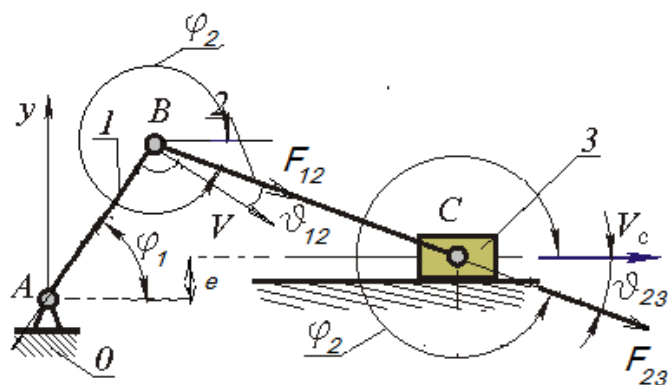


Рисунок 2- Углы давления в кривошипно-ползунном механизме

Угол давления для внеосного кривошипно-ползунного механизма из уравнения

$$l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + e = 0 \quad (6)$$

$$\sin \varphi_2 = (l_1 \sin \varphi_1 + e) / l_2 \quad (7)$$

$$\varphi_2 = \arcsin (l_1 \sin \varphi_1 + e) / l_2 \quad (8)$$

В поступательной паре угол давления как следует из рис

$$\vartheta_{23} = 360^\circ - \varphi_2 \quad (9)$$

Во вращательной паре угол давления определится из выражения

$$\vartheta_{12} = \varphi_2 - 90^\circ \quad (10)$$

Для поступательной КП : $[\vartheta_{nx}] = 30^\circ$; $[\vartheta_{ox}] = 45^\circ$

Проектирование кривошипно-ползунного механизма по средней скорости ползуна .

Известно перемещение ползуна - H_C , коэффициентом неравномерности средней скорости $k_V = 1$, эксцентриситет $e = 0$, допускаемый угол давления $[\vartheta_{23}]$, частота вращения - n_{lcp} .

Определить размеры всех звеньев l_i .

Рассчитываем среднюю скорость ползуна

$$V_{Ccp} = 2 \cdot H_C / T ,$$

где $T = 1 / n_{lcp}$ - период или время одного оборота кривошипа в сек,

$H_C = 2 \cdot l_1$ - ход ползуна.

Размеры звеньев механизма

$$l_1 = V_{Ccp} / (4 \cdot n_{lcp}), l_2 = l_1 / \lambda_2.$$

3. Оборудование и материалы.

При выполнении лабораторной работы используются установка для метрического синтеза рычажных механизмов.

4. Указания по технике безопасности.

В целях безопасности установка для метрического синтеза рычажных механизмов необходимо использовать по назначению.

5. Порядок выполнения работы.

1. Ознакомиться с установкой для метрического синтеза механизмов.
2. Выяснить крайние положения механизма,
3. Измерить длины звеньев, эксцентриситет, перемещение исполнительного звена и заполнить таблицу.
4. Рассчитать величину углов давления занести в таблицу и построить график изменения $\vartheta_{12}=f(l_1)$ для прямого и обратного хода для вращательной пары.
5. Рассчитать величину углов давления занести в таблицу и построить график изменения $\vartheta_{23}=f(l_1)$ для прямого и обратного хода для поступательной пары.
6. Рассчитать величину коэффициента изменения средней скорости занести в таблицу и построить график изменения $k_v=f(e)$ для прямого и обратного хода для вращательной пары.

6. Контрольные вопросы

6. Цели метрического синтеза.
7. Условие существования кривошипа.
8. Понятие угла давления.
9. Понятие коэффициента изменения средней скорости.
10. Рассчитать угол давления (Задача).
11. Рассчитать коэффициент изменения средней скорости.

7. Литература

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.] . - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548
2. Техническая механика: в четырех книгах. Книга третья. Основы теории механизмов и машин: учебное пособие./ Киницкий Я.Т.— М.: Машиностроение, 2012.— 104 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин /Киницкий Я.Т](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Киницкий%20Я.Т)
3. Теория механизмов и машин: учеб.-метод. пособие для вузов./ Чмиль В.П.- СПб.: Издательство "Лань", 2012.— 288 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин/ Чмиль В.П](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Чмиль%20В.П)

8. Содержание отчета

Лабораторная работа № 2

Метрический синтез и анализ рычажных механизмов

Цель работы:

Получение навыков метрического синтеза и анализа рычажных меха-

низмов.

1. Размеры центрального механизма
длина первого звена (кривошипа), l_1 –
длина второго звена (шатунa), l_2 –
перемещение ползуна, H_C –

2. Проверка механизма по условию существования кривошипа

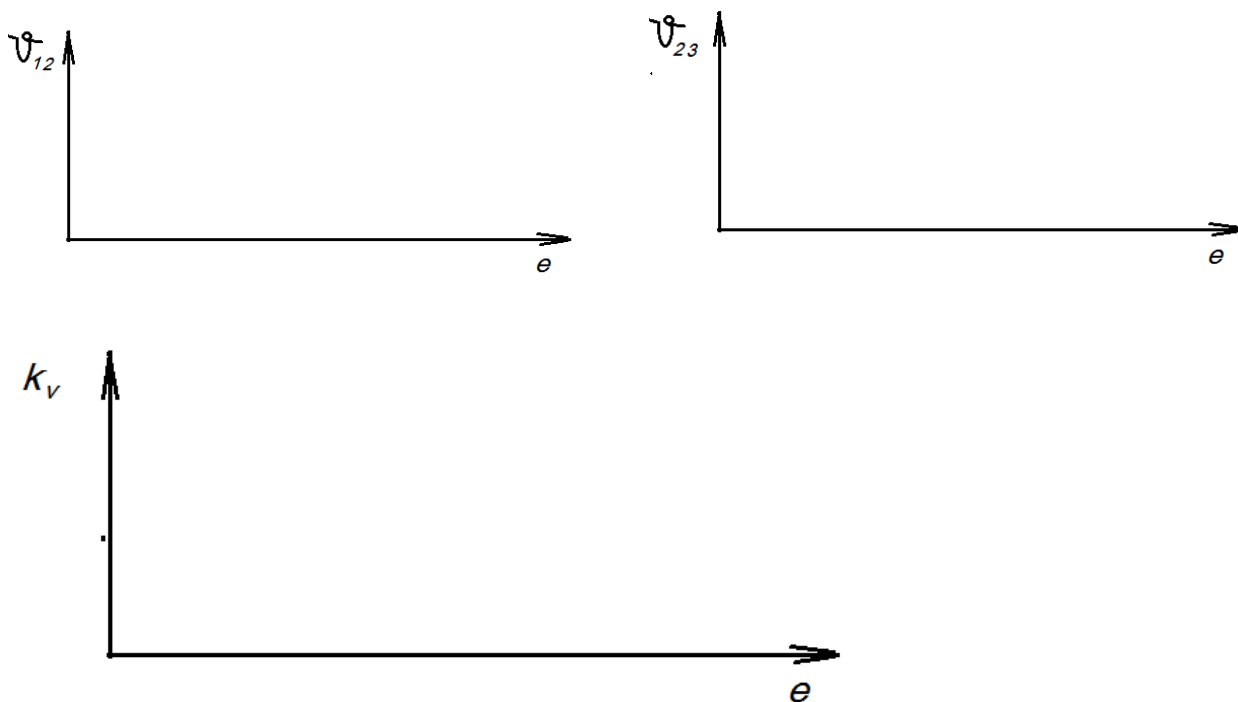
3. Схема механизма в масштабе с углами давления ϑ_{12} , ϑ_{23} .

$\mu_s = l_1 / AB =$, м/мм

4. Расчет углов давления и коэффициента средней скорости при заданном эксцентриситете e .

e , мм	0	10	20	30	40	50
$\vartheta_{12}, ^\circ$						
$\vartheta_{23}, ^\circ$						
k_v						

5. Графики изменения углов давления и коэффициента средней скорости



Выводы.

Выполнил(а): студент(ка) гр.

Дата:

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3.

Кинематическое исследование механизмов графическим методом

2. Цель работы.

Получение навыков кинематического исследования механизмов графическим методом.

2. Формируемые компетенции

Основным результатом является формирование набора общепрофессиональных ОПК-1, ОПК-2 и профессиональных ПК-5 компетенций будущего бакалавра по направлению направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». Они обеспечивают то, что выпускник:

Владеть методами системного подхода для решения задач проектирования и реализации современных технологий для условий различных типов производств;

Быть готовым к использованию рациональных методов, материалов и оборудования в машиностроительном производстве

Быть готовым к проектированию нового оборудования, разработке и оформлению нормативной, конструкторской, технологической и т.д. документации для производства изделий машиностроения в коллективах;

3. Теоретические положения

Кинематическое исследование графическим методом (методом диаграмм) наиболее простой, наглядный и вместе с тем наименее точный из методов кинематического исследования.

При проектировании машины закон движения ведущего звена, как правило, неизвестен,

Перемещение исследуемой точки (рисунок 2.1) или угол поворота звена, как правило, определяется в функции времени. В этом случае угловые скорости и ускорения звеньев являются первой и второй производной угла поворота звена, а линейные скорости и ускорения точек на звеньях, соответственно, первой и второй производной их перемещения по времени.

$$S_B = f(t), \quad V_B = \frac{dS_B}{dt}, \quad a_B = \frac{d^2S_B}{dt^2}$$

Но при проектировании машины первоначальная зависимость перемещения в функции времени $S_B = f(t)$ неизвестна.

Поэтому во многих случаях при кинематическом исследовании проектируемого механизма:

1) закон движения в функции времени удастся определить только после проведения динамического исследования с учетом характеристик приложенных сил;

2) более удобно вести кинематическое исследование чисто геометрическим путем без учета параметра времени, особенно при сложном неравномерном движении входного звена (сложной зависимости от времени).

Поэтому для решения задачи кинематического исследования используется метод аналогов.

Начальное (входное) звено поворачивают на принятый угол φ_1 и определяют перемещение точки B в функции угла φ_1 геометрическим методом. Получают функцию положения $S_B = f(\varphi_1)$.

Дифференцируя по φ_1 получаем

$$V_{qB} = \frac{dS_B}{d\varphi_1} - \text{аналог скорости точки } B,$$

$$a_{qB} = \frac{d^2 S_B}{d\varphi_1^2} - \text{аналог ускорения точки } B.$$

Для установления взаимосвязи скорости и аналога скорости при поступательном движении точки скорость точки B умножим и разделим на $d\varphi_1$

$$V_B = \frac{dS_B}{dt} \cdot \left| \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} \right| = \frac{dS_B}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = V_{qB} \cdot \omega_1, \quad (2.1)$$

где $\frac{dS_B}{d\varphi_1} = V_{qB}$ – аналог скорости точки B .

Установим связь ускорения и аналога ускорения. Ускорение точки B

$$a_B = \frac{dV_B}{dt} = \frac{d(V_{qB} \cdot \omega_1)}{dt};$$

Рассмотрим случай, когда $\omega_1 = const$. Продифференцируем скорость, представив ее через аналог скорости, а затем умножим и разделим на $d\varphi_1$

$$a_B = \frac{d(V_{qB} \cdot \omega_1)}{dt} = \omega_1 \cdot \frac{dV_{qB}}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = a_{qB} \cdot \omega_1^2, \quad (2.2)$$

где $\frac{dV_{qB}}{d\varphi_1} = \frac{d^2 S_B}{d\varphi^2}$ – аналог ускорения точки B , а $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$ – угловая скорость ведущего звена.

Следовательно, скорость и аналог скорости являются пропорциональными величинами. Коэффициентом пропорциональности является угловая скорость первого звена (2.1). Соответственно, ускорение и аналог ускорения имеют коэффициентом пропорциональности квадрат угловой скорости (2.2).

Кинематическое исследование проводится для каждого звена или точки на звене поочередно. Это звено или точку на звене называют искомой или исследуемой точкой. Порядок кинематического анализа механизма графическим методом следующий.

1. Построение кинематической схемы механизма в масштабе.

Измеряем размеры звеньев механизма.

Величина масштаба выбирается таким образом, чтобы кинематическая схема механизма разместилась на выделенном для этого месте на чертежном листе, странице и др.

Масштабным коэффициентом (масштабом) называется отношение реальной физической величины (длина, скорость, ускорение и т. д.) к отрезку которым эта величина изображена на чертеже в миллиметрах. Масштабный коэффициент обозначается греческой буквой μ с соответствующим индексом.

$$\mu = \frac{\text{реальная величина}}{\text{длина отрезка}}.$$

Реальная величина подставляется в единицах системы СИ. Длина отрезка на чертеже подставляется в миллиметрах.

Так, масштабный коэффициент длины определится как

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{(OA)}, \text{ м/мм}, \quad (1.1)$$

где l_{OA} – длина звена в метрах, OA – длина отрезка на чертеже в миллиметрах.

Построение производится для нулевого положения звеньев механизма. Нулевое положение совпадает с одним из крайних положений ползуна, когда он находится на наибольшем или наименьшем расстоянии от центра вращения ведущего звена (кривошипа).

2. Построение механизма в 12-ти положениях (называется совмещенный план положений механизма).

Принимаем, что для кинематического исследования механизма будет достаточно 12 отдельных положений звеньев механизма. Это означает, что ведущее звено будет иметь 12 равноотстоящих положений через 30° .

Задаем последовательно поворот ведущего звена на 30° и используя циркуль и линейку строим 12 положений механизма. Нумеровать положения необходимо таким образом, чтобы движение исполнительного звена начиналось с нулевого положения.

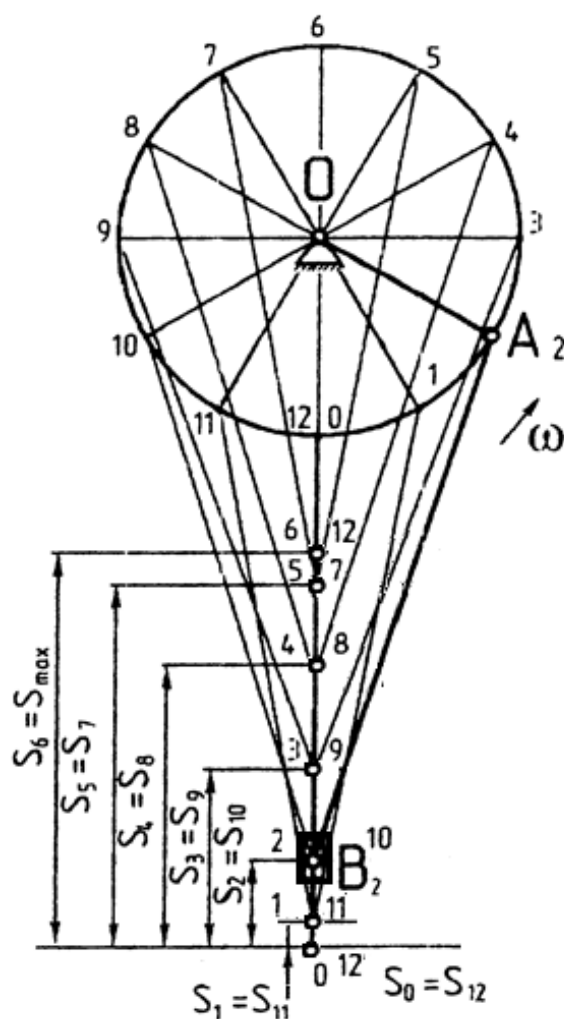


Рисунок 2.1 - Построение механизма в 12-ти положениях ведущего звена.

3. Замеряем перемещения ползуна и заносим в таблицу.

4. Построение диаграммы перемещений исследуемой точки В на звене 3 (ползуне) (рисунок 2.1).

Строим координатную систему с осями S и φ . На оси абсцисс располагается угол поворота ведущего звена φ_1 . Так как исследуется один цикл работы механизма то максимальный угол $\varphi_1 = 360^\circ$ или 2π . Берём отрезок произвольной длины L на оси φ и делим его на двенадцать частей. Каждое деление соответствует углу поворота ведущего звена на 30° . Тогда масштаб по оси φ

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{(0-12)}, \text{ рад/мм или } 1/\text{мм} \quad (1.1)$$

где (0-12) длина отрезка на оси φ , мм

На оси ординат располагается перемещение S_i точки В ползуна. Берём отрезок произвольной длины (6-6) на оси S . Тогда масштаб по оси S

$$\mu_S = \frac{S_6}{(6-6)}, \text{ м/мм},$$

где S_6 – максимальное перемещение ползуна в м, (6-6) длина отрезка на оси S в мм.

Удобно использовать масштаб совмещенного плана положений т.е. $\mu_l = \mu_s$.

Затем в каждом положении угла $0, 1, 2, 3, \dots$ и т.д. строим соответствующую ординату y_i 1-1, 2-2, 3-3 ..., которые рассчитываются с учетом принятого масштаба по формуле

$$y_1 = (1-1) = S_1 / \mu_S$$

$$y_2 = (2-2) = S_2 / \mu_S$$

$$y_3 = (3-3) = S_3 / \mu_S$$

.....

Полученные точки соединяются плавной кривой, которая является графической зависимостью $S_B = f(\varphi)$.

5. Построение диаграммы аналогов скоростей и ускорений исследуемой точки В на звене 3.

Поскольку диаграмма построена в координатах $S_B=f(\varphi)$, то продифференцировав эту кривую, можно получить диаграммы аналога скоростей и аналога ускорения (рисунок 2.2). Используем графическое дифференцирование по методу касательных.

Продолжим ось ординат S . Начертим новую ось абсцисс φ и оставим на ней все деления 0-12. На продолжении оси φ справа примем произвольно полюс построения K_1 .

Для графического дифференцирования диаграммы перемещений в точке кривой 1 проводим касательную. Переносим эту касательную параллельно

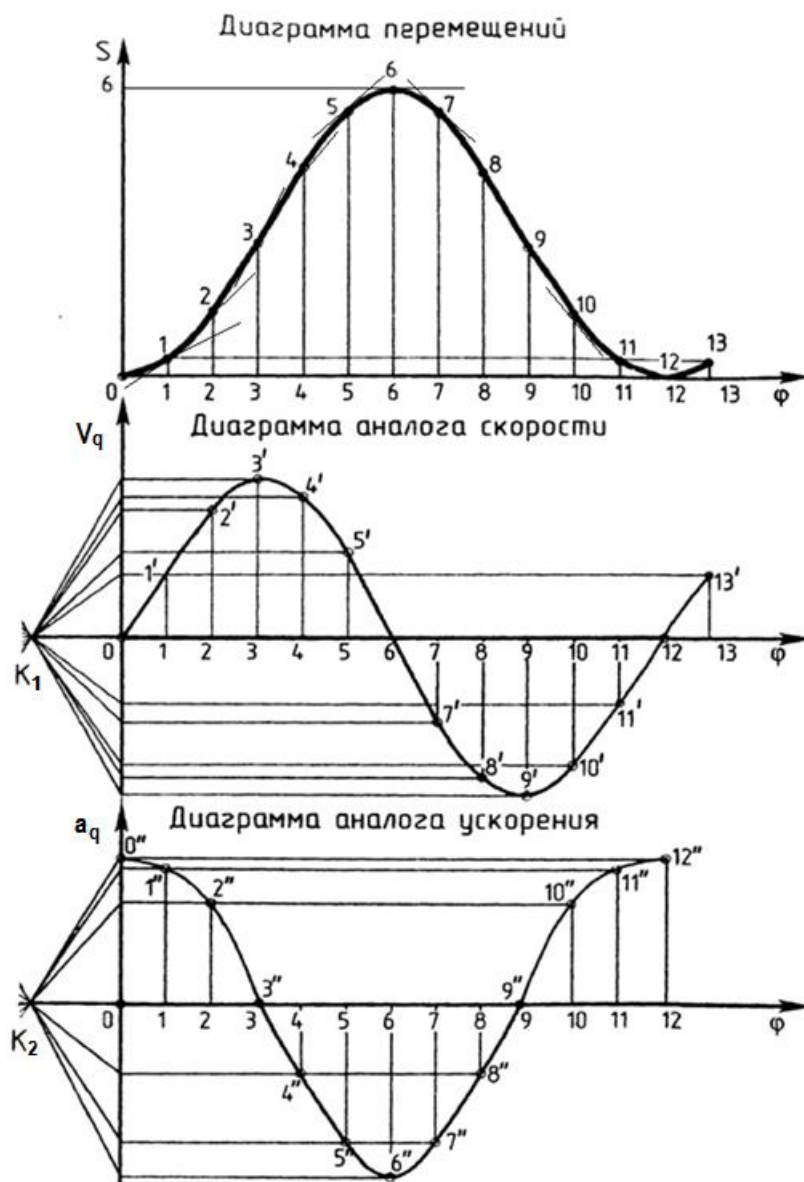


Рисунок 2.2 – Диаграммы аналогов скорости и ускорения

самой себе в точку K_1 . Отрезок, отсекаемый касательной от оси ординат перемещаем в положение 1 на оси φ . Обозначаем его 1^1 . Отрезок $(1-1^1)$ является производной от диаграммы перемещений в соответствующем положении угла поворота 1.

Затем повторим построения для всех точек диаграммы перемещений. Для построения касательной в крайних точках кривой (0 или 12) необходимо построить тринадцатое положение. Оно совпадает с первым положением., поэтому перенесем ординату 0-1 точку 13.

Полученные точки $0^1, 1^1, 2^1, 3^1 \dots$ соединяются плавной кривой, которая является графической зависимостью аналога скорости от угла поворота ведущего звена $V_q = f(\varphi)$ в соответствующем масштабе. Масштаб построения

$$\mu_{Vq} = \frac{\mu_s}{(\mu_\varphi \cdot K_1)}, \text{ м/мм}, \quad (2.8)$$

где K_1 – длина отрезка OK_1 ,

Для получения диаграммы аналога ускорения нам необходимо продифференцировать полученную диаграмму аналога скорости.

Методика построения совпадает с рассмотренной. Продолжим ось ординат S . Начертим новую ось абсцисс φ и оставим на ней все деления 0-12. На продолжении оси φ справа примем произвольно полюс построения K_2 .

Затем повторим построения для всех точек диаграммы аналога скорости.

Полученные точки $0^{11}, 1^{11}, 2^{11}, 3^{11} \dots$ соединяются плавной кривой, которая является графической зависимостью аналога скорости от угла поворота ведущего звена $a_q = f(\varphi)$ в соответствующем масштабе. Масштаб построения

$$\mu_{aq} = \frac{\mu_{Vq}}{(\mu_\varphi \cdot K_2)}, \text{ м/мм}, \quad (2.9)$$

где K_2 – длина отрезка OK_2 .

С учетом полученных ранее зависимостей можно определить реальные скорости и ускорения по диаграммам аналогов.

Если $V_B = |V_{qB} \cdot \omega_1$,

то скорость, например, во втором положении

$$V_2 = (2 - 2^1) \mu_{Vq} \cdot \omega_1, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$$

где (2-2') — длина отрезка 2-2' по вертикальной оси на диаграмме аналога скорости в мм.

Если $a_B = a_{qB} \cdot \omega_1^2$,

то ускорение, например, в седьмом положении

$$a_7 = (7 - 7^{11}) \mu_{aq} \cdot \omega_1^2, \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

где (7-7'') — длина отрезка 7-7'' по вертикальной оси на диаграмме аналога ускорения в мм.

Следует заметить, что, если принять отрезок 0-12 по горизонтальной оси не как угол поворота кривошипа, а время одного оборота, продифференцировав эту диаграмму, получаем диаграмму скорости, дифференцируя которую получаем диаграмму ускорения. Таким образом, диаграмма аналога скорости совпадает по форме с диаграммой скорости, а диаграмма аналога ускорения совпадает по форме с диаграммой ускорения.

Совпадающие по форме диаграммы отличаются только масштабными коэффициентами: $\mu_t = \mu_\varphi / \omega$, с/мм;

$$\mu_V = \mu_{Vq} \cdot \omega_1, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}; \quad (2.10)$$

$$\mu_a = \mu_{aq} \cdot \omega_1^2, \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}. \quad (2.11)$$

Или

$$\mu_t = \frac{\mu_\varphi}{\omega_1}, \text{ с} / \text{мм}; \quad \mu_V = \frac{\mu_s}{(\mu_t \cdot K_1)} \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}; \quad \mu_a = \frac{\mu_V}{(\mu_t \cdot K_2)} \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}. \quad (2.7)$$

3. Оборудование и материалы.

При выполнении лабораторной работы используются макеты рычажных механизмов.

4. Указания по технике безопасности.

В целях безопасности макеты рычажных механизмов необходимо использовать по назначению.

5. Порядок выполнения работы.

1. Ознакомиться с механизмом и начертить его кинематическую схему без масштаба.
2. На отдельном листе построить механизм в крайних положениях. Принять нулевое положение механизма. Построить двенадцать совмещенных планов положений механизма.
3. Измерить перемещение исполнительного звена и заполнить таблицу.
4. По данным таблицы перемещений построить диаграмму перемещений.
5. Методом графического дифференцирования построить диаграммы аналога скоростей и аналога ускорений
6. Рассчитать все масштабные коэффициенты.

6. Содержание отчета

Лабораторная работа № 3

“Кинематическое исследование механизмов
графическим методом”

1. Цель работы:

Получение навыков кинематического исследования механизмов графиче-

ческим методом.

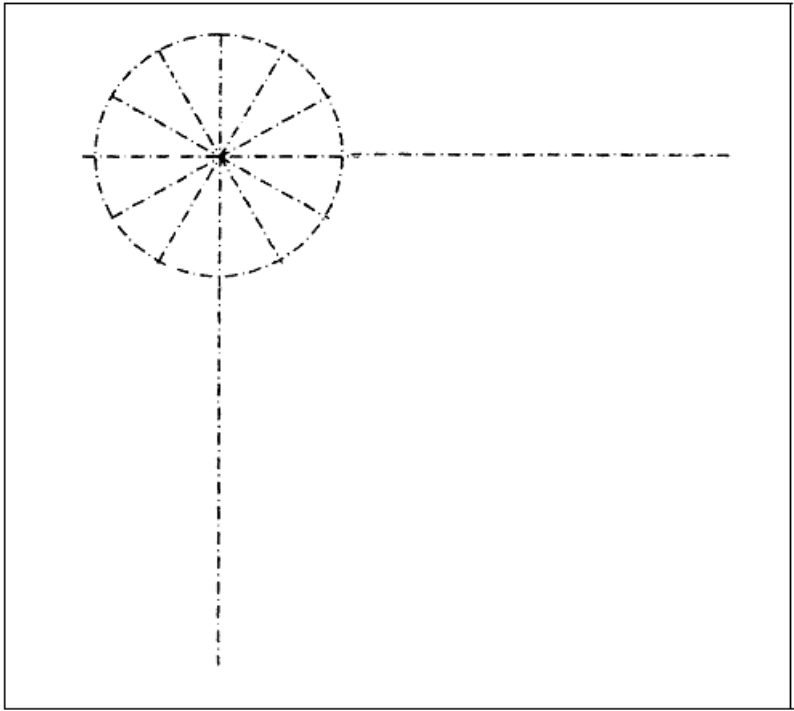
2. Содержание

2.1 Схема механизма

	$l_{OA}= \dots m$
	$l_{AB}= \dots m$

2.2 Построение 12-ти совмещенных планов положений механизма. (На отдельном листе).

$\mu_l = \frac{l_{OA}}{(OA)} =, \text{ м/мм},$



2.3 Таблица 1. Перемещение исполнительного звена

№	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
φ°	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	230°	270°	300°	330°	360°

S_i , мм	0												0
S_i , м	0												0
y_i , мм	0												0

2.4 Методом графического дифференцирования построить диаграммы аналога скоростей и аналога ускорений. (На отдельном листе).

2.5 Рассчитать масштабы диаграмм

$$\mu_s = \frac{S_6}{(6-6)} = \text{м/мм}$$

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{(0-12)} = 1/\text{мм}$$

$$\mu_{vq} = \frac{\mu_s}{(\mu_\varphi \cdot K_1)} = \text{м/мм}$$

$$\mu_{aq} = \frac{\mu_{vq}}{(\mu_\varphi \cdot K_2)} = \text{м/мм}$$

Выполнил(а): студент(ка) гр.

Дата:

7. Контрольные вопросы.

1. Определения масштабных коэффициентов, аналогов.
2. Методы кинематического исследования.
3. Сущность графического дифференцирования.
4. Расчет масштабных коэффициентов и их размерностей.
5. Понятие об аналогах.

8. Литература

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.] . - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее

профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548

2. Техническая механика: в четырех книгах. Книга третья. Основы теории механизмов и машин: учебное пособие./ Киницкий Я.Т.– М.: Машиностроение, 2012.– 104 с. <http://e.lanbook.com/login/search/> теория механизмов и машин /Киницкий Я.Т

3. Теория механизмов и машин: учеб.-метод. пособие для вузов./ Чмиль В.П.- СПб.: Издательство "Лань", 2012.– 288 с. <http://e.lanbook.com/login/search/> теория механизмов и машин/ Чмиль В.П

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

Экспериментальное и теоретическое определение приведенной массы и приведенного момента инерции механизмов

1. Цель работы.

Определение приведенной массы и приведенного момента инерции.

2. Формируемые компетенции

Основным результатом является формирование набора общепрофессиональных ОПК-1, ОПК-2 и профессиональных ПК-5 компетенций будущего бакалавра по направлению направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». Они обеспечивают то, что выпускник:

Владеть методами системного подхода для решения задач проектирования и реализации современных технологий для условий различных типов производств;

Быть готовым к использованию рациональных методов, материалов и оборудования в машиностроительном производстве

Быть готовым к проектированию нового оборудования, разработке и оформлению нормативной, конструкторской, технологической и т.д. документации для производства изделий машиностроения в коллективах;

3. Теоретические положения.

Приведенной массой (m_n) называется такая условная масса, которая, будучи сосредоточена в точке приведения, развивает такую же кинетическую энергию, как и весь механизм.

Приведенный момент инерции (I_n) называется такой условный мо-

ментом инерции, который, будучи сосредоточенный на звене приведения, развивает такую же кинетическую энергию, как и весь механизм.

Приведение масс и моментов инерции проводят с целью упрощения расчета динамики механизма, поскольку вместо движения всего механизма рассматривается движение одной точки (точки приведения) или одного звена (звена приведения). Точкой приведения является, как правило, крайняя точка ведущего звена, а звеном приведения — ведущего звена, поскольку движется с постоянной угловой скоростью.

Кинетическая энергия для поступательного движения (рисунок 3.1а) определяется по формуле $T_{noc} = (m \cdot V_s^2) / 2$, для вращательного движения (рисунок 3.1б) — по формуле $T_{вр} = (I_s \cdot \omega^2) / 2$, для всех остальных случаев (рисунок 3.1в-г) по формуле $T = T_{noc} + T_{вр}$.

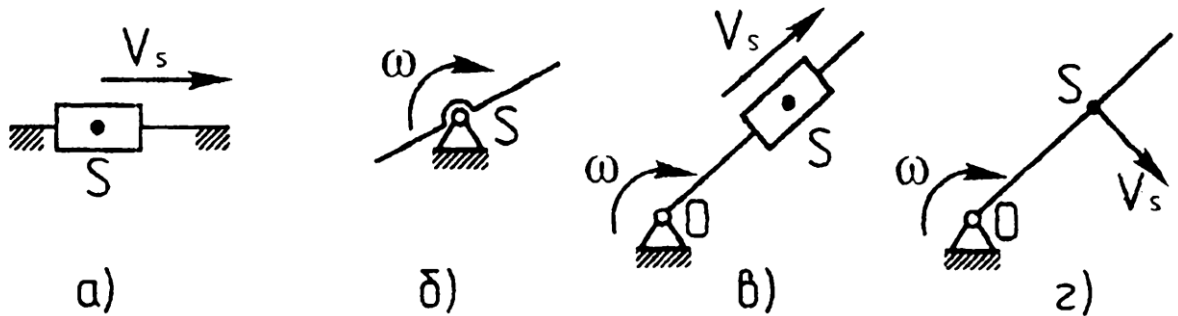


Рисунок 3.1. Схемы для определения кинетической энергии.

Согласно определениям для m_n и I_n следует, что в любом положении для механизма звенья которого совершают сложное поступательно-вращательное движение, кинетическая энергия равна:

$$T_n = \sum_{i=1}^{i=n} T_i = \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{2} + \frac{I_{si} \cdot \omega_i^2}{2} \right) \quad (3.1)$$

где T_i — кинетическая энергия i -того звена, m_i — масса i -того звена, I_{si} — момент инерции i -того звена относительно центра масс, V_{si} — скорость центра масс i -того звена, ω_i — угловая скорость i -того звена. В свою очередь, величина T_n определяется по следующим формулам:

$$T_n = (m_n \cdot V_A^2) / 2 = (I_n \cdot \omega_1^2) / 2 \quad (3.2)$$

где V_A — скорость точки приведения, ω_1 — угловая скорость звена приведения.

Приравняв формулы (3.1) и (3.2), получаем формулы для теоретического определения приведенной массы m_n приведенного момента инерции I_n :

$$m_n = \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{V_A^2} + \frac{I_{si} \cdot \omega_i^2}{V_A^2} \right), \quad (3.3)$$

$$I_n = \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{\omega_1^2} + \frac{I_{si} \cdot \omega_i^2}{\omega_1^2} \right). \quad (3.4)$$

Экспериментальное определение приведенной массы и приведенного момента инерции проводится на лабораторной установке, схема которой приведена на рисунке 3.2.

Принцип действия лабораторной установки следующий: электродвигатель 1 приводит в движение эксцентриковый вал 2. Эксцентрик передает, колебательное движение через пружину 5 на рычаг механизма СО и связанное с ним звено ОА. Угол φ установки положения звена ОА и рычага СО можно изменять и фиксировать регулировочным винтом 6. С помощью реостата 9 можно изменять силу тока, а следовательно, и частоту вращения вала электродвигателя. В момент, когда частота собственных колебаний механизма 7 совпадает с частотой вынужденных колебаний, передаваемых через пружину, наблюдается явление резонанса. В момент наибольшей амплитуды колебаний измеряется сила тока на миллиамперметре 4, поступающего от тахогенератора 3. С помощью грузов 8 можно изменять приведенную массу и приведенный момент инерции.

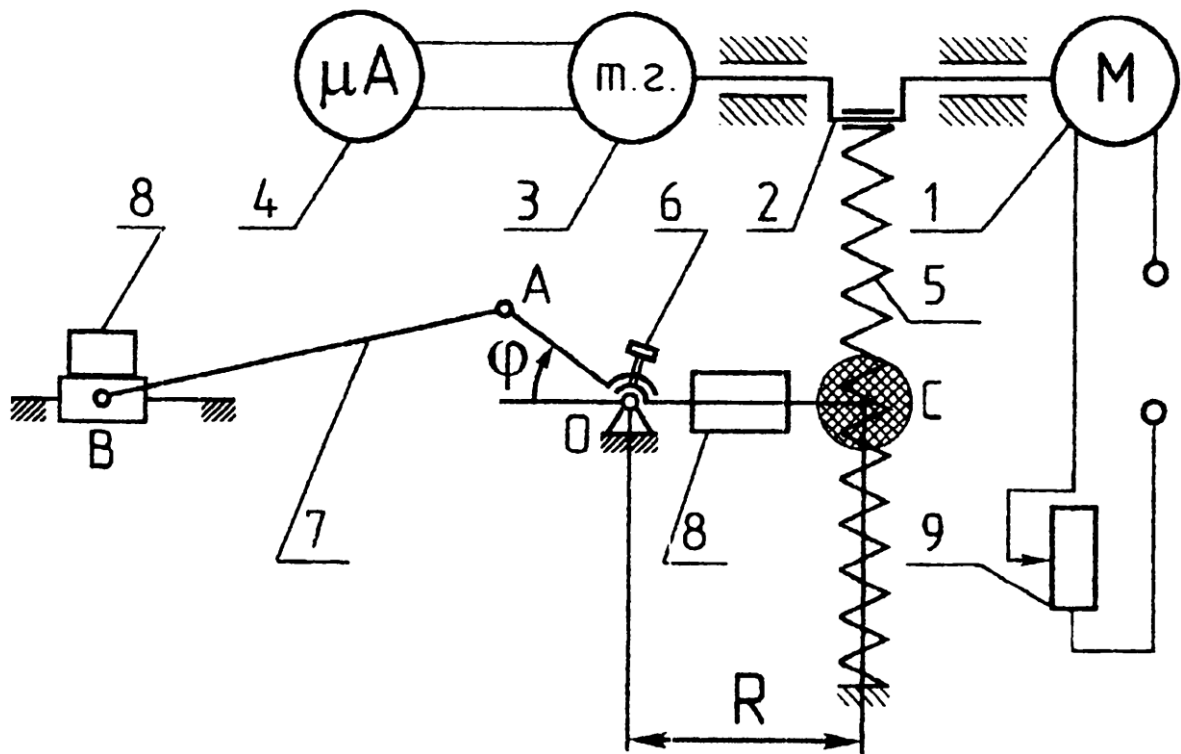


Рисунок 3.2. Схема лабораторной установки

Показания амперметра можно перевести в частоту вращения вала электродвигателя по тарировочной или по эмпирической формуле:

$$n_g = 11,54 \cdot \mu A + 219,2. \quad (3.5)$$

Далее можно определить период вынужденных колебаний системы. по фоле $T_g = 60 / n_g$ а затем из формулы периода собственных колебаний системы, известной из курса Физики и теоретической механики $T_c = 2\pi \sqrt{m_n / c}$ выразить m_n Поскольку в момент резонанса $T_c = T_g$, Получаем формулу для определения приведенной массы механизма:

$$m_n = 900 \cdot c / (\pi^2 \cdot n_g^2), \quad (3.6)$$

где $c=6700$ Н/м — жесткость пружины.

Приведенный момент инерции определится по формуле:

$$I_n = m_n \cdot R, \quad (3.7)$$

где R — длина звена приведения (рисунок 11) измеряется на установке.

2. Оборудование и материалы.

При выполнении лабораторной работы используются установки для экспериментального определения приведенного момента инерции.

3. Указания по технике безопасности.

В целях безопасности необходимо:

1. Не прикасаться к быстровращающимся деталям, окрашенным красным цветом;
2. Изменять параметры механизма только после полной остановки механизма;
3. Не проявлять излишней активности в области электрооборудования;
4. Не включать другие установки, находящиеся в лаборатории.

4. Порядок выполнения работы.

1. Ознакомиться с устройством и принципом действия установки.
2. Зафиксировать механизм в положении $\varphi = 0^\circ$ и плавным движением рукоятки реостата изменять угловую скорость вращения вала электродвигателя до тех пор, пока не будет замечен резонанс. В этот момент измерить силу тока на миллиамперметре.
3. Повторить п.2 для $\varphi = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, \dots 360^\circ$ и занести результаты в таблицу. Перевести значения миллиамперметра в частоту вращения.
4. Рассчитать m_n и I_n для каждого положения и занести в таблицу.

5. По данным таблицы построить график изменения приведенной массы или приведенного момента инерции от угла поворота.

5. Содержание отчета.

Лабораторная работа №4

«Экспериментальное и теоретическое определение приведенной массы и приведенного момента инерции механизмов»

Цель работы:

Определение приведенной массы и приведенного момента инерции.

Схема механизма	Расстояние до точки приведения $R=$ м, Жесткость пружины $c=6700$ Н/м
-----------------	--

Таблица 1. Перемещение исполнительного звена

№	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
φ°	0	30	60	90	120	150	180	210	230	270	300	330	360
μA													
n , об/мин													
m_n , кг													
I_n , кг·м ²													

График зависимости приведенной массы (или приведенного момента инерции) от угла поворота ведущего звена .

$$I_{\Pi} = I_{\Pi}(\varphi)$$

Выполнил(а): студент(ка) гр.

Дата:

Часть 2. Теоретическое определение приведенной массы приведенного момента инерции механизма

Исходные данные.

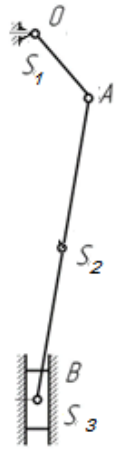
Размеры звеньев $l_{OA} = 0.1 \text{ м}$; $l_{AB} = 0.3 \text{ м}$.

Угловая скорость входного звена $\omega_1 = 10 \text{ с}^{-1}$.

Массы звеньев $m_1 = 0,5 \text{ кг}$; $m_2 = 1,5 \text{ кг}$; $m_3 = 4 \text{ кг}$.

Моменты инерции звеньев $I_{s1} = m_1 l_1^2 / 3$; $I_{s2} = m_2 l_2^2 / 6$.

Кинематическая схема механизма.

Вариант 1	Вариант 2.
	

Требуется .

1. Записать уравнение для расчета приведенного момента инерции на основе базового уравнения

$$I_{\text{п}} = \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{\omega_1^2} + \frac{I_{si} \cdot \omega_i^2}{\omega_1^2} \right) .$$

2. Построить диаграмму зависимости приведенного момента инерции от угла поворота ведущего звена.

5. Методика и порядок выполнения работы

1. Строим кинематическую схему заданного механизма в 8 положениях входного звена (через 45°). Масштаб построения $\mu_l = 0,1/25 = 0,004 \text{ м/мм}$.
2. Строим планы скоростей механизма в 8 положениях входного звена.

Масштаб построения $\mu_v = V_A/pa = 1/50 = 0.02 \text{ мс}^{-1}/\text{мм}$.

3. Результаты построения и расчета записываем в таблицу.

4. В соответствии с данными таблицы строим зависимость приведенного момента инерции от угла поворота ведущего звена.

6. Форма и содержание отчета

Отчет включает:

1. Наименование и название работы.
2. Цель работы.
3. Схему механизма.
4. Построенные 8 планов скоростей механизма.
5. Результаты расчетов.
6. График зависимости приведенного момента инерции от угла поворота ведущего звена.
7. Выводы.

Пример оформления отчета лабораторной работы (без расчетной части)

Лабораторная работа №4

«Теоретическое определение приведенной массы и приведенного момента инерции механизмов»

Цель работы:

Определение приведенной массы и приведенного момента инерции.

2. Содержание

2.1 Схема механизма

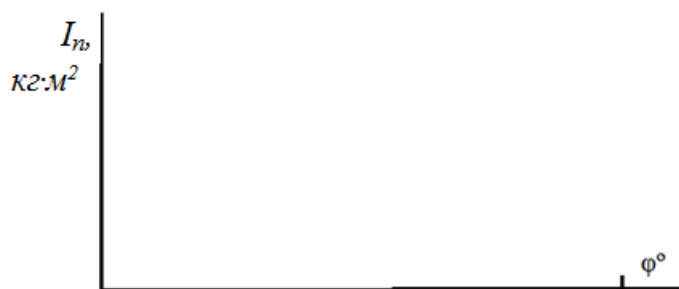


2.2 Построенные планы скоростей механизма для 8 положений входного звена (на отдельном листе).

2.3 Таблица 1–Результаты расчётов

№	0	1	2	3	4	5	6	7	8
φ°	0	45	90	135	180	225	270	315	360
$ps_2, мм$									
$Vs_2, м/с$									
$ab, мм$									
$\omega_2, с^{-1}$									
$Pb, мм$									
$V_B, м/с$									
$I_n, кг \cdot м^2$									

4. График зависимости приведенного момента инерции от угла поворота ведущего звена $I_n = I_n(\varphi)$



5. Выводы

Выполнил(а): студент(ка) гр.

Дата:

6. Контрольные вопросы.

1. Теоретическое определение приведенной массы и приведенного момента инерции.
2. Экспериментальное определение приведенной массы и приведенного момента инерции.
3. Изложите методику эксперимента.
4. Определить приведенную массу и приведенный момент инерции для

заданного механизма (задача).

7. Литература

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.] . - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548
2. Техническая механика: в четырех книгах. Книга третья. Основы теории механизмов и машин: учебное пособие./ Киницкий Я.Т.– М.: Машиностроение, 2012.– 104 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин /Киницкий Я.Т](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Киницкий%20Я.Т)
3. Теория механизмов и машин: учеб.-метод. пособие для вузов./ Чмиль В.П.- СПб.: Издательство "Лань", 2012.– 288 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин/ Чмиль В.П](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Чмиль%20В.П)

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5.

Построение и расчет эвольвентного зубчатого зацепления

1. Цель работы.

Изучение геометрии и построение зубчатого зацепления.

2. Формируемые компетенции

Основным результатом является формирование набора общепрофессиональных ОПК-1, ОПК-2 и профессиональных ПК-5 компетенций будущего бакалавра по направлению направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». Они обеспечивают то, что выпускник:

Владеть методами системного подхода для решения задач проектирования и реализации современных технологий для условий различных типов производств;

Быть готовым к использованию рациональных методов, материалов и оборудования в машиностроительном производстве

Быть готовым к проектированию нового оборудования, разработке и оформлению нормативной, конструкторской, технологической и т.д. документации для производства изделий машиностроения в коллективах;

3. Теоретические положения

Основные геометрические характеристики эвольвентного зубчатого зацепления представлены на рисунке 4.1.

Модуль (m) - основная характеристика зубчатого зацепления. Модуль - величина в π раз меньше, чем шаг. Все размеры зубчатого колеса выражаются через модуль. Величина модуля стандартизована.

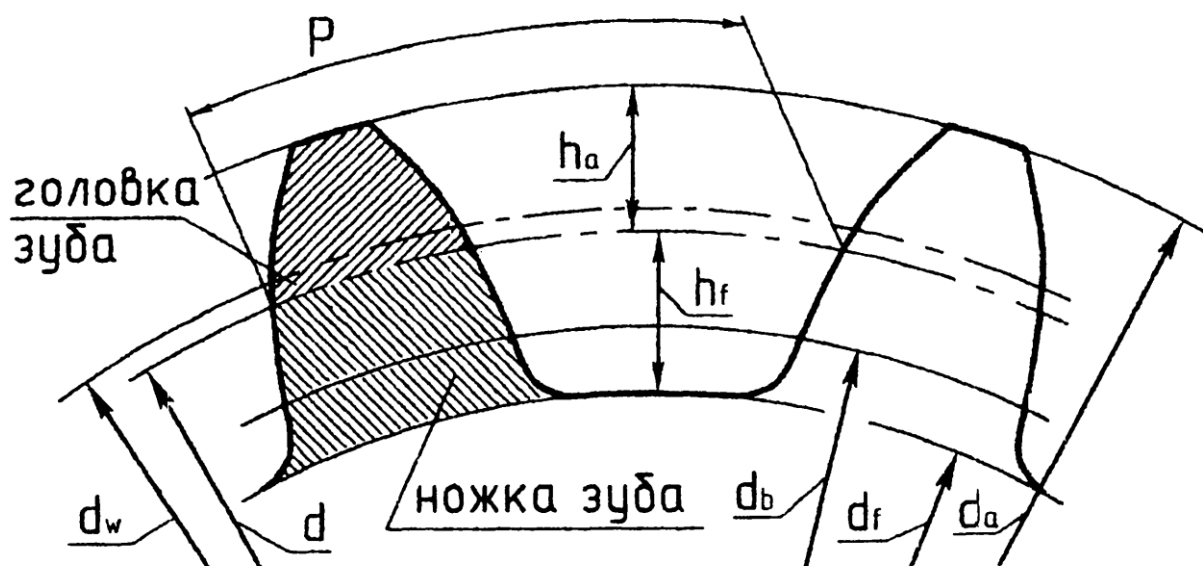


Рисунок 4.1. Геометрия эвольвентного зубчатого зацепления

Шаг ($P=\pi \cdot m$) – расстояние между одноименными точками зубьев по делительной окружности.

Делительная окружность ($d=m \cdot z$) — это окружность стандартного модуля, делящая зуб на головку зуба и ножку зуба. Высота головки зуба ($h_a=m$) меньше, чем высота ножки зуба ($h_f=1,25m$).

Основная или базовая окружность ($d_b=d \cdot \cos \alpha$) — это окружность, с которой начинается эвольвентный профиль зубьев ($\alpha = 20^\circ$ — стандартный угол зацепления).

Эвольвента – это кривая образованная точкой, принадлежащей прямой, при перекатывании прямой по основной окружности. Эвольвента также называется разверткой окружности.

Окружность вершин или головок зубьев ($d_a = d + 2 \cdot h_a = m(z + 2)$) – это максимальная окружность зубчатого колеса.

Окружность впадин или ножек зубьев ($d_f = d - 2 \cdot h_f = m(z - 2,5)$) – это минимальная окружность зубчатого колеса.

Начальные окружности (d_w) – это окружности цилиндров, по которым перекатывается два зубчатых колеса без скольжения. Если зубчатое колесо нарезано без смещения ($z \geq 17$), то начальная и делительная окружности совпадают ($d = d_w$). Смещение зубчатого зацепления вводят для улучшения качественных характеристик зацепления.

Смещение ($X = m \cdot x = m \cdot (17 - z) / 17$) называется расстояние между делительной окружностью заготовки и делительной прямой инструментальной рейки. При положительном смещении происходит заострение головки зуба и утолщение ножки зуба, а при отрицательном смещении происходит подрезание ножки зуба. При смещении инструмента угол зацепления α_w отличается от

стандартного угла зацепления $\alpha = 20^\circ$ и определяются с использованием функции инволюты (inv) по следующей формуле;

$$inv a_w = inv a + 2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha / (z_1 + z_2) \quad (4.1)$$

где $inv \alpha, = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ (α — в радианах) находится по таблице 1.

Таблица 1. Значения эвольвентной функции $inv \alpha$

Угол α	0,0°	0,1°	0,2°	0,3°	0,4°	0,5°	0,6°	0,7°	0,8°	0,9°
20°	0,0149	0,0151	0,0154	0,0156	0,0158	0,0161	0,0163	0,0166	0,0168	0,0171
21 °	0,0174	0,0176	0,0179	0,0181	0,0184	0,0187	0,0189	0,0192	0,0195	0,0198
22°	0,0201	0,0203	0,0206	0,0209	0,0212	0,0215	0,0218	0,0221	0,0224	0,0227
23°	0,0231	0,0234	0,0237	0,0240	0,0243	0,0247	0,0250	0,0253	0,0257	0,0260
24°	0,0264	0,0267	0,0270	0,0274	0,0278	0,0281	0,0285	0,0289	0,0292	0,0296
25°	0,0301	0,0304	0,0307	0,0311	0,0315	0,0319	0,0323	0,0327	0,0331	0,0335
26°	0,0341	0,0344	0,0348	0,0352	0,0356	0,0361	0,0365	0,0369	0,0374	0,0378
27°	0,0384	0,0387	0,0392	0,0397	0,0401	0,0406	0,0411	0,0416	0,0420	0,0425
28°	0,0432	0,0435	0,0440	0,0445	0,0450	0,0455	0,0461	0,0466	0,0471	0,0476
29°	0,0484	0,0487	0,0492	0,0498	0,0503	0,0509	0,0515	0,0520	0,0526	0,0532
30°	0,0540	0,0543	0,0549	0,0555	0,0561	0,0567	0,0573	0,0579	0,0586	0,0592
31°	0,0601	0,0604	0,0611	0,0617	0,0624	0,0630	0,0637	0,0643	0,0650	0,0657
32°	0,0668	0,0670	0,0677	0,0684	0,0691	0,0698	0,0705	0,0713	0,0720	0,0727
33°	0,0739	0,0742	0,0749	0,0757	0,0764	0,0772	0,0780	0,0787	0,0795	0,0803
34°	0,0817	0,0819	0,0827	0,0835	0,0843	0,0851	0,0860	0,0868	0,0876	0,0885
35°	0,0900	0,0902	0,0911	0,0919	0,0928	0,0937	0,0946	0,0955	0,0964	0,0973
36°	0,0991	0,0991	0,1001	0,1010	0,1020	0,1029	0,1039	0,1048	0,1058	0,1068
37°	0,1088	0,1088	0,1098	0,1108	0,1118	0,1128	0,1139	0,1149	0,1159	0,1170
38°	0,1192	0,1191	0,1202	0,1213	0,1224	0,1235	0,1246	0,1257	0,1268	0,1280
39°	0,1305	0,1303	0,1314	0,1326	0,1337	0,1349	0,1361	0,1373	0,1385	0,1397
40°	0,1426	0,1422	0,1434	0,1447	0,1460	0,1472	0,1485	0,1498	0,1511	0,1524

При смещении инструмента формулы для определения d_w, d_a, d_f , следующие:

$$\begin{aligned} d_w &= d_b / \cos a_w ; \\ d_a &= d + 2 \cdot m (1.25 - x); \\ d_f &= d - 2 \cdot m (1 + x - \Delta y). \end{aligned} \quad (4.2)$$

где Δy — коэффициент уравнивающего смещения, $\Delta y = x_1 + x_2 - y$, y — коэффициент воспринимаемого смещения, $y = 0,5(z_1 + z_2)(\cos \alpha / \cos a_w - 1)$.

Качественные характеристики зацепления следующие:

Коэффициент перекрытия (ε) - показывает, сколько процентов времени находятся в зацеплении две пары зубьев. Например, если $\varepsilon=1,25$, то это означает, что 25% времени в зацеплении находятся две пары зубьев, а 75% времени — одна пара зубьев. Коэффициент перекрытия находится в пределах $\varepsilon=1...2$ и определяется по следующей формуле:

$$e = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \beta_w}{2 \cdot p \cdot m \cdot \cos \beta} \quad (4.3)$$

где $a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2})$ — межосевое расстояние;

Коэффициент скольжения (λ) пропорционален работе сил трения и определяет изнашивание единицы дуги профиля.

Способы нарезания зубчатых колес.

Способ копирования — способ, при котором нарезанный профиль впадины зубчатого колеса является точной копией профиля инструмента. Нарезают профиль за один проход инструмента (дисковой или пальцевой фрезы).

Способ огибания или обкатки — способ при котором профиль зуба получается многократным огибанием (обкаткой) заготовки инструментом. Инструмент, как правило, имеет трапецеидальный профиль зуба (инструментальная рейка, долбяк или червячная фреза).

2. Аппаратура, оборудование и материалы.

При выполнении лабораторной работы используются приборы для построения картины эвольвентного профиля зубьев.

3. Указания по технике безопасности.

В целях безопасности приборы необходимо использовать по назначению.

4. Порядок выполнения работы.

1. Ознакомиться с прибором, на диск наложить круг из чертежной бумаги, на которой начерчена делительная окружность.
2. Совместить делительную окружность заготовки с делительной прямой рейки и построить 1-2 профиля зуба.
3. Рассчитать коэффициент смещения, абсолютный сдвиг рейки, сместить рейку на эту величину и построить 1-2 профиля зуба со смещением
4. Рассчитать геометрические параметры колеса 1 со смещением, колеса 2 без смещения ($z_2=30$) и коэффициент перекрытия для зацеп-

ления этих колес.

5. Содержание отчета.

Лабораторная работа №5

Построение и расчет эвольвентного зубчатого зацепления

Цель работы:

Изучение геометрии и построение зубчатого зацепления.

Таблица 1. Результаты расчета геометрии зубчатого зацепления

№ п/п	Геометрические параметры	Колесо 1 со смещением	Колесо 2 без смещения
1	Модуль инструмента	$m =$	
2	Число зубьев	$z_1 = d_1/m =$	$z_2 = 30$
3	Коэффициент смещения	$x_1 = (17 - z_1)/17 =$	$x_2 = 0$
4	Сдвиг рейки	$X_1 = m \cdot x_1 =$	$X_2 = 0$
5	Делительная окружность	$d_1 = m \cdot z_1 =$	$d_2 = m \cdot z_2 =$
6	Основная окружность	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha =$	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha =$
7	Инволюта угла зацепления	$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + 2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \text{tg } \alpha / (z_1 + z_2)$	
8	Угол зацепления	По таблице инволют $\alpha_w =$	
9	Начальная окружность	$d_{w1} = d_{b1} / \cos \alpha_w$	$d_{w2} = d_2 =$
10	Окружность вершин	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m(1,25 - x_1) =$	$d_{a2} = m(z_2 + 2) =$
11	Коэффициент воспринимаемого смещения	$y = 0,5(z_1 + z_2)(\cos \alpha / \cos \alpha_w - 1) =$	
12	Уравнение смещения	$\Delta y = x_1 + x_2 - y =$	
13	Окружность впадин	$d_{f1} = d_1 - 2m \cdot (1 + x_1 - \Delta y) =$	$d_{f2} = m(z_2 - 2,5) =$
14	Межосевое расстояние	$a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) =$	
15	Коэффициент перекрытия	$e = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_w}{2 \cdot p \cdot m \cdot \cos \alpha}$	

Выполнила(а): студент(ка) гр.

Дата:

6. Контрольные вопросы.

1. Геометрия зубчатого зацепления
2. Способы нарезания зубчатых колес,
3. Определить геометрические параметры зубчатого зацепления без смещения (задача).
4. Назначение смещения.
5. Расчет смещения.

8. Литература

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.] . - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548
2. Техническая механика: в четырех книгах. Книга третья. Основы теории механизмов и машин: учебное пособие./ Киницкий Я.Т.– М.: Машиностроение, 2012.– 104 с. [http://e.lanbook.com/login/search/ теория механизмов и машин /Киницкий Я.Т](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/%20Киницкий%20Я.Т)
3. Теория механизмов и машин: учеб.-метод. пособие для вузов./ Чмиль В.П.- СПб.: Издательство "Лань", 2012.– 288 с. [http://e.lanbook.com/login/search/ теория механизмов и машин/ Чмиль В.П](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/%20Чмиль%20В.П)

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6

Кинематика планетарных механизмов

1. Цель работы.

Изучение кинематики планетарных механизмов.

2. Формируемые компетенции

Основным результатом является формирование набора общепрофессиональных ОПК-1, ОПК-2 и профессиональных ПК-5 компетенций будущего бакалавра по направлению направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». Они обеспечивают то, что выпускник:

Владеть методами системного подхода для решения задач проектирования и реализации современных технологий для условий различных типов производств;

Быть готовым к использованию рациональных методов, материалов и оборудования в машиностроительном производстве

Быть готовым к проектированию нового оборудования, разработке и оформлению нормативной, конструкторской, технологической и т.д. документации для производства изделий машиностроения в коллективах;

3. Теоретические положения

Зубчатые механизмы предназначены для передачи вращения и изменения крутящего момента и угловой скорости. На рисунке 5.1 представлены схемы зацеплений зубчатых передач с неподвижными геометрическими осями.

Передачным отношением u_{12} называется отношение угловой скорости ведущего колеса к угловой скорости ведомого колеса:

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 \quad (6.1)$$

Поскольку в точке зацепления линейные скорости обеих колес равны, а угловую скорость можно выразить через линейную скорость и радиус до оси вращения, и, учитывая, что числа зубьев колес прямо пропорциональны радиусам, то передаточное отношение можно выразить:

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1 \quad (6.2)$$

Для внешнего зацепления (рисунок 7а), поскольку угловые скорости направлены противоположно друг другу, передаточное отношение $u_{12} = -z_2 / z_1 < 0$, а для внутреннего зацепления (рисунок 7б) $u_{12} = z_2 / z_1 > 0$.

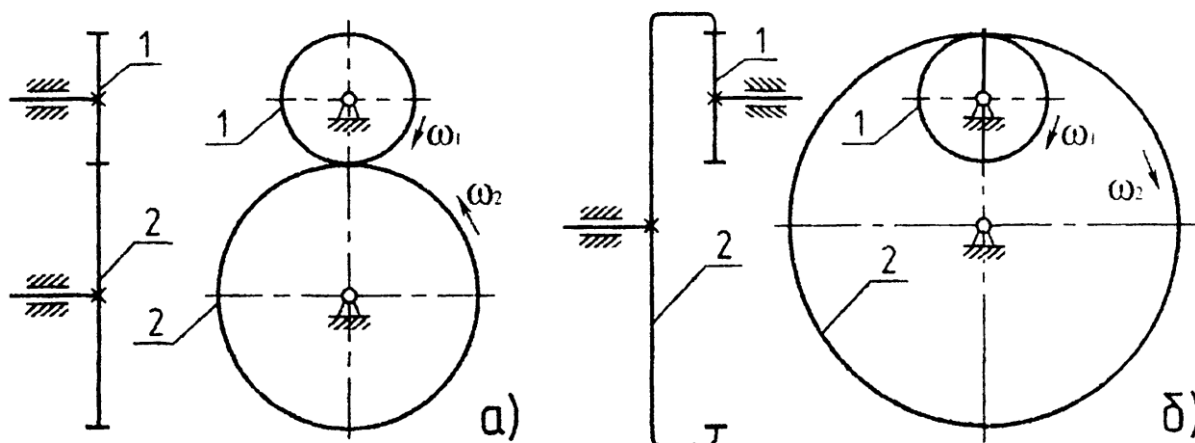


Рисунок 6.1. Схемы зацеплений: а) — внешнее, б) — внутреннее

Передачное отношение многоступенчатых зубчатых механизмов (рисунок 6.2) находится как произведение передаточных отношений отдельных ступеней. Ступенью называется пара зубчатых колес, находящихся в зацеплении. Например, для схемы многоступенчатого зубчатого механизма, представленного на рисунке 6.2а, ступени образуют зубчатые колеса 1 и 2, 2 и 3, 4 и 5. Колеса 3, 4 и 6 не находятся в зацеплении, поэтому не образуют ступень. Колеса 4 и 5 образуют коническое внешнее зацепление, расчет передаточного отношения этих колес проводится аналогично, как и для цилиндрических колес (ри-

сунок 6.2а).

Передаточное отношение от первого колеса к шестому;

$$u_{16}=u_{15}=u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{45}=(-z_2/z_1) \cdot (-z_3/z_2) \cdot (-z_5/z_4)=-z_3 \cdot z_5/(z_1 \cdot z_4)$$

Несмотря на то, что зубчатое колесо 2 участвует в передаче вращения, число зубьев этого колеса не принимает участия в общем передаточном отношении. Колесо 2, называемое «паразитным», необходимо для изменения направления вращения.

Передаточное отношение для второй схемы (рисунок 6.2б) от первого колеса к шестому:

$$u_{16}=u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56}=(-z_2/z_1) \cdot (z_4/z_3) \cdot (-z_6/z_5)=z_2 \cdot z_4 \cdot z_6/(z_1 \cdot z_3 \cdot z_5).$$

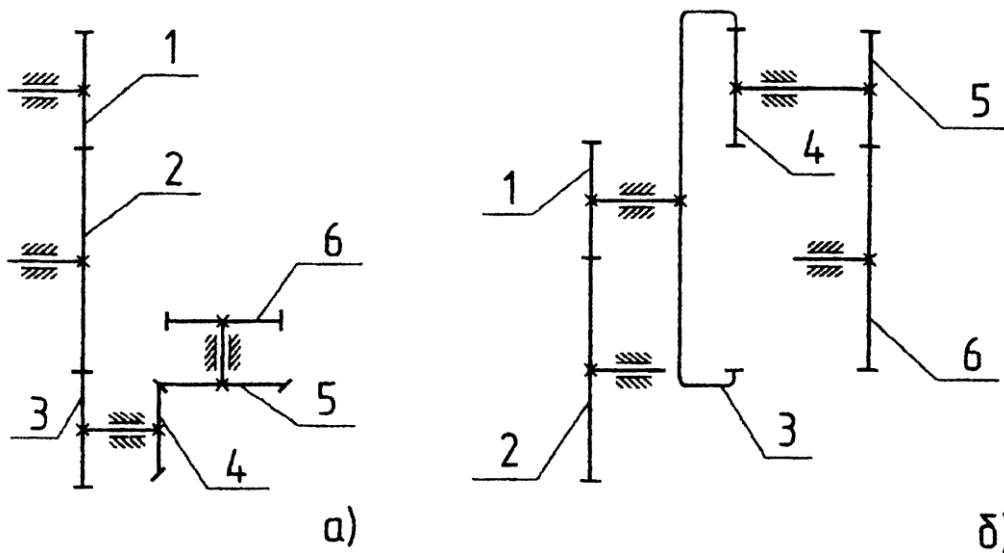


Рисунок 6.2 — Примеры схем многосвязных зубчатых механизмов

Планетарным называется механизм с подвижными осями зубчатых колес. На рисунке 6.3а представлен планетарный механизм Джеймса. Колесо 1 называется подвижным центральным, колесо 2 – сателлитом (от англ. Satellite – спутник), звено Н – водило, колесо 3 называется неподвижным центральным или опорным. Планетарные колеса вращаются в промежутке между зубчатыми колесами 1 и 3, наподобие движения планет вокруг солнца. Название механизма «планетарный» исходит из этой аналогии.

Передаточное отношение планетарного механизма находится по формуле Виллиса. Для редуктора Джеймса (рисунок 9а):

$$\begin{aligned} u_{1H} &= 1 - u_{13}^{(H)} = 1 - u_{12}^{(H)} \cdot u_{23}^{(H)} = \\ &= 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(\frac{z_3}{z_2}\right) = 1 + \frac{z_3}{z_1} \end{aligned}$$

На рисунке 6.3б представлен планетарный редуктор Дэвида. Основное

отличие от планетарного редуктора Джеймса в том, что в сателлиты расположены в два ряда. Один ряд сателлитов (колесо 2) зацепляется с центральным колесом 1, а другой ряд сателлитов (колесо 3) зацепляется с неподвижным колесом 4. Существующие модификации редукторов Дэвида отличаются видом и количеством внешнего и внутреннего зацепления. Передаточное отношение для планетарных редукторов с двумя внешними (рисунок 6.3б) или двумя внутренними зацеплениями:

$$u_{1H} = 1 - u_{14}^{(H)} = 1 - u_{12}^{(H)} \cdot u_{34}^{(H)} = 1 - z_2 \cdot \frac{z_4}{z_1 \cdot z_3} \quad (6.3)$$

Для редукторов с внешним и внутренним зацеплением (рисунок 6.3в):

$$u_{1H} = 1 - u_{14}^{(H)} = 1 - u^{(H)} \cdot u_{34}^{(H)} = 1 + z_2 \cdot \frac{z_4}{z_1 \cdot z_3} \quad (6.4)$$

Для нахождения передаточного отношения от водилы Н к звену 1, а также для аналогичных случаев, когда необходимо определить передаточное отношение в обратном направлении, следует воспользоваться формулой:

$$u_{XY} = 1/u_{YX} \quad (6.5)$$

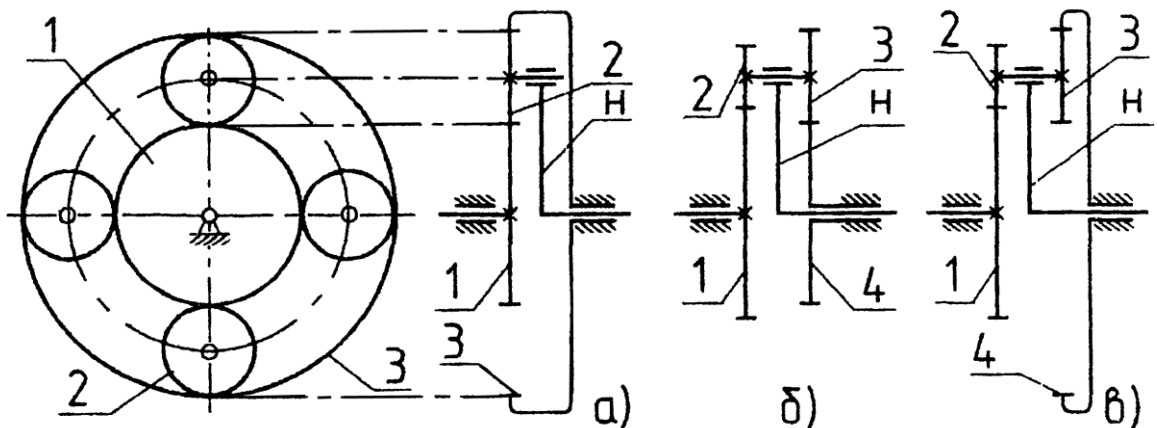


Рисунок 6.3. Примеры схем планетарных механизмов

Следует заметить, что планетарный механизм может входить в качестве одной ступени в сложный многоступенчатый механизм. В этом случае передаточное отношение этой ступени находится так же, как и для планетарного редуктора.

Графический метод определения передаточного отношения (метод проф. Смирнова) позволяет строить планы линейных, угловых скоростей и определять передаточное отношение как отношение угловых скоростей. Для построения плана линейных скоростей строятся векторы скоростей в характерных точках: Точки А и В – зацепления колес, точка С – ось планетарного колеса (рисунок 10). Скорость в точке А равна $V_A = \omega_1 \cdot r_1$, длина первого вектора aa' берется произвольно. Масштабный коэффициент плана скоростей равен:

$$\mu_v = V_A / (a\alpha'), [\text{м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}].$$

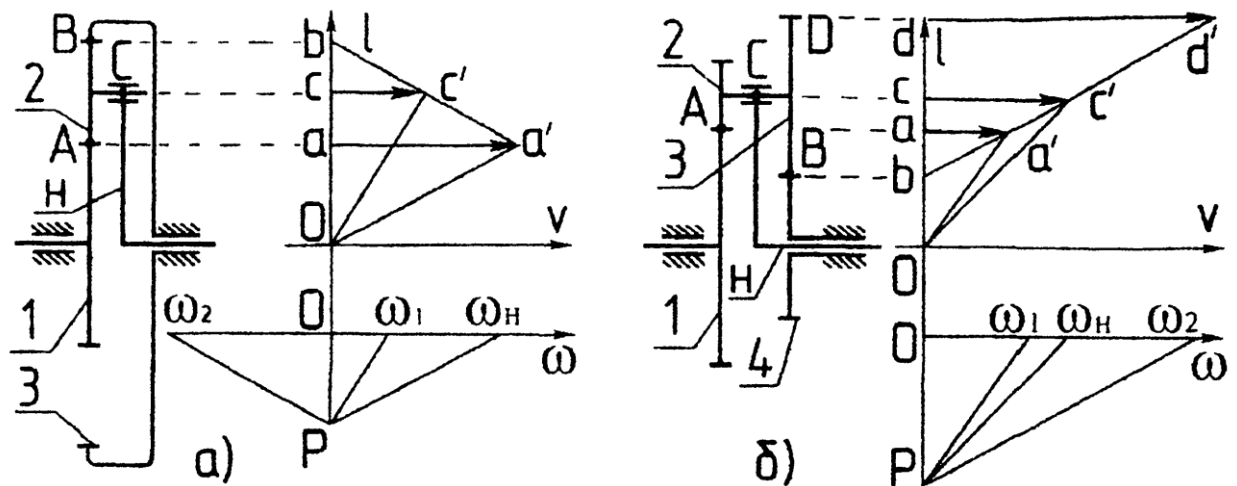


Рисунок 5.5. Графическое определение передаточного отношения

В точке В скорость равна нулю, т.к. эта точка принадлежит также неподвижному звену. Соединив точку b и a' , получаем эпюру скоростей сателлитов, т.е. треугольник baa' . По эпюре скоростей можно определить скорость любой точки сателлита, в том числе и точки С. Вектор cc' изображает скорость в точке С. Т.к. точка С принадлежит не только сателлитам, но и водиле, то соединив точку c' и начало координат О, получаем треугольник Osc' — эпюру скоростей водилы. Аналогично, поскольку точка А принадлежит не только сателлитам, но и ведущему звену, то соединив точку a' и начало координат О, получаем треугольник Oaa' — эпюру скоростей ведущего звена. Совокупность этих трех эпюр представляет собой план линейных скоростей планетарного механизма. План угловых скоростей получается из плана линейных скоростей при параллельном переносе наклонных линий соответствующих эпюр. Линии Oc' , $a'b$ и Oa' переносим параллельно самим себе в точку Р, выбранную произвольно, и при пересечении с горизонтальной осью получаем точки ω_1 , ω_2 и ω_H соответственно. При известной угловой скорости ведущего звена получаем угловые скорости остальных звеньев, умножив отрезки $O\omega_2$ и $O\omega_H$ на, масштабный коэффициент угловой скорости μ_ω , который равен:

$$\mu_\omega = \omega_1 / (O\omega_1), [\text{рад} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}].$$

По направлению векторов $O\omega_2$ и $O\omega_H$ можно судить о направлениях угловых скоростей ω_2 и ω_H соответственно, совпадающих или нет с направлением угловой скорости ω_1 . Передаточное отношение графическим методом можно получить как отношение длин отрезков $O\omega_2$ и $O\omega_H$ плана угловых скоростей:

$$u_{1H} = \omega_1 / \omega_H = (O\omega_1 / O\omega_H).$$

При конструировании планетарных механизмов требуется выполнение

четырёх кинематических и геометрических условий, обеспечивающих их сборку и последующую работоспособность:

1. Условие правильного зацепления. При внешнем зацеплении $z_{min} \geq 17$, при внутреннем зацеплении $z_{min} \geq 17$ и $z_{max} \geq 85$. При таких числах зубьев (для общего машиностроения) отсутствует пбдрезание. Для других отраслей машиностроения (например, вертолестроения) эти числа могут отличаться, как правило, в меньшую сторону.

2. Условие соосности. Это условие требует, чтобы оси всех колес были параллельны или соосны (т.е. лежали на одной оси). Это условие обеспечивается за счет равенства расстояний между осями сателлитов. Для планетарного редуктора Дэвида (рисунок 5.5б) это условие запишется в виде: $r_1 + r_2 = r_3 + r_4$. Приняв модуль зубчатых колес одинаковым для левого и правого ряда сателлитов, и учитывая, что числа зубьев колес прямо пропорциональны радиусам, имеем: $z_1 + z_2 = z_3 + z_4$. Условие соосности зависит от схемы редуктора так для редуктора Джеймса (рисунок 9а) это условие примет вид $r_1 + r_2 = r_3 - r_2$, а через числа зубьев $z_1 + z_2 = z_3 - z_2$ или $z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3$.

3. Условие соседства. Это условие отсутствия соприкосновения между двумя соседними сателлитами. В планетарном механизме, чем больше сателлитов, тем лучше, т.к. передаваемая мощность каждого сателлита уменьшается, вследствие чего уменьшаются габариты и масса самого механизма. Условие соседства выполняется, если соблюдается следующее неравенство: $\sin(180^\circ/k) > ((z_2 + 2)/z_1 + z_2)$, где k — число сателлитов.

4. Условие сборки (равенства углов). Это условие равенства углов между сателлитами. После установки первого сателлита центральные колеса займут строго определенные положения относительно друг друга. Зубья следующих сателлитов могут не попасть во впадины одного из центральных колес и сборка редуктора окажется невозможной. Условие сборки выполняется, если выполняется равенство: $(z_1 + z_2)/k = C$ — для редуктора Джеймса и $z_1 \cdot u_{1H}(1 + p \cdot k)/k = C$ — для редуктора Дэвида, где C — любое целое число, p — количество оборотов водила. Число p должно быть таким, которое легко отсчитывать, т.е. любое целое число либо простая дробь ($1/2$, $1/3$, $1/4$ и т.д.) либо сумма целого числа и простой дроби.

3. Аппаратура, оборудование и материалы.

При выполнении лабораторной работы используются макеты планетарных механизмов.

4. Указания по технике безопасности.

В целях безопасности макеты планетарных механизмов необходимо использовать по назначению.

5. Порядок выполнения работы.

1. Ознакомиться с механизмом, начертить его кинематическую схему и под-

- считать числа зубьев колес.
2. Определить подвижность механизма по формуле Чебышева.
 3. Определить передаточное отношение двумя известными методами.
 4. Проверить работоспособность редуктора по основным условиям.

6. Содержание отчета.

Лабораторная работа №6 «Кинематика планетарных механизмов»

Цель работы:

Изучение кинематики планетарных механизмов.

Схема механизма	Числа зубьев колес : $Z_1 =$ $Z_2 =$ $Z_3 =$ $Z_4 =$
------------------------	---

Подвижность механизма

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 =$$

Передаточное отношение вычисленное аналитическим методом

$$U_{1H} =$$

Определение передаточного отношения графическим методом:

$$U_{1H} =$$

Проверка по условиям работоспособности:

- 1.
- 2.
- 3.

4.

Выполнил(а): студент(ка) гр.

Дата:

7. Контрольные вопросы.

1. Определение передаточного отношения планетарного механизма аналитическим методом.
2. Определение передаточного отношения планетарного механизма графическим методом.
3. План скоростей планетарного механизма.
4. Условия работоспособности планетарных механизмов.
5. Определить передаточное отношение многоступенчатой зубчатого механизма аналитическим методом (задача).

8. Литература

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.] . - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548
2. Техническая механика: в четырех книгах. Книга третья. Основы теории механизмов и машин: учебное пособие./ Киницкий Я.Т.— М.: Машиностроение, 2012.— 104 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин /Киницкий Я.Т](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Киницкий%20Я.Т)
3. Теория механизмов и машин: учеб.-метод. пособие для вузов./ Чмиль В.П.- СПб.: Издательство "Лань", 2012.— 288 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин/ Чмиль В.П](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Чмиль%20В.П)

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7 .

Динамическая балансировка ротора

1. Цель работы.

Знакомство с методами и получение навыков уравнивания вращающихся деталей и узлов, процессом динамической балансировки ротора.

2. Формируемые компетенции

Основным результатом является формирование набора общепрофессиональных ОПК-1, ОПК-2 и профессиональных ПК-5 компетенций будущего бакалавра по направлению направления 15.03.05 «Конструкторско-

технологическое обеспечение машиностроительных производств». Они обеспечивают то, что выпускник:

Владеть методами системного подхода для решения задач проектирования и реализации современных технологий для условий различных типов производств;

Быть готовым к использованию рациональных методов, материалов и оборудования в машиностроительном производстве

Быть готовым к проектированию нового оборудования, разработке и оформлению нормативной, конструкторской, технологической и т.д. документации для производства изделий машиностроения в коллективах;

3. Теоретические положения

Вращательное движение звеньев является в современной технике одним из доминирующих. При таком движении, как известно, всегда имеют место силы инерции, так как вращение звена обязательно происходит с ускорением.

Ускорение во вращательном движении раскладывается в общем случае на нормальную и касательную составляющие. Соответственно и сила инерции, равная произведению массы звена на ускорение его центра масс, может быть разложена на составляющие силы - нормальную и касательную.

Опасной силой инерции при вращении звена является **нормальная сила**. Если эта сила еще и не уравновешена, то ее вредное действие возрастает: кроме разрыва тела вращения, который может произойти при достижении этим телом определенной критической скорости, неуравновешенная сила инерции приводит к возникновению в опорных подшипниках звена добавочных динамических реакций. Неуравновешенная нормальная сила инерции не постоянна по направлению - она вращается вместе со звеном, вызывая раскачивание опор и нарушение в них режима трения. Неуравновешенные нормальные силы инерции вызывают шум, вибрации, а в момент резонанса могут привести к поломке машины.

Схематично случаи неуравновешенности показаны на рис. 1.

Процесс выявления и устранения неуравновешенности звена называется **б а л а н с и р о в к о й** звена. В зависимости от вида неуравновешенности балансировка подразделяется на **с т а т и ч е с к у ю** и **д и н а м и ч е с к у ю**. При этом под динамической балансировкой понимают устранение как динамической (рис. 1, б), так и смешанной (рис. 1, в) неуравновешенности звена.

Целью динамической балансировки является:

1. Выявление величины и плоскости действия момента неуравновешенных сил инерции звена.

Устранение влияния этого момента путем изменения массы звена.

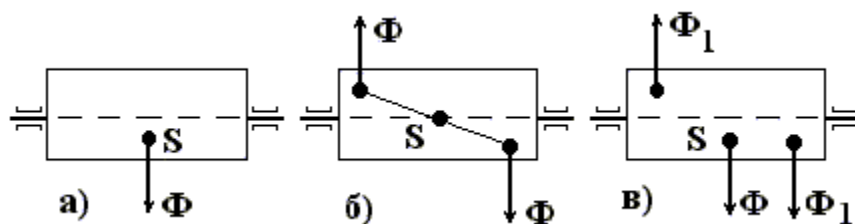


Рисунок 1 – Виды неуравновешенности: а) статическая; б) динамическая; в) смешанный случай; S - центр масс звена; Φ_1 , Φ - силы инерции

Звенья, имеющие форму тел вращения, проектируются уравновешенными. Однако при их изготовлении вносятся погрешности, которые могут привести к неуравновешенности звена - к несовпадению главной центральной оси инерции с осью вращения звена (главная центральная ось инерции проходит через центр масс звена; нормальных сил инерции относительно этой оси и любой другой, ей перпендикулярной, равен нулю).

На рис. 2 изображено звено в форме круглого диска.

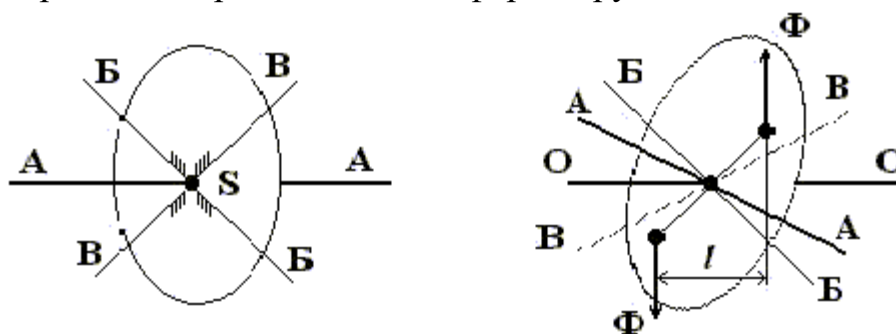


Рисунок 2 – Звено в виде круглого диска. Рисунок 3 – Звено с осью вращения, являющейся центральной осью инерции

AA, BB, VV - главные центральные оси инерции (S - центр масс звена). Оси BB и VV лежат в плоскости диска, ось AA - ей перпендикулярна.

При вращении диска вокруг любой из этих осей не будет возникать никаких моментов от нормальных сил инерции, или иначе - диск будет полностью уравновешен.

На рис. 3 показан случай, когда ось O-O вращения диска является центральной осью инерции (проходит через центр масс), но не главной. Нормальные силы инерции точечных масс диска приводятся в этом случае к паре (главному моменту):

$$M = \Phi l.$$

Главный вектор сил инерции равен нулю. В итоге диск оказывается неуравновешенным динамически (схема на рис. 1, б).

В связи с тем, что центр масс S диска находится на оси вращения, обнаружить динамическую неуравновешенность можно только при достаточно быстром вращении диска, когда становится заметным действие момента неуравновешенных сил инерции. Устранение динамической неуравновешенности диска заключается в совмещении главной центральной оси инерции AA с осью вращения OO .

На рис. 4 изображен вал с двумя неуравновешенными массами m , расположенными в одной осевой плоскости на одинаковом расстоянии от оси вращения $O-O$. Развиваемые неуравновешенными массами m силы инерции образуют пару с моментом $M = \Phi l$, действующим в осевой плоскости вала. Вал неуравновешен динамически, но уравновешен статически (центр масс S лежит на оси вращения).

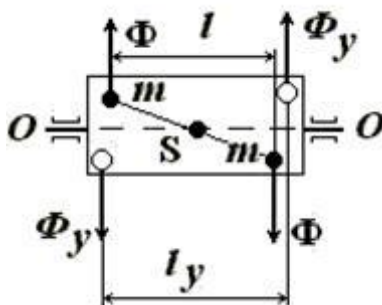


Рис. 4. Вал с двумя неуравновешенными массами

Уравновешивание вала достигается из условия равенства моментов сил инерции:

$$M = \Phi l = \Phi_y l_y.$$

Противовесы следует устанавливать в плоскости расположения неуравновешенных масс m .

Динамическую неуравновешенность вала (как и диска, рис. 3) также можно обнаружить только при его вращении, когда опять-таки проявляется действие в осевой плоскости вала момента неуравновешенных сил инерции.

Рассмотрим теперь случай смешанной неуравновешенности вала и его балансировку (схема на рис. 1, в).

Пусть имеются две неуравновешенные неодинаковые по величине массы m_1 и m_2 , расположенные в разных плоскостях, как вращения, так и осевых (рис. 5, а).

Нормальные силы инерции, развиваемые этими массами, обозначим соответственно P , Q (рис. 5, б).

Для уравновешивания указанных сил инерции проведем через точки K_1 и K_2 перпендикулярно оси вращения две плоскости пл. I и пл. II. Эти

плоскости называются плоскостями уравнивания (точки K_1 и K_2 на оси вращения OO выбраны произвольно).

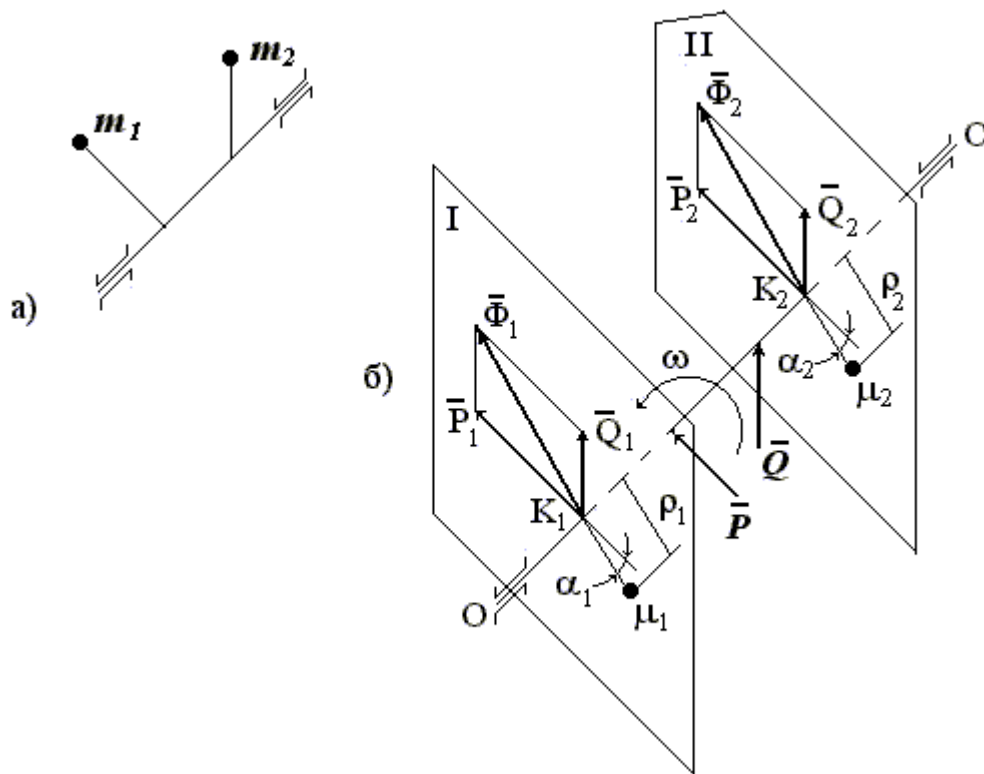


Рисунок 5 – Схема вала с двумя неуравновешенными массами:
а) схема смешанной неуравновешенности; б) расчетная схема

Разложим силы инерции P и Q на параллельные составляющие P_1 и P_2 , Q_1 и Q_2 , лежащие в плоскостях уравнивания и приложенные попарно в точках K_1 и K_2 . Заменим составляющие P_1 и Q_1 их равнодействующей Φ_1 , а составляющие P_2 и Q_2 - равнодействующей Φ_2 .

Силу инерции Φ_1 , действующую в плоскости уравнивания I, можно уравновесить противовесом массы μ_1 с центром масс на радиусе ρ_1 (вектор $\bar{\rho}_1$ противоположен по направлению вектору Φ_1) исходя при этом из условия:

$$\begin{aligned}\Phi_{y1} &= \mu_1 a_1^n = \mu_1 (\omega^2 \rho_1) = \Phi_1, \\ \bar{\Phi}_{y1} &= -\bar{\Phi}_1.\end{aligned}$$

Аналогично уравнивается и сила инерции Φ_2 (получена от сложения P_2 и Q_2) в плоскости уравнивания II:

$$\begin{aligned}\Phi_{y2} &= \mu_2 a_2^n = \mu_2 (\omega^2 \rho_2) = \Phi_2, \\ \bar{\Phi}_{y2} &= -\bar{\Phi}_2.\end{aligned}$$

Таким образом, добавочные грузы (противовесы), массы которых равны μ_1 и μ_2 , расположенные в двух произвольно выбранных плоскостях уравнивания, полностью уравнивают данную систему сил.

Плоскости уравнивания выбираются из соображений удобства или конструктивно.

Величину уравнивающей силы инерции в каждой из плоскостей уравнивания можно представить в виде:

$$\Phi_{y1} = (\mu_1 \cdot \rho_1) \omega^2,$$

$$\Phi_{y2} = (\mu_2 \cdot \rho_2) \omega^2.$$

Скалярное произведение $(\mu_i \cdot \rho_i)$,

где $i=1,2$, носит название **статического момента** уравнивающей массы или **дисбаланса звена**.

Положение линии действия уравнивающей силы инерции (положение плоскости дисбаланса) определяется углом α_i , отсчитываемым от некоторой прямой в плоскости уравнивания (рис. 5,б; $i=1,2$).

Следует заметить, что дисбаланс не зависит от скорости вращения ω звена.

В последнем примере неуравновешенности вала при расположении неуравновешенных масс по рис. 5, а, имеет место две плоскости дисбаланса. Положение этих плоскостей определяется углами α_1 и α_2 , отсчет которых ведется от некоторой осевой плоскости вала.

При выполнении лабораторной работы используются установка для динамической балансировки роторов.

На рис. 6 изображена схема станка, предложенного Б.В.Шитиковым для динамической балансировки роторов.

Рама (1) может колебаться вокруг горизонтальной оси О, перпендикулярной оси вращения ротора. Амплитуда A колебаний рамы определяется с помощью максимального (не сбрасывает показаний) индикатора (2). Разгон ротора производится электромотором (3) при нажатии на рукоятку (4). Восстанавливающий момент при колебаниях рамы обеспечивается торсионной пружиной (5). В подшипниках (6) установлен уравнивающий ротор (7). На валу ротора закреплены два диска (8) и (9) с прорезями для установки уравнивающих масс. Диски моделируют плоскости уравнивания - I и II.

Плоскость уравнивания II (диск 9) выбрана так, что в ней располагается ось О колебаний рамы 1. Неуравновешенная сила инерции Φ_2 , лежащая в этой плоскости не дает момента относительно оси О.

Момент относительно оси О создает только неуравновешенная сила инерции Φ_1 , лежащая в плоскости уравнивания (I-I) (диск 8). Момент этой силы равен:

$$M = \Phi_1 l \sin \omega t,$$

где ω - скорость вращения ротора, t - время.

Этот момент вызывает вынужденные колебания рамы (1) вокруг оси O.

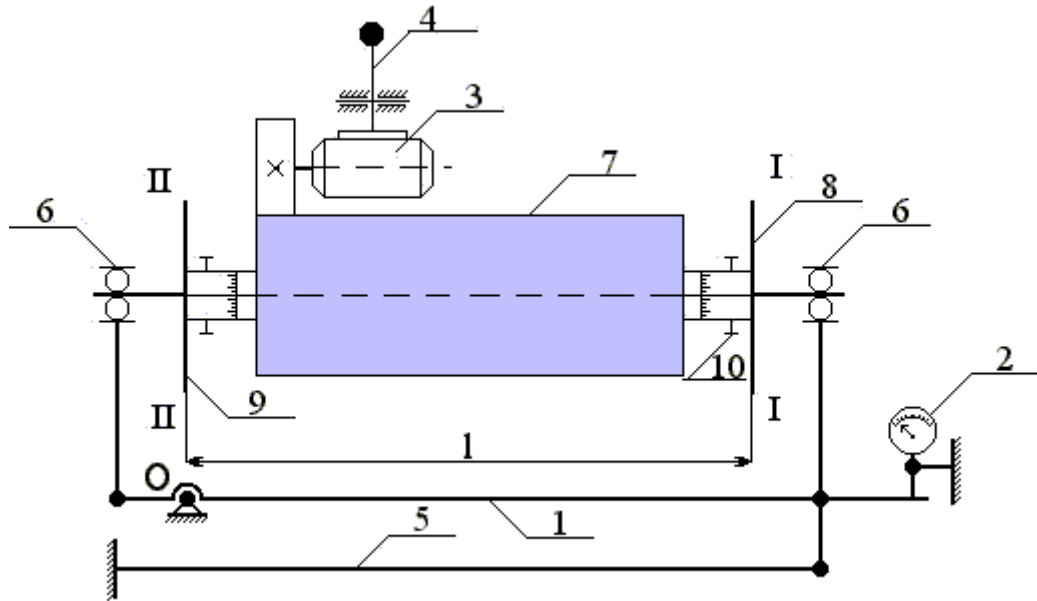


Рисунок 6 – Схема станка для динамической балансировки ротора: 1 - рама; 2 - индикатор; 3 - электромотор; 4 - рукоятка; 5 - торсионная пружина; 6 - подшипник; 7 - уравниваемый ротор; 8, 9 - диски для установки уравнивающих масс; 10 - винт фиксации угловой координаты

Неуравновешенность в плоскости (I-I) (диск 8) представим как статический момент неуравновешенной массы m_1 :

$$\Delta_1 = m r_1.$$

Задача состоит в определении численного значения, направления и плоскости действия этого статического момента.

3. Оборудование и материалы.

При выполнении лабораторной работы используются установка для динамической балансировки роторов.

4. Указания по технике безопасности.

К эксплуатации оборудования допускаются лица, изучившие паспорт и руководство по эксплуатации.

Запрещается эксплуатировать неисправное оборудование.

При эксплуатации установки необходимо соблюдать «Правила техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей».

5. Последовательность выполнения работы

1. По уровню проверьте горизонтальность установки рамы (1).
2. Совместите риску диска (8) с нулевым делением нониуса.
3. Электромотором (3) разгоните ротор (7) за резонансные обороты.

Отключите электромотор.

4. Измерьте индикатором (2) резонансную амплитуду A_1 при выбеге ротора (рис. 7). Колебания рамы 1 с амплитудой A_1 вызваны имеющим место дисбалансом $\Delta_1 = m_1 r_1$, который назовем исходным дисбалансом или исходной неуравновешенностью.

5. В любую прорезь диска 8 установите один из грузов массы m_d в наборе грузы 10, 20 и 30 г) на выбранном расстоянии r_d от оси вращения (рис. 8).

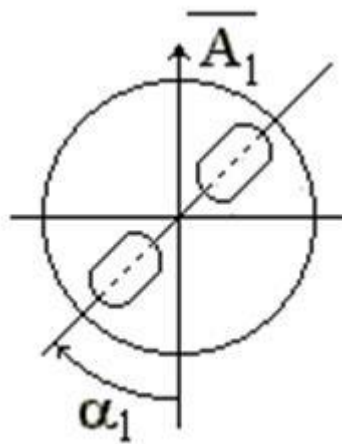


Рисунок 7 – Резонансная амплитуда при выбеге ротора при отсутствии добавочной массы

6. Повторите операции 3 и 4. Измерьте резонансную амплитуду A_2 . Амплитуда A_2 может быть представлена как геометрическая сумма амплитуд A_1 и a (рис. 9):

$$A_2 = A_1 + a,$$

где a - амплитуда колебаний от установленного груза с массой m_d .

7. Груз с массой m_d переставьте в противоположную прорезь с тем же расстоянием r_d от оси вращения (рис. 10).

8. Повторите операции 3 и 4, измерьте резонансную амплитуду A_3 . Амплитуда A_3 представляется как геометрическая сумма амплитуд A_1 и a (рис. 11):

$$A_3 = A_1 - a.$$

ВНИМАНИЕ! Запомните прорезь, в которой был установлен груз с массой m_d при измерении амплитуды A_3 . Если теперь параллелограммы амплитуд (рис. 9 и 11) сблизить до совпадения отмеченных черточками сторон, то получится треугольник со сторонами $2A_1, A_2, A_3$ (рис. 12). Из треугольника амплитуд определяем значения величин для уравнивания статического момента Δ_1 (исходного дисбаланса) в плоскости уравнивания 1 (диск 8).

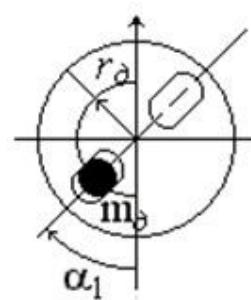
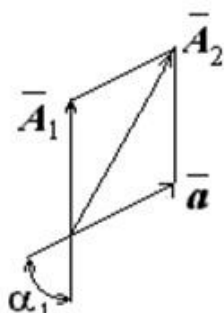
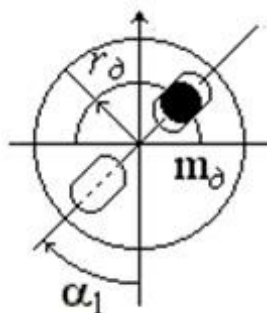


Рисунок 8 – Установка массы в первую прорезь.

Рисунок 9 – Векторное определение амплитуды.

Рисунок 10 – Установка массы во вторую прорезь

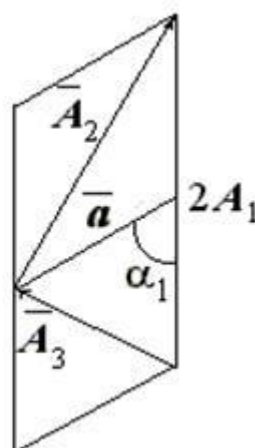
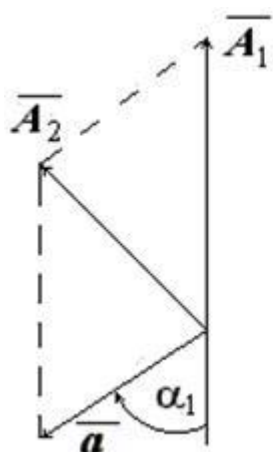


Рисунок 11 – 11,12. Сложение амплитуд. Рисунок 12 – Треугольник амплитуд

9. Постройте треугольник амплитуд со сторонами $2A_1, A_2, A_3$ в крупном масштабе (М 100: 1, рис. 13).

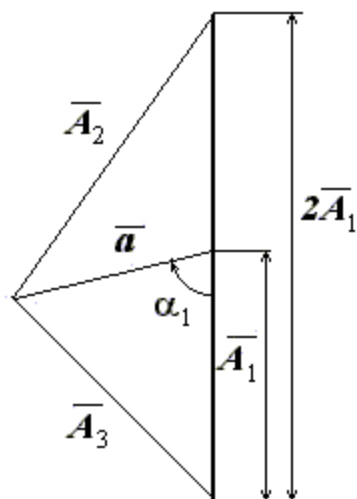


Рисунок 13 –Треугольник амплитуд для определения статического момента

Каждая амплитуда определяется не менее трех раз. Треугольник амплитуд строится по их средним значениям.

ВНИМАНИЕ! Расчетным является треугольник амплитуд, построенный на рис.13 (строится только этот треугольник).

Построив затем медиану стороны $2A_1$, найдем в масштабе треугольника амплитуду ($-A_1$) для уравнивания исходного дисбаланса

$$\Delta_1 = m_1 r_1$$

и положение осевой плоскости его действия (угол α_1).

10. Определите статический момент для уравнивания исходного дисбаланса:

$$\Delta_{ур} = \frac{A_1}{a} m_d r_d = \Delta_1.$$

В соотношении A_1 и a - натуральные (не в масштабе) значения амплитуд. Длину отрезка, изображающего амплитуду a , найти из треугольника амплитуд (рис. 13) измерением. Затем умножением на масштаб треугольника перейдите от отрезка к натуре.

Исходная неуравновешенность Δ_1 и уравнивающий статический момент

$$\Delta_{ур} = \mu_1 \rho_1.$$

равны численно, но направлены противоположно.

11. Возьмите допустимую величину уравнивания массы μ_1 (10, 20 или 30 г.) и из предыдущего соотношения найдите значение радиуса ρ_1 установки этой массы:

$$\rho_1 = \frac{\Delta_{ур}}{\mu_1}.$$

12. Измерьте угол α_1 между медианой a и амплитудой $(-A_1)$ рис. 13.

Угол α_1 определяет положение плоскости дисбаланса Δ_1 , т.е. осевой плоскости ротора, в которой должна располагаться уравнивающая масса μ_1 .

13. Установите уравнивающую массу μ_1 на радиусе ρ_1 (определен в п. 11) в той же прорези, в которой был установлен дополнительный груз с массой m_d при измерении амплитуды A_3 .

14. Поверните диск 8 на угол α_1 и закрепите стопорным винтом 10. Направление поворота найдите попытками.

ПРИМЕЧАНИЕ. Можно измерить угол $(180^\circ - \alpha_1)$, но тогда уравнивающую массу μ_1 следует устанавливать в ту прорезь, в которой дополнительный груз с массой m_d при изменении амплитуды A_2 .

15. Контрольные разгоны. Наибольшая амплитуда после уравнивания не должна превышать 0,05 мм.

Допустимая неуравновешенность (дисбаланс) определяется техническими условиями. При этом задается величина статического момента или амплитуды колебаний.

16. Составьте отчет по прилагаемой форме.

ПРИМЕЧАНИЕ.

1. Численное значение и положение плоскости действия исходной неуравновешенности можно определить аналитически по формулам:

$$\Delta_1 = m_1 r_1 = m_d r_d \frac{A_1}{\sqrt{\frac{1}{2}(A_2^2 + A_3^2 - A_1^2)}} = \Delta_{ур};$$
$$\cos \alpha_1 = \frac{A_1^2 + \frac{1}{2}(A_2^2 + A_3^2 - A_1^2) - A_3^2}{2A_1 \sqrt{\frac{1}{2}(A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2)}}.$$

Для уравнивания дисбаланса в плоскости II (плоскость действия силы инерции Φ_2) вал необходимо развернуть, установив его так, чтобы плоскость диска 8 прошла через ось О качания рамы, и повторить процесс уравнивания в плоскости уравнивания II (диск 9).

6. Контрольные вопросы

1. Причины и последствия неуравновешенности звеньев.
2. Виды неуравновешенностей.

3. Динамическая неуравновешенность и ее проявление.
4. Динамическая балансировка и ее цель.
5. Принцип работы балансировочного станка Б.В.Шитикова.
6. Порядок выполнения работы по уравниванию звена.

7. Литература

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.] . - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548
2. Техническая механика: в четырех книгах. Книга третья. Основы теории механизмов и машин: учебное пособие./ Киницкий Я.Т.– М.: Машиностроение, 2012.– 104 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин /Киницкий Я.Т](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Киницкий%20Я.Т)
3. Теория механизмов и машин: учеб.-метод. пособие для вузов./ Чмиль В.П.- СПб.: Издательство "Лань", 2012.– 288 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин/ Чмиль В.П](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Чмиль%20В.П)

8. Содержание отчета

Лабораторная работа № 7

Динамическая балансировка ротора

Цель работы: Знакомство с методами и получение навыков уравнивания вращающихся деталей и узлов, процессом динамической балансировки ротора.

1. Схема установки (по рис. 6)

2. Параметры задаваемого дисбаланса

Масса дополнительного груза - $m_D =$, (г).

Расстояние дополнительного груза от оси вращения - $r_D =$, (мм).

3. Результаты измерения амплитуд (по рис. 13)

Наименование амплитуд			
№ п.п	A_1	A_2	A_3
1			
2			
3			
Средняя			

4. Треугольник амплитуд (по рис.13)

5. Амплитуда колебаний от дополнительного груза – $a =$, (мм)

6. Параметры балансировки

Масса уравнивающего груза - $\mu_1 =$, (г).

Расстояние от центра уравнивающей массы до оси вращения - $\rho_1 =$, (мм).

Угловая координата уравнивающей массы - $\alpha =$.

Значение амплитуды после уравнивания - $A =$, (мм).

Выводы.

Выполнил(а): студент(ка) гр.

Дата:

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8.

Исследование кулачкового механизма

9. Цель работы.

Определение сил, действующих в кулачковом механизме в зависимости от профиля кулачка и нагрузке на коромысле.

2. Формируемые компетенции

Основным результатом является формирование набора общепрофессиональных ОПК-1, ОПК-2 и профессиональных ПК-5 компетенций будущего бакалавра по направлению направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». Они обеспечивают то, что выпускник:

Владеть методами системного подхода для решения задач проектирования и реализации современных технологий для условий различных типов производств;

Быть готовым к использованию рациональных методов, материалов и оборудования в машиностроительном производстве

Быть готовым к проектированию нового оборудования, разработке и

оформлению нормативной, конструкторской, технологической и т.д. документации для производства изделий машиностроения в коллективах;

3. Теоретические положения

Кулачковым механизмом называется трехзвенный механизм с высшей кинематической парой входное звено которого называется кулачком, а выходное - толкателем (или коромыслом). Часто для замены в высшей паре трения скольжения трением качения и уменьшения износа, как кулачка, так и толкателя, в схему механизма включают дополнительное звено - ролик и вращательную кинематическую пару.

Кулачковые механизмы предназначены для преобразования вращательного или поступательного движения кулачка в возвратно-вращательное или возвратно-поступательное движение толкателя. При этом в механизме с двумя подвижными звеньями можно реализовать преобразование движения по сложному закону. Важным преимуществом кулачковых механизмов является возможность обеспечения точных выстоев выходного звена. Это преимущество определило их широкое применение в различных устройствах.

К основным типам кулачковых механизмов относят следующие: с возвратно-поступательным движением толкателя и возвратно-вращательным (с коромыслом)

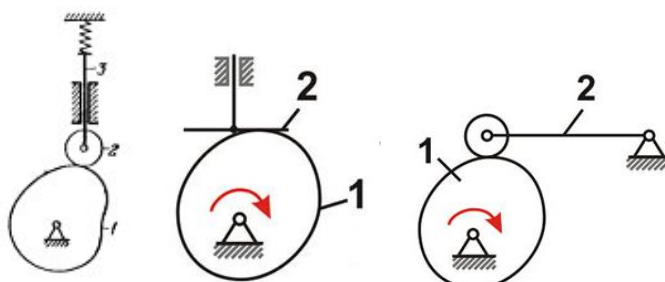
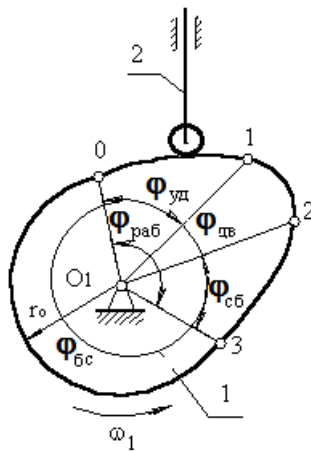


Рисунок 1– Кулачковые механизмы

Основные параметры кулачкового механизма

Большинство кулачковых механизмов относится к цикловым механизмам с периодом цикла равным 2π . В цикле движения толкателя в общем случае

можно выделить четыре фазы: удаления, дальнего стояния (или выстоя), сближения и ближнего стояния.



В соответствии с этим, углы поворота кулачка или фазовые углы делятся на:

- угол удаления $\varphi_{уд}$
- угол дальнего выстоя $\varphi_{дв}$
- угол сближения $\varphi_{сб}$
- угол ближнего выстоя $\varphi_{бв}$

Рисунок 2—Фазовые углы

В процессе работы толкатель совершает движения:

1. Поступательно вверх – в этом случае толкатель взаимодействует с участком 01;
2. Стоит на месте (выстой) – контакт с участком 12. Здесь постоянный радиус кривизны.
3. Опускается (сближается с профилем) – контакт с участком 23.

Сумма трех углов образует угол $\varphi_{раб}$, который называется рабочим углом.

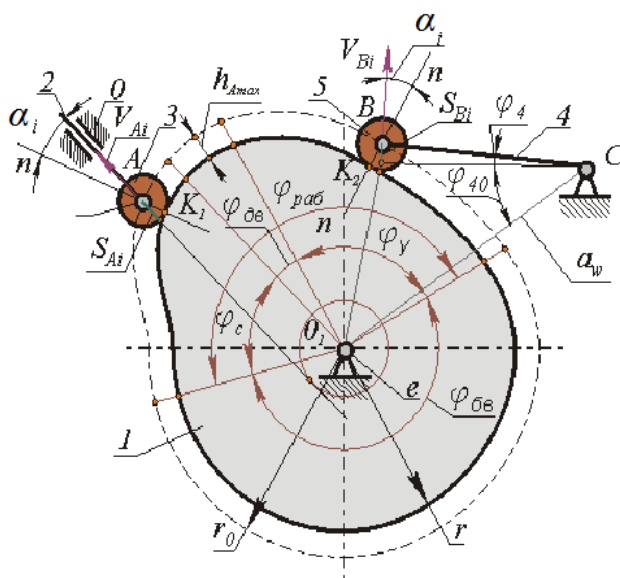
$$\varphi_{раб} = \varphi_{уд} + \varphi_{дв} + \varphi_{сб}.$$

4. Стоит на месте – ближний выстой.

Кулачок механизма характеризуется двумя профилями: центровым (или теоретическим) и конструктивным. Под конструктивным понимается наружный рабочий профиль кулачка. Теоретическим или центровым называется профиль, который в системе координат кулачка описывает центр ролика при движении ролика по конструктивному профилю кулачка. Фазовым называется угол поворота кулачка. Профильным углом δ называется угловая координата текущей рабочей точки теоретического профиля, соответствующая текущему фазовому углу φ . В общем случае фазовый угол не равен профильному $\varphi \neq \delta$.

На рис. 3 изображена схема плоского кулачкового механизма с двумя видами выходного звена: внеосным с поступательным движением и качающимся

e – внеосность (эксцентриситет).



Теоретический профиль кулачка обычно представляется в полярных координатах зависимостью $\rho_i = f(\delta_i)$, где ρ_i - радиус-вектор текущей точки теоретического или центрального профиля кулачка.

Сила, действующая на толкатель со стороны кулачка и вызывающая его движение, направлена по нормали к кулачку в точке контакта его с толкателем. Поэтому в общем случае она направлена под углом к направлению движения толкателя (рис. 4). Угол между вектором действующей на толкатель силой и направлением вектора скорости движения точки приложения силы называется *углом давления* (обозначается α), а угол между действующей силой и направлением, перпендикулярным направлению движения толкателя называется *углом передачи движения* (обозначается γ). В сумме эти углы составляют угол, равный 90° , поэтому при рассмотрении работоспособности механизма с учетом направления передачи сил можно оперировать любым из них.

С уменьшением угла передачи движения уменьшается движущая составляющая действующей силы F_{21}^n (составляющая совпадающая с направлением движения толкателя). В то же время увеличивается составляющая F_{21}^τ , прижимающая толкатель к направляющим, увеличивая силу трения между толкателем и опорой, которая препятствует движению толкателя.

Если эта сила трения окажется больше движущей составляющей, то возможен перекосяк оси толкателя в направляющей и произойдет *заклинивание механизма*. Поэтому при проектировании кулачковых механизмов задается минимально-допустимый угол передачи движения из условия отсутствия заклинивания. Угол давления определяется экспериментально. Для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем допустимый угол давления равен: $[\alpha] = 25^\circ\text{-}35^\circ$. Для кулачкового механизма с качающимся толкателем допустимый угол давления равен: $[\alpha] = 35^\circ\text{-}40^\circ$. Синтез механизмов с учетом действующих на звенья сил называется *динамическим синтезом*.

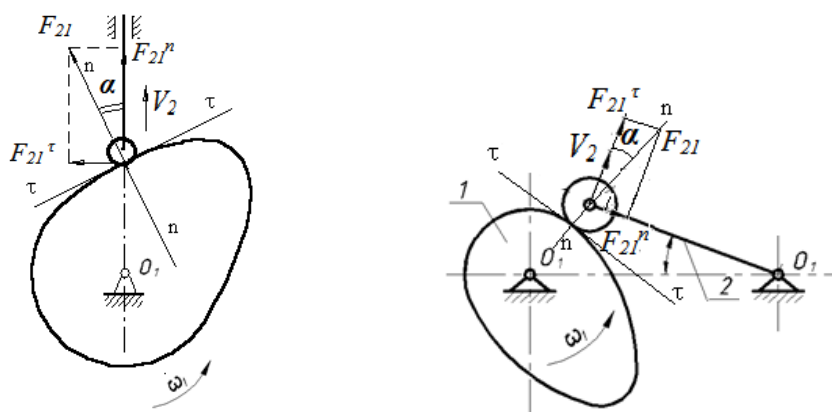


Рисунок 4 – Угол давления

Анализ кулачкового механизма

При исследовании кулачковых механизмов с типовым законом движения выходного звена наиболее часто применяется метод кинематических диаграмм. Для применения этого метода необходимо определить одну из кинематических диаграмм. Так как при кинематическом анализе кулачковый механизм задан, то известна его кинематическая схема и форма конструктивного профиля кулачка.

Измеряются отрезки расположенные между центровым профилем и окружностью радиуса r_0 ; эти отрезки соответствуют перемещениям центра ролика толкателя S_{Bi} по полученным перемещениям S_{Bi} строится диаграмма функции положения центра ролика толкателя $S_{Bi} = f(\varphi_i)$

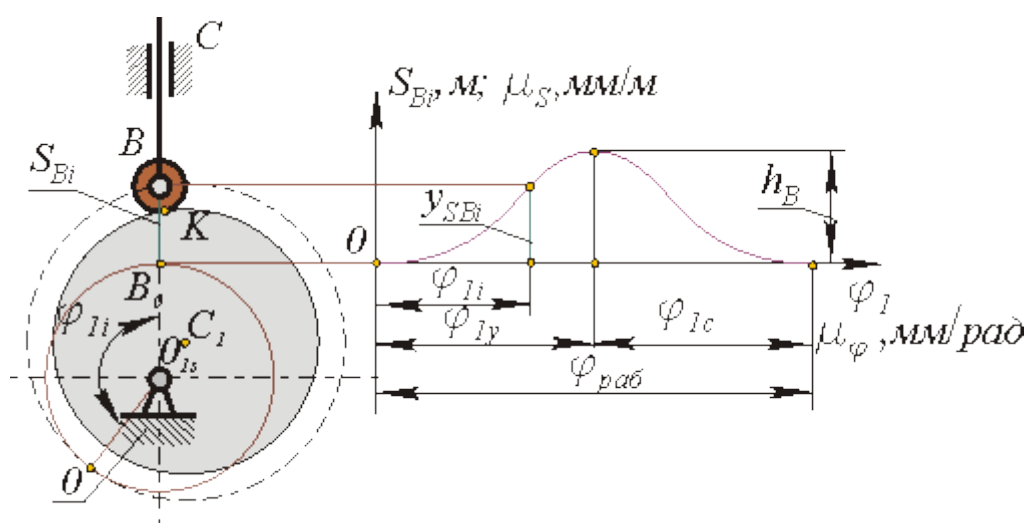


Рисунок 5 – Диаграмма функции положения ролика толкателя $S_{Bi} = f(\varphi_i)$

Методом графического дифференцирования строятся диаграммы аналога скорости $V_q = f(\varphi_1)$ и аналога ускорения $a_q = f(\varphi_1)$

Для построения графиков изменения угла давления для механизма с коромыслом строится диаграмма в криволинейных координатах $V_q = f(S_B)$. Все построения проводятся в одном масштабе, то есть $\mu_{Vq} = \mu_s$.

Величина текущего угла давления может быть определена семейством прямых проведенных к вектору возможной скорости точки центрального профиля, принадлежащей толкателю.

Оборудование состоит из механического блока, блока управления и персонального компьютера со специализированным программным обеспечением.

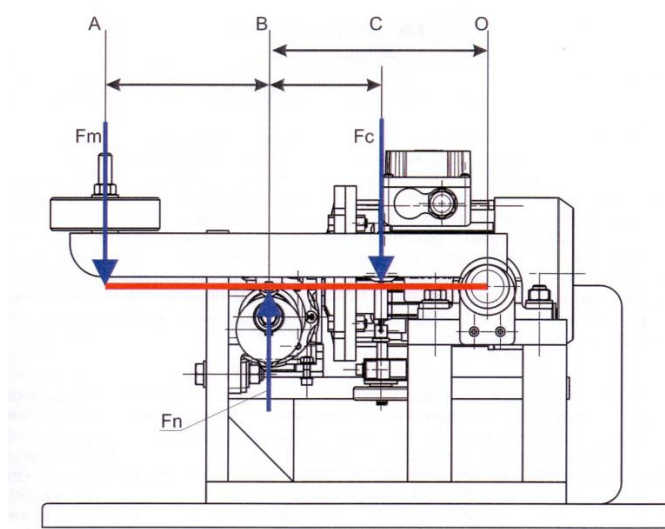


Рисунок 6 – Принципиальная схема установки

Механический блок включает мотор-редуктор с системой измерения крутящего момента на выходном валу с установленным на нем кулачком. Кулачек воздействует на коромысло. В коромысло встроен тензодатчик, измеряющий нормальную силу, действующую на кулачек. На коромысло можно установить дополнительные грузы.

Блок управления состоит из кнопок включения и аварийной остановки.

Специализированное программное обеспечение позволяет снимать текущие показания с датчика механического блока и строить графики зависимостей в функции времени.

3. Оборудование и материалы.

При выполнении лабораторной работы используются установка для ис-

следования кулачкового механизма.

4. Указания по технике безопасности.

К эксплуатации оборудования допускаются лица, изучившие паспорт и руководство по эксплуатации.

Запрещается эксплуатировать неисправное оборудование.

При эксплуатации установки необходимо соблюдать «Правила техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей».

5. Последовательность выполнения работы

1. Изучить устройство установки.
2. Установить на вал кулачок №1.
3. Включит установку, загрузить программное обеспечение.
4. Изменить текущее усилие на коромысле натяжением пружины. Начальное усилие на коромысле F_n контролировать по показаниям датчика.
5. Запустить установку. Провести эксперимент.
6. Экспортировать полученные данные в отдельный файл на ПК.
7. Установить на вал кулачок №2 и №3.
8. Произвести действия по пунктам 4-6.

6. Контрольные вопросы

1. Основные преимущества кулачковых механизмов.
2. Виды кулачковых механизмов.
3. Фазовые углы кулачка
4. Что называется углом давления.
5. Основные геометрические размеры кулачка.
6. Диаграмма функции положения ролика толкателя.

7. Литература

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.] . - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548
2. Техническая механика: в четырех книгах. Книга третья. Основы теории механизмов и машин: учебное пособие./ Киницкий Я.Т.– М.: Машиностроение, 2012.– 104 с. [http://e.lanbook.com/login/search/теория механизмов и машин /Киницкий Я.Т](http://e.lanbook.com/login/search/теория%20механизмов%20и%20машин/Киницкий%20Я.Т)
3. Теория механизмов и машин: учеб.-метод. пособие для вузов./ Чмиль В.П.- СПб.: Издательство "Лань", 2012.– 288 с. <http://e.lanbook.com/login/search/>

8. Содержание отчета

Лабораторная работа № 8

Исследование кулачкового механизма

1. Цель работы. Определение сил, действующих в кулачковом механизме в зависимости от профиля кулачка и нагрузке на коромысле

1. Схема установки с указанием действующих сил (по рис. 6).

2. Кулачок №1. Графики изменения усилия на коромысле от угла поворота коромысла $F_n = f(\varphi)$, с указанием максимально действующего усилия на коромысле.

Графики изменения величины крутящего момента от угла поворота коромысла $M_{кр} = f(\varphi)$, с указанием максимального действующего крутящего момента.

3. Кулачок №2. Графики изменения усилия на коромысле от угла поворота коромысла $F_n = f(\varphi)$, с указанием максимально действующего усилия на коромысле.

Графики изменения величины крутящего момента от угла поворота коромысла $M_{кр} = f(\varphi)$, с указанием максимального действующего крутящего момента.

4. Кулачок №3. Графики изменения усилия на коромысле от угла поворота коромысла $F_n = f(\varphi)$, с указанием максимально действующего усилия на коромысле.

Графики изменения величины крутящего момента от угла поворота коромысла $M_{кр} = f(\varphi)$, с указанием максимального действующего крутящего момента.

Выводы.

Выполнил(а): студент(ка) гр.

Дата:

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К лабораторным занятиям по дисциплине
«Теория механизмов и машин»
В.Г. Копченков
Редактор

Подписано в печать _____		
Формат 60x84 1/16	Усл. п. л. – 2,9	Уч.-изд. л. – 2,3
Бумага газетная. Печать офсетная.	Заказ	Тираж 50 экз.
ФГАОУ ВПО «Северо-Кавказский федеральный университет»		
355029, г. Ставрополь, пр. Кулакова, 2		

Издательство «Северо-Кавказский федеральный университет»
Отпечатано в типографии СКФУ