

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И СТРУКТУРНЫЙ
АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ
Методические указания к лабораторным работам

Методические указания предназначены для студентов всех форм обучения, изучающих базовый курс "Теория механизмов и машин" или курс "Прикладная механика". Указания, вошедшие в сборники, служат для подготовки студентов к лабораторным работам и использованию их в качестве руководств при выполнении работ по темам: "Составление кинематических схем и структурный анализ плоских механизмов", "Кинематический анализ зубчатых механизмов". В указаниях дано теоретическое обоснование, изложен порядок выполнения работ, формы отчетов и контрольные вопросы по темам.

Лабораторная работа №1

СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: развитие навыков в составлении кинематических схем и структурном анализе механизмов.

1. Теоретическое обоснование

1.1. Основные определения

Приступая к анализу существующего или синтезу нового механизма, необходимо прежде всего определиться с его структурой, то есть составить кинематическую схему, подсчитать количество подвижных звеньев определить характер их соединения друг с другой, уяснить метод образования механизма и чётко представить себе схему передачи движения от ведущих звеньев к ведомым.

Механизм представляет собой искусственно созданную систему тел, предназначенную для преобразования заданного движения одного или нескольких тел в требуемое движение других тел. Механизм состоит из различных деталей, которые образует друг о другом жесткие либо подвижные соединения.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций.

Звеном называется одна или несколько деталей, образующих при движении жесткую систему тел. Например, собранный шатун двигателя внутреннего сгорания.

Кинематической парой называется подвижное соединение двух звеньев, находящихся в соприкосновении. Те точки, линии или поверхности, по которым происходит соприкосновение звеньев при образовании подвижного соединения, называются элементами кинематической пары.

В зависимости от формы элементов кинематические пары классифицируются по терминологии Ф.Рёло на низшие и высшие. В низших кинематических парах элементами являются поверхности, а в высших – линии или точки. По терминологии И.И.Артоболевского кинематические пары разделяют на 5 классов, причем номер класса равен количеству связей, накладываемых парой на относительное движение звеньев. Например, по-

ступательные и вращательные кинематические пары являются низшими парами 5-го класса (рис.1.1).

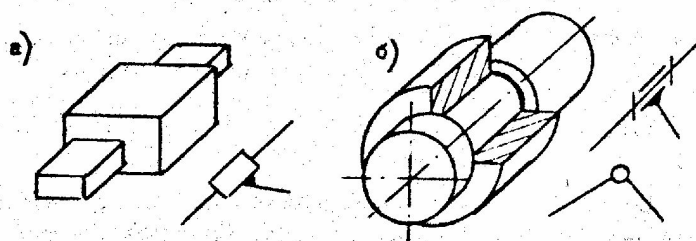


Рис.1.1. Низшие кинематические пары 5-го класса и их условные изображения на кинематических схемах: а – поступательная, б–вращательная

Совокупность звеньев, соединенных кинематическими парами, называется кинематической цепью. Кинематическая цепь с одним неподвижным звеном, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев относительно неподвижного все остальные совершают однозначно определенные движения, называется механизмом. Звено, принятое за неподвижное, называется стойкой. Звенья, которым сообщается движение, являются входными, а звенья, совершающие движения, для выполнения которых предназначен механизм, – выходными. Все остальные подвижные звенья являются промежуточными.

1.2. Кинематическая схема механизма

Для изучения движения механизма обычно составляется его кинематическая схема, которая вычерчивается в выбранном масштабе с точным соблюдением основных размеров и форм звеньев. При составлении кинематических схем использует условные изображения звеньев и кинематических пар по ГОСТу*. Кинематическая схема должна содержать все необходимые для исследования движения механизма параметры, а именно: длины звеньев, постоянные углы между плечами звеньев, профили элементов высших пар, числа зубьев зубчатых колес и т.д. Кинематические пары обозначают прописными латинскими буквами, стойку – штриховкой. После составления кинематической схемы вычисляется степень подвижности W механизма, которая указывает число степеней свободы кинематической цепи относительно стойки и определяет необходимое число обобщенных координат. Для плоских механизмов, согласно формуле П.Л.Чебышева,

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев; p₅ и p₄ – соответственно количество кинематических пар пятого и четвертого класса.

1.3. Структура и классификация механизмов

В современной технике используется огромное количество разнообразных механизмов. Создание методик кинематического и динамического

*ГОСТ 2.701 "Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению". ГОСТ 2.703-68 "Правила выполнения кинематических схем". ГОСТ 2.721-74 "Обозначения условные графические в схемах".

исследования каждого механизма в отдельности является нецелесообразным. Рациональнее увязать эти методики со структурной классификацией механизмов. В настоящее время разработаны методы кинематического и силового исследования для простейших кинематических цепей – групп Ассура, которые входят в состав любого рычажного механизма.

Принцип образования механизмов был впервые сформулирован в 1914 году Л.В.Ассуром. Согласно этому принципу "схема любого механизма может быть составлена последовательным присоединением к входному звену (входным звеньям) и стойке кинематических цепей с нулевой степенью подвижности относительно тех звеньев, к которым они присоединяются". Эти кинематические цепи с нулевой степенью подвижности называют группами Ассура. Согласно классификации Ассура-Артоболевского группа Ассура образуется звеньями, входящими в кинематические пары только 5-го класса.

Следовательно, группы Ассура должны удовлетворять следующему условию:

$$W = 3n - 2p_5 = 0. \quad (2)$$

Откуда:

$$p_5 = \frac{3}{2}n. \quad (3)$$

Условие (3) может удовлетворять только следующему сочетанию чисел звеньев и кинематических пар 5-го класса:

| | | | | |
|----------------|---|---|---|--------|
| n | 2 | 4 | 6 | 8 ... |
| p ₅ | 3 | 6 | 9 | 12 ... |

Все группы Ассура можно разбить на классы. Простейшее сочетание звеньев и пар в группе Ассура n = 2, p₅ = 3 образует группа второго класса второго порядка (рис.1.2).

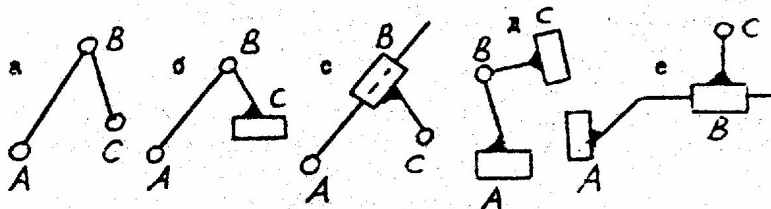


Рис.1.2. Группы Ассура второго класса второго порядка:

- а) 1-го вида; б) 2-го вида; в) 3-го вида;
г) 4-го вида; д) 5-го вида

Порядок группы численно равен количеству свободных элементов кинематических пар, которыми группа присоединяется к основному механизму.

Сочетание n = 4, p₅ = 6 может образовывать группы Ассура третьего и четвертого классов (рис.1.3, 1.4).

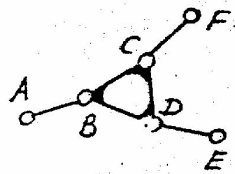


Рис.1.3. Группа 3-го класса
3-го порядка

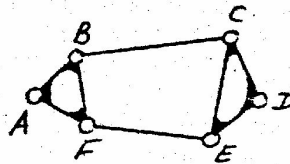


Рис.1.4. Группа 4-го класса
4-го порядка

Отличительной особенностью группы Ассур 3-го класса является наличие базисного звена, входящего в три кинематические пары и образующего некоторый жесткий замкнутый контур BCD. Отличительной особенностью группы 4-го класса является наличие четырехстороннего замкнутого контура (подвижного) BCEF.

Аналогично образуются группы Ассур более высоких классов (см. рис.1.5, 1.6).

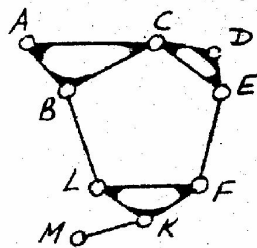


Рис.1.5. Группа Ассур
5-го класса 3-го порядка

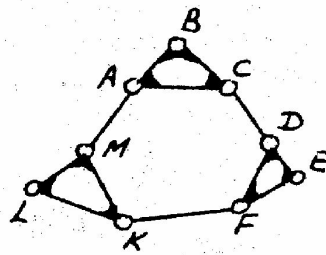


Рис.1.6. Группа Ассур
6-го класса третьего
порядка

Целью структурного анализа механизмов является определение степени подвижности и его расчленение на группы Ассур.

1.4. Замена высших кинематических пар

В тех случаях, когда в механизм входят как высшие, так и низшие кинематические пары, для структурного анализа выполняют замену высших пар кинематической цепью, состоящей из звеньев, входящих только в пары 5-го класса. Одну высшую пару в простейшем случае можно заменить одним звеном, входящим в две низшие пары, расположенные в центрах кривизны профилей, образующих высшую пару. В результате такой замены будут выполнены следующие условия:

во-первых, сохранится прежняя степень подвижности механизма, в котором произведена замена;

во-вторых, характер относительного мгновенного движения звеньев не изменится.

Рассмотрим несколько примеров замены высших пар.

Пример 1. На рис.1.7а показан механизм, в котором звенья 1 и 2 образуют высшую пару. Для замены этой кинематической пары проводим общую нормаль в точке касания звеньев и находим центры кривизны, помещаем в них вращательные пары А и В 5-го класса и соединяем их прямой АВ (ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны профилей). Заменяющий механизм

представлен на рис.1.7б.

Для основного механизма (рис.1.7а) степень подвижности определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1.$$

Для заменяющего механизма (рис.1.7б) степень подвижности равна:

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

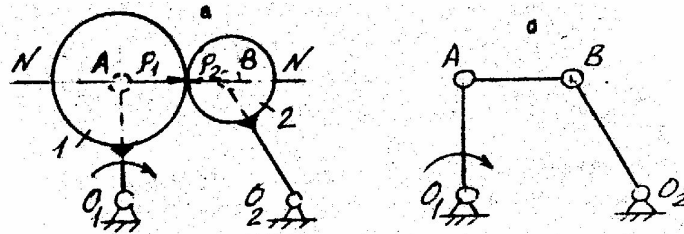


Рис.1.7

Пример 2. Рассмотрим механизм, изображенный на рис.1.8а. Здесь $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$.

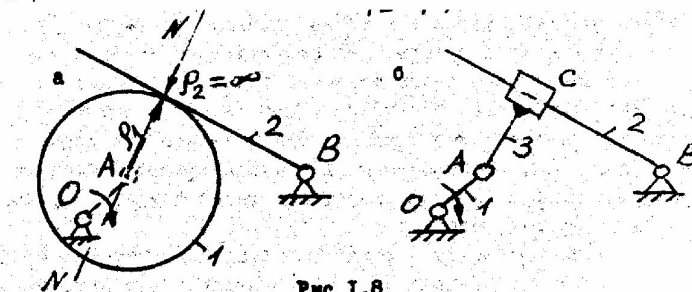


Рис.1.8

а) основной механизм; б) заменяющий механизм

Этот механизм можно заменить другим (рис.1.8б), включающим только низшие кинематические пары. Степень подвижности заменяющего механизма $W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$. Заменяющий механизм, обладая той же степенью подвижности, что и основной, не изменяет характера мгновенного относительного движения звеньев.

2. Порядок структурного анализа механизма

1. Составить кинематическую схему механизма, вычертить её в масштабе, применяя стандартные обозначения звеньев и кинематических пар.

2. Определить степень подвижности механизма. Выявить лишние степени свободы и пассивные условия связи. Изобразить кинематическую схему механизма без лишних степеней свободы и пассивных условий связи.

3. При наличии высших пар в механизме заменить эти пары кинематической цепью с низшими парами. Определить степень подвижности заменяющего механизма.

4. Расчленить заменяющий механизм на группы Ассур, пользуясь следующими рекомендациями:

а) первой отсоединяется группа Ассур, наиболее удаленная от

входного звена. Причем звенья оставшейся кинематической цепи не должны изменить своего движения;

б) вначале следует попытаться выделить группу Ассура 2-го класса. Если это невозможно, – третьего и т.д.;

в) звенья и кинематические пары принимаются в расчет только один раз либо с оставшейся, либо с отсоединенной частью механизма;

г) определить класс и порядок групп Ассура.

5. Установить класс механизма (класс механизма соответствует высшему классу группы Ассура, входящей в этот механизм).

3. Форма протокола

ОТЧЕТ О ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 1 "СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ"

Студент _____ Группа _____ Руководитель _____

Кинематическая схема механизма. (Схема изображается в масштабе с использованием стандартных обозначений звеньев и кинематических пар. Звенья обозначаются арабскими цифрами, кинематические пары – большими латинскими буквами.)

Степень подвижности механизма Число подвижных звеньев $n = \dots$
Количество кинематических пар: 5-го класса $p_5 = \dots$, четвертого класса $p_4 = \dots$

Число лишних степеней свободы: \dots

Число пассивных условий связи: \dots

При наличии лишних степеней свободы или пассивных условий связи пояснить, чем они обусловлены в данном механизме. Изобразить кинематическую схему функционально такого же механизма без лишних степеней свободы и пассивных связей.

Замена высшей кинематической пары кинематической цепью с низшими парами. (Изобразить схему замены. Изобразить кинематическую схему заменяющего механизма. Рассчитать его степень подвижности.)

Строение механизма. (Здесь изображаются кинематические схемы групп Ассура, входящих в состав механизма, с указанием их классов и порядков, а также группы начальных звеньев, включающие стойку и входные звенья.)

Класс механизма: \dots

Работу выполнил _____

Работу принял _____

4. Контрольные вопросы по теме

1. Что называется звеном, кинематической парой механизма?
2. По каким признакам делятся кинематические пары на классы и на виды: низшие, высшие?
3. Дайте определение механизму, кинематической цепи.

4. Чем отличаются плоские механизмы от пространственных?
5. Дайте определение группе Ассура.
6. Что характеризует число "степень подвижности механизма"?
7. Каков принцип построения новых механизмов?
8. По каким признакам классифицируются механизмы?
9. По каким признакам классифицируются группы Ассура?
10. Приведите пример механизма с лишней степенью свободы.
11. Укажите возможные причины появления избыточных связей.
12. С какой целью производится замена высших пар кинематически-ми цепями с низшими. парами?
13. Укажите условия замены высших пар.
14. Приведите пример замены высшей пары.

Лабораторная работа № 2

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: выработка навыков в составлении кинематических схем зубчатых механизмов и определении их передаточных отношений.

1. Определение передаточного отношения аналитическим путем

1.1. Зубчатые механизмы с неподвижными осями

Передаточным отношением U_{kl} называется отношение угловой скорости ω_k звена "к" к угловой скорости ω_l звена "л":

$$U_{kl} = \frac{\omega_k}{\omega_l},$$

(см. [1, с.365, 402...413]; [2, с.116, 138...166]; [3, с.52...57]).

Для плоского механизма, состоящего из двух зубчатых колес и стойки, имеем:

$$U_{kl} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \mp \frac{z_2}{z_1} = \mp \frac{r_{w2}}{r_{w1}},$$

где n – об/мин, частота вращения;

z – число зубьев;

r_w – радиус начальной окружности.

Условно поставленный знак "минус" показывает, что зацепляющиеся колеса вращаются в разные стороны при внешнем касании (рис.1.1а), а знак "плюс" показывает, что колеса вращаются в одном направлении при внутреннем касании (рис.1.1б).

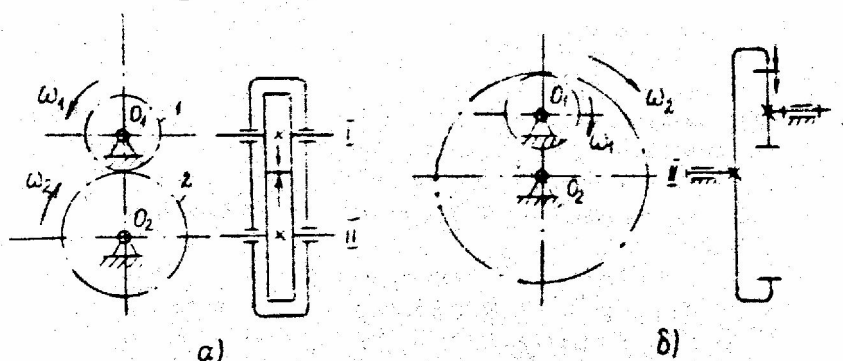


Рис. 1.1

Осуществление в одноступенчатых передачах больших передаточных отношений (примерно $U > 8$) становится нецелесообразным, так как диаметр одного из колес получается очень большим. При $8 \leq U \leq 40$ применяют двухступенчатые зубчатые передачи, при $U > 40$ – трехступенчатые.

Передаточное отношение многоступенчатой передачи равно произведению частных передаточных отношений отдельных ступеней (простых механизмов).

Для ступенчатого механизма, изображенного на рис.1.2, передаточ-

ное отношение определяется по формуле:

$$U_{I-V} = \frac{\omega_I}{\omega_V} = U_{I-II} \cdot U_{II-III} \cdot U_{III-IV} \cdot U_{IV-V} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_8}{z_7}$$

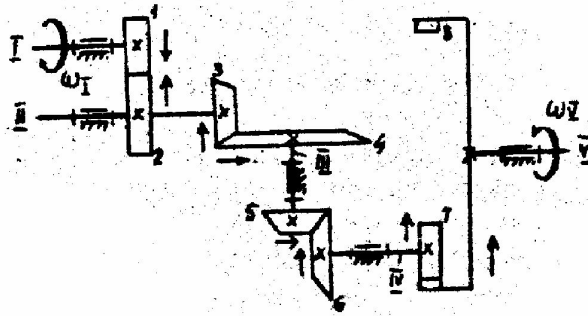


Рис. 1.2

Вследствие параллельности валов I и V найденному передаточному отношению, как и в случае одноступенчатой передачи, приписываем знак. Его определяем по правилу стрелок. В нашем случае величине U_{I-V} должен быть приписан знак "минус".

Пример 1. Задана четырехступенчатая передача (рис.1.3), представляющая привод от электродвигателя к станку. Числа зубьев колес: $z_1 = 18$, $z_2 = 27$, $z_3 = 12$, $z_4 = 24$, $z_5 = 19$, $z_6 = 57$.

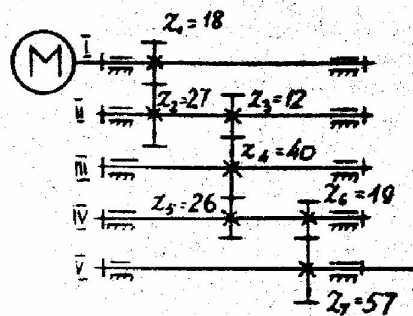


Рис. 1.3

Определить частоту вращения ведомого вала V, если частота вращения вала двигателя $n_I = 1440$ об/мин.

Передаточное отношение:

$$U_{I-V} = \frac{\omega_I}{\omega_V} = \frac{n_I}{n_V} = (-1)^4 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{27}{18} \cdot \frac{40}{12} \cdot \frac{57}{19} = 9$$

(четвертое колесо с числом зубьев z_4 является паразитным и не влияет на величину общего передаточного отношения). Показатель степени при -1 равен числу внешних зацеплений (4).

$$n_V = \frac{n_I}{U_{I-V}} = \frac{1440}{9} = 160 \text{ об/мин.}$$

Пример 2.

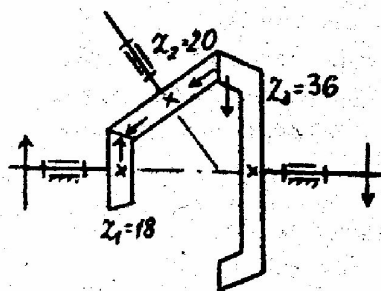


Рис. 1.4

$$U_{13} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{36}{18} = -2.$$

Колеса 1 и 3 вращаются в разные стороны ("правило стрелок").

1.2. Планетарные и дифференциальные зубчатые механизмы

Во всех рассмотренных выше зубчатых механизмах валы зубчатых колес вращались в неподвижных подшипниках, т.е. оси всех колес не меняли своего положения в пространстве. Существуют многоступенчатые зубчатые передачи, оси отдельных колес которых являются подвижными. Такие зубчатые механизмы с одной степенью свободы ($W = 1$) называются планетарными механизмами, а с числом степеней свободы два и более ($W \geq 2$) – дифференциальными.

Аналитический метод исследования кинематики таких механизмов основывается на способе обращения движения (см. [1, с.406...413]; [2, с.154...166]; [4, с.54...57]). Всем звеньям механизма сообщается дополнительная угловая скорость, которая равна по величине, но противоположна по направлению угловой скорости водила ω_n . В результате водило оказывается неподвижным, а дифференциальный (планетарный) механизм превращается в зубчатую передачу с неподвижными осями колес (обращенный механизм).

Пример 3. Определить число оборотов водила (ω_n) и сателлита (ω_2), а также направление их вращения, если ведущий вал (колесо 1) вращается с частотой $n_1 = 60$ об/мин. Числа зубьев $z_1 = z_3 = 20$, $z_2 = 40$.

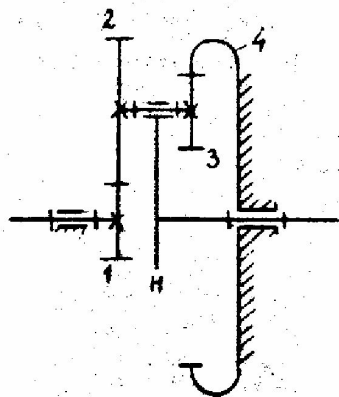


Рис. 1.5

Модули всех колес одинаковы. Колеса изготовлены без смещения исходного контура. Колесо 4 неподвижно. Колесо 3 обкатывается по колесу 4.

Число степеней подвижности механизма:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1,$$

где n – число подвижных звеньев;

p_5 – число кинематических пар пятого класса,

p_4 – число кинематических пар четвертого класса.

Рассматриваемый механизм – планетарный.

Неизвестное число зубьев (z_4) определим из условия соосности:

$$r_{w1} + r_{w2} + r_{w3} = r_{w4}$$

где r_{wi} – радиусы начальных окружностей, $i = 1, \dots, 4$.

Так как колеса изготовлены без смещения исходного контура, то начальные окружности совпадают с делительными:

$$\frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} + \frac{mz_3}{2} = \frac{mz_4}{2}.$$

Поскольку согласно условию модули всех колес одинаковы, то:

$$z_1 + z_2 + z_3 = z_4;$$

$$z_4 = 20 + 40 + 20 = 80.$$

Для определения передаточного отношения применим метод обращения движения. Пусть в рассматриваемом механизме подвижные звенья вращаются с угловыми скоростями $\omega_1, \omega_H, \omega_4$. Очевидно, что относительное движение звеньев не изменится, если сообщить всему механизму дополнительное вращение вокруг центральной оси с частотой вращения $-n_H$ (то есть с частотой, равной по величине, но противоположной по направлению вращению водила). Тогда скорости соответственно изменятся и примут значения:

| Звено | Фактическая частота вращения | Частота вращения после сообщения механизму дополнительного вращения |
|----------|------------------------------|---|
| Колесо 1 | n_1 | $n_1^{(H)} = n_1 - n_H$ |

| | | |
|----------|-------|-----------------------------|
| Колесо 4 | n_4 | $n_4^{(H)} = n_4 - n_H$ |
| Водило H | n_H | $n_H^{(H)} = n_H - n_H = 0$ |

Таким образом, при сообщении всему механизму обращенного движения с частотой $-n_H$ водило будет неподвижным, а планетарный механизм превратится в обыкновенный зубчатый (с неподвижными осями). Передаточное отношение последнего:

$$U_{14}^{(H)} = \frac{n_1^{(H)}}{n_4^{(H)}} = \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H}$$

или, переходя к угловым скоростям ($\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$):

$$\omega_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_4^{(H)}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}.$$

Здесь $\omega_1, \omega_H, \omega_4$ – фактические угловые скорости, а $\omega_1 - \omega_H, \omega_4 - \omega_H$ – уг-

15

ловые скорости в обращенном движении, т.е. угловые скорости обыкновенного зубчатого механизма, полученного из планетарного.

Для обыкновенного зубчатого механизма:

$$U_{14}^H = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \frac{z_4}{z_3};$$

$$\frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H} = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3};$$

$$\frac{n_1 - n_H}{-n_H} = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}, \text{ т.к. фактически } n_4 = 0.$$

$$-\frac{n_1}{n_H} + 1 = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}, \text{ но } \frac{n_1}{n_4} = U_{14};$$

$$U_{1H} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 + \frac{40 \cdot 80}{20 \cdot 20} = 9.$$

Знак "плюс" показывает, что входное звено 1 и водило вращаются в одном направлении:

$$n_H = \frac{n_1}{U_{1H}} = \frac{630}{9} = 70 \text{ об/мин.}$$

Для определения частоты вращения сателлита:

$$\frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = -\frac{z_2}{z_1};$$

$$\frac{630 - 70}{n_2 - 70} = -\frac{40}{20};$$

$$n_2 = -210 \text{ об/мин.}$$

Знак "минус" показывает, что блок сателлитов 2 и 3 и водило вра-

щаются в противоположные стороны.

2. Порядок выполнения работы

В настоящей работе необходимо выполнить кинематический анализ трех зубчатых механизмов, в том числе одного планетарного или дифференциального. Для каждого зубчатого механизма составляется кинематическая схема и определяется передаточное отношение сначала в общем виде, а затем подсчитывается его значение.

Кинематическая схема должна быть составлена грамотно с соблюдением условностей, принятых при составлении кинематических схем (ГОСТ 2.703-74, ГОСТ 2.770-68).

После представления отчета о работе каждый студент должен решить контрольную задачу.

3. Форма протокола

ОТЧЕТ О ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 2

"КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ"

Студент _____ Группа _____ Руководитель _____

1. Номер механизма _____

Кинематическая схема

Общее передаточное отношение механизма:

- а) расчетное значение;
- б) полученное экспериментально.

2. Номер механизма _____

Кинематическая схема

и т.д.

Работу выполнил _____

Работу принял _____

Контрольные задачи по теме [5] "Кинематический анализ сложных зубчатых механизмов".

Вариант задачи назначается преподавателем.

Недостающие числа зубьев колес определить из условия соосности, считая, что все зубчатые колеса механизма имеют один и тот же модуль и угол зацепления.

| Задача № 1 Определить n_6 | | № вар. | z_1 | z_2 | z_3 | z_4 | z_5 | n_1 |
|--------------------------------|--|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 1 | 11 | 19 | 40 | 29 | 24 | 210 |
| | | 2 | 14 | 18 | 45 | 12 | 22 | 512 |
| | | 3 | 17 | 23 | 51 | 14 | 25 | 128 |
| | | 4 | 17 | 29 | 60 | 19 | 33 | 989 |
| | | 5 | 13 | 15 | 39 | 15 | 12 | 910 |
| | | 6 | 17 | 20 | 58 | 13 | 19 | 309 |
| | | 7 | 14 | 28 | 55 | 16 | 16 | 246 |
| | | 8 | 17 | 17 | 51 | 14 | 21 | 160 |
| | | 9 | 19 | 21 | 54 | 17 | 22 | 610 |
| | | 10 | 18 | 22 | 52 | 19 | 15 | 490 |

| Задача № 2 Определить n_5 | | № вар. | z_1 | z_2 | z_3 | z_4 | z_5 | n_1 |
|--------------------------------|--|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 1 | 11 | 18 | 40 | 60 | 45 | 540 |
| | | 2 | 18 | 32 | 42 | 63 | 79 | 158 |
| | | 3 | 24 | 25 | 48 | 63 | 78 | 832 |
| | | 4 | 12 | 16 | 36 | 54 | 72 | 320 |
| | | 5 | 13 | 17 | 46 | 56 | 68 | 680 |
| | | 6 | 16 | 18 | 48 | 78 | 66 | 297 |
| | | 7 | 11 | 16 | 38 | 57 | 68 | 288 |
| | | 8 | 17 | 30 | 51 | 68 | 88 | 198 |
| | | 9 | 17 | 27 | 45 | 80 | 65 | 1053 |
| | | 10 | 19 | 31 | 57 | 96 | 72 | 930 |

| Задача № 3 Определить n_H | | № вар. | z_1 | z_2 | $z_{2'}$ | z_3 | $z_{3'}$ | z_4 | n_1 |
|--------------------------------|--|-----------|-------|-------|----------|-------|----------|-------|-------|
| | | 1 | 11 | 22 | 17 | 51 | 12 | 32 | 550 |
| | | 2 | 17 | 31 | 16 | 51 | 21 | 28 | 434 |
| | | 3 | 11 | 18 | 20 | 75 | 18 | 26 | 450 |
| | | 4 | 16 | 20 | 14 | 70 | 16 | 24 | 300 |
| | | 5 | 22 | 24 | 18 | 66 | 17 | 34 | 600 |
| | | 6 | 17 | 21 | 20 | 68 | 15 | 25 | 280 |
| | | 7 | 21 | 25 | 20 | 63 | 20 | 30 | 450 |
| | | 8 | 17 | 32 | 16 | 68 | 20 | 25 | 360 |
| | | 9 | 19 | 30 | 15 | 46 | 23 | 30 | 530 |
| | | 10 | 23 | 24 | 20 | 50 | 19 | 19 | 480 |

| Задача № 4 Определить n_H | № | z_1 | z_2 | z_2' | z_3 | z_4' | z_5 | $n_1 = n_5$ |
|--------------------------------|------|-------|-------|--------|-------|--------|-------|-------------|
| | вар. | | | | | | | |
| | 1 | 11 | 15 | 18 | 11 | 56 | 14 | 320 |
| | 2 | 15 | 25 | 20 | 15 | 63 | 18 | 245 |
| | 3 | 19 | 31 | 24 | 14 | 62 | 20 | 589 |
| | 4 | 26 | 15 | 19 | 13 | 52 | 13 | 960 |
| | 5 | 16 | 30 | 22 | 12 | 55 | 11 | 170 |
| | 6 | 14 | 28 | 40 | 15 | 84 | 12 | 110 |
| | 7 | 18 | 24 | 14 | 11 | 42 | 14 | 200 |
| | 8 | 12 | 24 | 17 | 16 | 64 | 16 | 264 |
| | 9 | 13 | 25 | 21 | 17 | 65 | 26 | 380 |
| | 10 | 20 | 24 | 26 | 18 | 75 | 15 | 132 |

| Задача № 5 Определить n_6 | № | z_1 | z_2 | z_2' | z_3' | z_4 | z_5 | n_1 |
|--------------------------------|------|-------|-------|--------|--------|-------|-------|-------|
| | вар. | | | | | | | |
| | 1 | 75 | 35 | 20 | 11 | 13 | 50 | 220 |
| | 2 | 72 | 18 | 12 | 15 | 15 | 88 | 100 |
| | 3 | 56 | 21 | 14 | 13 | 16 | 59 | 200 |
| | 4 | 85 | 30 | 25 | 16 | 19 | 98 | 490 |
| | 5 | 70 | 30 | 25 | 19 | 30 | 57 | 780 |
| | 6 | 65 | 35 | 15 | 17 | 19 | 85 | 200 |
| | 7 | 64 | 16 | 12 | 13 | 13 | 52 | 260 |
| | 8 | 84 | 21 | 14 | 18 | 26 | 90 | 150 |
| | 9 | 80 | 40 | 30 | 20 | 22 | 86 | 430 |
| | 10 | 60 | 30 | 20 | 16 | 16 | 64 | 320 |

| Задача № 6 Определить n_H | № | z_1 | z_2 | z_2' | z_3 | z_3' | z_4 | z_5 | n_1 |
|--------------------------------|------|-------|-------|--------|-------|--------|-------|-------|-------|
| | вар. | | | | | | | | |
| | 1 | 36 | 40 | 21 | 30 | 24 | 18 | 14 | 320 |
| | 2 | 21 | 35 | 18 | 25 | 23 | 17 | 27 | 440 |
| | 3 | 27 | 38 | 19 | 42 | 21 | 15 | 12 | 320 |
| | 4 | 24 | 38 | 17 | 30 | 19 | 13 | 23 | 360 |
| | 5 | 32 | 40 | 19 | 36 | 18 | 23 | 15 | 320 |
| | 6 | 24 | 32 | 18 | 27 | 20 | 17 | 18 | 420 |
| | 7 | 29 | 44 | 20 | 40 | 22 | 17 | 12 | 400 |
| | 8 | 23 | 42 | 15 | 25 | 17 | 12 | 18 | 420 |
| | 9 | 28 | 42 | 14 | 21 | 16 | 21 | 14 | 630 |
| | 10 | 22 | 40 | 13 | 26 | 15 | 22 | 11 | 480 |

Библиографический список

1. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / Под ред. К.В.Фролова. М., 1987.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М., 1988.
3. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. М., 1985.
4. Соколовский В.И. Кинематический анализ и синтез механизмов. Свердловск, 1979.
5. Теория механизмов и машин: Сб. контрольных работ и курсовых проектов / Под ред. Н.В.Алехновича. Минск, 1970.