

**ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ  
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ  
НЕКОТОРЫХ ВИДОВ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ**  
Методические указания к курсовому проекту

Указания состоят из двух частей. В первой части приводятся некоторые общие сведения о зубчатых передачах, во второй части рассматривается пример кинематического и силового расчета многозвенного зубчатого механизма (МЗМ) с элементами проектирования.

# 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМАХ

В машиностроении наибольшее распространение получили зубчатые механизмы. Они предназначены для передачи вращения с одного вала на другой. По своей структуре они делятся на простые и многосвязные. Простые механизмы (их часто называют простыми зубчатыми передачами) состоят только из двух подвижных звеньев (колес). Если же число зубчатых элементов (колес) более двух, то это уже многосвязный зубчатый механизм. Условимся сокращенно называть его МЗМ.

## 1.1. ПРОСТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ВНЕШНИМ И ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Простейшей зубчатой передачей является зацепление двух цилиндрических зубчатых колес. В такой передаче оси ведущего и ведомого колес параллельны друг другу, т.е. перпендикулярны торцевым плоскостям колес. В основе каждого из колес лежат цилиндры, поэтому они и называются цилиндрическими. Меньшее колесо называют шестерней, большее по диаметру – просто колесом. Шестерня чаще является ведущей, хотя в ряде случаев ведущим может быть колесо.

Простые цилиндрические зубчатые передачи бывают с внешним и внутренним зацеплением. В передачах с внешним зацеплением начальные окружности обеих колес обкатываются друг по другу с внешней стороны, а в передачах с внутренним зацеплением начальная окружность шестерни обкатывается с внутренней стороны по начальной окружности колеса.

На рис. 1, а показана кинематическая схема простой передачи с внешним зацеплением, а на рис. 1, б – с внутренним.

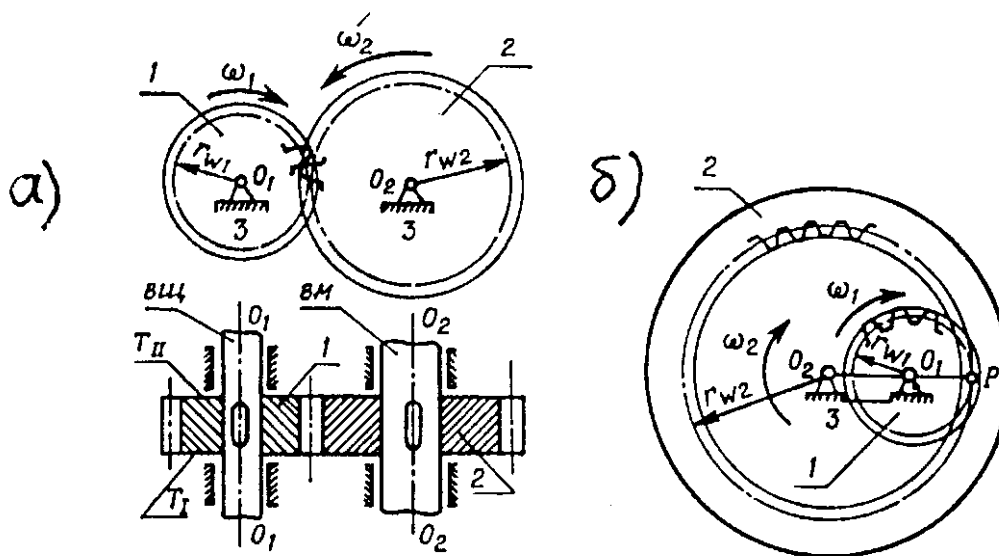


Рис.1. Кинематические схемы простой цилиндрической зубчатой передачи

На рис. 1 цифрой 1 обозначена шестерня, цифрой 2, соответственно большее колесо. Цифрой 3 обозначена стойка.  $R_{\text{в1}}$  и  $R_{\text{в2}}$  – радиусы начальных окружностей;  $\omega_1$ , и  $\omega_2$  – угловые скорости колес,  $O_1$  и  $O_2$  – центры вращения,  $T_1$  и  $T_2$  – торцевые плоскости. На обоих рисунках шестерня считается ведущей (*виц*), колесо – ведомым (*вм*). Более упрощенные кинематические схемы внешнего и внутреннего зацеплений показаны на рис. 2, а и 2, б.

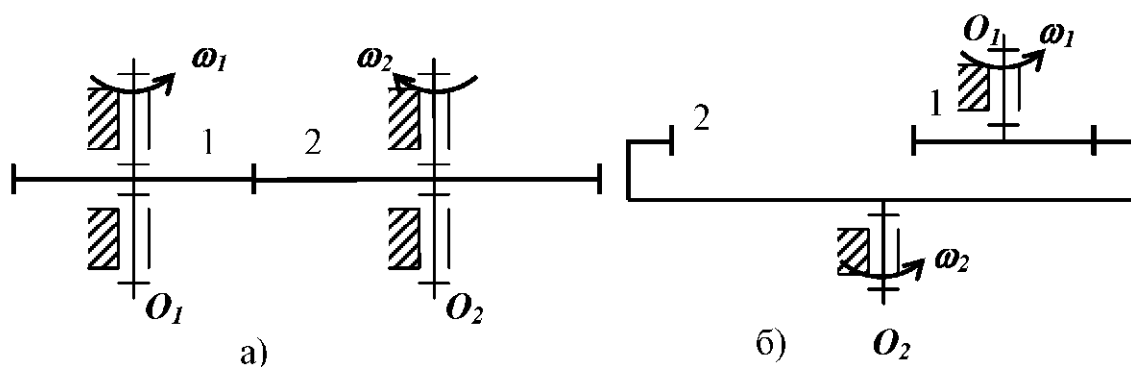


Рис. 2. Упрощенные кинематические схемы внешнего и внутреннего зацеплений

## 1.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОСТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Передачным отношением зубчатой передачи называется отношение угловой скорости ведущего колеса к угловой скорости ведомого

$$U_{\text{виц}-\text{вм}} = \frac{\omega_{\text{виц}}}{\omega_{\text{вм}}}. \quad (1.1)$$

В представленных схемах принято, что ведущей является шестерня 1. Соответственно, получаем

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (1.2)$$

Мы говорили, что ведущим может быть и большее колесо 2. Тогда имеем

$$U_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

Легко увидеть, что

$$U_{12} \cdot U_{21} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1. \quad (1.3)$$

Передаточное отношение может быть выражено через радиусы начальных окружностей или через числа зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$  колес. Для внешнего зацепления

$$U_{12} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{Z_2}{Z_1}; \quad (1.4)$$

для внутреннего зацепления

$$U_{12} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (1.5)$$

Знак минус в формуле (1.4) поставлен потому, что во внешнем зацеплении колеса **1** и **2** вращаются в разные стороны.

### 1.3. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРОСТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Силовой расчет простой зубчатой передачи состоит в определении окружных усилий в зацеплении, а также неизвестного момента движущего  $M_d$  или момента сопротивления  $M_c$  по заданному моменту – одному из них. Заданным может быть движущий момент  $M_d$ , тогда определяется момент сопротивления  $M_c$ . Часто задается момент сопротивления, тогда определяется неизвестный движущий момент. На **рис. 3** показана схема силового расчета простой зубчатой передачи. Задан момент сопротивления  $M_c$ , приложенный к ведомому колесу **2**. Определим движущий момент  $M_d$ . Окружные усилия  $\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21}$ . Изобразим схемы нагружения колес **2** и **1** на **рис. 3, а** и **рис. 3, б**.

На колесо **2**, к которому приложен известный момент  $M_c$ , со стороны колеса **1** действует сила  $\bar{F}_{12}$ . Со стороны стойки **3** действует неизвестная реакция  $\bar{F}_{32}$ . Направим силу  $\bar{F}_{12}$  так, чтобы она создавала момент относительно центра  $O_2$ , противоположный моменту  $M_c$ .

Так как для зубчатой передачи характерен установившийся режим работы, для силового расчета можно воспользоваться уравнениями статики

$$\begin{aligned} \sum F_{kx} &= 0 \\ \sum F_{ky} &= 0 \\ \sum m_0(\bar{F}_k) &= 0, \end{aligned} \quad (1.6)$$

$k$  – номер или индекс силы.

Направим оси координат, как показано на **рис. 3**.

Из первого уравнения (1.6) получаем тождество

$$0 = 0.$$

Из второго уравнения (1.6) для колеса **2** имеем для величин сил

$$F_{32} = F_{12}.$$

Из третьего уравнения (1.6) получаем

$$M_c = F_{12} r_{w2},$$

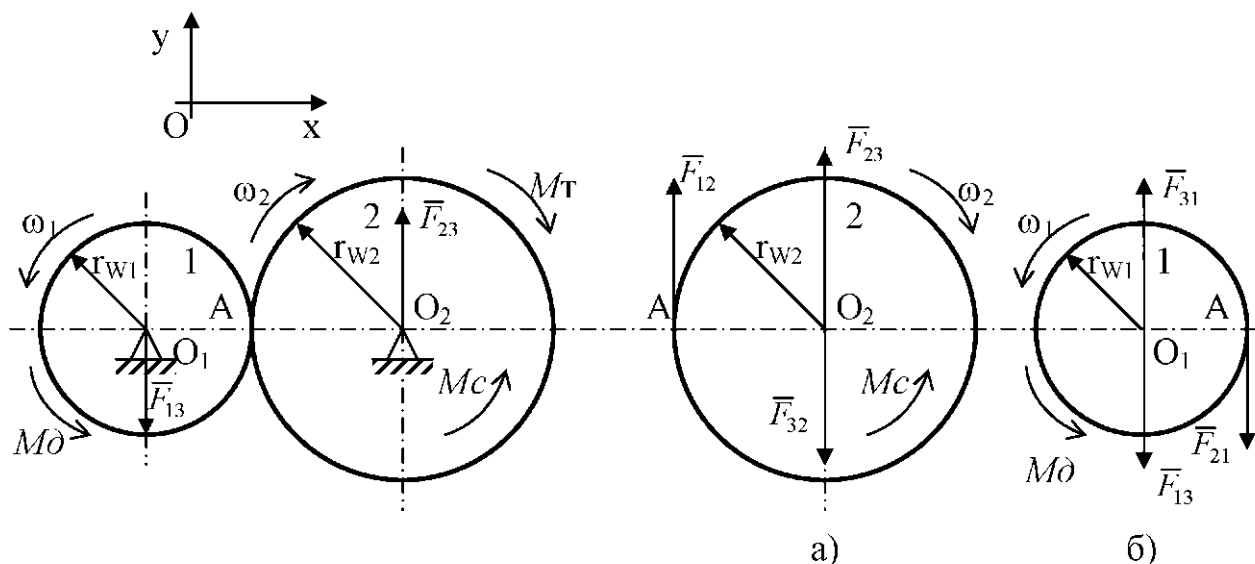


Рис.3 Схема силового расчета простой зубчатой передачи

откуда 
$$F_{12} = \frac{Mc}{r_{w2}}, \text{ где} \quad (1.7)$$

$r_{w2}$  – радиус начальной окружности, равный для нулевых колес;

$$r_{w2} = \frac{m \cdot Z_2}{2}, \text{ где}$$

$m$  – модуль колес 1 и 2

$Z_2$  – число зубьев второго колеса.

Итак, из (1.7) находим численное значение окружного усилия  $\bar{F}_{12}$ .  
Переходим к рассмотрению условий равновесия шестерни 1 (см. рис.3, б).  
По третьему закону Ньютона

$$F_{21} = F_{12} = \frac{Mc}{r_{w2}}.$$

Из первого уравнения (1.6) получаем тождество  $0 = 0$ .

Из второго уравнения (1.6) имеем

$$F_{31} - F_{21}.$$

Из третьего уравнения (1.6) находим движущий момент

$$M\delta = F_{21} \cdot r_{w1} = \frac{Mc \cdot r_{w1}}{r_{w2}}. \quad (1.8)$$

Из рис. 3 видно, что движущий момент  $M\delta$  направлен в сторону угловой скорости  $\omega_1$  шестерни, в то время, как момент сопротивления  $Mc$  направлен против угловой скорости  $\omega_2$ , что вполне логично: движущий момент приводит механизм в движение, момент сопротивления препятствует движению (тормозит). В формуле (1.8) отношение

$$\frac{r_{w1}}{r_{w2}} = \frac{Z_1}{Z_2} = -\frac{1}{U_{12}},$$

так как

$$U_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1}.$$

Поэтому из (1.8) получим

$$M\delta = -\frac{Mc}{U_{12}}. \quad (1.9)$$

Учитывая, что для простой цилиндрической зубчатой передачи  $U_{12}$  отрицательно, так как колеса вращаются в разные стороны, получаем, что в нашем случае движущий момент  $M\delta$  и момент сопротивления  $Mc$  направлены в одну сторону, что подтверждается на рис. 3.

Формула (1.9) устанавливает соотношение между моментами независимо от того, какой момент  $M\delta$  или  $Mc$  известен.

Забегая вперед, заметим, что подобная формула справедлива также для многосвязных зубчатых механизмов, только вместо  $U_{12}$  будет фигурировать общее передаточное отношение  $U_{общ}$  механизма

$$M\delta = -\frac{Mc}{U_{общ}}. \quad (1.10)$$

С учетом потерь на трение

$$M\delta = -\frac{Mc}{U_{общ} \cdot \eta_{общ}}, \text{ где} \quad (1.11)$$

$\eta_{общ}$  – общий коэффициент полезного действия механизма.

Мощности на ведущем и ведомом валах, соответственно, равны

$$N_{вщ} = M\delta \omega_{вщ}, \quad N_{вм} = Mc \omega_{вм}. \quad (1.12)$$

$\omega_{вщ}$  и  $\omega_{вм}$  угловые скорости ведущего и ведомого валов.

#### 1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНОГО (РЕАКТИВНОГО) МОМЕНТА

Рассмотрим нагружение стойки (корпуса). Со стороны колес на стойку действуют силы  $\bar{F}_{13}$  и  $\bar{F}_{23}$ :

$$\bar{F}_{13} = -\bar{F}_{31}; \quad \bar{F}_{23} = -\bar{F}_{32}.$$

Покажем эти силы пунктиром на схеме зацепления колес (левая часть рис. 3). Составим уравнения равновесия стойки. На основании (1.6) получим

$$\begin{aligned} \sum F_{kx} &= 0; & 0 &= 0 \\ \sum F_{ky} &= 0; & -F_{23} - F_{23} &= 0 \end{aligned} \quad (1.13)$$

Таким образом, на стойку внешние силы, действующие в зацеплении, не передаются.

Покажем на схеме зацепления колес моменты  $M\delta$  и  $Mc$ . Чтобы уравновесить моменты  $M\delta$  и  $Mc$ , в стойке должен возникать какой-то момент.

Этот момент называют реактивным или тормозным. На рис. 3 он направлен по часовой стрелке. Из схемы зацепления получаем в векторной форме

$$\overline{M\delta} + \overline{Mc} + \overline{M_T} = 0, \quad (1.14)$$

т.е. векторная сумма движущего момента, момента сопротивления и тормозного момента равна нулю. По величине тормозной (реактивный) момент равен из условия

$$\sum m_0(\overline{F_K}) = 0; \quad M_T = F_{23}(r_{w1} + r_{w2}) = \frac{Mc}{r_{w2}}(r_{w1} + r_{w2}).$$

Составим уравнение (1.14) с учетом знаков моментов в скалярной форме

$$Mc - M\delta - M_T = 0$$

Действительно,

$$Mc - \frac{Mc}{U_{12}} - \frac{Mc}{r_{w2}}(r_{w1} + r_{w2}) = Mc + \frac{Mc}{r_{w2}} \cdot r_{w1} - \frac{Mc}{r_{w2}} \cdot r_{w1} - Mc = 0.$$

Таким образом, уравнение (1.14) подтверждается.

## 1.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ НА ВЕДУЩЕМ И ВЕДОМОМ ВАЛАХ

Мощность есть производная по времени от работы внешних сил, действующих на звено, механизм, машину (по определению):

$$N = \frac{dA}{dt}.$$

Мощность на вращающемся валу (в ваттах) по величине равна

$$N = M \cdot \omega \text{ [Вт]}, \quad (1.15)$$

где  $M$  – момент на валу, выраженный в Нм,  $\omega$  – угловая скорость вала в рад./с. Угловая скорость выражается через частоту вращения вала  $n$ .

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (1.16)$$

Частота вращения  $n$  берется в об / мин. Мощность на ведущем валу

$$N_{вц} = M\delta \cdot \omega_{вц}. \quad (1.17)$$

Мощность на ведомом валу

$$N_{вм} = Mc \cdot \omega_{вм}. \quad (1.18)$$

Напомним, что  $M\delta$  и  $Mc$ , соответственно, движущий момент и момент сопротивления. Разделив (1.17) на (1.18), получим

$$\frac{N_{вц}}{N_{вм}} = \frac{M\delta \cdot \omega_{вц}}{Mc \cdot \omega_{вм}}. \quad (1.19)$$

На основании (1.1) имеем:

$$\frac{\omega_{вц}}{\omega_{вм}} = U_{вц-вм} = U_{12},$$

а на основании (1.9) без учета потерь на трение получаем соотношение

$$\frac{M\partial}{Mc} = \frac{1}{U_{12}}.$$

Знак минус в формуле сознательно опущен, так как речь идет об определении величины мощности. Подставив (1.17) и (1.18) в (1.19), получим (без учета потерь на трение) равенство:

$$\frac{N_{вщ}}{N_{вм}} = \frac{1}{U_{12}} \cdot U_{12}, \text{ т.е.}$$

$$N_{вщ} = N_{вм}. \quad (1.20)$$

Таким образом, подтверждено известное положение, вытекающее из закона сохранения энергии, что без учета потерь мощности на ведущем и ведомом колесах равны. С учетом потерь мощность на ведущем колесе (или шестерне) должна быть больше, т.е.

$$N_{вщ} = \frac{N_{вм}}{\eta}, \text{ где} \quad (1.21)$$

$\eta$  – к.п.д. передачи.

## 1.6. МНОГОЗВЕННЫЕ ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ (МЗМ). ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Многозвенные зубчатые механизмы получили широкое распространение в технике. В настоящем учебном пособии сначала остановимся на их особенностях, а затем на конкретном примере разберем некоторые вопросы их проектирования, кинематического и силового расчетов.

Передаточным отношением МЗМ называется отношение угловой скорости ведущего звена  $\omega_{вщ}$  к угловой скорости ведомого  $\omega_{вм}$  или отношение их частот вращения:

$$U_{вщ-вм} = \frac{\omega_{вщ}}{\omega_{вм}} = \frac{n_{вщ}}{n_{вм}}, \text{ где} \quad (1.22)$$

$U_{вщ-вм}$  – передаточное отношение,

$n_{вщ}, n_{вм}$  – частоты вращения.

Если  $U_{вщ-вм} > 1$ , такой механизм называется редуктором, если  $U_{вщ-вм} < 1$ , то это мультипликатор. Один и тот же механизм может быть как редуктором, так и мультипликатором, в зависимости от того, какой из валов принять за ведущий.

Если  $U > 0$ , входной и выходной валы вращаются в одну сторону, при  $U < 0$  – в разные стороны.

МЗМ можно разделить на несколько видов.

1. МЗМ с неподвижными осями колес (рис.4).



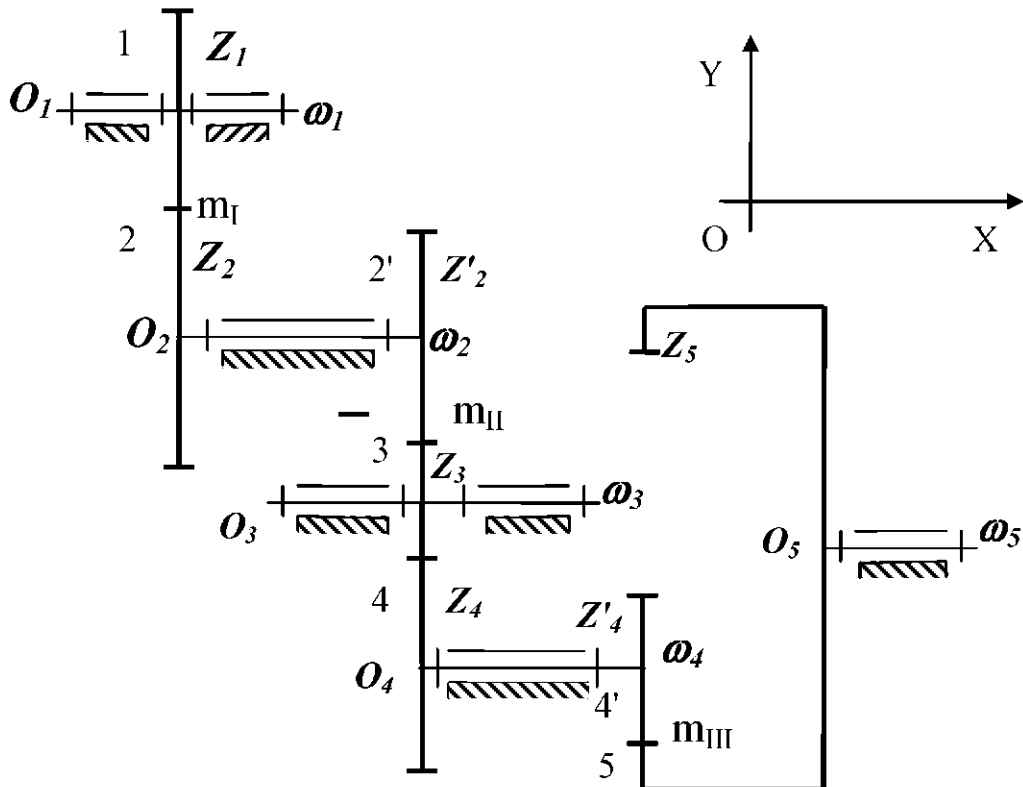


Рис. 4. Кинематическая схема МЗМ с неподвижными осями колес

2. МЗМ, у которых оси некоторых колес подвижны – планетарные механизмы. Кинематические схемы четырех видов планетарных механизмов показаны на рис. 5.

Степень подвижности МЗМ с неподвижными осями и планетарных механизмов равна  $W = 1$ , т.е. у этих механизмов одно ведущее звено.

3. Механизмы, у которых оси всех колес подвижны – дифференциальные механизмы. Степень их подвижности  $W > 1$ .

4. Механизмы, представляющие собой комбинации 1-го и 2-го или 3-го видов, условимся называть комбинированными.

Рассмотрим отдельно первый и второй виды механизмов.

### 1.7. МЗМ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ КОЛЕС. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ

Схемы механизмов с неподвижными осями колес весьма разнообразны. В качестве примера рассмотрим схему, показанную на рис.4. Представленный механизм состоит из четырех ступеней простых зубчатых передач:

- 1 ступень – колеса  $Z_1 - Z_2$ ;
- 2 ступень – колеса  $Z'_2 - Z_3$ ;
- 3 ступень – колеса  $Z_3 - Z_4$ ;
- 4 ступень – колеса  $Z'_4 - Z_5$ .

Ступени соединены последовательно.

Найдем передаточное отношение всего механизма. Примем ведущим колесо **1**, ведомым, соответственно, колесо **5**.

$$U_{\text{вц-вм}} = U_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_4}{\omega_5} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \cdot U_{45} = U_{\text{общ}}, \quad (1.23)$$

где  $\omega_1, \dots, \omega_5$  – угловые скорости валов. Таким образом, при последовательном соединении ступеней общее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений промежуточных ступеней. Выразив передаточные отношения через числа зубьев, получим

$$U_{\text{общ}} = U_{15} = \left( -\frac{Z_2}{Z_1} \right) \left( -\frac{Z_3}{Z'_2} \right) \left( -\frac{Z_4}{Z_3} \right) \left( \frac{Z_5}{Z'_4} \right) = -\frac{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_5}{Z_1 \cdot Z'_2 \cdot Z'_4}. \quad (1.24)$$

Знак «минус» показывает, что ведущее и ведомое колеса вращаются в разные стороны. Из формулы (1.24) видно, что число зубьев колеса  $Z_3$  не влияет на общее передаточное отношение. Такие колеса называются «паразитными». Они не влияют на величину передаточного отношения, но влияют на его знак, т.е. на направление вращения ведомого колеса.

## 1.8. ОСОБЕННОСТИ СИЛОВОГО РАСЧЕТА МЗМ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ КОЛЕС

Остановимся на особенностях силового расчета. Пусть задан движущий момент  $M_d$ . Так как для МЗМ характерен установившийся длительный режим работы, силовой расчет проводится для установившегося режима, а режимы пуска и останова рассматриваются отдельно в общем курсе.

Силовой расчет начинают с рассмотрения квазистатического равновесия того звена, к которому приложен известный момент. В нашем случае это шестерня **1**, к которой приложен момент  $M_d$ . Рассмотрим пару колес **1-2**. Это простая зубчатая передача, силовой расчет которой (подробно) разобран ранее. Из условий равновесия шестерни **1** находим силу  $\bar{F}_{21}$  и силу со стороны стойки (корпуса)  $\bar{F}_{01}$ :

$$F_{21} = \frac{M_d}{r_{w1}}, F_{01} = F_{21}, \quad r_{w1} = \frac{m_1 \cdot Z_1}{2}$$

В дальнейшем при проведении силового расчета МЗМ стойку (корпус) для удобства будем нумеровать нулем (так удобнее). Модули колес разных ступеней могут быть различными, поэтому их выделим. Далее рассмотрим блок колес **2-2'**. Для него задана сила  $F_{12}$ , равная силе  $F_{21}$  по величине и противоположная ей по направлению. Из условия равновесия блока колес **2-2'** находим силу  $\bar{F}_{32}$  и силу со стороны стойки  $\bar{F}_{02}$ . Рас-

смаатривая колесо **3**, найдем силу  $F_{43} - F_{23}$  и силу  $F_{03} - 2 F_{23}$ . Определяем равновесие блока колес **4-4'**. Для этого блока известна сила  $\bar{F}_{34} = -\bar{F}_{43}$ .

Из уравнений равновесия находим силу  $\bar{F}_{54'}$  и силу  $\bar{F}_{04}$ . Последним рассматриваем колесо **5**. Из условий равновесия находим силу  $\bar{F}_{05}$  и момент сопротивления  $M_c$ :

$$\bar{F}_{05} = -\bar{F}_{4'5}, M_c = F_{4'5} \cdot r_{w5}, r_{w5} = \frac{m_{III} \cdot Z_5}{2}, \text{ где}$$

$m_{III}$  – модуль ступени колес 4'-5.

Проверкой правильности силового расчета механизма является выполнение равенства (1.10).

$$M_c = -M_d \cdot U_{\text{общ}} = -M_d \cdot U_{15}$$

Рассматривая условия нагружения стойки (корпуса) на основании уравнений (1.6), получим

$$F_{kx} = 0, \theta = 0;$$

$$F_{ky} = 0, \theta = 0.$$

Последнее тождество, если подставить значения всех сил, приложенных к стойке, показывает, что равнодействующая всех сил, действующих на стойку, равна нулю, т.е. стойка внешними силами не нагружена. Однако на стойку действует тормозной (реактивный) момент  $M_T$ .

Вторым критерием правильности проведенных расчетов является выполнение условия (1.14)

$$\bar{M}_d + \bar{M}_c + \bar{M}_T = 0,$$

справедливого для простой передачи. Мощности на ведущем и ведомом валах определяются по формуле (1.15). Соответственно,  $N_1 = M_d \cdot \omega_1$ ,  $N_c = M_c \cdot \omega_5$ .

## 1.9. ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Планетарные механизмы – механизмы, у которых оси некоторых колес подвижны. Такие колеса называются сателлитами. Они совершают плоскопараллельное движение, в то время когда все остальные звенья механизма совершают вращательное движение. Типовые схемы планетарных механизмов показаны на **рис. 5**. Тип **A** называется редуктором Джемса, остальные – редукторами Давида (они также могут быть названы мультипликаторами). Каждый из типов (см. рис. 5) представляет собой законченную планетарную ступень. Для планетарного механизма характерно:

1) наличие хотя бы одного сателлита. Это колесо **2** для типа **А**, блок колес (блок сателлитов) **2-2'** для остальных типов;

2) наличие двух центральных колес **1** и **3** для всех типов. Одно из колес называют солнечным (колесо **1** в редукторе Джемса), второе центральное колесо называют эпициклом (**3** на рис. 5). Одно из центральных колес неподвижно (какое – на рис. 5 не показано);

3) наличие звена, приводящего в движение сателлиты. Это звено называют водилом, обозначается оно **Н**.

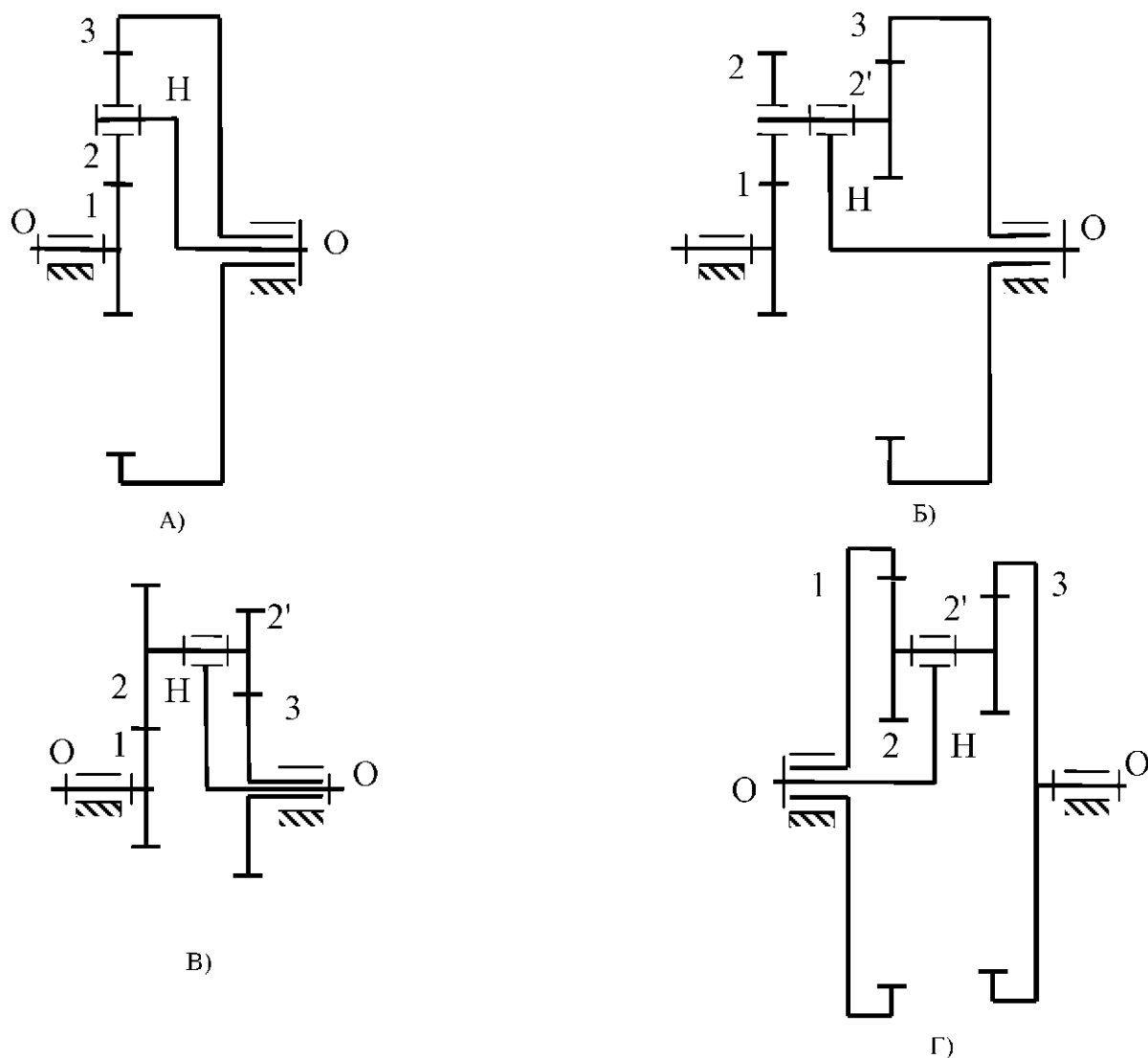


Рис. 5. Кинематические схемы планетарных механизмов

### 1.10. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Кинематический расчет планетарного механизма заключается прежде всего в определении передаточного отношения от какого-либо центрального колеса к водилу **Н**. Ведущим может быть любое из центральных колес. Такое передаточное отношение определяется по формуле Виллиса:

$$U_{KH}^{(L)} = 1 - U_{KL}^{(H)}. \quad (1.25)$$

Формула Виллиса (1.25) читается так: передаточное отношение от колеса с номером **К** к водилу **Н** при неподвижном колесе с номером **Л** равно единице минус передаточное отношение от колеса с номером **К** к открепленному колесу с номером **Л** при закрепленном водиле **Н**. Заметим, что планетарный механизм с закрепленным (условно) водилом **Н** превращается в МЗМ с неподвижными осями колес. Обычно закрепленное звено обозначается в выражении передаточного отношения верхним индексом в скобках. Покажем применение формулы Виллиса на примере редуктора Давида (тип **В** на рис. 5). Пусть ведущим является колесо **1**, неподвижным колесо **3**, тогда  $U_{1H}^{(3)} = 1 - U_{13}^{(H)} = 1 - U_{12}^{(H)} \cdot U_{2'3}^{(H)}$ .

Через числа зубьев определим

$$U_{1H}^{(3)} = 1 - \left( -\frac{Z_2}{Z_1} \right) \left( -\frac{Z_3}{Z_2'} \right) = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'}.$$

Пусть теперь ведущим будет колесо **3**, а закрепленным колесо **1**. Найдем передаточное отношение  $U_{3H}^{(1)}$ . В формуле Виллиса (1.25)

$$K - 3, L - 1, \text{ т.е. } U_{3H}^{(1)} = 1 - U_{31}^{(H)}.$$

Получим

$$U_{3H}^{(1)} = 1 - U_{32'}^{(H)} \cdot U_{2'1}^{(H)} = 1 - \left( -\frac{Z_2'}{Z_3} \right) \left( -\frac{Z_1}{Z_2} \right) = 1 - \frac{Z_2' \cdot Z_1}{Z_3 \cdot Z_2}.$$

Для всех типов механизмов, показанных на рис. 5, выражения передаточных отношений (в рассматриваемом случае от колеса с номером **К** к водилу **Н** при неподвижном колесе с номером **Л**) могут быть сведены в таблицу 1.

Таблица 1

| Передаточное отношение | Формула            | Тип А                 | Тип Б                                      | Тип В                                      | Тип Г                                      |
|------------------------|--------------------|-----------------------|--|--|--|
| $U_{1H}^{(3)}$         | $1 - U_{13}^{(H)}$ | $1 + \frac{Z_3}{Z_1}$ | $1 + \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'}$ | $1 - \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'}$ | $1 - \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'}$ |
| $U_{3H}^{(1)}$         | $1 - U_{31}^{(H)}$ | $1 + \frac{Z_1}{Z_3}$ | $1 + \frac{Z_1 \cdot Z_2'}{Z_2 \cdot Z_3}$ | $1 - \frac{Z_1 \cdot Z_2'}{Z_2 \cdot Z_3}$ | $1 - \frac{Z_1 \cdot Z_2'}{Z_2 \cdot Z_3}$ |

Во многих планетарных механизмах ведущим может быть водило **Н**. Тогда передаточное отношение  $U_{HK}^{(L)}$  определяется как обратное выражение  $U_{KH}^{(L)}$

$$U_{HK}^{(L)} = \frac{1}{U_{KH}^{(L)}} = \frac{1}{1 - U_{KL}^{(H)}} \quad (1.26)$$

Для этого случая, используя данные таблицы 1, можем составить таблицу 2.

Таблица 2

| Передаточное отношение | Формула                      | Тип А                           | Тип Б  | Тип В  | Тип Г  |
|------------------------|------------------------------|---------------------------------|--|--|--|
| $U_{H1}^{(3)}$         | $\frac{1}{1 - U_{13}^{(H)}}$ | $\frac{1}{1 + \frac{Z_3}{Z_1}}$ | $\frac{1}{1 + \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'}}$ | $\frac{1}{1 - \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'}}$ | $\frac{1}{1 - \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'}}$ |
| $U_{H3}^{(1)}$         | $\frac{1}{1 - U_{31}^{(H)}}$ | $\frac{1}{1 + \frac{Z_1}{Z_3}}$ | $\frac{1}{1 + \frac{Z_1 \cdot Z_2'}{Z_2 \cdot Z_3}}$ | $\frac{1}{1 - \frac{Z_1 \cdot Z_2'}{Z_2 \cdot Z_3}}$ | $\frac{1}{1 - \frac{Z_1 \cdot Z_2'}{Z_2 \cdot Z_3}}$ |

### 1.11. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СИЛОВОГО РАСЧЕТА ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Силовой расчет начинается с рассмотрения квазистатического равновесия того звена, к которому приложен известный момент. Если задан движущий момент  $M_d$ , то расчет начинают с ведущего звена. При проектировании чаще задается момент сопротивления  $M_c$  на ведомом звене. Это объясняется требованиями той технологической операции, для которой проектируется механизм. Тогда расчет начинается с ведомого звена. Первоначально вычисляются радиусы всех начальных окружностей. Будем считать, что колеса нулевые, модули одинаковые, тогда радиусы начальных окружностей равны

$$r_{wi} = r_i = \frac{m \cdot Z_i}{2}, \quad (1.27)$$

$r_{wi}$   $r_i$  – соответственно радиусы начальных окружностей, совпадающих по сказанному с делительными,  $Z_i$  – числа зубьев колес. Далее проверяется условие соосности.

Для редуктора Джемса (тип А) на рис. 5

$$r_1 - 2r_2 = r_3 \quad \text{или} \quad Z_1 - 2Z_2 = Z_3. \quad (1.28)$$

Для редуктора (тип Б)

$$r_1 + r_2 = r_3 - r_2' \quad \text{или} \quad Z_1 - Z_2 = Z_3 - Z_2'. \quad (1.29)$$

Для редуктора (тип В)

$$r_1 + r_2 = r_2' - r_3 \quad \text{или} \quad Z_1 - Z_2 = Z_2' - Z_3. \quad (1.30)$$

Для редуктора (тип Г)

$$r_1 - r_2 = r_3 - r_2' \quad \text{или} \quad Z_1 - Z_2 = Z_3 - Z_2'. \quad (1.31)$$

Из условий сборки выбираем число сателлитов. Условия сборки записываются для числа теоретически возможных сателлитов для всех типов механизмов (см. рис. 5).

$$n = \frac{Z_1 + Z_3}{m}, \text{ где} \quad (1.32)$$

$m$  – любое целое число.

Естественно, число сателлитов  $n$  обязательно целое.

Проверяются условия соседства:

для типа **A**

$$(Z_1 + Z_2) \cdot \sin \frac{180^\circ}{n} > Z_2 + 2; \quad (1.33)$$

для первого ряда типа **B**

$$(Z_1 + Z_2) \cdot \sin \frac{180^\circ}{n} > Z_2 + 2; \quad (1.34)$$

для второго ряда типа **B**

$$(Z_3 - Z_2') \cdot \sin \frac{180^\circ}{n} > Z_2' + 2; \quad (1.35)$$

для первого ряда типа **B**

$$(Z_1 + Z_2) \cdot \sin \frac{180^\circ}{n} > Z_2 + 2; \quad (1.36)$$

для второго ряда типа **B**

$$(Z_3 + Z_2') \cdot \sin \frac{180^\circ}{n} > Z_2' + 2; \quad (1.37)$$

для первого ряда типа **Г**

$$(Z_1 - Z_2) \cdot \sin \frac{180^\circ}{n} > Z_2 + 2; \quad (1.38)$$

для второго ряда типа **Г**

$$(Z_3 - Z_2') \cdot \sin \frac{180^\circ}{n} > Z_2' + 2. \quad (1.39)$$

Рассматривая нагружения звена, к которому приложен заданный момент, находим окружные усилия, действующие на это звено, силы и моменты со стороны стойки.

По схеме звена, нагруженного неизвестным моментом ( $M\partial$  или  $Mc$ ), находим этот момент. Критерием правильности приведенного расчета является выполнение условия

$$M\partial = -\frac{Mc}{U_{\text{общ}}}. \quad (1.40)$$

С учетом потерь на трение

$$M\delta = -\frac{Mc}{U_{общ} \cdot \eta}, \text{ где} \quad (1.41)$$

$U_{общ}$  – общее передаточное отношение,  $\eta$  – коэффициент полезного действия (к.п.д.) механизма.

Рассматривая равновесие стойки (корпуса), находим тормозной момент  $M_T$ . Вторым критерием правильности расчетов без учета потерь на трение является выполнение условия с учетом направления моментов:

$$\overline{M\delta} + \overline{Mc} + \overline{M_T} = 0. \quad (1.42)$$

Мощности на ведущем и ведомом валах находятся по формулам

$$N_{вщ} = M\delta \omega_{вщ}, \quad N_{вм} = Mc \omega_{вм}.$$

Без учета потерь

$$N_{вщ} = N_{вм};$$

с учетом потерь на трение

$$N_{вщ} = \frac{N_{вм}}{\eta}, \text{ где}$$

*вщ.* и *вм.* – символы ведущего и ведомого звеньев.

## 2. ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОГО И СИЛОВОГО РАСЧЕТА МНОГОЗВЕННОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

### 2.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Проведем расчет механизма, изображенного на **рис.6**.

Дано: модуль планетарной ступени  $m_I = 4$  мм, модуль ступеней с неподвижными осями (колеса **3, 4, 5**) –  $m_{II} = 3$  мм. Числа зубьев колес  $Z_1 = 30$ ,  $Z_2 = 20$ ,  $Z_{2'} = 16$ ,  $Z_3$  не задано,  $Z_{3'} = 30$ ,  $Z_4 = 18$ ,  $Z_5 = 20$ .

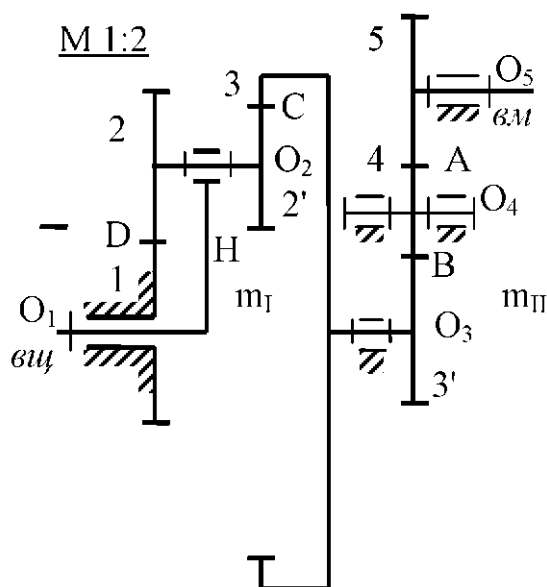


Рис. 6. Схема комбинированного механизма



Ведущее звено – водило  $H$ , ведомое – колесо  $5$ , к колесу  $5$  приложен момент сопротивления  $M_c$ , направленный против часовой стрелки.  $M_c = 250$  Нм. Частота вращения ведущего водила  $n_H = 1000$  об/мин. Требуется провести кинематический и силовой расчет, определить мощность на ведущем и ведомом звеньях, если коэффициент полезного действия всего механизма  $\eta = 0,92$ .

Определяем недостающее число зубьев колеса  $Z_3$ . В соответствии с формулой (1.29)

$$\begin{aligned} Z_3 &= Z_1 + Z_2 + Z_2'; \\ Z_3 &= 30 + 20 + 16 = 66. \end{aligned}$$

Выберем число сателлитов.

По условию (1.32)

$$n = \frac{Z_1 + Z_3}{m},$$

где  $m$  – целое число.

$$\text{Примем } n = 4, \text{ тогда } 4 = \frac{30 + 66}{m}, m = \frac{96}{4} = 24$$

$m$  – целое число, поэтому условие сборки выполняется. Проверим условие соседства.

- Для колес  $1$  и  $2$  на основании (1.36)

$$\begin{aligned} (30 + 20) \sin \frac{180^\circ}{4} &> 20 + 2 \\ 35,35 &> 22 \end{aligned}$$

Условие соседства выполняется.

- Для колес  $2'$  и  $3$  на основании (1.35)

$$\begin{aligned} (66 - 16) \sin \frac{180^\circ}{4} &> 16 + 2 \\ 35,35 &> 18 \end{aligned}$$

Условие соседства выполняется.

## 2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ

Определим передаточное отношение аналитическим способом. Рассматриваемый механизм состоит из комбинации планетарной ступени (колесо  $1 - 2 - 2' - 3$ ) и двух ступеней колес с неподвижными осями ( $3' - 4 - 5$ ). Общее передаточное отношение равно

$$U_{\text{общ}} = U_{H5} = U_{H3}^{(1)} \cdot U_{3'4} \cdot U_{45} \quad (2.1)$$

В соответствии с (1.26) или табл. 2 имеем:

$$U_{H3}^{(1)} = \frac{1}{U_{3H}^{(1)}} = \frac{1}{1 - U_{31}^{(H)}}$$

$$U_{31}^{(H)} = U_{32'}^{(H)} \cdot U_{21}^{(H)} = \left( \frac{Z_{2'}}{Z_3} \right) \left( -\frac{Z_1}{Z_2} \right) = -\frac{Z_{2'} \cdot Z_1}{Z_3 \cdot Z_2}$$

$$U_{H3}^{(1)} = \frac{1}{1 + \frac{Z_{2'} \cdot Z_1}{Z_3 \cdot Z_2}} = \frac{1}{1 + \frac{16 \cdot 30}{66 \cdot 20}} = 0,733$$

$$U_{3'4} = -\frac{Z_4}{Z_{3'}} = -\frac{18}{30} = -0,6$$

$$U_{45} = -\frac{Z_5}{Z_4} = -\frac{20}{18} = -1,11$$

$$U_{H5} = 0,733 \cdot 0,6 \cdot 1,11 = 0,489$$

Передаточное отношение меньше единицы, поэтому механизм является мультипликатором.  $U_{H5} > 0$ , следовательно, ведущее и ведомое колеса вращаются в одну сторону.

### 2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ В ДРУГОМ ПРИМЕРЕ

Различные виды комбинированных МЗМ не исчерпываются разобранным примером. Для более полного усвоения раздела теории механизмов МЗМ рассмотрим этот же механизм, но с другой стороны. Пусть ведущим будет колесо **5**, а ведомым – водило **H**. Определим передаточное отношение  $U_{5H}$ . Запишем

$$U_{5H} = U_{54} \cdot U_{43'} \cdot U_{3H}^{(1)}. \quad (2.2)$$

По формуле Виллиса (1.25)

$$U_{3H}^{(1)} = 1 - U_{31}^{(H)} = 1 - U_{32'}^{(H)} \cdot U_{21}^{(H)}.$$

Выразив передаточные отношения в формуле (2.2) через числа зубьев колес

$$U_{54} = -\frac{Z_4}{Z_5}; \quad U_{43'} = -\frac{Z_{3'}}{Z_4};$$

$$U_{3H}^{(1)} = 1 - \frac{Z_{2'} \cdot Z_1}{Z_3 \cdot Z_2}; \quad U_{32'}^{(H)} = \frac{Z_{2'}}{Z_3}; \quad U_{21}^{(H)} = -\frac{Z_1}{Z_2},$$

получим

$$U_{5H} = \left(-\frac{Z_4}{Z_5}\right) \left(-\frac{Z_{3'}}{Z_4}\right) \left(1 + \frac{Z_{2'} \cdot Z_1}{Z_3 \cdot Z_2}\right);$$
$$U_{5H} = \frac{18 \cdot 30}{20 \cdot 18} \left(1 + \frac{16 \cdot 30}{66 \cdot 20}\right) = 2,045.$$

Легко видеть, что полученное передаточное отношение обратно ранее найденному  $U_{H5}$

$$U_{5H} = \frac{1}{U_{H5}} = \frac{1}{2,045} = 0,489,$$

и звенья вращаются в одну сторону. Так подробно мы остановились на определении передаточных отношений в методических целях. В других случаях для планетарных ступеней, рассмотренных на рис. 5, достаточно сразу воспользоваться таблицами 1, 2 с той лишь разницей, что нумерация колес может быть отлична от нумерации колес в разобранных примерах.

## 2.4. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ

Прежде чем начать силовой расчет, вычислим радиусы начальных окружностей всех колес, которые по принятому условию, совпадают с делительными окружностями. На основании формулы (1.27)

$$r_1 = 60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м}$$

$$r_2 = 40 \text{ мм} = 0,04 \text{ м}$$

$$r_{2'} = 32 \text{ мм} = 0,032 \text{ м}$$

$$r_3 = 132 \text{ мм} = 0,132 \text{ м}$$

$$r_{3'} = 45 \text{ мм} = 0,045 \text{ м}$$

$$r_4 = 27 \text{ мм} = 0,027 \text{ м}$$

$$r_5 = 30 \text{ мм} = 0,03 \text{ м}$$

Так как задан момент сопротивления  $M_c$ , силовой расчет начнем с рассмотрения квазистатического равновесия колеса **5**. Схема нагружения показана на рис. 7.

К колесу **5** приложен момент сопротивления  $M_c$ .

В зацеплении (точка **A**) действует сила  $\bar{F}_{45}$ , направленная так, чтобы момент, создаваемый ею, уравновесил момент  $M_c$ . Со стороны стойки (которую условимся обозначать нулем) действует сила  $\bar{F}_{05}$ , направленная противоположно силе  $\bar{F}_{45}$ .

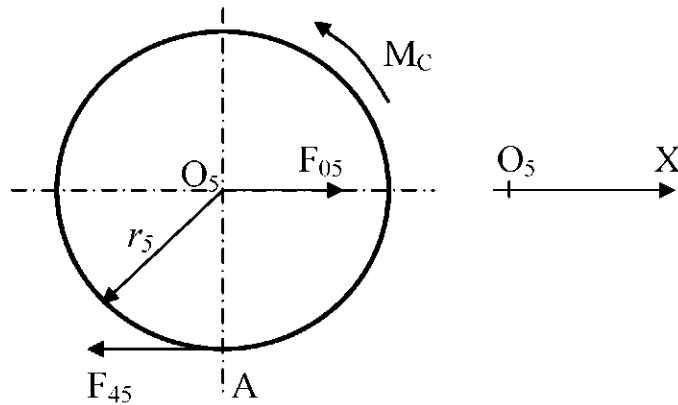


Рис. 7. Схема нагружения ведомого колеса 5

Для колеса 5 составляются два уравнения

$$\Sigma m_{O5}(\bar{F}_K) = 0; Mc = F_{45} \cdot r_5.$$

В числах

$$F_{45} = \frac{Mc}{r_5} = \frac{250}{0,03} = 8333(H);$$

$$\Sigma F_{KX} = 0 \quad F_{05} - F_{45}$$

Третье уравнение  $F_{KY} = 0$  не составляется, т.к. вдоль вертикальной оси силы не действуют. Рассмотрим равновесие «паразитного» колеса 4. Схема нагружения показана на рис. 8.

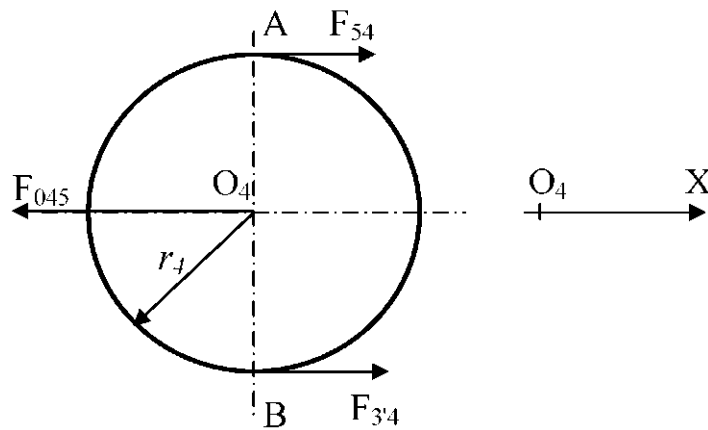


Рис. 8. Схема нагружения колеса 4

Из уравнения  $m_{O4}(\bar{F}_K) = 0$  получаем  $F_{34} - F_{54} = 8333 (H)$ , так как  $F_{54} = F_{45}$ .

Из уравнения  $F_{KX} = 0$  будем иметь  $F_{04} - F_{54} + F_{34} = 16666 (H)$ .

Рассматриваем нагружение колес 3 и 3' (рис.9).

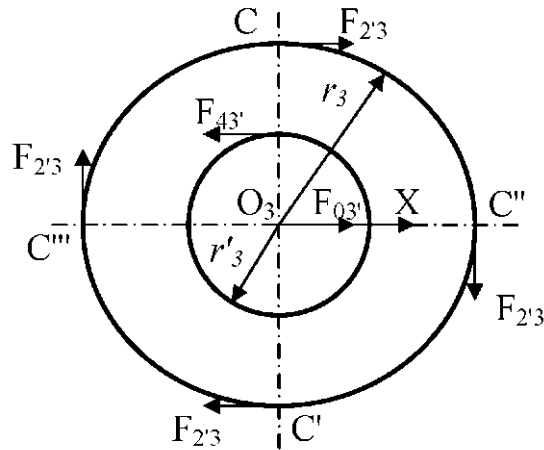


Рис. 9. Схема нагружения колес 3-3'

Так как действительные размеры колеса **3** довольно большие, на схеме нагружения колес **3** и **3'** изобразим в уменьшенном виде. В общем случае, так как расчет проводится аналитически, все колеса не обязательно изображать строго в масштабе. Вследствие того, что выбрано четыре сателлита, в точках **C**, **C'**, **C''**, **C'''** изобразим четыре силы  $\bar{F}_{2'3}$  со стороны колеса **2'** блока сателлитов **2-2'**, действующих на колесо **3**. На колесо **3'** действует сила  $\bar{F}_{34}$  со стороны колеса **4** и сила  $\bar{F}_{03}$  от стойки. Для колес **3-3'** составляются два уравнения

$$m_{03}(\bar{F}_K) = 0 \quad F_{43'} \cdot r_{3'} = 4F_{23} \cdot r_3, \text{ откуда в числах}$$

$$F_{23'} = \frac{F_{43'} \cdot r_{3'}}{4r_3} = \frac{8333 \cdot 0,045}{4 \cdot 0,132} = 710 \text{ (Н)}.$$

Из уравнения  $F_{KX} = 0$  получаем  $F'_{03} = F'_{43} = 8333 \text{ (Н)}$

Рассмотрим схему нагружения блока сателлитов **2-2'**, показанную на рис. 10.

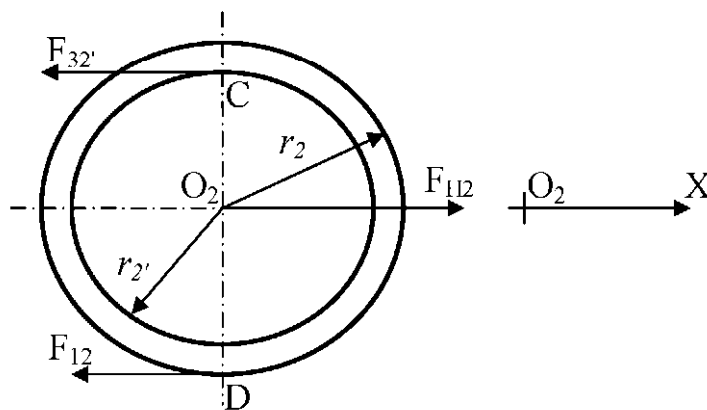


Рис.10. Схема нагружения блока сателлитов 2-2'

На блок сателлитов **2-2'** действует сила со стороны колес **3** и **1**, а также сила  $\bar{F}_{H2}$  со стороны водила. Для колес **2** и **2'** составляются два уравнения

$$m_{02}(\bar{F}_K) = 0$$

$F_{32'} \cdot r_{2'} = F_{12} \cdot r_2$ , откуда в числах

$$F_{12} = \frac{F_{32'} \cdot r_{2'}}{r_2} = \frac{710 \cdot 0,032}{0,04} = 568 \text{ (Н)}$$

$$F_{КХ} = 0 \quad F_{H2} = F_{32'} + F_{12} = 710 + 568 = 1278 \text{ (Н)}.$$

Рассмотрим нагружение ведущего водила  $H$ . Со стороны блока сателлитов на водило действуют силы  $\bar{F}_{2H}$ .

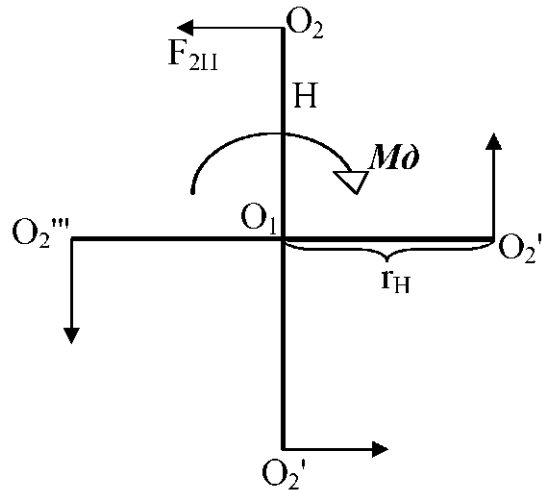


Рис. 11. Схема нагружения водила

Чтобы уравновесить момент от этих сил, к водилу должен быть приложен момент. Это движущий момент  $M\delta$ .

Из уравнения  $m_{O1}(\bar{F}_K) = 0$  получим

$$4F_{2H} r_H - M\delta \quad F_{2H} - F_{H2}$$

$$r_H = r_1 - r_2 = 0,06 + 0,04 = 0,1 \text{ м}$$

$$M\delta = 4 \cdot 1278 \cdot 0,1 = 511 \text{ Нм}.$$

$M\delta$  направлен по часовой стрелке (из схемы нагружения водила на рис. 11). Следовательно, этот момент следует брать с минусом.

Проверим правильность проведенных вычислений. По условию (1.10)

$$M_C - - M\delta U_{H5} = 511 \cdot 0,489 = 249,9 \text{ (Нм)}$$

или

$$250 \approx 249,9$$

В пределах погрешности округлений получили тождество. Значит, расчеты проведены верно.

С учетом потерь на трение движущий момент равен по величине

$$M\delta = \frac{M_C}{U_{H5} \cdot \eta} = \frac{250}{0,489 \cdot 0,92} = 558 \text{ (Нм)}.$$

## 2.5. НАГРУЖЕНИЕ СТОЙКИ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНОГО (РЕАКТИВНОГО) МОМЕНТА

В местах крепления колес с неподвижными осями **3'**, **4**, **5** на корпус через валы колес действуют силы  $\bar{F}_{3'0}$ ,  $\bar{F}_{40}$ ,  $\bar{F}_{50}$ . Кроме того, стойкой является и неподвижное колесо **1**, закрепленное на корпусе. На это колесо со стороны колеса **2** действуют силы  $\bar{F}_{21}$ , которые также будем обозначать  $\bar{F}_{20}$ .

$$\bar{F}_{20} = -\bar{F}_{21}$$

Этих сил четыре, так как механизм имеет четыре блока сателлитов. Схема нагружения стойки показана на **рис.12**.

Составим уравнение статики для стойки

$$\begin{aligned} \Sigma F_{KX} &= 0 \\ F_{40} - F_{50} - F_{30} - F_{20} - F_{20} &= 0, \text{ откуда} \\ 16666 - 8333 - 8333 &= 0 \\ 0 &= 0 \\ \Sigma F_{Ky} &= 0 \quad F_{20} - F_{20} = 0. \end{aligned}$$

Последние два уравнения показывают, что равнодействующая реактивных сил, приложенных к стойке, равна нулю.

Тормозной (реактивный) момент найдем из уравнения моментов

$$\begin{aligned} m_{01}(\bar{F}_K) &= 0, \quad F_{50}(r_{3'} + 2r_4 + r_5) - F_{40}(r_{3'} + r_4) - 4F_{20} \cdot r_1 + M_T = 0; \\ 8333 \cdot (0,045 + 2 \cdot 0,027 + 0,03) - 16667 \cdot (0,045 + 0,027) - 4 \cdot 568 \cdot 0,06 + M_T &= 0 \\ M_T &= 261 \text{ (Нм)} \end{aligned}$$

Тормозной момент положителен, следовательно, он направлен против часовой стрелки. Проверим выполнение равенства (1.42)

$$\bar{M}_d + \bar{M}_c + \bar{M}_T = 0.$$

С учетом направлений моментов получим

$$250 - 511 + 261 = 0$$

$$561 - 561 = 0$$

Уравнение (1.42) выполняется.

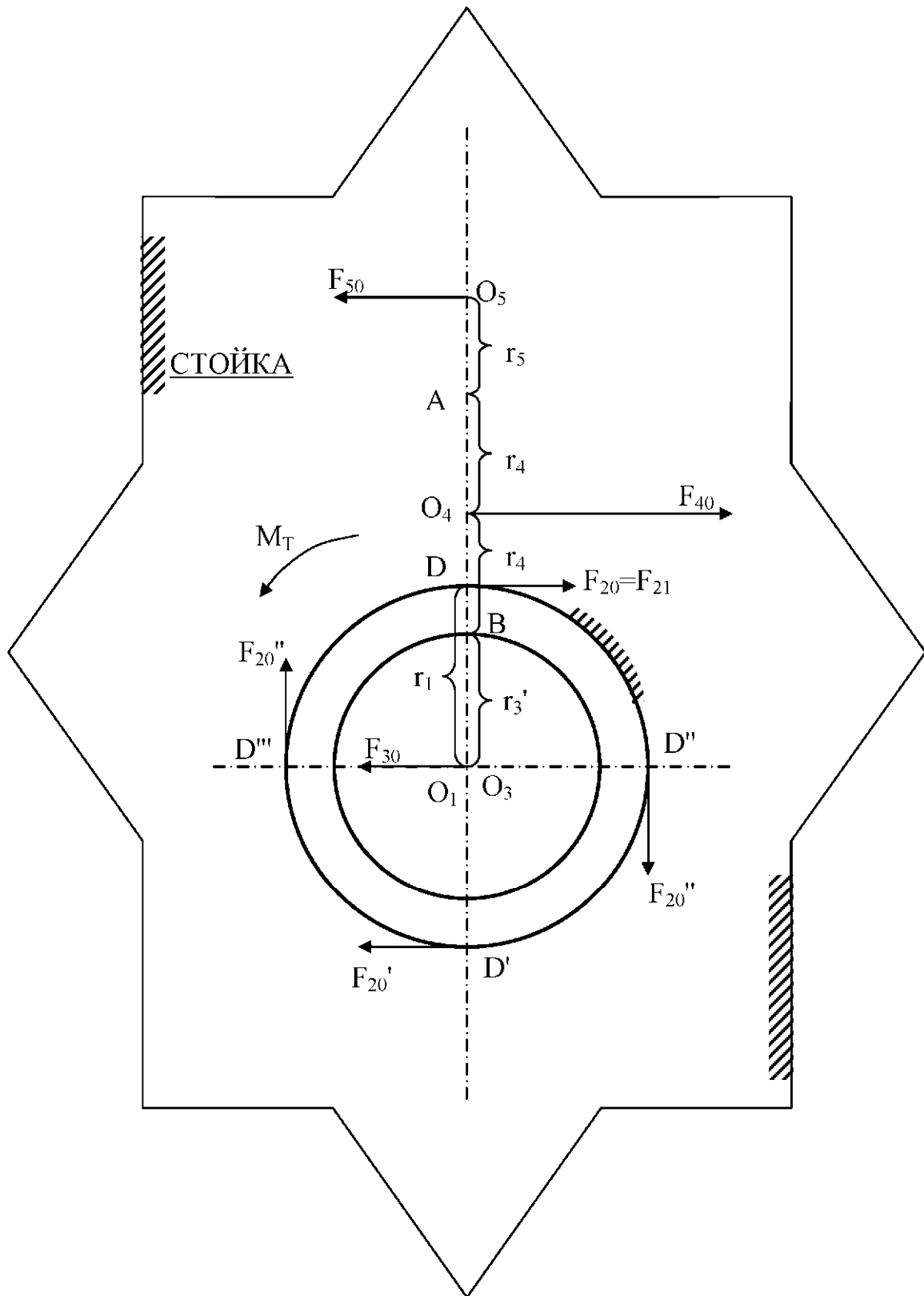


Рис.12. Схема нагружения стойки (корпуса)



## 2.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ НА ВЕДУЩЕМ И ВЕДОМОМ ВАЛАХ

В соответствии с формулой (1.12) мощность на ведущем звене водилы  $H$  по величине такова:  $N_H = M\partial \cdot \omega_H$ , где

$$\omega_H = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ рад/с,}$$

$M\partial = 558 \text{ Нм}$  – с учетом потерь на трение.

Тогда мощность на ведущем валу

$$N_H = 558 \cdot 104,7 = 58423 \text{ (Вт)} = 58,423 \text{ (кВт)}$$

Мощность на ведомом колесе 5

$$N_5 = M_c \cdot \omega_5$$
$$\omega_5 = \frac{\omega_H}{U_{H5}} = \frac{104,7}{0,489} = 214 \text{ рад/с.}$$

Тогда

$$N_5 = 250 \cdot 214 = 535500 \text{ (Вт)} = 53,5 \text{ (кВт)}.$$

Мощность на ведущем валу можно найти через мощность на ведомом и к.п.д. механизма.

$$N_H^1 = \frac{N_5}{\eta} = \frac{53,5}{0,92} = 58150 \text{ (Вт)} = 58,15 \text{ (кВт)}$$

Полученный результат хорошо согласуется с вычисленной мощностью  $N_H = 58,4 \text{ кВт}$ . Погрешность округлений

$$\Delta = \frac{N_H - N_H^1}{N_H} \cdot 100\% = \frac{58,4 - 58,15}{58,4} \cdot 100\% = 0,43\%.$$

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фролов К.В. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1998.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975.
3. Кичин И.Н. Кинематический и силовой расчет двухрядного редуктора. Методические указания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин. – М., 1987.
4. Девятова Е.М., Кичин И.Н., Сафронов А.А. Анализ и синтез зубчатого механизма. Методические указания к курсовому проекту по теории механизмов и машин. – М.: РИЦ МГИУ, 1998.
5. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – М., 1986.
6. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1995.

## СОДЕРЖАНИЕ

|   |           |
|---|-----------|
| <b>1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМАХ.....</b>   | <b>3</b>  |
| 1.1. ПРОСТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ВНЕШНИМ И<br>ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ.....                          | 3         |
| 1.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОСТОЙ ПЕРЕДАЧИ.....  | 4         |
| 1.3. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРОСТОЙ ПЕРЕДАЧИ.....   | 5         |
| 1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНОГО (РЕАКТИВНОГО) МОМЕНТА.....  | 7         |
| 1.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ НА ВЕДУЩЕМ И ВЕДОМОМ ВАЛАХ.....   | 8         |
| 1.6. МНОГОЗВЕННЫЕ ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ (МЗМ). ОБЩИЕ<br>СВЕДЕНИЯ.....  | 9         |
| 1.7. МЗМ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ КОЛЕС. ПЕРЕДАТОЧНОЕ<br>ОТНОШЕНИЕ.....   | 10        |
| 1.8. ОСОБЕННОСТИ СИЛОВОГО РАСЧЕТА МЗМ С НЕПОДВИЖНЫМИ<br>ОСЯМИ КОЛЕС.....  | 11        |
| 1.9. ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.....   | 12        |
| 1.10. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ.....   | 13        |
| 1.11. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СИЛОВОГО РАСЧЕТА<br>ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ.....                                | 15        |
| <br>  |           |
| <b>2. ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОГО И<br/>СИЛОВОГО РАСЧЕТА МНОГОЗВЕННОГО ЗУБЧАТОГО<br/>МЕХАНИЗМА.....</b> | <b>17</b> |
| 2.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....   | 17        |
| 2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ.....   | 18        |
| 2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ В ДРУГОМ ПРИМЕРЕ.....  | 19        |
| 2.4. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ.....  | 20        |
| 2.5. НАГРУЖЕНИЕ СТОЙКИ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНОГО<br>(РЕАКТИВНОГО) МОМЕНТА.....                                      | 24        |
| 2.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ НА ВЕДУЩЕМ И ВЕДОМОМ ВАЛАХ.....   | 26        |
| <br>  |           |
| <b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>   | <b>27</b> |