

малых партий разнообразных изделий. Лазерные технологии активно используются в декоративном творчестве при изготовлении дизайнерских украшений и оригинальных сувениров. Решение о применении лазерной обработки должно приниматься с учетом расчета окупаемости оборудования и величины эксплуатационных расходов. В настоящее время такие установки могут себе позволить, в основном, крупные предприятия с большим производственным циклом. С развитием технологии будут снижаться стоимость станков и количество потребляемой энергии, поэтому в будущем лазерные аппараты вытеснят своих конкурентов из сферы резки любых материалов.

Литература

1. Шастин В.И., Ермаков М.А., Ермакова К.В. Применение технологии лазерного модифицирования для ремонта тяговой зубчатой передачи колесно-моторного блока локомотива. Международный научный журнал «Молодой ученый» №20 (154), 2017. – с.95-97.
2. Райник М.В. Особенности метода лазерного зубоформообразования. Юго-Западный государственный университет, г. Курск.
3. Эл. ресурс <https://wikimetall.ru/metalloobrabotka/lazer-naya-rezka-metalla.html>

УДК 621.833.6

Особенности прочностного расчета трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами

Студент гр. 10604220 Хамицкая В.И.,

Научный руководитель – доцент Протасеня О.Н.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Значение сил в зацеплении и вращающих моментов на основных звеньях дифференциального и планетарного механизмов являются основными исходными параметрами для расчета зубьев колес, подшипниковых узлов, элементов управления (тормозных и блокировочных муфт) и других деталей.

Пренебрегая потерями на трение, при установившемся режиме движения, **энергетическое состояние дифференциального механизма**

(рис.1) можно описать условием равновесного силового состояния (1) и условием мощностного баланса (2):

$$T_A + T_B + T_C = 0; \quad (1)$$

$$T_A \cdot \omega_A + T_B \cdot \omega_B + T_C \cdot \omega_C = 0. \quad (2)$$

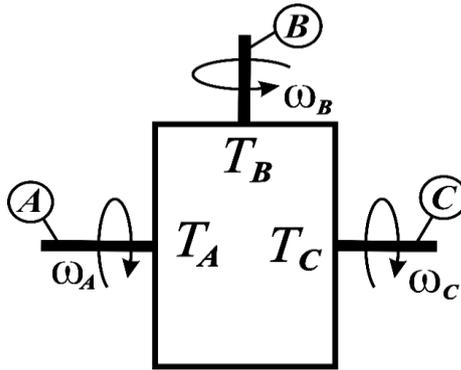


Рисунок 1. Структурная схема дифференциального механизма:

T_A, T_B, T_C – вращающие моменты;

$\omega_A, \omega_B, \omega_C$ – угловые скорости на основных звеньях

Выразим из уравнения (1) вращающий момент, например, звена C $T_C = -(T_A + T_B)$ и подставим в (2):

$$T_A \cdot \omega_A + T_B \cdot \omega_B - (T_A + T_B) \omega_C = 0;$$

$$T_A \omega_A - \omega_C + T_B \omega_B - \omega_C = 0;$$

$$\frac{T_A}{T_B} = -\frac{\omega_B - \omega_C}{\omega_A - \omega_C} = -i_{BA}^C;$$

$$T_A = -T_B \cdot i_{BA}^C. \quad (3)$$

Формула (3) представляет закон распределения вращающих моментов на основных звеньях дифференциального механизма в зависимости от его относительных передаточных отношений.

Применительно к планетарным механизмам уравнения (1) и (3) принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} T_a + T_b + T_h &= 0; \\ T_a &= -T_b \cdot i_{ba}^h = -T_h \cdot i_{ha}^b; \\ T_b &= -T_h \cdot i_{hb}^a = -T_a \cdot i_{ab}^h; \\ T_h &= -T_a \cdot i_{ah}^b = -T_b \cdot i_{bh}^a. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где T_a, T_b, T_h – вращающие моменты на звеньях планетарного механизма.

Участие одновещного сателлита одновременно в двух зацеплениях приводит к тому, что сателлит не передает вращающий момент и находится в равновесии под действием сил F_{ta} и F_{tb} со стороны центральных колёс, и силы F_{th} от водила (рис. 2).

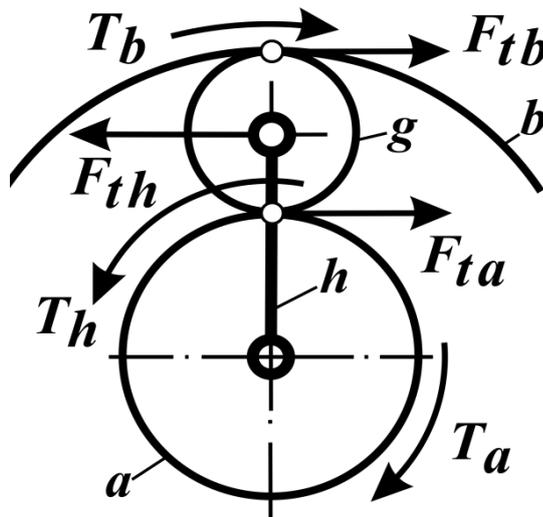


Рисунок 2. Схема силового равновесного состояния одновещного сателлита

Для любой схемы простой планетарной передачи существует **закон рычагасил** с точкой вращения, расположенной в полюсе зацепления сателлита и неподвижного центрального колеса.

Для планетарных механизмов с одновещным сателлитом запишем **закон рычагасил** с точкой вращения вокруг, например неподвижного центрального колеса b (см. рис.2):

$$|F_{ta}| \cdot d_{wg} = |F_{th}| \cdot r_{wg};$$

$$F_{ta} = F_{tb}; \quad F_{th} = -2 \cdot F_{ta} = -2 \cdot F_{tb}.$$

Здесь: $d_{(w)}$ – диаметры начальных окружностей зубчатых колес.

На рис.3 представлена схема силового равновесного состояния двухвенцового сателлита трехзвенного планетарного механизма смешанного зацепления.

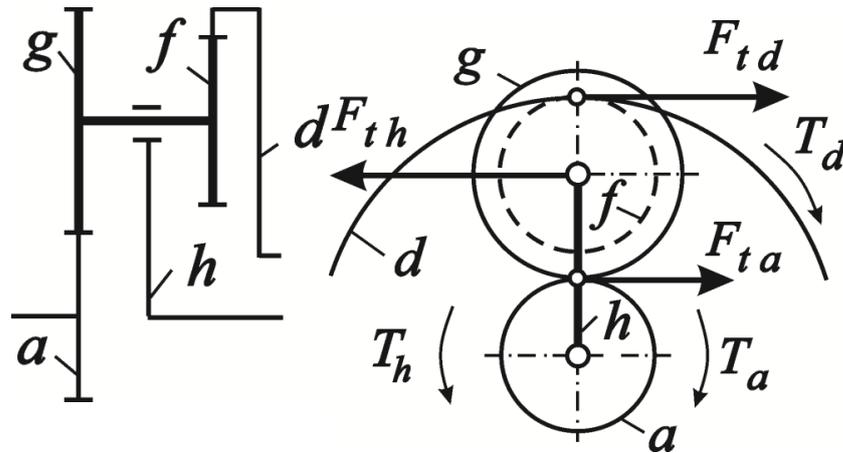


Рисунок 3. Схема силового равновесного состояния двухвенцового сателлита трехзвенного планетарного механизма смешанного зацепления

Двухвенцовый сателлит находится в равновесии под действием сил F_{ta} и F_{td} со стороны центральных колёс, и силы F_{th} от водила.

Для трехзвенных планетарных механизмов смешанного зацепления с двухвенцовым сателлитом запишем **закон рычага сил** с точкой вращения вокруг, например неподвижного центрального колеса d (см. рис.3):

$$|F_{ta}| \cdot r_{wg} + r_{wf} = |F_{th}| \cdot r_{wf};$$

$$F_{th} = - F_{ta} + F_{td} .$$

На рис.4 представлена схема силового равновесного состояния двухвенцового сателлита трехзвенного планетарного механизма внутреннего зацепления.

Двухвенцовый сателлит находится в равновесии под действием сил F_{tb} и F_{td} со стороны центральных колёс, и силы F_{th} от водила.

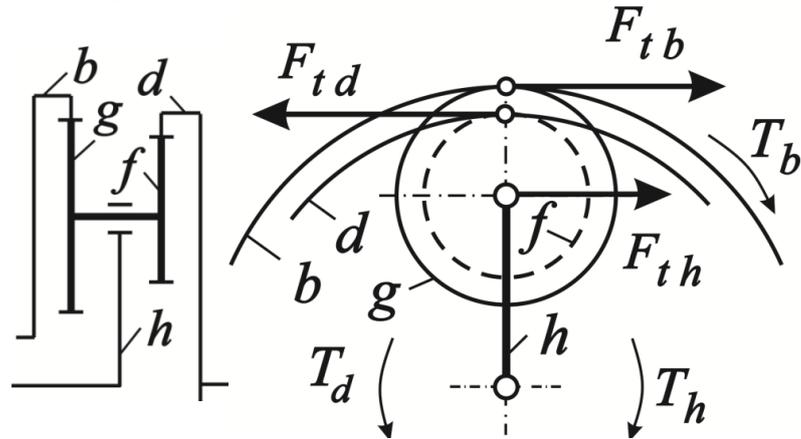


Рисунок 4. Схема силового равновесного состояния двухвенцового сателлита трехзвенного планетарного механизма внутреннего зацепления

Для трехзвенных планетарных механизмов внутреннего зацепления с двухвенцовым сателлитом запишем **закон рычага** с точкой вращения вокруг неподвижного, например центрального колеса b (см. рис. 4):

$$|F_{th}| \cdot r_{wg} = |F_{td}| \cdot r_{wg} - r_{wf} ;$$

$$F_{td} = - F_{th} + F_{tb} .$$

На рис.5 представлена схема силового равновесного состояния двухвенцового сателлита трехзвенного планетарного механизма наружного зацепления .

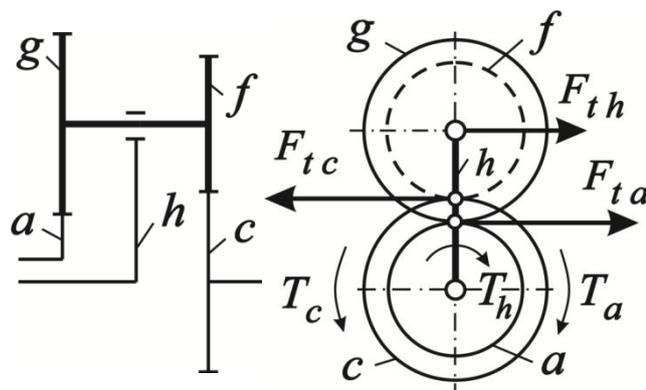


Рисунок 5. Схема силового равновесного состояния двухвенцового сателлита трехзвенного планетарного механизма наружного зацепления

Двухвенцовый сателлит находится в равновесии под действием сил F_{tc} и F_{ta} со стороны центральных колёс, и силы F_{th} от водила.

Для трехзвенных планетарных механизмов наружного зацепления с двухвенцовым сателлитом запишем **закон рычага сил** с точкой вращения вокруг неподвижного, например центрального колеса a (см. рис.5):

$$|F_{th}| \cdot r_{wg} = |F_{tc}| \cdot r_{wg} - r_{wf} ;$$

$$F_{tc} = - F_{th} + F_{ta} .$$

На рис.6 представлена схема силового равновесного состояния двухвенцового сателлита четырехзвенного планетарного механизма .

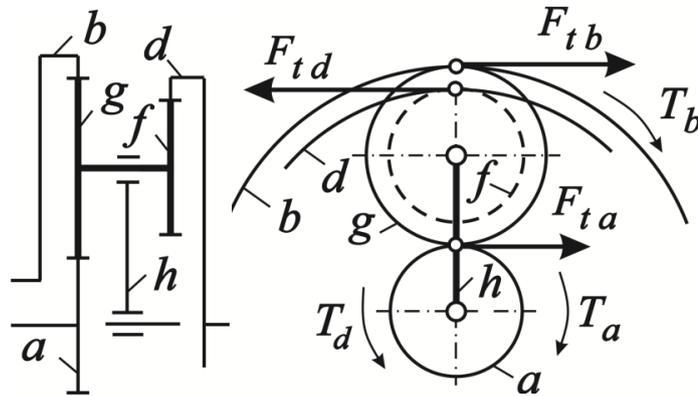


Рисунок 6. Схема силового равновесного состояния двухвенцового сателлита четырехзвенного планетарного механизма

Двухвенцовый сателлит находится в равновесии под действием сил F_{ta} , F_{tb} и F_{td} со стороны центральных колёс.

Для четырехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовым сателлитом запишем **закон рычага сил** с точкой вращения вокруг неподвижного, например центрального колеса b (см. рис. 6):

$$|F_{ta}| \cdot d_{wg} = |F_{td}| \cdot r_{wg} - r_{wf} ;$$

$$F_{td} = - F_{tb} + F_{ta} .$$

Для различных схем планетарных механизмов (см. рис. 2; 3; 4; 5; 6) справедливы следующие зависимости:

$$\left. \begin{aligned} F_{ta} = F_{tg} = F_t = \frac{2 \cdot |T_a| \cdot k_w}{d_{w a} \cdot n_w}; & \quad F_{tc} = F_{tf} = F_t = \frac{2 \cdot |T_c| \cdot k_w}{d_{w c} \cdot n_w}; \\ F_{tb} = F_{tg} = F_t = \frac{2 \cdot |T_b| \cdot k_w}{d_{w b} \cdot n_w}; & \quad F_{td} = F_{tf} = F_t = \frac{2 \cdot |T_d| \cdot k_w}{d_{w d} \cdot n_w}. \end{aligned} \right\} (5)$$

Здесь: n_w – число сателлитов; k_w – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами [1].

Для **планетарно-кривошипных** механизмов с одним одновенцовым сателлитом в формуле (5) исключаются параметры n_w, k_w .

Расчет на контактную и изгибную прочность зубьев зубчатых колес планетарных механизмов выполняется с использованием методик и формул для расчета передач с неподвижными осями (рис. 7).

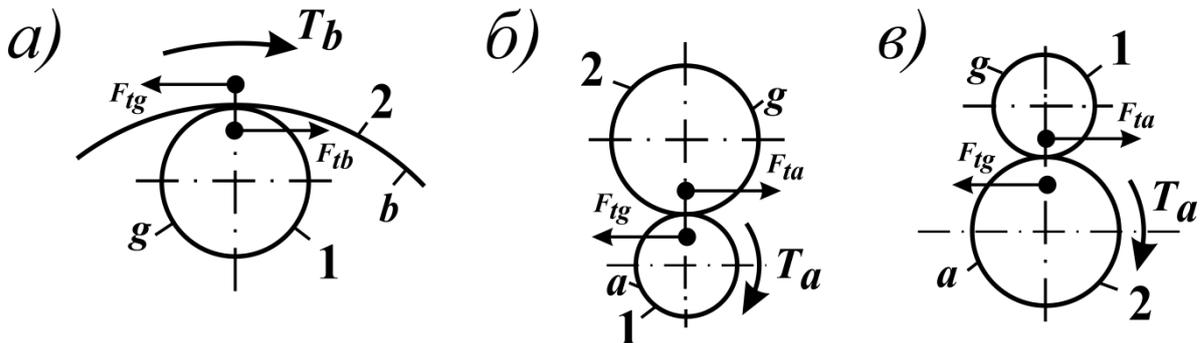


Рисунок 7. Возможные варианты зацеплений шестерни и колеса планетарного механизма: 1 – шестерня, 2 – колесо

$$z_g \geq z_a; \quad z_a \geq z_g;$$

$$u = \frac{z_{к 2}}{z_{ш 1}} = \frac{z_b}{z_g}; \quad u = \frac{z_{к 2}}{z_{ш 1}} = \frac{z_g}{z_a}; \quad u = \frac{z_{к 2}}{z_{ш 1}} = \frac{z_a}{z_g}.$$

В связи с этим в планетарном механизме для сцепляющихся пар наружного $a-g(c-f)$ и внутреннего зацепления $b-g(d-f)$ определяют **исходные параметры прочностного расчета**:

– числа зубьев шестерни – $z_{(ш)1}$ и колеса – $z_{(к)1}$;

- передаточное число пары – u ;
- вращающий момент на шестерне – $T_{(ш)1}$ и на колесе – $T_{(к)2}$;
- окружные силы в зацеплении – F_{ta}, F_{tb}, F_{tg} .

Определим вращающие моменты на шестерне для различных вариантов зацеплений (см. рис. 7):

$$a) T_{ш 1} = \frac{|T_b| \cdot k_w}{u \cdot n_w}; \quad б) T_{ш 1} = \frac{|T_a| \cdot k_w}{n_w}; \quad в) T_{ш 1} = \frac{|T_a| \cdot k_w}{u \cdot n_w}. \quad (6)$$

Вращающий момент на колесе $T_{(к)2} = T_{(ш)1} \cdot u$.

При проверочных расчетах принимаются во внимание факторы, которые учитываются коэффициентом полезного действия [1].

Литература

1. Планетарные передачи. Справочник/Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева, Л.: Машиностроение, 1977, 536 с.
2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи, Изд. 2-е Л., «Машиностроение», 1966, 308 с
3. Курсовое проектирование деталей машин/В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И. И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов.- Л.: Машиностроение, Ленингр. Отд-ние, 1984, 400 с., ил.
4. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); под общ. ред. А.Т. Скойбеда. -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.1 :Механические передачи.-2019.-215с. ISBN 978-985-583-168-7(Ч.1).
5. Кинематическая теория планетарных механизмов / А.Т. Скойбеда. О.Н. Протасеня, А.А. Калина // Инновации в машиностроении: 100-летний опыт в науке, производстве, образовании [Электронный ресурс]: сборник материалов 18-й МНТК «Наука – образованию, производству. экономике» / БНТУ, Машиностроительный факультет; редкол.: А.А. Калина и [и др.] – минск: БНТУ, 2021
6. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); -Минск:

БНТУ, 2019.-Ч.2 :Соединения деталей машин.-2022.-179с. ISBN 978-985-583-349-0(Ч.2).

УДК 62-519

Устройство электрозадвижки и ее использование в автоматических системах регулирования

Студент гр. 10606120Ковганов З.В.,

Научный руководитель – доцент Микулик Т.Н.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

В современном мире благодаря развитию технологий большинство систем управления какими-либо процессами можно автоматизировать, а, следовательно, и сократить участие человека при организации этого процесса. Для этого достаточно иметь устройство, которое может оказывать регулирующее воздействие без участия человека, а также элементы для управления им. Одним из примеров таких устройств является электрозадвижка.

Задвижка – это один из элементов трубопроводной запорной арматуры, предназначенный для перекрытия потока проходящей через него среды с помощью затвора. Они являются наиболее популярными и применяются в таких трубопроводных системах как газопроводы, нефтепроводы, системы водоснабжения и т. д. [1].

Электрозадвижка в свою очередь состоит из трех основных частей: обычной задвижки и подключаемого к ней с помощью редуктора электропривода.