

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

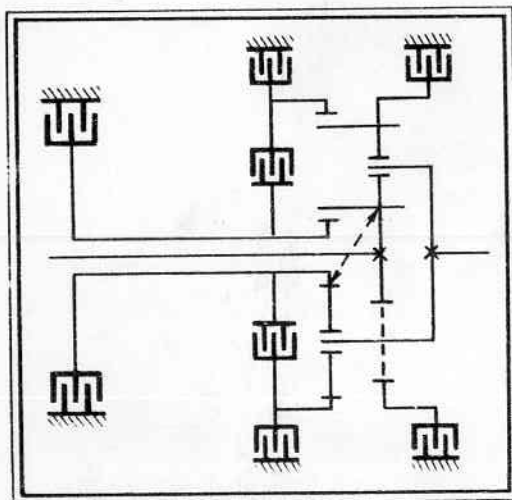
МОСКОВСКИЙ
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ



Р

Г. И. ГЛАДОВ

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ



МИНИСТЕРСТВО
ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Г.И. ГЛАДОВ

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Учебное пособие

Утверждено в качестве
учебного пособия
редсоветом МАДИ

Стр. 6, 16, 22,
47

МОСКВА 1986

УДК.629.114 - 585.126(07)

Гладов Г.И. Планетарные передачи транспортных средств.
Учебное пособие /МАДИ. - М., 1986. - 66 с.

Рецензенты: докт. техн. наук, проф. Я.С.Агейкин,
канд. техн. наук А.В.Титов

Учебное пособие включает вопросы теории, расчета и конструирования планетарных передач, применяемых в трансмиссиях современных полноприводных колесных и быстроходных гусеничных машин, а также в редукторах мотор-колес активных автопоездов.

Данное пособие содержит материал по курсу "Транспортные средства", изучаемому студентами специальностей 0540 и 1609 соответствующих специализаций, и может быть полезно для студентов родственных специальностей, а также для инженерно-технических работников, занимающихся созданием транспортных средств.

© Московский автомобильно-дорожный институт, 1986

ВВЕДЕНИЕ

Планетарные передачи находят широкое применение в колесных и гусеничных машинах, в их трансмиссиях (коробки передач, механизмы поворота, дифференциалы, бортовые (колесные) редукторы); в приводе активных колес прицепных звеньев автопоездов.

По сравнению с простыми передачами планетарные обладают многими положительными свойствами, в частности:

позволяют получать большие передаточные числа при небольшом количестве зубчатых колес;

имеют меньшие массу и габариты за счет лучшего распределения нагрузок на узлы и детали;

позволяют получать более высокий к.п.д.;

обладают более высокой надежностью и долговечностью.

Планетарные коробки передач (ПКП) позволяют обеспечить безударность включения передач за счет плавного включения фрикционных элементов и создают меньше шума при работе. Такой способ включения облегчает управление машиной (особенно дистанционное), позволяет переключать передачи под нагрузкой без разрыва потока мощности, уменьшает время на переключение передач и тем самым способствует увеличению средней скорости движения машины, позволяет автоматизировать процесс переключения передач. При этом отпадает необходимость иметь синхронизаторы, сцепление (главный фрикцион), так как их функции выполняют фрикционные элементы ПКП.

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Планетарные передачи классифицируются по числу степеней свободы и по виду зацепления.

По числу степеней свободы передачи бывают с двумя, тремя и более степенями свободы.

Для получения жесткого U_k планетарная передача должна иметь только одну степень свободы, все остальные степени должны быть сняты наложением связей, для чего используются тормоза и блокировочные фрикционы. На рис. 1 показаны два способа включения передач: а - необходимо включить один тормоз T ; б - необходимо включить два тормоза T_1 и T_2 .

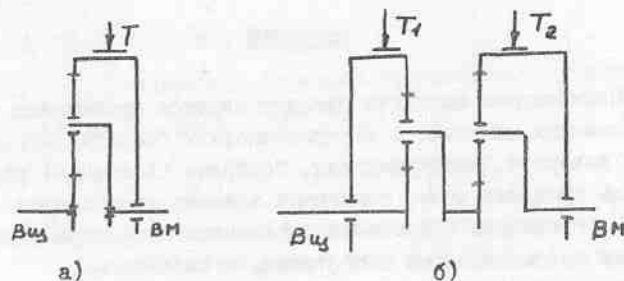


Рис. 1

Число фрикционных узлов, необходимых в ПМП для получения данного числа ступеней, приведено в табл. I.

Таблица I

Число ФУ	Число передач							
	3	4	5	6	7	8	9	10
При 2-х степенях свободы	3	4	5	6	7	8	9	10
При 3-х степенях свободы	3	4	4	4	5	5	5	5

Число степеней свободы можно представить $C = 1 + S$, где S - число включаемых фрикционных узлов для получения данного U_k .

Для левой схемы $S = 1$ и $C = 2$, для правой $S = 2$, а $C = 3$.

По виду зацепления планетарные передачи бывают (рис. 2):

- с внешним и внутренним зацеплением (схема 1 и 2);
- с внешним зацеплением (схема 3);
- с внутренним зацеплением (схема 4).

Обозначения:

1, 2, ... n - индексы планетарных рядов и их звеньев;

0 - индекс водила;

Z - число зубьев;

A, B - радиусы;

n - частота вращения;

$n_1, Z_1, n'_1, Z'_1, n_{B1}, Z_{B1}$ - соответственно обозначения частоты вращения и числа зубьев солнечной, эпициклической шестерен и са-

теллита первого ряда.

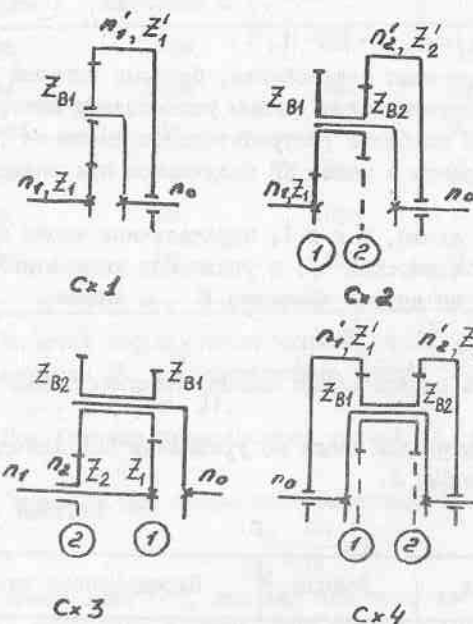


Рис. 2

2. КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

2.1. Уравнение кинематики планетарного ряда

Схема 1 содержит три звена: солнечную шестерню, эпицикл и водило. Любое из них может быть $B_{ц}$, B_M или тормозным. Звенья вращаются с некоторыми частотами n_1, n'_1, n_0 . Сообщим каждому из них дополнительную частоту вращения $(-n_0)$. Тогда водило остановится, т.е. $n_0 + (-n_0) = 0$, а механизм превратится в обычную передачу с неподвижными осями, для которой передаточное число (считая ведущей солнечную шестерню)

$$\frac{n_1 - n_0}{n'_1 - n_0} = -K. \quad (1)$$

Так как при $n_0 = 0$ солнечная шестерня и эпицикл будут вращаться в противоположные стороны, то K будет иметь знак "-".

K - передаточное число в относительном движении, т.е. при остановленном водиле. Иногда K называют характеристикой плане-

тарного ряда и определяют $K = \frac{Z'_1}{Z_1} = \frac{A'_1}{A_1}$.

Из (1) получаем

$$n_1 = n_0(1+K) - n'_1 K. \quad (2)$$

Для ПП автобусов, грузовых автомобилей, базовых тягачей и гусеничных машин по статистическим данным установлены интервалы для K (1,6...4,7) и наиболее употребительные значения (2,8).

Минимальные габариты и масса КП получаются при значениях $K = 2,2...3,0$.

Схема 2. В этой схеме, как и 1, передаточное число будет определено той же зависимостью (1) и уравнение кинематики будет то же самое (2), но другое значение K , а именно:

$$K = \frac{Z_2}{Z_{B2}} \cdot \frac{Z_{B1}}{Z_1},$$

что позволит получить передаточные числа, неосуществимые в схеме 1 (табл. 2).

Возможные передаточные числа по уравнению (2) для схем 1 и 2 представлены в табл. 2.

Таблица 2

Солнечная шестерня	Эпицикл	Водило	Передаточное число
Вц	Торм	Вм	$U_{10} = 1+K$
Торм	Вц	Вм	$U_{1'0} = \frac{1+K}{K}$
Торм	Вм	Вц	$U_{01'} = \frac{K}{1+K}$
Вм	Торм	Вц	$U_{01} = \frac{1}{1+K}$
Вц	Вм	Торм	$U_{11'} = -K$
Вм	Вц	Торм	$U_{11} = -\frac{1}{K}$

Схема 3. При остановленном водиле ведущее $B_{ш}$ и ведомое B_M звенья будут вращаться в одинаковом направлении, следовательно, K имеет знак "+".

Считая солнечную шестерню I ведущей, имеем $\frac{n_1 - n_0}{n_2 - n} = K$,

или $n_1 = n_0(1-K) + n_2 K$,

где $K = \frac{Z_2}{Z_{B2}} \cdot \frac{Z_{B1}}{Z_1}$.

Возможные передаточные числа по уравнению (3) для схемы 3

приведены в табл. 3.

Таблица 3

Солнечная шестерня I	Солнечная шестерня 2	Водило	Передаточное число
Вц	Торм	Вм	$U_{10} = 1-K$
Вм	Торм	Вц	$U_{01} = \frac{1}{1-K}$
Торм	Вц	Вм	$U_{20} = \frac{K-1}{K}$
Торм	Вм	Вц	$U_{02} = \frac{K}{K-1}$
Вц	Вм	Торм	$U_{12} = K$
Вм	Вц	Торм	$U_{21} = \frac{1}{K}$

За счет варьирования числами зубьев можно получить различные значения K и передаточные числа. В практике ограничиваются $U = \pm 5$ (табл. 3).

При больших передаточных числах U к.п.д. падает весьма резко.

Схема 4. При остановленном водиле и ведущей Z'_1 получаем

$$\frac{n'_1 - n_0}{n'_2 - n_0} = K.$$

K имеет знак "+", так как при остановленном водиле $B_{ш}$ и B_M звенья вращаются в одинаковом направлении. После преобразований имеем

$$n'_1 = n_0(1-K) + n'_2 K, \quad (4)$$

где $K = \frac{Z'_2}{Z_{B2}} \cdot \frac{Z_{B1}}{Z'_1}$.

Передача позволяет получать большие U . Для этого нужно иметь $Z_{B1} = Z_{B2}$, тогда $K = \frac{Z'_2}{Z'_1}$.

При $B_{ш}$ водиле и торможении Z'_1 из (4)

$$U = \frac{n_0}{n'_2} = \frac{K}{K-1} = \frac{Z'_2}{Z'_2 - Z'_1}.$$

При $Z'_2 - Z'_1 = 1...2$, $U = U(Z'_2)$.

Поскольку $Z_{B2} = Z_{B1}$, а $Z'_2 \neq Z'_1$, то разность $Z'_2 - Z'_1 = 1...2$ зуба может быть получена за счет зацепления со смещением во втором ряду.

Следовательно, для получения больших U надо иметь большое Z'_2 , а это приводит к большому диаметру колеса; с возрастанием U к.п.д. передачи падает:

$$\begin{aligned} \text{при } U &= 20 & \eta &\approx 0,79; \\ \text{при } U &= 100 & \eta &\approx 0,5; \\ \text{при } U &> 200 & &\text{возможно самоторможение;} \end{aligned}$$

возможное число блоков сателлитов равно разности $Z'_2 - Z'_1$, следовательно, при $Z'_2 - Z'_1 = 1$ возможен один блок сателлитов и передача будет неуравновешенной.

Уравнения (2), (3), (4) позволяют определить кинематические передаточные числа рассмотренных схем. Для этого одно из звеньев принимается $B_{\text{ш}}$, на второе накладывается связь торможением, а третье звено становится $B_{\text{м}}$. Любое из трех звеньев может выполнять задачу $B_{\text{ш}}$, тормозного или $B_{\text{м}}$ звена, смотря по тому, какое передаточное число надо осуществить.

Блокировка любых двух звеньев с помощью блокировочного фрикциона (блокфрикциона) дает $U = 1$.

2.2. Порядок определения передаточных чисел планетарных передач

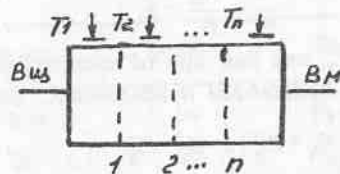


Рис. 3

Дана ПКП с двумя степенями свободы с n планетарных рядов, $B_{\text{ш}}$ и $B_{\text{м}}$ звеньями (рис. 3).

Порядок определения U_{ki} :

- производится нумерация планетарных рядов $1, 2, \dots, n$;
- накладываются связи - включается один из тормозов;
- выявляются нагруженные ряды, участвующие в передаче крутящего момента;
- выписываются уравнения кинематики для нагруженных планетарных рядов - (с использованием уравнений (2), (3), (4));
- выписываются уравнения связи;
- решаются совместно уравнения кинематики и уравнения связи и определяются передаточные числа ПКП.

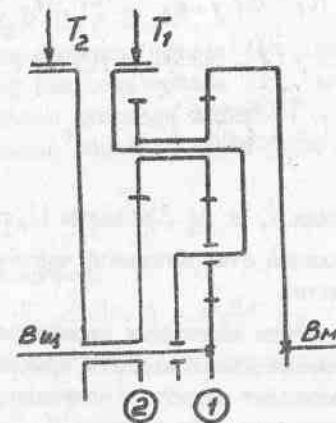


Рис. 4

Пример. Дана кинематическая схема ПКП с двумя степенями свободы. Известны: $K_1 = 8, K_2 = 2,6$. Требуется определить U_{k1} и U_{k2} (рис. 4).

Решение.

1. Определение U_{k1} .

Пронумеруем планетарные ряды. Включаем тормоз T_1 , тормоз T_2 остается выключенным. Нагружен только ряд I. Уравнение кинематики ряда I с учетом знака K "+":

$$n_i = n_{o1}(1 - K_1) + n'_i K_1$$

Уравнение связи $n_{o1} = 0$, тогда имеем $n_i = n'_i K_1$.

Передаточное число $U_{k1} = \frac{n_i}{n'_i} = K_1 = 8$.

2. Определение U_{k2} .

Включаем тормоз T_2 , тормоз T_1 выключаем; нагружены ряды I и 2. Выписываем уравнения кинематики рядов I и 2 с учетом знаков K :

$$n_i = n_{o1}(1 - K_1) + n'_i K_1; \quad \text{а)}$$

$$n_i = n_{o2}(1 + K_2) - n'_i K_2. \quad \text{б)}$$

Уравнения связи: $n_{o1} = n_{o2}; n_2 = 0$.

Из б) при $n_2 = 0$ находим

$$n_{o2} = \frac{n_i}{1 + K_2}$$

и подставляем в а),

тогда

$$n_1 = n_i \frac{1-K_1}{1+K_2} + n'_1 \cdot K_1,$$

или

$$n_1 \cdot \left(1 - \frac{1-K_1}{1+K_2}\right) = n'_1 \cdot K_1,$$

или

$$n_1 \cdot \left(\frac{K_1+K_2}{1+K_2}\right) = n'_1 \cdot K_1$$

Подставляя значения K_1 и K_2 , находим $U_{KII} = 2,72$.

2.3. Определение относительной частоты вращения сателлитов

Одним из основных оценочных параметров планетарной передачи является относительная частота вращения сателлитов $n_{\text{Вот}}$. Величина $n_{\text{Вот}}$ позволяет судить о возможности использования стандартных подшипников. При частоте $n_{\text{Вот}}$, превышающей рекомендуемые по каталогу значения, схема планетарной передачи бракуется.

Рассмотрим схему планетарной передачи с внешним и внутренним полюсами зацепления (рис. 5).

В данной схеме $B_{\text{ш}}$ - солнечная шестерня; $B_{\text{м}}$ - водило; Тормозится эпицикл. Строим план скоростей.

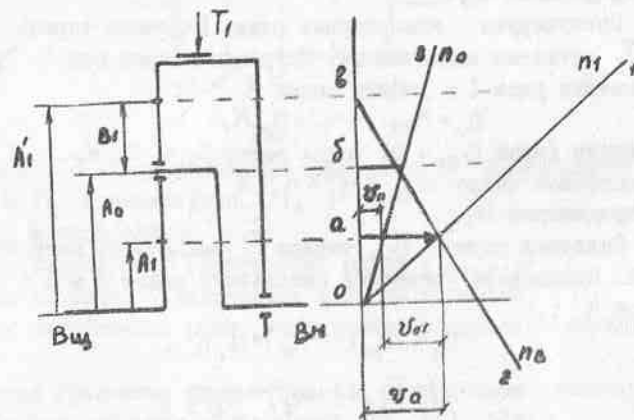


Рис. 5

Из плана скоростей для полюса A можно записать:

$$v_a = v_n + v_{от}, \quad (5)$$

где v_a - абсолютная скорость полюса A , м/с;

v_n - переносная скорость полюса A , м/с;

$v_{от}$ - относительная скорость полюса A , м/с.

Эти скорости можно выразить через радиусы и частоты вращения в об/мин:

$$v_a = \frac{\pi n_1}{30} \cdot A_1; \quad v_n = \frac{\pi n_0}{30} \cdot A_1; \quad v_{от} = \frac{\pi n_{от}}{30} \cdot B_1$$

Подставляя в (5), получаем

$$\frac{\pi n_{\text{Вот}}}{30} \cdot B_1 = \frac{\pi n_1}{30} \cdot A_1 - \frac{\pi n_0}{30} \cdot A_1$$

После сокращений и преобразований находим

$$n_{\text{Вот}} = (n_1 - n_0) \frac{A_1}{B_1}. \quad (6)$$

для полюса B , опуская знак "-" в правой части, получаем аналогично

$$n_{\text{Вот}} = (n'_1 - n_0) \frac{A'_1}{B_1}. \quad (7)$$

Как видно из схемы $B_1 = \frac{A'_1 - A_1}{2}$. Подставляя значение B_1 в (6) и (7), а затем решая их совместно, с учетом знака "-" в правой части (7), получаем:

$$\left. \begin{aligned} n_{\text{Вот}} &= (n_1 - n_0) \frac{2}{K-1}; \\ n_{\text{Вот}} &= (n'_1 - n_0) \frac{2K}{K-1}; \\ n_{\text{Вот}} &= (n_1 - n'_1) \frac{2K}{K^2-1} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Все эти уравнения дают одинаковый результат. Пользуются тем, которое проще в решении.

Для схемы 3 с внешним зацеплением:

$$\left. \begin{aligned} n_{\text{Вот}} &= (n_1 - n_0) \frac{Z_1}{Z_{B1}}; \\ n_{\text{Вот}} &= (n_2 - n_0) \frac{Z_2}{Z_{B2}} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Пример. Построение плана скоростей с использованием относительных скоростей звеньев (рис. 6).

Последовательность построения обозначают цифрами (5, 6 - относительные скорости).

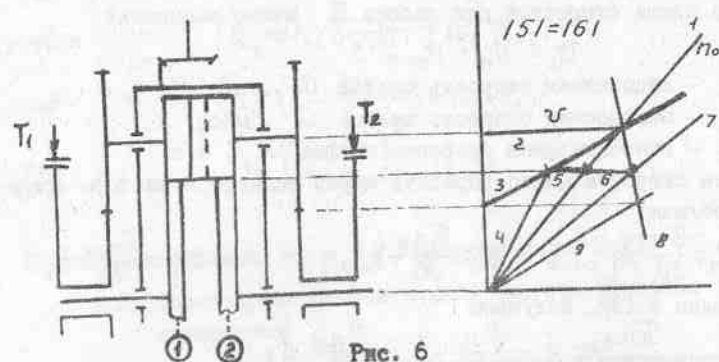


Рис. 6

2.4. Подбор чисел зубьев шестерен планетарных передач

При подборе чисел зубьев планетарных передач необходимо соблюдать три условия: соосности, сборки и соседства.

Условие соосности (рис. 7).

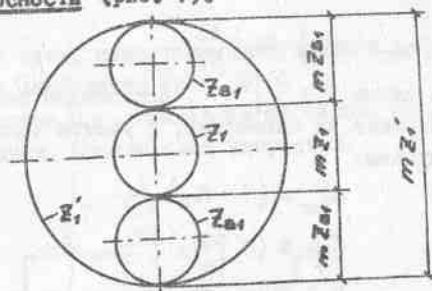


Рис. 7

Имеем $mZ'_1 = mZ_1 + 2mZ_{B1}$. Поскольку модуль одинаков для всех зубьев, то

$$Z'_1 = Z_1 + 2Z_{B1}. \quad (I0)$$

За счет зацепления со смещением допустимо отклонение на 1...2 зуба.

Условие сборки

$$\frac{Z'_1 + Z_1}{a} = \gamma, \quad (II)$$

где a - число сателлитов;

γ - любое, но обязательно целое число (соблюдается точно, без отклонений).

Условие соседства (рис. 8).

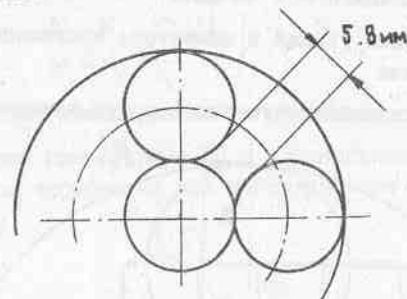


Рис. 8

Обеспечивается указанный зазор между сателлитами, чтобы избежать повышенных потерь на перемешивание масла и чрезмерный его нагрев.

Определение Z_{min} из условий соосности и сборки

Установим признаки, по которым можно узнать, какая из шестерен (солнечная или сателлит) является наименьшей по числу зубьев.

Из условия соосности:

$$2Z_{B1} = Z'_1 - Z_1 = Z_1(K-1),$$

$$\text{или } \frac{Z_{B1}}{Z_1} = \frac{K-1}{2} \quad \text{а)}$$

следует, при $K > 3$, $Z_{B1} > Z_1$,

т.е. минимальным будет Z_1 , и расчет надо начинать с числа зубьев солнечной шестерни. Из условия сборки:

$$Z'_1 + Z_1 = a\gamma = Z_1(K+1),$$

$$\text{или } Z_1 = \frac{a\gamma}{K+1}. \quad \text{б)}$$

При $K < 3$ из а) следует, что $Z_{B1} < Z_1$.

Подставляя в а) значение Z_1 из б), получаем

$$Z_{B1} = \frac{a\gamma(K-1)}{2(K+1)}. \quad \text{в)}$$

По известному Z_{B1} находим

$$Z_1 = \frac{2Z_{B1}}{K-1}. \quad \text{г)}$$

3. ДИНАМИКА ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1. Определение усилий и моментов, приложенных к звеньям планетарной передачи

Рассмотрим эпициклическую планетарную передачу (рис. 9).

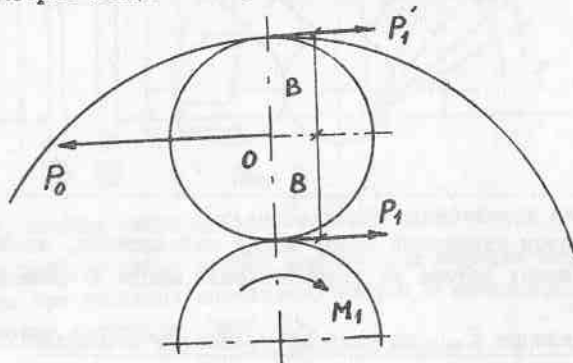


Рис. 9

Пренебрегая потерями ($\eta = 1$) и из условия равновесия сателлита можно записать

$$\sum M_0 = P_1 \cdot B - P_1' \cdot B = 0, \text{ т.е. } P_1 B = P_1' B,$$

откуда $P_1 = P_1'$.

Сумма проекций на горизонтальную ось

$$\sum \Pi_x = P_0 - (P_1 + P_1') = 0,$$

тогда $P_0 = P_1 + P_1' = 2P_1 = 2P_1'$.

Определение моментов, действующих на звенья

Полагая известным M , находим:

момент на эпицикле

$$M_1' = P_1' \cdot A_1' = \frac{M_1}{A_1} \cdot A_1' = M_1 \cdot K; \quad \text{а)}$$

момент на водиле

$$M_0 = P_0 \cdot A_0 = 2P_1(A_1 + B) = 2P_1(A_1 + \frac{A_1' - A_1}{2}) = \frac{2M_1}{A_1} \cdot \frac{A_1' + A_1}{2} = M_1(K+1); \quad \text{б)}$$

разделив б) на а), находим

$$M_0 = M_1' \cdot \frac{K+1}{K}.$$

Таким образом (без учета знаков в правой части) имеем:

$$\left. \begin{aligned} M_1' &= M_1 \cdot K; \\ M_0 &= M_1 \cdot (K+1); \\ M_0 &= M_1' \cdot \frac{K+1}{K}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

3.2. Определение моментов тормозов

Рассмотрим планетарную КП с двумя степенями свободы (рис. 10). При включенном тормозе на нее действуют три внешних момента: $M_{вщ}$, $M_{вм}$, $M_{тi}$.

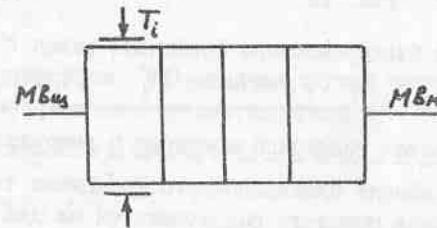


Рис. 10

Из условия равновесия системы

$$M_{вщ} + M_{вм} + M_{тi} = 0. \quad (13)$$

Пусть данный тормоз включает i -ю ступень ПКП; передаточное число на этой ступени

$$u_{ki} = - \frac{M_{вми}}{M_{вщ}},$$

откуда

$$M_{вми} = -M_{вщ} \cdot u_{ki}$$

Подставляя в (13) значение $M_{вми}$, находим

$$M_{вщ} - M_{вщ} \cdot u_{ki} + M_{тi} = 0,$$

или

$$M_{тi} = M_{вщ} (u_{ki} - 1). \quad (14)$$

Уравнение справедливо для всех тормозов переднего хода. Для тормозов заднего хода u_{ki} подставляется со своим знаком, т.е. со знаком "-".

3.3. Определение моментов блокировочных фрикционов

Момент блокировочного фрикциона является внутренним и зависит от моментов, действующих на блокируемые звенья.

Рассмотрим две простые схемы блокировки

Блокировка эпицикла с водилом (рис. 11)

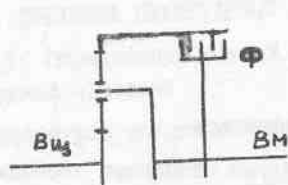


Рис. I1

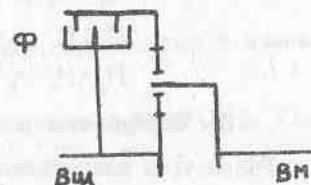


Рис. I2

Момент блокировочного фрикциона равен $M_{\phi} = M'_1$. При известном $M_{вщ} = M_1$, учитывая $M'_1 = M_1 \cdot K_1$, находим $M_{\phi} = M'_1 = M_1 \cdot K_1$.

Блокировка солнечной шестерни с эпициклом (рис. I2)

Здесь момент блокировочного фрикциона также равен $M_{\phi} = M'_1$. Но на Вщ звене мощность разветвляется на два потока, что усложняет определение M'_1 со стороны Вщ звена.

Вспользуемся тем, что при блокировке $M_{вщ} = M_{вм}$. Тогда, идя со стороны Вм звена (водила), легко определяем $M'_1 = M_{вм} \cdot \frac{K_1}{K_1 + 1}$, а учитывая, что $M_{вм} = M_{вщ}$, получаем

$$M_{\phi} = M_{вщ} \cdot \frac{K_1}{1 + K_1}.$$

В более сложных схемах задачу так просто не решить.

Фрикцион блокирует солнечную шестерню и эпицикл второго ряда в ПКП МАЗ-537 (рис. I3)

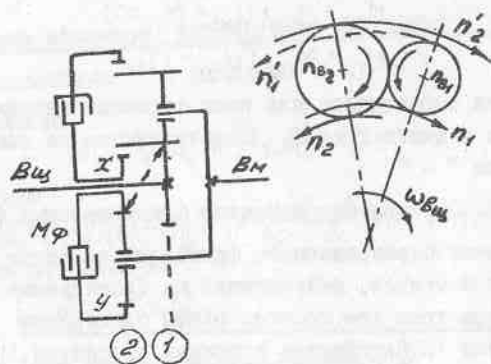


Рис. I3

В этом и в других сложных случаях для определения M_{ϕ} используется формула

$$M_{\phi} = M_{вщ} (u_{вмх}^y - u_{вщх}^y), \quad (I5)$$

где x и y - блокируемые звенья;

$u_{вмх}^y$ - передаточное число от Вм звена к звену x при условно остановленном звене y ;

$u_{вщх}^y$ - передаточное число от Вщ звена к звену x при условно остановленном звене y .

Определение $u_{вмх}^y$.

Как видно из схемы (рис. I3), в этом случае нагружен только ряд (2). Выписываем уравнение кинематики ряда (2):

$$n_2 = n_{o2} (1 + K_2) - n'_2 K_2.$$

Уравнение связи $n'_2 = 0$.

Тогда получаем

$$u_{вмх}^y = \frac{n_{o2}}{n_2} = \frac{1}{1 + K_2}, \quad \text{где } K_2 = \frac{Z'_2}{Z_2}.$$

Определение $u_{вщх}^y$.

Из схемы следует, что при этом нагружены ряды (1) и (2). Выписываем уравнения кинематики (1) и (2) рядов:

$$n_1 = n_{o1} (1 - K'_2) + n'_2 K'_2; \quad \text{а)}$$

$$n_2 = n_{o2} (1 + K_2) - n'_2 K_2. \quad \text{б)}$$

Уравнения связи $n'_2 = 0$, а также $n_{o1} = n_{o2}$.

Решая совместно а) и б), находим

$$u_{вщх}^y = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1 - K'_2}{1 + K_2},$$

где $K'_2 = \frac{Z'_2}{Z_{B2}} \cdot \frac{Z_{B2}}{Z_{B1}} \cdot \frac{Z_{B1}}{Z_1} = \frac{Z'_2}{Z_1}$.

Подставляя значения $u_{вмх}^y$ и $u_{вщх}^y$ в (I5), получим

$$M_{\phi} = M_{вщ} \left(\frac{1}{1 + K_2} - \frac{1 - K'_2}{1 + K_2} \right) = M_{вщ} \frac{K'_2}{1 + K_2}.$$

Для ПКП МАЗ-537:

$$K'_2 = \frac{78}{30} = 2,6; \quad K_2 = \frac{Z'_2}{Z_2} = \frac{78}{24} = 3,25;$$

$$M_{\phi} = M_{вщ} \frac{2,6}{1 + 3,25} = 0,612 M_{вщ}.$$

Схема ПКП (рис. 14). В этой схеме фрикцион блокирует солнечные шестерни Z_1 и Z_2 .

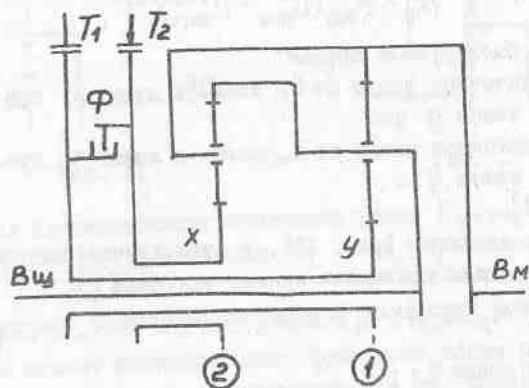


Рис. 14

В этом случае, как и в предыдущем, для определения M_{ϕ} используется формула (15).

Определяем $U_{ВМХ}^y$. Для этого выписываем уравнения кинематики:

$$n_1 = n_{01}(1 + K_1) - n'_1 K_1; \quad \text{а)}$$

$$n_2 = n_{02}(1 + K_2) - n'_2 K_2, \quad \text{б)}$$

Уравнения связи:

$$n_{01} = n'_2;$$

$$n'_1 = n_{02};$$

$$n_1 = 0;$$

тогда находим

$$U_{ВМХ}^y = \frac{n_{02}}{n_2},$$

$$\text{где } n_2 = n_{02}(1 + K_2) - n'_2 K_2,$$

$$\text{но из а) } n'_2 = n_{01} = n'_1 \frac{K_1}{1 + K_1}.$$

$$\text{Учитывая, что } n'_1 = n_{02}, \text{ запишем } n_2 = n_{02}(1 + K_2) - n_{02} \frac{K_1 \cdot K_2}{1 + K_1} = n_{02} \frac{1 + K_1 + K_2}{1 + K_1}.$$

Окончательно получаем

$$U_{ВМХ}^y = \frac{n_{02}}{n_2} = \frac{1 + K_1}{1 + K_1 + K_2}.$$

$$\text{Определяем } U_{ВЩХ}^y = \frac{n_2}{n_2} = \frac{K_1}{1 + K_1 + K_2}, \text{ так как}$$

$$\text{из б) } n_2 = n_{01} \frac{(1 + K_1)(1 + K_2)}{K_1} - n'_2 K_2 = n'_2 \frac{1 + K_1 + K_2}{K_1},$$

$$\text{где } n_{02} = n'_1 = n_{01} \frac{1 + K_1}{K_1}.$$

С учетом (15)

$$M_{\phi} = M_{ВЩ} \left(\frac{1 + K_1}{1 + K_1 + K_2} - \frac{K_1}{1 + K_1 + K_2} \right) = M_{ВЩ} \frac{1}{1 + K_1 + K_2}.$$

3.4. Определение к.п.д. планетарных передач

В планетарной передаче мощность передается переносным и относительным движением. Передача мощности переносным движением происходит без потерь, а передача мощности относительным движением сопровождается потерями.

К.п.д. планетарной передачи тем выше, чем большая доля мощности передается переносным движением.

Из существующих методов определения к.п.д. наиболее простым и удобным для практики является метод, разработанный профессором М.А.Крейнесом.

Основные зависимости

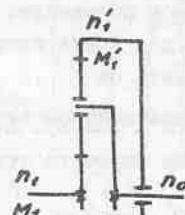


Рис. 15

Рассмотрим схему планетарной передачи (рис. 15). Напишем уравнение мощности в относительном движении (т.е. при остановленном водиле) с учетом потерь в полюсах зацепления.

При ведущей солнечной шестерне:

$$M_1(n_1 - n_0) \cdot \eta + M'_1(n'_1 - n_0) = 0.$$

Разделим уравнение почленно на $(n'_1 - n_0)$, тогда

$$M_1 \cdot K \cdot \eta + M'_1 = 0, \quad (16)$$

где η - к.п.д. планетарной передачи с внешним и внутренним зацеплением в относительном движении; обычно принимают $\eta = \eta_{внутр} \cdot \eta_{внешн} = 0,99 \cdot 0,98 = 0,97$.

При ведущем эпицикле:

$$M_1(n_1 - n_0) + M'_1(n'_1 - n_0) \cdot Z = 0, \\ \text{или} \quad M_1 K + M'_1 \cdot Z = 0. \quad (17)$$

Разделив (17) почленно на Z , получаем

$$M_1 \cdot K \cdot Z^{-1} + M'_1 = 0. \quad (18)$$

Сравнивая (16) и (18) находим, что множитель при M_1 в одном случае (16) равен $K \cdot Z^{+1}$, а в другом (18) $K \cdot Z^{-1}$.

Обозначив показатель степени через X , где $X = \pm 1$, напишем уравнения (16) и (18) в общем виде:

$$M_1 \cdot K \cdot Z^X + M'_1 = 0. \quad (19)$$

Если пренебречь потерями, то уравнение мощности в относительном движении будет:

$$M_1 \cdot K + M'_1 = 0. \quad (20)$$

Сопоставляя уравнения (19) и (20), замечаем, что они отличаются только множителем при M_1 : с учетом потерь множитель равен $K \cdot Z^X$, а без учета потерь он равен K .

Отсюда вытекает важное положение, которым будем руководствоваться в дальнейшем: для учета потерь в планетарной передаче каждое K надо умножить на Z^X .

Определение к.п.д. планетарной передачи

К.п.д. есть отношение мощности отводимой N_{BM} к мощности подводимой $N_{Bш}$:

$$\eta_p = \frac{N_{BM}}{N_{Bш}} = \frac{M_{BM} \cdot n_{BM}}{M_{Bш} \cdot n_{Bш}} = \frac{\left(\frac{-M_{BM}}{M_{Bш}} \right)}{\left(\frac{n_{Bш}}{n_{BM}} \right)} = \frac{\hat{U}_p}{U_p},$$

где $\hat{U}_p = - \frac{M_{BM}}{M_{Bш}}$ — силовое передаточное число, взятое с учетом потерь в передаче;

$U_p = \frac{n_{Bш}}{n_{BM}}$ — кинематическое передаточное число.

Таким образом, к.п.д. любой планетарной передачи выражается через передаточные числа

$$\eta_p = \frac{\hat{U}_p}{U_p}. \quad (21)$$

Порядок определения к.п.д. ПКП

Даны: кинематическая схема ПКП и K_i .

1. Пользуясь кинематической схемой и соответствующими уравнениями кинематики, определяются U_p на каждой ступени:

$$U_p = f(K_1, K_2, \dots, K_n). \quad (22)$$

2. В полученных U_p каждое K умножается на к.п.д. η^X , в результате чего получаются силовые передаточные числа

$$\hat{U}_p = f(K_1 \cdot Z^{X_1}, K_2 \cdot Z^{X_2}, \dots, K_n \cdot Z^{X_n}). \quad (23)$$

3. С помощью формулы (вывод ее опускаем) $X_K = \text{sign} \frac{K_K}{U_p} \cdot \frac{\partial U_p}{\partial K_K}$ (24) определяются знаки каждого показателя степени $X_K: (+1)$ или (-1) .

sign означает "знак". Для передач переднего хода U_p имеет знак "+", а для передач заднего хода U_p имеет знак "-".

4. Используя полученные значения U_p и \hat{U}_p , по формуле (21) подсчитываются к.п.д.

Пример. Дана схема ПКП, нужно определить к.п.д. (рис. 16).

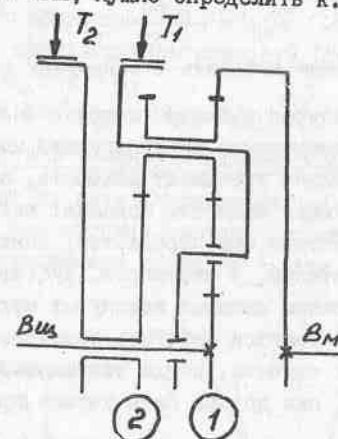


Рис. 16

Возьмем более сложный случай — определим к.п.д. на второй передаче.

1. Кинематическое передаточное число $U_{кII}$ определено ранее:

$$U_{кII} = K_1 \cdot \frac{1 + K_2}{K_1 + K_2}.$$

2. Пользуясь $U_{кII}$, находим $\hat{U}_{кII}$, умножая каждое K на Z^{X_K} ,

$$\hat{U}_{кII} = K_1 \cdot Z_1^{X_1} \cdot \frac{1 + K_2 \cdot Z_2^{X_2}}{K_1 \cdot Z_1^{X_1} + K_2 \cdot Z_2^{X_2}}.$$

Индексы Z_1 и Z_2 введены потому, что к.п.д. в относительном движении для ряда ① и ② будут различными:

$$\text{ряд ①: } Z_1 = Z_{внеш}^2 \cdot Z_{внутр} = 0,98^2 \cdot 0,99 = 0,95;$$

$$\text{ряд ②: } Z_2 = Z_{внеш}^3 \cdot Z_{внутр} = 0,98^3 \cdot 0,99 = 0,93.$$

3. Определяем знаки X_1 и X_2 :

$$x_2 = \text{sign} \frac{K_2}{u_{K_2}} \cdot \frac{\partial u_{K_2}}{\partial K_2} = \text{sign} \frac{K_2}{u_{K_2}} \cdot \frac{K_1(K_1 + K_2) - K_1(K + K_2)}{(K_1 + K_2)^2} =$$

$$= (+) (+) = + I.$$

$$\hat{u}_{KII} = K_1 \cdot z_1 \cdot \frac{1 + K_2 \cdot z_2}{K_1 \cdot z_1 + K_2 \cdot z_2}$$
$$\hat{u}_{KII} = 2,58, \quad z_{KII} = \frac{2,58}{2,72} = 0,95.$$

В замкнутых контурах зубчатых передач в определенных условиях возможно возникновение циркулирующей мощности. Эта мощность иногда значительно превышает мощность, подводимую от двигателя. Циркулирующая мощность повышает нагрузку на узлы механизмов, через которые она передается, снижает к.п.д. и увеличивает износ деталей, в частности, зубьев шестерен. Поэтому при проектировании сложных замкнутых механизмов, особенно планетарных, стремятся избегать контуров с циркулирующей мощностью. В тех случаях, когда невозможно исключить циркулирующую мощность, она должна быть учтена при прочностных расчетах.

Иногда циркулирующую мощность используют для увеличения нагрузки в испытательных стендах или расширения диапазона планетарных механизмов.

22

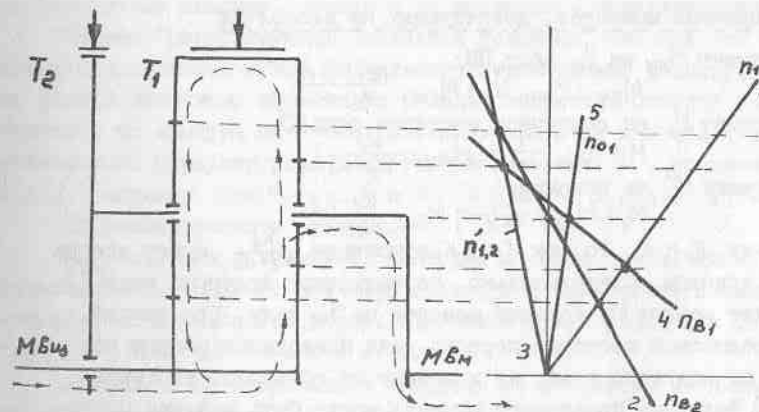
$$U_1 = U_2; \quad Z_1 = Z_3; \quad Z_2 = Z_4$$

Если вращать ведущий вал, то будут вращаться и пары шестерен, на которые действует момент от скрученных валов, следовательно, на них будут мощности $N_1 = M_1 \cdot \omega$ и $N_2 = M_2 \cdot \omega$.

$$N_H = N_1 = N_2.$$

(25)

Механизм состоит из двух планетарных рядов и двух тормозов T_1 и T_2 , имеет две степени свободы и может осуществить два передаточных числа включением тормозов T_1 или T_2 (рис. 18).



Рассмотрим схему и план скоростей.

При включении тормоза T_1 работает один планетарный ряд.

Такой случай нами уже рассмотрен, перейдем к случаю включенного тормоза T_2 и выключенного тормоза T_1 .

Включение тормоза T_2 . Как видно из схемы и плана скоростей, нагружены оба планетарных ряда (см. рис. 18).

Определение U_2 . Уравнения кинематики планетарных рядов:

$$n_1 = n_{01}(1 + K_1) - n'_1 K_1; \quad \text{а)}$$

$$n_2 = n_{02}(1 + K_2) - n'_2 K_2. \quad \text{б)}$$

Уравнения связи: $n_1 = n_2$; $n'_1 = n'_2$; $n_{02} = 0$.

Из б) находим $n_2 = -n'_2 K_2$, или $n'_2 = -\frac{n_2}{K_2}$.

Подставляя в а) значение n'_2 вместо n'_1 , получаем

$$n_1 = n_{01}(1 + K_1) + \frac{n_2 K_1}{K_2}.$$

После преобразований, учитывая, что $n_1 = n_2$, найдем окончательно

$$U_2 = \frac{n_1}{n_{01}} = \frac{K_2(1 + K_1)}{K_2 - K_1}.$$

Знаменатель правой части $K_2 - K_1$ при близких значениях K может быть весьма малым, поэтому U_2 может быть сколь угодно большим.

Рассмотрим, на какие свойства ПМ это повлияет.

Величина моментов, действующих на звенья ПМ

Момент $M_{ВМ}$ на $В_M$ валу ПМ:

$$M_{ВМ} = M_{Вщ} \cdot U_2 = M_{Вщ} \cdot \frac{K_2(1 + K_1)}{K_2 - K_1}.$$

Момент M_1 на солнечной шестерне ряда ①:

$$M_1 = M_{ВМ} \cdot \frac{1}{1 + K_1} = M_{Вщ} \cdot \frac{K_2}{K_2 - K_1}.$$

Момент M'_1 на эпицикле:

$$M'_1 = M_{ВМ} \cdot \frac{K_1}{1 + K_1} = M_{Вщ} \cdot \frac{K_1 \cdot K_2}{K_2 - K_1}.$$

Поскольку $K_1 > 0$, то при $K_2 > K_1$ отношение $\frac{K_2}{K_2 - K_1}$ будет всегда больше единицы. Следовательно, на солнечной шестерне ряда ① действует момент M_1 больший момента на $Вщ$ валу. Это значит, что к солнечной шестерне первого ряда подводится момент не только от ведущего вала, но и момент от солнечной шестерни ряда ②. Величина последнего момента может быть найдена по известному моменту M'_1 . Так как $M'_2 = M'_1$, а M'_1 найден по уравнению момента на эпицикле, то

$$M_2 = \frac{M'_2}{K_2} = M_{Вщ} \cdot \frac{K_1}{K_2 - K_1}.$$

Величина циркулирующей мощности N_u

Направление момента M_2 , действующего на солнечную шестерню ряда ②, совпадает с направлением ее вращения, а это значит, что к солнечной шестерне подводится мощность со стороны эпицикла. Величину этой мощности (она и есть циркулирующая) можно определить по известному M_2 , имея в виду, что $n_2 = n_{Вщ}$,

$$N_u = \frac{M_2 \cdot n_2}{716,2 \text{ (л.с.)}} = \frac{M_2 \cdot n_2}{975 \text{ (кВт)}} = \frac{M_{Вщ} \cdot n_{Вщ}}{975} \cdot \frac{K_1}{K_2 - K_1} = N_{Вщ} \cdot \frac{K_1}{K_2 - K_1}.$$

Как видно из данной формулы, при близких значениях K_1 и K_2 , т.е. при больших U , величина N_u может достигать больших значений. Так, при $K_2 = 2,5$ и $K_1 = 2$ получаем $N_u = 4 N_{Вщ}$.

Поток циркулирующей мощности N_u движется от эпицикла A'_1 на эпицикл A'_2 и через сателлит B_2 поступает на солнечную шестерню A_2 ; складываясь здесь с мощностью $N_{Вщ}$, циркулирующая мощность поступает на солнечную шестерню A_1 . От последней через сателлит B_1 мощность N_u поступает на эпицикл $A'_2 - A'_1$, продолжая движение в уже рассмотренном направлении, а мощность $N_{Вщ}$ передается на $Вм$ звено - водило.

Мощность N_u , как мы видели, циркулирует внутри механизма по замкнутому контуру, отсюда и ее название - циркулирующая.

Термин "циркулирующая" является условным, так как эта мощность определяется путем формального перемножения действующего на звенья механизма момента на угловую скорость. Отвести эту мощность из контура на $Вм$ вал и использовать ее как обычную невозможно. Циркулирующая мощность увеличивает U , но снижает к.п.д. Например, при $K_2 = 2,5$ и $K_1 = 2$ имеем к.п.д. = 0,745.

Из рассмотренного следует:

N_u возможна в замкнутых контурах с двумя параллельно работающими механизмами: две пары цилиндрических колес; цилиндрическая пара и планетарный ряд; два планетарных ряда; два редуктора (КП, бортовые передачи и т.п.);

поскольку N_u увеличивает нагрузку на механизм, ее нужно обязательно учитывать при прочностных расчетах;

признаком наличия циркулирующей мощности в планетарном механизме может служить передаточное число.

Максимально возможное U в эпициклическом планетарном механизме (без циркулирующей мощности) будет $U = 1 + K$.

Если $U > 1 + K$, то это служит признаком наличия N_u .

Использование циркулирующей мощности

Как отмечалось, $N_{\text{ц}}$ нельзя отвести из контура и использовать как обычную мощность, но $N_{\text{ц}}$ находит широкое применение в испытательных стендах, и таковые имеют преимущества по сравнению с обычными стендами.

Обычная схема испытания стенда включает Д - двигатель; А - испытуемый агрегат; Н - нагрузочное устройство (рис. 19).

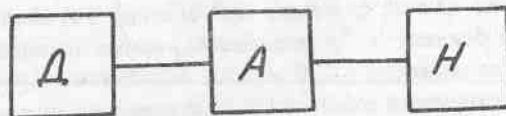


Рис. 19

Для стенда обычной схемы мощности для Д и Н определяются мощностью, на передачу которой рассчитан испытуемый агрегат, например КП или редуктор. Следовательно, нужен мощный приводной двигатель - для рассматриваемых агрегатов это минимально 400-500 кВт.

Нагрузочное устройство - генератор, гидромотор или тормоз - должно быть по мощности не менее приводного двигателя. Возникает вопрос, как использовать мощность нагрузочного устройства, если им является генератор. Обычно строится павильон сопротивлений для рассеивания тепловой энергии. Энергия гидравлического или механического тормоза рассеивается. Таким образом получается сложный стенд с чрезвычайно низким к.п.д. С учетом того, что изношенные испытания и испытания на ресурс агрегата являются длительными, становится очевидным, что такой стенд является и дорогостоящим.

Испытательный стенд, работа которого основана на циркулирующей мощности, представлен на рис. 20.

В таком стенде П - приспособление для создания нагружающего момента.

В контуре $A_1 - П - A_2$ с помощью П создается момент за счет закручивания валов. Если привести во вращение систему от Д, то с учетом действующего в контуре момента имеем

$$N_{\text{ц}} = M \cdot \omega. \quad (26)$$

Подводимая мощность - N_g , мощность в контуре - $N_{\text{ц}}$, причем $N_{\text{ц}} \gg N_g$.

Подводимая мощность N_g есть мощность потерь.

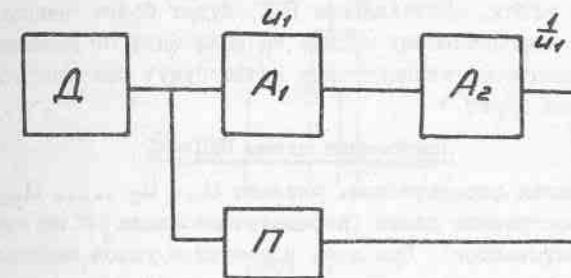


Рис. 20

4. ПОСТРОЕНИЕ СХЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Кинематические схемы ПКП строятся по передаточным числам, полученным из тягового расчета машины. Для этой цели можно воспользоваться:

методом подбора (схема составляется из различных планетарных узлов);

методом синтеза (схемы составляются по аналитическим выражениям).

Метод подбора позволяет использовать различные, в том числе и сложные, планетарные узлы, отвечающие заданным условиям работы и компоновки. Однако при этом приходится вычерчивать и исследовать большое число схем, не будучи уверенным, что найдено лучшее решение.

Метод синтеза позволяет выявить все возможные кинематические схемы ПКП, реализующие заданные передаточные числа и выбрать из них наиболее подходящую.

Оба способа находят применение в практике проектирования ПКП.

4.1. Составление схемы ПКП методом подбора узлов

ПКП может состоять из нескольких планетарных узлов, работающих последовательно или параллельно, и иметь две или более степени свободы. Методом подбора удобно пользоваться для составления схемы ПКП из нескольких последовательно работающих планетарных узлов.

При последовательном соединении узлов, имеющих по 2 степени свободы, общее число n передаточных чисел ПКП будет

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdots n_n, \quad (27)$$

где n_i — число ступеней узла.

Если в узлах, составляющих ПКП, будет более чем по одному одинаковому передаточному числу, то возможное n уменьшится, поскольку некоторые передаточные числа будут повторяться. Передач z всегда будет > 1 .

Построение схемы ПКП

Располагая передаточными числами u_1, u_2, \dots, u_n , приступаем к построению схемы (передаточные числа z на первом этапе не учитываются). При этом в качестве узлов используются рассмотренные ранее планетарные узлы и некоторые другие с внесением в них соответствующих дополнений. В качестве примера рассмотрим схемы 1 и 3 (см. рис. 2).

Схема 1 дополнена фрикционом и тормозом и позволяет получить два передаточных числа (рис. 21):

при включении Φ (тормоз выключен) $u_1 = 1$;

при включении T (Φ выключен) $u_2 = 1 + K$.

Схему 3 дополним двумя эпициклическими шестернями, тормозами T_1, T_2, T_3 и блокфрикционом Φ , при этом будут возможны два варианта (рис. 22):

с обычным эпициклическим планетарным рядом (схема а);

с промежуточной шестерней (схема б).

Используя уравнения кинематики, получаем

$$n_1 = n_0(1+K) - n'_1 K;$$

$$n_1 = n_0(1-K) + n'_2 K.$$

Учитывая знаки и уравнения связи при двух степенях свободы, получаем значения u (табл. 4).

Таблица 4

Включенный тормоз (остальные выключены)	Передаточное число		Значение
	Схема а	Схема б	
T_1	$1 + K_1$	$1 + K_1$	$K_1 = \frac{z_1}{z_1'}$
T_2	$1 + K_2$	$1 - K_2$	$K_2 = \frac{z_2 \cdot z_{B1}}{z_{B2} \cdot z_1}$
T_3	$1 - K$	$1 + K$	$K = \frac{z_2 \cdot z_{B1}}{z_{B2} \cdot z_1}$
Φ	1	1	

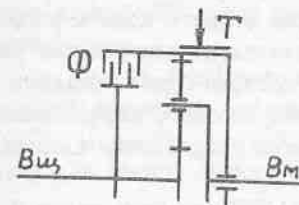
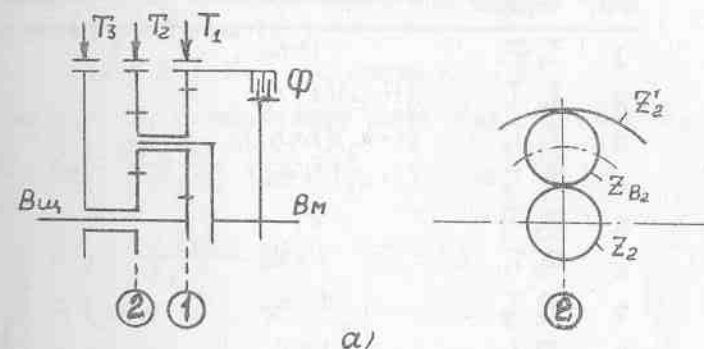
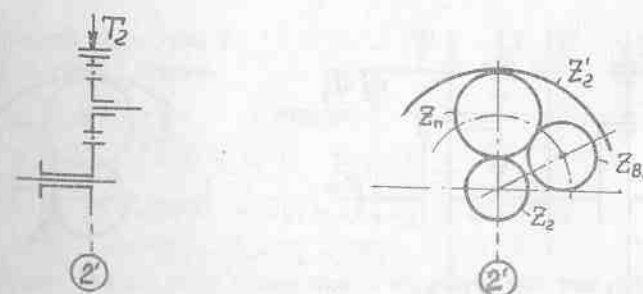


Рис. 21



а)



б)

Рис. 22

Схема 6 имеет то преимущество, что в ней удобнее согласовать передаточные числа заднего хода и второй ступени.

Соединив последовательно дополненные узлы I и III, получим схему ПКП (рис. 23), которая будет обладать уже тремя степенями свободы – для получения жесткого передаточного числа необходимо включить два фрикционных устройства, т.е. снять две степени свободы.

Число ступеней n ПКП при двух узлах $n = n_I \cdot n_{III}$; где n_I , n_{III} – передаточные числа узлов. В данной схеме $n_I = 2$, $n_{III} = 4$, следовательно, $n = 8$ (табл. 5).

Таблица 5

№ п/п	Включены тормоза	Передаточное число	Примечание
1	$T_4 \varphi_1$	$1 + K_3$	
2	$T_4 T_1$	$(1 + K_3)(1 + K_1)$	
3	$T_4 T_2$	$(1 + K_3)(1 - K_2)$	} x
4	$T_4 T_3$	$(1 + K_3)(1 + K)$	
5	$\varphi_2 \varphi_1$	1	
6	$\varphi_2 T_1$	$1 + K_1$	
7	$\varphi_2 T_2$	$1 - K_2$	} x
8	$\varphi_2 T_3$	$1 + K$	

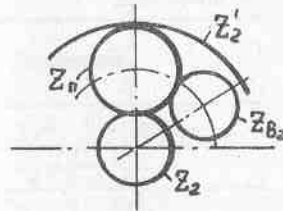
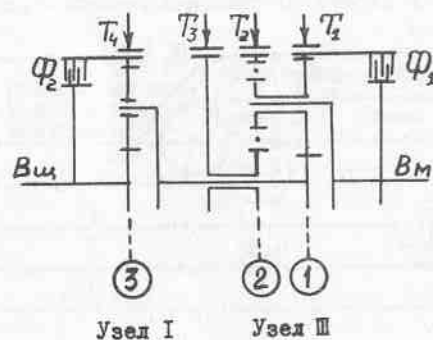


Рис. 23

Из восьми передач данной ПКП шесть передач переднего хода и две передачи – заднего хода.

Величины K , K_1 , K_2 и K_3 подбираются исходя из данных u_{ki} с соблюдением условий соосности, сборки и соседства.

Пример. Заданы $u_{k1} = 12$, $u_{k2} = 6$, $u_{k3} = 3$, $u_{k4} = 1$.

Произведем их разбивку для данной схемы ПКП, учитывая, что в ней два узла.

$$u_1 = 3 \cdot 4; \quad u_2 = 3 \cdot 2; \quad u_3 = 3 \cdot 1; \quad u_4 = 1 \cdot 1.$$

При такой разбивке получаем для узла I: $u_1^I = 3$; $u_2^I = 1$; для узла III: $u_1^{III} = 4$; $u_2^{III} = 2$; $u_3^{III} = 1$. Для получения $u_4 = 1$ используются два блокфрикциона.

Подбор чисел зубьев шестерен. Принимаем $a = 3$.

Планетарный ряд (3) узла I.

$$u_1^I = 3 = 1 + K_3, \quad \text{откуда } K_3 = 2,$$

Так как $K_3 < 3$, то минимальным будет Z_{B3} , т.е. $Z_{B3} < Z_3$.

$$\text{Тогда } Z_{B3} = \frac{a r (K_3 - 1)}{2(K_3 + 1)} = \frac{3 \cdot 2}{6} = 18; \quad Z_{B3} = 18.$$

$$Z_3 = \frac{2 Z_{B3}}{K_3 - 1} = 36; \quad Z_3 = 36.$$

$$Z_3' = K_3 \cdot Z_3 = 72.$$

Планетарные ряды узла III.

Для ряда (I) имеем

$$u_1^{III} = 4 = 1 + K_1, \quad \text{откуда } K_1 = 3.$$

$$Z_1 = \frac{a r}{K_1 + 1} = \frac{3 \cdot 2}{4} = 24; \quad Z_1 = 24.$$

Так как $K_1 = 3$, то $Z_1 = Z_{B1} = 24$. $Z_{B1} = 24$.

$$Z_1' = K_1 \cdot Z_1 = 72. \quad Z_1' = 72.$$

Число зубьев ряда (2) подобрать труднее, так как он обслуживает два передаточных числа: отрицательное при включении T_2 и положительное при включении T_3 .

$$\text{Из таблицы (см. табл. 5)} \quad u_2^{III} = 1 + K = \frac{Z_2 \cdot Z_{B1} + 1}{Z_{B2} \cdot Z_1} = 2.$$

После подстановки Z_{B1} и Z_1 получаем, что $Z_{B2} = Z_2$, при-
 мем $Z_{B2} = Z_2 = 18$.

Из конструктивных соображений и условия сборки принимаем
 $Z'_2 = 72$. Планетарный ряд 2 обязательно проверяется на условие
 соседства. Такое число зубьев обеспечивает также выполнение
 требования незацепления сателлита Z_{B2} с солнечной шестерней Z_2
 и эпициклом Z'_2 . По имеющимся числам зубьев определяется отри-
 цательное (z х) передаточное число:

$$U_{-4}^{III} = 1 - K_2 = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_{B1}}{Z_{B2} \cdot Z_1} = 1 - \frac{72 \cdot 24}{18 \cdot 24} = -3.$$

Величину U_{-4}^{III} можно корректировать за счет Z'_2 .

Характеристика ПКП приведена в табл. 6.

Таблица 6

Узел I	Узел III			
	$U_1^{III} = 4$	$U_2^{III} = 2$	$U_3^{III} = 1$	$U_{-4}^{III} = -3$
$U_1^I = 3$	$U_1^I \cdot U_1^{III} = 12$	$U_1^I \cdot U_2^{III} = 6$	$U_1^I \cdot U_3^{III} = 3$	$U_1^I \cdot U_{-4}^{III} = -9$
$U_2^I = 1$	$U_2^I \cdot U_1^{III} = 4$	$U_2^I \cdot U_2^{III} = 2$	$U_2^I \cdot U_3^{III} = 1$	$U_2^I \cdot U_{-4}^{III} = -3$
	не используются			

Положительные свойства: малое число планетарных рядов -
 три; вынос наружу блокфрикционных, что удобно для подвода к ним
 масла; малая "слоистость" валов, облегчающая применение стан-
 дартных подшипников; одинаковое число зубьев всех эпициклов.

Недостатки: большое число фрикционных узлов; не все пере-
 дачи могут быть использованы.

Подобным способом составляются и схемы с четырьмя степеня-
 ми свободы.

4.2. Метод синтеза ПКП

Метод синтеза разработан проф. Крейнсом М.А. для ПКП с
 двумя и тремя степенями свободы. Метод синтеза позволяет полу-
 чить все возможные схемы ПКП, из которых выбирается наиболее
 подходящая для разработки. Других схем ПКП для тех же переда-
 точных чисел создать невозможно.

Рассмотрим синтез ПКП с двумя степенями свободы.

Некоторые свойства уравнения кинематики планетарного ряда

Уравнение кинематики планетарного ряда (ПР), выраженное
 через угловые скорости, обозначенные индексами 1, 2, 3,

$$\omega_1 + \omega_2 \cdot K - \omega_3 (1 + K) = 0. \quad (28)$$

Из уравнения следует, что для любого планетарного механизма
 существует линейная зависимость между угловыми скоростями звень-
 ев. Следовательно, в общем виде уравнение кинематики можно за-
 писать

$$a_1 \omega_1 + a_2 \omega_2 + a_3 \omega_3 = 0. \quad (29)$$

Это уравнение справедливо для любых значений угловых ско-
 ростей, поэтому оно справедливо и для $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = \omega \neq 0$.

В таком случае $\omega(a_1 + a_2 + a_3) = 0$,
 но $\omega \neq 0$, следовательно,

$$a_1 + a_2 + a_3 = 0. \quad (31)$$

Отсюда вытекает первое важное свойство уравнения кинемати-
 ки: алгебраическая сумма коэффициентов при угловых скоростях
 звеньев равна нулю.

Выясним, к каким звеньям относятся коэффициенты по их абсо-
 лютным величинам. Для получения передачи с одной степенью свобо-
 ды надо затормозить одно звено. Тормозим звено (3), тогда

$$a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_2 = 0.$$

Отсюда находим передаточное число в относительном дви-
 жении

$$K = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{a_2}{a_1}.$$

Так как для рассматриваемого механизма

$$K > 1, \text{ то } \left| \frac{a_2}{a_1} \right| > 1.$$

Тогда следует, что $|a_2| > |a_1|$. Из (31) следует, что
 $a_3 = -(a_2 + a_1)$.

Таким образом $|a_3| > |a_2| > |a_1|$.

Отсюда вытекает второе важное свойство уравнения кинема-
 тики: в уравнении кинематики ПР с одним внешним и одним внут-
 ренним полюсами зацепления

наибольший по абсолютной величине коэффициент находится
 при угловой скорости водила;

средний по величине коэффициент - при угловой скорости
 эпицикла;

наименьший - при угловой скорости солнечной шестерни.

Этими важными свойствами будем в дальнейшем пользоваться при анализе кинематики ПР.

Вывод уравнения кинематики ПР с коэффициентами, выраженными через передаточные числа u_i

При проектировании ПКП известны U_p , но не K , что не позволяет использовать уравнения кинематики с K . Выведем уравнение с коэффициентами U_p . Примем обозначения:

 $\alpha_{\text{вн}}$ - коэффициент при угловой скорости ведущего звена;

$a_{\text{вм}}$ - то же ведомого звена;

a_1, a_2, \dots, a_n - коэффициенты при угловых скоростях тормозных звеньев.

Тогда $a_{вщ} \cdot \omega_{вщ} + a_p \cdot \omega_p + a_{вм} \cdot \omega_{вм} = 0$.

Разделим члены уравнения на $a_{\text{виз}}$, тогда

$$\omega_{\text{вщ}} + \frac{a_p}{a_{\text{вщ}}} \omega_p + \frac{a_{\text{вм}}}{a_{\text{вщ}}} \omega_{\text{вм}} = 0. \quad (32)$$

При включении тормоза $\omega_p = 0$ и

$$\omega_{\text{ВШ}} + \frac{a_{\text{ВМ}}}{a_{\text{ВШ}}} \omega_{\text{ВМ}} = 0; \quad u_p = \frac{\omega_{\text{ВШ}}}{\omega_{\text{ВМ}}} = -\frac{a_{\text{ВМ}}}{a_{\text{ВШ}}}$$

Отсюда следует, что передаточное число равно отношению коэффициентов при угловых скоростях ведомого и ведущего звеньев, взятому со знаком " - " $\frac{a_2}{a_1}$

Из (32) имеем $1 + \frac{a_p}{a_{\text{шл}}} + \frac{a_{\text{вм}}}{a_{\text{шл}}} = 0$, или

$$\frac{a_p}{a_{вм}} = -\frac{a_{вм}}{a_{вм4}} - 1, \text{ но } -\frac{a_{вм}}{a_{вм4}} = U_p,$$

следовательно, $\frac{a_p}{a_{\text{вн}}} = U_p - 1$.

Уравнение кинематики в окончательном виде:

$$\omega_{\text{вн}} + (U_p - 1)\omega_p - U_p \omega_{\text{вм}} = 0. \quad (33)$$

Если задано p передаточных чисел, то, пользуясь уравнением кинематики (33), можно написать p исходных уравнений

$$\left. \begin{aligned} &\text{для } U \neq I): \\ &\omega_{8U_1} + (U_1 - 1)\omega_1 - U_1\omega_{8M} = 0; \\ &\omega_{8U_2} + (U_2 - 1)\omega_2 - U_2\omega_{8M} = 0; \\ &\dots\dots\dots \\ &\omega_{8U_p} + (U_p - 1)\omega_p - U_p\omega_{8M} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

$\mathcal{U} = \mathcal{I}$ получается при блокировке любых двух звеньев. В каждом уравнении (34) видно, какое звено является ведущим, какое - ведомым и какое - тормозным. По абсолютной величине коэффициентов при угловых скоростях можно установить, к какому из звеньев относится данная угловая скорость (к солнечной, эпициклу или водилу).

Обобщенный план угловых скоростей ПКП

Ряд важных свойств ППП выявляется с помощью обобщенного плана угловых скоростей звеньев ППП.

План угловых скоростей строится в прямоугольной системе координат в следующем порядке.

Уравнение (33) решается относительно ω_p :

$$\omega_p = \frac{U_p}{U_p - 1} \omega_{BM} - \frac{1}{U_p - 1} \omega_{BM4}. \quad (35)$$

Принимаем $\omega_{\text{вн}} = 1$, тогда

$$\omega_p = \frac{u_p}{u_p - 1} \omega_{BM} - \frac{1}{u_p - 1} \quad (36)$$

В прямоугольной системе координат (ω , 0, $\omega_{\text{вм}}$) строим план угловой скорости ω_r тормозного барабана. При включенном блокировочном фрикционе звенья ППВ вращаются с одинаковой угловой скоростью:

$$\omega_{BLM} = \omega_{BM} = \omega_p.$$

Поскольку принято $\omega_{\text{вщ}} = 1$, то $\omega_{\text{вм}} = \omega = 1$. Следовательно, график $\omega = \omega_p$ любого из тормозных барабанов есть прямая, проходящая через точку с координатами 1,1.

При остановленном тормозном барабане $\dot{\omega}_p = 0$. Из (36) находим $\dot{\omega}_{\text{вм}} = \frac{1}{\omega_p}$. Пусть $p = 1, 2, 3$ и -1 (з х). Тогда получим план угловых скоростей (рис. 24).

Если из точек $\overline{U\overline{P}}$ провести прямые 1, 2, 3 и -1, параллельные оси ординат до пересечения их с графиками $\omega = \omega_i$, то угловые скорости тормозных барабанов определятся отрезками этих прямых. На передаче з х $\omega_1 = \overline{K\overline{m}}$, барабана 2 $\omega_2 = \overline{K\overline{n}}$ и т.д.

$$\left. \begin{aligned} \omega_{вщ} + 1,3\omega_1 - 2,3\omega_{вм} &= 0; \\ \omega_{вщ} - 0,4\omega_3 - 0,6\omega_{вм} &= 0; \\ \omega_{вщ} - 3,2\omega_{-1} + 2,2\omega_{вм} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

Во втором уравнении есть $\alpha < 1$. Приведем их к $\alpha > 1$, разделив почленно на 0,4. Перепишем уравнения, располагая члены по возрастанию $|\alpha|$.

$$\left. \begin{aligned} \omega_{вщ} + 1,3\omega_1 - 2,3\omega_{вм} &= 0; \\ \omega_3 + 1,5\omega_{вм} - 2,5\omega_{вщ} &= 0; \\ \omega_{вщ} + 2,2\omega_{вм} - 3,2\omega_{-1} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

Общее число уравнений, описывающих данную схему ($p = 3$), равно десяти.

Недостающие семь уравнений получаем, решая совместно три исходных уравнения с исключением $\omega_{вм}$ (три уравнения); совместно 3 исходных уравнения с исключением $\omega_{вщ}$ (три уравнения); совместно 3 исходных уравнения с исключением $\omega_{вщ}$ и $\omega_{вм}$ (одно уравнение).

Приведем уравнения к удобному виду $|\alpha| \geq 1$ и запишем в таблицу (табл. 7).

Для построения структурной и кинематической схем достаточно трех уравнений.

Условия подбора групп уравнений:

в выбранные три уравнения должна входить угловая скорость каждого звена КП ($\omega_{вщ}$, $\omega_{вм}$, ω_1 и ω_{-1}), хотя бы один раз;

используются уравнения с $1,6 \leq K \leq 4,7$.

Таблица 7

№ п/п	Уравнения	K	Расположение звена
1	$\omega_{вщ} + 1,3\omega_1 - 2,3\omega_{вм} = 0$	1,3	$\frac{1}{\omega_{вщ}}$ вм
2	$\omega_3 + 1,5\omega_{вм} - 2,5\omega_{вщ} = 0$	1,5	$\frac{\omega_{вм}}{3}$ вщ
3	$\omega_{вщ} + 2,2\omega_{вм} - 3,2\omega_{-1} = 0$	2,2	$\frac{\omega_{вм}}{\omega_{вщ}} - 1$
4	$\omega_1 + 1,18\omega_3 - 2,18\omega_{вщ} = 0$	1,18	$\frac{3}{1}$ вщ
5	$\omega_1 + 1,57\omega_{вщ} - 2,57\omega_{-1} = 0$	1,57	$\frac{\omega_{вщ}}{1} - 1$
6	$\omega_3 + 2,18\omega_{-1} - 3,18\omega_{вщ} = 0$	2,18	$-\frac{1}{3}$ вщ
7	$\omega_3 + 3,25\omega_1 - 4,25\omega_{вм} = 0$	3,25	$\frac{1}{3}$ вм
8	$\omega_1 + 2,46\omega_{-1} - 3,46\omega_{вм} = 0$	2,46	$-\frac{1}{1}$ вм
9	$\omega_3 + 7\omega_{вм} - 8\omega_{-1} = 0$	7	$\frac{\omega_{вм}}{3} - 1$
10	$\omega_3 + 2,02\omega_1 - 3,02\omega_{-1} = 0$	2,02	$\frac{1}{3} - 1$

По второму условию отпадают уравнения 1, 2, 4, 5 и 9.

Из оставшихся пяти уравнений составляются группы по три уравнения с соблюдением первого условия. Строятся структурные схемы, на которых выясняется возможность

соединения звеньев с одинаковыми индексами;

вывода наружу $\omega_{вщ}$, $\omega_{вм}$ и тормозного звеньев.

При построении структурной схемы будем использовать обозначения (рис. 25)



Рис. 25

Возьмем уравнения 3, 6, 10 для построения схем (рис. 26).

Для определения выгодного места расположения блокфрикционного строим план угловых скоростей (рис. 27).

Исследования показывают, что планетарная передача очень чувствительна к подобного рода неточностям, и нагрузка на отдельные сателлиты может резко увеличиться по сравнению с теоретической. При этом резко возрастают радиальные нагрузки на центральные колеса, нагрузки на подшипники сателлитов и зубья колес, что нельзя не учитывать в расчетах.

Неравномерность распределения нагрузки на сателлиты учитывается в расчетах поправочным коэффициентом Ψ , представляющим собой отношение максимальной нагрузки на сателлит к теоретической нагрузке:

$$\Psi = \frac{P_{max}}{P_T}$$

В практике расчетов принимают для удовлетворительно изготовленных планетарных передач при $K = 2 \dots 4$ коэффициент $\Psi = 1,5$.

Очевидно, что неравномерность распределения нагрузки вызывает утяжеление и удорожание планетарной передачи, поэтому обеспечение возможно более равномерного распределения нагрузки на сателлиты (близкого или равного теоретическому при $\Psi = 1$) является основной задачей при конструировании планетарной передачи. Достигается это комплексом конструктивных и технологических мероприятий, основными из которых являются

- высокая точность производства;
 - подбор сателлитов по зазорам в зацеплении;
 - постановка "плавающих" звеньев (как центральных, так и сателлитов);
 - применение зубчатых колес с гибким ободом;
 - применение упругой связи между венцами сателлита;
 - использование пластмассовых зубчатых колес и др.
- Необходимая точность изготовления планетарных передач должна возрастать с увеличением окружных скоростей, крутящих моментов и числа сателлитов.

Качество зацепления повышают применением для зубчатых колес легированных сталей (с присадками хрома, никеля, вольфрама, молибдена и др.), причем центральные зубчатые колеса изготавливаются из более прочного материала, чем сателлиты, так как рабочие поверхности зубьев центральных колес входят в соприкосновение с несколькими сателлитами и чаще находятся под нагрузкой. При необходимости применяют высотное и угловое корректирование зубьев, фланкирование, увеличение высоты зуба.

После нарезания зубья подвергаются химико-термической обработке (обычно цементации или нитроцементации на глубину $0,8 \dots 1,5$ мм), что обеспечивает высокую твердость рабочих поверхностей и мягкую сердцевину, а также дополнительной механической обработке.

Центральные колеса выполняются вместе с валом или отдельно, но с тщательным центрированием на валу, например, за счет горячей посадки на эвольвентные шлицы или за счет применения центрирующих поясков по двум диаметрам или по конусам.

Водило во всех случаях конструируется как можно более жесткое, чтобы уменьшить изгиб осей сателлитов, в частности, это может быть неразъемная литая конструкция водила со вставными осями или конструкция водила вместе с осями сателлитов. Во всех случаях водило подвергается статической и динамической балансировке в сборе с сателлитами.

Венцы блока сателлитов во многих случаях делаются составными для возможности шлифования. Выполнение венцов из одной заготовки применяется только в случае малого различия в их диаметрах или когда можно обойтись без шлифования зубьев. Соединяются между собой венцы с помощью шлицов, штифтов, винтов, фрикционных конусов, на резьбе и т.п. Во всех случаях должна быть обеспечена надежная центровка венцов относительно друг друга, а также их взаимное положение для обеспечения условия сборки. На торцы зубьев наносятся метки для обеспечения правильного расположения венцов при последующих сборках.

Уменьшения массы сателлитов добиваются путем удаления части материала, выполнения проточек, отверстий и т.д. Для каждой передачи подбирается комплект сателлитов с проверкой по зазорам в зацеплении. Зазоры проверяются в зацеплении с эталонными центральными колесами; при этом сателлиты устанавливаются так, чтобы зазоры в направлении передачи усилий были равны нулю.

Полной равномерности нагрузки достичь только путем повышения точности производства, монтажа и подбора сателлитов не всегда возможно и экономически целесообразно. Поэтому в планетарных передачах широкое распространение получила установка "плавающих" звеньев, т.е. применение устройств, обеспечивающих достаточное радиальное перемещение колес или водила и тем самым равномерное распределение усилий по сателлитам. Из таких устройств наиболее распространенным является соединение цент-

радных колес с валом или корпусом при помощи эвольвентных шлиц с зазором. При этом водило и сателлиты жестко располагаются на своих опорах относительно корпуса. Центральные колеса благодаря зазорам в шлицах могут самоустанавливаться ("плавать") в радиальном направлении.

Другое устройство: центральные колеса и водило жестко соединяются с валами или корпусом, а сателлиты "плавают" относительно водила, т.е. устанавливаются со свободой перемещения в радиальном направлении, например с помощью масло- и теплостойких вкладышей из эластичных материалов. При этом нагрузка на все сателлиты делится практически равномерно, а кроме того, существенно уменьшается шум зубчатых колес.

Выравнивание нагрузок достигается установкой упругой связи между венцами блока сателлитов, которую иногда применяют в сочетании с гибкими ободами центральных колес. Упругая связь центральных колес с валами или корпусом также способствует выравниванию нагрузок на сателлиты и уменьшению динамических нагрузок на зубьях. Применяются и другие конструктивные меры по выравниванию нагрузок, по улучшению смазки и отвода тепла, исключению возникновения гидравлических ударов при работе в масле зубчатых колес с внутренним зацеплением (для этого в них выполняются дренажные отверстия) и др.

Контрольные вопросы

1. Где применяются планетарные передачи в транспортных средствах?
2. Каковы основные достоинства и недостатки применения планетарных передач в транспортных средствах?
3. Каковы основные типы планетарных передач и их уравнения кинематики?
4. Каков порядок определения передаточных чисел планетарных коробок передач?
5. Как определяется относительная частота вращения сателлитов?
6. Каков порядок построения плана скоростей планетарных передач?
7. Каковы условия подбора чисел зубьев шестерен планетарных передач?

8. Как определяются усилия и моменты, действующие на звенья планетарных передач?
9. Каков порядок определения к.п.д. планетарных передач?
10. Понятие о циркулирующей мощности в замкнутых планетарных механизмах и где она используется?
11. Как определяется циркулирующая мощность в замкнутых планетарных механизмах?
12. В чем заключаются особенности составления схем планетарных коробок передач (ПКП) методом подбора?
13. Каковы основные особенности применения метода синтеза для построения схем ПКП?
14. Каковы основные положения метода синтеза ПКП?
15. Каковы основные особенности конструирования планетарных передач?

5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

5.1. Расчет планетарной трехступенчатой коробки передач

Дана кинематическая схема КП (рис.28) и числа зубьев Z .
 $Z_1 = 30$; $Z_2 = 24$; $Z_{B1} = 18$; $Z_{B2} = 27$; $Z'_1 = 66$; $Z'_2 = 78$.

Указания. Направление вращения звеньев при $n_0 = 0$.

Индексы: Z_i - солнечная шестерня; Z_{Bi} - сателлит; Z'_i - эпицикл; 0 - водило.

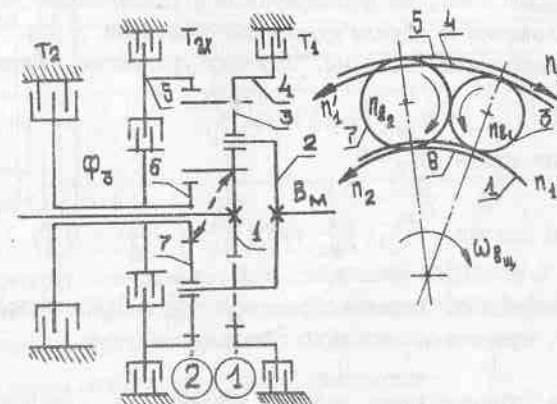


Рис. 28

Задание

1. Вывести выражения для определения передаточных чисел на всех передачах.
2. Построить планы скоростей на II передаче и передаче заднего хода (з х).
3. Определить $n_{\text{вотн}}$ на всех передачах.
4. Определить η на всех передачах.
5. Определить моменты тормозов M_T .
6. Определить момент блокировочного фрикциона $M_{\text{ф}}$.
7. Определить расчетные моменты шестерен.

Решение

Определение передаточных чисел

Первая передача: включен тормоз T_1 , нагружен ряд I.

Уравнение кинематики ряда I:

$$n_1 = n_{o1}(1 + K_1) - n'_1 K_1$$

Уравнение связи: $n'_1 = 0$,

тогда
$$u_1 = \frac{n_1}{n_{o1}} = 1 + K_1; \quad K_1 = \frac{z'_1}{z_1} = \frac{66}{30} = 2,2,$$

откуда
$$u_1 = 1 + K_1 = 1 + 2,2 = 3,2.$$

Вторая передача: включен тормоз T_2 , нагружены ряды I, 2 как видно по схеме, оба ряда работают как передача с внешним зацеплением. Кроме того, из дополнительной схемы можно установить, что при остановленном водиле солнечные шестерни Z_1 и Z_2 вращаются в противоположные стороны. Поэтому уравнение кинематики имеет вид:

$$n_1 = n_{o1}(1 + K'_1) - n'_2 K'_1$$

Уравнение связи: $n'_2 = 0$

и
$$u_2 = \frac{n_1}{n_{o1}} = 1 + K'_1$$

 В данном случае
$$K'_1 = \frac{z_2}{z_{B2}} \cdot \frac{z_{B2}}{z_{B1}} \cdot \frac{z_{B1}}{z_1} = \frac{24}{30} = 0,8.$$

Откуда
$$u_2 = 1 + K'_1 = 1 + 0,8 = 1,8.$$

Третья передача: включен фрикцион Φ_3 . Планетарные ряды заблокированы, вращаются как одно целое.

$$u_3 = 1,0.$$

Передача заднего хода: включен тормоз T_{3x} . Передача работает как ряд с блоком сателлитов. Как видно из дополнительной

схемы, при остановленном водиле Z'_2 и Z'_1 имеют одинаковое направление вращения.

Уравнение кинематики:

$$n_1 = n_{o2}(1 - K'_2) + n'_2 K'_2$$

Уравнение связи $n'_2 = 0$; $n_{o2} = n_{o1}$.

$$u_{3x} = \frac{n_1}{n_{o1}} = 1 - K'_2$$

В данном случае
$$K'_2 = \frac{z_1}{z_{B2}} \cdot \frac{z_{B2}}{z_{B1}} \cdot \frac{z_{B1}}{z'_2} = \frac{78}{30} = 2,6.$$

$$u_{3x} = 1 - K'_2 = 1 - 2,6 = -1,6.$$

Знак "-" означает, что при заднем ходе ведомое звено вращается в обратную сторону.

Построение планов скоростей

Для этой цели схему планетарных рядов лучше изобразить в виде, обобщающем построение плана скоростей.

Условия: а) 2 передача ($n'_2 = 0$);

б) передача з х ($n'_2 = 0$);

n_{o1} - задается; $|ab| = |cd|$; n_{o1} - задается; $|ab| = |cd|$.

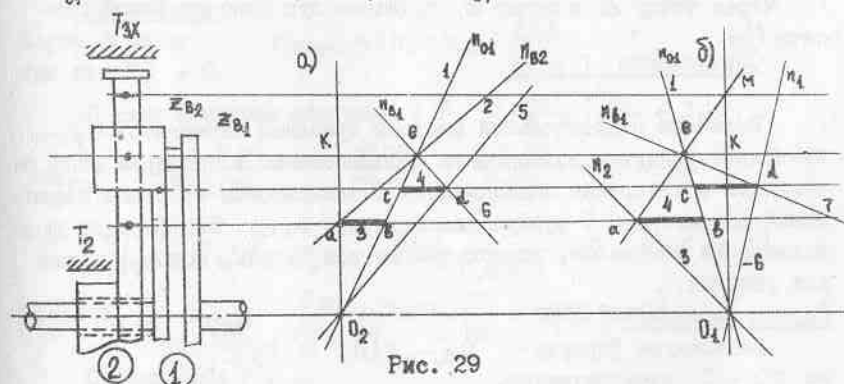


Рис. 29

Принцип построения: относительные скорости в полюсах зацепления $Z_1 - Z_{B1}$ и $Z_2 - Z_{B2}$ должны быть равны, т.е. $|ab| = |cd|$, но направлены в противоположные стороны.

Порядок построения плана скоростей

Вторая передача. $n'_2 = 0$ - солнечная шестерня ряда (2) вращается.

Строим луч абсолютной скорости водила n_{01} (произвольно).

Идем на пересечении с горизонталью точку e .

Строим луч ae — относительную скорость n_{B2} .

Определяем модуль отрезка $|ab|$.

Идем точку C (полюс зацепления $Z_1 - Z_{B1}$).

Откладываем отрезок $|cd| = |ab|$ — скорости в полюсах сателлитов с солнечными шестернями.

Находим точку d (конец отрезка по горизонтали).

Проводим луч n_1 через точку d (абсолютная скорость).

Проводим луч ed (n_{B1}) относительной скорости.

Задний ход (з х)

Строим луч n_{01} .

Идем точку e (ek — скорость водила).

Проводим луч me относительной скорости n_{B2} , так как эпицикл заторможен ($n'_2 = 0$).

Определяем $|ab|$ — скорость в полюсе $Z_2 - Z_{B2}$.

Откладываем отрезок $|ed| = |ab|$ и определяем точку d .

Через точку d проводим луч абсолютной скорости солнечной шестерни I-го ряда n_1 .

Через точку d и точку e проводим луч относительной скорости n_{B1} .

Определение $n_{B2\text{отн}}$

Величина относительной частоты вращения сателлитов $n_{B2\text{отн}}$ позволяет судить о возможности использования в качестве опор сателлитов стандартных подшипников. В зависимости от схемы зацеплений рассмотрены 5 формул для подсчета $n_{B2\text{отн}}$. Все формулы дадут одинаковый результат, но пользуются той из них, которая проще для решения.

Первая передача $n'_1 = 0$.

Используем формулу $n_{B2\text{отн}} = (n_1 - n'_1) \frac{2K_1}{K_1^2 - 1}$,
но $n'_1 = 0$, следовательно,

$$n_{B2\text{отн}} = n_1 \frac{2K_1}{K_1^2 - 1} = 2160 \frac{2 \cdot 22}{2 \cdot 22^2 - 1} = 2470 \text{ мин}^{-1},$$

где

$$n_1 = n_{gn} \cdot \frac{1}{u_p} \cdot \frac{1}{u_r} = 2100 \frac{1}{0,875} \cdot 0,9 = 2160 \text{ мин}^{-1},$$

так как $\frac{n_{B2\text{отн}}}{n_{B1\text{отн}}} = \frac{Z_{B1}}{Z_{B2}}$, то

$$n_{B2\text{отн}} = n_{B1\text{отн}} \cdot \frac{Z_{B1}}{Z_{B2}} = 2470 \frac{18}{27} = 1645 \text{ мин}^{-1}.$$

Вторая передача

Передача с внешним зацеплением, следовательно, берем уравнение (для второго ряда, поскольку $n_2 = 0$): $n_{B2\text{отн}} = (n_2 - n_0) \frac{Z_2}{Z_{B2}}$.

Частоту вращения n_0 водила находим из выражения

$$n_0 = n_1 \cdot u_2^{-1}.$$

При включенном блокирующем гидروпередачи (наиболее тяжелый случай — блокировка ГП)

$$n_1 = n_{gn} \frac{1}{u_p} = \frac{2100}{0,875} = 2400 \text{ мин}^{-1},$$

$n_0 = -2400 \frac{1}{1,8} = -1330 \text{ об/мин}$ ($u_2 = 1,8$ — передаточное число ПКП) и $n_{B2\text{отн}} = n_0 \frac{Z_2}{Z_{B2}} = 1330 \frac{24}{27} = 1190 \text{ мин}^{-1}$, а

$$n_{B1\text{отн}} = n_{B2\text{отн}} \frac{Z_{B2}}{Z_{B1}} = 1190 \frac{27}{18} = 1780 \text{ мин}^{-1}.$$

Третья передача

Планетарные ряды заблокированы. $n_{B2\text{отн}} = 0$.

Задний ход

Берем формулу $n_{B2\text{отн}} = (n'_2 - n_{02}) \frac{2K_2}{K_2 - 1}$,
так как $n'_2 = 0$.

В данном случае для ряда 2 $K_2 = \frac{Z_2'}{Z_2} = \frac{78}{24} = 3,25$;

$$n_{B2\text{отн}} = -n_{02} \frac{2 \cdot 3,25}{2,25} = -\frac{2160}{-1,6} \cdot \frac{2 \cdot 3,25}{2,25} = 3900 \text{ мин}^{-1}.$$

$$n_{02} = \frac{n_1}{u_{3x}}; \quad n_1 = n_{gn} \frac{1}{u_p} \cdot \frac{1}{u_r} = 2100 \frac{1}{0,875} \cdot 0,9 = 2160 \text{ мин}^{-1}.$$

$$\text{Тогда } n_{B1\text{отн}} = n_{B2\text{отн}} \cdot \frac{Z_{B2}}{Z_{B1}} = 3900 \frac{27}{18} = 5850 \text{ мин}^{-1}.$$

Определение к.п.д.

К.п.д. сложной планетарной ПКП определяется по методу проф. М.А. Крейнса в следующей последовательности:

определяют общее кинематическое передаточное число для каждой ступени как функцию характеристик планетарных рядов, работающих при включении данной передачи: $u_p = f(K_1, K_2, \dots, K_n)$;

определяют знак (sign) показателя степени к.п.д. при остановленном водиле для каждого планетарного ряда;

определяют силовое передаточное число

$$\hat{u}_p = f(K_1 \cdot z^{x_1}, K_2 \cdot z^{x_2}, \dots, K_n \cdot z^{x_n}),$$

находят полный к.п.д. механизма при включении данной степе-

пени
$$\eta = \frac{\hat{u}_p}{u_p}.$$

Первая передача

$$u_1 = 1 + K_1 = 1 + 2,2 = 3,2;$$

$$\hat{u}_1 = 1 + K_1 z^{x_1};$$

$$x_1 = \text{sign} \frac{K_1}{u_1} \cdot \frac{\partial u_1}{\partial K_1} = \text{sign} \frac{K_1}{u_1} \cdot \frac{\partial(1+K_1)}{\partial K_1} = \text{sign} \frac{K_1}{u_1} \left(\frac{0+1}{1} \right) = +1;$$

$$z_1 = \frac{\hat{u}_1}{u_1} = \frac{1 + K_1 z^{x_1}}{1 + K_1} = \frac{1 + 2,2 \cdot 0,96}{1 + 2,2} = 0,97,$$

где для первой передачи $\eta = \eta_{\text{внешн}} \cdot \eta_{\text{внутр}} = 0,97 \cdot 0,99 = 0,96$.

Вторая передача

$$u_2 = 1 + K'_1 = 1 + 0,8 = 1,8;$$

$$\hat{u}_2 = 1 + K'_1 z^{x_2};$$

$$x_2 = \text{sign} \frac{K'_1}{u_2} \cdot \frac{\partial u_2}{\partial K'_1} = \text{sign} \frac{K'_1}{u_2} (+1) = +1.$$

В данном случае имеем три внешних полюса зацепления и

$$\eta = \eta_{\text{внешн}}^3 = 0,97^3 = 0,91.$$

$$z_2 = \frac{\hat{u}_2}{u_2} = \frac{1 + 0,8 \cdot 0,91}{1 + 0,8} = 0,97.$$

Третья передача

$u_3 = 1$, вся мощность передается переносным движением и $z_3 = 1$.

Задний ход

$$u_{3x} = 1 - K'_2; \quad \hat{u}_{3x} = 1 - K'_2 z^{x_{3x}};$$

$$x_{3x} = \text{sign} \frac{K'_2}{u_{3x}} \cdot \frac{\partial u_{3x}}{\partial K'_2} = \text{sign} (-1)(-1) = +1.$$

При определении x_{3x} величина u_{3x} подставляется со знаком "-", тогда $\frac{K'_2}{u_{3x}} = (-1)$ или просто "-", так как численная величина в данном случае не представляет интереса.

При заднем ходе имеем два внешних полюса зацепления и один внутренний, следовательно, $\eta = \eta_{\text{внешн}}^2 \cdot \eta_{\text{внутр}} = 0,97^2 \cdot 0,99 = 0,93$.

$$z_{3x} = \frac{1 - K'_2 z^{x_{3x}}}{1 - K'_2} = \frac{1 - 2,6 \cdot 0,93}{1 - 2,6} = \frac{1,418}{1,6} = 0,89.$$

Определение моментов тормозов ПКП

Формула для определения моментов тормозов ПКП при включении переднего хода:

$$M_{Ti} = M_{\text{вщ}} (u_i - 1).$$

Для передачи заднего хода знак "-" в скобках изменяют на "+", причем $u_1 = 3,2$; $u_2 = 1,8$; $u_{3x} = 1,6$.

Максимальный момент на ведущем валу турбины КТП равен

$$M_{\text{вщ}} = M_{T \max} = 6170 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент тормоза первой передачи

$$M_{T1} = M_{\text{вщ}} (u_1 - 1) = 6170 (3,2 - 1) = 13574 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент тормоза второй передачи

$$M_{T2} = M_{\text{вщ}} (u_2 - 1) = 6170 (1,8 - 1) = 4936 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент тормоза заднего хода

$$M_{T3x} = M_{\text{вщ}} (u_{3x} - 1) = 6170 |(-1,6 - 1)| = 16042 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определение момента блокфрикциона Мф

$$\text{Известно, что } M_{\text{ф}} = M_{\text{вщ}} (u_{\text{вмх}}^y - u_{\text{вщх}}^y)$$

(см. п.п. 3.3).

Определение $u_{вмх}^y$

По условию остановлено звено y (эпицикл), т.е. $n_2' = 0$.

Уравнение кинематики второго планетарного ряда

$$n_2 = n_{o2} (1 + K_2) - n_2' K_2$$

Тогда передаточное число от ведомого звена (см. схему рис.

13) к ведущему

$$u_{вмх}^y = \frac{n_{o2}}{n_2} = \frac{1}{1 + K_2},$$

где $K_2 = \frac{z_2'}{z_2} = \frac{78}{24} = 3,25$.

Определение $u_{вщх}^y$

Поскольку ведущим является солнечная шестерня первого ряда, то оба ряда являются нагруженными (см. схему рис. 13).

Звено y (эпицикл) остановлено. т.е. $n_2' = 0$.

Для определения $u_{вщх}^y$ при данных условиях необходимо составить уравнения кинематики первого и второго планетарных рядов:

$$n_1 = n_{o2} (1 - K_2') + n_2' K_2'$$

$$n_2 = n_{o2} (1 + K_2) - n_2' K_2$$

Тогда $u_{вщх}^y = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1 - K_2'}{1 + K_2}$

$$K_2' = \frac{z_2'}{z_{b2}} \cdot \frac{z_{b2}}{z_{b1}} \cdot \frac{z_{b1}}{z_1} = \frac{z_2'}{z_1} = \frac{78}{30} = 2,6$$

$$K_2 = \frac{z_2'}{z_2} = \frac{78}{24} = 3,25$$

$$M_{\phi} = M_{вщ} \left(\frac{1}{1 + K_2} - \frac{1 - K_2'}{1 + K_2} \right) = 6170 \left(\frac{1}{4,25} + \frac{1,6}{4,25} \right) = 3775 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчетные моменты шестерен

Для планетарного ряда ① известен момент $M_{вщ} = 6170 \text{ Н} \cdot \text{м}$, действующий на солнечную шестерню. $M_1 = M_{вщ}$.

Этого достаточно.

Для планетарного ряда ② момент на эпицикле $M_2' = M_{т.з.х.} = 16042 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$M_2 = \frac{M_2'}{K_2} = \frac{16042}{3,25} = 4936 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Такое же значение момента M_2 получим из условия

$$M_2 = M_{т2} = 4936 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Особенности четырехступенчатой ПКП

На рис. 30 представлена кинематическая схема планетарной коробки передач, имеющей четыре передачи переднего и две передачи заднего хода.

Крутящий момент в ПКП изменяется в трех планетарных рядах. Первый и третий планетарные ряды состоят из солнечных 1 и 7, эпициклических 3 и 5 шестерен и сателлитов 2 и 8. Второй планетарный ряд состоит из солнечной шестерни 4 и сателлитов 10.

Солнечная шестерня 1 первого планетарного ряда представляет собой пустотелый вал-шестерню. На шлицах меньшего диаметра вала установлена ступица тормоза T_1 , а на шлицах большего диаметра этого вала напрессована ступица фрикциона Φ_2 . Через внутреннюю полость вала-шестерни проходит вал турбинного колеса, являющийся одновременно ведущим валом ПКП. Эпициклическая шестерня 3 этого же планетарного ряда является одновременно крышкой фрикциона Φ_2 и крепится к его корпусу. Сателлиты 2 первого планетарного ряда находятся в постоянном зацеплении с сателлитами 10 второго планетарного ряда. Солнечная шестерня 4 второго планетарного ряда соединена шлицами с валом турбинного колеса и является ведущей шестерней ПКП.

Четвертым элементом планетарных рядов является водило 9, общее для первого и второго планетарных рядов.

На шлицах водила 9 установлена солнечная шестерня 7, являющаяся ведущей шестерней третьего планетарного ряда. На наружных шлицах шестерни 7 установлена ступица фрикциона Φ_5 . Солнечная шестерня 7 находится в постоянном зацеплении с пятью сателлитами 8 третьего планетарного ряда.

Эпициклическая шестерня 5 является одновременно ступицей тормоза T_4 . Водило 6 третьего планетарного ряда через корпус фрикциона Φ_5 жестко связано с ведомым валом планетарной коробки передач.

Передачи переключаются попеременным затормаживанием элементов планетарных рядов фрикционными устройствами (фрикционами и тормозами) управления. На каждой из передач включается только

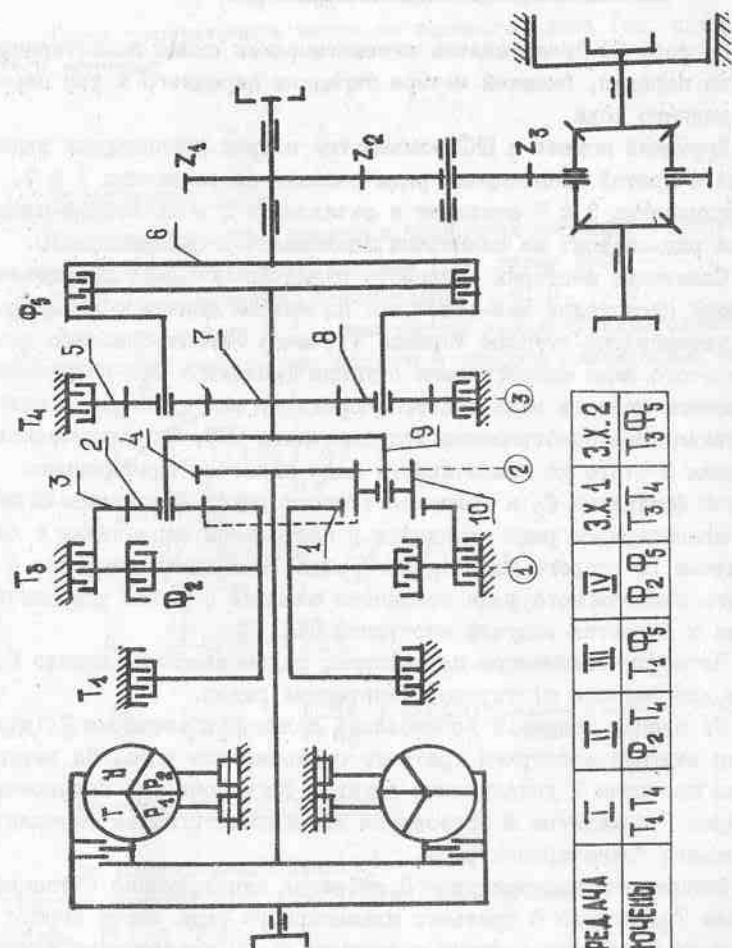


Рис. 30

два из пяти фрикционных устройств ПКП, остальные разомкнуты (см. таблицу рис. 30). Все фрикционные устройства работают в масле. Методика расчета данной ПКП аналогична рассмотренной выше.

5.2. Расчет двухступенчатого планетарного механизма поворота (ПМП)

Дана кинематическая схема 2-ступенчатого ПМП (рис.31).

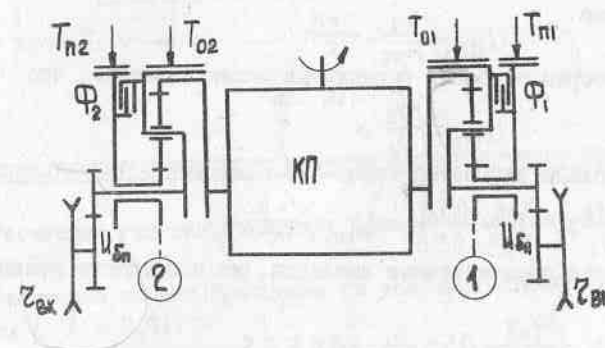


Рис. 31

Исходные данные.

Масса тягача $M = 25$ т.

Колея $B = 2,64$ м.

Максимальный крутящий момент двигателя $M_{dmax} = 2000$ Н·м.

Частота вращения двигателя при N_{dmax} $n_N = 1600$ об/мин.

Передаточные числа коробки передач:

$u_{кпI} = 4,69$; $u_{кпII} = 1,56$; $u_{кпIII} = 0,71$.

Передаточное число бортовой передачи $u_{бп} = 6,78$.

Расчетные радиусы поворота: $r_{pI} = 1,32$ м; $r_{pII} = 8,0$ м.

Радиус ведущего колеса $r_{вк} = 0,294$ м.

Задание. Определить характеристики планетарных механизмов и расчетные моменты двухступенчатого ПМП.

Решение

Определение характеристики планетарного механизма

Характеристика (К) планетарного ряда 2 - ступенчатого ПМП определяется в зависимости от выбранной величины $\gamma_{p\bar{II}}$.

При движении машины с расчетным радиусом $\gamma_{p\bar{II}}$ включен тормоз поворота $T_{п1}$, т.е. $n_1 = 0$.

Напишем уравнение кинематики планетарного ряда отстающей стороны:

$$n_1 = n_{o1}(1+K) - n'_1 K; (v_{ц} - n'_1; v_m - n_{o1}).$$

Отсюда передаточное число планетарного механизма поворота будет равно

$$u_{мп} = \frac{n'_1}{n_{o1}} = \frac{1+K}{K}.$$

Из теории поворота гусеничных машин известно, что

$$u_{мп} = \frac{v_2}{v_1},$$

тогда из плана скоростей (рис. 32) получим

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\gamma_{p\bar{II}} + 0,5B}{\gamma_{p\bar{II}} - 0,5B} = u_{мп} = \frac{1+K}{K}.$$

Опуская промежуточные выкладки, из последнего уравнения получаем

$$K = \frac{\gamma_{p\bar{II}}}{B} - 0,5 = \frac{8}{2,64} - 0,5 \approx 2,5.$$

Для эпициклического ряда имеем

$$K = \frac{z_1'}{z_1}.$$

(Отсюда определяют числа зубьев планетарного механизма).

Рекомендуется выбрать для 2-ступенчатого ПМП величину из диапазона $K = 2 \dots 3$

В выполненных конструкциях гусеничных тягачей и быстроходных машин обычно

$$\gamma_{p\bar{II}} = (2,5 \dots 3,5)B.$$

Ограничение второго расчетного радиуса столь узкими пределами вызвано тем, что с увеличением $\gamma_{p\bar{II}}$ возрастает область радиусов поворота, где 2-ступенчатый ПМП не имеет преимуществ перед простейшим механизмом поворота - бортовым фрикционом (по мощности, расходуемой на поворот в данной области радиусов поворота). Уменьшение $\gamma_{p\bar{II}}$ приводит к увеличению потерь мощности в тормозе поворота ($T_{п1}$).

В данном случае $\gamma_{p\bar{II}} = 8$ м, т.е. $\gamma_{p\bar{II}} = \frac{8}{2,64} = 3$ В.

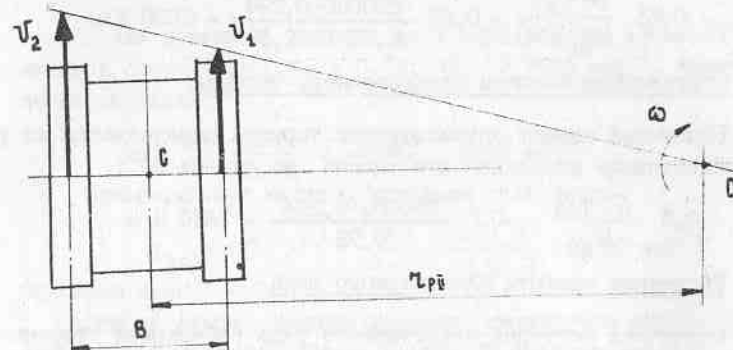


Рис. 32.

Определение расчетного момента блокировочного фрикциона

Расчетные условия движения: поворот в сторону подъема при крене в 30° .

Расчетный момент фрикциона по условиям сцепления гусениц с грунтом ($\gamma = 0,9$):

$$M_{фсц} = 0,65 \frac{G \cdot \gamma_{вк}}{u_{бп} \cdot K} = 0,65 \frac{250000 \cdot 0,294}{6,78 \cdot 2,5} = 2820 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$G = M \cdot g = 250000 \text{ Н}.$$

Расчетный момент фрикциона по двигателю:

$$M_{фд} = M_{дmax} \cdot \frac{u_{кпт}}{K} \cdot \gamma_{тр};$$

$$M_{фд} = 2000 \cdot \frac{4,69}{2,5} \cdot 0,95 = 3560 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$\text{где } \gamma_{тр} = \gamma_{кл} \cdot \gamma_{цл} = 0,97 \cdot 0,98 = 0,95.$$

Расчетным моментом является момент по сцеплению (меньший).

При дальнейшем проектировании блокировочного фрикциона необходимо задаться коэффициентом запаса фрикциона. С учетом опыта выполненных конструкций имеем $\beta = 1,1 \dots 1,2$.

Определение момента тормоза поворота

Тормоз поворота испытывает наибольшую нагрузку по сцеплению,

когда нагружается моментом по сцеплению от забегавшей гусеницы:

$$M_{Тп} = 0,65 \frac{G \cdot \tau_{вк}}{U_{Бп}(1+K)} = 0,65 \frac{250000 \cdot 0,294}{6,78 (1+2,5)} = 2030 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определение момента остановочного тормоза

Расчетный момент остановочного тормоза определяется из условия обеспечения управляемости тягача на спуске 30° :

$$M_{То} = 0,5 \frac{G \cdot \tau_{вк}}{U_{Бп}} = 0,5 \frac{250000 \cdot 0,294}{6,78} = 5420 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчетные моменты планетарного ряда

Солнечная шестерня планетарного ряда забегавшей стороны нагружается наибольшим моментом при включении блокировочного фрикциона.

Расчетным будет момент на валу солнечной шестерни $M_2 = M_{Ф} = 2820 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент на валу эпицикла

$$M'_2 = K \cdot M_2 = 2,5 \cdot 2820 = 7050 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальный момент на валу водила

$$M_{02} = M'_2 = 7050 \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ (из равновесия планетарного механизма при включенном блокфрикционе).}$$

Планы скоростей ПМП (рис. 33).

а) Включен $T_{П1}$ ($n_1 = 0$). б) Включен T_{01} ($n_{01} = 0$)

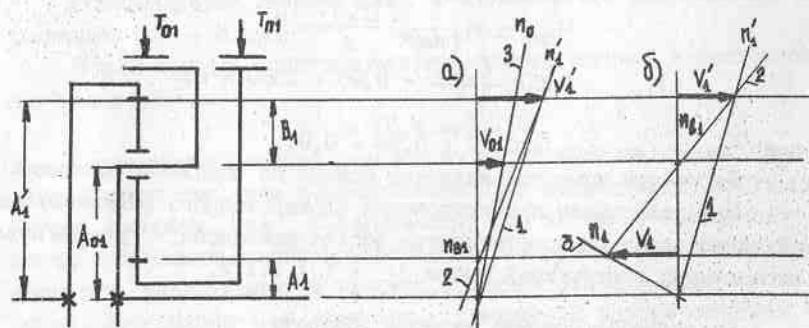


Рис. 33

Определение относительной частоты вращения сателлитов

Режим движения: поворот на У передаче при движении с максимальной скоростью; $U_{кп\bar{y}} = 0,71$; $n_N = 1600 \text{ мин}^{-1}$. Частота вращения эпицикла:

$$n'_1 = \frac{n_N}{U_{кп\bar{y}}} = \frac{1600}{0,71} = 2250 \text{ мин}^{-1}.$$

Относительная частота вращения сателлитов

$$n_{B1} = (n'_1 - n'_1) \frac{2K}{K^2 - 1} = \frac{2 \cdot 2,5}{2,5^2 - 1} \cdot 2250 \text{ мин}^{-1}.$$

Опускаем знак " - ".

Относительная частота вращения сателлитов меньше, чем эпициклической шестерни. Режим работы ПМ благоприятный.

Включен остановочный тормоз ($n_{01} = 0$)

По инструкции запрещено пользоваться остановочным тормозом для поворота на 4 и 5 передачах.

Режим движения: поворот на третьей передаче с максимальной скоростью $U_{кп\bar{III}} = 1,56$.

Частота вращения эпицикла

$$n'_1 = \frac{n_N}{U_{кп\bar{III}}} = \frac{1600}{1,56} = 1020 \text{ мин}^{-1}.$$

Относительная частота вращения сателлитов

$$n_{B1} = (n'_1 - n_{01}) \frac{2K}{K - 1} = 1020 \frac{2 \cdot 2,5}{2,5 - 1} = 3400 \text{ мин}^{-1}.$$

Относительная частота вращения сателлитов находится в допустимых пределах (до 5000 мин^{-1} под нагрузкой).

Для У-ой передачи

$$n'_1 = \frac{n_N}{U_{кп\bar{y}}} = - \frac{1600}{0,71} = 2250 \text{ мин}^{-1}.$$

Относительное число оборотов сателлитов

$$n_{B1} = n'_1 \frac{2K}{K - 1} = 2250 \cdot \frac{2 \cdot 2,5}{2,5 - 1} = 7500 \text{ мин}^{-1}$$

Определение к.п.д. планетарного механизма

Возможны два случая:

мощность передается от эпицикла на водило (оба рычага нахо-

дятся в среднем положении и машина движется прямолинейно с постоянной скоростью);

мощность передается от водила к эпициклу (рекуперация мощности при повороте на расчетном радиусе).

В обоих случаях включен $T_{п1}$ и $n_1 = 0$.

Мощность передается от эпицикла на водило $\eta_{пм} = \frac{\hat{u}_{пм}}{u_{пм}}$.

Уравнение кинематики $n_1 = n_{o1}(1+K) - n_1'K$.

$$u_{пм} = \frac{n_1'}{n_{o1}} = \frac{1+K}{K} = \frac{1+2,5}{2,5} = 1,4;$$

$$\hat{u}_{пм} = \frac{1+2^x \cdot K}{2^x \cdot K}; \quad \eta = 0,98^2 = 0,96,$$

так как $\frac{1+K}{K} = \frac{1}{K} + 1$, то $x = \text{sign} \frac{K}{u_{пм}} \cdot \frac{\partial u_{пм}}{\partial K} = (+) \cdot (-) = -1$.

$$\eta_{пм} = \frac{\hat{u}_{пм}}{u_{пм}} = \frac{1+2^{-1} \cdot K}{2^{-1} \cdot K} \cdot \frac{K}{1+K} = \frac{1 + \frac{2,5}{0,96}}{\frac{2,5}{0,96}} \cdot \frac{2,5}{3,5} = 0,99.$$

Мощность передается от водила к эпициклу:

$$u_{пм} = \frac{n_{o1}}{n_1'} = \frac{K}{1+K} = 1 - \frac{1}{K+1};$$

$$\hat{u}_{пм} = \frac{2^x \cdot K}{1+2^x \cdot K};$$

$$x = \text{sign} \frac{K}{u_{пм}} \cdot \frac{\partial u_{пм}}{\partial K} = (+) \cdot (+) = +1;$$

$$\eta_{пм} = \frac{2 \cdot K}{1+2 \cdot K} \cdot \frac{1+K}{K} = \frac{0,96 \cdot 3,5}{1+0,96 \cdot 2,5} = 0,987.$$

5.3. Расчет двухрядного планетарного редуктора мотор-колеса

Дана кинематическая схема (рис. 34) планетарного редуктора мотор-колеса с числом зубьев Z : $Z_1 = 15$; $Z_{B1} = 30$; $Z_1' = 78$.
 $Z_2 = 16$; $Z_{B2} = 29$; $Z_2' = 74$.

Задание.

I. Вывести выражение и определить передаточное число планетарного редуктора.

2. Построить план скоростей.

3. Определить относительную частоту вращения сателлитов.

4. Определить к.п.д.

5. Вывести выражения для определения расчетных моментов шестерен.

*отсюда **

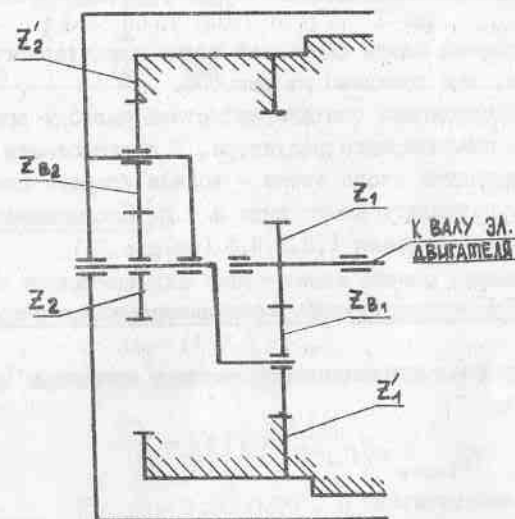


Рис. 1. Расчетная схема

Рис. 34

Решение.

Определение передаточного числа

Уравнение кинематики ряда (1): $n_1 = n_{o1}(1+K_1) - n_1' \cdot K_1$.

Уравнение кинематики ряда (2): $n_2 = n_{o2}(1+K_2) - n_2' \cdot K_2$.

Уравнения связи: $n'_1 = n'_2 = 0$; $n_{01} = n_2$.

Передаточное число равно

$$U_p = \frac{n_1}{n_{02}} = (1+K_1)(1+K_2).$$

$$K_1 = \frac{z'_1}{z_1} = \frac{78}{15} = 5,2;$$

$$K_2 = \frac{z'_2}{z_2} = \frac{74}{16} = 4,625,$$

тогда $U_p = (1+5,2)(1+4,625) = 34,875$.

Построение плана скоростей

Для построения плана скоростей схему планетарного редуктора изобразим, как показано на рис. 35.

Принцип построения: считаем известной частоту вращения n_{02} ведомого звена планетарного редуктора. В произвольном масштабе строим план скоростей этого звена - водила второго планетарного ряда, затем сателлита этого ряда и т.д. Последовательность построения указана цифрами 1,2,3,4,5 (см.рис.35).

Определение относительной частоты вращения сателлитов

Для определения относительной частоты вращения $n_{в1отн}$ используем формулу

$$n_{в1отн} = (n_1 - n'_1) \frac{2K_1}{K_1^2 - 1}.$$

Но $n'_1 = 0$, следовательно,

$$n_{в1отн} = n_1 \cdot \frac{2K_1}{K_1^2 - 1}.$$

Если известно, что $n_1 = 2500 \text{ мин}^{-1}$, а $K_1 = 5,2$, то

$$n_{в1отн} = 2500 \frac{2 \cdot 5,2}{5,2^2 - 1} = 998,5 \text{ мин}^{-1}.$$

Для определения частоты вращения $n_{в2отн}$ сателлитов ряда ② используем формулу $n_{в2отн} = (n_2 - n'_2) \frac{2K_2}{K_2^2 - 1}$.

Но $n'_2 = 0$, а $n_2 = n_{01} = \frac{n_1}{1+K_1} = \frac{2500}{6,2} = 403 \text{ мин}^{-1}$,

тогда $n_{в2отн} = 403 \cdot \frac{2 \cdot 4,625}{4,625^2 - 1} = 183 \text{ мин}^{-1}$,

относительные частоты вращения сателлитов $n_{в1отн}$ и $n_{в2отн}$ невелики, т.е. режим работы планетарного редуктора благоприятный.

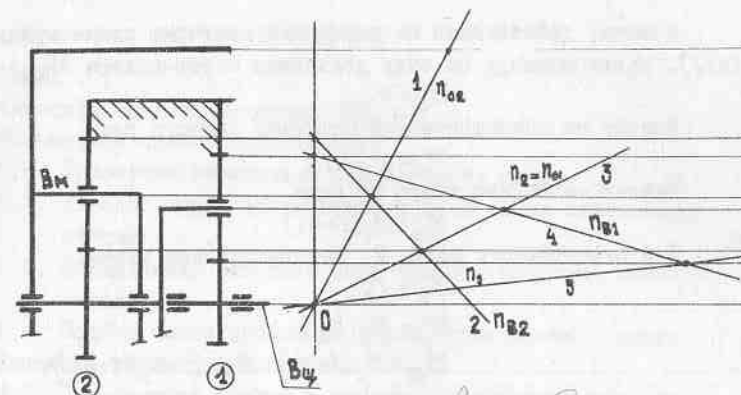


Рис. 35

ятный.

Определение к.п.д.

Запишем выражение для определения общего кинематического передаточного числа планетарного редуктора:

$$U_p = (1+K_1)(1+K_2).$$

Запишем выражение для определения силового передаточного числа

$$\hat{U}_p = (1+K_1 \cdot \eta^{x_1})(1+K_2 \cdot \eta^{x_2}),$$

где $\eta = \eta_{внешн} \cdot \eta_{внутр} = 0,98 \cdot 0,99 = 0,97$ (в нашем случае η одинаковое для обоих рядов);

$$x_1 = \text{sign} \frac{K_1}{U_p} \cdot \frac{\partial U_p}{\partial K_1} = \text{sign} \frac{K_1}{U_p} \cdot \frac{\partial (1+K_1)(1+K_2)}{\partial K_1} = +1;$$

$$x_2 = \text{sign} \frac{K_2}{U_p} \cdot \frac{\partial U_p}{\partial K_2} = \text{sign} \frac{K_2}{U_p} \cdot \frac{\partial (1+K_1)(1+K_2)}{\partial K_2} = +1.$$

Тогда $\hat{U}_p = (1+5,2 \cdot 0,97)(1+4,625 \cdot 0,97) = 33,159$.

Общий к.п.д. планетарного редуктора равен

$$\eta_p = \frac{\hat{U}_p}{U_p} = \frac{33,16}{34,875} = 0,951.$$

Расчетные моменты шестерен

Момент, действующий на солнечную шестерню планетарного ряда \textcircled{I} , равен моменту на валу двигателя мотор-колеса $M_{вщ}$:

$$M_1 = M_{вщ}.$$

Момент на эпициклической шестерне данного ряда

$$M'_1 = M_1 \cdot K_1.$$

Момент на водиле этого же ряда

$$M_{o1} = M_1 (1 + K_1).$$

Для планетарного ряда 2 соответственно имеем:

$$M_2 = M_{o1};$$

$$M'_2 = M_2 \cdot K_2;$$

$$M_{o2} = M_2 (1 + K_2) = M_{вщ} (1 + K_1)(1 + K_2).$$

Зная моменты, действующие на звенья планетарного редуктора, можно проводить необходимые прочностные расчеты.

Момент на валу двигателя мотор-колеса $M_{вщ}$ определяется по условиям сцепления $M_{сц}$ и по характеристикам двигателя мотор-колеса M_d ; эти значения сравниваются и в качестве расчетного момента выбирается меньшее из них.

$$M_{сц} = \frac{G_k \cdot \varphi \cdot r_k \cdot m}{U_p \cdot Z_p},$$

где G_k - сцепной вес, приходящийся на мотор-колесо;
 φ - коэффициент сцепления (принимает $\varphi_{max} = 0,7$);
 r_k - радиус качения колеса;
 m - коэффициент перераспределения нагрузки на колесах (обычно $m = 1,2$).

Для электродвигателя мотор-колеса имеем:

$$M_{эд} = C_M \cdot I_a \cdot \Phi,$$

где C_M - машинная постоянная;
 I_a - ток якоря электродвигателя;
 Φ - магнитный поток электродвигателя.

Для гидродвигателя мотор-колеса имеем:

$$M_{гд} = K_r \cdot q_M \cdot P_M,$$

где P_M - давление, развиваемое гидромотором;
 q_M - удельная производительность гидромотора;
 K_r - постоянный коэффициент.

ЛИТЕРАТУРА

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. Классификация планетарных передач	3
2. Кинематика планетарных передач	5
2.1. Уравнение кинематики планетарного ряда	5
2.2. Порядок определения передаточных чисел планетарных передач	8
2.3. Определение относительной частоты вращения сателлитов	10
2.4. Подбор чисел зубьев шестерен планетарных передач	12
3. Динамика планетарных передач	14
3.1. Определение усилий и моментов, приложенных к звеньям планетарной передачи	14
3.2. Определение моментов тормозов	15
3.3. Определение моментов блокировочных фрикционных	15
3.4. Определение к.п.д. планетарных передач	19
3.5. Циркулирующая мощность в замкнутых передачах	22
4. Построение схем планетарных коробок передач	27
4.1. Составление схемы ППП методом подбора узлов	27
4.2. Метод синтеза ППП	32
4.3. Некоторые особенности конструирования планетарных передач	41
Контрольные вопросы	44
5. Примеры расчета планетарных передач	45
5.1. Расчет планетарной трехступенчатой коробки передач	45
5.2. Расчет двухступенчатого планетарного механизма поворота	55
5.3. Расчет двухрядного планетарного редуктора мотор-колеса	60
ЛИТЕРАТУРА	64