

**Рисунок 9 – 3D-модель двигателя**

Таким образом, в соответствии с методологией компьютерного моделирования разработаны математическая модель РПДС и алгоритм ее решения, изучена сущность физических процессов, происходящих при функционировании двигателя, выполнен многовариантный анализ влияния изменения конструктивных и эксплуатационных параметров РПДС на его характеристики, определены рациональные параметры, которые использованы для разработки конструкции и изготовления РПДС. Готовятся испытания двигателя, по результатам которых будет принято решение о направлении дальнейших исследований, в том числе по доработке конструкции и компьютерной модели.

#### **Литература**

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга / Пер. с англ. Б. В. Сутугина и Н. В. Сутугина. - М.: Машиностроение, 1985. - 408 с.
2. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга – М.: Мир, 1986. - 464 с.
3. Компьютеры, модели, вычислительный эксперимент. Введение в информатику с позиций математического моделирования /Под ред. А. А. Самарского.– М.: Наука, 1988.- 176 с.
4. Самарский А.А., Михайлов А.П. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры. - М.: Наука, 2003. - 320 с.
5. Норенков И.П., Кузьмик П.К. Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS-технологии. - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 320 с.
6. Математические модели систем пневмоавтоматики./ Ю.Л. Арзуманов, Е.М. Халатов, В.И. Чекмазов – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана. 2009. - 296 с.
7. Михеев М.А. Основы теплопередачи. - Изд. 2-е, заново переработ. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1949. - 396 с.
8. Никишкин С.И., Потапов С.И. Роторно-поршневой двигатель Стирлинга. Основы теории, инженерный анализ и проектирование. - Ковров: КГТА, 2011 - 208с.
9. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов. - М.: Высшая школа, 2002. - 496 с.
10. Волгин М.А., Крылов И.А., Никишкин С.И. Программа «Анализ характеристик роторно-поршневого двигателя Стирлинга» // М.: Хроники объединенного фонда электронных ресурсов «Наука и образование», № 5(24), 2011, № 17100, с. 17-18

#### ***Кинематический и силовой анализ универсального многопоточного дифференциального механизма автоматических коробок передач***

Волошко В.В., к.т.н. Галимянов И.Д., Салахов И.И., к.т.н. Мавлеев И.Р.  
ФГБОУ ВПО Камская государственная инженерно-экономическая академия (ИНЭКА)  
[ildarsz@rambler.ru](mailto:ildarsz@rambler.ru), 8-917-273-98-93

*Аннотация.* Представлены структурная и кинематическая схемы, а также кон-

струкция модуля автоматических коробок передач на основе разработанного авторами универсального многопоточного дифференциального механизма. Рассмотрены методика кинематического и силового анализа.

*Ключевые слова:* автоматические коробки передач, структурная и кинематическая схемы, методика кинематического и силового анализа

### Введение

Большинство современных планетарных коробок передач автоматических трансмиссий построено по одной из двух планетарных систем: системе Симпсона; системе Равиньо (со сцепленными сателлитами) [2].

Эти планетарные системы позволяют реализовать четыре передачи при одновременном включении двух управляющих элементов, что определяет данные системы как трехступенные с полным использованием управляющих элементов: две понижающие передачи; прямая передача; задний ход, при использовании пяти управляющих элементов. Предварительный анализ планетарных систем при числе передач, равном четырем, отдает предпочтение применению автоматических коробок передач (АКП) с тремя степенями свободы, несмотря на то, что число элементов управления таких коробок передач то же, что и у АКП с двумя степенями свободы. Дело в том, что в АКП с тремя степенями свободы для получения четырех передач достаточно двух дифференциальных механизмов, а в АКП с двумя степенями свободы – трех дифференциальных механизмов. Однако при числе передач, равном четырем, АКП с тремя степенями свободы является более сложным объектом по сравнению с АКП с двумя степенями свободы ввиду конструктивной сложности двух фрикционов (в АКП с двумя степенями свободы применяют один фрикцион) и существенного усложнения системы управления [4, 5, 6].

Учитывая вышесказанное, при числе передач, равном четырем, всегда более перспективно применение АКП с двумя степенями свободы [4, 6]. Одним из недостатков таких систем считается большая металлоемкость за счет наличия дополнительных дифференциальных механизмов, а явным преимуществом - возможность получения передаточных чисел, равных расчетным, и более простая система управления. Использование широко известного принципа построения многоскоростных механических КП за счет добавления к основной коробке делителя и демультипликатора возможна и при построении структуры многоскоростных АКП, если в качестве основной коробки (модуля) использовать планетарную систему двухступенного АКП с четырьмя-пятью передачами, обладающую минимально возможным числом основных звеньев с целью уменьшения металлоемкости и габаритов.

### Универсальный многопоточный дифференциальный механизм (УМДМ)

В ИНЭКА была разработана планетарная система (ПС) (рисунок 1), обладающая возможностью в своей кинематической схеме объединить возможно большее количество дифференциальных механизмов при наименьшем числе основных звеньев.

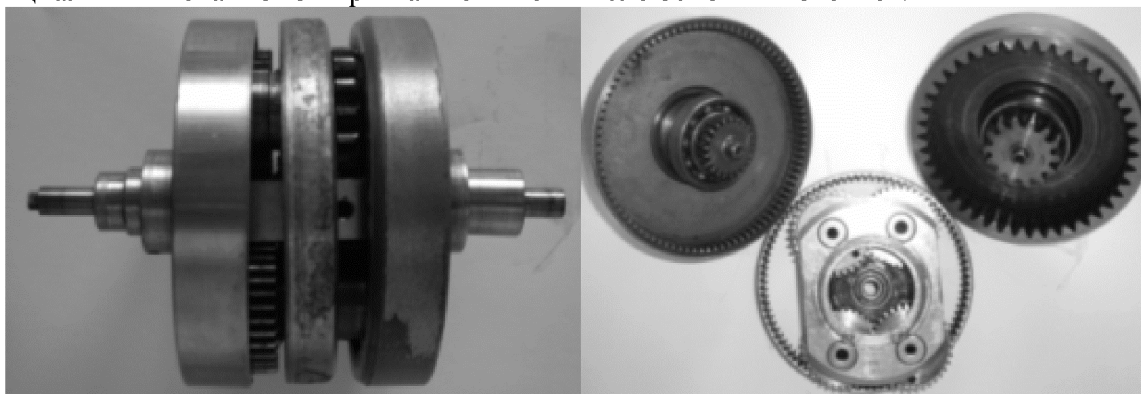


Рисунок 1 – Конструкция ПС УМДМ

ПС включает в себя все четыре типа наиболее используемых в технике дифференциальных механизмов [3]. Благодаря тому, что в кинематической схеме эти дифференциальные механизмы объединены в один универсальный механизм, в котором используются звенья,

являющиеся общими для всех четырех типов, общее количество звеньев становится минимальным, что обуславливает компактную конструкцию с короткими кинематическими цепями и расширенными кинематическими и силовыми возможностями. Эти возможности обуславливают использование данного механизма в качестве модуля в проектируемых АКП.

Разработанная ПС (рисунок 2) представляет собой универсальный многопоточный дифференциальный механизм, водило которого с тремя парами сцепленных сателлитов является общим для первого, второго и третьего планетарных рядов, образуемых двумя независимыми солнечными центральными шестернями и тремя коронными зубчатыми колесами (эпициклами).

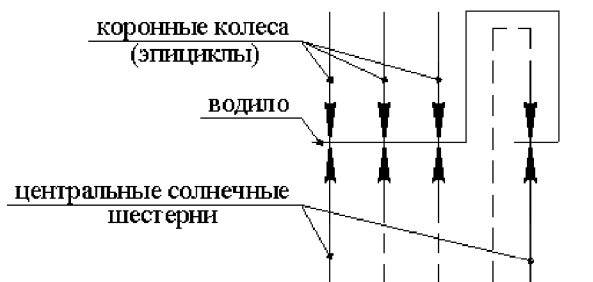


Рисунок 2 – Структурная схема ПС УМДМ

Число  $W$  степеней свободы ПС УМДМ [1] определяется на основе структурной формулы  $n_0 - \kappa_M - W = 0$ , откуда:

$$W = n_0 - \kappa_M, \quad (1)$$

где:  $n_0 = 6$  – число основных звеньев;

$\kappa_M = 4$  – число планетарных дифференциальных механизмов, в нашем случае  $W = 2$ .

Таким образом, планетарная система обладает двумя степенями свободы ( $W = 2$ ), имеет шесть основных звеньев ( $n_0 = 6$ ), четыре из которых являются тормозными звеньями ( $t = 4$ ), а два звена являются ведущим и ведомым. Число передач ( $z = 5$ ) равняется числу элементов управления.

Все звенья УМДМ равнозначны в смысле распределения функций (каждое звено может быть входным, выходным или тормозным). Таким образом, полное число возможных схемных решений УМДМ найдется как число сочетаний из 6 по 2 (вход и выход) или из 6 по 4 (тормозные звенья) [4, 6]:

$$G = C_{n_0}^2 = C_{n_0}^4 = \frac{n_0 \cdot (n_0 - 1)}{2!} = \frac{n_0 \cdot (n_0 - 1) \cdot (n_0 - 2) \cdot (n_0 - 3)}{4!} =$$

$$= \frac{6 \cdot (6 - 1)}{1 \cdot 2} = \frac{6 \cdot (6 - 1) \cdot (6 - 2) \cdot (6 - 3)}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} = 15.$$

Дифференциальные механизмы, используемые при создании ПС УМДМ, изображены на рисунке 3.

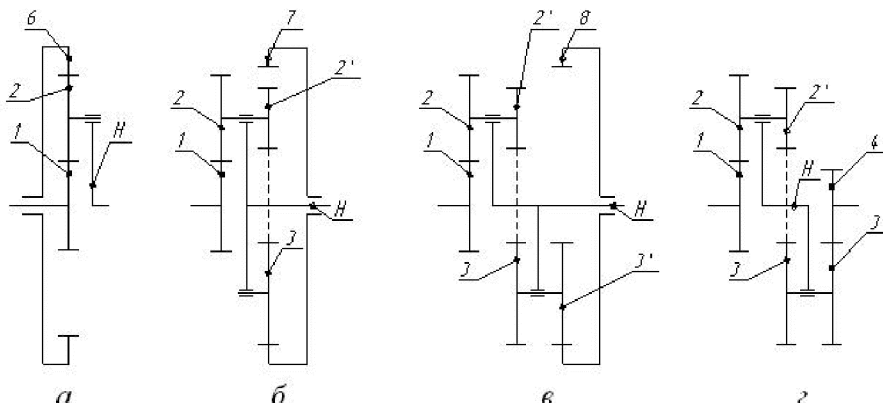
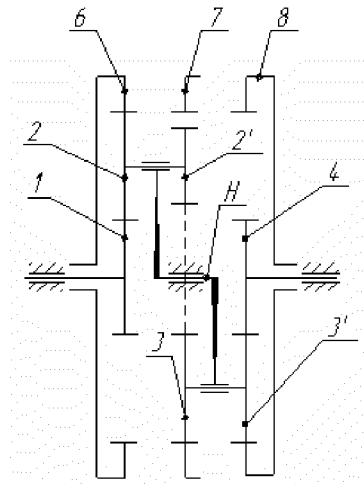


Рисунок 3 – Дифференциальные механизмы, входящие в структуру ПС УМДМ

На основании структурной схемы и вышеизложенного кинематическая схема предлагаемого ПС УМДМ будет выглядеть как показано на рисунке 4.



**Рисунок 4 – Кинематическая схема ПС УМДМ: 1, 4 – солнечные центральные шестерни; 2-2', 3-3' – сцепленные двухвенцовые сателлиты; 5 (H) – водило; 6, 7, 8 – коронные колеса**

Первый планетарный ряд УМДМ состоит из солнечной центральной шестерни 1, водила H сателлитов 2 и коронного колеса 6. Второй планетарный ряд состоит из водила H, сцепленных сателлитов 2', 3 и коронного колеса 7. Третий планетарный ряд состоит из солнечной центральной шестерни 4, водила H сателлитов 3' и коронного колеса 8 [7].

Уравнение кинематики планетарного ряда:

$$n_{\text{вщ}} = n_{\text{вм}} \cdot i_{\text{вщвм}} + n_{\text{H}} \cdot (1 - i_{\text{вщвм}}), \quad (2)$$

где:  $n_{\text{вщ}}$  – число оборотов ведущего звена;

$i_{\text{вщвм}}$  – передаточное число между ведущим и ведомым звеньями;

$n_{\text{H}}$  – число оборотов водила;

$n_{\text{вм}}$  – число оборотов ведомого звена.

Выражение для определения относительных оборотов сателлитов:

$$n_{\text{отн}} = n_{\text{вм}} \cdot i_{\text{свм}} + n_{\text{H}} \cdot (1 - i_{\text{свм}}), \quad (3)$$

где:  $i_{\text{свм}}$  – передаточное число между сателлитом и ведомым звеном.

Из уравнения (2) определяем число оборотов водила H:

$$n_{\text{H}} = \frac{n_{\text{вщ}} - n_{\text{вм}} \cdot i_{\text{вщвм}}}{1 - i_{\text{вщвм}}}. \quad (4)$$

### Методика определения возможных схемных решений

С целью анализа возможных схемных решений ПС УМДМ предлагается метод оценки целесообразности вариантов сочетаний, который даст возможность выбора звеньев ПС УМДМ в качестве входных, выходных и тормозных.

При этом учитывается конструктивная возможность наиболее приемлемого размещения элементов управления модуля и подвода мощности к отдельным звеньям ПС УМДМ.

Рассмотрим вариант сочетания  $i_{1-8}$  (1 – ведущее звено; 8 – ведомое звено; 4, 5 (H), 6, 7 – тормозные звенья):

При торможении водила 5 (H) получаем передачу переднего хода:

$$i_{1-8}^5 = (-i_{1-2}) \cdot (-i_{2'-3}) \cdot (i_{3'-8}) = +i_{1-8}^5. \quad (5)$$

При торможении 6-ого звена (коронного колеса первого планетарного ряда) получаем передачу с положительным знаком:

$$i_{1-8}^6 = i_{1-5}^6 \cdot i_{5-8}^6, \quad (6)$$

где:  $i_{5-8}^6 = \frac{1}{1 - i_{8-6}}$  – передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 6:

$$i_{1-8}^6 = (1 - i_{1-6}) \cdot \frac{1}{1 - i_{8-6}} = \frac{1 - (-i_{1-2}) \cdot (i_{2-6})}{1 - (i_{8-3'}) \cdot (-i_{3-2'}) \cdot (i_{2-6})} = \frac{1 + i_{1-6}}{1 + i_{8-6}} = +i_{1-8}^6.$$

При торможении 7-ого звена:

$$i_{1-8}^7 = i_{1-5}^7 \cdot i_{5-8}^7, \quad (7)$$

где:  $i_{5-8}^7 = \frac{1}{1 - i_{8-7}}$  – передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 7:

$$i_{1-8}^7 = (1 - i_{1-7}) \cdot \frac{1}{1 - i_{8-7}} = \frac{1 - (-i_{1-2}) \cdot (-i_{2'-3}) \cdot (i_{3-7})}{1 - (i_{8-3'}) \cdot (i_{3-7})} = \frac{1 - i_{1-7}}{1 - i_{8-7}}.$$

Так как  $i_{8-7}$  может быть  $<1$  или  $>1$ , получаем положительную или отрицательную передачу:

$$i_{1-4}^7 = \frac{+}{+} = +i_{1-4}^7 \quad \text{или} \quad i_{1-4}^7 = \frac{+}{-} = -i_{1-4}^7.$$

При торможении 4-ого звена получаем положительную передачу:

$$i_{1-8}^4 = i_{1-5}^4 \cdot i_{5-8}^4, \quad (8)$$

где:  $i_{1-5}^4 = 1 - i_{1-4}$  – передаточное число между входным звеном 1 и водилом 5 при заторможенном звене 4;

$i_{5-8}^4 = \frac{1}{1 - i_{8-4}}$  – передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 4.

$$i_{1-8}^4 = (1 - i_{1-4}) \cdot \frac{1}{1 - i_{8-4}} = \frac{1 - (-i_{1-2}) \cdot (-i_{2'-3}) \cdot (-i_{3'-4})}{1 - (i_{8-3'}) \cdot (-i_{3'-4})} = \frac{1 + i_{1-4}}{1 + i_{8-7}} = +i_{1-8}^4.$$

Аналогичным образом анализируем и остальные возможные сочетания управления модулем. Результаты анализа сведены в таблицу 1.

Анализ вариантов комбинаций сочетаний позволяет осуществить выбор ведущих, ведомых и тормозных звеньев планетарной системы УМДМ, что в дальнейшем облегчает процесс построения кинематических схем АКП.

Результаты анализа возможных вариантов кинематических схем УМДМ позволяют делать следующие выводы:

- вариант сочетания  $i_{1-4}$  неприемлем ввиду того, что все передаточные отношения имеют отрицательный знак;
- вариант сочетания  $i_{1-8}$  приемлем;
- вариант сочетания  $i_{1-5}$  неприемлем ввиду того, что 2 передаточных отношения имеют отрицательный знак;
- вариант сочетания  $i_{5-4}$  неприемлем ввиду того, что при торможение любого звена выходное звено 4 будут иметь передаточное отношение по абсолютной величине значительно меньше единицы;

- вариант сочетания  $i_{5-8}$  приемлем;
- вариант сочетания  $i_{6-4}$ ,  $i_{6-8}$ ,  $i_{6-5}$  неприемлемы ввиду того, торможение 1-ого звена конструктивно неосуществимо.

Таблица 1

**Результаты анализа вариантов комбинаций сочетаний**

$i_{1-4}$ при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
		«-»	«-»	«-»	«-»
$i_{1-8}$ при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
	«+»	«+»	«+»	«±»	
$i_{1-5}$ при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
	«+»		«+»	«-»	«-»
$i_{5-4}$ при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»			«-»	«+»	«+»
$i_{5-8}$ при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»	«+»		«+»	«±»	
$i_{6-4}$ при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»		«+»		«+»	«+»
$i_{6-8}$ при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»	«+»	«-»		«±»	
$i_{6-5}$ при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»	«+»			«+»	«+»

С учетом осуществленного анализа в качестве ведущих звеньев возможно использование звена 1 (центральная солнечная шестерня 1-ого планетарного ряда) и звена 5 (водило), в качестве ведомого – звена 8 (коронное колесо 3-его планетарного ряда).

**Кинематические связи звеньев УМДМ.**

Определим кинематические связи звеньев ПС УМДМ при ведущем звене 1 с помощью следующих уравнений:

$$n_1 = n_8 \cdot i_{18} + n_H \cdot (1 - i_{18}); \tag{9}$$

$$n_1 = n_4 \cdot i_{14} + n_H \cdot (1 - i_{14}); \tag{10}$$

$$n_1 = n_6 \cdot i_{16} + n_H \cdot (1 - i_{16}); \tag{11}$$

$$n_1 = n_7 \cdot i_{17} + n_H \cdot (1 - i_{17}). \tag{12}$$

Из уравнения (1) находим  $n_8$  :

$$n_8 = \frac{n_1 - n_H \cdot (1 - i_{18})}{i_{18}}. \tag{13}$$

При  $n_4 = 0$  из уравнения (10) находим  $n_H$  :

$$n_H^4 = \frac{n_1}{1 - i_{14}}. \quad (14)$$

Подставляя уравнение (14) в (13) получаем:  $n_8^4 = \frac{n_1 - n_1 \cdot \frac{1}{1 - i_{14}} \cdot (1 - i_{18})}{i_{18}}$ .

Разделив обе части данного уравнения на  $n_1$ , получим следующую зависимость:

$$\frac{1}{i_{18}^4} = \frac{1 - \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{14}}}{i_{18}}.$$

Как уже отмечалось выше,  $i_{18}^4$  выражена уравнением (8):  $i_{18}^4 = \frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}}$ .

Очевидно  $i_{18}^4 \cdot \frac{1}{i_{18}^4} = 1$ . Что ведет к зависимости  $\frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}} \cdot \frac{1 - \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{14}}}{i_{18}} = 1$ .

Таким образом, получаем следующую зависимость:

$$i_{84} = \frac{i_{14}}{i_{18}}. \quad (15)$$

Аналогично устанавливаем кинематические связи между звеньями при  $n_6 = 0$ ,  $n_7 = 0$ . Полученные результаты кинематических связей звеньев УМДМ представлены в таблице 2.

Таблица 2

**Кинематические связи между звеньями ПС УМДМ**

при ведущем звене 1 ( $n_1 = const$ )		
$i_{84} = \frac{i_{14}}{i_{18}}$	$i_{86} = \frac{i_{16}}{i_{18}}$	$i_{87} = \frac{i_{17}}{i_{18}}$
$i_{48} = \frac{i_{18}}{i_{14}}$	$i_{46} = \frac{i_{16}}{i_{14}}$	$i_{47} = \frac{i_{17}}{i_{14}}$
$i_{64} = \frac{i_{14}}{i_{16}}$	$i_{67} = \frac{i_{17}}{i_{16}}$	$i_{68} = \frac{i_{18}}{i_{16}}$
$i_{74} = \frac{i_{14}}{i_{17}}$	$i_{76} = \frac{i_{16}}{i_{17}}$	$i_{78} = \frac{i_{18}}{i_{17}}$

При ведущем звене 5 (водило) уравнение кинематической связи между звеньями ПС УМДМ имеет вид:

$$i_{58}^P = \frac{1}{1 - i_{8P}}, \quad (16)$$

где:  $P$  - заторможенное звено.

Таблица 3

**Кинематические связи между звеньями ПС УМДМ**

при ведущем звене 5 ( $n_5 = const$ )			
$i_{58}^1 = \frac{1}{1 - i_{81}}$	$i_{58}^6 = \frac{1}{1 - i_{86}}$	$i_{58}^4 = \frac{1}{1 - i_{84}}$	$i_{58}^7 = \frac{1}{1 - i_{87}}$

### Обобщенный кинематический план УМДМ

Используя известную методику построения обобщенного кинематического плана (ОКП) [4, 6] на основе уравнений кинематических связей с учетом величины нижней передачи и шага между передачами  $q$  на рисунке 5 приведен ОКП ПС УМДМ.

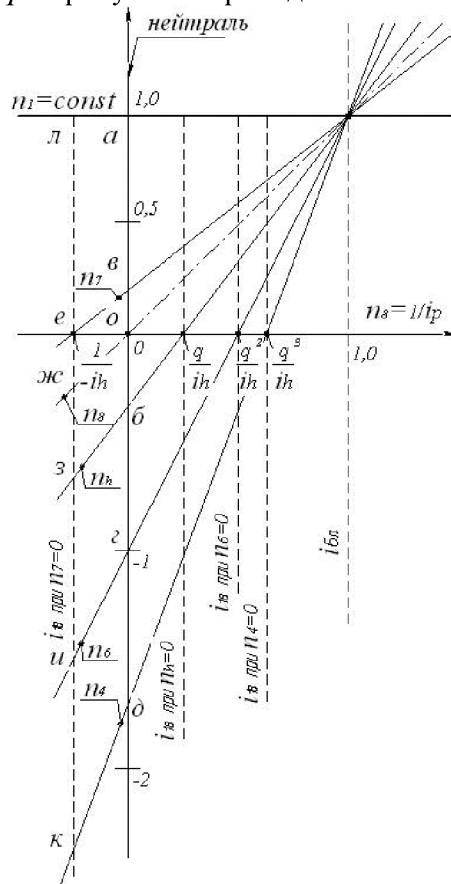


Рисунок 5 – Обобщенный кинематический план ПС УМДМ при ведущем звене 1

Частота вращения ведомого вала выражается отрезками оси абсцисс или ординатами штрих-пунктирного луча, проведенного через начало координат и единичную точку. Частоты вращения тормозных (заторможенных) звеньев  $n_p$  на включаемых передачах и нейтрали определяются ординатами их лучей.

Относительные частоты вращения центральных звеньев определяются вертикальными отрезками между их лучами. Например, на передаче заднего хода, которая получается включением тормоза заднего хода ( $n_7 = 0$ ), абсолютные частоты вращения центральных звеньев равны:

$$n_{вм} = n_{вщ} \cdot \frac{-oe}{oa} = n_{вщ} \cdot \frac{-oжс}{oa}; \quad n_4 = n_{вщ} \cdot \frac{-ке}{ле}; \quad n_h = n_{вщ} \cdot \frac{-зе}{ле}; \quad n_6 = n_{вщ} \cdot \frac{-ие}{ле}.$$

Относительная частота вращения максимальна на передаче переднего хода между звеньями  $n_4$  и  $n_1$ , которая определяется по выражению:

$$n_4 - n_1 = n_{вщ} \cdot \frac{лк}{ле}.$$

### Силовой анализ УМДМ

Кроме основных кинематических параметров ОКП, УМДМ позволяет определить моменты блокировочных фрикционов при различных вариантах блокировки звеньев для получения прямой передачи. Так как мощность буксования фрикциона  $N_B$  не зависит от места его установки в кинематической схеме трансмиссии машины ( $N_B = const$ ) и она прямо про-



порциональна моменту блокировочного фрикциона  $M_{\Phi}$  и относительной угловой скорости блокируемых звеньев  $\omega_{\text{отн}}$ , то при включении блокировочного фрикциона на нейтрали

$$M_{\text{вщ}} \cdot \omega_{\text{вщ}} = M_{\Phi} \cdot \omega_{\text{отн}}, \quad (17)$$

где:  $M_{\text{вщ}}$  – крутящий момент на ведущем валу АКП.

Тогда расчетный момент блокировочного фрикциона:

$$M_{\Phi} = M_{\text{вщ}} \cdot \frac{\omega_{\text{вщ}}}{\omega_{\text{отн}}} = M_{\text{вщ}} \cdot \frac{n_{\text{вщ}}}{n_{\text{отн}}}, \quad (18)$$

здесь  $n_{\text{отн}}$  – относительная частота вращения блокируемых звеньев АКП.

Из выражения (18) следует, что для получения минимального расчетного момента блокировочного фрикциона  $M_{\Phi \text{min}}$  необходимо блокировать звенья АКП, у которых выше относительная частота вращения  $n_{\text{отн}}$ .

Как видно из ОКП УМДМ (АКП), минимальный расчетный момент блокировочного фрикциона  $M_{\Phi \text{min}}$  получается при блокировке на нейтрали тормозных звеньев  $n_4$  и  $n_1$ , где самые большие относительные частоты вращения звеньев:

$$M_{\Phi \text{min}} = M_{\text{вщ}} \cdot \frac{oa}{\delta d} \quad (19)$$

### Определение моментов, действующих на звенья УМДМ

При расчете моментов, действующих на звенья, будем считать, что все звенья УМДМ вращаются с постоянными для заданного режима угловыми скоростями, и потери в УМДМ отсутствуют. При этих допущениях для УМДМ запишем условия равновесия и сохранения энергии

$$M_{\text{вщ}} + M_{\text{H}} + M_{\text{вм}} = 0; \quad (20)$$

$$M_{\text{вщ}} \cdot \omega_{\text{вщ}} + M_{\text{H}} \cdot \omega_{\text{H}} + M_{\text{вм}} \cdot \omega_{\text{вм}} = 0. \quad (21)$$

Выразим из уравнения (20)

$$M_{\text{H}} = -M_{\text{вщ}} - M_{\text{вм}}$$

и, подставив его в (21), получим:

$$M_{\text{вщ}} \cdot (\omega_{\text{вщ}} - \omega_{\text{H}}) + M_{\text{вм}} \cdot (\omega_{\text{вм}} - \omega_{\text{H}}) = 0, \quad (22)$$

откуда, при  $\omega_{\text{H}} = 0$

$$\frac{M_{\text{вм}}}{M_{\text{вщ}}} = -\frac{\omega_{\text{вщ}} - \omega_{\text{H}}}{\omega_{\text{вм}} - \omega_{\text{H}}} = -i_{\text{вщвм}}. \quad (23)$$

Тогда

$$M_{\text{H}} = M_{\text{вщ}} \cdot (1 - i_{\text{вщвм}}). \quad (24)$$

Из этих двух соотношений (23) и (24) можно получить третье:

$$M_{\text{вм}} = M_{\text{H}} \cdot \frac{i_{\text{вщвм}}}{1 - i_{\text{вщвм}}}. \quad (25)$$

Полученные зависимости показывают, что в любом планетарном механизме с отрицательным внутренним передаточным отношением (второго класса) моменты на центральных зубчатых колесах всегда совпадают по направлению и уравниваются моментом на водиле, который имеет противоположное направление. В планетарных механизмах первого класса моменты, действующие на центральные зубчатые колеса, противоположны по направлению, а момент, действующий на водило, равен их алгебраической сумме и по направлению совпадает с моментом центрального колеса, вращающегося при неподвижном водиле с большей угловой скоростью.

Если вместо внутреннего передаточного отношения в качестве характеристики планетарного механизма использовать конструктивный параметр, то предыдущие выражения принимают вид:

$$M_{\text{ВМ}} = m \cdot M_{\text{ВЦ}} \cdot k_{\text{ВМВЦ}}; M_{\text{Н}} = -M_{\text{ВЦ}} (1 \cdot m \cdot k_{\text{ВМВЦ}}); M_{\text{ВМ}} = \pm M_{\text{Н}} \cdot \frac{k_{\text{ВМВЦ}}}{1 \cdot m \cdot k_{\text{ВМВЦ}}}. \quad (26)$$

В этих выражениях верхние знаки (минус или плюс) относятся к планетарным механизмам первого класса, а нижние – к планетарным механизмам второго класса.

Выразив конструктивный параметр через числа зубьев, получим:

для ПМ с одновенцовыми сателлитами

$$M_{\text{ВМ}} = m \cdot M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{z_{\text{ВМ}}}{z_{\text{ВЦ}}}; M_{\text{Н}} = -M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{z_{\text{ВЦ}} \cdot m \cdot z_{\text{ВМ}}}{z_{\text{ВЦ}}}; M_{\text{ВМ}} = \pm M_{\text{Н}} \cdot \frac{z_{\text{ВМ}}}{z_{\text{ВЦ}} \cdot m \cdot z_{\text{ВМ}}}; \quad (27)$$

и для планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами

$$M_{\text{ВМ}} = m \cdot M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{z_{\text{ВМ}} \cdot z_{\text{СВЦ}}}{z_{\text{ВЦ}} \cdot z_{\text{СВМ}}}; M_{\text{Н}} = -M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{z_{\text{ВЦ}} \cdot z_{\text{СВМ}} \cdot m \cdot z_{\text{ВМ}} \cdot z_{\text{СВЦ}}}{z_{\text{ВЦ}} \cdot z_{\text{СВМ}}}; M_{\text{ВМ}} = \pm M_{\text{Н}} \cdot \frac{z_{\text{ВМ}} \cdot z_{\text{СВЦ}}}{z_{\text{ВЦ}} \cdot z_{\text{СВМ}} \cdot m \cdot z_{\text{ВМ}} \cdot z_{\text{СВЦ}}} \quad (28)$$

(правило выбора знаков в этих выражениях, как в предыдущих случаях).

Полученные соотношения между моментами, действующими на звенья планетарного механизма, при указанных выше допущениях справедливы для любого установившегося режима работы дифференциального механизма. С помощью этих соотношений можно найти моменты на всех звеньях ПС при включении того или иного элемента управления.

При торможении водила УМДМ дифференциальный механизм преобразуется в рядную зубчатую передачу с передаточным числом  $i_{\text{ВЦВМ}}^{\text{Н}}$ , чему соответствует значение момента на выходном звене, равное:

$$M_{\text{ВМ}}^{\text{Н}} = M_{\text{ВЦ}} \cdot i_{\text{ВЦВМ}}^{\text{Н}} \quad (29)$$

Зависимость передаточного отношения при торможении звеньев выражается:

$$i_{\text{ВЦВМ}}^q = i_{\text{ВЦН}}^q \cdot i_{\text{НВМ}}^q. \quad (30)$$

В данном уравнении произведем замену:  $i_{\text{ВЦВМ}}^q = \frac{M_{\text{ВМ}}^q}{M_{\text{ВЦ}}}$

Тогда уравнение (29) можно записать в виде:  $\frac{M_{\text{ВМ}}^q}{M_{\text{ВЦ}}} = i_{\text{ВЦН}}^q \cdot i_{\text{НВМ}}^q$ ,

откуда

$$M_{\text{ВМ}}^q = M_{\text{ВЦ}} \cdot (i_{\text{ВЦН}}^q \cdot i_{\text{НВМ}}^q) = M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{1 - i_{\text{ВЦН}}^q}{1 - i_{\text{ВМН}}^q}. \quad (31)$$

Моменты на выходном звене 8 при ведущем звене 1 ПС УМДМ приведены в таблице 4

Реактивные моменты, нагружающие тормозные звенья, можем определить при заторможенном ведомом звене ПС УМДМ по следующей зависимости:

$$M_q = M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{1 - i_{\text{ВЦВМ}}}{1 - i_{q\text{ВМ}}} \quad (32)$$

Реактивные моменты на тормозных звеньях ПС УМДМ при заторможенном ведомом звене 8 приведены в таблице 4.

### Заключение

Компактность ПС УМДМ определяется тем, что при трех планетарных рядах число дифференциальных механизмов равно четырем, а число основных звеньев равно шести. При

этом ПС УМДМ, в отличие от вышеуказанных схем, при постоянном ведущем звене обеспечивает получение на ведомом звене пяти передач.

Таблица 4

Тормоза ПС УМДМ	$M_8$ при $M_1 = const$	$M_q$ при $M_1 = const$ и $n_8 = 0$
ТН	$M_8^H = M_1 \cdot i_{18}^H =$ $= M_1 \cdot [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8})]$	$M_H = M_1 \cdot (1 - i_{18}) =$ $= M_1 \cdot [1 - ((-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8}))]$
Т4	$M_8^4 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (-i_{3/4})]}{1 - [(i_{83'}) \cdot (-i_{3/4})]}$	$M_4 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{48}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8})]}{1 - [(-i_{43'}) \cdot (i_{3/8})]}$
Т6	$M_8^6 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{16}}{1 - i_{86}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (i_{26})]}{1 - [(i_{83'}) \cdot (-i_{32'}) \cdot (i_{26})]}$	$M_6 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{68}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8})]}{1 - [(i_{62}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8})]}$
Т7	$M_8^7 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{37})]}{1 - [(i_{83'}) \cdot (i_{37})]}$	$M_7 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{78}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8})]}{1 - [(i_{75}) \cdot (i_{3/8})]}$

Применение ПС УМДМ в качестве модуля позволяет решать задачу синтеза не только двухступенных, а также трехступенных АКП при увеличении числа управляющих элементов или дополнительного планетарного ряда и при использовании в качестве ведущего двух звеньев ПС УМДМ (солнечное центральное колесо первого и водило).

Предложенная методика кинематического и силового расчета УМДМ позволяет упростить определение передаточных чисел дополнительных планетарных рядов при синтезе двух и трехступенных АКП.

#### Литература

1. Кирдяшев Ю.Н. Многопоточные передачи дифференциального типа. – Л.: Машиностроение, 1981. - 223 с.
2. Косенков А.А. Устройство автоматических коробок передач и трансмиссий. - Ростов н/Д: Феникс, 2003. - 416 с.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и маши. – М.: Машиностроение, 1969. - 584 с.
4. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2004. - 592 с.
5. Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П. Планетарные коробки передач. - Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 149 с.
6. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. - 752 с.
7. Волошко В.В., Салахов И.И. Патент РФ № 2384773 «Автоматическая ступенчатая планетарная коробка передач» от 20.03.2010 г.

#### **Теоретический анализ плоского движения колеса перекатывающегося типа при формировании опорной поверхности**

к.т.н. доц. Сергеев А.И.

Университет машиностроения  
(495) 223 05 23 доб. 1527, [trakvc@mami.ru](mailto:trakvc@mami.ru)

*Аннотация.* Рассмотрено плоское движение колеса перекатывающегося типа во взаимосвязи с геометрическими и энергетическими соотношениями формирова-