УДК 624.01

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Султанов Т.Т., Алтыбаева Н.Б.

Ауыспалы берілістер қорабына кинематикалық және күштік талдаулар жасау міндет қойылды. Есептеу алгоритмі құрылды, ауыспалы қорап элементтеріне түсетін күштер табылды.

The Put(deliver)ed problem to conduct kinemations and power analysis's of the box of the variable issues. It Is Created algorithm of the calculation, is found loads on elements gearbox.

Назначение коробки передач - изменять силу тяги, скорость и направление движения. У двигателей с уменьшением частоты вращения коленчатого вала крутящий момент незначительно возрастает, достигает максимального значения и при дальнейшем снижении частоты вращения также уменьшается. Однако при наборе мощности необходимо увеличение крутящего момента, передаваемого от двигателя к движителям. Для этой цели и служит коробка передач, в которую входит также передача, позволяющая транспортному средству двигаться задним ходом. Кроме того, коробка передач обеспечивает разъединение двигателя с трансмиссией.

Ступенчатая коробка передач состоит из набора зубчатых колес, которые входят в зацепление в различных сочетаниях, образуя несколько передач или ступеней с различными передаточными числами. Коробка передач должна работать бесшумно, с минимальным износом; этого достигают применением зубчатых колес с косыми зубьями.

Задачей кинематического анализа является уточнение передаточных чисел КПП и аналитическое определение абсолютных частот вращения всех центральных звеньев и относительных частот вращения сателлитов на всех передачах. Силовой анализ КПП производится с целью определения максимальных крутящих моментов, нагружающих фрикционные элементы и шестерни планетарных рядов, что необходимо для определения напряженно-деформированного состояния и последующего уточнения расчета.

Кинематический анализ КПП основан на использовании уравнений кинематики тягового диапазона механизма (ТДМ). Рассмотрим схему КПП (рис.1) и проанализируем ее работу на всех передачах. Для этого запишем уравнения кинематики для всех ТДМ, входящих в схему КПП, в порядке их расположения на схеме. Для оценки возможности использования заданной схемы КПП необходимо оценить абсолютные частоты вращения всех ее звеньев.

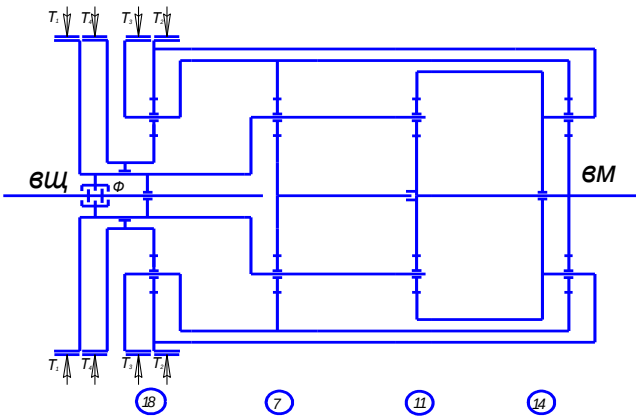

Рис.1. Кинематическая схема КПП

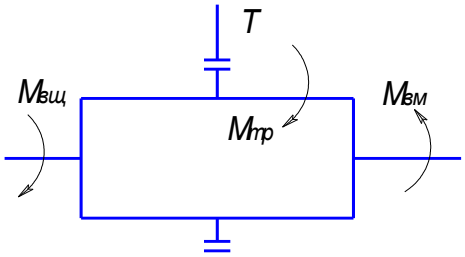

Рис.2. Схема внешних моментов, действующих на КПП с двумя степенями свободы

В ТДМ со смешанным зацеплением шестерен [1] абсолютные величины моментов M_a на солнечной шестерне, $M_в$ на водиле и $M_с$ на эпицикле связаны соотношениями:

$$M_в = M_a(1+k);\ M_с = M_a k;\ M_в = M_с\left(1+\frac{1}{k}\right) \qquad (1)$$

Отметим основные свойства этих соотношений:

- они справедливы для любого режима работы ТДМ (блокировка, вращение двух звеньев при заторможенном третьем звене, вращение всех звеньев под нагрузкой);
- если момент одного из звеньев равен нулю, то два других тоже равны нулю и весь ТДМ не нагружен (это свойство используется при определении нагруженных рядов КПП);
- зная момент, подведенный к одному звену, можно определить два других момента;
- совпадающие по направлению моменты солнечной шестерни и эпицикла направлены против момента водила и весь ТДМ уравновешен.

Тормозные моменты по отношению к КПП являются внешними. Кроме тормозного момента при включении передачи с передаточным числом $u_р \neq 1$ на КПП действуют еще два внешних момента: на ее ведущем $M_{вщ}$ и ведомом $M_{вм}$ валах (рис.2).

Условие равновесия системы: $M_{вщ} + M_{тр} - M_{вм} = 0$,

где $M_{тр}$ – момент трения тормоза на p передаче.

Принимая $M_{вм} = M_{вщ} u_p \eta_p$, получим $M_{тр} = M_{вщ}(u_p \eta_p - 1)$.

Пренебрегая потерями в КПП (ошибка не превышает 3%), окончательно получим

$$M_{тр} = M_{вщ}\left(u_{р} - 1\right) \qquad (2)$$

Выражение (2) позволяет определить расчетный момент тормоза на любой передаче в КПП с учетом знака передаточного числа $u_{р}$.

Определим расчетные моменты на солнечных шестернях всех планетарных рядов выбранной нами ранее схемы КПП (рис.1), ее тормозов и блокировочного фрикциона. Здесь необходимо рассмотреть работу КПП на всех передачах.

Первая передача. Она обеспечивается включением тормоза T_1. Здесь под нагрузкой работают планетарные ряды 7, 11 и 14. Перепишем уравнения кинематики ТДМ для указанных планетарных рядов. При включении тормоза T_1 на данной передаче (рис.1) $n_{в7} = n_{в11} = 0$; $n_{а7} = n_{вщ}$; $n_{а11} = n_{а14} = n_{вм}$. Решая уравнения кинематики с учетом уравнений связи, определим передаточное число КПП. Из уравнения кинематики для планетарного ряда 7, 14 и 18 с учетом уравнений связи определим

$$n_{с7} = n_{с14} = n_{в18} = -\frac{n_{вщ}}{k_{7}}, \qquad (3)$$

из уравнения кинематики для планетарного ряда 11, 14 и 18 с учетом уравнений связи определим

$$n_{в14} = n_{с14} = n_{в18} = -\frac{n_{вм}}{k_{11}}, \qquad (4)$$

из уравнения кинематики для планетарного ряда 18 с учетом уравнений связи определим

$$n_{а18} = n_{в18}\left(1 + k_{18}\right) - n_{с18}k_{18}. \qquad (5)$$

Расчетный момент тормоза первой передачи определим по выражению [2,3] и уравнениям кинематики и связи для этих рядов.

Тогда $M_{т1} = M_{в7} = M_{в11} = M_{вщ}\left(u_{1} - 1\right)$. Момент на солнечной шестерне планетарного ряда 7, 11 и 14 (см. рис. 1) $M_{а7} = M_{вщ}$, $M_{а11} = M_{а14} = \frac{M_{с14}}{k_{14}}$.

Вторая передача. Обеспечивается включением тормоза T_2 и здесь под нагрузкой работают планетарные ряды 7, 11 и 14. Передаточное число было определено ранее. Частоты вращения центральных звеньев КПП и относительных частот вращения сателлитов на второй передаче определяем аналогично. При включении тормоза T_2 на данной передаче (рис.1) $n_{в7} = n_{в11}$; $n_{а7} = n_{вщ}$; $n_{а11} = n_{а14} = n_{вм}$; $n_{с14} = n_{с7} = n_{в18}$; $n_{в14} = n_{с11} = n_{с18} = 0$. Из уравнения кинематики для планетарного ряда 7, 14 и 18 с учетом уравнений связи определим

$$n_{с7} = n_{с14} = n_{в18} = -\frac{n_{вщ}}{k_{14}}, \qquad (6)$$

Из уравнения кинематики для планетарного ряда 11 и 7 с учетом уравнений связи определим

$$n_{в11} = n_{в7} = \frac{n_{вм}}{1 + k_{11}}, \qquad (7)$$

Из уравнения кинематики для планетарного ряда 18 с учетом уравнений связи определим

$$n_{а18} = n_{в18}(1 + k_{18}) - n_{с18}k_{18} \qquad (8)$$

Определим относительные частоты вращения всех сателлитов КПП при включенной первой передаче. Для этого используем выражение (1, 2.11).

Расчетный момент тормоза второй передачи определим по выражению (2, 3) и уравнениям кинематики и связи для этих рядов. Тогда $M_{т2} = M_{в14} = M_{вщ}(u_2 - 1)$. Момент на солнечной шестерне планетарного ряда 7, 11 и 14 (см. рис.1)

$$M_{а7} = M_{вщ},\ M_{а11} = M_{а14} = \frac{M_{с14}}{1 + k_{14}}.$$

Третья передача. Она обеспечивается включением тормоза T_3. Здесь под нагрузкой работают планетарные ряды 7, 11 и 14. При включении тормоза T_3 на данной передаче (см. рис.1) $n_{в7} = n_{в11}$; $n_{а7} = n_{вщ}$; $n_{а11} = n_{а14} = n_{вм}$; $n_{с14} = n_{с7} = n_{в18} = 0$; $n_{в14} = n_{с11} = n_{с18}$. Решая уравнения кинематики с учетом уравнений связи, определим передаточное число КПП. Из схемы КПП следует, что

$$n_{c7} = n_{c14} = n_{в18},\ \ n_{вщ} = n_{a7}, \qquad (9)$$

из уравнения кинематики для планетарного ряда 11,14 и 18 с учетом уравнений связи определим

$$n_{в14} = n_{c11} = n_{в18} = \frac{n_{вм}}{1+k_{14}}, \qquad (10)$$

из уравнения кинематики для планетарного ряда 11 и 7 с учетом уравнений связи определим

$$n_{в11} = n_{в7} = \frac{n_{вщ}}{1+k_{7}}, \qquad (11)$$

из уравнения кинематики для планетарного ряда 18 с учетом уравнений связи определим

$$n_{a18} = n_{в18}\left(1+k_{18}\right) - n_{c18}k_{18} \qquad (12)$$

Определим относительные частоты вращения всех сателлитов КПП при включенной первой передаче.

Расчетный момент тормоза третьей передачи определим по выражению [2, 3] и уравнениям кинематики и связи для этих рядов.

Тогда $M_{т3} = M_{в14} = M_{c7} = M_{вщ}\left(u_3 - 1\right)$. Момент на солнечной шестерне планетарного ряда 7, 11 и 14 (см. рис.1) $M_{a7} = M_{вщ}$, $M_{a11} = M_{a14} = \frac{M_{в14}}{1+k_{14}}$.

Четвертая передача. Она обеспечивается включением тормоза T_4. Здесь под нагрузкой работают планетарные ряды 7, 11, 14 и 18. При включении тормоза T_4 на данной передаче (см. рис.1) $n_{в7} = n_{в11}$; $n_{a7} = n_{вщ}$; $n_{a11} = n_{a14} = n_{вм}$; $n_{c14} = n_{c7} = n_{в18}$; $n_{c14} = n_{c7} = n_{в18}$; $n_{в14} = n_{c11} = n_{c18}$; $n_{a18} = 0$. Решая уравнения кинематики с учетом уравнений связи, определим передаточное число КПП.

Из уравнения кинематики для планетарного ряда 7, 14 и 18 с учетом уравнений связи определим

$$n_{c14} = n_{c7} = n_{в18}, \qquad (13)$$

из уравнения кинематики для планетарного ряда 11,14 и 18 с учетом уравнений связи определим

$$n_{в14} = n_{с11} = n_{с18} = \frac{n_{в18}(1+k_{18})}{k_{18}}, \qquad (14)$$

из уравнения кинематики для планетарного ряда 11 с учетом уравнений связи определим

$$n_{в11} = n_{в7} = \frac{n_{вщ} + n_{с7}k_7}{1+k_7}. \qquad (15)$$

Определим относительные частоты вращения всех сателлитов КПП при включенной первой передаче. Для этого используем выражение (1,2,3).

Расчетный момент тормоза четвертой передачи определим по выражению (2,3) и уравнениям кинематики и связи для этих рядов. Тогда $M_{т4} = M_{а18} = M_{вщ}(u_4 - 1)$. Момент на солнечной шестерне планетарного ряда 7, 11, 14 и 18 (см. рис.1) $M_{а7} = M_{вщ}$, $M_{а11} = M_{а14} = \frac{M_{с11}}{k_{11}} = \frac{M_{а18}k_{18}}{k_{11}}$.

Результаты выполненных расчетов по абсолютной величине (без учета знаков) заносим в таблицу 1 и таблицу 2.

Таблица 1. Частоты вращения всех центральных звеньев ПКП и относительные частоты вращения сателлитов, об/мин

Передача	1	2	3	4
Нагруженные ряды КПП	7, 11, 14	7, 11, 14	7, 11, 14	7, 11, 14, 18
$n_{а7}=n_{вщ}$	2000	2000	2000	2000
$n_{а11}= n_{а14}=n_{вм}$	758	962	1258	1563
$n_{в7}= n_{в11}$	0	328	667	1163
$n_{с14}= n_{с6}= n_{в18}$	1000	641	0	744
$n_{в14}= n_{с11}= n_{с18}$	393	0	503	1072
$n_{а18}$	2378	2096	1142	0
$n_{В07}$	4000	3344	2667	1674
$n_{В011}$	1630	1363	1270	860

n_{B014}	4604	3848	3020	1964
n_{B018}	2170	2291	1798	1172

Таблица 2 Нагрузки на элементы КПП

Передача	Расчетный момент в долях от Мвщ								
	M_{T1}	M_{T2}	M_{T3}	M_{T4}	$Ф$	M_{a7}	M_{a11}	M_{a14}	M_{a18}
1	1,64	0	0	0	0	1	1,09	1,09	0
2	0	1,08	0	0	0	1	0,43	0,43	0
3	0	0	0,67	0	0	1	0,27	0,27	0
4	0	0	0	0,28	0	1	0,34	0,34	0,28
5	0	0	0	0	3	1	1,3	1,3	0

Из анализа частот вращения всех звеньев КПП видно, что при работе под нагрузкой они не превосходят допустимых пределов.

Таким образом, полученная в результате синтеза схема КПП обеспечивает работу всех подшипников в области допустимых для них частот вращения.

Расчеты планетарных рядов коробки передач необходимо выполнять по максимальным нагружающим моментам, величины которых представлены в табл. 2.

Литература:

1. Шарипов В. М., Крумбольт Л. Н., Маринкин А. П. Планетарные коробки передач колесных и гусеничных машин.//Под общ. ред. В. М. Шарипова.-М.: МГТУ «МАМИ», 2000.-142 с.
2. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Т. 1. Учеб. Для вузов // Б.А. Афанасьев, Н.Ф. Бочаров, Л.Ф. Жеглов // Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 488 с.
3. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высш. шк., 2000. – 447 с.