_____ ПРИНЛАДНАЯ МЕХАНИНА

УДК 629.114-585.001.24

Проиллюстрирована инвариантность кинематических матричных систем на примере механической трансмиссии с планетарными механизмами.Построена универсальная матричная методика расчета кинематики планетарных передач, основанная на введении характерных параметров которые учитывают вид зацепления зубчатых колес. Универсализирован и автоматизирован расчет кинематики планетарных передач, который позволяет определить функциональность и работоспособность трансмиссий транспортных средств.

УНИВЕРСАЛИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСЧЕТА КИНЕМАТИКИ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ И **ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ** СРЕДСТВ

В.Б. Самородов

Доктор технических наук, профессор. Заведующий кафедрой* Контактный тел.: (057) 707-60-66

А.О. Островерх

Аспирант* *Кафедра Автомобиле- и тракторостроения Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт" ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002. Контактный тел.: (057) 707-60-66 e-mail:ostrov.sasha@gmail.com

Введение

Более 40 лет назад ведущий специалист в области планетарных передач проф. Кудрявцев В.Н. прогнозировал, что «с переходом от обычных передач к планетарным намного уменьшаются диаметры зубчатых колес и, следовательно, при одной и той же степени притупления инструмента можно значительно увеличить твердость рабочих поверхностей зубьев и этим повысить нагрузочную способность зацепления, что во многих случаях может послужить причиной вполне оправданного перехода к более качественным материалам, более совершенной технологии, использованию поверхностных упрочнений, переходу к более высокой степени точности и т.д. Все это, в свою очередь, способствует существенному снижению габаритов и

Относительно малые габариты, вес, низкие потери на трение, благоприятные виброустойчивые свойства, высокая надежность, возможность разветвления мощности в трансмиссиях транспортных средств с целью передачи энергии нескольким ведомым элементам, в том числе и с бесступенчатым регулированием, - все это неоспоримые достоинства планетарных передач, которые обусловили их эффективное применение в автомобиле- и тракторостроении, авиастроении, судостроении, станкостроении, связи и приборостроении, т.е. практически во всех областях современного машиностроения.

С повышением мощности и производительности сельскохозяйственных и промышленных тракторов, комбайнов, тяжелых грузовых автомобилей и дорожных машин вопрос модернизации трансмиссий в целом и отдельно коробок перемены передач или раздаточных коробок, главных передач и конечных бортовых передач требует совершенствования расчетных методов планетарных передач и в частности их универсализацию и автоматизацию.

В целом планетарные механизмы обеспечивают более широкий диапазон передаточных отношений при меньших габаритно-массовых параметрах, разгрузку центральных валов и подшипников опор от радиальных усилий, способствуют меньшей напряженности зубчатых пар.

Анализ последних достижений и публикаций

Попытка введения характерных параметров, учитывающих вид зубчатых зацеплений и универсализация расчета кинематики планетарных механизмов, включая относительные скорости сателлитов, на основе классического кинематического анализа планетарных механизмов [1-5] была предпринята в работах [7,8]. Проблеме автоматизации анализа и синтеза планетарных передач посвящены десятки работ, из которых наиболее авторитетными трудами являются работы Кудрявцева В.Н., Кирдяшева Ю.Н. [1,2], Кристи М.К., Красненькова В.И., Вашеца А.Д. [3,4], Цитовича И.С. [5], Кисточкина Е.С., Бабаева О.М. [6]. На основании указанных работ целесообразно построить универсальную и весьма простую методику автоматизированного анализа кинематики сколь угодно сложных планетарных механизмов, не требующую обращения к классифицирующим справочным таблицам, формулам[1,2,5,6] или к громоздким графоаналитическим расчетным технологиям [3,4,6].

Цель работы

- 1) Построение универсальной матричной методики расчета кинематики планетарных механизмов на основе введения характерных параметров, учитывающих вид зубчатых зацеплений.
- 2) Иллюстрация инвариантности кинематических матричных систем на примере механической трансмиссии с планетарными механизмами (рядами), не смотря на отличие в записи этих матричных систем с разными значениями указанных характерных параметров, по отношению к вектору неизвестных кинематических параметров.

Универсализация математической модели кинематики планетарных механизмов

На основании уравнения Виллиса [1-5] для трёхзвенного планетарного механизма (ТПМ), имеющего в общем случае двухвенцовые сателлиты имеем:

$$\frac{\omega_{1} - \omega_{3}}{\omega_{2} - \omega_{3}} = k = \pm \frac{z_{cr1} \cdot z_{2}}{z_{cr2} \cdot z_{1}}, (1) \frac{\omega_{cm} - \omega_{3}}{\omega_{1} - \omega_{3}} = \pm \frac{z_{1}}{z_{cm1}} = S_{1}, (2)$$

$$\frac{\omega_{\rm cm} - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \pm \frac{z_2}{z_{\rm cm2}} = S_2, (3) k = \pm \frac{z_{\rm cr1} \cdot z_2}{z_{\rm cr2} \cdot z_1} = \frac{S_2}{S_1},$$
 (4)

где индексы "1", "2", "3", "ст" относятся соответственно к абсолютным угловым скоростям ω солнечной (1), коронной (2) шестерен, водила (3) и сателлитов (ст); $z_1, \ z_2$ и $z_{c\tau 1}, \ z_{c\tau 2}$ - числа зубьев на соответствующих шестернях; k - внутреннее передаточное отношение планетарного ряда (k<0, если ТПМ имеет внешнее и внутреннее зацепления и k>0 - в случае только внутренних или только внешних зацеплений [1-5]); z_{ст1} и zc_{т2} - числа зубьев в общем случае двухвенцовых сателлитов, входящих в контакт с солнечной ($z_{cт1}$) и коронной ($z_{cт2}$) шестернями; zcт - число зубьев в случае одновенцовых сателлитов, S₁, S₂ - характерные параметры сателлитов, которые имеют физический смысл передаточных отношений зубчатых зацеплений. Знак при k автоматически определяется знаками характерных параметров сателлитов S₁ и S₂ следующим образом: S_{1,2}<0, если венец сателлита имеет внутреннее зацепление с солнечной или коронной шестернями и S_{1,2} >0 - в случае только внешних зацеплений. В случае одновенцовых сателлитов $z_{cr1} = z_{cr2} = z_{cr}$:

$$\frac{\omega_{1} - \omega_{3}}{\omega_{2} - \omega_{3}} = k = \pm \frac{z_{2}}{z_{1}}, (5) \frac{\omega_{cm} - \omega_{3}}{\omega_{1} - \omega_{3}} = \pm \frac{z_{1}}{z_{cm}} = S_{1},$$
 (6)

$$\frac{\omega_{\rm cm} - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \pm \frac{z_2}{z_{\rm cm}} = S_2, (7) \quad k = \pm \frac{z_2}{z_1} = \frac{S_2}{S_1}.$$
 (8)

Любое из уравнений (1)-(4) или (5)-(8)есть тождественное следствие трех других уравнений, что в итоге приводит к инвариантности кинематических базисных матриц ТПМ и, как будет показано ниже, - к инвариантности кинематических матричных систем трансмиссий в целом.

Основное кинематическое уравнение планетарного ряда и относительная угловая скорость сателлита ω_S в его относительном движении вокруг водила на основании формул (4)-(6) с учетом введенной выше аксиоматики для знаков характерных параметров S₁ и S₂ по виду зацепления (внешнего - «+» или внутреннего - «-») записываются в виде:

$$\omega_1 - k\omega_2 + (k-1)\omega_3 = 0; \qquad (9)$$

$$\omega_{s} = \omega_{cm} - \omega_{3} = -S_{1}\omega_{1} + S_{1}\omega_{3}; \qquad (10)$$

$$\omega_{s} = \omega_{sm} - \omega_{s} = -S_{s}\omega_{s} + S_{s}\omega_{s}$$
 (11)

Особенностью уравнений (10), (11) является то, что знак их правой части изменен на противоположный по сравнению с рекомендациями трудов [1,2].

Как будет проиллюстрировано ниже введение в рассмотрение характерных параметров зубчатых зацеплений S_1 и S_2 с учетом их знаков от вида зацепления позволяет эффективно автоматизировать анализ кинематики сколь угодно сложных планетарных механизмов.

Кинематические базисные матричные уравнения ТПМ на основе (9)-(11) имеют вид[7,8]:

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ S_1 & 0 & -S_1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 & \omega_2 & \omega_3 & \omega_s \end{bmatrix}^T = 0$$
 (12)

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ 0 & S_2 - S_2 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 & \omega_2 & \omega_3 & \omega_s \end{bmatrix}^T = 0$$
 (13)

Для наиболее распространенного и часто встречающегося в планетарных передачах, планетарного ряда с одновенцовым сателлитом соотношения для числа зубьев солнца (z_1) , короны (z_2) и сателлита (z_{cm}) через радиусы этих зубчатых колес г1 (солнца), г2 (короны) и

модуль m зубчатого зацепления имеют вид:
$$z_1 = \frac{2r_1}{m}; \qquad z_2 = \frac{2r_2}{m}; \qquad r_2 - r_1 = z_{\rm cm} \cdot m, \tag{14}$$
 откуда с учетом (5) - (8)

(16)

$$z_{cm} = \frac{r_{1}}{m} \cdot (|\mathbf{k}| - 1); \quad (15) \quad S_{1} = \pm \frac{z_{1}}{z_{cm}} = \pm \frac{2}{|\mathbf{k}| - 1}$$

$$z_{cm} = \frac{r_{2}}{m} \cdot \frac{|\mathbf{k}| - 1}{|\mathbf{k}|}; \quad (17) \quad S_{2} = \pm \frac{z_{2}}{z_{cm}} = \pm \frac{2|\mathbf{k}|}{|\mathbf{k}| - 1}$$

$$(18)$$

Кинематические базисные матрицы ТПМ из уравнений (12) и (13) с учетом соотношений (16), (18) удобно представить в виде:

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ \pm \frac{2}{|\mathbf{k}|-1} & 0 & \mp \frac{2}{|\mathbf{k}|-1} & 1 \end{bmatrix}$$
 (19)

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ 0 & \pm \frac{2|\mathbf{k}|}{|\mathbf{k}|-1} & \mp \frac{2|\mathbf{k}|}{|\mathbf{k}|-1} & 1 \end{bmatrix}. \tag{20}$$

Для трёхзвенных дифференциальных механизмов, имеющих в общем случае двухвенцовые сателлиты на основании соотношений (1)-(4) имеем:

$$S_1 = \pm \frac{z_2}{k \cdot z_{cm2}} \tag{21}$$

$$S_2 = \pm \frac{z_1 \cdot k}{z_{cri}} \quad . \tag{22}$$

Кинематические базисные матрицы для ТПМ с двухвенцовыми сателлитами из уравнений (12) и (13) с учетом соотношений (21), (22) представляются в виде:

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ \pm \frac{z_2}{k \cdot z_{cr2}} & 0 & \mp \frac{z_2}{k \cdot z_{cr2}} & -1 \end{bmatrix},$$
 (23)

$$\begin{bmatrix} 1 & -k & k-1 & 0 \\ 0 & \pm \frac{z_1 \cdot k}{z_{cr1}} & \mp \frac{z_1 \cdot k}{z_{cr1}} & 1 \end{bmatrix}.$$
 (24)

Проиллюстрируем важное свойство инвариантности кинематических базисных матриц (12), (13); (19), (20) и (23), (24) и в целом инвариантность кинематических матричных систем на примере механической трансмиссии с планетарными механизмами по отношению к вектору неизвестных кинематических параметров, не смотря на отличие в записи этих матричных систем с разными значениями указанных выше характерных параметров зубчатых зацеплений S_1 и S_2 .

Рассмотрим универсальный подход к описанию кинематики двухдиапазонной механической трансмиссии (рис. 1), работающей а) - при включенном тормозе (T=1) и выключенном фрикционе ($\Phi=0$), и б) - при включенном фрикционе ($\Phi=1$) и выключенном тормозе (T=0).

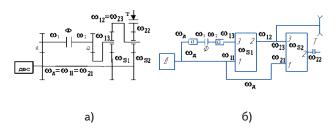


Рисунок 1 - a) Кинематическая схема трансмиссии; б) структурная схема трансмиссии.

Кинематические подготовительные шаблоны с использованием кинематических базисных матриц в форме (12) и (13) имеет соответственно вид:

ω11	ω1	ω2	ω13	ω12	ω22	ωS1	ωS2
i1	1						
		i2	1				
1			k1-1	-k1			
S11			-S11			1	
1				k2-1	-k2		
S21				-S21			1
	-Ф	Φ					
					Т		
1							

a)

ω11	ω1	ω2	ω13	ω12	ω22	ωS1	ωS2
i1	1						
		i2	1				
1			k1-1	-k1			
			-S12	S12		1	
1				k2-1	-k2		
				-S22	S22		1
	-Ф	Φ					
					Т		
1							

б)

Рисунок 2 - Кинематические подготовительные шаблоны для двух скоростных диапазонов (включения а) и б)).

По приведенным кинематическим подготовительным шаблонам в среде MathCAD для вектора неизвестных кинематических параметров $\omega = [\omega_{11} \ \omega_1 \ \omega_2 \ \omega_{13} \ \omega_{12} \ \omega_{22} \ \omega_{S1} \ \omega_{S2}]^T$ с применением базисных матриц в форме (19) и (20) в случае а) (при включенном тормозе T=1 и выключенном фрикционе $\Phi=0$) полные кинематические матричные системы трансмиссии имеют решения в виде, приведенном во фрагменте программы на рис. 2 :

Исходные данные: i₁=1,5; i₂=2; k₁= -2; k₂= -3; $\omega_{\text{д}}$ =100 рад/с.

Рисунок 2 - Фрагмент программы для трансмиссии в случае a).

.....

Здесь $\omega = [\omega_{11} \ \omega_1 \ \omega_2 \ \omega_{13} \ \omega_{12} \ \omega_{22} \ \omega_{S1} \ \omega_{S2}]^T = lsolve(W,E) = lsolve(R,E). В данном случае иллюстрируется инвариантность полных кинематических матриц трансмиссии W и R по отношению к вектору неизвестных кинематических параметров <math>\omega$, причем базисные матрицы ТПМ рассчитывались через передаточные отношения ТПМ в форме (19) и (20).

Рисунок 3 - Фрагмент программы для трансмиссии в случае a).

На рисунке 3 для случая а) иллюстрируется инвариантность полных кинематических матриц трансмиссии L и M по отношению к вектору неизвестных кинематических параметров ω , причем базисные матрицы ТПМ в форме (12) и (13) включают характерные параметры зубчатых зацеплений S_1 и S_2 , вычисленные через числа зубьев шестерен, входящих в планетарный механизм, по формулам (6) и (7).

Исходные данные к фрагменту программы на рис.3: i_1 =1,5; i_2 =2; ω_{π} =100 рад/с; (z_1 =36; z_2 =72; $z_{c\tau 1}$ =18 – числа зубьев первого планетарного ряда); (z_1 =17; z_2 =51; $z_{c\tau 2}$ =17 – числа зубьев второго планетарного ряда). Здесь ω =[ω_{11} ω_1 ω_2 ω_13 ω_{12} ω_{22} ω_{S1} ω_{S2}]^T=lsolve (L,E)=lsolve(M,E).

Аналогичные фрагменты программы в среде Math-CAD приведены на рис.4, 5 для случая б) при включенном фрикционе (Φ =1) и выключенном тормозе (T=0), где также акцентируется внимание на инвариантности полных кинематических матриц трансмиссии по отношению к вектору неизвестных кинематических параметров ω =[ω ₁₁ ω ₁ ω ₂ ω ₁₃ ω ₁₂ ω ₂₂ ω _{S1} ω _{S2}]^T.

На (рис.6 а) дана зависимость угловой скорости сателлитов обоих ТПМ от угловой скорости коленчатого вала тракторного двигателя ω[0, 300 рад/с]. В случае а) в пределах до 3000 об/мин угловой скорости коленчатого вала угловые скорости сателлитов не выходят за границу принятого в транспортном машиностроении ограничения ω≤600 рад/с (6000 об/мин) [5]

В случае б) это ограничение нарушено уже при ω=150 рад/с и трансмиссия не является функциональной (рис.6 б).

Рисунок 4 - Фрагмент программы для трансмиссии в случае б).

Рисунок 5 - Фрагмент программы для трансмиссии в случае б)

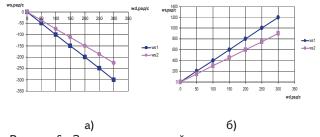


Рисунок 6 - Зависимости угловой скорости сателлитов от угловой скорости коленчатого вала тракторного двигателя для случаев а) и б)

Выводы

- 1) Проиллюстрирована инвариантность кинематических матричных систем на примере механической трансмиссии с планетарными механизмами.
- 2) Построена универсальная матричная методика расчета кинематики планетарных передач, основанная

на введении характерных параметров которые учитывают вид зацепления зубчатых колес.

3) Универсализирован и автоматизирован расчет кинематики планетарных передач, который позволяет определить функциональность и работоспособность трансмиссий транспортных средств.

Литература

- 1. Планетарные передачи. Справочник /Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. –Л.: Машиностроение.— 1977.—536 с.
- 2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Машиностроение, 1966. 307 с.
- 3. Кристи М.К., Красненьков В.И. Новые механизмы трансмиссий. М.: Машиностроение, 1967. 216с.

- 4. Красненьков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. –М.: Машиностроение, 1986. –272с.
- Цитович И.С., Альгин В.Б., Грицкевич В.В. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов. Мн.: Наука и техника, 1987. 224 с.
- 6. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.—Л.: Машиностроение,1987.—256 с.
- 7. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида //Системотехника автомобильного транспорта.— Харьков: ХГАДГУ, 1999.— С.61-68.
- 8. Самородов В.Б. Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида //Вестник ХГПУ.— 1999.— Вып.46.— С.51-54.

УДК 621.876.1

ДИНАМИКА И ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УПРУГИХ СВЯЗЕЙ КАНАТНЫХ ПОДЪЕМНИКОВ

А.П. Нестеров

Профессор, доктор технических наук* Контактный тел.: (057)733-78-18

Т.Н. Осипова

Аспирант*

*Кафедра «Промышленный и автомобильный транспорт» Украинская инженерно-педагогическая академия ул. Университетская, 16, г Харьков, Украина

Определены области минимальных коэффициентов динамичности канатов в пространстве параметров жесткости и диссипации за счет дополнительных упруго-вязких вставок

1. Постановка задачи

В канатах шахтных подъемников возникают динамические нагрузки при приложении моментов двигателей к подъемному барабану и при наложении механических тормозов [1, 2].

Рассмотрим двухклетьевую подъемную установку с качающимися площадками при снятии тормозных колодок и включении электродвигателей во время разгона подъемной машины.

2. Основное содержание

Конструктивная и эквивалентная динамическая крутильная схемы клетьевой подъемной установки с