

Сравнительные испытания на шумоконтрольном станке HURTH 320 RB ($L=300\text{мм}$) показали, что по сравнению с серийными образцами, уровень шума которых составляет 95 -97 дБ, опытные имеют тот же показатель около 85-86 дБ, что на 12% меньше.

Выводы. Разработана усовершенствованная методика проектирования зубчатых передач с регламентированными качественными показателями, требуемыми конструкцией машины, и зуборезный инструмент для их изготовления. На основании теоретических и экспериментальных исследований показана эффективность применения усовершенствованной методики синтеза эвольвентного зацепления в обобщающих параметрах для зубчатых колес пониженной виброактивности с коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\alpha > 2$.

Литература. 1. Генкин В.Д., Мишарин Ю.А. Прямозубая эвольвентная передача с коэффициентом перекрытия больше двух//Вестник машиностроения.-1960.-№3.-С.13-17. 2. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М., Голованов В.В. и др. Виброактивность зубчатых передач с $\varepsilon_\alpha > 2$ //Вестник машиностроения.-1974.-№6.-С.26-31. 3. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М. Зубчатые передачи с $\varepsilon_\alpha > 2$ и $\alpha_w > 20^\circ$ //Вестник машиностроения.-1975.-№8.-С.24-27. 4. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами.- М.:Машиностроение,1974.-С.264.

УДК 629.114-585

В.Б. Альгин, О.В. Дробышевская

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ НА СТАДИИ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИНЫ

*Институт механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Введение.

На концептуальной стадии проектирования решается задача выбора скоростного ряда трансмиссии. При этом обычно ограничиваются кинематическими расчетами. Из практики известны случаи, когда выбранный таким образом скоростной ряд приводил к неблагоприятным динамическим режимам. Поэтому принимаемые концептуальные решения целесообразно проверять динамическим расчетом. Однако здесь имеют место следующие проблемы: необходимо иметь методику расчета и соответствующее программное обеспечение, типовые расчетные схемы и исходные данные для проведения динамических расчетов. В данной статье рассматривается динамический расчет трансмиссии на концептуальной стадии проектирования мобильной машины. Описывается программное обеспечение, методика выбора динамической схемы и ее параметров для проведения типовых расчетов.

Методика и программное обеспечение.

Известны методика кинематического и динамического анализа многоэлементных механических объектов как системы твердых тел (Multibody System), соединенных связями, и созданный на ее основе программный пакет ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) [1]. Использование этого пакета для решения задач динамики трансмиссии [2] показывает, что наиболее сложно моделировать процессы, при которых происходит замыкание и срыв фрикционных элементов. В ADAMS нет

средств для распознавания процесса прекращения буксования элементов, находящихся во фрикционном взаимодействии. Поскольку используется численный (дискретный) метод решения, то всегда имеет место разница скоростей фрикционно взаимодействующих масс. В той связи для сложных систем с переменной структурой типа трансмиссии целесообразно использовать специализированные методика моделирования и программное обеспечение [3, 4].

Типовые расчетные схемы.

Можно указать следующие типовые случаи, подлежащие динамическому анализу.

1. Процесс трогания мобильной машины на достаточно высокой передаче, когда имеет место повышенная нагруженность сцепления и возможно заглохание двигателя. Примером является трогание трактора на передаче транспортного диапазона.

2. Процесс переключения передач в трансмиссии без разрыва потока мощности. При этом из-за больших перепадов передаточных чисел возможна пробуксовка и преждевременный выход из строя сцепления мобильной машины.

Указанные случаи относятся к типовым расчетным случаям и подлежат моделированию. Для этого предлагается динамическая схема, показанная на рис. 1.

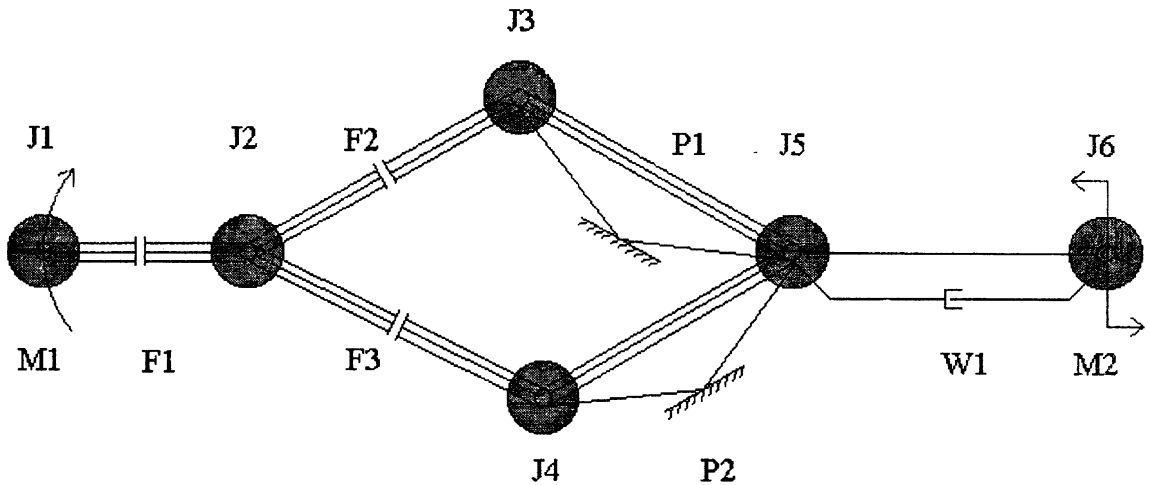


Рис. 1. Типовая динамическая схема

Схема включает маховые массы: J1 — двигателя, J2 — сцепления, J3 и J4 — приведенных масс трансмиссии на рассматриваемых передачах; J5 — ведомых элементов трансмиссии и частично движителя; J6 — приведенной массы мобильной машины и часть масс движителя. Элемент F1 имитирует сцепление. Элементы F2 и F3 имитируют включаемый и выключаемый фрикционные элементы различных передач. Элементы P1 и P2 имитируют жесткие передачи трансмиссии на различных ступенях. К массе J1 приложен активный момент двигателя M1, к массе приложен момент сопротивления M2. Схема содержит также упруго-диссипативный элемент W1. Учитывается, что наихудшая ситуация возникает при отсутствии пробуксовки движителя. Если необходимо учесть последний эффект, то в расчетную схему может быть введен фрикционный элемент, имитирующий пробуксовку движителя. При этом масса J6 разделяется на массу движителя и машины, и они связываются упомянутым фрикционным элементом.

Параметры динамических схем и начальные условия моделирования.

На стадии концептуальной проработки машины известны или приняты: масса машины, радиусы колес, характеристика двигателя, передаточные числа трансмиссии, типовые технологические сопротивления.

Маховые массы двигателя J1 и сцепления J2 могут быть приняты по данным поставщиков этих агрегатов или приняты по аналогам. Масса J6 определяется расчетом по массе машины с учетом увеличения за счет масс ведущих колес. Остальные массы

расчетной схемы мало влияют на динамические процессы и могут быть приняты приближенно исходя из соотношения этих масс с ранее упомянутыми основными массами расчетной схемы.

Упруго-диссипативные параметры звена W1 можно приближенно определить, по методике, описанной в [3], задавшись частотой собственных колебаний машинного агрегата.

Выбор момента M2 производится следующим образом. При заданном технологическом сопротивлении выбирается передача, на которой возможно трогание. Момент сопротивления по отношению к номинальному моменту двигателя при этом должен составлять 0,75-0,8 (в приведении к общему валу).

При выборе начальных условий важно правильно согласовать угловые скорости масс. Для этого должен быть выполнен кинематический скоростной расчет трансмиссии.

При моделировании случая переключения на ходу моменты двигателя, упругий момент в звене W1 и момент сопротивления M2 должны быть уравновешены. Для этого скоростной режим двигателя выбирается соответствующим образом.

Примеры расчетов.

В качестве примеров представлены динамические расчеты трансмиссии трактора. Исходные данные приведены в таблице.

Таблица Исходные данные для динамического расчета трансмиссии трактора

Номер массы	Момент инерции массы, кг·м ²	
1	1,438	
2	0,049	
3	0,02	
4	0,02	
5	0,20	
6	1,43	
Число упругих звеньев	1	
Податливость, Н ⁻¹ ·м ⁻¹	0,00000393	
Параметры	Фрикцион 2	Фрикцион 3
Малый радиус трения дисков, м	0,06650	0,06650
Большой радиус трения дисков, м	0,09000	0,09000
Малый радиус поршня, м	0,04000	0,04000
Большой радиус поршня, м	0,08750	0,08750
Количество пар трения	8	8
<i>Начальные условия (для трогания)</i>		
Угловые скорости масс, рад/с:		
1	219,91	
2 — 6	0	
Момент сопротивления, Н·м	123,93	

Результаты расчетов динамической нагруженности трансмиссии при включении сцепления приведены на рис. 2, а при переключении передач — на рис. 3.

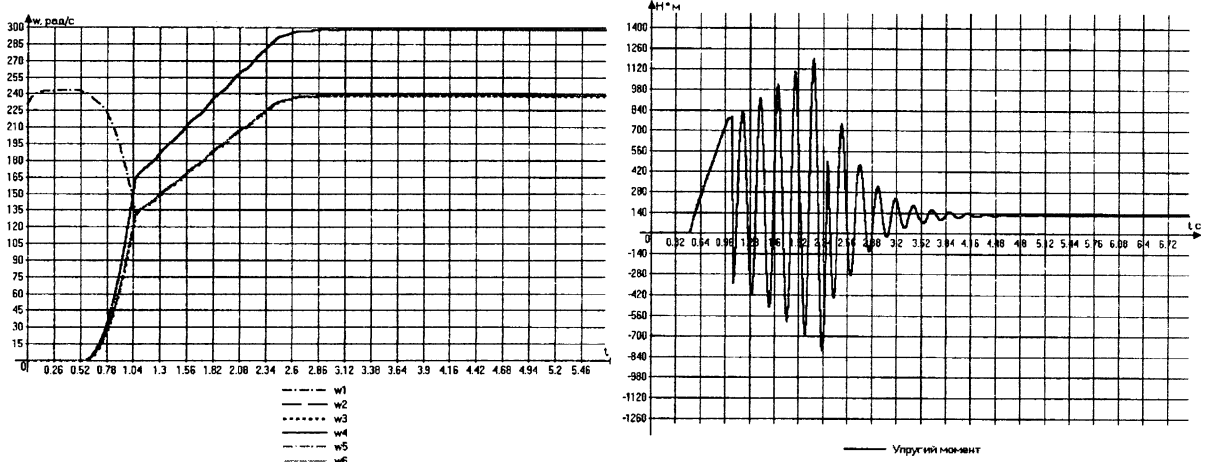


Рис. 2. Угловые скорости масс и момент трансмиссии при включении сцепления

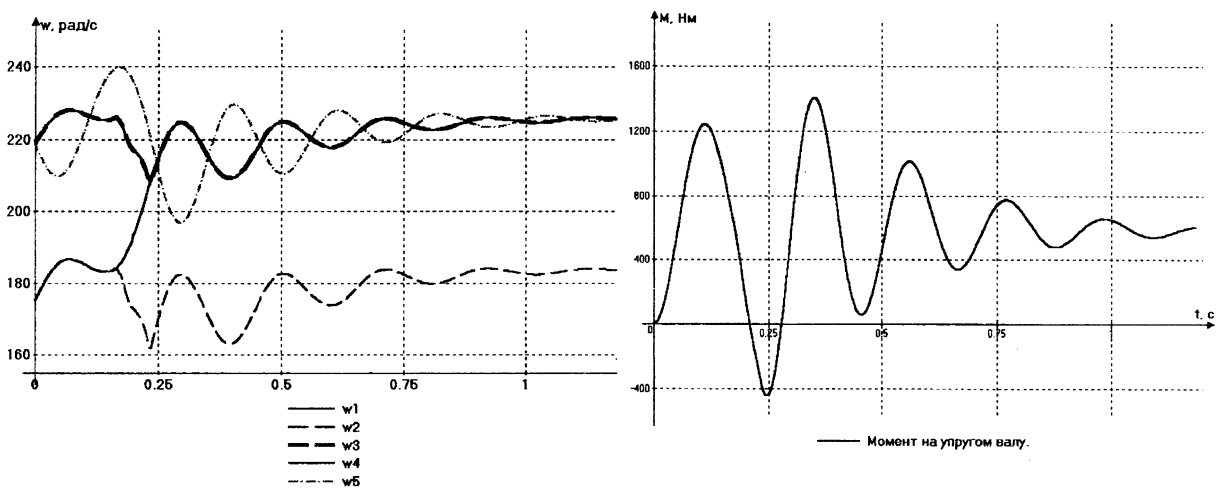


Рис. 3. Те же параметры при переключении передач с нижней на верхнюю

В рамках первого расчетного случая рассмотрено трогание трактора в транспортном режиме. В качестве характеристик динамической нагруженности определяются работа и мощность буксования сцепления, а также коэффициент динамичности. Коэффициенты динамичности могут быть определены различным образом (см. например четыре варианта определения этих коэффициентов в [3]).

В данном случае коэффициент динамичности определим как отношение максимального момента на наиболее податливом участке трансмиссии к рабочему моменту трения на муфте сцепления, т.е.

$$K_{\partial F} = \frac{M_{MAX}}{M_F} \quad (1)$$

По полученным данным коэффициент динамичности $K_{\partial F}$ равен

$$K_{\partial F} = \frac{1189}{936} = 1,27.$$

Анализ данных, полученных для второго расчетного случая, показывает, что при переключении на ходу возможна пробуксовка сцепления F1 и следует оценить послед-

ствия этого и выработать соответствующие мероприятия. Как вариант может быть рассмотрено сближение передаточных чисел трансмиссии. На стадии концептуальных оценок это решение позволит избежать проблем, трудно устранимых на заключительных стадиях проектирования и в эксплуатации.

Заключение.

Разработанные специализированные методика и программное обеспечение, типовые расчетные схемы, методика выбора их параметров и начальных условий моделирования позволяют на концептуальной стадии проектирования машины оценить правильность выбора ее скоростного ряда с позиций динамики трансмиссии.

Работа выполнена при поддержке INTAS (проект INTAS 00-217).

Литература. 1. Orlandea N.V. ADAMS, theory and application // Proc. of the 3rd Seminar on Advanced Vehicle System Dynamics on roads and tracks. Supplement to Vehicle System Dynamics, vol. 16, 1987. 2. Альгин В.Б., Колесникович А.Н. Моделирование узлов трансмиссии в среде ADAMS // Сб. трудов Второй конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 17-18 апреля 2002 г.) / Под ред. А.С.Шадского. — Москва, 2002. — С. 351 —356. 3. Альгин В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. — Минск: Навука і тэхніка, 1995. — 256 с. 4. Algin V.B., Drabyshevskaya O.V. Transmission Dynamics Based on Regular Dynamic Schemes // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. — Мн.: УП “Технопринт”, 2001. — С.23-27.

УДК 621.88.024

А. В. Кузьмин

КИНЕМАТИКА ДИСКРЕТНО- ВОЛНОВОГО МЕХАНИЗМА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Работа посвящена кинематике дискретно- волновых механизмов с гибкими связями. В качестве объекта исследования выбран механизм с гибкой связью, который обеспечивает один угловой шаг ведомого цилиндра за один полный оборот ведущего водила. Его структура хорошо иллюстрирует процессы формирования и перемещения поперечной волны на гибком звене(нити). Данный механизм отличается простотой конструкции, отсутствием деталей со сложной технологией производства, плавностью работы и способностью проскальзывать при перегрузках. Его схема показана на рис. 1.

Гибкое звено(нить) 4, например ремень, охватывает цилиндр 3. Левый конец нити прикреплен к неподвижному звену(точке) O_2 , а правый конец прикреплен к компенсационной пружине 5. Водило (генератор волн) 1 с роликом 2 вращается по часовой стрелке вокруг оси O независимо от цилиндра 3. При входе в контакт с гибким звеном (нитью) ролик 2 образует на нем бегущую поперечную волну деформации. Это требует перемещения гибкого звена(нити) с правой стороны на левую, что сопровождается растяжением компенсационной пружины 5. В результате силы трения между нитью и поверхностью цилиндра поворачивают его в направлении перемещения гибкого звена(нити), т. е. против часовой стрелки. Процесс формирования волны и соответствующего поворота цилиндра на некоторый угол φ_3 происходит в рабочей фазе одного поворота водила наугле φ_w , затем следует фаза остановки цилиндра, когда активные ки-