

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НОВОГО АЛГОРИТМА МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

*Докт. техн. наук РУКТЕШЕЛЬ О. С.,
кандидаты техн. наук ЗАХАРИК Ал. М., ЗАХАРИК Ан. М., ЗАХАРИК Ю. М.,
инж. ГУСАРОВ С. В.*

Белорусский национальный технический университет

При проектировании транспортного средства (ТС) перед конструктором встает задача создания долговечных узлов трансмиссии, надежно работающих в сложных условиях динамической нагруженности от различных вибрационных источников. Низко- и высокочастотные колебания как отдельных деталей, так и автомобиля в целом, динамические переходные, установившиеся детерминированные и случайные динамические процессы, возникающие при передаче крутящего момента от двигателя к ведущим колесам автомобиля, приводят к повышенным нагрузкам в трансмиссии.

Опыт исследования динамической нагруженности трансмиссии ТС показывает, что в некоторых случаях только с учетом динамики зубчатых передач возможно решить в наиболее полном объеме задачу создания долговечной конструкции. Особую актуальность приобретает учет динамики зубчатых передач при наличии в трансмиссии передач с плавающими звеньями. Поэтому при разработке математической модели трансмиссии наряду с инерционно-жесткостным моделированием должны использоваться элементы блока моделирования взаимодействия зубчатых пар.

Решение о необходимости моделирования зубчатых передач конструктор принимает на любой стадии моделирования. Основными критериями такого решения являются данные о низкой долговечности узлов и деталей трансмиссии, наличие плавающих звеньев планетарных механизмов и т. п.

Схема алгоритма моделирования трансмис-

сии транспортного средства (рис. 1) состоит из двух основных подсистем, являющихся частями блока зубчатых передач: кинематической и динамической.

Кинематическая подсистема описывает реальное положение элементов трансмиссии в каждый момент времени и учитывает контактные взаимодействия узлов трансмиссии. Первоначально по входным данным для редуктора (габаритные размеры, передаточное число, кинематическая схема, передаваемый крутящий момент и др.) конструктор определяет параметры моделируемых элементов трансмиссии и создает трехмерные модели зубчатых колес. В сложных конструкциях зубчатых механизмов при неудачном выборе параметров происходят их корректировка и повторное создание оптимизированной кинематической модели. Построенная кинематическая модель однозначно определяет положение составляющих звеньев в соответствии с балансом действующих сил, возникающих в процессе зацепления в точках контакта зубчатых колес. Блок визуализации кинематической подсистемы позволяет определять относительное расположение смоделированных узлов трансмиссии в каждый момент времени при передаче крутящего момента.

Динамические характеристики, включающие моменты инерции, коэффициенты жесткости, коэффициенты демпфирования, определяются по данным предварительного геометрического расчета. В дальнейшем происходит их объединение в блоке, представляющем собой вторую подсистему – динамическую.

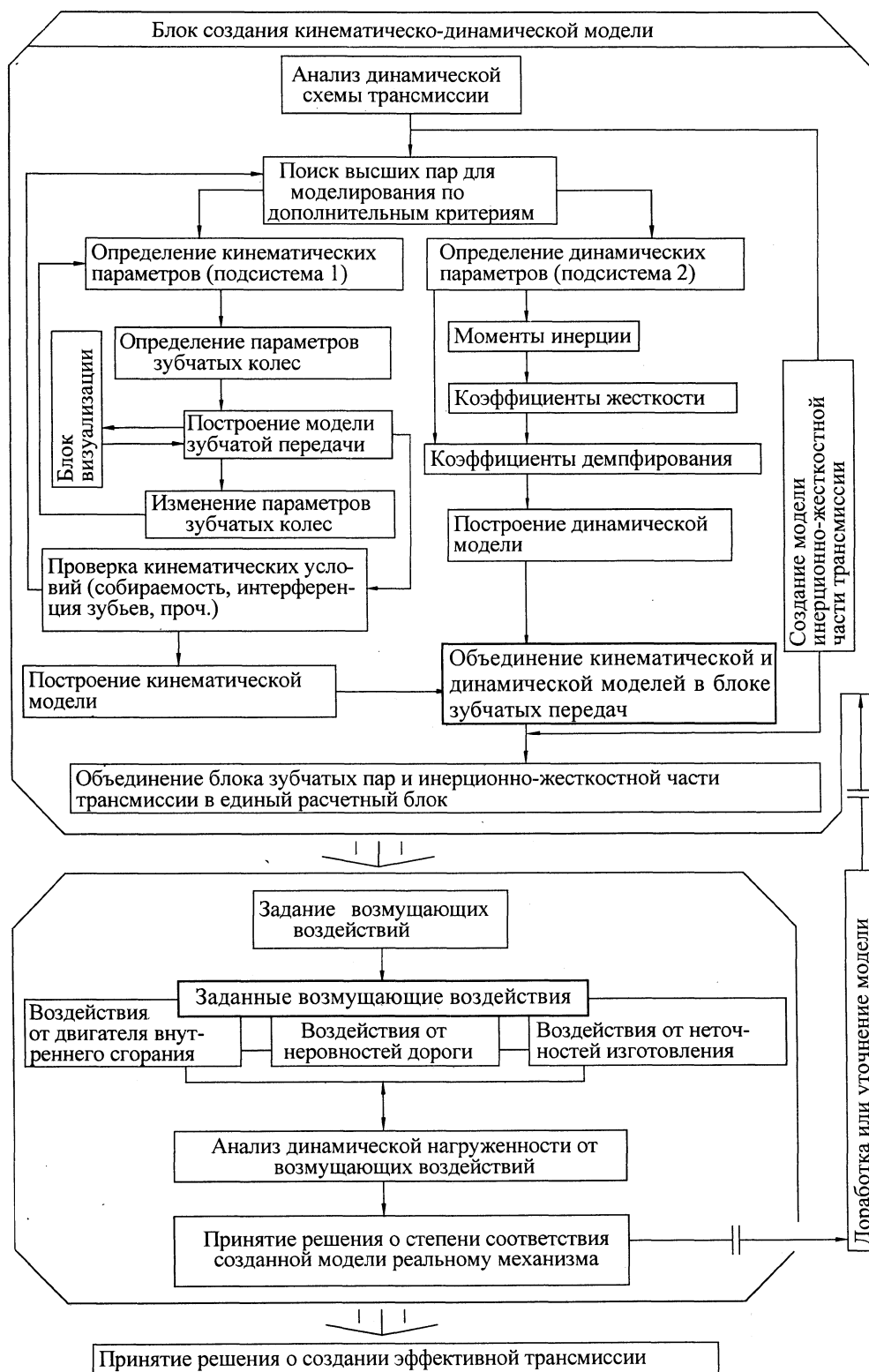


Рис. 1

Объединение кинематической и динамической частей модели является окончательным

этапом создания уточненной модели трансмиссии транспортного средства.

Независимо моделируются возмущающие воздействия трансмиссии ТС, к которым относятся воздействия от двигателя внутреннего сгорания, неровностей дороги и неточности изготовления. Анализ динамической нагруженности включает сопоставление данных по различным типам воздействий и корректировку источников возмущающих воздействий с целью получения результата, наиболее близкого к действительному. По результатам данных исследований принимается решение о степени соответствия созданной модели реальной трансмиссии и о необходимости доработки или уточнения модели. В случае положительных результатов моделирования конструктор использует полученные данные при проектировании.

Новый алгоритм моделирования трансмиссии ТС позволяет исследовать взаимодействие не только упругосоединенных элементов, какой в классическом моделировании представляется трансмиссия, но и контактирующих по поверхностям тел, что наиболее важно для зубчатых механизмов. Объединение блока зубчатых передач и инерционно-жесткостной части трансмиссии в едином расчетном блоке является окончательным этапом создания алгоритма.

Упрощенная схема взаимодействия блока зубчатых передач и инерционно-жесткостной части трансмиссии в процессе работы цикла расчетов внутри системы алгоритма показана на рис. 2.

На данной схеме положение звеньев определяется в каждый момент времени при соблюдении условия баланса сил с передачей конкретных положений звеньев в динамическую модель. Далее, исходя из результатов динамического моделирования, происходит корректировка расположения звеньев механизма.

Физическое взаимодействие моделируется с помощью контакта и взаимодействия двух основных подсистем:

- модель кинематики – моделирование физического взаимодействия шестерен под воздействием крутящего момента;
- модель динамики – моделирование упругого динамического поведения контактирующих тел, представленных моделями с упругими характеристиками.

Выбор структуры динамической части модели, степень детализации и достаточная ее точность являются ответственным этапом в исследовании процессов, происходящих в рассматриваемом механизме. Необходимость обеспечения максимального приближения модели к действительности требует введения и исследования множества второстепенных элементов. Однако загромождение математической модели излишними связями резко снижает производительность алгоритма моделирования и, следовательно, сказывается на реальных возможностях исследовательской программы. Так, расчленение модели полуоси ведущего моста транспортного средства, обычно представляемой в виде единичной жесткости, на систему с распределенными параметрами, позволяет уточнить значение собственных частот колебательной системы на 3,2 %, при этом время построения увеличивается на 25 %. Поэтому целесообразность введения более точных элементов, в определенной степени приближающих исследуемую модель к действительности, должна решаться в каждом отдельном случае.

На рис. 3 приведен пример схемы динамической модели низкopolьного автобуса.

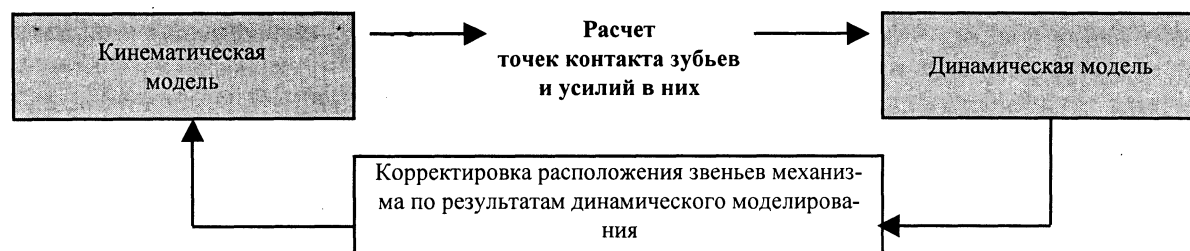


Рис. 2

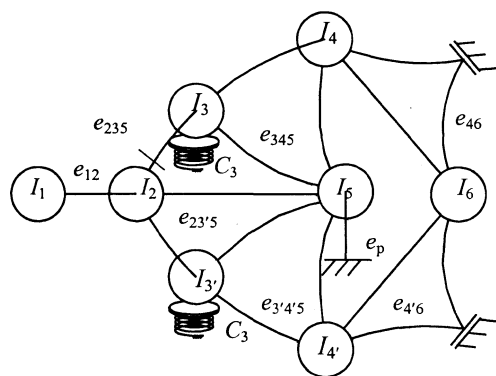


Рис. 3

При рассмотрении динамической модели использовались обозначения.

Приведенные моменты инерции: I_1 – вращающиеся детали двигателя, сцепления и коробки передач; I_2 – ведущая шестерня с дифференциалом редуктора; I_3 и $I_{3'}$ – бортовые передачи левой и правой сторон, состоящие из ведущей шестерни, двух сателлитов и ведомой шестерни; I_4 и $I_{4'}$ – тормозной барабан и колесо; I_5 – инерционная масса картера моста и деталей, жестко с ним связанных; I_6 – инерционная масса маховика, эквивалентного поступательно движущемуся автомобилю.

Параметры звеньев 3, 3' и 4, 4', соответствующие левой и правой сторонам ведущего моста, в общем случае различны, учитывая их разное местоположение и условия работы. Исходя из реалий серийного производства, для которого важна унификация деталей, в дальнейшем считаем указанные параметры одинаковыми по величине.

Обозначены приведенные податливости: e_{12} – части валов коробки передач и карданного вала; $e_{23'5}$ – правой полуоси; e_{235} – левой полуоси; $e_{3'4'5}$ – вала привода ступиц; e_p – реактивно го звена; e_{46} , $e_{4'6}$ – шин.

В связи с этим дифференциальные уравнения, описывающие механизм работы на примере трансмиссии городского автобуса, обладают так называемой крутильной и поперечной частями, подразумевая два типа колебания системы. При этом крутильные колебания не имеют ограничений, поперечные же колебания ограничены по горизонтали условием невнедрения вершин зубьев ведущей шестерни во впадины сателлитов соответственно слева или справа.

В зависимости от задачи, стоящей перед конструктором, степень детализации может быть различной.

Объединение динамической и кинематической моделей в едином блоке позволяет исследовать взаимодействие узлов трансмиссии на новом уровне приближения математической модели к реальности.

Для исследования динамической нагруженности по данной модели была взята конструкция городского автобуса с низким уровнем пола МАЗ-101. Параметры динамической модели приведены в табл. 1.

Таблица 1

Инерционно-жесткостные параметры динамической модели

№ передачи	I_1 , кг · м ²	I_2 , кг · м ²	I_3 , кг · м ²	$I_{3'}$, кг · м ²	I_4 , кг · м ²	$I_{4'}$, кг · м ²	I_5 , кг · м ²	I_6 , кг · м ²
1	4430,040	30,936	10,204	10,204	210,27	210,27	60,7	5670,4
2	1450,687							
3	540,273							
4	210,810							
5	120,028							
6	60,700							
	e_{12} , Н ⁻¹ · м ⁻¹	e_{23} , Н ⁻¹ · м ⁻¹	$e_{23'}$, Н ⁻¹ · м ⁻¹	e_{34} , Н ⁻¹ · м ⁻¹	$e_{3'4'}$, Н ⁻¹ · м ⁻¹	e_p , Н ⁻¹ · м ⁻¹	e_{46} , Н ⁻¹ · м ⁻¹	$e_{4'6}$, Н ⁻¹ · м ⁻¹
	2,235 × ×10 ⁻⁵	0,797 × ×10 ⁻⁶	4,582 × ×10 ⁻⁶	5,705 × ×10 ⁻⁷	5,705 × ×10 ⁻⁷	4,8 × ×10 ⁻⁶	5,6 × ×10 ⁻⁶	5,6 × ×10 ⁻⁶
	r_{12} , Нмс/рад	r_{23} , Нмс/рад	$r_{23'}$, Нмс/рад	r_{34} , Нмс/рад	$r_{3'4'}$, Нмс/рад	r_p , Нмс/рад	r_{46} , Нмс/рад	$r_{4'6}$, Нмс/рад
	1,23	1,06	1,93	1,01	1,01	2,34	77,5	77,5

Табл. 2 составлена по данным технической характеристики трансмиссии исследуемого автобуса.

Таблица 2

Передаточные числа в трансмиссии

№ передачи	1	2	3	4	5	6	3. х.
$U_{кп}$	6,4	3,67	2,24	1,42	1,0	0,79	5,89
$U_{3,м}$	5,87						
$U_{б,р}$	3,053						
$U_{цр}$	1,9						

В табл. 2 обозначены: $U_{кп}$ – передаточные числа коробки передач; $U_{3,м}$ – передаточное число заднего ведущего моста; $U_{б,р}$ – передаточное число бортового редуктора ведущего моста; $U_{цр}$ – передаточное число центрального редуктора ведущего моста; 3. х. – задний ход.

Рабочие возмущающие частоты, которые генерируются двигателем в процессе движения автобуса, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Возмущающие частоты трансмиссии

№ пере- дачи	1	2	3	4	5	6	3. х.
$n_{дв}$, об/мин	1000...2100						
$n_{по}$, об/мин	82,2...	143,4...	234,9...	370,6...	526,3...	666,2...	89,4...
$n_{по.сат}$, об/мин	172,7	301,2	493,4	778,4	1105,2	1399,1	187,7
$n_{по.сат}$, об/мин	35,5...	61,9...	101,4...	160,0...	227,2...	287,6...	38,6...
$\omega_{по.сат}$, Гц	74,6	130,1	213,0	336,1	477,2	604,1	81,0
$\omega_{по.сат}$, Гц	0,6...	1,03...	1,69...	2,66...	3,79...	4,34...	0,64...
	2,9	5,02	8,2	12,97	18,42	23,3	3,1

В табл. 3 обозначены: $n_{дв}$ – обороты двигателя; $n_{по}$ – обороты полуоси; $n_{по.сат}$, $\omega_{по.сат}$ – обороты и частота вращения полуоси и сателлитов.

По результатам моделирования, проведенного с учетом кинематического взаимодействия зубчатых колес ведущего моста, построен график, изображенный на рис. 4, где $\omega_{раб} = \omega_{min} \dots \omega_{max}$ представляет область частот возмущающих сил от ведущей шестерни, сателлитов и ведомой шестерни. При этом ω_{min} – частота, создаваемая ведомой шестерней; $\omega_{рез}$ – частота собственных колебаний трансмиссии.

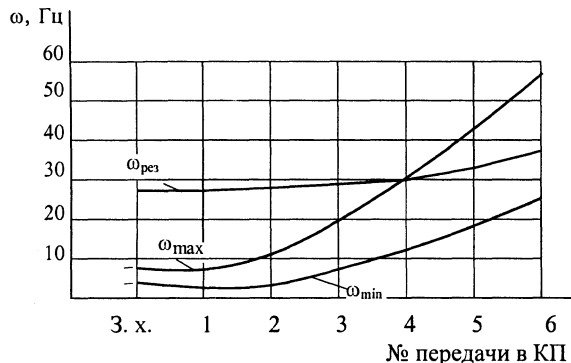


Рис. 4. Соответствие собственных и рабочих частот трансмиссии

На рис. 4 видно, что, несмотря на наличие резонансной зоны на низких передачах, зона резонанса достижима только на 4-, 5- и 6-й передачах из-за несовпадения рабочих скоростей автобуса и собственных частот трансмиссии. В связи с этим исследовалось поведение модели трансмиссии на «резонансных» передачах, для чего построена частотная характеристика (рис. 5) для автобуса со снаряженной массой (кривая 1) и с полной загрузкой (кривая 2).

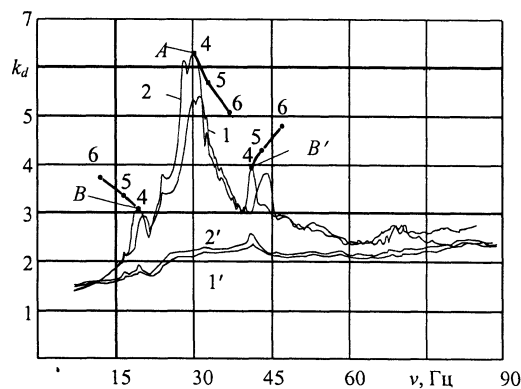


Рис. 5. Схема амплитудно-частотных характеристик трансмиссии автобуса при различных нагрузках

Характерная точка графика A – главный резонанс – при возрастании массы автобуса смещается в сторону уменьшения частоты собственных колебаний и увеличения коэффициента динамичности. Точки B и B' вторичного резонанса связаны с влиянием соотношения параметров левой и правой частей ведущего моста и сказываются в большей мере на высших передачах (5-я и 6-я). Вторичный резонанс небезопасен для трансмиссии, снижая долговечность ее агрегатов. Варьируя параметры бортовых редукторов, можно практически полностью устранить влияние точек B и B' на динамическую нагруженность.

Точки 4...6 на рис. 5 соответствуют параметрам динамической нагруженности для соответствующих передач в коробке переключения. Несмотря на то, что динамические моменты на 5-й и 6-й передачах имеют высокие абсолютные величины, они не оказывают существенного влияния на прочность деталей бортового редуктора.

Кривые 1' и 2' соответствуют частотным характеристикам, построенным без учета кинематического взаимодействия зубчатых колес.

Следует обратить внимание на поведение точек $B6$, которые на 6-й передаче принимают значения, соизмеримые с главным резонансом (точка $A6$).

ВЫВОДЫ

1. В рассматриваемой трансмиссии городского автобуса, начиная с 4-й передачи, существует область рабочих частот, которые сов-

падают с собственными частотами трансмиссии.

2. Коэффициент динамичности, рассчитанный для автобуса полной массы, оказывается предельным по прочности деталей ведущего моста автобуса.

3. Изменяя геометрические параметры бортового редуктора, можно значительно снизить динамическую нагруженность трансмиссии или вывести ее собственные частоты за пределы зоны рабочих частот.

УДК 656.13.08

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ АВАРИЙНОСТИ В ДОРОЖНОМ ДВИЖЕНИИ

Канд. техн. наук КАПСКИЙ Д. В.

Белорусский национальный технический университет

В БНТУ проводится работа по созданию методики прогнозирования аварийности на основе определения потенциальной опасности в конфликте транспорт – транспорт, которая бы позволяла с достаточной точностью определить вероятное число аварий в зависимости от набора факторов, влияющих на аварийность: транспортной нагрузки, светофорного регулирования, геометрии перекрестка и других условий движения. Это позволит выполнить оптимизацию решений по организации дорожного движения еще на стадии их разработки или проектирования, причем одновременно по критерию минимизации аварийных, экологических и экономических потерь.

Расчетная модель определения потенциальной опасности существенно изменена и в нее введены новые факторы, влияющие на аварийность. Все они объединены в псевдонезависимые группы, внутри каждой факторы связаны аналитическими зависимостями различной сложности и представлены в виде отдельных коэффициентов. Структурная формула определения потенциальной опасности имеет вид произведения коэффициентов, представляющих свои группы факторов. Потенциальная опасность рассчитывается для каждой конфликтной точки, затем суммируется в пределах объекта и по этой сумме находится вероятное число аварий. Аварийность определяется от-

дельно для трех режимов конфликтного движения: нерегулируемого, когда светофорный объект работает в режиме желтого мигания; внутрифазного, когда конфликтное движение происходит внутри одной фазы светофорного цикла, например при левом повороте; межфазного, когда конфликтное движение происходит при смене фаз, – транспортные средства предыдущего направления еще не ушли из конфликтной точки, а транспортные средства последующего направления уже пришли в эту точку, причем все они идут якобы на зеленый сигнал светофора.

Сущность разработки и совершенствования метода заключается в создании такой модели определения потенциальной опасности, которая давала бы более точный прогноз. На входе мы имеем набор факторов, влияющих на аварийность, а на выходе – статистику аварийности. Задача сводится к поиску наилучших зависимостей определения потенциальной опасности, что может быть реализовано только с помощью специальной компьютерной программы, поскольку на аварийность влияет большое количество факторов – только в нашей модели учитывается примерно 75 факторов.

Для расчета потенциальной опасности требуются исходные данные, характеризующие:

- геометрические параметры перекрестка (ширина полос движения, расстояние от стоп-