

поэтому для проведения многокритериальной оптимизации был выбран метод Парето-оптимизации.

В основе алгоритма задачи оптимизации лежит численное исследование пространства проектных параметров трансмиссии. Процесс поиска оптимального решения проводится в три этапа [2]. Предлагается оптимизировать закон изменения давления в системе муфты сцепления. Данный закон можно представить в виде экспоненциальной функции и, варьируя показателями данной функции, найти такие из них, при которых критерии оптимизации принимают минимальное значение.

В результате образуется Парето-пространство решений, в рамках которого невозможно улучшить ни один из показателей, не ухудшив другого. Для того, чтобы принять окончательное решение, проводится оценка меры повреждения для Парето-оптимальных законов включения.

Как показано в ряде работ, см. например [1], нагрузочный режим мобильной машины может быть представлен в виде распределений нагрузок в установившихся и переходных процессах. Для оценки вклада в повреждаемость конструкции переходных процессов предлагается получать вариацию распределений указанных нагрузок, по ним находить меру повреждений либо соответствующий набор коэффициентов динамичности внешних динамических нагрузок.

По этим показателям меры повреждения либо коэффициентам динамических нагрузок предлагается проводить окончательный выбор параметров оптимизируемой схемы, то есть выбор тех законов изменения характеристики сцепления из множества Парето, при которых повреждающая мера минимальна.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Альгин В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. — Минск: Наука і тэхніка, 1995. — 256 с.; 2. Алгоритмы оптимизации проектных решений. Под ред. А.И. Половинкина. М., «Энергия», 1976. — 178 с.

УДК 629.114-585

В.Б. Альгин, В.М. Сорочан, О.В. Дробышевская

#### МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ БУКСОВАНИИ СЦЕПЛЕНИЯ И ДВИЖИТЕЛЯ

*НИРУП "Белавтотракторостроение" НАН Беларуси,  
Институт механики и надежности машин НАН Беларуси,  
Минск, Беларусь*

Введение. Вопрос выбора расчетной динамической схемы машины при моделировании процессов с пробуксовкой сцепления и движителя не является тривиальным. Основными моментами, обуславливающими эту сложность, например для трактора с различными размерами передних и задних колес, являются наличие различных силовых цепей от двигателя к движителю, постоянное буксование трактора даже при установившемся линейном движении. Особенно сложны процессы при одновременном буксовании сцепления и ведущих колес.

В некоторых источниках описана модель буксования движителя, в которой движитель непосредственно соединяется с упругим звеном. В такой схеме упругий момент движителя не превосходит момента трения в контакте, что неверно, так как не воспроизводятся динамические эффекты. Используются схемы, имеющие кольцевую конфигурацию, в которой все элементы, приведены к общему валу [1]. Такое приведение некорректно, поскольку в реальных конструкциях имеют место разные кинематические параметры по ветви переднего и заднего ведущего моста трактора. Массу трактора в подобных системах, содержащих колеса разного радиуса и элементы, имитирующие буксование колес, приводить к единой эквивалентной массе нельзя. Чтобы избежать указанной ошибки используют схемы с разнесенной массой трактора, однако вопрос об их корректности остается открытым.

Данная работа посвящена моделированию трактора в системе «двигатель-трансмиссия-двигатель-грунт». Моделирование трактора осуществлялось в пакете Динамика 3.0, разработанном в рамках государственной научно-технической программы «Белавтотракторостроение». Основная сложность заключалась в моделировании силового агрегата трактора с его трансмиссией в совокупности с буксованием колес.

Моделирование конкретных схем. В процессе исследований были разработаны динамические схемы, моделирующие трактор в системе «двигатель-трансмиссия-двигатель-грунт». На рисунках 1,а и 1,б приведены две характерные схемы с такой степенью детализации, при которой всем существенным конструктивным элементам поставлены в соответствие массы. Отличие в буксовании колес переднего и заднего мостов реализовано различными передаточными отношениями передач трактора и радиусами передних и задних колес, что соответствует особенностям реальной конструкции.

На рис. 1,а приведена расчетная схема с разнесенной массой трактора [2].

На рис. 1,б момент сопротивления приведен к единой массе трактора. Эта модель наиболее соответствует реальности. Однако имеет место некоторое усложнение схемы.

Следует отметить, что рассматриваемые схемы в ряде случаев могут быть менее детализированы: некоторые массы могут быть объединены. Этот прием позволяет сократить количество решаемых дифференциальных уравнений. В некоторых случаях это целесообразно. Например, при исследовании лишь переходных процессов, схему б можно сократить до пятимассовой.

Данные схемы в общем случае содержат упругие элементы переднего и заднего мостов трансмиссии E1 и E2 и податливые элементы передних и задних движителей E3 и E4. Эти схемы являются универсальными и позволяют моделировать разнообразные процессы.

Для выявления принципиальных особенностей схем с разнесенной массой и единой (цельной) исключим из рассмотрения диссипативные звенья. Результаты моделирования переходных процессов по схемам без диссипативных звеньев приведены в таблице.

## Динамические нагрузки при моделировании по жестким схемам

Параметры	Моделирование по схеме с разнесенной массой трактора	Моделирование по схеме с единой массой трактора
Удельная работа трения при включении сцепления, Дж/см <sup>2</sup>	16	62
Удельная мощность трения при включении сцепления, Вт/см <sup>2</sup>	39	113

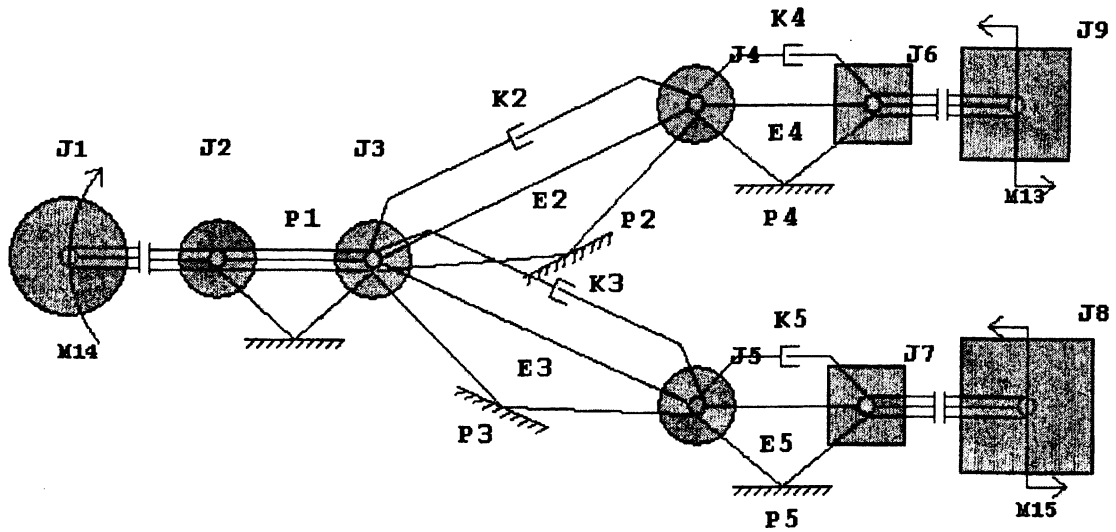
Данные, приведенные в таблице, свидетельствуют о том, что при моделировании по схеме с разнесенной массой трактора нагруженность сцепления в 3—4 раза ниже, чем при моделировании по схеме с единой массой трактора. Такая разница обусловлена тем, что на сцепление не передается момент сопротивления с большей массы трактора, а основная работа расходуется на раскручивание меньшей из масс, что не соответствует реальным процессам, происходящим в системе.

Результаты моделирования по указанным моделям позволяют сделать следующий вывод: обе принципиальные динамические схемы применимы для моделирования кратковременных переходных процессов. Однако для моделирования установившегося движения в системе «двигатель–трансмиссия–двигатель–грунт» с имитацией буксования движителя по грунту посредством модели фрикциона применима только схема с единой массой трактора.

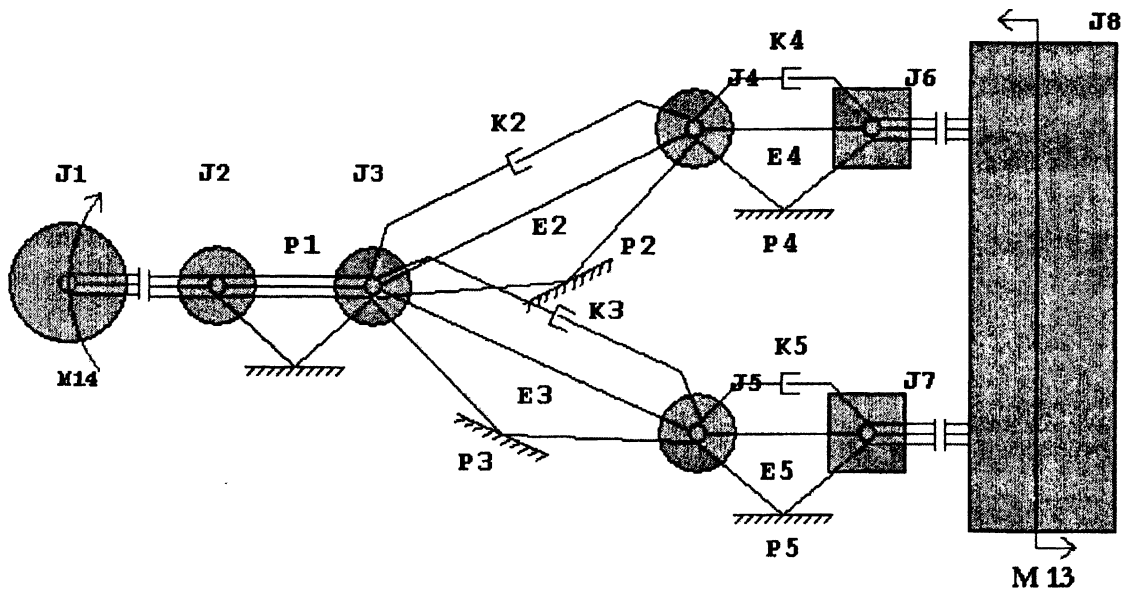
Судя по полученным результатам, использование схемы с разнесенной массой возможно в случае, если в конечном итоге интересуют только кратковременные процессы (трогание, переключение передач КПП), на неустановившемся процессе движения. Это обусловлено тем, что переходные процессы при имитации буксования моделью фрикциона, не прекращаются даже при равномерном движении трактора. По этой схеме наступает момент, когда переходные процессы отсутствуют. Если привести угловые скорости движителей к линейным скоростям переднего и заднего моста, то наблюдается постоянное рассогласование скоростей разнесенных масс трактора.

Кроме того, как уже отмечалось, при моделировании процесса буксования по данной схеме с разнесенной массой возможны ошибки в сторону занижения при оценке нагруженности фрикциона сцепления трактора.

При моделировании трактора с буксованием, надо принимать во внимание, что отсутствие переходных процессов невозможно. Схема с единой массой трактора в этом смысле обладает универсальностью, она позволяет моделировать длительные, непрекращающиеся переходные процессы (например, пробуксовывание движителя и его прекращение в зависимости от состояния динамической системы и опорной поверхности).



а



б

Рис. 1. Динамические схемы трактора:

а — с разнесенной массой трактора; б — с единой (цельной) массой трактора (передачи P2 — передний мост, P3 — задний мост, P4 — передача, преобразующая вращательное движение передних колес к поступательному движению движителя, P5 — передача, преобразующая вращательное движение задних колес к поступательному движению движителя; маховые массы J1- двигателя, J6, J7- поступательно движущиеся массы колес, J8, J9 — поступательно движущиеся массы трактора; податливости E2, E3 — переднего и заднего мостов, E4, E5 — шин передних и задних колес; коэффициенты демпфирования  $K_i$ , соответствующие податливостям  $E_i$ )

На рис. 2 представлен результат моделирования по схеме с единой массой трактора с диссипативными звеньями, что в наибольшей степени соответствует реальности.

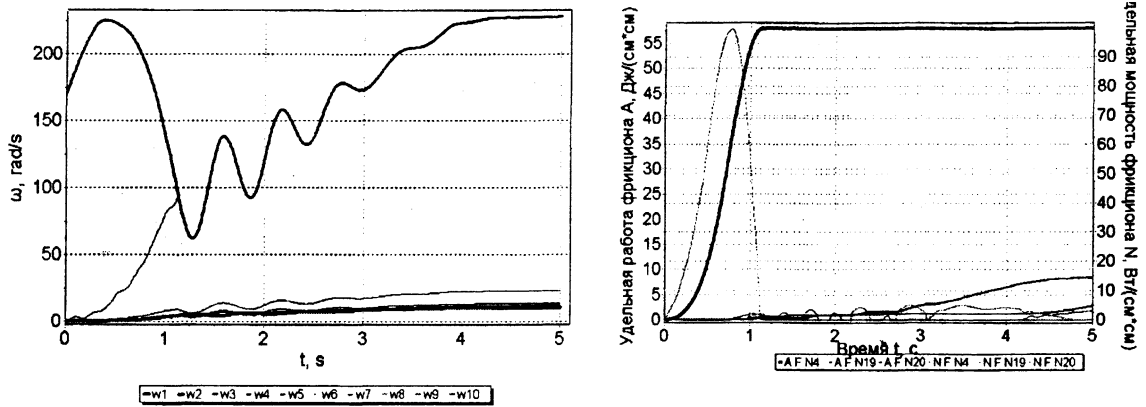


Рис. 2. Результаты моделирования по схеме с единой массой трактора с учетом диссипативных звеньев

Данная динамическая схема положена в основу расчетной модели разрабатываемого программного комплекса по интерактивному моделированию движения мобильной машины.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бойко Л.И. Механика приводов колеблющихся органов машин. Мн.: Мэджик Бук, 2003. – 240 с.
2. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Альгин В.Б., Павловский В.Я., Поддубко С.Н. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора. Мн.: Наука и техника, 1986. – 214 с.
4. Альгин В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. Мн.: Наука и техника, 1995. – 256 с.