

В.Б. Альгин, О.В. Дробышевская., В.В. Шилов

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ТРАНСМИССИОННЫХ СИСТЕМ С УЧЕТОМ РЕСУРСНЫХ ТРЕБОВАНИЙ

НИРУП "Белавтотракторостроение" НАН Беларуси,
ИМИНМАШ НАН Беларуси
Минск, Беларусь

Введение. Динамические нагрузки, возникающие при переходных процессах в трансмиссии мобильной машины, вносят существенный вклад в повреждение конструкции и во многом определяют ресурс мобильной машины в целом. Поэтому важно не только правильно разработать кинематическую и конструктивную схемы трансмиссии, но и найти такие значения управляющие параметры, которые позволят снизить динамические нагрузки и обеспечат необходимый ресурс. В данной работе рассмотрены вопросы схематизации, выбора параметров упруго-диссипативной системы трансмиссии и оптимизации трансмиссионной системы при переходных процессах, а также связь параметров динамического нагружения с ресурсом.

Схематизация на основе типовых элементов-модулей. Методика, описанная в [1] позволяет корректно провести схематизацию элементов трансмиссионных систем с использованием типовых элементов-модулей, на основе которых можно компоновать трансмиссионные системы различных типов. Примеры схематизации трансмиссионных систем представлены на рис. 1.

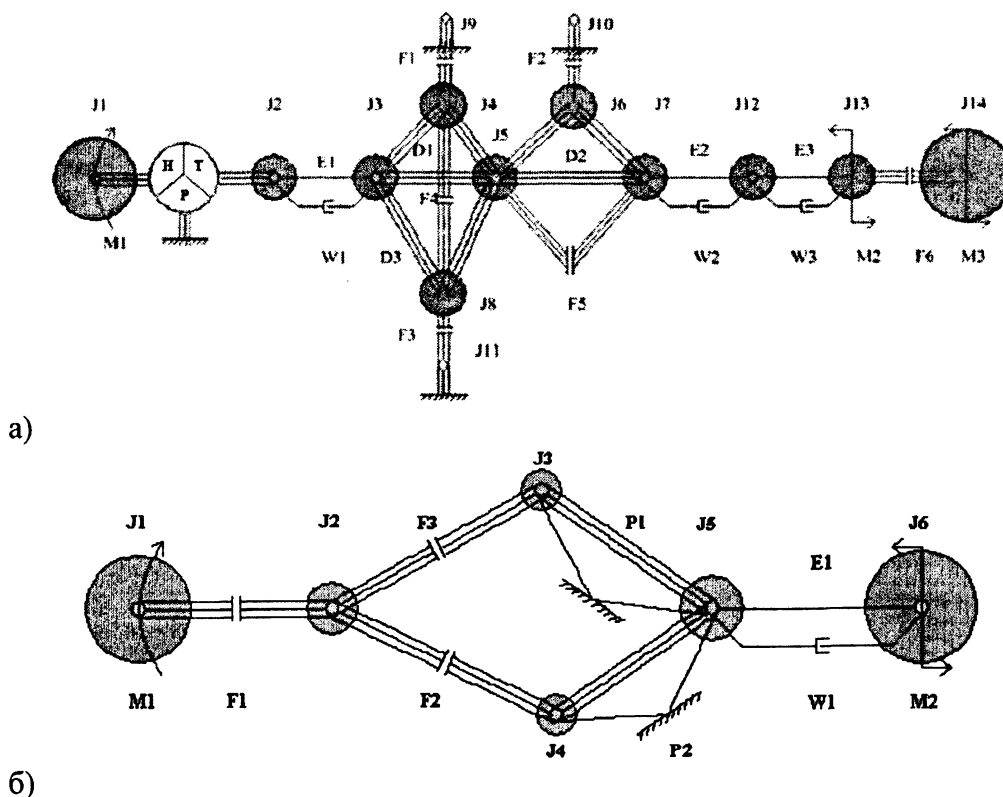


Рис.1. Схемы трансмиссий: а) — гидромеханической, б) — механической
 Определение параметров демпфирования. При моделировании переходных процессов значительное влияние на характеристики процесса оказывает демпфирование.

В качестве базового параметра демпфирования предлагается использовать логарифмический декремент δ , который определяется непосредственно в эксперименте и имеет четкий физический смысл:

$$\delta = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \ln(M_i / M_{i+1}), \quad (1)$$

где M_i, M_{i+1} – пиковые значения затухающего упругого момента, разделенные временем одного полного колебательного цикла; m – число пар значений упругого момента, использованные при определении δ .

В [1] приведены экспериментально полученные значения δ для различных агрегатов мобильной машины. Эти данные могут быть использованы для расчетов без проведения дополнительных экспериментов. Логарифмический декремент выбирается в соответствии с тем, для какой из систем трансмиссии мобильной машины его необходимо определить.

Для того чтобы определить частоту или частоты колебательных процессов проводится предварительное компьютерное испытание трансмиссионной системы. При этом действие демпфирующего элемента исключается.

Далее рассчитывается коэффициент демпфирования по следующей формуле

$$K = \delta / (\pi E \omega), \quad (2)$$

где E – податливость упругого элемента колебательной системы, для которой определяется демпфирование, ω – круговая частота колебательного процесса, определенная на предварительном этапе моделирования.

Последующее моделирование проводится с учетом полученного коэффициента демпфирования.

Ниже приведены примеры моделирования без учета и с учетом коэффициента демпфирования.

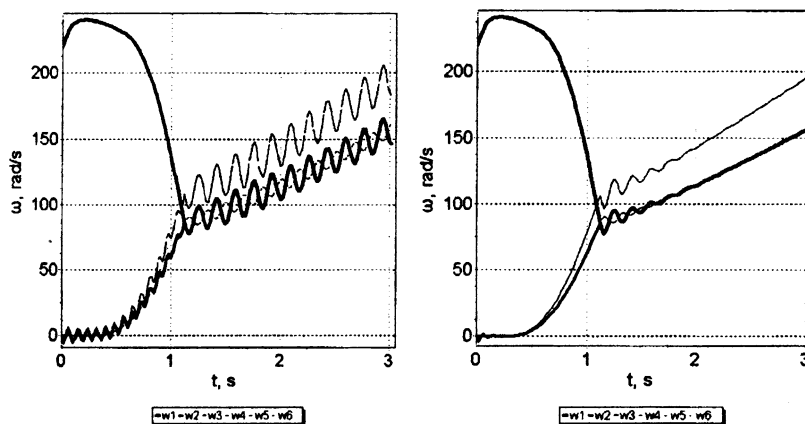


Рис.2. Угловые скорости инерционных масс при моделировании без учета коэффициента демпфирования (слева) и с его учетом (справа)

Оптимизационная модель трансмиссии мобильной машины. Динамическую нагруженность переходного процесса, полученные в результате моделирования, можно снизить, проведя оптимизацию управляющих параметров трансмиссии.

Качество выбора параметров предлагается оценивать с помощью ряда характеристик (критериев). Принимается, что оно тем лучше, чем меньше значение критерия. В качестве критериев оптимальности: удельная работа $A_{уд}$, удельная мощность $N_{уд}$ и максимальный момент на характерном упругом звене M_{max} . Данные критерии невозможно привести к одному обобщенному критерию оптимизации,

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.