

ся массы коробки передач и раздаточной коробки в одну. Все моменты инерции этих масс с учетом передаточных чисел приводятся к силовому агрегату. Жесткость валов в зависимости от передаточных чисел рассматривается как последовательно подключенная к демпферу сцепления.

Дифференциальные уравнения совместных колебаний системы силовой агрегат-трансмиссия составляются с использованием принципа Даламбера. Применение энергетического метода составления дифференциальных уравнений осложняется тем, что упругие характеристики опор силового агрегата могут быть представлены в виде функции силы от перемещения в опоре.

Исходные данные для решения определялись либо экспериментальным путем (например, тангенциальная жесткость, момент инерции колеса), либо расчетным методом в программе SolidWorks 2001 путем построения трехмерных моделей деталей трансмиссии, а также стандартными методами курса «Сопротивления материалов» для определения жесткости детали.

Для решения системы дифференциальных уравнений использовался метод Рунге-Кутты четвертого порядка точности. Решение отыскивалось с помощью программирования в математическом пакете MathCAD. Частоты колебаний масс системы определялись с помощью преобразования Фурье. Полученные данные использовались в дальнейшей оптимизации параметров системы поддрессирования силового агрегата.

Заключение

В результате проведенных расчетов на вышеуказанной модели колебаний СА были получены следующие результаты:

- Проведенные теоретические исследования показали необходимость установки задней опоры СА с жесткостью $C_n=100$ Н/мм с включением в работу дополнительной жесткости $C_{доп}=330$ Н/мм при 3 мм статического прожатия опоры на полноприводный автомобиль «Шевроле-Нива».
- При изменении жесткости задней опоры СА с 120 Н/мм до 330 Н/мм получено теоретическое снижение максимальных уровней виброускорений от 1,1 до 3,2 раза, уровня виброперемещений от 1,5 до 3,6 раз в зависимости от частоты возбуждения.
- При изменении жесткости задней опоры СА с 120 Н/мм до 330 Н/мм получено теоретическое снижение средних квадратичных значений виброускорений на передней правой опоре от 1,03 до 1,1 раз, на передней левой опоре от 1,06 до 1,12 раз, в центре масс силового агрегата от 1,1 до 3,2 раз в зависимости от частоты возбуждения.

Литература

5. Дементьев Ю.В., Исследование динамической нагруженности силового агрегата переднеприводного автомобиля: Дисс. канд.техн.наук. -М., 1981. -165 с
6. Доброгаев Р.П., Влияние крутильных колебаний коленчатого вала на угловые колебание двигателя // Межвузовский сборник научных трудов «Автомобильные и тракторные двигатели» №3. – М.: 1980г.
7. Контанистов С.П., Исследование переходных процессов в динамической системе «Двигатель - сцепление - трансмиссия - подвеска» грузового автомобиля: Дисс. канд.техн.наук. - М., 1979. - 255 с.

К вопросу оценки влияния реактивных звеньев на колебания силового агрегата автомобиля

к.т.н. доц. Ломакин В.В., к.т.н. доц. Емельянов А.Е.
Университет машиностроения
8 (495) 223-05-23, eae@list.ru

Аннотация. В статье рассмотрены три модели силового агрегата автомобиля. Данные модели учитывают колебания силового агрегата автомобиля вдоль и вокруг трех координатных осей, при этом каждая последующая модель учитывает

влияние трансмиссии на общую картину колебаний силового агрегата. Выполнены сравнительные расчеты и исследования на примере легкового автомобиля малого класса.

Ключевые слова: силовой агрегат, колебания, трансмиссия, реактивное звено

Математическую модель динамики движения автомобиля можно описать общими дифференциальными уравнениями, используя основные энергетические уравнения аналитической механики, а также соединением частных, уже разработанных отдельных подсистем. Основное требование, предъявляемое к математической модели динамики движения автомобиля, должно заключаться в обеспечении одинаковых возможностей исследования как при расчетах, так и при натурных испытаниях.

При выборе динамической модели, помимо особенностей объекта исследования, необходимо учитывать цель работы; точность, с которой можно установить исходные параметры расчета; сложность математического аппарата, требующегося для изучения объекта на основе данной модели; оснащенность средствами вычислительной техники.

Для модели силового агрегата применяют основные допущения:

- не учитываются движущиеся массы в силовом агрегате;
- не учитываются упругие деформации силового агрегата (деформация деталей, жесткость стыков между деталями, вследствие которой возможно смещение отдельных частей, составляющих силовой агрегат);
- принимается, что кузов автомобиля, на которой установлен силовой агрегат, абсолютно жесткий;
- при расчете активной виброизоляции силового агрегата можно считать, что автомобиль движется равномерно и прямолинейно по абсолютно гладкой дороге, и пренебречь взаимным влиянием колебаний силового агрегата, вызванных работой двигателя, и колебаний автомобиля на его подвеске (предполагается неподвижность основания, на котором установлен силовой агрегат);
- упругие характеристики опор агрегата – линейные. В действительности резинометаллические опоры силового агрегата, применяемые на автомобилях, имеют нелинейные упругие характеристики. Нелинейность упругих характеристик опор учитывается при расчете колебаний силового агрегата, вызывающих большие деформации опор.

Для оценки влияния реактивных звеньев (корпуса коробки передач, картера переднего моста, балки заднего моста) были разработаны математические модели (рисунки 1, 2 и 3) на примере полноприводного автомобиля с силовым агрегатом, объединяющим двигатель, коробку передач и раздаточную коробку с учетом влияния колебаний в трансмиссии.

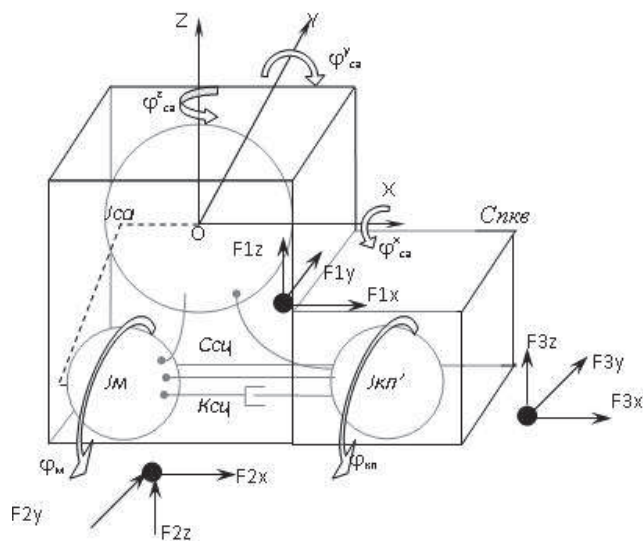


Рисунок 1. Расчетная схема №1

Динамическая модель силового агрегата представлена в виде крутильно-линейной системы (рисунок 1). Крутильная система представлена массами, которые совершают колебания от положения равновесия вокруг своих осей вращения (коленчатый вал и маховик, элементы трансмиссии, колеса, автомобиль в виде маховика, кинетическая энергия которого эквивалентна кинетической энергии движущегося автомобиля), и силовым агрегатом в виде параллелепипеда, совершающего связанные колебания вдоль и вокруг своих осей. Модель учитывает пространственное положение опор СА с разделением жесткостей по осям.

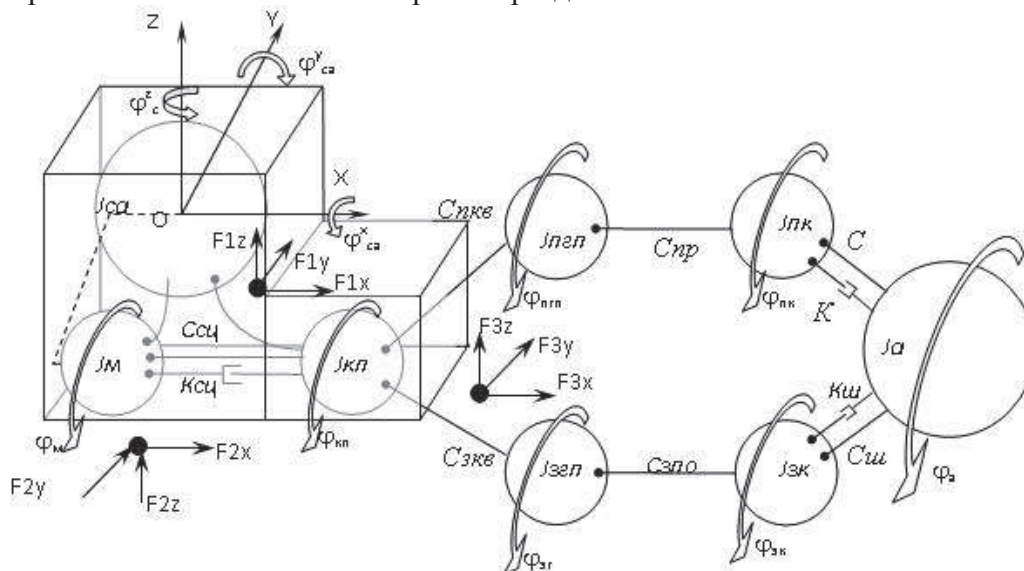


Рисунок 2. Расчетная схема №2 (с учетом реактивного элемента – КП)

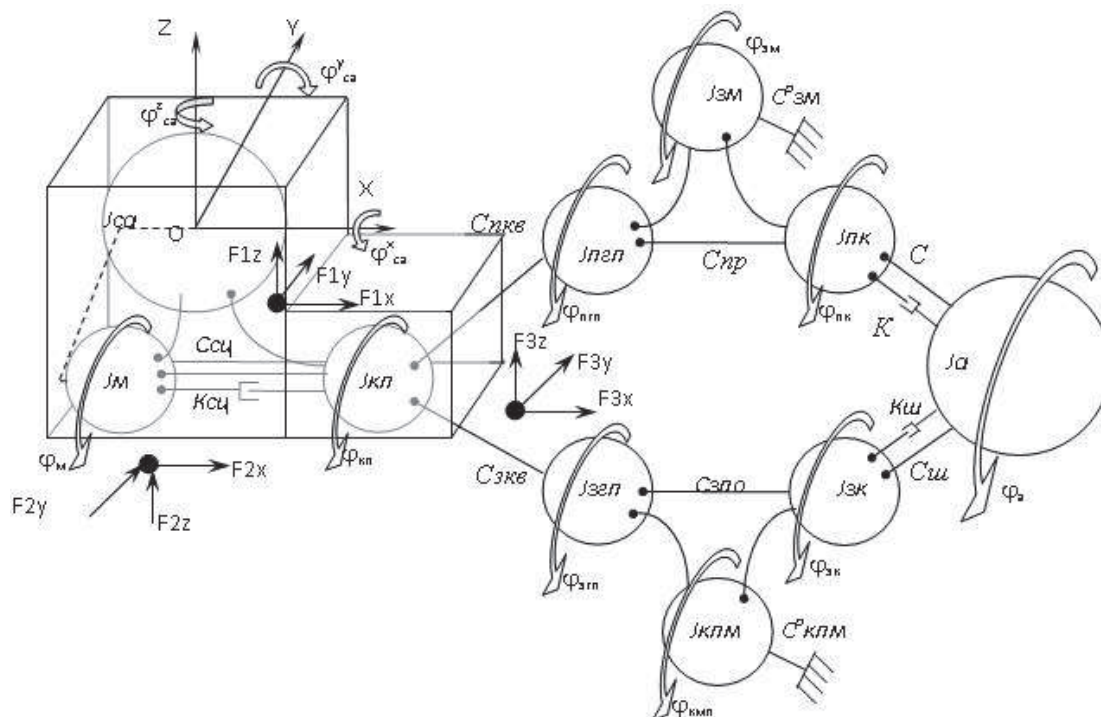


Рисунок 3. Расчетная схема №3 (с учетом реактивных элементов: КП, задний мост, картер переднего моста)

На участке между маховиком $J_{дв}$ и массой вращающихся частей КП и РК J_T происходит изменение передаточного числа трансмиссии, что под нагрузкой вызывает реактивный момент на корпусе. Кинематическая зависимость между входом $\varphi_{дв}$, выходом φ_T и корпусом $\varphi_{са}$ реактивного звена имеет вид: $\varphi_{дв} = u\varphi_T + (1-u)\varphi_{са}$, где u - передаточное число.

Дифференциальные уравнения совместных колебаний системы силовой агрегат –

трансмиссия составляются с использованием принципа Даламбера. Исходные данные для решения определялись либо экспериментальным путем (например, тангенциальная жесткость, момент инерции колеса), либо расчетным методом в программе SolidWorks путем построения трехмерных моделей деталей трансмиссии, а также стандартными методами курса «Сопротивления материалов» для определения жесткости детали.

Для решения системы дифференциальных уравнений движения масс данных моделей используется метод Рунге-Кутты четвертого порядка точности. Решение отыскивается с помощью программирования в математическом пакете MathCAD. Частоты колебаний масс системы определяются с помощью преобразования Фурье.

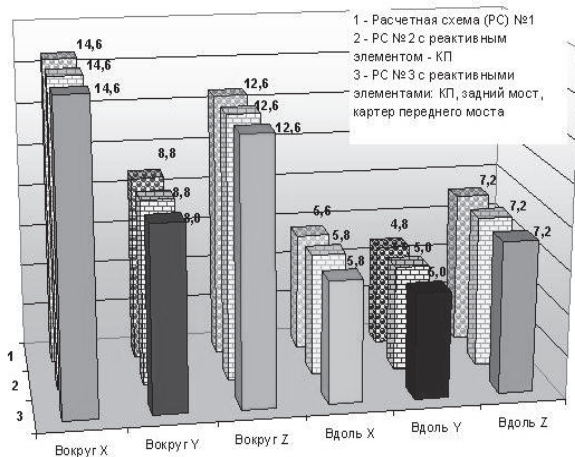


Рисунок 4. Частота собственных колебаний СА (Гц)

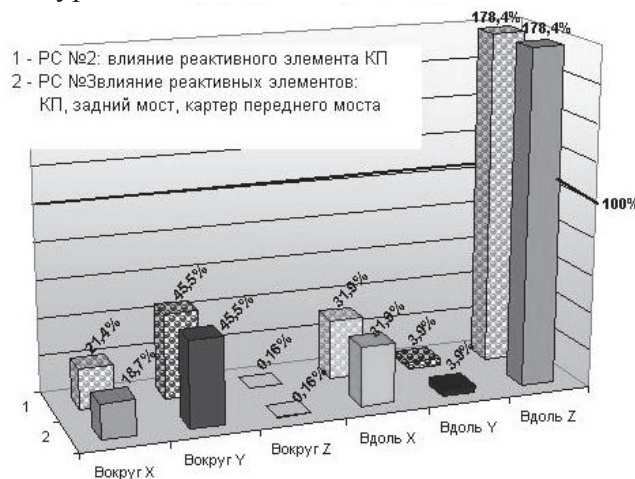


Рисунок 5. Виброускорения СА при скорости вращения коленчатого вала, равного 4000 об/мин

Анализируя данные, полученные после расчета, представляется возможным сделать следующие выводы:

- Реактивные звенья динамической модели колебаний СА оказывают незначительное влияние на частоты собственных колебаний СА (рисунок 4). Это связано с тем, что инерционные характеристики СА значительно превышают аналогичные характеристики элементов трансмиссии после приведения к одной оси.
- При расчете амплитуд, виброскоростей и виброускорений необходимо учитывать такой реактивный элемент как коробка передач; однако учет дополнительных реактивных элементов – переднего и заднего мостов – не оказывает влияния на общую картину колебаний СА (рисунок 5).
- Для проведения исследовательских работ по подбору опор СА необходимо и достаточно использовать расчетную модель СА № 2 (с учетом реактивного элемента – КП).

Литература

1. Дементьев Ю.В., Исследование динамической нагруженности силового агрегата переднеприводного автомобиля: Дисс. канд.техн.наук. -М., 1981. -165 с
2. Доброгаев Р.П., Влияние крутильных колебаний коленчатого вала на угловые колебание двигателя // Межвузовский сборник научных трудов «Автомобильные и тракторные двигатели» №3. – М.: 1980г.
3. Контанистов С.П., Исследование переходных процессов в динамической системе «Двигатель - сцепление - трансмиссия - подвеска» грузового автомобиля: Дисс. канд.техн.наук. - М., 1979. - 255 с.