

ВЛИЯНИЕ ЧАСТИЧНОЙ ДИССИПАЦИИ НА ШИММИ СТОЙКИ ШАССИ

¹Хребет В.Г., ²Белевцова Н.Л., ²Вербицкий В.Г.,
³Вельмагина Н.А.

¹Национальный авиационный университет, Киев,
Украина

²Государственный экономико-технологический
университет транспорта, Киев, Украина

³Приднепровская государственная академия
строительства и архитектуры, Днепропетровск,
Украина

В практике конструкторских решений для предотвращения реализации самовозбуждающихся колебаний стойки шасси принято увеличивать демпфирование и жесткость системы по каналам рысканья и крена [1]. В данной статье анализируется влияние частичной диссипации по одному из этих каналов как на границу области колебательной неустойчивости системы, так и на амплитуду возникающих автоколебаний. Рассматриваются три варианта описания нелинейного характера силы увода:

- в виде монотонно возрастающей функции, имеющей характер функции насыщения;
- немонотонной функции, имеющей локальный максимум и ниспадающий участок;
- приближенное представление силы увода в виде двух первых членов разложения в ряд Тейлора (линейно-кубическое).

Последние имеют одинаковое линейное приближение, что обеспечивает совпадение областей устойчивости в пространстве параметров (продольной скорости движения и одного из коэффициентов демпфирования), однако конкретный способ аппроксимации нелинейной зависимости силы увода может существенно влиять на характер амплитудных кривых (амплитуды автоколебаний). При этом возникает вопрос о правомерности приближенного представления сил увода первыми двумя членами разложения в ряд Тейлора.

Математическая модель колебаний стойки шасси в окрестности прямолинейного движения, принятая в данной работе, рассматривалась в [2, 3], ее обобщение на случай нелинейных характеристик увода представлено в [4].

Система уравнений возмущенного движения, отвечающая колебаниям стойки по двум каналам (углу рысканья θ и углу крена φ), имеет вид:

$$\begin{cases} B \cdot \ddot{\theta} + \chi_1 \cdot \dot{\theta} + h \cdot \theta - \frac{I_1 \cdot v}{r} \dot{\psi} = 0, \\ C \cdot \ddot{\psi} + \chi \cdot \psi + h_1 \cdot \dot{\psi} + \frac{I_1 \cdot v}{r} \dot{\theta} + l \cdot Y(\theta) = 0, \end{cases}$$

где I_1 – момент инерции колеса относительно собственной оси вращения, B и C – моменты инерции системы относительно вертикальной оси стойки и продольной оси, проходящей через точку крепления к фюзеляжу, χ_1 , χ – коэффициенты

жесткости, h , h_1 – коэффициенты демпфирования, l – высота стойки, r – динамический радиус колеса, $Y(\theta)$ – нелинейная сила увода. Численные значения параметров системы соответствуют работе [4].

Рассмотрены случаи частичной диссипации либо по параметру рысканья, либо по параметру крена в сравнении со случаем полной диссипации.

Приближенный метод анализа автоколебаний представлен в [5], применялся в [6] при анализе автоколебаний колесной сцепки.

Основные выводы:

1. Представление силы увода в виде немонотонной зависимости с локальным максимумом приводит к наибольшим значениям амплитуд автоколебаний (примерно на 30% по сравнению с монотонной зависимостью).

2. Приближенное представление силы увода в виде первых двух членов разложения в ряд Тейлора приводит к заниженным значениям амплитуд автоколебаний и возникновению фиктивных дополнительных ветвей амплитудной кривой.

3. Отсутствие диссипации по углу рысканья приводит лишь к количественным изменениям картины автоколебаний (максимальные значения амплитуд возрастают приблизительно на 80%); отсутствие диссипации по углу крена приводит к более существенным изменениям – возникают участки с неограниченным ростом амплитуд автоколебаний.

4. Уменьшение коэффициента сцепления с опорной поверхностью в поперечном направлении приводит к пропорциональному уменьшению амплитуд автоколебаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гончаренко В.И. Основы предотвращения шимми неповоротных колес самолета. // Тр. 5-ої Міжнар. конф. "Авиа-2003". – Київ. – Т.3. – С. 32.21–32.24.
2. Гончаренко В.И., Лобас Л.Г., Никитина Н.В. Об одной постановке задачи о шимми ориентирующихся колес // Прикл. механика. – 1981. –Т. 17, №8. – С. 82–88.
3. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. – К.: Наук. думка, 1990. – 232с.
4. Хребет В.Г., Вербицкий В.Г., Вельмагина Н.О. "Современные проблемы математики, механики и информатики". // Тезисы докладов междунар. школы-конференции "Тараповские чтения-2013", г. Харьков, 29 сентября – 4 октября 2013 г. – Х.: Цифрова друкарня №1, 2013. – С.73–74.
5. Вербицкий В.Г., Садков М.Я. Приближенный анализ автоколебательной системы // Доповіді НАН України – 2001. – №10.- С.48–52.
6. Вельмагина Н.А., Вербицкий В.Г. Анализ автоколебаний колесного модуля в прямолинейном режиме движения. // Механика твердого тела. – 2011. – №41. С. 100-108.