

ПРИКЛАДНЫЕ ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 621.396.66

Н.Н. Гурский, В.А. Коробкин, Ю.И. Слабко, Р.И. Фурунжиев, А.Л. Хомич

МОДЕЛИРОВАНИЕ В ВИЗУАЛЬНОЙ СРЕДЕ ADMOS
КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Рассматриваются математические и программные средства принятия решений, позволяющие произвести анализ динамики мобильной машины в заданных условиях эксплуатации и выбрать оптимальные упругодиссипативные и другие параметры мобильной машины. Приводятся результаты компьютерного моделирования мощности, рассеиваемой при колебаниях мобильной машины.

Введение

Для анализа колебательных процессов, сопровождающих движение мобильных машин, в частности транспортных средств, и принятия взвешенных решений при проектировании и модернизации необходимы современные средства поддержки принятия решений. Основными задачами таких систем являются: оценка плавности хода шасси, скоростной анализ, амплитудно-частотный и дисперсионный анализ, спектральный и энергетический анализ и др. В ходовой части могут использоваться диссипативные элементы с линейной и квадратичной характеристиками. В качестве упругих элементов, как показывает практика, наиболее предпочтительными являются гидропневматические. Они позволяют расширить функциональные возможности шасси по сравнению с традиционной подвеской. При этом кроме обеспечения высоких показателей плавности хода, высоких средних скоростей движения, снижения динамической нагруженности машины возможно изменение дорожного просвета и дифферента, создание модификаций машин с большим диапазоном полезной нагрузки и положения центра масс за счет изменения заправочного давления газа в пневморессорах.

Чтобы учесть большое разнообразие конструктивных схем, различных возмущающих факторов и оценить в целом эффективность подвески шасси, кабины, сиденья водителя и поддрессориования специальных амортизируемых грузов, необходимы адекватные расчетные схемы, математические модели, описывающие динамику машины, и соответствующие программные средства.

Для решения научно-технических задач данного направления широко применяются пакет MatLab и визуальная среда Simulink. Несмотря на несомненные возможности и универсальные достоинства этих программных продуктов, актуальным является создание специальной визуальной среды, изначально ориентированной на решение определенного класса задач, в частности по проблеме Vibroengineering. Предполагается, что при моделировании колебаний многоопорных мобильных машин требуется прежде всего разработать математические модели моделируемых систем, учесть различные нелинейные факторы, создать модели стохастической внешней среды, обеспечить условия быстрого и удобного описания расчетной схемы изделия и представления графической информации, полученной в различных сеансах моделирования.

В настоящее время наиболее известным и распространенным для динамического и кинематического анализа механических систем является программный комплекс ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), разработанный фирмой MDI (Mechanical Dynamics Incorporated). При использовании этого комплекса требуется значительное время как для описания модели, так и в целом для получения результатов. Это обусловлено универсальностью и достаточной сложностью данного комплекса, требующего высокой квалификации пользователей в области механики. Поэтому данный комплекс не вполне отвечает требованиям конструкторов заводов. Им нужны методика и программный продукт, позволяющие быстро получить ответы на актуальные вопросы. В связи с этим была создана визуальная среда ADMOS (Automatic Dynamic Modeling and Optimization of the Systems), ориентированная на конструкторов

средней квалификации и позволяющая в кратчайшие сроки выполнить расчет и проанализировать динамическое состояние мобильной машины при различных условиях движения, а также выполнить оптимизацию параметров по заданным критериям.

В данной работе рассматриваются реализованные в ADMOS математические и программные средства принятия решений, позволяющие произвести анализ динамики мобильной машины в заданных условиях эксплуатации и выбрать оптимальные параметры упруго-диссипативных и других параметров машины.

1. Расчетная схема и математическая модель пространственных колебаний

Рассмотрим расчетную схему (рис. 1) для анализа вертикальных и продольно-угловых колебаний гусеничной машины (ГМ). На этой схеме показано также условное расположение гидропневматических упругих элементов со встроенными амортизаторами по одному (левому) борту машины. По другому (правому) борту, как правило, упругодиссипативные элементы имеют аналогичное расположение и такие же характеристики, как по левому борту. Однако в общем случае при моделировании колебательных процессов могут быть заданы различные параметры и характеристики по левому и правому бортам машины.

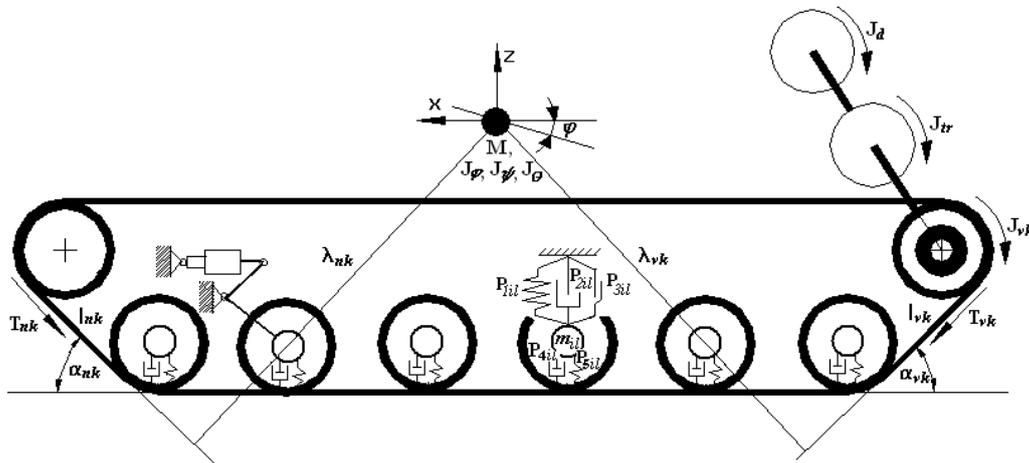


Рис. 1. Расчетная схема колебаний ГМ

Примем следующие начальные условия:

$$t \geq t_0 :$$

$$z(t_0) = z_0, \dot{z}(t_0) = \dot{z}_0; \varphi(t_0) = \varphi_0, \dot{\varphi}(t_0) = \dot{\varphi}_0; \psi(t_0) = \psi_0, \dot{\psi}(t_0) = \dot{\psi}_0;$$

$$\theta(t_0) = \theta_0, \dot{\theta}(t_0) = \dot{\theta}_0; z_{il}(t_0) = z_{0il}, \dot{z}_{il}(t_0) = \dot{z}_{0il}; x(t_0) = x_0, \dot{x}(t_0) = \dot{x}_0;$$

$$T_{vkl}(t_0) = T_{0vkl}, \dot{T}_{vkl}(t_0) = \dot{T}_{0vkl}; T_{nkl}(t_0) = T_{0nkl}, \dot{T}_{nkl}(t_0) = \dot{T}_{0nkl}.$$

$$\lambda_{cv} = \sin(a_{vk}), \lambda_{cn} = \sin(a_{nk}); a_{vk} = \frac{l_{vk}}{k_u F_{gd}}; a_{nk} = \frac{l_{nk} + \sum_i l_{vi} + r_{vk}(\pi - \alpha_{nk})}{k_u F_{gd}},$$

где $\sum_i l_{vi}$ – сумма длин всех верхних ветвей гусеничного обвода.

Математическая модель пространственных колебаний ГМ [1–3], которая связывает фазовые переменные, показанные на расчетной схеме, представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений вида

$$\left. \begin{aligned}
 M\ddot{z} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 P_{jil} - \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n (T_{vkl} \sin \alpha_{vk} + T_{nkl} \sin \alpha_{nk}) &= 0, \\
 J_{\varphi} \ddot{\varphi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 l_{il} P_{jil} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n (\lambda_{vk} T_{vkl} + \lambda_{nk} T_{nkl}) &= 0, \\
 J_{\psi} \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 b_{jil} P_{jil} - \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n b_{il} (T_{vkl} \sin \alpha_{vk} + T_{nkl} \sin \alpha_{nk}) &= 0, \\
 J_{\theta} \ddot{\theta} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n b_{il} (T_{vkl} \cos \alpha_{vk} + T_{nkl} \cos \alpha_{nk}) &= 0, \\
 m_{il} \ddot{z}_{il} - (P_{1il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} &= 0, \\
 J_{tr} \ddot{\varphi}_{vk} - \sum_{l=1}^2 \eta_{tr} r_{vk} (T_{vkl} - T_{nkl}) &= 0, \\
 M_0 \ddot{x} - \sum_{l=1}^2 \eta_{gd} (T_{vkl} \cos \alpha_{vk} - T_{nkl} \cos \alpha_{nk}) &= 0, \\
 a_{vk} \ddot{T}_{vkl} + b_{gd} T_{vkl} + \lambda_{cv} \ddot{x} + \lambda_{vk} \ddot{\varphi} &= 0, \\
 a_{nk} \ddot{T}_{nkl} + b_{gd} T_{nkl} + \lambda_{cn} \ddot{x} + \lambda_{nk} \ddot{\varphi} &= 0, \\
 i = \overline{1, n}; j = 1, 2, 3; l = 1, 2.
 \end{aligned} \right\}$$

Основные принятые обозначения соответствуют рис. 1, значения остальных следующие:

M – амортизированная масса машины;

M_0 – общая масса машины, включая неамортизированные массы опор;

m_{il} – неамортизированная масса il -й опоры;

J_{φ} – момент инерции амортизированной массы относительно оси тангажа;

J_{ψ} – момент инерции амортизированной массы относительно оси крена;

J_{θ} – момент инерции амортизированной массы относительно оси рысканья;

J_{tr} – момент инерции трансмиссии;

J_d – момент инерции двигателя;

P_{jil} – нелинейная характеристика восстанавливающей силы виртуального элемента il -подвески;

P_{4il}, P_{5il} – соответственно восстанавливающие упругая и диссипативная силы в il -й шине (катке) в нормальном направлении;

l_{il} – расстояние по горизонтали от центра масс до оси il -го колеса (катка);

b_{jil} – расстояние в поперечной плоскости до j -го упругодиссипативного элемента подвески il -й опоры;

b_{il} – расстояние в поперечной плоскости от центра il -го колеса/катка до вертикальной плоскости, проходящей через ось крена;

z, \dot{z}, \ddot{z} – вертикальное перемещение, скорость и ускорение центра масс амортизированной массы;

x, \dot{x}, \ddot{x} – продольное перемещение, скорость и ускорение общей массы машины;

$\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ – продольно-угловые перемещение, скорость и ускорение амортизированной массы вокруг оси тангажа;

$\psi, \dot{\psi}, \ddot{\psi}$ – поперечно-угловые перемещение, скорость и ускорение амортизированной массы относительно оси крена;

$\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ – угол, угловая скорость и угловое ускорение рысканья амортизированной массы относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс (ЦМ) машины;

$z_{il}, \dot{z}_{il}, \ddot{z}_{il}$ – перемещение, скорость и ускорение il -й неамортизированной массы;

n – число колес/катков по борту;

i – порядковый номер опоры ($i = 1, 2, \dots, n$), отсчитываемый от носа машины;

l – индекс борта машины ($l = 1$ – левый, $l = 2$ – правый);

j – индекс характеристики упругодиссипативного элемента ($j = 1$ – упругий элемент, $j = 2$ – амортизатор, $j = 3$ – условный элемент сухого трения);

l_{il} – расстояние по горизонтали от центра масс до оси il -го колеса/катка;

b_{jil} – расстояние в поперечной плоскости до j -го упругодиссипативного элемента подвески il -й опоры;

r_{vk} – радиус колеса (ведущего колеса);

σ – коэффициент буксования машины;

$b_{gd} = \eta_{gd} / M_s + \eta_{tr} r_{vk}^2 / J_{tr}$;

$M_s = M + \frac{J_{gd}}{\sigma r_{vk}}$.

2. Особенности рассеивания энергии амортизаторами машин с гидропневматической подвеской

При движении часть энергии ходового двигателя затрачивается на колебания машины и рассеивается в основном амортизаторами. Особенностью современных мобильных машин является использование мощных амортизаторов на крайних колесах/катках для исключения пробоев и обеспечения плавности хода машины. При этом рассеивается значительное количество энергии колебаний, что вызывает нагрев упругих элементов и амортизаторов [3]. Чрезмерный нагрев является причиной снижения надежности ходовой части и выхода гидропневматических упругих элементов из строя.

Величина мощности, подводимой к ведущим колесам при движении, зависит от состояния внешней среды и свойств системы виброзащиты. Общий коэффициент аperiodичности вертикальных и продольно-угловых колебаний корпуса определяется характеристиками и числом амортизаторов, а также свойствами упругих характеристик системы.

Ресурс работы ходовой части и надежность машины в целом в существенной мере определяются теплонапряженностью элементов подвески. В связи с этим выбор характеристик амортизаторов и расчет энергии, выделяемой за счет диссипации жидкости в амортизаторах, приобретает важное значение, особенно для машин, эксплуатирующихся в жарких климатических условиях.

Оценка энергетических свойств амортизаторов производится за период установившихся колебаний при гармоническом возмущении. Работа, совершаемая силой сопротивления амортизатора, или энергия, поглощаемая амортизатором за время t , находится по формуле

$$A = \int_0^t P_2(\dot{\Delta}) d\Delta = \int_0^t P_2(\dot{\Delta}) \dot{\Delta} dt. \quad (1)$$

С другой стороны,

$$A = \int_0^t N_t dt, \quad (2)$$

где N_t – мгновенная (текущая) мощность силы амортизатора.

Мгновенная мощность, согласно формулам (1) и (2), имеет вид

$$N_t = P_2(\dot{\Delta}) \cdot \dot{\Delta}.$$

Средняя мощность N_s , рассеиваемая за период вынужденных колебаний T_V , определяется по формуле

$$N_s = \frac{1}{T_V} \int_0^{T_V} N_t dt.$$

3. Визуальная среда виртуального проектирования ADMOS

Для решения задач анализа и оптимизации колебаний мобильных машин разработана визуальная среда ADMOS [4] (рис. 2). Все этапы моделирования объединены инструментальной системой, обеспечивающей удобный интерфейс для пользователей системы (рис. 3). Многообразие классов объектов удалось реализовать благодаря объектному представлению математических моделей с последующим наследованием свойств базовых моделей. Видно, что с помощью данной системы могут быть выбраны для исследований различные объекты, смоделирована внешняя среда, установлена решаемая динамическая задача, определены параметры и характеристики элементов динамического объекта, заданы параметры моделирования, выбраны наблюдаемые переменные и непосредственно выполнен расчет колебательных процессов, сопровождающих данный объект. Все этапы проведения компьютерного эксперимента поддерживаются интерфейсными средствами, обеспечивающими интерактивное взаимодействие пользователя со средой. При этом реализуется принцип максимальной визуализации действий как на уровне модели мобильной машины, так и на стадиях анализа полученных результатов. Среда виртуального проектирования ADMOS располагает возможностью проведения сравнения результатов различных экспериментов и передачи их для документирования в офисные приложения.

Наряду с задачами анализа колебаний, система позволяет также произвести оптимизацию параметров элементов подрессоривания по критериям, обеспечивающим заданную плавность хода мобильной машины и динамическую вибронегруженность человека-оператора.

В качестве примера в данной работе рассматривается задача анализа мощности, рассеиваемой при колебаниях.

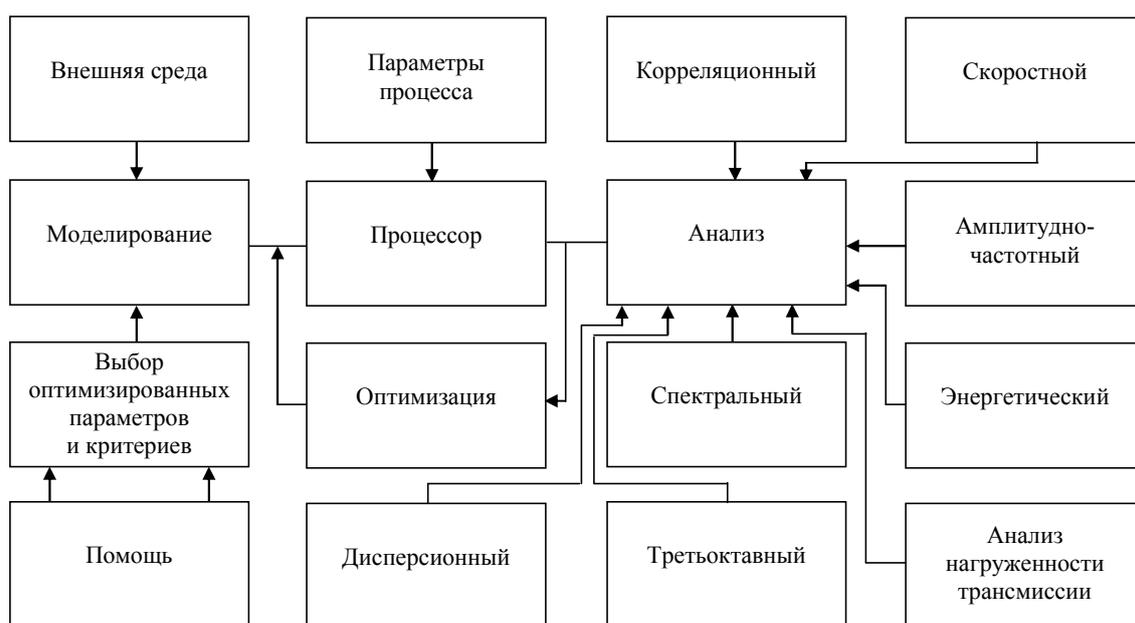


Рис. 2. Структурная схема анализа колебаний мобильных машин

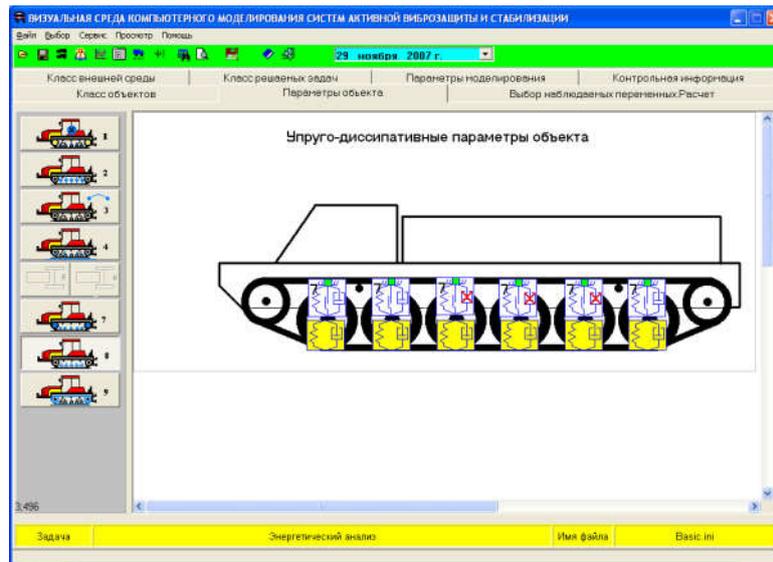


Рис. 3. Система поддержки принятия решений ADMOS для гусеничной машины

4. Анализ мощности, рассеиваемой при колебаниях

Энергетический анализ распределения рассеиваемой амортизаторами ГМ мощности, которая рассчитывается в соответствии с зависимостями, приведенными в разд. 2, представлен на рис. 4. Видно, что на скорости 20 км/ч наблюдается низкочастотный резонанс ($f = 0,7$ Гц), при котором максимум энергии рассеивается амортизаторами первой и второй опор. Максимум энергии, выделяемой амортизатором шестой опоры, достигается на скорости 30 км/ч. В дальнейшем с ростом скорости (более 40 км/ч) происходит рост рассеиваемой всеми амортизаторами мощности.

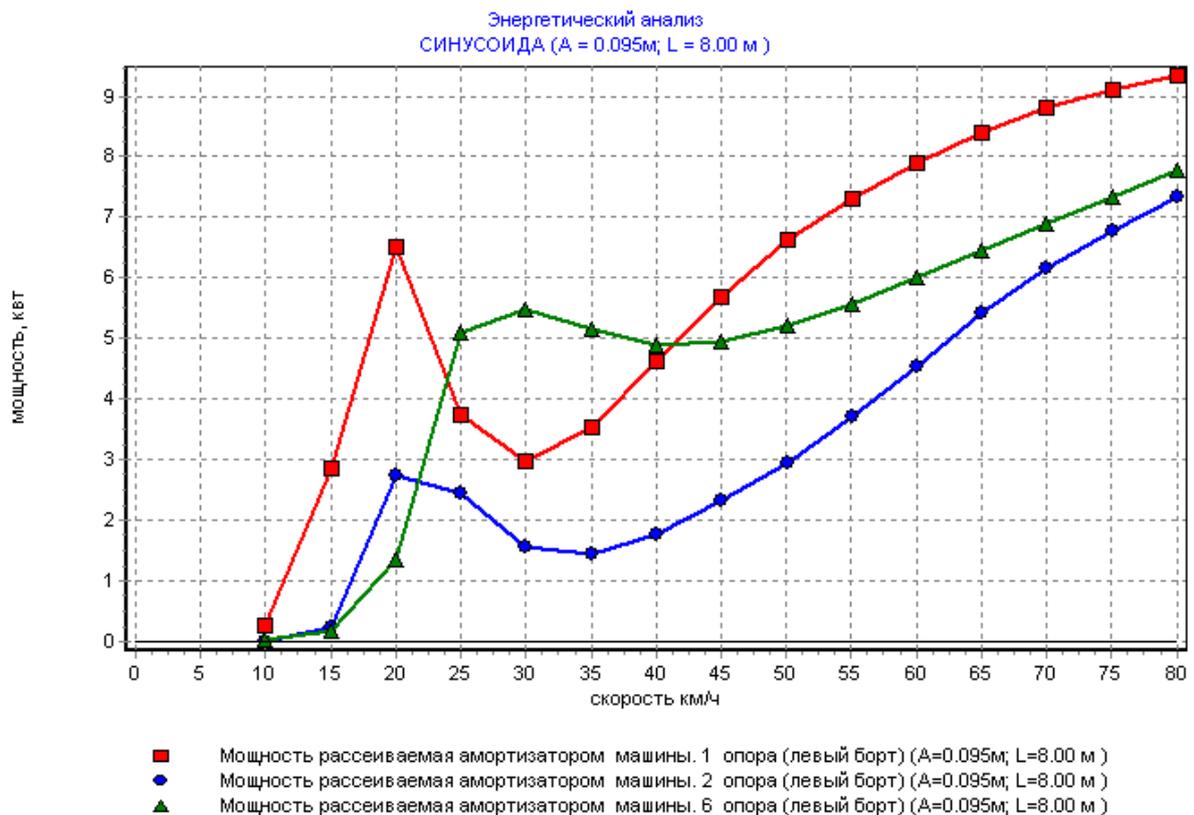


Рис. 4. Зависимость рассеиваемой амортизаторами мощности от скорости движения машины

Полная мощность, рассеиваемая всеми диссипативными элементами, на скоростях в диапазоне от 10 до 80 км/ч показана на рис. 5. Кривые выделяемой мощности получены при движении ГМ по неровностям $L = 4$ м и $L = 2$ м. Видно, что колебания шасси ГМ, совершаемые в результате действия меньших длин неровностей, ведет к росту выделяемой амортизаторами мощности.

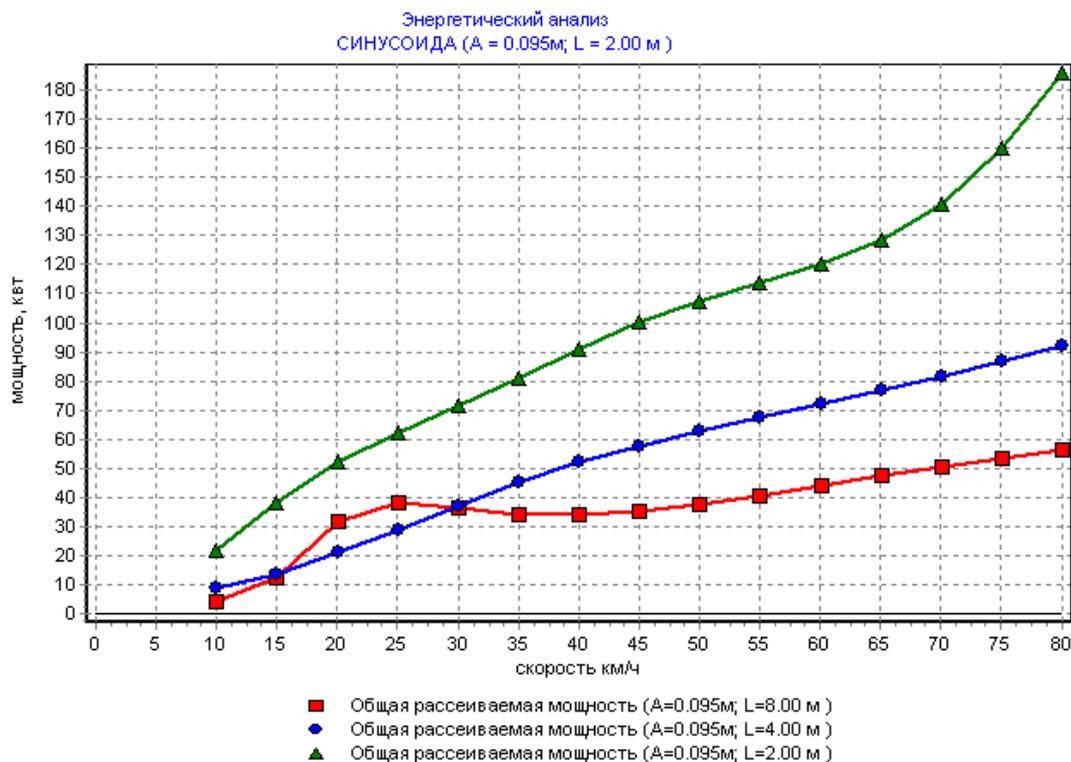


Рис. 5. Зависимость общей рассеиваемой мощности от скорости ГМ

Заключение

Рассмотренная система поддержки принятия решений позволяет провести достаточно полный анализ колебаний мобильных машин в заданных условиях эксплуатации, оценить влияние массово-инерционных, упругодиссипативных и геометрических параметров на показатели плавности хода машины, динамическую нагруженность отдельных узлов и агрегатов, вибронгруженность человека-оператора и др.

Список литературы

1. Платонов, В.Ф. Многоцелевые гусеничные шасси / В.Ф. Платонов [и др.]; под ред. В.Ф. Платонова. – М. : Машиностроение, 1998. – 342 с.
2. Дмитриев, А.А. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Лобитек, А.В. Тельминов. – М. : Машиностроение, 1976. – 207 с.
3. Дятченко, М.Г. Основы расчета систем поддресоривания гусеничных машин на ЭВМ / М.Г. Дятченко, Г.О. Котиев, В.Н. Наумов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 52 с.
4. Гурский, Н.Н. Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин / Н.Н. Гурский, Р.И. Фурунжиев. – Минск : БНТУ, 2008. – 296 с.

Поступила 05.08.08

Белорусский национальный технический университет,
Минск, пр. Независимости, 65
e-mail: yulij@tut.by

N.N. Hurski, V.A. Korobkin, Y.I. Slabko, R.I. Fourounjiev, A.L. Homich

**SIMULATION OF VIBRATION OF MOBILE MACHINES
IN ADMOS VISUAL ENVIRONMENT**

This paper considers mathematical tools and software for decision-making which allows to perform the analysis of mobile machine dynamics under proper service conditions and to choose its optimal elastic-dissipative and some other parameters. The results of computer-aided modeling of the power disseminated at the fluctuations of the mobile machine are adduced.