

УДК 621.396.66

## ТЕПЛОВОЙ АНАЛИЗ ЭЛЕМЕНТОВ ВИБРОЗАЩИТЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Гурский Н.Н. (УО «Белорусский национальный технический университет», г. Минск, Беларусь)

*В статье приводится алгоритм расчета температуры рабочего тела упругого элемента, уравнения колебательного движения мобильной машины, результаты компьютерного моделирования теплового состояния упруго-диссипативных элементов при движении мобильной машины.*

### Введение

Выделяемая при колебаниях мобильных машин мощность приводит к изменению теплового состояния упругих элементов подвески, что влияет на показатели плавности хода машины и долговечность элементов подвески, в особенности при использовании гидропневматических подвесок. Последние имеют нелинейные упругие характеристики, приближающиеся к оптимальным, компактны (конструктивно в одном корпусе объединены упругий и диссипативный элементы), позволяют изменять дорожный просвет и осуществлять блокировку подвески. Факторами, сдерживающими применение гидропневматических систем поддрессоривания, являются нестабильность их упругих и демпфирующих характеристик при изменении температуры рабочего тела в широких пределах.

Для обеспечения надежной работы ходовой части машины с системой гидропневматического поддрессоривания на стадиях проектирования и эксплуатации следует иметь математические модели, позволяющие учитывать тепловые процессы, получать количественные зависимости влияния температуры на конструктивные параметры элементов поддрессоривания, определять способы отвода выделяемого тепла, что позволит дать комплексную оценку работы шасси мобильной машины с учетом тепловых эффектов.

### Алгоритм расчета температуры

Известно, что основными элементами, обеспечивающими эффективное рассеивание энергии колебаний мобильной машины, являются амортизаторы, преобразующие энергию колебаний в тепловую энергию с последующим ее рассеиванием. Рассмотрим основные соотношения, используя которые, может быть проведен расчет температурного режима работы амортизатора или выбраны его основные геометрические параметры. Учитывая так же то обстоятельство, что конструктивное исполнение амортизатора и упругого элемента в гидропневматической подвеске реализуется в едином геометрическом пространстве, требуется производить расчеты колебаний шасси машины с учетом изменения температуры рабочего тела упругих элементов.

Для вычисления средней рассеиваемой мощности  $il$ -м амортизатором воспользуемся следующей формулой:

$$N_{2il} = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_1^m (P_{2il} \dot{\Delta}_{il})^2}; \quad i=1, n; \quad l=1, 2, \quad (1)$$

где  $n$  – количество опор;

$i$  – индекс номера опоры;

$l$  – индекс борта;

$m$  – число дискретных временных отсчетов;

$P_{2il}$  – динамическая сила, развиваемая  $il$ -м амортизатором;

$\dot{\Delta}_{il}$  – относительная скорость хода  $il$ -й подвески.

С другой стороны, в установившемся режиме колебаний мобильной машины согласно уравнению теплового баланса, средняя выделяемая мощность определяется с помощью выражения:

$$N_{2il} = \beta(T_a - T_e)W, \quad (2)$$

где  $\beta$  – коэффициент теплопередачи конвекцией;

$T_a$  – абсолютная температура поверхности амортизатора;

$T_e$  – абсолютная температура окружающей среды;

$W$  – площадь наружной поверхности амортизатора.

Для вычисления коэффициента теплопередачи  $\beta$  используют зависимости, полученные экспериментально, в частности, вида:

$$\beta = \frac{52,9\lambda_f\sqrt{V_e}}{\sqrt{0,5\pi\nu_f D}},$$

где  $\lambda_f$  – коэффициент теплопроводности воздуха,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ ;

$V_e$  – скорость потока воздуха, обдувающего амортизатор, м/с;

$\nu_f$  – кинематическая вязкость воздуха,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$D$  – наружный диаметр цилиндра амортизатора, м.

Из уравнения (2) получим выражение для вычисления температуры поверхности амортизатора:

$$T_a = \frac{N_{2il}}{\beta W} + T_e. \quad (3)$$

### Уравнения колебательного движения мобильной машины

Уравнения движения мобильной машины с учетом основных видов колебаний описывается системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 P_{jil} &= 0, \\ J_y\ddot{\phi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 l_{il}P_{jil} &= 0, \\ J_x\ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 b_{il}P_{jil} &= 0, \\ m_{il}\ddot{z}_{il} - (P_{1il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где  $i=1, n$ ;  $l=1, 2$ ;  $j=1, 2, 3$ , с начальными условиями в момент времени при  $t \geq t_0$ :

$$z|_{t=t_0} = z_0, \dot{z}|_{t=t_0} = \dot{z}_0;$$

$$\varphi|_{t=t_0} = \varphi_0, \dot{\varphi}|_{t=t_0} = \dot{\varphi}_0;$$

$$\psi|_{t=t_0} = \psi_0, \dot{\psi}|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0;$$

$$z_{il}|_{t=t_0} = z_{0il}, \dot{z}_{il}|_{t=t_0} = \dot{z}_{0il},$$

где  $M$  – амортизированная масса;

$J_y$  – момент инерции амортизированной массы относительно оси тангажа;

$J_x$  – момент инерции амортизированной массы относительно оси крена;

$j$  – индекс типа упруго-диссипативного элемента ( $j=1$  соответствует упругому элементу,  $j=2$  – амортизатору,  $j=3$  – условному элементу сухого трения);

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

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

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

$P_{4il}, P_{5il}$  – соответственно диссипативная и упругая силы в  $il$ -й шине в нормальном направлении.

Принятые обозначения параметров и их соответствие расчетной схеме машины показаны на рисунке 1. Обозначения переменных с точками и двумя точками – соответственно скорости и ускорения вдоль рассматриваемого направления.

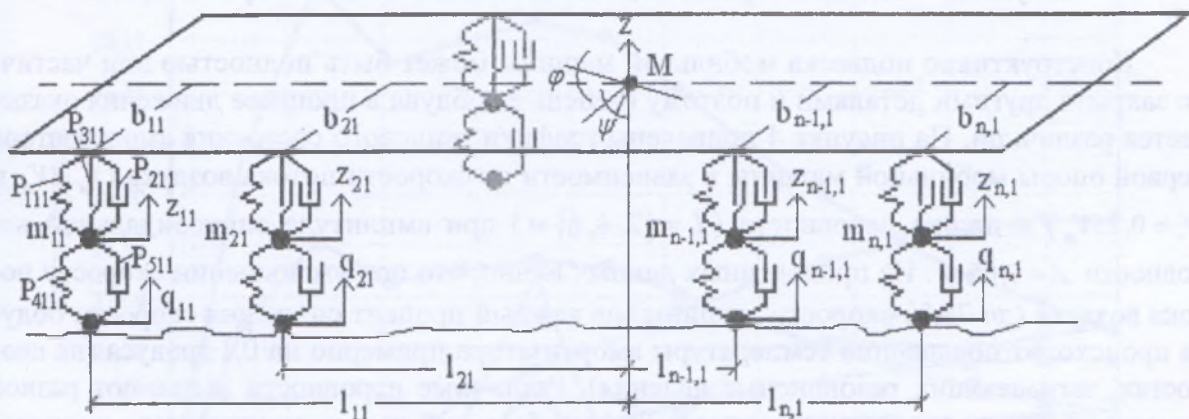


Рисунок 1 – Расчетная схема пространственных колебаний многоопорной машины

Относительные скорости, являющиеся аргументами для вычисления рассеиваемых мощностей по формуле (1), для системы уравнений (4) имеют вид:

$$\dot{\Delta}_{il} = \dot{z}_{pil} - \dot{z}_{il},$$

где  $\dot{z}_{pi} = \dot{z} + l_{ij}\dot{\phi} + b_{ij}\dot{\psi}$ ;

$p$  – точка крепления подвески к шасси машины.

### Виртуальная модель и условия компьютерного эксперимента

На рисунке 2 приведена компьютерная модель многоопорной мобильной машины, а на рисунке 3 – характеристики упругого элемента и амортизатора, установленные на всех опорах. Для оценки теплового состояния отдельных амортизаторов подвески проведем моделирование движения мобильной машины в диапазоне эксплуатационных скоростей (от 5 до 70 км/ч) по трассам с неровностями синусоидального профиля различной длины и амплитуды.

Профиль трассы генерируется по формуле:  $q = A \sin(2\pi \frac{V_m}{L})$ , где  $V_m$  – курсовая скорость машины,  $L$  – длина неровности. В вычислениях принималось:  $A = \{0,05; 0,10\}$  м;  $L = \{2, 4, 8\}$  м;  $T_e = 20$  °С;  $D = 0,06$  м;  $W = 0,048$  м<sup>2</sup>.

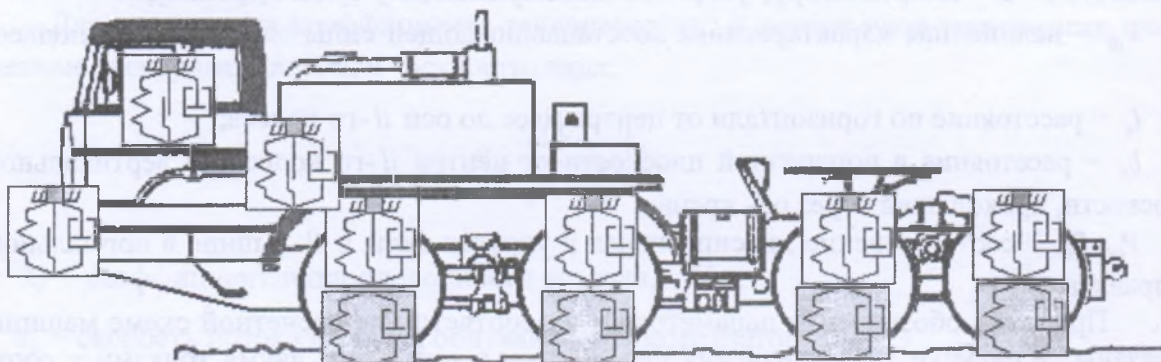
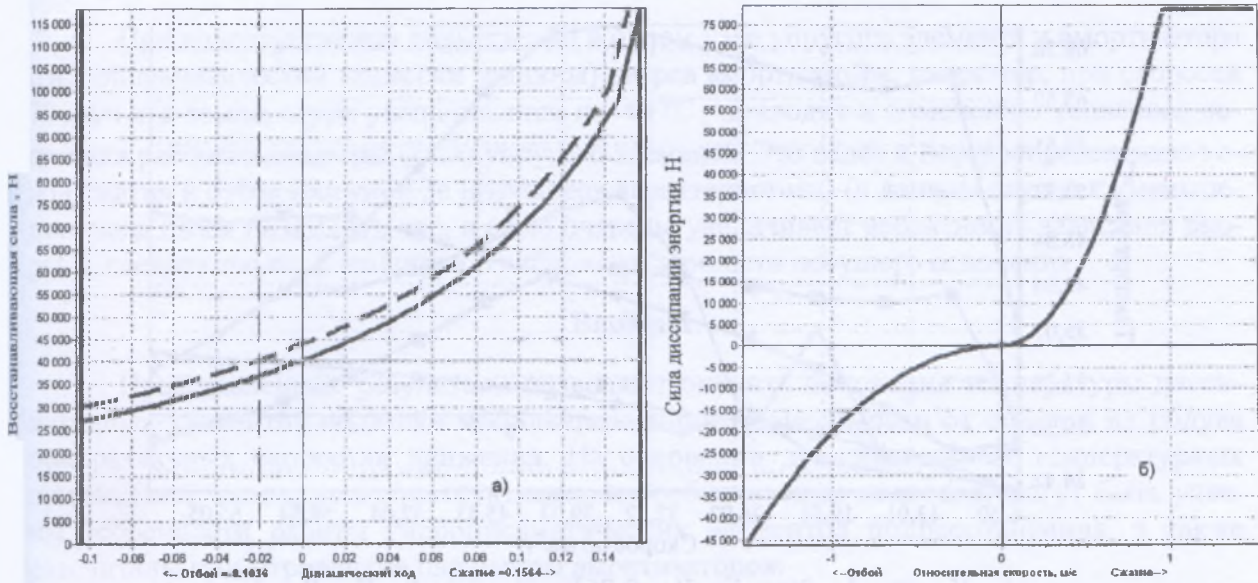


Рисунок 2 – Компьютерная модель мобильной многоопорной машины

Конструктивно подвеска мобильной машины может быть полностью или частично закрыта другими деталями и поэтому степень ее обдува в процессе движения оказывается различной. На рисунке 4 приведены графики теплового состояния амортизатора первой опоры мобильной машины в зависимости от скорости потока воздуха ( $V_e = V_m$  и  $V_e = 0,25V_m$ ) и длины неровности ( $L = \{2, 4, 8\}$  м) при амплитуде синусоидальной неровности  $A = 0,05$  м. Из приведенных данных видно, что при уменьшении скорости потока воздуха (до 75 % скорости машины) на каждый процент снижения скорости обдува происходит повышение температуры амортизатора примерно на 0,1 градуса (на скоростях, вызывающих резонансные явления). Различные неровности вызывают разное изменение температуры амортизатора. Так, наибольший нагрев амортизатора происходит при движении машины по синусоидальной неровности с длиной в 2 м в скоростном диапазоне от 10 до 45 км/ч.

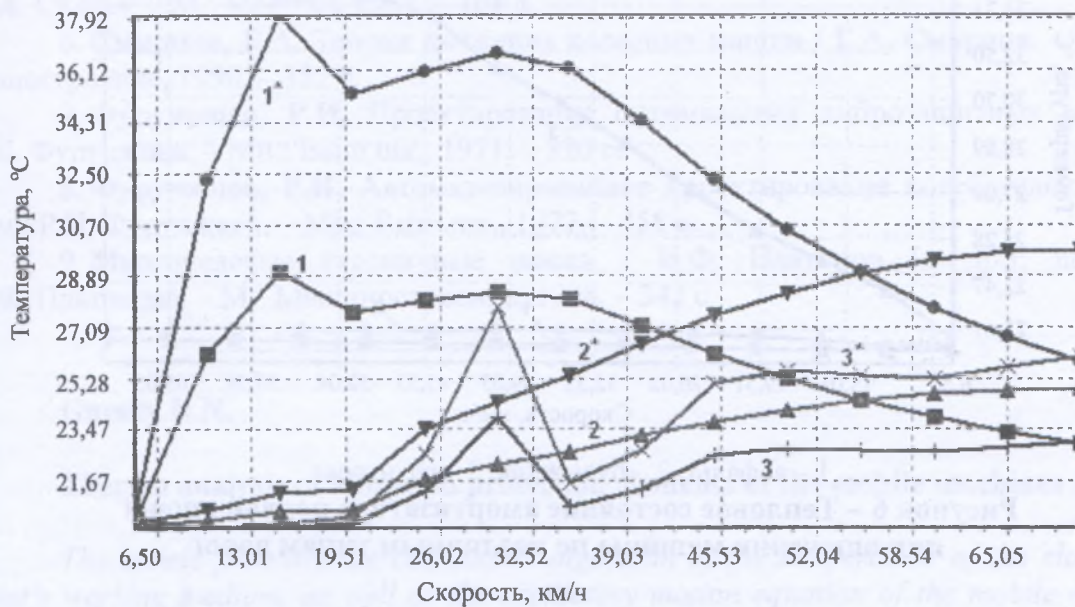
Тепловые процессы усиливаются при увеличении высоты неровности (рисунок 5). Как видно из сравнения графиков, представленных на рисунках 4 и 5, увеличение высоты неровности приводит к пропорциональному повышению тепловыделения амортизатора.



— исходная; — под действием температуры  
 Рисунок 3 – Характеристики элементов подвески  
 (а – упругая, б – диссипативная)

### Результаты компьютерного моделирования

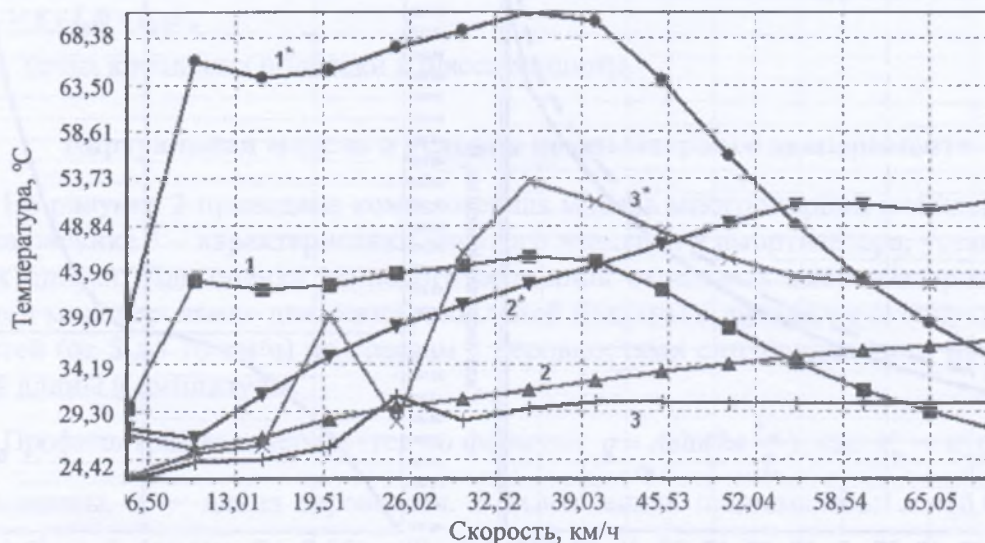
Приведенные графические зависимости позволяют установить общее тепловое состояние амортизаторов мобильной машины при детерминированных воздействиях со стороны опорной поверхности. Вместе с тем, в реальных условиях подобные транспортные объекты эксплуатируются по дорогам, имеющим случайное распределение длин и высот неровностей. Наиболее типичными являются дороги с асфальтовым и булыжным покрытиями, а также грунтовые дороги.



(1 –  $V_e = V_m$ ,  $L = 2$  м; 1\* –  $V_e = 0,25V_m$ ,  $L = 2$  м; 2 –  $V_e = V_m$ ,  $L = 4$  м;

2\* –  $V_e = 0,25V_m$ ,  $L = 4$  м; 3 –  $V_e = V_m$ ,  $L = 8$  м; 3\* –  $V_e = 0,25V_m$ ,  $L = 8$  м)

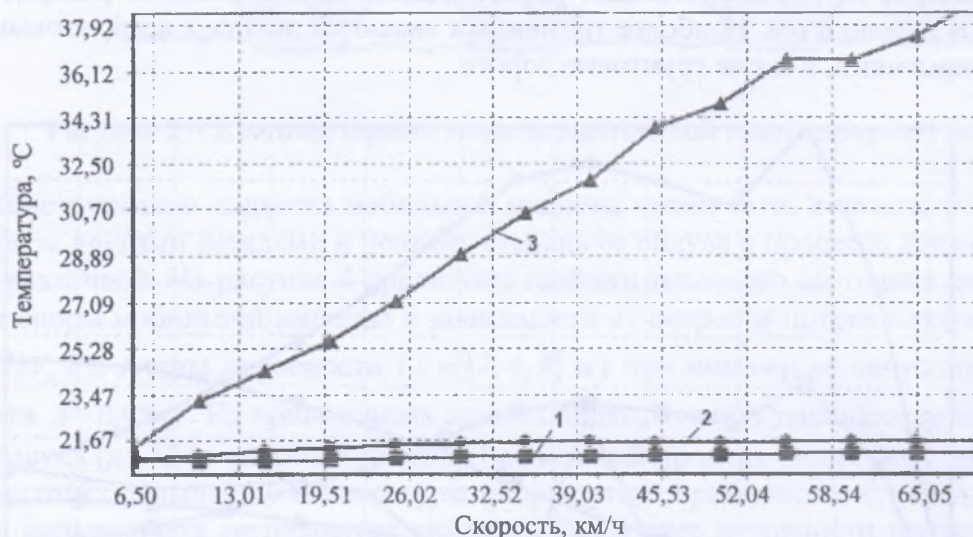
Рисунок 4 – Тепловое состояние амортизатора в зависимости от курсовой скорости, скорости обдува и длины неровности при амплитуде  $A=0,05$  м



(1 –  $V_e = V_m$ ,  $L = 2$  м; 1\* –  $V_e = 0,25V_m$ ,  $L = 2$  м; 2 –  $V_e = V_m$ ,  $L = 4$  м;  
2\* –  $V_e = 0,25V_m$ ,  $L = 4$  м; 3 –  $V_e = V_m$ ,  $L = 8$  м; 3\* –  $V_e = 0,25V_m$ ,  $L = 8$  м)

Рисунок 5 – Тепловое состояние амортизатора в зависимости от курсовой скорости, скорости обдува и длины неровности при амплитуде  $A=0,10$  м

На рисунке 6 представлены результаты компьютерного моделирования нагрева амортизатора первой опоры мобильной машины при ее движении по указанным дорогам в рассматриваемом скоростном диапазоне. При этом предполагалось, что скорость потока воздуха, обдувающего амортизатор, равна курсовой скорости движения машины.



1 – асфальт, 2 – бульжник, 3 – грунтовая

Рисунок 6 – Тепловое состояние амортизатора первой опоры при движении машины по различным типам дорог

Как видно, тепловое состояние амортизатора на асфальтированных и бульжных шоссе мало отличается от температуры окружающей среды во всем диапазоне рассматриваемых скоростей машины. При движении по грунтовой дороге наблюдается повышение температуры амортизатора примерно на  $0,7$  °C при увеличении скорости на  $1$  км/ч.

При конструктивном совмещении в одном узле упругого элемента и амортизатора (гидропневматической подвески машины) нагрев амортизатора, например, при скорости 70 км/ч его температура увеличивается на 40 °С, приводит к изменению теплового состояния рабочего вещества (газа) упругого элемента. Это ведет к перераспределению ходов сжатия и отбоя (рисунок 3а штриховая характеристика) (в данном случае к уменьшению хода отбоя на 0,02 м), что, в свою очередь, увеличивает вероятность зависания опоры, а, следовательно, к изменению виброн нагруженности несущего основания.

### Выводы

Представленные результаты позволяют оценить изменения температуры диссипативных элементов подвески мобильных машин в зависимости от степени их обдува при различных скоростях движения. На основании дополнительных температурных приращений, вызванных конструктивными особенностями подвесок, могут быть учтены особенности работы гидропневматических элементов подрессоривания, а также рассчитаны геометрические параметры амортизаторов.

### Список использованных источников

1. Гурский, Н.Н. Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин / Н.Н. Гурский, Р.И. Фурунжиев. – Минск: БНТУ, 2008. – 296 с.
2. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машгиз, 1960. – 356 с.
3. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А.А. Хачатуров [и др.]; под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
4. Дмитриев, А.А. Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин / А.А. Дмитриев, А.В. Чобиток, А.В. Тельминов. – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с.
5. Силаев, А.А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин / А.А. Силаев. – М.: Машгиз, 1963. – 168 с.
6. Смирнов, Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
7. Фурунжиев, Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем / Р.И. Фурунжиев. – Мн.: Выш.шк., 1971. – 320 с.
8. Фурунжиев, Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем / Р.И. Фурунжиев. – Мн.: Выш.шк., 1977. – 458 с.
9. Многоцелевые гусеничные шасси / В.Ф. Платонов [и др.]; под ред. В.Ф. Платонова. – М.: Машиностроение, 1998. – 342 с.

Gursky N.N.

### Thermo analysis of vibration protection elements of the mobile machines

*The article provides the calculation algorithm of the temperature of the elastic element's working medium, as well as the oscillatory motion equation of the mobile machine, results of computer modeling of the thermal state of the elastic-dissipative elements by mobile machine movement.*

Поступила в редакцию 5.01.2011 г.