

ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА



УДК 621.01:531.3

**В.И. Поддубный,
А.С. Павлюк**

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ УРОВНЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Постановка задачи

Одним из перспективных направлений является разработка с электрическим приводом. Работы в этой области ведутся в ведущих компаниях мира. Целесообразным является применение отдельного привода каждого колеса [1]. В этом случае возможно управление величиной момента, подводимого к колесу, на основе анализа сил в контакте колеса с опорой. Путем варьирования сил в контакте каждого колеса можно получить оптимальное управляющее воздействие при движении и добиться улучшения устойчивости движения и управляемости.

Приводятся результаты научной работы, проведенной авторами совместно с учеными кафедры автоматизации и техники регулирования технического универси-

тета города Падерборн (Германия) в рамках проекта «Хамелеон». Цель проекта – разработка и создание экспериментальной колесной мобильной машины «Хамелеон» с отдельным электрическим приводом и управлением для всех колес, предназначенной для апробации и развития различных функций регулирования с целью улучшения динамики, управляемости и комфорта. В процессе работы над проектом была предложена идея – использовать массу приводного электродвигателя, установленного на нижнем рычаге подвески, как динамический гаситель вертикальных колебаний. Для использования массы приводного электродвигателя как динамического гасителя необходимо обеспечить допустимые по амплитуде с конструктивной точки зрения вертикаль-

ные колебания электромотора относительно рычага подвески. С этой целью крепление электромотора к нижнему рычагу подвески предложено осуществить с помощью эластичных элементов, которые должны обеспечивать максимальный угол поворота корпуса приводного электромотора до 5 градусов при действии приводного момента на колесо и максимально возможное демпфирование вертикальных колебаний колеса и кузова.

Механико-математическая модель

Для решения этой задачи на первом этапе была разработана механико-математическая модель системы, состоящей из колеса, нижнего рычага подвески и приводного электромотора с редукто-

ром. Расчетная схема изображена на рисунке 1.

Для системы с двумя степенями свободы были составлены уравнения Лагранжа 2-го рода (1). В качестве обобщенных координат были приняты вертикальные деформации шины колеса и эластичных элементов крепления приводного электромотора, отсчитываемые относительно положения статического равновесия колеса и электромотора:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial x_1} \right) = \theta_{x_1} \dot{} \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial x_2} \right) = \theta_{x_2} \dot{}.$$

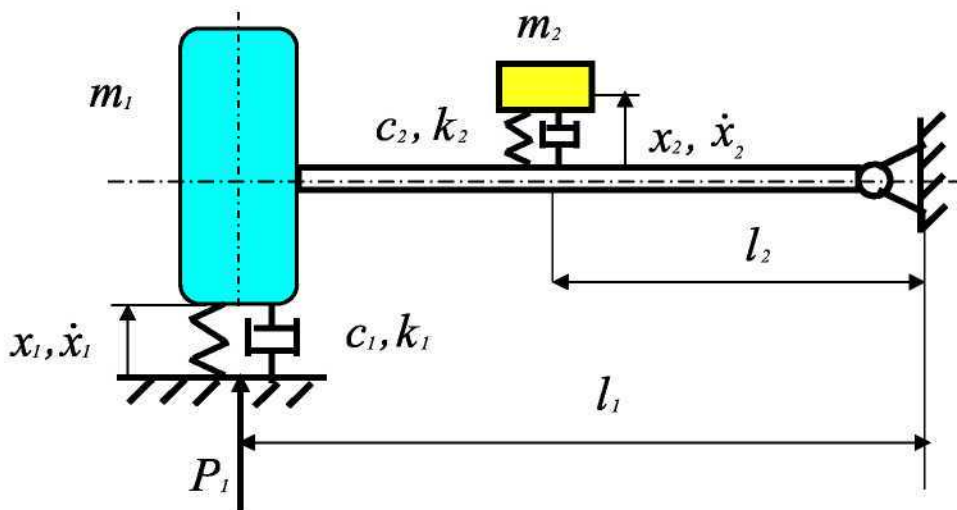


Рис. 1. Расчетная схема механико-математической модели

Кинетическая энергия системы состоит из энергии колеса с нижним рычагом подвески и энергии приводного мотора:

$$T = T_1 + T_2.$$

Кинетическая энергия колеса с рычагом подвески определялась во вращательном движении относительно кузова при вертикальных колебаниях. Энергия мотора определялась как энергия точки, участвующей в двух движениях: вместе с рычагом подвески и относительно рычага при деформации эластичных элементов крепления:

$$T_1 = \frac{I_1 \omega_1^2}{2}; \quad T_2 = \frac{m_2 v_2^2}{2}.$$

При вычислении кинетической энергии применялись следующие кинематические соотношения:

$$\omega_1 = \frac{\dot{x}_1}{l_1}; \quad v_2 = \frac{\dot{x}_1}{l_1} l_2 + \dot{x}_2.$$

Следующие выражения определяют кинетические энергии отдельных частей и системы:

$$T_1 = \frac{I_1 \dot{x}_1^2}{2 l_1^2}, \quad T_2 = \frac{m_2 \left(\frac{\dot{x}_1}{l_1} l_2 + \dot{x}_2 \right)^2}{2},$$

$$T = \frac{I_1 \dot{x}_1^2}{2 l_1^2} + \frac{m_2 \left(\frac{\dot{x}_1}{l_1} l_2 + \dot{x}_2 \right)^2}{2}.$$

Определяем производные кинетической энергии, входящие в левые части уравнений Лагранжа:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = \frac{I_1 \dot{x}_1}{2l_1^2} + m_2 \left(\frac{\dot{x}_1}{l_1} l_2 + \dot{x}_2 \right) \frac{l_2}{l_1},$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = \frac{I_1 \ddot{x}_1}{l_1^2} + m_2 \frac{\ddot{x}_1 l_2^2}{l_1^2} + m_2 \frac{\ddot{x}_2 l_2}{l_1};$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = m_2 \left(\frac{\dot{x}_1}{l_1} l_2 + \dot{x}_2 \right),$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \frac{\ddot{x}_1 l_2}{l_1} + m_2 \ddot{x}_2;$$

$$\frac{\partial T}{\partial x_2} = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial x_1} = 0.$$

Выражения обобщенных сил имеют следующий вид:

$$\delta A_{x_1} = \left(-c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 + P_1 \right) \delta x_1;$$

$$\delta A_{x_2} = \left(-c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_2 \right) \delta x_2;$$

$$\theta_{x_1} = \frac{\delta A_{x_1}}{\delta x_1} = -c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 + P_1;$$

$$\theta_{x_2} = \frac{\delta A_{x_2}}{\delta x_2} = -c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_2.$$

Составленные уравнения Лагранжа представляют систему двух дифференциальных уравнений второго порядка (2):

$$\left(\frac{I_1 + m_2 l_2^2}{l_1^2} \right) \ddot{x}_1 + \frac{m_2 l_2}{l_1} \ddot{x}_2 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = P_1, \quad (2)$$

$$\frac{m_2 l_2}{l_1} \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = 0$$

В матричном виде система (2) принимает вид

$$B = \begin{vmatrix} \left(S_{11} - C_{11} i \omega - M_{11} \omega^2 \right) & -M_{12} \omega^2 \\ -M_{21} \omega^2 & \left(S_{22} - C_{22} i \omega - M_{22} \omega^2 \right) \end{vmatrix};$$

$$B^T = \begin{vmatrix} \left(S_{11} - C_{11} i \omega - M_{11} \omega^2 \right) & -M_{21} \omega^2 \\ -M_{12} \omega^2 & \left(S_{22} - C_{22} i \omega - M_{22} \omega^2 \right) \end{vmatrix}.$$

$$M \ddot{X} + C \dot{X} + S X = P e^{i \omega t}, \quad (3)$$

где

$$M = \begin{vmatrix} \left(\frac{I_1 + m_2 l_2^2}{l_1^2} \right) & \frac{m_2 l_2}{l_1} \\ \frac{m_2 l_2}{l_1} & m_2 \end{vmatrix} \quad \ddot{X} = \begin{vmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \end{vmatrix}$$

$$C = \begin{vmatrix} c_1 & 0 \\ 0 & c_2 \end{vmatrix}; \quad \dot{X} = \begin{vmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{vmatrix} \quad S = \begin{vmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & k_2 \end{vmatrix}$$

$$X = \begin{vmatrix} X_1 \\ X_2 \end{vmatrix} \quad P = \begin{vmatrix} P_1 \\ 0 \end{vmatrix}.$$

Решение правой части системы (3) определяет вынужденные колебания колеса и приводного электромотора. Принимаем решение в виде

$$X = A e^{i \omega t} \quad \dot{X} = A i \omega e^{i \omega t}$$

$$\ddot{X} = -A \omega^2 e^{i \omega t}.$$

После подстановки получаем

$$-A M \omega^2 e^{i \omega t} + A C i \omega e^{i \omega t} + A S e^{i \omega t} = P e^{i \omega t}.$$

Из сравнения коэффициентов следует

$$A = \frac{P}{S + C i \omega - M \omega^2}.$$

Введем обозначение

$$B = S + C i \omega - M \omega^2,$$

тогда

$$A = B^{-1} P; \quad X = B^{-1} P e^{i \omega t}.$$

Определим транспонированную матрицу B^T :

Обратная матрица B^{-1} :

$$B^{-1} = \frac{1}{\det B} \begin{vmatrix} (S_{22} - C_{22}i\omega - M_{22}\omega^2) & M_{12}\omega^2 \\ M_{21}\omega^2 & (S_{11} - C_{11}i\omega - M_{11}\omega^2) \end{vmatrix};$$

$$\det B = (S_{22} - C_{22}i\omega - M_{22}\omega^2)(S_{11} - C_{11}i\omega - M_{11}\omega^2) - M_{12}M_{21}\omega^4.$$

Решение вынужденных колебаний принимает вид

$$X = \begin{vmatrix} B^{11} & B^{12} \\ B^{21} & B^{22} \end{vmatrix} \frac{1}{\det B} e^{i\omega t}.$$

Определим вынужденные колеса X_1 :

$$X_1 = \frac{B^{11}P_1}{\det B} e^{i\omega t}.$$

$$A_1 = \frac{B^{11}P_1}{\det B} - \text{амплитуда вынужденных вертикальных колебаний колеса.}$$

Введем следующие обозначения:

$$a = S_{11} - M_{11}\omega^2; \quad b = C_{11}i\omega; \quad d = S_{22} - M_{22}\omega^2;$$

$$\det B = (d + C_{22}i\omega)(a + C_{11}i\omega) - M_{12}M_{21}\omega^4;$$

$$\det B = da + C_{22}a i\omega + d C_{11}i\omega - C_{22}C_{11}\omega^2 - M_{12}M_{21}\omega^4;$$

$$h = \omega(C_{22}a + C_{11}d)i; \quad g = da - C_{22}C_{11}\omega^2 - M_{12}M_{21}\omega^4.$$

После подстановки выражение амплитуды принимает следующий вид:

$$A_1 = \frac{a+b}{g+h} P_1 = \frac{\sqrt{a^2+b^2}}{\sqrt{g^2+h^2}} P_1.$$

Определяем коэффициент динамичности η , равный отношению амплитуды вынужденных колебаний к величине вертикальной деформации колеса A_0 при статическом действии на колесо амплитуды возмущающей силы P_1 :

$$\eta = \frac{A_1}{A_0}; \quad A_0 = \frac{P_1}{k_1}; \quad \eta = \frac{\sqrt{a^2+b^2}}{\sqrt{g^2+h^2}} k_1.$$

Коэффициент динамичности зависит от многих параметров. Путем их варьирования можно получить его минимальное значение, что означает хорошее демпфирование колеса. Практический интерес представляет определение оптимальных

значений коэффициента жесткости k_2 и коэффициента демпфирования c_2 упругих элементов крепления приводного мотора, обеспечивающих лучшее вертикальное демпфирование колеса при действии периодической возмущающей силы. Для решения этой задачи был разработан сценарий в Матлабе [2]. Определялись значения коэффициента динамичности при различных комбинациях k_2 и c_2 . Результаты моделирования представлены на рисунке 2.

Минимальное значение коэффициента динамичности достигается при значении коэффициента жесткости 49000 N/m и коэффициента демпфирования 460 Ns/m. Полученные оптимальные значения коэффициентов носят предварительный характер, т. к. не принималось во внимание влияние кузова.

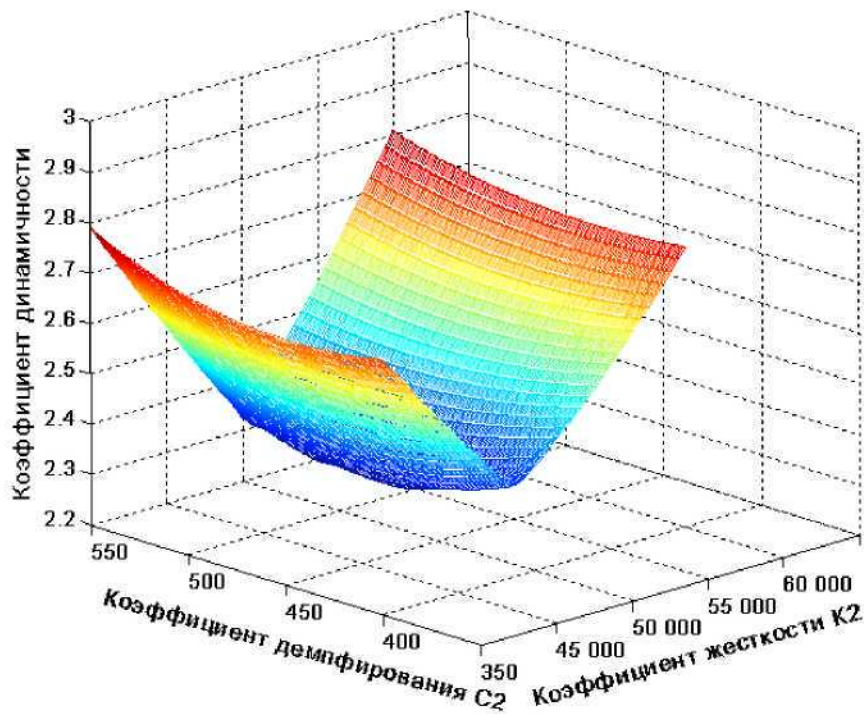


Рис. 2. Зависимость коэффициента динамичности от коэффициентов демпфирования C_2 и коэффициента жесткости K_2

Моделирование в CAMeL-View

Для более точного определения оптимальных характеристик опор двигателя при помощи прикладного пакета для моделирования и симуляции динамических систем CAMeL-View была разработана мехатронная модель четвертой части колесной машины «Хамелеон» [3]. На рисунке 3 изображена 3D – модель четвертой части.

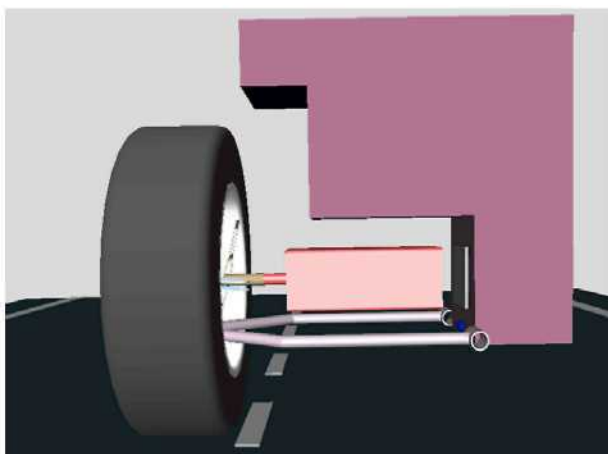


Рис. 3. 3D – модель четвертой части колесной машины в CAMeL-View

В модели крепление приводного электродвигателя осуществлялось при помощи четырех упругих опор (резиновых подушек), разнесенных по высоте для более

эффективного восприятия приводного момента. Моделировалось вертикальное движение при вертикальном возмущении в контакте 1 см.

При помощи пакета анализа CAMeL-View были получены амплитудно-частотные характеристики колеса и кузова при варьировании коэффициентов жесткости и демпфирования подушек крепления электродвигателя и определены резонансные частоты. На рисунке 4 изображены передаточные функции «вертикальная сила в контакте/вертикальное возмущение в контакте» в функции от суммарного коэффициента демпфирования C_2 . Их значения определялись при резонансной частоте колеса. В качестве упругих опор электродвигателя рассматривались подушки 3911 413 и 3911 431 с суммарными коэффициентами жесткости в вертикальном направлении 40000 и 48000 N/м.

Можно сделать вывод, что минимальный уровень колебаний вертикальной силы в контакте (рис. 4) достигается при коэффициентах жесткости 48000 N/м и демпфирования 400-600 Nсек/м. Для лучшего демпфирования колеса D оптимально значение коэффициента демпфирования материала подушек $C_2 = 600$ N с/м (рис. 5). Рассмотрев амплитудно-

частотные характеристики колеса и кузова при креплении с помощью подушки 3911 431 с оптимальными параметрами (рис. 6) следует, что применение подушки

в качестве элемента крепления даёт хорошие результаты при частоте колеса 10-20 Гц.

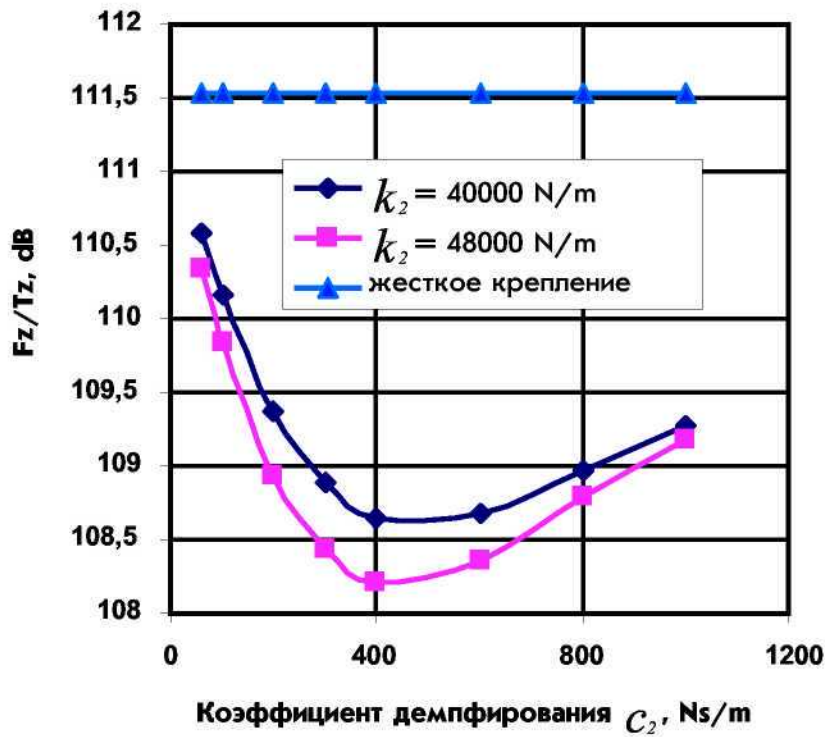


Рис. 4. Передаточная функция «вертикальная сила в контакте/вертикальное возмущение в контакте» (F_z/T_z) в зависимости от коэффициента демпфирования C_2 при резонансной частоте колеса

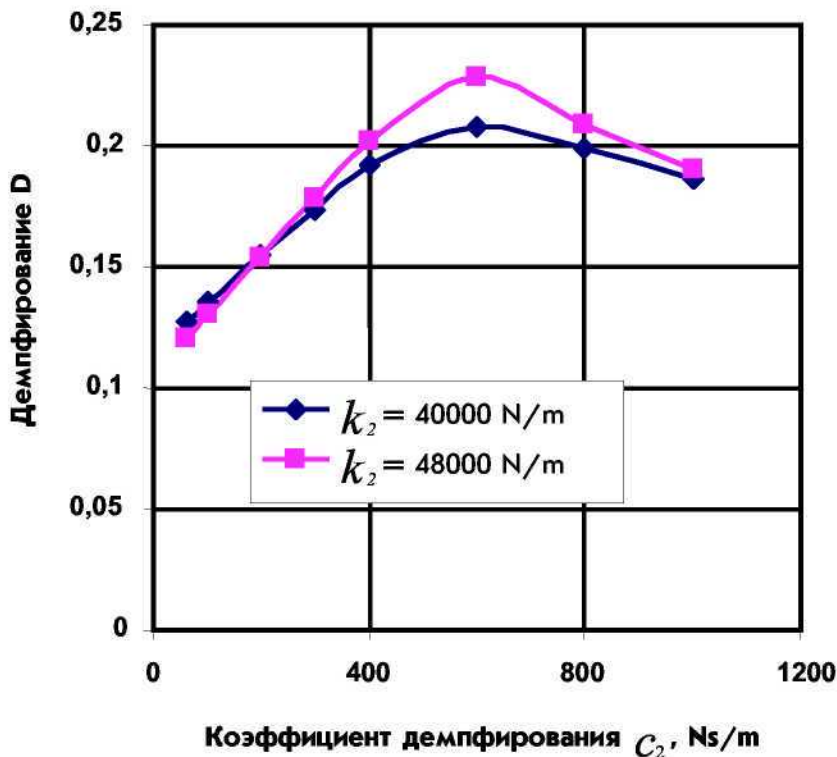


Рис. 5. Демпфирование колеса в зависимости от коэффициента демпфирования C_2 подушек

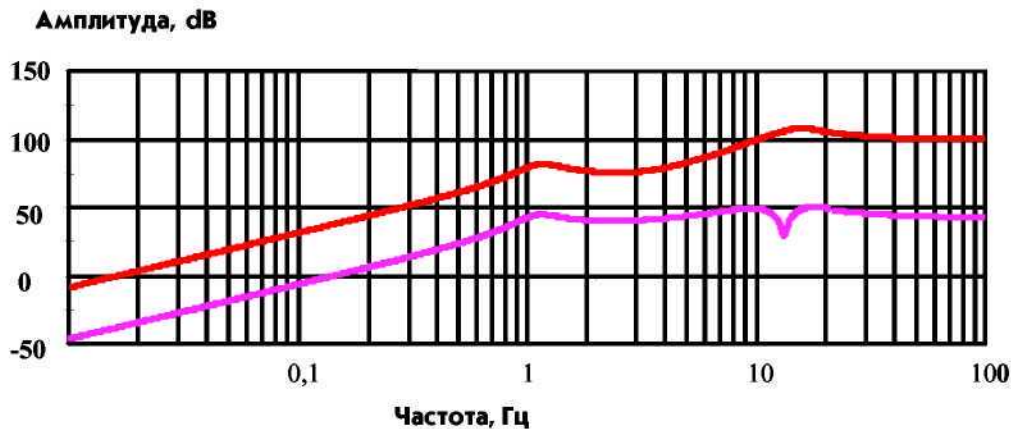


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика колеса (верхняя линия) и кузова (нижняя линия) при коэффициентах жёсткости $k_2 = 48000 \text{ N/m}$ и демпфирования $C_2 = 500 \text{ Ns/m}$

Выводы и рекомендации

По результатам моделирования можно сделать вывод, что лучшее демпфирование колеса и кузова дает применение упругого элемента крепления с суммарными коэффициентами жесткости $k_2 = 48000 \text{ N/m}$ и демпфирования $C_2 = 500 \text{ Nсек/м}$. Оптимальный суммарный коэффициент жесткости обеспечивают четыре подушки 3911 431. Максимальный угол поворота корпуса электродвигателя при действии приводного момента 50 Нм составляет в этом случае 3, 6 градуса, что является допустимым. Для точного определения коэффициентов жесткости и демпфирования подушек был проведен эксперимент. При эксперименте масса 11 кг (соответствующая массе электродвигателя привода с редуктором) была закреплена между двумя пластинами при помощи четырех подушек. Массе сообщалось ускорение 20 м/с^2 (такое ускорение получает мотор при действии вертикального возмущения в контакте 1 см). Регистрировались вертикальные колебания массы. На основании рассмотрения колебаний была получена кривая, ограничивающая область затухающих колебаний. Аппроксимация этой кривой даёт значение коэффициента затухания n , равное 3,174. Из формулы $n = C_2/2m$ получаем коэффициент демпфирования C_2 , равный 69,89. Точное значение суммарного коэффициента жесткости k_2 следует

из формулы $T = \frac{2\pi}{\sqrt{k_2 - n^2}}$. При

$T = 0,083 \text{ с}$ и $m = 11 \text{ кг}$ получаем $k_2 = 63180 \text{ N/m}$.

Экспериментальные исследования показали, что реальное значение жесткости подушек и взятое по каталогу различаются. Это означает, что предварительно механические свойства подушек, в случае их применения, должны проверяться экспериментально. Вышеупомянутые подушки дают недостаточное значение коэффициента демпфирования (70 вместо 500). Испытуемые подушки изготовлены из материала с твердостью 45 и демпфированием 0,022. Для повышения коэффициента демпфирования целесообразно применять подушки, изготовленные из материала с условной твердостью 70 и демпфированием

$D = \frac{n}{k_2} = 0,069$. В этом случае ожи-

дается увеличение суммарного коэффициента демпфирования до 210 Нсек/м. Увеличение коэффициента демпфирования до необходимого значения может быть достигнуто применением небольшого амортизатора с малым значением коэффициента демпфирования.

Библиографический список

1. Wheel Motor Supporting Structure. B60K 7/100 B60K 17/14. Application Number: 2003410819. Date of filing 09.12.03. Japanese Patent Office. Publication number 2005170150 A. Date of publication of application 30.06.05.

2. Ein Objektmodell für den Mechatronikentwurf. Anwendung in der objektorientierten Modellbildung mechatronischer Systeme unter Verwendung von Mehrkörpersystemformalismen. Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) dem Fachbereich 10 Maschinentechnik der Universität-Gesamthochschule Paderborn von Dipl.-Ing. Martin Hahn. 1999. Paderborn.



УДК 637.028

**Б.С. Толысбаев,
Е.Т. Абильмажинов**

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНО-ВЛАЖНОСТНЫХ РЕЖИМОВ НА КАЧЕСТВО МЯСНЫХ ПРОДУКТОВ

Важнейшим условием обеспечения хорошего качества мясных продуктов при транспортировке и хранении является поддержание оптимальных температурно-влажностных режимов, которые в значительной степени определяются циркуляцией воздуха и теплообмена вокруг продукта. Сохранность качества связано со временем и условиями хранения. Допустимое время хранения обычно определяют по отношению к пределу качества или практическому сроку его сохранности. Этот срок зависит от условий хранения, температуры, влажности и атмосферных условий.

На основе результатов исследования выявлено, что режимы хранения по температурно-влажностным параметрам замороженного мяса говядины в цепочке «производство – хранение – транспортировка – реализация» имеют значения, представленные в таблице 1.

Далее исследовано влияние температурно-влажностных режимов на качество мясных продуктов. В качестве объектов для исследования были взяты: мясо в блоках (говядина, баранина), мясной фарш, колбасные изделия и мясо птицы в тушках.

Исследования проводились путем наблюдения термического состояния мясных продуктов на этапах хранения на предприятиях, транспортировке и хранения в пункте реализации. Результаты проведенных исследований представлены в таблице 2.

Анализ результатов исследования позволил выявить, что в целом мясные продукты поступают в пункты реализации в

удовлетворительном состоянии. Доставка продуктов в основном осуществляется в нормативные сроки. Анализ сроков поставок показал, что во время наблюдения удельный вес досрочно прибывшего мяса составил 32,06%, а удельный вес мяса, прибывшего с просрочкой, – 26,7%. В результате анализа нормативных документов по хранению скоропортящихся продуктов установлено, что замороженное мясо транспортируется с температурой от -6 до -18°C , при этом температура воздуха в грузовом помещении транспортного средства находится в диапазоне $-8 \div 12^{\circ}\text{C}$.

Температурные условия перевозки и сроки доставки мяса зависят от количества с аккумулярованного холода и способа термической подготовки к перевозке. Потери холода в процессе транспортировки мяса из транспортного средства в камеры хранения и обратно зависят от продолжительности погрузочно-разгрузочных работ. Величина потери холода влияет на условия сохранения качества мяса. Исследования по определению потерь холода и продолжительности выполнения погрузочно-разгрузочных работ в теплый период года показали, что в процессе транспортировки замороженного мяса из транспортных средств в камеры хранения образуется конденсат в виде инея или пленки воды. Это явление вызвано тем, что точка росы воздуха в коридорах, на погрузочно-разгрузочной платформе и в грузовом помещении транспортного средства выше температуры поверхности замороженного мяса [1].