

возможно появление дополнительного потока газа препятствующего попаданию масла в подшипник. В результате подшипник остается без смазки и неравномерное распределение сил трения между телами качения приводит к разрушению сепаратора и перегреву подшипникового узла. Таким образом, в результате комплексного применения органолептических методов оценки технического состояния узлов и анализа конструкции и условий эксплуатации была установлена последовательность развития отказа:

- недостаток смазочного материала приводит к нагреву тел качения;
- уменьшается радиальный зазор с одновременным повышением температуры;
- повышение коэффициента трения создает условия для неравномерного распределения нагрузки между телами качения, заклиниванию тел качения;
- появляются продольные силы, приводящие к разрыву сепаратора.

Принятые на предприятии организационные меры в сочетании с изменением конструкции подшипникового узла позволили избежать в дальнейшем появления вышеописанных крайне опасных аварийных ситуаций при эксплуатации насосов.

Выводы и направление дальнейших исследований

1. Выполнен анализ известных органолептических методов оценки температуры узлов механического оборудования промышленных предприятий.
2. На основе практического примера показано, что применение органолептических методов оценки температуры в сочетании с комплексной оценкой условий эксплуатации и конструкции узлов позволяет принимать подтверждаемые практикой решения по улучшению работы оборудования и устранению причин опасных аварий.
3. Необходима разработка типовых процедур обследования дефектного и эксплуатирующегося оборудования с использованием, в том числе, органолептических методов, для предприятий, слабо оснащенных современными системами технической диагностики что позволит, в ряде случаев, повысить уровень культуры эксплуатации и понизить эксплуатационные расходы без существенных капитальных вложений.

Список літератури: 1. *Биргер И. А.* Техническая диагностика. - М.: Машиностроения, 1978. - 240 с. 2. *Голуб Е. С., Мадорский Е. З., Розенберг Г. Ш.* Диагностирование судовых технических средств: Справочник.- М.: Транспорт, 1993.- 150 с. 3. *Кравченко В.М., Сидоров В.А., Седуш В.Я.* Техническое дагностирование механического оборудования.- Донецк: «Юго-Восток», 2009.- 459 с. 4. *Правила* технической эксплуатации механического оборудования машин непрерывного литья заготовок. – М.: Металлургия, 1991. – 216 с.

Поступила в редколлегию 11.05.2011

УДК 629.3.015.5

Б.М. ШИФРИН, канд. техн. наук, доц., Государственная летная академия, Кировоград

МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ШИММИГЕННОГО ШАССИ

Запропонована математична модель для опису коливань підвіски шасі пневмоколісної машини. Модель справедлива при певних режимах руху колеса і враховує бічну швидкість корпусу машини. Розглянутий приклад. Ключові слова: коливання, шасі, пневмоколісна машина.

Предложена математическая модель для описания колебаний подвески шасси пневмоколесной машины. Модель справедлива при определенных режимах движения колеса и учитывает боковую скорость корпуса машины. Рассмотрен пример.

Ключевые слова: колебания, шасси, пневмоколесная машина.

A mathematical model is offered for description of vibrations of pendant of undercarriage of vehicle. A model is just at the certain modes of motion of wheel and takes into account lateral speed of corps of vehicle. An example is considered.

Keywords: vibrations, undercarriage, vehicle.

Введение

Несмотря на то, что автоколебания типа шимми подвески шасси пневмоколесных машин (самолетов, автомобилей, скутеров и т.п.) изучаются довольно давно, а их возникновение может явиться причиной гибели людей, на сегодняшний день общего взгляда на это явление не существует [1-8].

В работе изучаются колебания подвески шасси пневмоколесной машины относительно заданным образом движущегося корпуса (фюзеляжа или кузова). Потенциально движение рассматриваемой подвески может сопровождаться шиммированием пневмоколеса. Изучение ограничено требованием малого верчения пневмоколеса [9] и усложнено учетом боковой скорости корпуса машины.

Постановка задачи и уравнения движения

На рис.1 изображена изучаемая подвеска шасси пневмоколесной машины. Подвеска крепится к корпусу в точке A , проекции вектора скорости которой на продольную и поперечную оси корпуса равны соответственно V_A , W_A :

$$\vec{V}_A = const, \vec{W}_A = const, V_A \gg W_A.$$

Пневмоколесо установлено с выносом назад равным L . Относительно корпуса движение пневмоколеса определяется функциями $z(t), \varphi(t)$, t – время в секундах; угол φ считаем «малым». Целью настоящей работы построение математической модели для изучения осциллирующих составляющих упомянутых функций являются.

Запишем уравнения движения пневмоколеса относительно корпуса в форме близкой к [2-5]:

$$\left. \begin{aligned} m_n \frac{d^2 z}{dt^2} + m_n L_{cg} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + (C_z + C_{z/sh}) \frac{dz}{dt} + K_z z + F = 0, \\ J_A \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + m_n L_{cg} \frac{d^2 z}{dt^2} + (C_\varphi + C_{\varphi/sh}) \frac{d\varphi}{dt} + M_\varphi + FL = 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где m_n – масса пневмоколеса; L_{cg} – расстояние от точки A до центра масс подвески шасси; C_j – коэффициент демпфирования в канале "j", $C_{j/sh}$ – коэффициент демпфера шимми, установленного в канале "j", $j = z, \varphi$; K_z – линейная жесткость подвески; F – сила трения на шине пневмоколеса; J_A – момент инерции подвески относительно точки A ; M_φ – момент упругих сил.

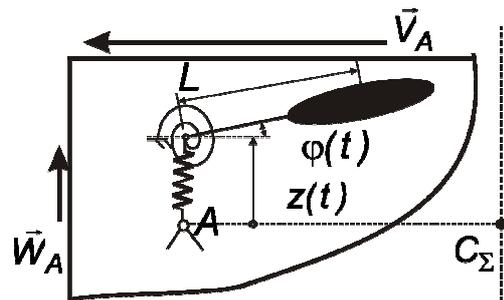


Рис. 1. Подвеска шасси

Будем использовать формулы:

$$J_A = J_C + m_{\pi} L^2 = m_{\pi} \rho^2; C_z + C_{z/sh} = c_z C_z; C_{\varphi} + C_{\varphi/sh} = c_{\varphi} C_{\varphi},$$

где J_C – момент инерции, когда пневмоколесо установлено без выноса (C – центр масс пневмоколеса); ρ – радиус инерции; $c_i = \text{const} \geq 1, i = z, \varphi$.

Доопределим уравнения (1), описав силу F и момент M_{φ} . Положим

$$F = \mu_* N f(u), \quad (2)$$

где μ_* – коэффициент трения Кулона; N – нормальная реакция на пневмоколесе; $f(u)$ – нелинейная функция относительного угла увода или характеристика трения, $u = U / U_{cr}$, U – текущий угол увода, $U_{cr} = 0,2$ радиана, U_{cr} – критический угол увода. Запишем формулу для нахождения u в области околоритических углов:

$$u = W_C / (V_A U_{cr}), \quad (3)$$

где

$$W_C = W_A + L \frac{d\varphi}{dt} + \frac{dz}{dt}. \quad (4)$$

Примем, что $\mu_* N = \text{const}$ и будем использовать «магическую» формулу [6]:

$$f(u) = \sin(C_0 \arccg(\arctg(u))), C_0 = 2,35. \quad (5)$$

Момент M_{φ} представим в виде:

$$M_{\varphi} = M_{\varphi}(\varphi) = \begin{cases} 0, \varphi \in [-\varphi^*; \varphi^*], \\ K_{\varphi} \varphi, |\varphi| > \varphi^* \end{cases}, \quad (6)$$

где K_{φ} – коэффициент жесткости.

Уравнения (1)-(6) составляют исходную математическую модель колебаний подвески шасси (рис. 1) относительно корпуса. Модель позволяет изучить колебания шиммигненных подвесок различных конструкций (с выносом и без него, с ориентирующим и неориентирующим пневмоколесом, при наличии демпферов шимми и без них) в области околоритических углов увода, если выполняется условие малого верчения пневмоколеса [9]:

$$L_v = |W_C / (d\varphi / dt)| \geq k_L R_{\pi}, \quad (7)$$

где $L_v = L_v(t)$ – вынос виртуального буксируемого пневмоколеса; $k_L \geq 1$ – коэффициент условия малого верчения; R_{π} – радиус необжатого пневмоколеса.

Приведение математической модели

Сначала исходную математическую модель приведем к безразмерному виду. Вместо (1), (3), (4), (6) получим:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} + \bar{L}_{cg} \ddot{\varphi} + \bar{C}_z \dot{z} + \bar{z} + \bar{N} f(u) &= 0, \\ \ddot{\varphi} + \bar{L}_{cg} \ddot{z} + \bar{C}_{\varphi} \dot{\varphi} + \bar{M}_{\varphi} + \bar{N} f(u) \bar{L} &= 0, \\ u = (\bar{W}_A + \bar{L} \dot{\varphi} + \dot{z}) / (\bar{V}_A U_{cr}), \\ \bar{M}_{\varphi} &= \begin{cases} 0, \varphi \in [-\varphi^*; \varphi^*], \\ \bar{\omega}^2 \varphi, |\varphi| > \varphi^* \end{cases} \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

где точками обозначено дифференцирование по безразмерному времени $\tau = \omega_z t, \omega_z = \sqrt{K_z / m_n}$ и

$$\bar{z} = z / \rho; \bar{L}_{cg} = L_{cg} / \rho; \bar{L} = L / \rho; \bar{C}_z = \frac{c_z C_z}{m_n \omega_z}; \bar{N} = \frac{\mu * N}{m_n \rho \omega_z^2}; \bar{C}_\varphi = \frac{c_\varphi C_\varphi}{m_n \omega_z \rho^2};$$

$$\bar{W}_A = \frac{W_A}{\rho \omega_z}; \bar{V}_A = \frac{V_A}{\rho \omega_z}; \bar{\omega} = \omega_\varphi / \omega_z, \omega_\varphi = \sqrt{K_\varphi / J_A}; \bar{M}_\varphi = \frac{M_\varphi}{m \omega_z^2 \rho^2}.$$

Уравнения (8) нужно дополнить выражением (5) и условием малого верчения (7), которое запишем в виде следующего неравенства:

$$Kr = \frac{1}{\bar{L}_v} = \left| \frac{\dot{\phi}}{\bar{W}_A + \dot{\bar{z}} + \bar{L}\dot{\phi}} \right| \leq \frac{1}{k_L \bar{R}_n}, \quad (9)$$

где Kr – критерий малого верчения; $\bar{L}_v = L_v / \rho, \bar{R}_n = R_n / \rho$.

Теперь введем переобозначения и обозначения:

$$y_0 = \bar{z}, y_1 = \dot{\bar{z}}, y_2 = \varphi, y_3 = \dot{\varphi}, y_4 = u,$$

$$\bar{C}_\varphi y_3 + \bar{M}_\varphi (y_2) + \bar{N} f(y_4) \bar{L} = \Phi_1(y_2, y_3, y_4),$$

$$\bar{C}_z y_1 + y_0 + \bar{N} f(y_4) = \Phi_2(y_0, y_1, y_4),$$

с учетом которых систему (8) и неравенство (9) представим в виде удобном для применения ЭВМ:

$$\left. \begin{aligned} \dot{y}_0 &= y_1; \dot{y}_1 = (\Phi_1 \bar{L}_{cg} - \Phi_2) / (1 - \bar{L}_{cg}^2); \\ \dot{y}_2 &= y_3; \dot{y}_3 = (\Phi_2 \bar{L}_{cg} - \Phi_1) / (1 - \bar{L}_{cg}^2); \\ y_4 &= (\bar{W}_A + \bar{L} y_3 + y_1) (\bar{V}_A U_{cr}), \\ Kr &= |y_3 / (y_4 \bar{V}_A U_{cr})| \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Пример

Руководствуясь [2-5], примем базовые значения параметров, характерные для подвески передней опоры шасси самолета:

$\bar{\omega} = 2; \varphi_* = 0,05$ радиан;
 $L = 0,15$ метра;
 $c_i = 0, i = z, \varphi; m_n = 22$ кг;
 $R_n = 0,2$ метра;
 $\mu * N = 10$ кН; $L_{cg} / L = 0,9$;
 $U_{cr} = 0,2$ радиана; $V_A = 50$
 м/с; $J_C = 0,1$ кгм²;
 $W_A = 1,1 (V_A U_{cr}) / (\rho \omega_z),$
 $\omega_z = 25$ Гц.

Назначим начальные условия:

$$y_0(\tau = 0) = 0,01; y_i(\tau = 0) = 0$$

На трех фрагментах рис. 2

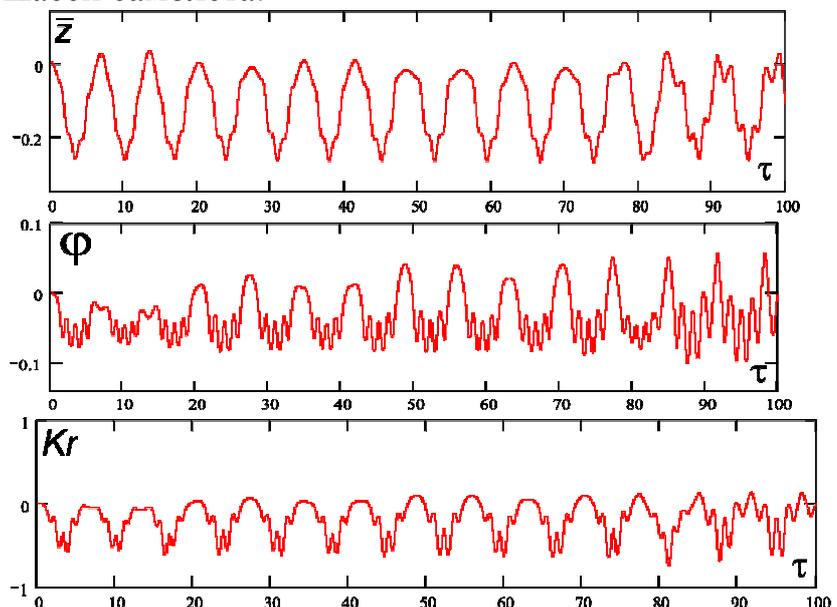


Рис. 2. Результаты моделирования

показаны результаты моделирования, полученные с помощью численного интегрирования методом Рунге-Кутты 4-го порядка уравнений (10).

Заметим, колебания происходят вблизи основного относительного угла увода равного 1,1. Для рассматриваемого случая $k_L = 1,13$.

Выводы

В рамках метода малого верчения [9] предложена механико-математическая модель колебаний подвески шасси пневмоколесной машины относительно заданным образом движущегося корпуса. Потенциально в системе возможны колебания шимми. В отличие от известных работ по шимми учтена боковая скорость корпуса и, как следствие, изучаемое движение происходит вблизи значительного угла увода пневмоколеса. Рассмотрен пример, относящийся к передней стойки шасси самолета. Наблюдаемые колебания обусловлены немонотонностью трения на шине пневмоколеса. В целом работа направлена на совершенствование математического моделирования динамики пневмоколесных машин.

Список літератури: 1.Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси [Текст] /М.В. Келдыш// Труды ЦАГИ, 1945. - №564. - 37 с. 2.Sura N.K. Closed-form analytical solution for the shimmy instability of nose-wheel landing gears [Текст]/ N.K. Sura, S. Suryanarayan// Journal of aircraft.- 2007.- Vol. 44, No 6. – P. 1985 - 1990. 3.Sura N.K. Lateral response of nonlinear nose-wheel landing gear models with torsional free play [Текст]/ N.K. Sura, S. Suryanarayan// Journal of aircraft.. - 2007.- Vol.44, No. 6. - P. 1991-1997. 4.Sura N.K. Lateral response of nose-whell landing gear system to ground-induced excitation [Текст]/ N.K. Sura, S. Suryanarayan//Journal of aircraft. – 2007.- Vol.44, No. 6. – P. 1998-2005. 5.Sura N.K. Stability and response studies on simplified modes of nose-whell landing gear with hard tires [Текст]/ N.K. Sura, S. Suryanarayan//Aerospace engineering division journal of the institution of engineers. – 2004.- Vol. 85. - P. 29-36. 6.Pacejka H.V. Tyre and vehicle dynamics [Текст]/ H.V. Pacejka. - Butterworth-Heinemann, 2006. - 642 p. 7.Журавлев В.Ф. О механизме явления шимми [Текст]/В.Ф. Журавлев, Д.М. Климов//Доклады РАН. – 2009.- Т.428, №6. - С.761-764. 8.Журавлев В.Ф. Теория явления шимми [Текст]/ В.Ф. Журавлев, Д.М. Климов// Изв. РАН. МТТ. – 2010.- №3. - С.22-29. 9.Шифрин Б.М. О математическом моделировании колебаний транспортных машин при уводе пневмоколес [Текст]/ Б.М. Шифрин //Восточно-европейский журнал передовых технологий, 2010, 6/9(48). С.29-39.

Поступила в редколлегию 12.05.2011

УДК 612.9-621.98

А.И. БЕЛОВОД, канд. техн.наук, доц., Полтавская государственная аграрная академия

В.В. ДУДНИК, асп., Полтавская государственная аграрная академия

А.В. КАНИВЕЦ, асп., Полтавская государственная аграрная академия

А.А. ДУДНИКОВ, канд. техн. наук, проф., Полтавская государственная аграрная академия

ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ НА ИЗНАШИВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Розглянуті питання класифікації процесу зношування деталей машин під час тертя.

Ключові слова: поверхня контакту, довговічність, шорсткість, коефіцієнт тертя, вібраційне зміцнення, контактне тертя