

МИНИМИЗАЦИЯ ВИБРАЦИИ В ОПТИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ БЛОКАХ С ШАГОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Т. А. Додашвили, С. С. РЕЗНИКОВ

*Университет ИТМО, 197101, Санкт-Петербург, Россия
E-mail: tariel-alekseevich@yandex.ru*

Рассматриваются способы минимизации вибрации в приборных оптико-механических узлах, использующих шаговые двигатели. Приводятся дифференциальные уравнения колебаний шаговых двигателей при остановке узла для передач без самоторможения. Уменьшение вибрации при остановке двигателя обеспечивается за счет изменения конструктивных параметров узла. Исследуется совпадение собственных частот конструкции с частотами работы шаговых двигателей. Приводится пример модального анализа конструкции в конечно-элементном пакете ANSYS. Уменьшение вибрации достигается путем изменения собственных частот колебаний конструкции. Все расчеты и исследования производятся на примере модернизации автоматизированного баллистического идентификационного сканера EVOFINDER.

Ключевые слова: колебания, вибрация, шаговый двигатель, оптико-механический узел, модальный анализ, баллистический сканер, EVOFINDER

Введение. С развитием современной техники приборы с ручным приводом заменяются автоматизированными системами. Исполнительные устройства таких систем, как правило, содержат гибридные шаговые двигатели (ШД), широкое распространение которых обусловлено точностью позиционирования (дискретные угловые перемещения ротора), большим моментом на малых скоростях и относительно невысокой стоимостью. Одним из недостатков ШД является наличие колебаний во время движения и при переходе в стационарное положение [1]. В известных исследованиях по этой теме [2—4] рассматриваются только колебания самого ШД, а не весь узел в целом. В настоящей статье представлен комплекс практических мер по минимизации вибрации в подобных узлах путем модернизации конструкции.

Характерный пример прибора, использующего ШД, — автоматизированная баллистическая идентификационная система EVOFINDER (Санкт-Петербург, ООО „СканнБИ Технолджи“) [5—7]. Сканер EVOFINDER представляет собой оптико-механический блок, позволяющий получать и сохранять изображения объектов в памяти компьютера. Оптико-механический блок, используя исполнительные узлы с гибридными ШД, поэтапно производит съемку поверхности объекта для последующего „сшивания“ изображений программой в единую развертку.

Применение ШД в оптико-механических блоках связано с некоторыми ограничениями в работе подобных систем. Поскольку перемещения двигателя являются дискретными, то ротор совершает колебания при остановке, что сказывается на качестве изображения. В таком случае для затухания колебаний приходится задавать паузу, что негативно влияет на скорость работы системы. Также в силу своей природы ШД обладает неравномерным моментом в пределах одного шага, возникает вероятность появления автоколебательного процесса при совпадении частоты подачи импульсов на двигатель с собственными частотами конструкции узла.

Колебания ШД. При остановке узла поперечного перемещения сканера EVOFINDER были выявлены колебания установленного в нем объекта, которые приводят к смазу изображения. Время затухания колебаний (52 мс) превосходит время единичного перемещения (100 мс). Причиной колебаний являются отклонения ШД и прогиб стоек, в которые установ-

лена кассета с объектом. Поперечное перемещение в узле осуществляется реечной передачей. Схема механизма поперечного перемещения представлена на рис. 1.

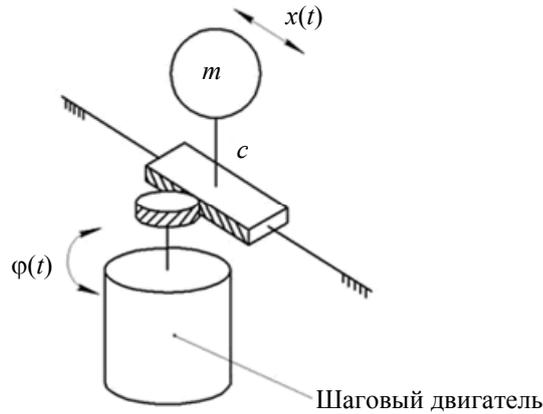


Рис. 1

Момент, создаваемый ШД, изменяется по синусоиде и задается формулой

$$M = -M_h \sin\left(\frac{\pi}{2\alpha} \varphi\right),$$

где φ — угловое положение ротора; M_h — момент удержания ШД; α — единичный шаг ШД [8].

Зависимость момента от угла поворота ротора для используемого в системе ШД SKC SST39D1040 ($M_h=0,0981$ Н·м, $\alpha = 1,8^\circ$) для четырех фаз представлена на рис. 2 (график построен в пакете MathCAD).

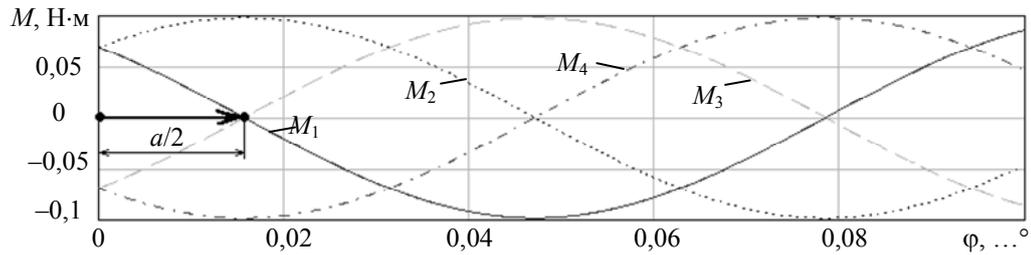


Рис. 2

Для модели, представленной на рис. 1, было составлено дифференциальное уравнение кинестатики Д'Аламбера [9] (жесткость стоек предварительно не учитывалась):

$$-M_h \sin\left(\frac{\pi}{2\alpha} \varphi(t)\right) - M_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \dot{\varphi}(t) - \left(J_p + m \frac{D_d}{2}\right) \ddot{\varphi}(t) = 0, \quad (1)$$

где $M_{\text{тр}}$ — приведенный момент трения узла поперечного перемещения (0,009 Н·м); J_p — момент инерции ротора ШД и шестерни ($17 \cdot 10^{-7}$ кг·м²); m — масса узла (0,68 кг); D_d — делительный диаметр шестерни (0,0102 м).

Для учета прогиба стоек система рассматривалась как модель колебания груза, соединенного с основанием упругим элементом. Дифференциальное уравнение модели имеет вид

$$\ddot{x}(t)m + cx(t) - c\varphi(t) \frac{D_d}{2} - q\dot{\varphi}(t) = 0, \quad (2)$$

где c — коэффициент жесткости стоек; q — коэффициент демпфирования.

На рис. 3, а показан график колебаний для верхней (кривая 1) и нижней (кривая 2) точек объекта при $c=2,426 \cdot 10^4$ кг/с².

Анализируя полученные дифференциальные уравнения (1), (2), можно выявить наиболее простые пути минимизации колебаний. Очевидно, что увеличение коэффициента жесткости стоек позволит сократить время колебаний. Толщина стоек была изменена с 4 до 6 мм, что привело к увеличению значения c до $8,527 \cdot 10^4$ кг/с². График колебаний для этого случая показан на рис. 3, б.

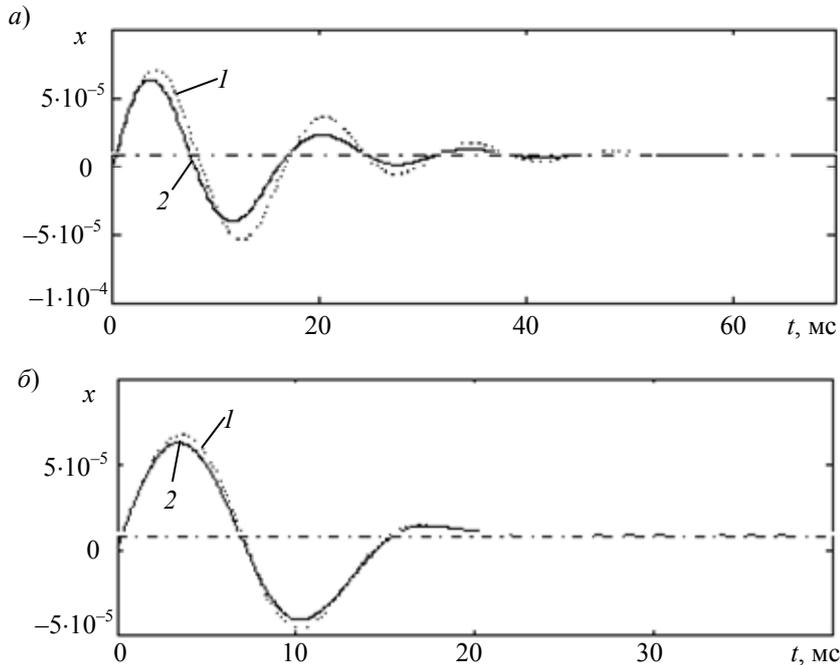


Рис. 3

Как показывает анализ графиков, время затухания колебаний до допустимого уровня сократилось более чем в 2 раза (с 52 до 21 мс), что в целом позволило увеличить скорость записи кадра при поперечном перемещении на 20 %.

Другой способ уменьшения времени колебаний — увеличение момента удержания M_h или увеличение приведенного момента трения $M_{тр}$. Подобные изменения требуют замены ШД на более мощный, что в рассматриваемом случае недопустимо. Замена передачи на передачу с самоторможением и более плавным режимом остановки также позволяет уменьшить вибрацию, но поскольку передаточное отношение у такой передачи значительно выше, то вместо низкооборотных двигателей (рассмотренных в прямой передаче) необходимо использовать высокооборотные двигатели с обратной связью, что имеет свои плюсы и минусы и требует отдельного исследования. Также широко распространен метод изменения режима управления ШД, чему посвящено большое количество публикаций (см., например, [10, 11]), в данной статье этот метод не рассматривается.

Модальный анализ конструкции. Другой причиной вибрации в оптико-механических узлах является совпадение собственных частот конструкции с частотами шаговых двигателей. Во время работы сканера EVOFINDER шаговые двигатели имеют разную скорость, которая задается временем между подаваемыми на обмотки импульсами, соответствующим единичному шагу. При некоторых частотах работы ШД возникают вибрации на плате, к которой крепятся все основные узлы, что приводит к ухудшению качества изображения и появлению шума.

В целях устранения паразитной вибрации следует, с одной стороны, провести модальный анализ конструкции для выявления совпадения собственных частот колебаний с частотами работы ШД, а с другой — модернизировать конструкцию.

Рассмотрим процесс конечно-элементного моделирования колебаний на собственных частотах с использованием программы ANSYS Mechanical [12]. В первую очередь модальному

анализу должны быть подвергнуты основания механических узлов. В сканере EVOFINDER — это центральная плата с амортизирующими прокладками, крепление которой к неподвижному корпусу обеспечивается четырьмя винтами. Поскольку на узел могут действовать нагрузки (сила тяжести, усилие затяжки винтов и т.д.), необходимо произвести предварительный статический анализ — полученные значения напряжения и деформации будут учитываться при определении собственных частот колебаний.

Для статического и модального расчета требуется задать основные параметры материала: плотность и два параметра изотропной эластичности — коэффициент Пуассона и модуль Юнга [13].

Наиболее сложной задачей при конечно-элементном моделировании является создание модельной сетки. Качество сетки влияет на точность расчетов и определяет необходимую вычислительную мощность для решения задачи. Подробное описание построения сетки приведено в работе [13].

Далее задаются основные параметры статического расчета. На основе построенных в САД-редакторе моделей определяются центры масс всех закрепленных на плате узлов. Каждый центр масс „назначается“ к площадке крепления этого узла. Также задается усилие затяжки винтов (250 Н). Обозначаются места крепления платы и стандартная земная гравитация [13, 14].

В конструкции сканера EVOFINDER используются 4 шаговых двигателя. Время подачи импульсов составляет 2 и 4 мс. Соответствующие частоты — 500 и 250 Гц. При этом возникновение режима автоколебаний вероятно на частоте 250 Гц (4 мс), характерной для вертикального и поперечного перемещений ШД, где используются наибольшие инерционные массы. Для расчета собственных частот колебаний задается интервал от 0 до 1500 Гц. Результатом моделирования является таблица влияния каждой моды собственной частоты колебаний по координатам X , Y , Z . Коэффициент отношения эффективной массы к общей массе системы отражает собственные частоты колебаний, для рассматриваемого примера составляющие 228, 259, 303, 408, 600, 648 и 866 Гц. Периоды некоторых из этих мод достаточно близки к периодам между подачей импульсов на шаговый двигатель. Возникновение автоколебаний наиболее вероятно на первой и второй моде (частоты очень близки к 250 Гц).

Наиболее эффективным способом устранения автоколебаний является увеличение толщины платы и количества точек ее крепления. Была разработана новая конструкция с более широкими ребрами жесткости. Также число точек крепления платы было увеличено до 6. Для модернизированной конструкции собственные частоты колебаний составили 314, 468, 534, 677, 1194 и 1485 Гц. Таким образом, модернизация позволила избежать частот собственных колебаний, близких к 250 Гц, что уменьшило общую вибрацию при работе сканера и в целом положительно отразилось на системе.

Заключение. В результате исследований успешно решена задача минимизации вибрации в оптико-механических узлах автоматизированного баллистического идентификационного сканера EVOFINDER. Предложенный комплекс технических решений по модернизации прибора позволил существенно увеличить скорость работы узлов и сократить время записи объектов. Актуальность рассмотренной задачи подтверждается тем, что представленные способы устранения вибрации применимы для многих оптико-механических узлов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кенио Т. Шаговые двигатели и их микропроцессорные системы управления. М.: Энергоатомиздат, 1987.
2. Zhao H., Feng H. Mathematical modeling of stepping motor and vibration torque mechanism research on its different operations // J. of Vibroengineering. 2013. Vol. 15, N 3. P. 1102—1111.

3. Rocco P., Gruosso G., Magnani G. Mechatronic model of oscillations in hybrid stepper motors // IEEE/ASME Intern. Conf. on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM). Montreal, QC, Canada. 2010. Art. 5695852. P. 726—731.
4. Cao L., Schwartz H. M. Oscillation, instability and control of stepper motors // Nonlinear Dynamics. 1999. Vol. 18, N 4. P. 383—404.
5. Пат. 2130628 РФ, С1. Способ получения изображения развертки поверхности пуль и гильз нарезного стрелкового оружия, устройство для получения изображения развертки цилиндрических тел / М. Е. Дереновский, Н. В. Николаев, А. Н. Рябов. 1999.
6. Пат. 2155378 РФ, С1. Способ получения изображения развертки поверхности деформированных цилиндрических объектов / М. Е. Дереновский. 2000.
7. Пат. 2174251 РФ, С2. Устройство для получения изображения донца патронных гильз огнестрельного оружия / М. Е. Дереновский, Н. В. Николаев. 2001.
8. Емельянов А. В., Шилин А. Н. Шаговые двигатели: Учеб. пособие. Волгоград: ВолГГТУ, 2005. 24 с.
9. Артобалеvский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988. 247 с.
10. Divic J., Duric J., Vrancic K. Microcontroller implementation of dynamically adaptable control of stepper motor with continuous second derivative of speed curve // Proc. of the 37th Intern. Convention on Information and Communication Technology, Electronics and Microelectronics, MIPRO 2014. Opatija, Croatia, 2014. Art. 6859550. P. 146—149.
11. Le Q. N., Jeon J. W. An improved method of speed damping for a stepper motor with a smooth speed estimation // IEEE Intern. Conf. on Robotics and Biomimetics, ROBIO 2008. Bangkok, Thailand, 2009. Art. 4913212. P. 1438—1443.
12. Lee H. H. Finite element simulation with ANSYS Workbench 14. Theory, Applications, Case Studies. USA: SDC Publications, 2012. 374 p.
13. Бурякова В. А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: Учеб. пособие. Самара: СамГТУ, 2010. Ч. 1. С. 138—211 с.
14. Бурякова В. А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: Учеб. пособие. Самара: СамГТУ, 2013. Ч. 2. С. 8.

Сведения об авторах

- Тариел Алексеевич Додашвили** — аспирант; Университет ИТМО; кафедра мехатроники; E-mail: tariel-alekseevich@yandex.ru
- Станислав Сергеевич Резников** — канд. техн. наук, доцент; Университет ИТМО; кафедра мехатроники; E-mail: stanich@mail.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники Университета ИТМО

Поступила в редакцию
05.04.16 г.

Ссылка для цитирования: Додашвили Т. А., Резников С. С. Минимизация вибрации в оптико-механических блоках с шаговыми двигателями // Изв. вузов. Приборостроение. 2016. Т. 59, № 8. С. 630—635.

MINIMIZATION OF VIBRATION FOR OPTOMECHANICAL MODULES WITH STEPPER MOTORS

T. A. Dodashvili, S. S. Reznikov

ITMO University, 197101, St. Petersburg, Russia
E-mail: tariel-alekseevich@yandex.ru

Ways to minimize vibration in optomechanical modules with stepper motors are considered. Differential equations describing the stepper motor vibrations when module stops (transmission without self-locking) are derived. Reducing vibration at the engine stops is provided by changing the unit design parameters. Coincidence of the module eigenfrequency with a frequency of electrical pulses of the stepper motor drive is investigated. An example of modal analysis of the construction in the finite-elements workbench ANSYS is demonstrated. Changing the construction eigenfrequencies with additional ribs and attachment points is shown to reduce vibration. Presented results of calculations and analysis are obtained for the example of the automated ballistic identification scanner EVOFINDER.

Keywords: oscillations, vibration, stepper motor, optomechanical module, modal analysis, ballistic scanner, EVOFINDER

Data on authors

Tariel A. Dodashvili — Post-Graduate Student; ITMO University, Department of Mechatronics;
E-mail: tariel-alekseevich@yandex.ru

Stanislav S. Reznikov — PhD, Associate Professor; ITMO University, Department of Mechatronics;
E-mail: stanich@mail.ru

For citation: *Dodashvili T. A., Reznikov S. S.* Minimization of vibration for optomechanical modules with stepper motors // *Izv. vuzov. Priborostroenie.* 2016. Vol. 59, N 8. P. 630—635 (in Russian).

DOI: 10.17586/0021-3454-2016-59-8-630-635