

*С.Ю. ПОГОРЕЛОВ*, канд. техн. наук; *К.Ю. СЧАСТЛИВЕЦ*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ АМПЛИТУД ВИБРАЦИЙ ДЛЯ ЛАЗЕРНОЙ БЕСПЛАТФОРМЕННОЙ ИНЕРЦИАЛЬНОЙ НАВИГАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ**

У запропонованій роботі визначені допустимі амплітуди вібрацій, що впливають на лазерну безплатформену інерційну навігаційну систему. Для побудованої тримірної моделі визначаються граничне значення прискорення та власні частоти коливань, на основі чого обчислюється допустима амплітуда вібрації для певного діапазону частот.

The tolerate vibration amplitudes which acts on laser strapdown inertial system have been investigated in the proposed paper. For created three-dimensional model have been defined the acceleration limit value and natural oscillation frequencies, on the base of what the tolerate vibration amplitudes for determined frequency range have been obtained.

В современных навигационных комплексах, применяемых в гражданской авиации, используется, в частности, лазерная бесплатформенная инерциальная навигационная система (БИНС). В качестве чувствительных элементов в данном приборе используются лазерные гироскопы (ЛГ), расположенные таким образом, чтобы их оси чувствительности были взаимортогональны и совпадали с базовой системой координат. Во время эксплуатации происходит поворот осей чувствительности относительно базовой системы координат. Углы между осями базовой системы координат и осями чувствительности называются неортогональностями, которые являются одним из факторов, приводящих к увеличению погрешностей измерений прибора, и должны быть учтены в обработке полученных измерений.

В процессе эксплуатации на систему воздействуют вибрации различной природы, воздействие которых способно вносить искажения в работу навигационной системы, нарушая ортогональность осей чувствительности.

Целью предлагаемой работы является определение допустимых амплитуд вибраций, воздействующих на корпус с установленным в нем блоком чувствительных элементов, исходя из допускаемых величин отклонения осей чувствительности гироскопов относительно базовой системы координат. Решение такой задачи требует использования современных методов, в частности, метода конечных элементов. Подобные подходы использованы, например, в [1].

Для учета влияния вибрационного воздействия использован следующий подход. Считается, что при вибрации имеет место сонаправленное и синфазное перемещение всех поверхностей закрепления, в результате чего в конструкции возникают силы инерции, вызывающие деформирование [2].

При некотором значении силы инерции величины углов отклонения достигают предельно допускаемой величины:

$$[\Delta] = kF_i = km[a], \quad (1)$$

где  $F_i$  – сила инерции,  $m$ ,  $k$  – масса и жесткость системы,  $a$  – ускорение, порождающее силу инерции. Здесь расчет ведется без учета динамики и сила инерции приложена статически. При этом определяется допустимое ускорение  $[a]$ .

С другой стороны, величина ускорения, порождаемого вибрацией, зависит от частоты и амплитуды вибрации:

$$a = 4R/T^2, \quad (2)$$

где  $R$  – величина размаха вибрации (т.е. удвоенная амплитуда),  $T$  – длительность периода, или

$$a = 4Rf^2, \quad (2a)$$

где  $f$  – частота вибрации. При вынужденных колебаниях, порождаемых вибрацией, приходится также учитывать влияние резонанса при совпадении вынуждающей частоты вибрации и собственных частот системы. Этот учет осуществляется с помощью коэффициента усиления [2]:

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{f^2}{p^2}\right)^2 + \eta^2}}, \quad (3)$$

где  $\eta$  – коэффициент демпфирования,  $p$  – собственная частота системы.

В этом случае допустимые предельные отклонения углов определяются

$$[\Delta] \geq kma\beta. \quad (4)$$

Тогда из (1), (4) следует

$$[a] \geq a\beta, \quad (5)$$

откуда с учетом (2), (3) получим формулу

$$R \leq \frac{[a]}{4f^2} \sqrt{\left(1 - \frac{f^2}{p^2}\right)^2 + \eta^2}, \quad (6)$$

с помощью которой можно определять допустимый размах вибрации при данной частоте.

При решении был использован метод конечных элементов [3].

Для проведения расчетов была создана модель БИНС, которая состоит из следующих компонентов:

1. Имитатор ЛГ (имеет массу, положение центра массы и жесткость как у реального прибора).
2. Модель внутреннего корпуса (блока), в котором монтируются три имитатора ЛГ.
3. Модель внешнего корпуса.

Конечноэлементная модель-сборка содержит 39575 узлов и 21153 элемента.

Расчеты выполнялись следующим образом. При различных значениях и направлениях ускорения силы инерции были определены величины углов поворота каждой из осей по сравнению с ее исходным положением, соответствующим не-

деформированному состоянию. Эти углы условно обозначены двумя буквами, например XY означает поворот X вокруг Y, положительное направление определяет “правый винт”. Было установлено, что наибольшее искажение углов происходит при приложении ускорения вдоль оси Z (расположение осей см. рис. 2). Исходя из того, что по техническим условиям максимальные углы поворота осей не должны превышать 5 угловых минут, было определено соответствующее значение ускорения силы инерции:  $[a] = 3600 \text{ м/с}^2$ .

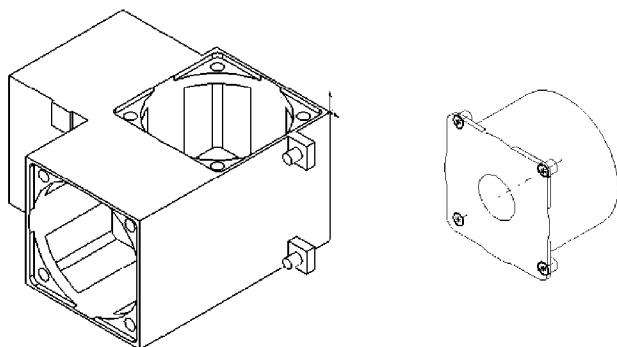


Рис. 1. Блок БИНС и имитатор ЛГ.

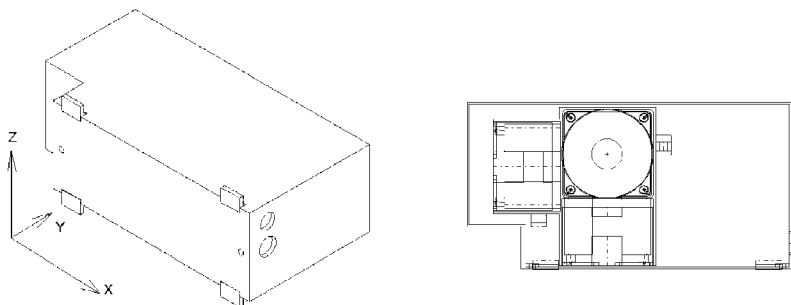


Рис. 2. Внешний корпус и размещение блока БИНС в нем.

Для использования (6) были предварительно вычислены собственные частоты системы. При этом предполагалось, что внешний корпус закреплен заделками по опорным площадкам крепежных лапок. Были определены первые 6 собственных частот, их величины: 416, 823, 855, 1019, 1066, 1068 Гц. Первая из них соответствует поперечным колебаниям в плоскости наименьшей жесткости (YOZ), т.е. как раз соответствует возбуждению от приложения силы инерции вдоль оси Z.

После этого в соответствии с (6) определяется допустимый размах вибрации.

На рис. 3 приведена кривая зависимости допустимого размаха вибрации от частоты при величине коэффициента демпфирования  $\eta = 0,1$ . Минимальное

значение составляет 0,52 мм при  $f=416$  Гц, т.е. 1-й собственной частоте системы. Были выполнены аналогичные расчеты для 2-6 собственных частот, а также для коэффициента демпфирования  $\eta = 0,05$ . Значения коэффициента демпфирования взяты из [4]. Результаты сведены в таблицу.

С помощью метода наименьших квадратов предложены функции, обобщающие таблицу.

При  $\eta = 0,05$

$$[R] = -6,275 \cdot 10^{-10} f^3 + 2,008 \cdot 10^{-6} f^2 - 2,215 \cdot 10^{-3} f + 8,790 \cdot 10^{-1},$$

при  $\eta = 0,1$

$$[R] = -1,414 \cdot 10^{-9} f^3 + 4,378 \cdot 10^{-6} f^2 - 4,689 \cdot 10^{-3} f + 1,815.$$

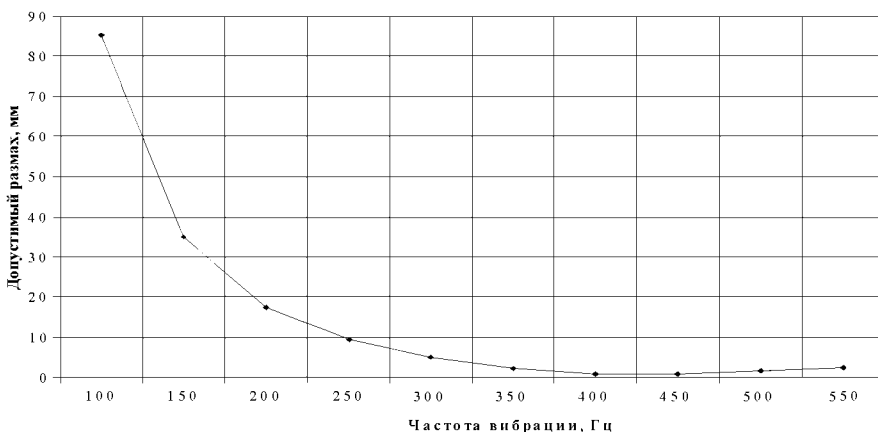


Рис. 3. Кривая зависимости допустимого размаха вибрации от частоты.

Допускаемый размах вибрации, мм, при частотах  $f$  и коэффициенте демпфирования  $\eta$

	$f=416$ Гц	$f=823$ Гц	$f=855$ Гц	$f=1019$ Гц	$f=1066$ Гц	$f=1068$ Гц
$\eta = 0,05$	0,260	0,066	0,062	0,043	0,040	0,040
$\eta = 0,1$	0,520	0,133	0,123	0,087	0,079	0,079

Таким образом, определены допустимые величины размаха вибраций при частотах до 1068 Гц исходя из ограничений, накладываемых на максимальные повороты осей чувствительности ЛГ относительно исходного положения (до 5 угловых минут). Это позволит уточнить требования к условиям эксплуатации БИНС и отделить погрешности работы системы, связанные с недопустимыми режимами эксплуатации.

**Список литературы:** 1. Акимов О.В., Анацкий Ю.П., Солошенко В.А. Анализ собственных колебаний отливки блок-картера дизеля «СМД» // Вестник ХГПУ, вып.66. – Харьков, 1999. – С. 40-47. 2. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 3. Мясников В.И., Мальцев В.П. и др. Расчеты машиностроительных конст-

рукций методом конечных элементов. Справочник. – М.: Машиностроение, 1989. – 520 с. 4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: *В.Н.Челомей* (пред). – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. Защита от вибрации и ударов. 1981. – 456 с.

*Поступила в редколлегию 14.04.2003.*

УДК 534

*С.Н.РЕШЕТНИКОВА; О.С.ГАЛАС*

## **АНАЛИЗ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ, СОДЕРЖАЩЕЙ СУЩЕСТВЕННО НЕЛИНЕЙНЫЙ ВИБРОГАСИТЕЛЬ**

Концепція нелінійних нормальних форм коливань використовується при дослідженні коливань деяких пружних систем, що зв'язані з нелінійними пружкими пасивними віброгасителями. Виділені локалізовані форми коливань, що сприятливі для віброгасіння. Досліджена стійкість нелокальних форм. Розглянуто також вимушені коливання в подібних системах, аналізуються основні резонанси.

Concept of nonlinear normal modes is used to study vibrations of some elastic structures attached with single-DOF nonlinear elastic absorbers. The localized vibration modes favorable for the absorption are allocated. Stability of nonlocalized modes is investigated. The forced vibrations in such systems are considered also, the principal resonances are analyzed. Forced resonances of the systems under consideration are considered too.

### **1. Введение. Обзор литературы. Постановка задачи.**

Применение упругих виброгасителей является одним из наиболее распространенных способов защиты от вибраций и ударов [1,2]. Создание таких устройств, обладающих к тому же ограниченными размерами, является непростой технической проблемой. Решение проблем виброзащиты часто может быть обеспечено использованием пассивных элементов с нелинейными характеристиками [1]. Большое число публикаций, относящихся к решению различных задач теории и практики виброгашения, заставляют нас выделить лишь некоторые из них, в которых обсуждается использование пассивных виброгасителей для гашения вынужденных колебаний.

Во многих работах [2-7] для различных моделей элементов машин решается задача такого подбора конструктивных элементов (или параметров системы), который обеспечивает уменьшение амплитуд колебаний или уход от основного или субгармонических резонансов. Один из способов решения задачи – присоединить к рассматриваемой системе линейный или нелинейный осциллятор с одной степенью свободы, и подобрать его параметры так, чтобы резонансная частота вышла за пределы частотного диапазона системы. Скелетная кривая, как правило, определяется методом гармонического баланса или методами теории возмущений.

В работе [8] изучались резонансы при вынужденных колебаниях системы с нелинейным виброгасителем. В работе [9] осциллятор с нелинейным закре-