

Рисунок 4 – Конструкция стабилизатора

Список информационных источников

1. Бабаев А.А. Стабилизация оптических приборов. — Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1975. - 192с
2. MG996R High Torque Metal Gear Dual Ball Bearing Servo. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.electronicoscaldas.com/datasheet/MG996R_Tower-Pro.pdf, свободный.
3. MPU-6000 and MPU-6050 Product Specification Revision 3.4. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.cdiweb.com/>, свободный.

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИСТОЧНИКОВ ВИБРАЦИИ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЯ-МАХОВИКА

Хайдукова В.М., Бритова Ю.А.

Томский политехнический университет, г. Томск

*Научный руководитель: Бритова Ю.А., к.т.н., ассистент кафедры
точного приборостроения*

Двигатели-маховики (ДМ) в настоящее время активно используются для стабилизации и ориентации малых космических аппаратов (МКА). ДМ представляет собой быстровращающийся ротор-маховик, расположенный на подшипниках и приводимый во вращение электроприводом (рис. 1).

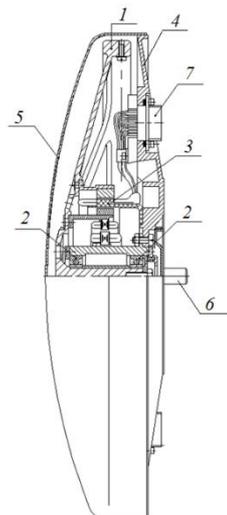


Рис. 1. Конструкция ДМ

1 – маховик, 2 – подшипниковые опоры, 3 – электродвигатель, 4 – основание, 5 – крышка, 6 – штуцер для герметизации корпуса ДМ.

Основное свойство ДМ, как гироскопа, – сохранение стабильности положения главной оси в пространстве.

Одна из основных причин нарушения стабильности положения главной оси ДМ и, соответственно, точности выполнения задач бортового оборудования, установленного на МКА - собственная вибрация.

На этапе проектирования ДМ для разработчиков актуальна проблема вредных возмущающих воздействий, вызванных погрешностями изготовления элементов конструкции и сборки шарикоподшипниковых опор, неуравновешенностью маховика и т.д.

Основной механизм ДМ – шарикоподшипниковый узел. Спектр вибрации шарикоподшипников состоит из многочисленных гармоник, многие из которых значительны по амплитуде. Вибрация подшипников определяется случайными взаимодействиями геометрически неидеальных поверхностей дорожек качения и шариков. Возможны выбросы энергии, которые оказывают влияние на колебание момента инерции, кинетического момента и на нарушение стабильности главной оси. В шарикоподшипниковом узле вероятны следующие причины неисправности: неровность сепаратора, некруглость дорожек качения внутреннего кольца, зазор подшипника, дефекты шарика и т.д. [1].

В процессе работы ДМ шарикоподшипники постепенно изнашиваются, что увеличивает остаточную неуравновешенность ротора.

Для уменьшения до приемлемого значения уровня остаточной неуравновешенности маховика в технологическом цикле изготовления изделия ДМ выполняют операцию балансировки.

Балансировка осуществляется посредством двухканального виброанализатора, который позволяет проводить измерения общего уровня вибрации, амплитуды/фазы первой гармоники оборотной частоты. К каналам виброанализатора подключаются акселерометры, которые устанавливаются в двух ортогональных плоскостях балансируемого ДМ [2].

Балансировка ротора-маховика ДМ проводится в двух плоскостях коррекции до достижения требуемого значения остаточной неуравновешенности. Плоскости коррекции ДМ представлены на рис. 2.

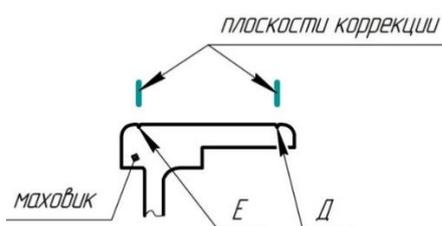


Рис. 2. Расположение плоскостей коррекции

При вращении в шарикоподшипниках качения даже весьма точно уравновешенный ротор периодически теряет устойчивость из-за асимметрии расположения тел качения относительно оси, проходящей через центры масс шарикоподшипников. В результате появляются вибрации, частота которых не совпадает и не кратна скорости вращения ротора. Вибрации одного шарикоподшипника через детали ДМ влияют на параметры вибрации парного с ним шарикоподшипника. Основные собственные частоты подшипникового узла определяются расчетным методом при известных конструктивных параметрах по формулам представленным ниже.

$$f_c = 0,5 \left[1 - \left(\frac{2d_w}{D+d} \right) \cos q \right] \Omega$$

частота вибрации, вызванная неуравновешенностью сепаратора шарикоподшипника

$$f_s = 0,5 \left[1 + \left(\frac{2d_w}{D+d} \right) \cos q \right] z\Omega$$

частота вибрации, вызванная дефектом внутреннего кольца шарикоподшипника

$$f_n = 0,5 \left[1 - \left(\frac{2d_{ш}}{D+d} \right) \cos q \right] z \Omega$$

частота вибрации, вызванная дефектом наружного кольца шарикоподшипника

$$f_{мк} = \left(\frac{d+D}{4d_{ш}} \right) \left(1 - \frac{4d_{ш}^2}{(d+D)^2} \cos^2 q \right) \Omega$$

частота вибрации, вызванная дефектом тела качения шарикоподшипника

где Ω - угловая скорость вращения маховика, D – диаметр наружного кольца шарикоподшипника; d – диаметр внутреннего кольца шарикоподшипника; z – количество тел качения (шариков); $d_{ш}$ – диаметр тела качения (шарика); q – угол контакта тел качения.

Теоретически оценить жесткость конструкции на этапе разработки ДМ возможно посредством современных САД-систем, позволяющих создать оригинальные 3D-модели и произвести расчет собственных частот, подобрать приемлемый материал и массогабаритные характеристики [3].

Необходимость в расчете собственных частот и соответствующих им форм колебаний нередко возникает при анализе динамического поведения конструкции под действием переменных нагрузок. Наиболее распространена ситуация, когда при проектировании требуется убедиться в малой вероятности возникновения в условиях эксплуатации такого механического явления, как резонанс. В большинстве случаев возникновение резонанса является крайне нежелательным явлением в плане обеспечения надежности и прочности изделия.

Условие виброустойчивости по критерию собственных частот может быть сформулировано так: собственные частоты конструкции должны лежать за пределами диапазона частот внешних воздействий.

В качестве примера на рис. 3 приведены результаты расчета собственных частот и форм мод колебаний конструкции маховика.

Общие сведения о качестве конструкции ДМ возможно оценить при исследовании его вибрационной характеристики (ВХ). ВХ представляет собой зависимость уровня вибрации от скорости вращения ДМ и определяется в рабочих режимах (при включенном приводе) и в выключенном состоянии (при выбеге ротора). Определение ВХ и обработка полученных данных осуществляется посредством современных средств измерения: датчиков вибрации и анализаторов спектра. Анализ ВХ позволяет оценить качество балансировки (по уровню вибрации гармоник скорости вращения),

сборки подшипникового узла (по уровню вибрации подшипниковых частот), а также значений резонансных частот конструкции ДМ.

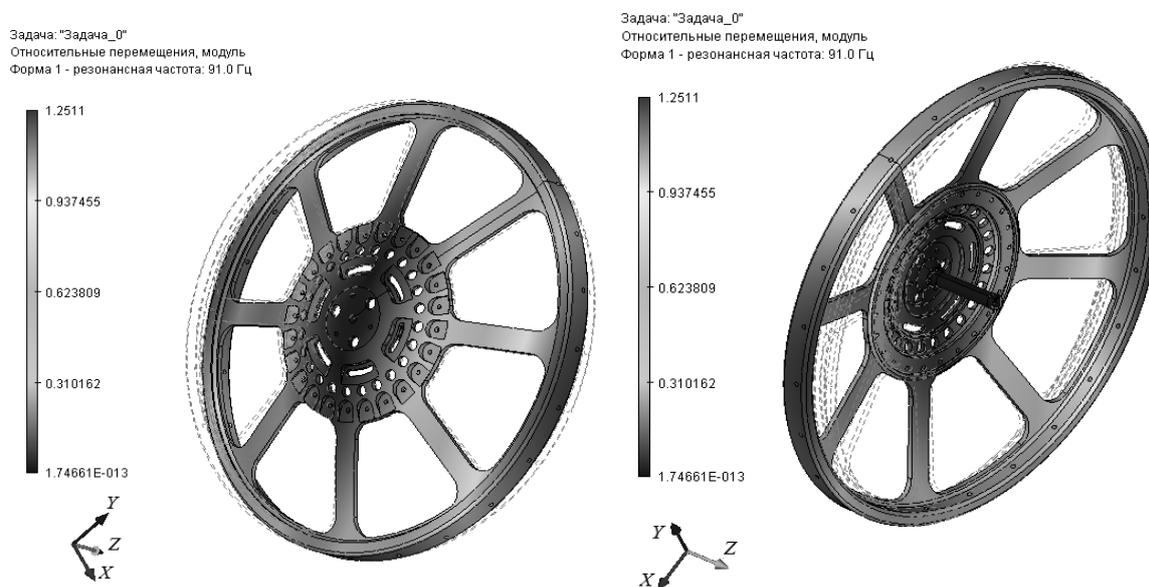


Рис. 3 Форма колебаний маховика на собственной частоте 91 Гц (1 мода)

Список информационных источников

1. Журавлев В.Ф., Бальмонт В.Б. Механика шарикоподшипников гироскопов / Под ред. Климова Д.М. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
2. Левит М.Е., Рыженков В.М. Балансировка деталей и узлов. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.
3. Влияние жесткости силовых элементов конструкции на величину критической скорости исполнительного органа на базе управляемого по скорости двигателя-маховика (УДМ) / Ю.А. Бритова, В.С. Дмитриев, А.А.Васильцов, И.С.Костарев // Контроль. Диагностика. – 2012. – Т. 1. - № 11. – С. 221-223.