

Научная статья
УДК 629.786.2:621.396.677:534.1
DOI: [10.34759/trd-2023-131-02](https://doi.org/10.34759/trd-2023-131-02)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ФОНА КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Владимир Васильевич Герасимчук^{1✉}, Александр Владимирович Жиряков²,
Дмитрий Александрович Кузнецов³, Пётр Павлович Телепнев⁴

^{1,2,3,4}Научно-производственное объединение им. С.А. Лавочкина,
Московская область, Химки, Россия

¹gerasimchukVV@laspace.ru ✉

²dep127180@laspace.ru

³kuznetsovda@laspace.ru

⁴telepnev@laspace.ru

Аннотация. Двигатели-маховики и двигатели коррекции, являясь устройствами обмена импульсами, выступают фундаментальным компонентом большинства космических аппаратов как для грубого управления ориентацией, так и для точного наведения. Неуравновешенность вращающихся масс при работе двигателей-маховиков и силовые вибрационные воздействия, вызванные пульсациями давления в камере сгорания двигателей коррекции, способны вызывать чрезмерные колебания исследовательского оборудования, что может привести к снижению точности функционирования. Уровни вибронгруженности определяются в ходе экспериментальной отработки космического аппарата, однако на ранних стадиях

проектирования целесообразно предварительным моделированием вибрационного фона мест установки высокоточного оборудования выбрать оптимальные места для их установки с целью минимизации уровней их вибронегруженности.

Вибрационный фон определялся для разработанной конечно-элементной модели «гибкой» конструкции космического аппарата в среде пакета программ Femap with NX Nastran. Расчёты проводились для вариантов вибронегружения одним из четырёх двигателей-маховиков и от двух двигателей коррекции. Модель воздействия от двигателя-маховика учитывала силы, возникающие в результате дисбаланса маховика. Моделировалось гармоническое воздействие с амплитудой, пропорциональной квадрату скорости вращения маховика. Уровни вибронегруженности от возмущающих сил двигателей коррекции исследовались для синфазного и противофазного случаев воздействия. Исследование выполнялось методом гармонического анализа. Значения величин воздействий соответствовали уровням возмущений штатных двигателей-маховиков и двигателей коррекции.

Оценка уровней вибронегруженности в местах предполагаемого крепления приборов осуществлялась по максимальным значениям рассчитанных линейных и угловых виброускорений, угловых скоростей и угловых перемещений по трём осям. Представленный в статье вариант моделирования вибрационного фона мест установки аппаратуры, чувствительной к стабильности положения для эффективной работы, позволяет провести предварительную оценку уровня вибронегруженности такой аппаратуры на ранних этапах проектирования космических аппаратов.

Ключевые слова: собственная частота колебаний, динамическая схема, космический аппарат

Для цитирования: Герасимчук В.В., Жиряков А.В., Кузнецов Д.А., Телепнев П.П.

Моделирование вибрационного фона космического аппарата // Труды МАИ. 2023. № 131. DOI: [10.34759/trd-2023-131-02](https://doi.org/10.34759/trd-2023-131-02)

Original article

SIMULATION OF THE VIBRATION BACKGROUND OF THE SPACECRAFT

Vladimir V. Gerasimchuk¹, **Alexander V. Zhiryakov²**,

Dmitry A. Kuznetsov³, **Pyotr P. Telepnev⁴**

^{1,2,3,4}Lavochkin Research and Production Association, NPO Lavochkin,

Khimki, Moscow region, Russia

¹gerasimchukVV@laspace.ru

²dep127180@laspace.ru

³kuznetsovda@laspace.ru

⁴telepnev@laspace.ru

Abstract. As pulses exchanging units, flywheel engines and correcting engines play the part of a fundamental component of the majority of spacecraft for both coarse orientation control and precise guidance. The rotating masses' unbalance while flywheels engines operation and force vibration impacts caused by pressure pulsations in the combustion chamber of correction engines are able to cause excessive fluctuations of the research equipment, which may lead to a in the functioning accuracy decrease. The vibration load levels are being determined during the spacecraft experimental testing. However, it seems rational to select

optimal places for the high-precision equipment installing by their vibration background modeling at the early design stages to minimize the level of their vibration load.

The vibration background was being determined for the developed finite element model of the spacecraft “flexible” design with the environment of the Femap with NX Nastran software package. Computations were performed for vibration loading options by one of the four engines-flywheels, and from the two correction engines. The model of the by the flywheel engine exposure accounted for the forces resulting from the flywheel imbalance. A harmonic action with an amplitude proportional to the square of the flywheel rotation speed was being modeled. The vibration load levels from the correction engines disturbing forces were studied for both in-phase and outphase cases of the exposure. The study was being performed by the harmonic analysis method. The values of the disturbances amounts corresponded to the levels of disturbances of the standard flywheel engines and correction engines.

The vibration load levels assessment in the places of the supposed fixing of the devices was being performed according to the maximum values of the computed linear and angular vibration accelerations, angular velocities and angular displacements along the three axes.

The vibration background modeling option of the of installation sites of the equipment sensitive to the position stability for its effective operation presented in the article allows for a preliminary assessment of the vibration load level of such equipment at the early stages of a spacecraft design.

Keywords: natural oscillation frequency, dynamic circuit, spacecraft

For citation: Gerasimchuk V.V., Zhiryakov A.V., Kuznetsov D.A., Telepnev P.P. Simulation of the vibration background of the spacecraft. *Trudy MAI*, 2023, no. 131. DOI: [10.34759/trd-2023-131-02](https://doi.org/10.34759/trd-2023-131-02)

Введение

Возросшие требования по точности работы целевой аппаратуры [1] накладывают существенные ограничения на уровни возбуждаемых вибраций источниками внутренних вибровозмущений [2] систем космических аппаратов (КА). Наибольшие вибровозбуждения [3] конструкции КА вызывают двигатели-маховики (ДМ) [4,5] и двигатели коррекции (ДК) [6].

Большинство современных КА имеют на своём борту три или больше ДМ, ключевыми элементом которых является маховик, размещённый на одной оси двигателя, а вторым концом ось установлена в подшипнике, закреплённом на КА [7]. Проблема применения двигателей-маховиков заключается в том, что они, являясь устройствами с подвижными массами, способны вызывать вибрационные колебания конструктивных элементов КА из-за дисбаланса массы в реактивном колесе [8]. Работа двигателей коррекции характеризуется чрезмерной вибрацией элементов конструкции и может отрицательно сказываться на точности работы оптического, прецизионного и научного оборудования КА [9]. Поскольку многие приборы требуют строгой стабильности положения [10] для эффективной работы и сбора данных (оптическим приборам, например, чтобы избежать эффекта оптического размытия [11] часто требуется стабильность положения менее одной угловой секунды в секунду), то неуравновешенность вращающихся масс при работе двигателей-

маховиков и силовые вибрационные воздействия [12], вызванные пульсациями давления в камере сгорания двигателей коррекции, возбуждают вибрации в местах установки исследовательского оборудования, превышающие допустимые уровни корректной работы прецизионной аппаратуры [13].

Разрыв между технически реализуемым в настоящее время и допустимым уровнем виброактивности источников внутренних возмущений КА [14] актуализирует задачу исследования (в том числе методами компьютерного моделирования в целях экономии средств и ресурсов) вибрационного фона мест установки высокоточного оборудования на ранних стадиях разработки космических комплексов.

Для моделирования вибрационного фона конструкций широкое распространение получили численные методы с применением конечно-элементных моделей, которые рассчитываются в среде вычислительных программ, например в среде пакета программ Femap with NX Nastran [15].

С целью оценки [16] влияния на функционирование прецизионной аппаратуры вибрационных возмущений от работы ДМ и силовых вибрационных воздействий, возникающих при работе ДК, разработана конечно-элементная динамическая модель (рисунок 1) типового космического аппарата с радиоэлектронным и научным оборудованием в виде силового каркаса с закреплёнными на нём оборудованием и источниками внутренних возмущений – двигателями коррекции и двигателями-маховиками, содержащая порядка восьмидесяти пяти тысяч узлов и примерно столько же элементов. В модели применен набор конечных элементов типа BAR,

BEAM, PLATE, LAMINATE, DOF SPRING и MASS, обладающих свойствами элементов конструкции КА. Приборы и аппаратура на изделии моделировались либо тонкостенными пластинами, обладающими повышенной жесткостью, с распределенными массами (nonstructural mass), имитирующими вес прибора, либо одномерными элементами MASS в центре масс соответствующего прибора, с массово-инерционными характеристиками, соответствующими аналогичным типовым приборам.

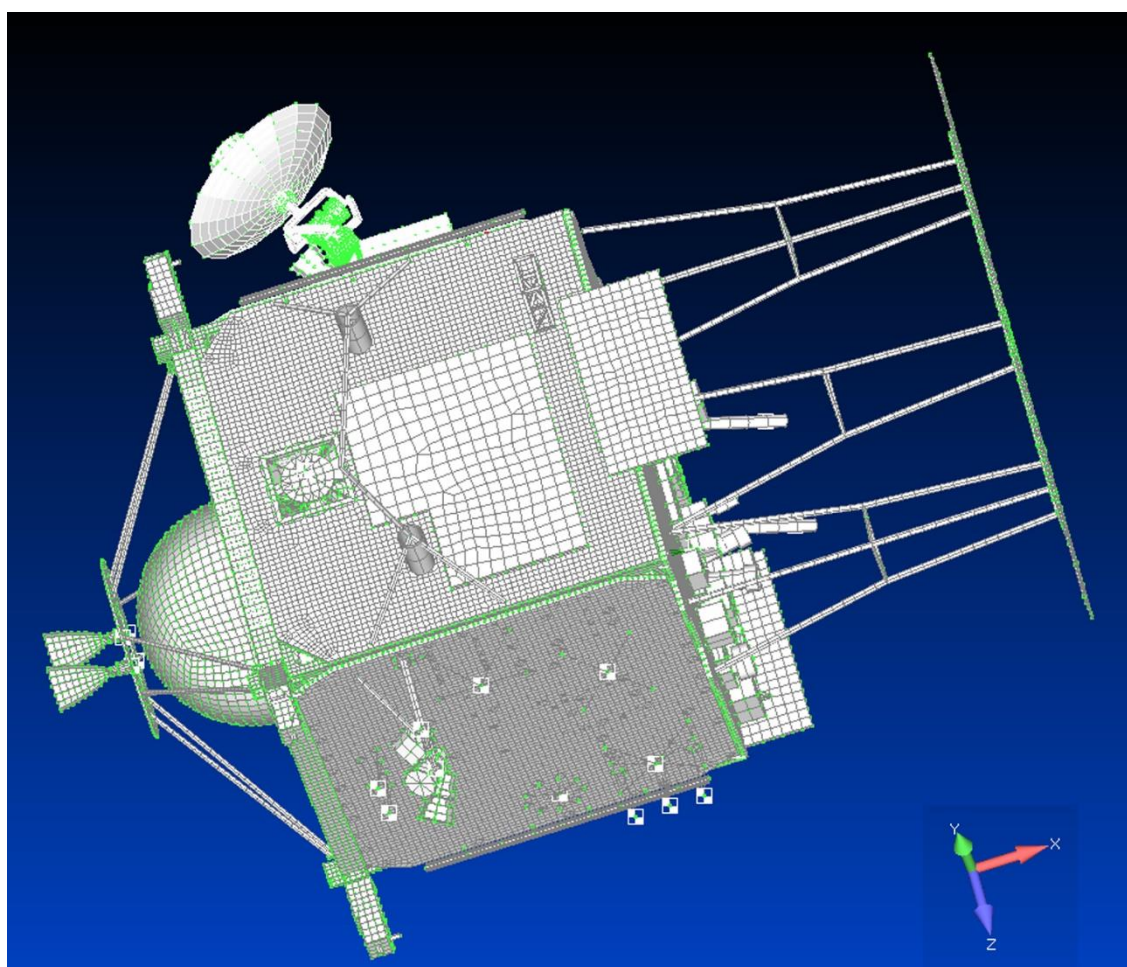


Рисунок 1 - Вид конечно-элементной модели КА

С целью исключения из рассмотрения влияния низкочастотных тонов колебаний и тонов [17], обусловленных местной потерей устойчивости тонкостенных пластин и оболочек [18], конечно-элементная модель была редуцирована [19].

Исследование выполнялось методом гармонического анализа [20], получившим широкое распространение в динамическом анализе конструкций в линейной постановке, когда исследуется изменение отклика установившегося движения в зависимости от частоты приложенного гармонического воздействия [21].

**Исследование вибрационного фона от механических возмущений,
создаваемых двигателем-маховиком**

Силые возмущения F , H , обусловленные статическим дисбалансом ротора, можно представить в виде:

$$F = A \sin(2\pi ft), \quad (1)$$

где f – частота вращения маховика в оборотах в секунду (Гц);

t – время, с;

A – амплитуда возмущающей силы, Н, создаваемой ДМ, определяемая как:

$$A = \sigma \cdot \omega^2 = \sigma(2\pi f)^2, \quad (2)$$

где σ – остаточный дисбаланс, кг·м;

ω – угловая скорость, с⁻¹.

При определении механических воздействий от работающих ДМ принималось:

– рабочий диапазон частот составляет $f = 0 - 90$ Гц;

– остаточный дисбаланс составляет $\sigma = 6 \cdot 10^{-6}$ кг·м (6 г·мм).

На рисунке 2 приведен график зависимости амплитуды гармонического воздействия A от частоты f , построенный по уравнению (2). Модель предполагает включение сил [22], возникающих в результате дисбаланса маховика, в качестве

внешних возмущений. В этом случае не требуются большие вычислительные затраты, так как сила пропорциональна квадрату скорости вращения колеса.

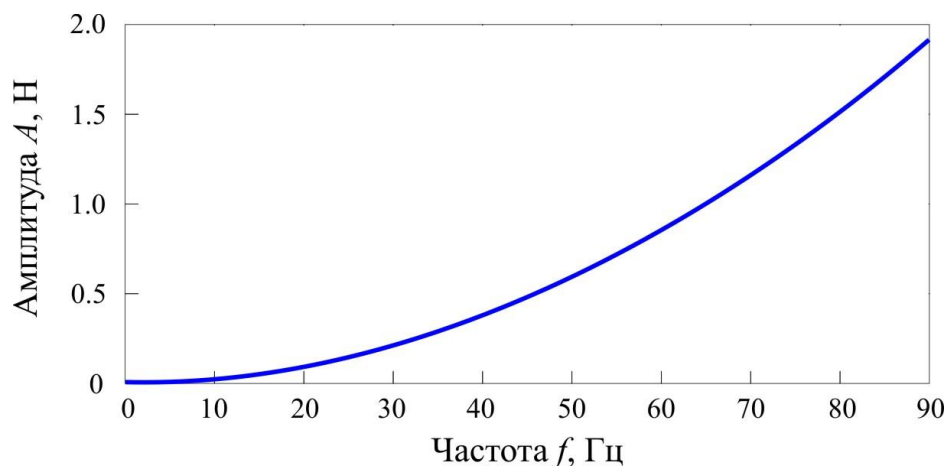


Рисунок 2 -Зависимость амплитуды гармонического воздействия от частоты

В ходе исследования определялись частоты с максимальными значениями величин кинематических параметров (угловых перемещений и скоростей) [23], на которых влияние вибрации от работающих ДМ наиболее существенно (рисунок 3).

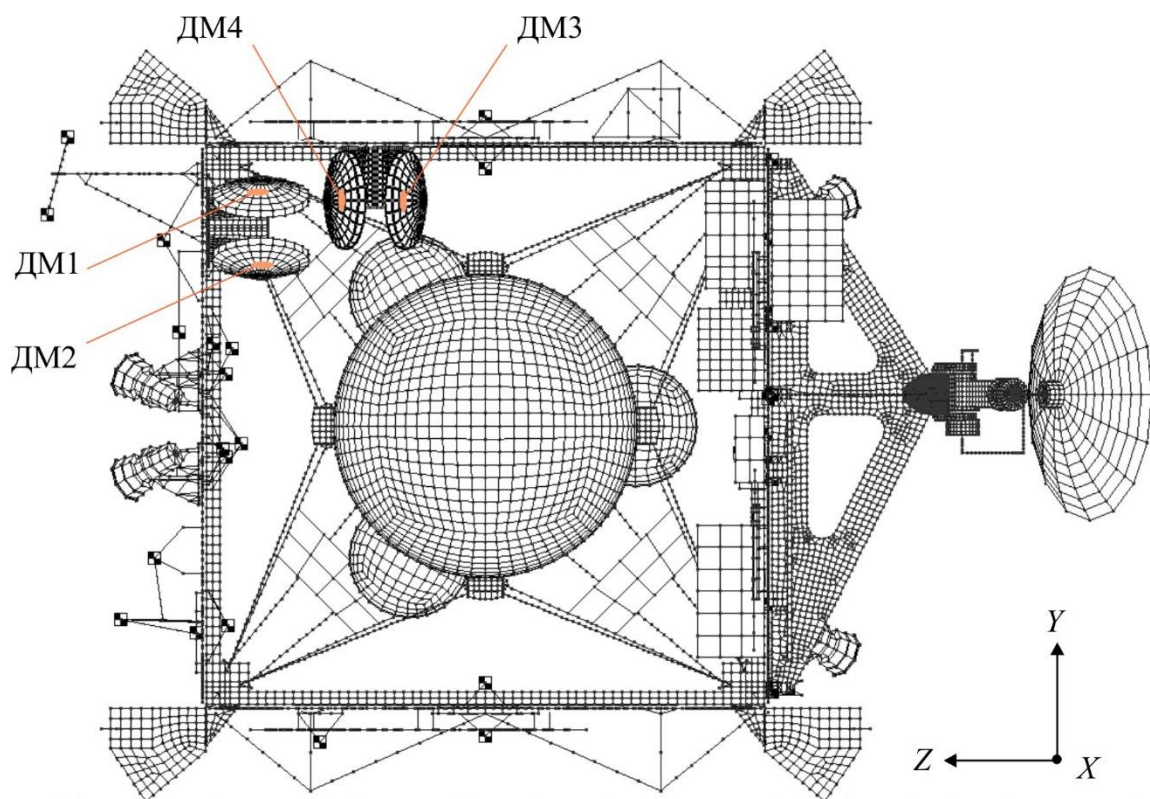


Рисунок 3 - Схема установки ДМ

Цифрами на рисунке обозначены номера узлов роторов ДМ, в которых прикладывались силы, вызванные дисбалансом вращающихся частей ДМ. Оценка проводилась в местах установки прецизионного оборудования. В узлах, имитирующих центры масс каждого из четырех ДМ, поочередно по 2-м осям, ортогональным оси вращения соответствующего ДМ и параллельным плоскостям базовой системы координат КА, прикладывалась нагрузка, изменяющаяся по закону (1).

Динамические расчеты выполнялись методом разложения по собственным формам (modal frequency). Коэффициент конструкционного демпфирования (structural damping) принимался минимальным (0.01), что соответствовало декременту колебаний ~ 0.03 . Примеры результирующих АЧХ для угловых скоростей и угловых перемещений мест установки прецизионного оборудования приведены на рисунках 4 и 5.

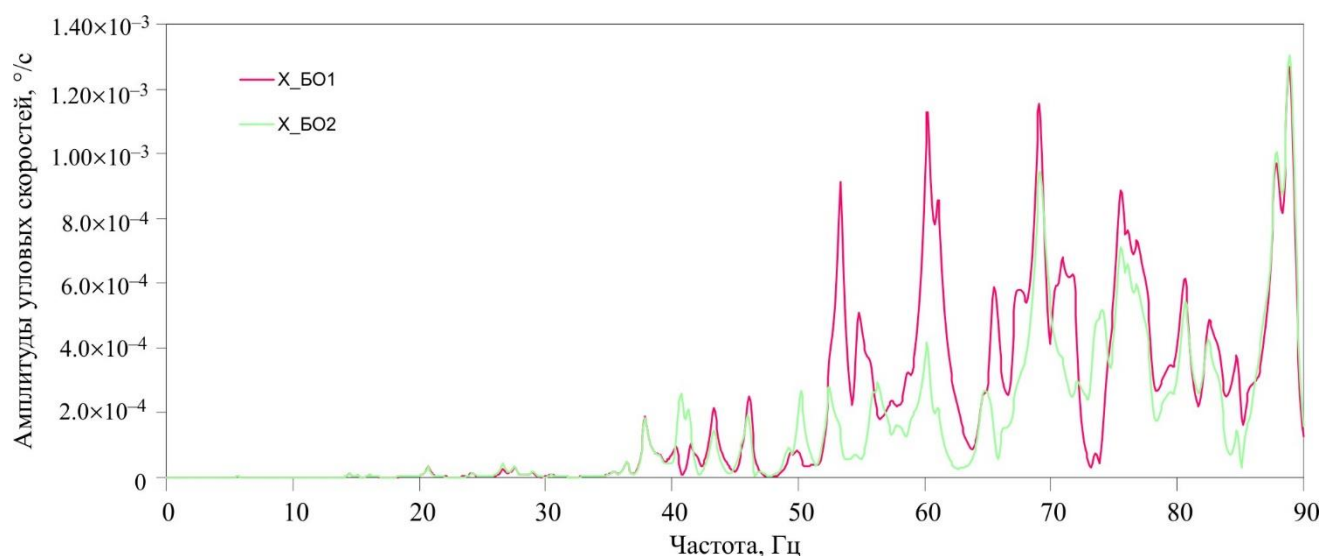


Рисунок 4 - Амплитуды угловых скоростей в местах установки приборов

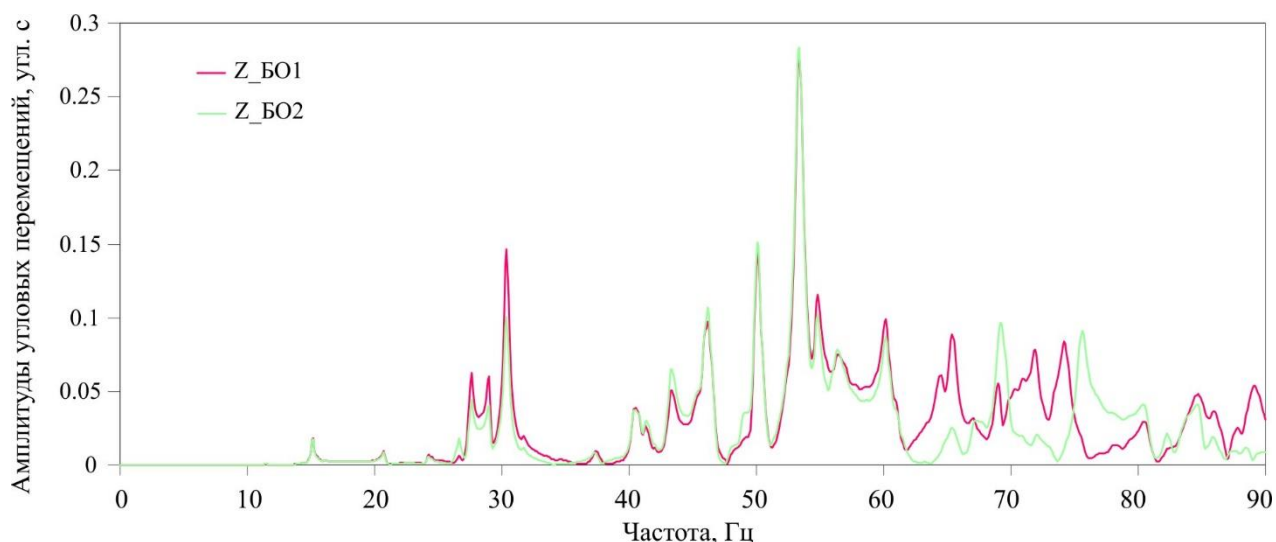


Рисунок 5 -Амплитуды угловых перемещений в местах установки приборов

В таблице 1 приведены максимальные значения амплитуд угловых скоростей и угловых перемещений приборных осей оптических блоков прецизионного оборудования относительно базовых осей.

Т а б л и ц а 1

Максимальные значения амплитуд угловых скоростей и угловых перемещений прецизионного оборудования

Канал	Амплитуды угл. скоростей для прибора:		Амплитуды угл. перемещений для прибора:	
	Прибор 1, °/с	Прибор 2, °/с	Прибор 1, "	Прибор 2, "
X	0.0026 (83.0 Гц)	0.0027 (83.0 Гц)	0.0206 (67.1 Гц)	0.0183 (83.0 Гц)
Y	0.0824 (82.7 Гц)	0.1066 (82.7 Гц)	0.5619 (82.7 Гц)	0.8167 (72.4 Гц)
Z	0.0358 (82.6 Гц)	0.0440 (82.8 Гц)	0.3335 (48.1 Гц)	0.3441 (48.1 Гц)

Исследование вибрационного фона от механических возмущений, создаваемых двигателем коррекции

На основании разработанной конечно-элементной модели КА в программе MSC NASTRAN получены АЧХ в предполагаемых местах установки приборов

(рисунок 6) от возмущающей силы со стороны обоих двигателей коррекции для двух вариантов воздействия: воздействие от двигателей коррекции по оси X синфазно (фаза воздействия 0°) и в противофазе (фаза воздействия 180°).

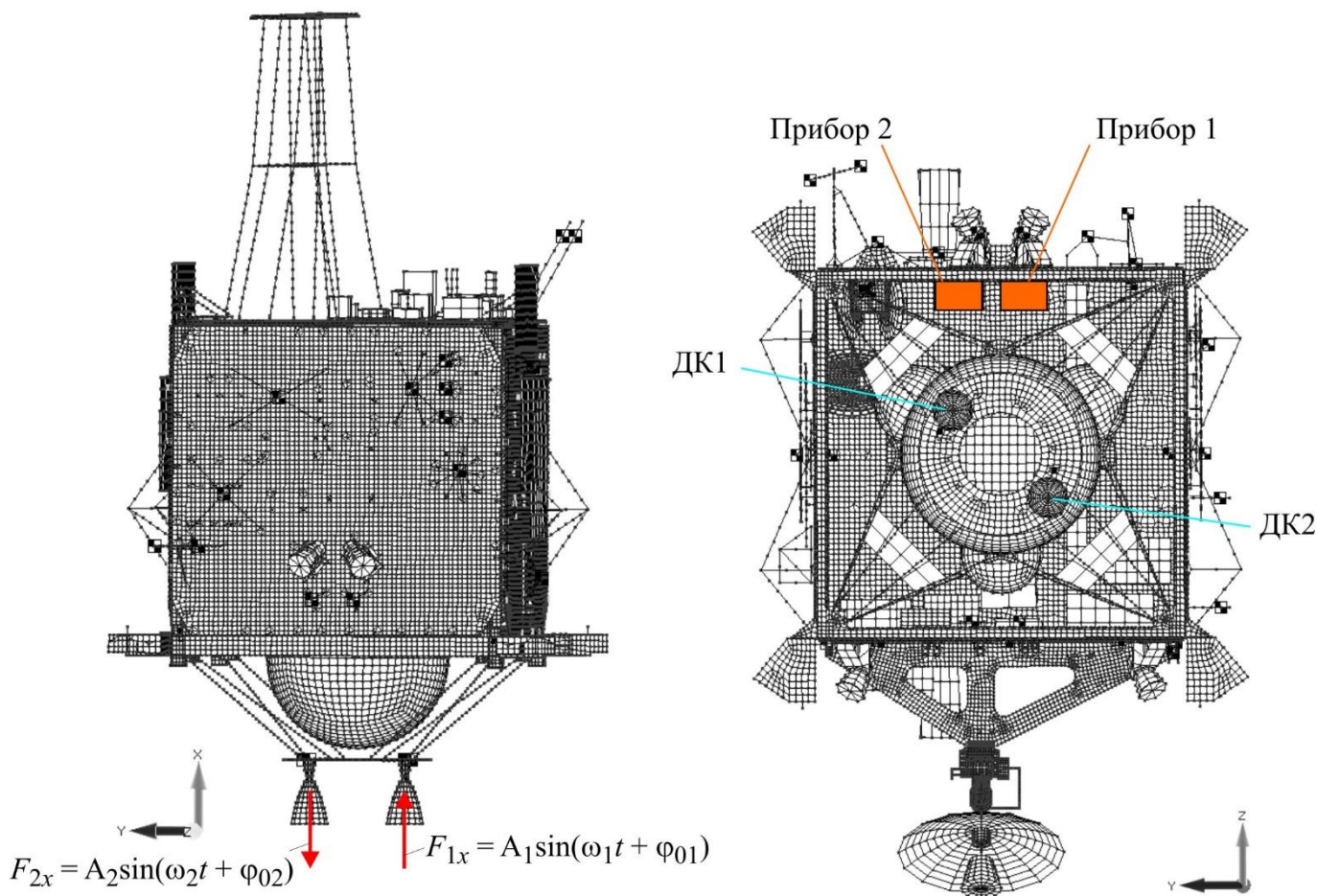


Рисунок 6 -Схема исследования вибрационного фона от воздействия ДК

Поскольку процесс горения топлива в камере сгорания двигателя коррекции сопровождается пульсациями давления с частотой $120 \div 140$ Гц и максимальной амплитудой пульсаций $\pm 5\%$ от установившегося значения на установившемся режиме работы, в частотных диапазонах $0 \div 120$ Гц и $140 \div 1680$ Гц амплитуда моногармонического воздействия принималась равной 10% от максимальной (т.е. 2 Н, см. рисунок 7).

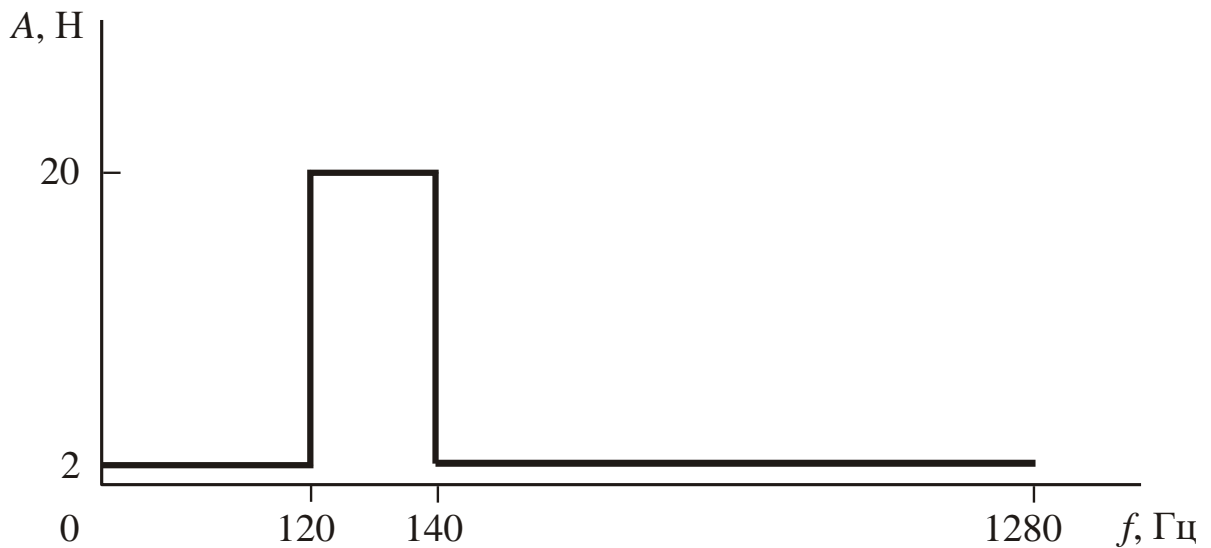


Рисунок 7-Зависимость амплитуды силовых воздействий A от частоты

В таблице 2 и на рисунках 8 – 11 приведены результаты расчетов амплитудных значений линейных виброускорений (для синфазного нагружения – рисунки 8, 10) и угловых виброускорений (для противофазного нагружения – рисунки 9, 11).

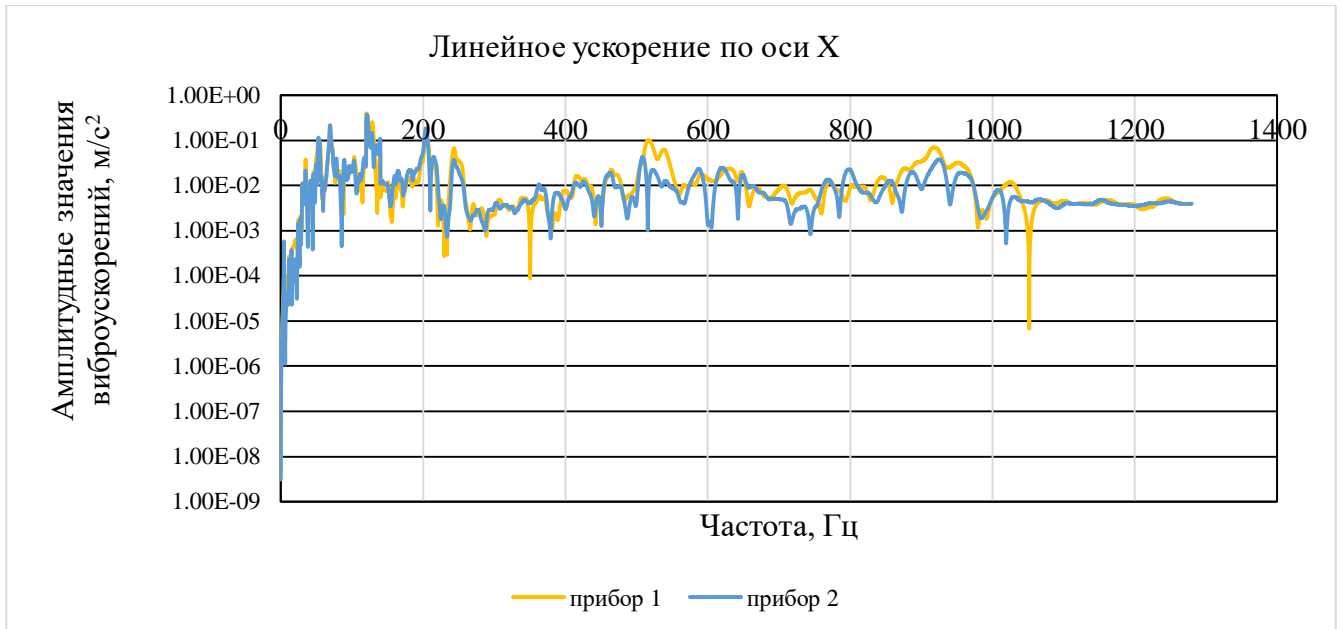


Рисунок 8-Линейные виброускорения по оси X (фаза воздействия 0°)



Рисунок 9-Линейные виброускорения по оси X (фаза воздействия 180°)

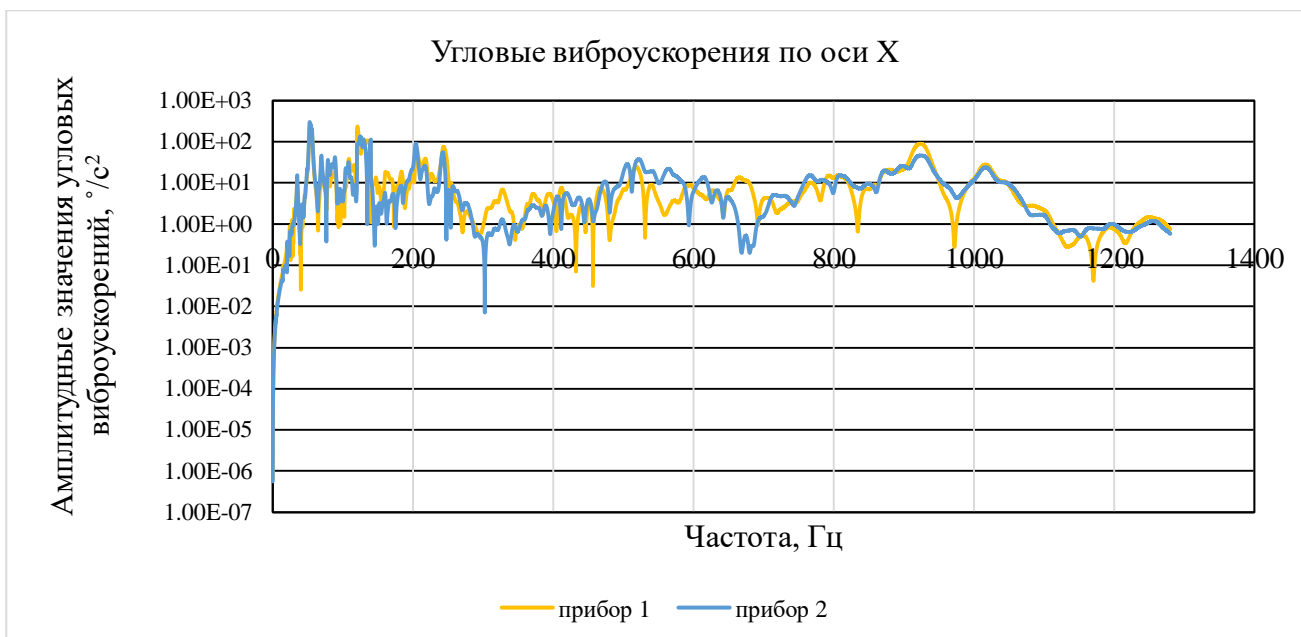


Рисунок 10-Угловые виброускорения по оси X (фаза воздействия 0°)



Рисунок 11-Угловые виброускорения по оси X (фаза воздействия 180°)

Т а б л и ц а 2

Сводные данные вариантов расчёта максимальных амплитуд

АЧХ в местах установки приборов		Место и направление приложения нагрузки F			
		воздействие от двигателей коррекции по оси X синфазно (фаза воздействия 0°)		воздействие от двигателей коррекции по оси X в противофазе (фаза воздействия 180°)	
		Максимальные значения амплитуды	Частота, Гц	Максимальные значения амплитуды	Частота, Гц
линейное ускорение X, m/c^2	Прибор 1	0.29	90.82	0.48	105.87
	Прибор 2	0.28	91.73	0.47	105.87
линейное ускорение Y, m/c^2	Прибор 1	0.49	39.78	0.57	105.87
	Прибор 2	0.56	39.78	0.40	97.85
линейное ускорение Z, m/c^2	Прибор 1	0.80	39.85	1.32	105.87
	Прибор 2	0.68	91.35	1.49	105.87
угловое ускорение X, $^{\circ}/c^2$	Прибор 1	177.77	91.35	1.32	105.87
	Прибор 2	228.56	39.85	1.49	105.87
угловое ускорение Y, $^{\circ}/c^2$	Прибор 1	89.05	154.64	227.75	105.04
	Прибор 2	121.24	154.42	205.54	95.05

АЧХ в местах установки приборов		Место и направление приложения нагрузки F			
		воздействие от двигателей коррекции по оси X синфазно (фаза воздействия 0°)		воздействие от двигателей коррекции по оси X в противофазе (фаза воздействия 180°)	
		Максимальные значения амплитуды	Частота, Гц	Максимальные значения амплитуды	Частота, Гц
угловое ускорение Z, °/с ²	Прибор 1	12.81	97.78	21.58	94.37
	Прибор 2	14.56	97.70	19.96	94.30
скорость угловая X, °/с	Прибор 1	0.53	39.78	0.47	105.87
	Прибор 2	0.69	39.78	0.39	105.87
скорость угловая Y, °/с	Прибор 1	0.16	42.20	0.29	18.53
	Прибор 2	0.17	41.29	0.33	18.45
скорость угловая Z, °/с	Прибор 1	0.03	39.70	0.03	94.30
	Прибор 2	0.03	39.70	0.02	94.30
перемещение угловое X, °	Прибор 1	1.61E-03	3.98E+01	1.70E-03	1.85E+01
	Прибор 2	2.09E-03	3.98E+01	1.21E-03	1.84E+01
перемещение угловое Y, °	Прибор 1	4.44E-04	4.22E+01	1.88E-03	1.85E+01
	Прибор 2	4.79E-04	4.13E+01	2.17E-03	1.85E+01
перемещение угловое Z, °	Прибор 1	8.85E-05	3.97E+01	7.46E-05	2.01E+01
	Прибор 2	8.09E-05	3.97E+01	7.21E-05	2.01E+01

Заключение

Представленный в статье вариант моделирования вибрационного фона мест установки аппаратуры, чувствительной к стабильности положения для эффективной работы, позволяет провести предварительную оценку уровня вибронегруженности такой аппаратуры на ранних этапах проектирования космических аппаратов.

Выполненные расчеты линейных и угловых виброускорений, угловых скоростей и угловых перемещений по осям X, Y и Z в местах предполагаемого крепления высокочувствительных к вибрационным нагрузкам приборов для восьми

вариантов приложения силы от ДМ и для двух вариантов работы двигателей коррекции демонстрируют:

- максимальные значения амплитуд угловых движений приборных осей приборов относительно осей БСК КА при работе ДМ на частотах ДМ до 90 Гц наблюдаются по каналу Y. По расчетам с низким демпфированием (декремент $\delta = 0.03$) эти величины не превышают $0.15^\circ/\text{с}$ по угловым скоростям и $4''$ по угловым перемещениям;

- амплитуды угловых скоростей более $0.001^\circ/\text{с}$ наблюдаются на частотах выше 25 Гц;

Для управления угловым движением КА на пассивных участках траектории с целью достижения высокой точности стабилизации КА, как правило, используется комплекс управляемых двигателей-маховиков. Управляющие моменты, приложенные к роторам двигателей-маховиков, вызывает реактивные моменты противоположного знака, приложенные к корпусу КА. Четыре ДМ обычно располагают по схеме «четырёхгранная пирамида» с углом в вершине $\alpha = 20\text{--}70^\circ$, вершина которой параллельна оси ОХ КА.

Представляет интерес исследование вибрационного фона, создаваемого совместной работой ДМ. Несмотря на линейность конечно-элементной модели данная задача является нелинейной, поскольку для получения требуемого вектора управляющего момента каждый из ДМ в отдельности в определенный момент времени имеет свою угловую скорость вращения ротора и фазу создаваемых колебаний.

Программный комплекс Femap with NX Nastran позволяет комбинировать и масштабировать имеющиеся парциальные нагрузки, приложенные к каждому из ДМ в отдельности. Для каждого расчетного случая с применением вероятностного подхода создаются комбинации нагрузок [24]. Данная задача требует информации об алгоритмах управления КА (циклограммы работы двигателей-маховиков) и выполняется на последующих этапах проектирования КА [25].

Список источников

1. Ефанов В.В., Телепнев П.П., Кузнецов Д.А. Межпланетные станции с прецизионной точностью ориентации: требования по обеспечению комплексной виброзащиты // *Астрономический вестник*. 2019. Т. 53. № 6. С. 475-480.
2. Моишеев А.А., Мордыга Ю.О. Сравнительный анализ влияния основных бортовых источников возмущений КА на «вибрационный смаз» изображения космического телескопа. – М.: НПО им. С.А. Лавочкина, 1998.
3. Попов И.П. Свободные синусоидальные колебания на основе взаимного обмена кинетической энергией между тремя грузами // *Труды МАИ*. 2023. № 129. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=173002>. DOI: [10.34759/trd-2023-129-02](https://doi.org/10.34759/trd-2023-129-02)
4. Раушенбах Б.В., Токарь Е.Н. Управление ориентацией космических аппаратов. – М.: Наука, 1974. - 600 с.
5. John Alcorn, Cody Allardy, Hanspeter Schaubz. Fully-Coupled Dynamical Jitter Modeling of a Rigid Spacecraft with Imbalanced Reaction Wheels // *AIAA/AAS Astrodynamics Specialist Conference*, 2016, Boulder, Colorado, DOI:[10.2514/6.2016-5686](https://doi.org/10.2514/6.2016-5686)

6. Агеенко Ю.И., Пегин И.В., Чесноков Д.В. Двигатель коррекции тягой 50 и для посадочного аппарата «Луна-Ресурс» // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2014. № 5 (47). Ч. 1. С. 112-117.
7. Машиностроение. Энциклопедия. Т. 1-3. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин / Под ред. К.С. Колесникова. - М.: Машиностроение, 1994. Кн. 1. – 534 с.
8. Masterson R., Miller D., Grogan R. Development and Validation of Reaction Wheel Disturbance Models: Empirical Model // Journal of Sound and Vibration, 2002, vol. 249 (3), pp. 575-598. DOI:[10.1006/jsvi.2001.3868](https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.3868)
9. Rizzo M.J., Rinehart S., Alcorn J., Barry R., Benford D., Fixsen D. et al. Building an Interferometer at the Edge of Space: Pointing and Phase Control System for BETTII // SPIE Space Telescopes and Instrumentation, 2014. DOI:[10.1117/12.2055016](https://doi.org/10.1117/12.2055016)
10. Занин К.А., Москатиныйев И.В., Демидов А.Ю. Разработка обобщённых критериев разрешающей способности для различных типов космических систем наблюдения // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина. 2023. № 1. С. 12-20. DOI: [10.26162/LS.2023.59.1.002](https://doi.org/10.26162/LS.2023.59.1.002)
11. Shaub H., Junkins J. *Analytical Mechanics of Space Systems*, Reston, Virdzhiniya, 2018. DOI: [10.2514/4.105210](https://doi.org/10.2514/4.105210)
12. Деменко О.Г., Бирюков А.С. К вопросу об определении параметров эквивалентного ударного импульса при испытаниях космических аппаратов // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина. 2023. № 2. С. 70-77.

13. Фролов К.В. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах. Т. 6. Защита от вибраций и ударов. – М.: Машиностроение, 1985. - 456 с.
14. Герасимчук В.В. Снижение уровня вибронагруженности прецизионного оборудования космического комплекса применением системы виброизоляции с регулируемой упруго-демпфирующей характеристикой // Двойные технологии. 2021. № 2 (95). С. 28-32.
15. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC.visualNastran для Windows. - М.: ДМК Пресс, 2004. – 704 с.
16. Telepnev P.P., Zhirykov A.V., Gerasimchuk V.V. Calculating the Structural Vibration Loading Applied to Spacecraft Using Dynamic Analysis // Solar System Research, 2021, vol. 55, no. 7. DOI: [10.1134/S0038094621070200](https://doi.org/10.1134/S0038094621070200)
17. Лурье С.А., Шрамко К.К. Об условии корректности в краевых задачах градиентной теории упругости // Труды МАИ. 2021. № 120. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=161414>. DOI: [10.34759/trd-2021-120-02](https://doi.org/10.34759/trd-2021-120-02)
18. Амирьянц Г.А., Малютин В.А. Об экспериментальном определении жесткостных характеристик авиационных конструкций // Труды МАИ. 2018. № 103. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=100600>
19. Телепнев П.П., Кузнецов Д.А. Основы проектирования виброзащиты космических аппаратов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2019. – 102 с.
20. Понтрягин Л.С. Обыкновенные дифференциальные уравнения. – М.: Наука, 1974. – 331 с.

21. Хейлен В., Ламменс С., Сас П. Модальный анализ: теория и испытания. - М.: ООО «Новатест», 2010. - 319 с.
22. Елисеев А.В., Кузнецов Н.К., Елисеев С.В. Частотная энергетическая функция в оценке динамических состояний технических объектов // Труды МАИ. 2021. № 118. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=158213>. DOI: [10.34759/trd-2021-118-04](https://doi.org/10.34759/trd-2021-118-04)
23. Семенов М.Е., Соловьев А.М., Попов М.А. Стабилизация неустойчивых объектов: связанные осцилляторы // Труды МАИ. 2017. № 93. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=80231>
24. Меркурьев С.А. Методика отработки алгоритмов управления угловым движением космических аппаратов // Инженерный журнал: наука и инновации. 2020. № 6 (102). DOI: [10.18698/2308-6033-2020-6-1990](https://doi.org/10.18698/2308-6033-2020-6-1990)
25. Кудрявцев С.В., Розовенко В.М. К вопросу создания информационно-диагностической системы контроля технического состояния образцов космической техники // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина. 2023. № 1. С. 74-79. DOI: [10.26162/LS.2023.59.1.009](https://doi.org/10.26162/LS.2023.59.1.009)

References

1. Efanov V.V., Telepnev P.P., Kuznetsov D.A. *Astronomicheskii vestnik*, 2019, vol. 53, no. 6, pp. 475-480.
2. Moisheev A.A., Mordyga Yu.O. *Sravnitel'nyi analiz vliyaniya osnovnykh bortovykh istochnikov vozmushchenii KA na «vibratsionnyi smaz» izobrazheniya kosmicheskogo*

- teleskopa* (Comparative analysis of the impact of major on-Board sources of disturbances KA na "vibrating blur" image space telescope), Moscow, NPO im. S.A. Lavochkina, 1998.
3. Popov I.P. *Trudy MAI*, 2023, no. 129. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=173002>. DOI: [10.34759/trd-2023-129-02](https://doi.org/10.34759/trd-2023-129-02)
 4. Raushenbakh B.V., Tokar' E.N. *Upravlenie orientatsiei kosmicheskikh apparatov*. (Spacecraft orientation control), Moscow, Nauka, 1974, 600 p.
 5. John Alcorn, Cody Allardy, Hanspeter Schaubz. Fully-Coupled Dynamical Jitter Modeling of a Rigid Spacecraft with Imbalanced Reaction Wheels, *AIAA/AAS Astrodynamics Specialist Conference*, 2016, Boulder, Colorado, DOI:[10.2514/6.2016-5686](https://doi.org/10.2514/6.2016-5686)
 6. Ageenko Yu.I., Pegin I.V., Chesnokov D.V. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2014, no. 5 (47), Ch. 1, pp. 112-117.
 7. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. 1-3. Kniga 1. Dinamika i prochnost' mashin. Teoriya mekhanizmov i mashin* (Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. 1-3. Book1. Dynamics and strength of machines. Theory of mechanisms and machines), Moscow, Mashinostroenie, 1994, 534 p.
 8. Masterson R., Miller D., Grogan R. Development and Validation of Reaction Wheel Disturbance Models: Empirical Model, *Journal of Sound and Vibration*, 2002, vol. 249 (3), pp. 575-598. DOI:[10.1006/jsvi.2001.3868](https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.3868)
 9. Rizzo M.J., Rinehart S., Alcorn J., Barry R., Benford D., Fixsen D. et al. Building an Interferometer at the Edge of Space: Pointing and Phase Control System for BETTII, *SPIE Space Telescopes and Instrumentation*, 2014. DOI:[10.1117/12.2055016](https://doi.org/10.1117/12.2055016)

10. Zanin K.A., Moskatin'ev I.V., Demidov A.Yu. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2023, no. 1, pp. 12-20. DOI: [10.26162/LS.2023.59.1.002](https://doi.org/10.26162/LS.2023.59.1.002)
11. Shaub H., Junkins J. *Analytical Mechanics of Space Systems*, Reston, Virdzhiniya, 2018. DOI: [10.2514/4.105210](https://doi.org/10.2514/4.105210)
12. Demenko O.G., Biryukov A.S. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2023, no. 2, pp. 70-77.
13. Frolov K.V. *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik v 6-ti tomakh. T. 6. Zashchita ot vibratsii i udarov*. (Vibrations in technology: A handbook in 6 volumes. Vol. 6. Protection against vibrations and shocks), Moscow, Mashinostroenie, 1985, 456 p.
14. Gerasimchuk V.V. *Dvoinye tekhnologii*, 2021, no. 2 (95), pp. 28-32.
15. Shimkovich D.G. *Raschet konstruktsii v MSC.visualNastran dlya Windows* (Calculation of structures in MSC.visualNastran for Windows), Moscow, DMK Press, 2004, 704 p.
16. Telepnev P.P., Zhirykov A.V., Gerasimchuk V.V. Calculating the Structural Vibration Loading Applied to Spacecraft Using Dynamic Analysis, *Solar System Research*, 2021, vol. 55, no. 7. DOI: [10.1134/S0038094621070200](https://doi.org/10.1134/S0038094621070200)
17. Lur'e S.A., Shramko K.K. *Trudy MAI*, 2021, no. 120. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=161414>. DOI: [10.34759/trd-2021-120-02](https://doi.org/10.34759/trd-2021-120-02)
18. Amir'yants G.A., Malyutin V.A. *Trudy MAI*, 2018, no. 103. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=100600>
19. Telepnev P.P., Kuznetsov D.A. *Osnovy proektirovaniya vibrozashchity kosmicheskikh apparatov* (Fundamentals of designing vibration protection of spacecraft: textbook), Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E.Baumana, 2019, 102 p.

20. Pontryagin L.S. *Obyknovennye differentsial'nye uravneniya* (Ordinary differential equations), Moscow, Nauka, 1974, 331 p.
21. Kheilen V., Lammens S., Sas P. *Modal'nyi analiz: teoriya i ispytaniya* (Modal analysis: theory and tests), Moscow, ООО «Novatest», 2010, 319 p.
22. Eliseev A.V., Kuznetsov N.K., Eliseev S.V. *Trudy MAI*, 2021, no. 118. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=158213>. DOI: [10.34759/trd-2021-118-04](https://doi.org/10.34759/trd-2021-118-04)
23. Semenov M.E., Solov'ev A.M., Popov M.A. *Trudy MAI*, 2017, no. 93. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=80231>
24. Merkur'ev S.A. *Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii*, 2020, no. 6 (102). DOI: [10.18698/2308-6033-2020-6-1990](https://doi.org/10.18698/2308-6033-2020-6-1990)
25. Kudryavtsev S.V., Rozovenko V.M. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2023, no. 1, pp. 74-79. DOI: [10.26162/LS.2023.59.1.009](https://doi.org/10.26162/LS.2023.59.1.009)

Статья поступила в редакцию 09.06.2023

Одобрена после рецензирования 14.06.2023

Принята к публикации 28.08.2023

The article was submitted on 09.06.2023; approved after reviewing on 14.06.2023; accepted for publication on 28.08.2023