

УДК 729.68

В. Є. Шатіхін¹, Л. П. Семенов¹, В. М. Борисенко²

¹Національне космічне агентство України, Київ

²Державне конструкторське бюро «Південне», Дніпропетровськ

Вібрації механізмів космічного апарата

Надійшла до редакції 17.04.03

Розглянуто вплив механізмів космічного апарата на показники його вібрацій. Надано кількісні характеристики вібрацій вітчизняних і зарубіжних космічних апаратів. Досліджуються причини виникнення та шляхи зменшення збурень космічних апаратів, викликаних функціонуванням механізмів орієнтації панелей сонячних батарей.

На цей час у зв'язку з досягненням роздільної здатності в 1 м та більше і одночасним зменшенням маси космічних апаратів дистанційного зондування Землі (КА ДЗЗ) питання щодо оцінки вібрацій КА стало більш актуальним. Вібрації КА спричиняють лінійні та кутові переміщення об'єктива бортової апаратури КА відносно його осей, внаслідок чого утворюється зсув зображення, що погіршує якість отриманих знімків.

За природою джерел виникнення вібрації умовно поділяють на вібрації зовнішніх та внутрішніх джерел.

До вібрацій зовнішніх джерел відносять вібрації, викликані дією аеродинамічних сил, сонячного тиску та сонячної радіації, перепадом температур «дня» та «ночі», зіткненням з мікрометеоритами та уламками КА, так званим «космічним сміттям» тощо.

До вібрацій внутрішніх джерел відносять вібрації, викликані елементами конструкції КА, різноманітними механізмами та виконавчими органами, що забезпечують функціонування основних життєзабезпечувальних систем КА, а також виконання КА поставлених завдань.

До основних механізмів та виконавчих органів, що можуть викликати вібрації КА, належать:

- механізм орієнтування панелей сонячних батарей;
- механізм висування гравітаційного стабілізатора (ГС);
- механізм розвертання антенно-фідерних пристроїв КА;

- вентилятори системи забезпечення терморегулювання КА (СЗТР КА);
- електромаховичні виконавчі органи системи управління та орієнтації КА;
- механізми та виконавчі органи силової гіроскопічної платформи.

На механізм КА діє широкий спектр сил і моментів, що визначається призначенням КА, функціональними завданнями механізму, його конструктивними особливостями, розташуванням на КА та іншими причинами.

Узагальнюючи викладене, сили, що діють на механізми КА, можна представити у вигляді суми сил, що діють на окремі механізми КА:

$$F_c = \sum F_{руш} + \sum F_{гр} + \sum F_{оп} + \sum F_{ін} + \sum F_{ст} + \sum F_{тр}, \quad (1)$$

де F_c — сумарна сила, що діє на КА; $F_{руш}$ — рушійні сили, прикладені до ведучих ланок механізмів; $F_{гр}$ — сили гравітаційної взаємодії механізму КА з Землею, Місяцем, Сонцем; $F_{оп}$ — сили аеродинамічного опору; $F_{ін}$ — сили інерції механізму в цілому, або його окремих ланок; $F_{ст}$ — сили світлового тиску; $F_{тр}$ — сили тертя механізму.

Дія моментів сил на механізми КА зводиться до суми моментів:

$$M_c = \sum M_{руш} + \sum M_{гр} + \sum M_{оп} + \sum M_{ін} + \sum M_{ст} + \sum M_{тр} + \sum M_{мар}, \quad (2)$$

де M_c — сумарний момент, що діє на КА; $\sum M_{руш}$ — момент рушійних сил механізму КА; $\sum M_{тр}$ —

момент, зумовлений взаємодією механізму КА з гравітаційними силами; $\sum M_{оп}$ — момент, зумовлений взаємодією механізму КА з силою аеродинамічного опору; $\sum M_{ін}$ — момент інерції механізму, або його окремих ланок; $\sum M_{ст}$ — момент світлового тиску, що діє на механізм; $\sum M_{тр}$ — момент сил тертя механізму; $\sum M_{маг}$ — момент сил взаємодії механізму з магнітним полем Землі.

Наведений перелік сил та моментів, що діють на механізми КА, не є повним, проте його можна взяти за основу для проведення аналізу та здійснення розрахунків вібрацій КА, що викликані функціонуванням механізмів КА.

Причинами виникнення вібрацій механізмів можуть бути наявність сил інерції механізму в цілому або його окремих ланок, що виникають внаслідок віброактивності механізмів, а також похибок у виготовленні ланок механізмів. Крім того, вібрації можуть викликатися зіткненнями виконавчих органів з мікрометеоритами та складовими частинами «космічного сміття». Суттєве значення для дослідження вібрацій механізмів КА має вплив факторів космічного простору (ФКП) на характеристики механізмів. Цей вплив зумовлюється перш за все термомеханічними деформаціями ланок механізмів та їхніх виконавчих органів.

Аналіз вібрацій механізму почнемо з розгляду впливу віброактивності механізмів на вібрації КА.

Віброактивністю механізму є його властивість створювати вібрації, параметри яких визначаються властивостями механізму.

Розрізняють внутрішню та зовнішню віброактивність механізму.

Внутрішня віброактивність механізму — це здатність механізму створювати змінний збурюючий момент під час рівномірного обертання вхідної ланки. Найчастіше в механізмах КА внутрішня віброактивність зумовлюється змінністю приведенного моменту інерції механізму КА та залежністю від точки прикладання приведенного моменту сил опору.

Зовнішня віброактивність — це здатність механізму створювати коливання, що через виконавчі органи та опори механізму передаються та впливають на навколишнє середовище, тобто на корпуси суміжних приладів та агрегатів, зокрема на корпус КА. Коливання передаються на корпус КА як результат дії сил, прикладених до корпусу КА внаслідок функціонування ланок механізмів.

Обидва види віброактивності мають суттєве значення для дослідження впливу механізмів КА на коливання КА та визначення кількісної оцінки цього впливу.

Однією із причин виникнення зовнішньої віброактивності механізму є незрівноваженість його ланцюгів та всього механізму у цілому.

З курсу теорії машин і механізмів [14] відомо, що незрівноваженим механізмом вважається механізм, центр мас якого (або окремої ланки) рухається з прискоренням, тобто головний вектор сил або головний вектор моментів сил інерції відмінний від нуля.

У зв'язку з викладеним справедливі нерівності:

$$\sum F_{ін} \neq 0; \quad \sum M_{ін} \neq 0; \quad (3)$$

Розрізняють статичну, моментну та динамічну незрівноваженість механізму.

Умова статичної незрівноваженості механізму:

$$\sum F_{ін} \neq 0; \quad \sum M_{ін} = 0; \quad (4)$$

Умова моментної незрівноваженості механізму:

$$\sum F_{ін} = 0; \quad \sum M_{ін} \neq 0; \quad (5)$$

Умова динамічної незрівноваженості механізму:

$$\sum F_{ін} \neq 0; \quad \sum M_{ін} \neq 0; \quad (6)$$

Сили інерції та момент сил інерції ланок механізмів КА, покладені в основу для подальших розрахунків, визначаються за формулами теорії машин та механізмів:

$$F_{ін} = m_s \cdot a_s, \quad (7)$$

$$M_{ін} = J_s \cdot \varepsilon, \quad (8)$$

де m_s — маса ланки механізму, a_s — прискорення центру тяжіння механізму, J_s — момент інерції маси ланки відносно осі, що проходить через центр мас S ланки механізму; ε — кутове прискорення ланки.

Основними причинами незрівноваженості механізмів КА можуть бути:

- обертання незрівноважених мас механізмів та їхніх приводів;
- незрівноважені силові дії механізмів під час поступального руху його ланок;
- биття зубчатих передач;
- децентровка валів, муфт, підшипників;
- зношування ланок механізму;
- термічні деформації ланок механізму;
- перерозподіл навантаження на ланки механізму під час польоту КА внаслідок дії факторів космічного простору (ФКП).

Наведений перелік причин незрівноваженості механізмів КА є неповним, проте він дає змогу класифікувати ці причини за трьома основними ознаками:

- незрівноваженість механізмів зумовлена виробничими дефектами;
- незрівноваженість механізмів зумовлена наслідком дії ФКП;
- незрівноваженість механізмів зумовлена силами інерції, що змінюються відповідно до заданого закону роботи механізму, як правило його вихідних ланок або виконавчих органів, тобто процес нормального функціонування механізму передбачає наявність прискорень виконавчих органів механізму внаслідок неможливості повної зрівноваженості механізму або її недовільності.

Наведені вище фактори викликають збурюючі моменти, що зумовлюють коливання КА. Аналіз та визначення збурюючих моментів проведемо на прикладі двох механізмів, наведених нижче.

Наведемо необхідні для обчислень технічні характеристики механізму орієнтації СБ № 1:

1. ДВ1, ДВ2 — двигун ДПР-52-Н1-03-М, кутова швидкість $\omega = 471, 12 \text{ с}^{-1}$.
2. Передаточне співвідношення $i = 0.00018$.
3. Кутова швидкість вихідного валу $\omega = 0.0849 \text{ с}^{-1}$.
4. Момент інерції навантаження — $3.5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.
5. Коефіцієнт корисної дії — 0.76 .
6. z — кількість зубців зубчатих коліс.
7. m — модуль зубчатої передачі.

Наведена на рис. 1 схема є типовою для КА, в яких відсік для службової БА виконано герметичним.

Механізм включає кінематично зв'язані привідний двигун, редуктор та хвильову передачу.

Редуктор забезпечує необхідні умови роботи хвильової передачі та одночасно зменшує вплив її

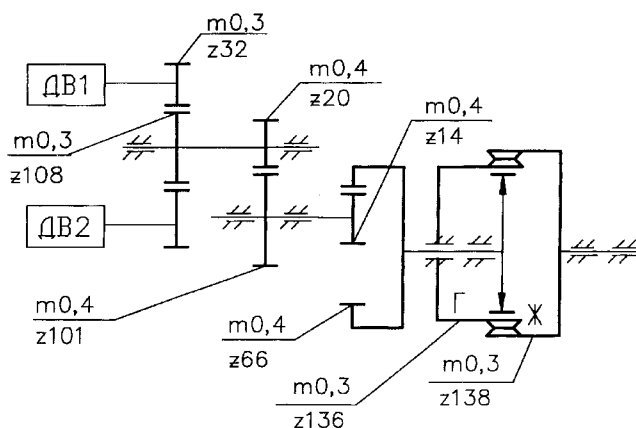


Рис 1. Механізм № 1 орієнтації сонячних батарей

моменту опору на вал привідного двигуна. Передаточне співвідношення вибрано достатньо великим таким чином, щоб, з одного боку, зменшити масу та габарити механізму, з іншого — забезпечити плавність розвороту панелей СБ під час «різких» змін моменту сил опору.

Хвильова передача складається з генератора хвиль, тонкостінного гнучкого колеса із зубчатим вінцем, жорсткого колеса із внутрішнім зубчатим вінцем. Під час обертання генератора хвиль утворюється хвиля гнучкого колеса, при цьому зона контакту гнучкого колеса з жорстким зміщується, і зубці входять у зчеплення один з одним. Хвильова передача дозволяє при відносно невеликих габаритах отримати велике передаточне число, необхідне для зниження моментів опору, та герметизувати швидкохідну частину механізму, що також підвищує ресурс роботи механізму.

Крім того, застосування хвильової передачі дає можливість зменшити люфт та кінематичну похибку редуктора і таким чином зменшити збурюючий вплив на КА під час роботи механізму приводу СБ.

Одним з недоліків застосування хвильової передачі є її нежорсткість, внаслідок чого з'являється пружний люфт, що залежить від жорсткості стакана гнучкого колеса хвильової передачі.

Незважаючи на конструктивні заходи, спрямовані на зменшення впливу вібрацій зазначеного механізму на КА, повністю усунути вібрації механізму неможливо внаслідок його конструктивних особливостей та умов функціонування.

Джерелами вібрацій наведеного механізму можуть бути:

- вібрації внаслідок перехідних процесів у привідних двигунах;
- дисбаланс роторів виконавчих двигунів ДПР-52-Н1-03-М;
- дисбаланс зубчатих коліс;
- биття зубчатих коліс в зубчатих передачах;
- кінематичні похибки передач;
- наявність так званого «мертвого» ходу в зубчатих передачах;
- люфт передачі.

Вплив дисбалансу зубчатих коліс описується аналогічно впливу дисбалансу ротора. Для зубчатих передач характерна також властивість створювати вібрації внаслідок наявності бокового зазору [3,17], який враховується при визначенні кінематичної похибки механізму.

Дані щодо характеристик привідного двигуна ДПР-52-Н1-03-М наведено в табл. 1, де: N_T — номінальна потужність двигуна; U_z — напруга на якорі двигуна; M_n — пусковий момент двигуна; M_{xx} — момент двигуна холостого ходу; n_d —

Таблиця 1. Характеристики двигуна ДПР-52-Н1-03-М

N_r , Вт	U_z , В	$M_{пр}$, Н·м	$M_{хх}$, Н·м	n_d , об/хв	I_p , кг·м ²
4.5	27	0.075	0.0013	5050	0.0000017

частота обертання двигуна; I_p — момент інерції ротора двигуна.

Момент інерції КА визначено з точністю до 10 %.

Параметри руху КА визначаються з рівняння [23]:

$$M_{КА} \cdot a_{КА} = F_{вз} + F_{гр} + F_{зз}, \quad (9)$$

$$I_{КА} \cdot \varepsilon_{КА} = M_{вз} + M_{гр} + M_{зз}, \quad (10)$$

де $M_{КА}$ — маса КА; $a_{КА}$ — прискорення КА; $I_{КА}$ — момент інерції КА; $\varepsilon_{КА}$ — кутове прискорення КА; $F_{вз}$, $M_{вз}$ — сили та моменти, що збуджують коливання КА внаслідок процесів внутрішньої взаємодії КА, тобто незрівноваженість ланок механізмів КА, перехідні процеси в приводах механізмів КА, нерівномірність ходу механізмів, коливання палива в паливних баках тощо; $F_{зз}$, $M_{зз}$ — сили та моменти зовнішньої взаємодії з КА, тобто ті сили та моменти, що враховують вплив аеродинамічних характеристик КА, дію світлового тиску і т. д.; $F_{гр}$, $M_{гр}$ — сили та моменти взаємодії КА з гравітаційним полем Землі, Місяця та Сонця.

Метою статті є визначення впливу на вібрації КА його механізмів, тому розглядатимемо лише дії внутрішніх сил, причому окремо для кожного із діючих факторів.

При цьому вводимо ряд таких допущень:

- не враховано дію зовнішніх сил;
- вісь обертання колінарна з однією з осей зв'язаної системи координат;
- панелі СБ вважаємо абсолютно жорсткими;
- моменти, що діють внаслідок наявності перехресних зв'язків між віссю обертання СБ та іншими осями зв'язаної системи координат вважаємо такими незначними, що не підлягають врахуванню.

Наведені припущення дають змогу виконати розрахунки в одній площині та відносно осі обертання панелей СБ.

Дослідження вібрацій наведеного механізму розпочнемо з перехідних процесів у виконавчому двигуні — ДПР-52-Н1-03-М.

Вібрації, викликані перехідними процесами не мають періодичного характеру, на відміну від вібрацій, викликаних дисбалансом ротора виконавчого двигуна та дисбалансом зубчатих коліс. Перехідні

процеси у привідних двигунах складні, їх детально викладено в теорії електроприводу [2].

Пусковий момент під час роботи механізму величина не стала, але для наведених обчислень з метою їхнього спрощення вважатимемо величину пускового моменту незмінною.

Вплив некомпенсованого кінетичного моменту К визначається за формулою

$$M_H = dK/dt, \quad (11)$$

де M_H — збуджуючий момент, що діє на КА внаслідок некомпенсованого кінетичного моменту СБ.

Розглянемо систему рівнянь, що описує коливання КА під впливом наведених вище факторів [21, 23]:

$$(I_{КА} + I_{сб}) \cdot \ddot{\alpha} = I_{сб} \cdot \ddot{\gamma}, \quad (12)$$

$$I_{сб} \cdot (\ddot{\alpha} + \ddot{\gamma}) = C_p \cdot (\gamma - \delta) + M_{тсб} + d_{сб} \cdot \ddot{\gamma},$$

$$M_{п} = I_{сб} \cdot \ddot{\delta} + M_{тдв},$$

де $I_{КА}$ — момент інерції КА; $I_{сб}$ — момент інерції приводу СБ; C_p — жорсткість редуктора; $M_{п}$ — пусковий момент привідного двигуна; $M_{тдв}$ — сумарний момент сил тертя, що діє вздовж осі ротора привідного двигуна; $M_{тсб}$ — момент сили тертя на осі обертання СБ; α — кут повороту КА; δ — кут повороту вихідного валу редуктора з урахуванням кінематичних похибок; γ — кут повороту СБ; $d_{сб}$ — коефіцієнт сил в'язкого тертя на осі оберту СБ.

Вважаючи, що $M_{п} \gg M_{тдв}$ та нехтуючи величиною $d_{сб}$, спростимо систему рівнянь (12):

$$I_{сб} \cdot [(I_{КА} + I_{сб})/I_{сб} \cdot \ddot{\gamma} + \ddot{\gamma}] = C_p \cdot (\gamma - \delta) + M_{тсб},$$

$$M_{п} = I_{сб} \cdot \ddot{\delta}. \quad (13)$$

Вирішення системи наведених рівнянь при відомих величинах осьових моментів інерції КА та механізму, пускового моменту, моменту сили тертя, що діє вздовж осі ротора привідного двигуна, дає змогу визначити кутове прискорення СБ та збуджуючий момент, зумовлений скінченною жорсткістю редуктора.

Позначаємо середню величину кутового прискорення СБ як $\ddot{\delta} = \varepsilon_{сб}$ і визначаємо цю величину з останнього рівняння (13). Далі розв'язуємо диференціальне рівняння та отримуємо збуджуючий момент $M_{ж}$ від наявності жорсткості редуктора (табл. 2).

Визначимо збуджувальний момент від наявності люфту. Люфт θ , величина якого приведена до осі обертання СБ, зумовлює збільшення кутової швидкості вихідної частини приводу в початковий мо-

Таблиця 2. Збурюючі моменти механізмів КА (Н·м)

Механізм	M_{Π}	$M_{\Gamma P}$	M_{Δ}	$M_{R\}$	$M_{\text{ж}}$	$M_{\text{с}}$
№ 1	0.0175	0.0000001	0	0.000441	0.00011	0.0279
№ 2	0.2	0.0000002	0.0165	0.00123	0.00019	0.2857

мент руху (зрушення) СБ. Використовуючи відомі викладки механіки машин [3] та враховуючи раніше наведені припущення, отримуємо формулу для визначення збурюючого моменту, викликаний люфтом кінематичної передачі:

$$M_{\Delta} = I_{\text{сб}} \cdot (2 \cdot \varepsilon_{\text{сб}} \cdot \theta)^{1/2}, \quad (14)$$

де $I_{\text{сб}}$ — момент інерції навантаження; $\varepsilon_{\text{сб}}$ — кутове прискорення сонячної батареї, яке визначено з системи рівнянь (13); θ — величина люфта.

Необхідно відзначити, що при збільшенні величини люфта збурюючий момент, зумовлений люфтом, може зрівнятися з пусковим моментом приводного двигуна.

Розглянемо вплив кінематичних похибок механізму приводу СБ на величину збурюючого моменту, що діє на КА. В цьому випадку кут повороту СБ з урахуванням кінематичних похибок редуктора можна представити у вигляді

$$\delta = \delta' + f(\delta''), \quad (16)$$

де $f(\delta'')$ — кінематична похибка редуктора, δ' — кут повороту вихідного валу «ідеального» редуктора; δ — кут повороту вихідного валу редуктора з урахуванням кінематичних похибок.

Кінематичну похибку зубчатої передачі можна представити сумою гармонічних складових з різною частотою k за період T . Зокрема вони визначаються числом обертів шестерні та колеса, числом входів зубців в зачеплення.

Для наведених механізмів з метою визначення сумарної кінематичної похибки $\sum \delta_{\varphi}$ та мертвого ходу наведеного механізму $\sum J_{\varphi}$ скористаємось формулами [3, 17]:

$$\sum \delta_{\varphi} = \delta\varphi/i_{12} + \delta_{\varphi 12}/i_{34} + \dots + \delta_{\varphi(n-1)n}/i_{n(n+1)}, \quad (17)$$

$$\sum J_{\varphi} = J_{\varphi}/i_{12} + J_{\varphi 12}/i_{34} + \dots + J_{\varphi(n-1)n}/i_{n(n+1)}, \quad (18)$$

де δ_{φ} , $\delta_{\varphi 12}$, ..., $\delta_{\varphi(n-1)}$, $\delta_{\varphi n}$ — кінематична похибка відповідної ланки; i_{12} , i_{34} , ..., $i_{(n-1)}$, i_n — передаточ-

не співвідношення відповідної ланки; J_{φ} , $J_{\varphi 12}$, ..., $J_{\varphi(n-1)}$, $J_{\varphi n}$ — мертвий хід відповідної ланки.

Наявність мертвого ходу між зчепленими зубчатими колесами визначає кінематичний мертвий (вільний) хід зубчатої передачі. Мертвий хід пари зчеплених зубчатих коліс визначається кутом повороту φ першого колеса відносно нерухомого другого. Мертвий хід знижує точність дії механізму та викликає його вібрації.

Фізична суть мертвого ходу для механізму, що складається з багатьох ланок, полягає в тому, що це кут, на який повернеться вихідне зубчате при нерухомому вхідному колесі (шестерні). Зокрема, величина цього кута зумовлює зміну кутової швидкості вихідної ланки механізму під час перехідних процесів і, як наслідок, величину кутового прискорення, що визначає додатковий збурюючий момент. Дія цього збурюючого моменту на КА викликає його коливання.

Для визначення сумарного мертвого ходу наведеного механізму достатньо знати передаточне співвідношення для кожного ступеня, модуль та кількість зубців, міжосьову відстань між зубчатыми колесами та вид зачеплення. Для більшої зручності необхідно перевести кінематичну похибку з лінійних одиниць в кутові.

Методику визначення сумарного мертвого ходу зубчатих механізмів детально викладено в роботі [3].

Оцінку кінематичної похибки здійснено відповідно до вимог ГОСТ 1643-81. Методів визначення кінематичних похибок зубчатих передач розроблено достатньо. Для зазначених механізмів використано два методи визначення кінематичної похибки передачі:

1) метод розрахунку на максимум-мінімум, що враховує лише крайні відхилення ланок механізму та їхні «несприятливі» комбінації;

2) ймовірнісний метод розрахунку, що враховує закони або характеристики розподілу похибок ланок механізму та ймовірність різноманітних комбінацій відхилень ланок механізму.

Формули (17), (18) стосуються першого методу, який є більш простим, але достатнім для спрощеної оцінки коливань КА. Як видно, похибка кожної передачі приводиться до вихідної n -ї ланки. Тому формально у передачі має бути парна кількість зубчатих коліс. У випадку наявності паразитної ланки її необхідно враховувати двічі — як ведучу ланку у парі з попереднім та ведучу у парі з наступною ланкою.

Вибір долі ризику та інші необхідні для розрахунку коефіцієнти визначаються вимогами ГОСТ 21098-82.

Величина кута точності фіксації наведеного механізму зумовлює додаткове кутове прискорення вихідного валу механізму під час перехідних процесів, що викликає додатковий збурюючий момент і зрештою вібрації КА.

Момент збурення, викликаний наявністю кінематичних похибок, визначається за формулою:

$$M_k = I_{сб} \cdot (2 \cdot \varepsilon_{сб} \cdot \nu)^{1/2}, \quad (19)$$

де $I_{сб}$ — момент інерції СБ; $\varepsilon_{сб}$ — кутове прискорення сонячної батареї; ν — величина кінематичної похибки (мертвого ходу) передачі.

Таким чином, маючи результати наведених вище обчислювань збурюючих моментів, що викликані різними факторами, та використовуючи принцип незалежної дії кожного з факторів, визначимо сумарний збурюючий момент M_c , що діє на КА:

$$M_c = (M_{тр}^2 + M_n^2 + M_{п}^2 + M_{л}^2 + M_{ж}^2)^{1/2}, \quad (20)$$

де M_n — збурюючий момент від перехідних процесів привідного двигуна; $M_{тр}$ — збурюючий момент від сил тертя; $M_{п}$ — збурюючий момент від наявності люфта, приведенного до вихідного валу механізму СБ; $M_{ж}$ — збурюючий момент, зумовлений жорсткістю редуктора; M_k — збурюючий момент, зумовлений наявністю кінематичної похибки та мертвим ходом передачі.

Скористуємось наведеними викладками для визначення збурюючих моментів іншого приводу СБ (механізм № 2, рис. 2) з такими основними характеристиками:

1. ДВ1, ДВ2 — двигун ДТР32-Н-1-16.
2. Передаточне співвідношення $i = 0.000101$.
3. Коефіцієнт корисної дії — 0.95.
4. Момент інерції навантаження — до 17 кг·м².
5. Точність фіксації в робочому стані — 0.5°.
6. Кут повороту — 90°.
7. z — кількість зубців зубчатих коліс.
8. m — модуль зубчастої передачі.

Результати обчислювань наведено в табл. 2.

Як було вказано вище, наведені в табл. 2 дані є приблизними. При розрахунках кінематичної похибки не враховано також спектральний склад гармонічних складових похибок та збурення від функціонування струмознімача і запобіжної муфти, що призначена для забезпечення плавності руху та запобігання поломі деталей механізму під час перевантаження в умовах польоту і наземного відпрацювання.

Корисно було б також математично змоделювати процеси розкриття панелей СБ, АФП, висування телескопів тощо та визначити вібрації КА під

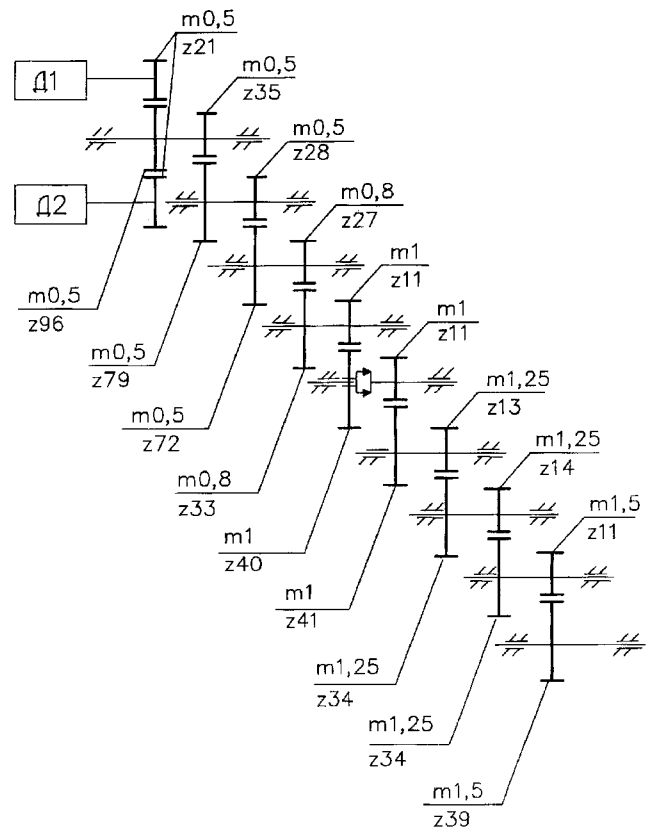


Рис. 2. Механізм № 2 орієнтації сонячних батарей

Таблиця 3. Вібрації механізмів КА

Найменування джерела збурення	Амплітуда вібрації, мрад ² /Гц	Частота вібрації, Гц
Механізм орієнтації СБ	100	2
Механізм орієнтації дзеркала	0.3	40
Компенсуючий маховик	0.02	12
Гіроскопічна силова платформа	50	8

впливом цих факторів. Крім того, оцінка впливу гнучких елементів конструкцій КА на вібрації також важлива для дослідження коливань КА.

Проте, на думку авторів, наведені результати обчислень є достатніми для попередньої оцінки коливань КА та їхнього впливу на технічні характеристики встановлених на борту КА установок життєдіяльності та наукових приладів.

В табл. 3 наведено результати експериментального дослідження вібрацій супутника зв'язку Olympos ЄКА з урахуванням впливу функціонування механізмів за даними [32]. Як видно, найбільші рівні

вібрацій створюють механізм орієнтації СБ та гіроскопічна силова платформа; найбільші рівні вібрацій знаходяться в діапазонах низьких частот.

Математичне моделювання рівня вібрацій, здійснене як російським, так і українськими науковцями, теоретично обґрунтовує величини вібрацій, що були заміряні експериментальним шляхом.

Порівняльний аналіз бортових джерел збурень КА, проведений НПВ ім. С. А. Лавочкина [20], вказав на наявність вібрацій на борту КА в діапазоні частот від 0 до 150 Гц від функціонування бортового обладнання та наявності конструкцій малої жорсткості. Результати розрахунків показали, що найбільший вплив на вібрації КА викликають коливання низької частоти від функціонування СБ та АФП.

ВИСНОВКИ

1. Величини збурень, що діють на КА внаслідок вібрацій створюваних механізмами КА, співрозмірні з величинами, що діють на КА під впливом зовнішніх факторів.

Збурення КА, викликані функціонуванням механізмів КА впливають на технічні характеристики бортового обладнання, зокрема на розрізнявальну здатність приладів спостереження Землі, стабільність лазерного зв'язку, характеристики приладів наукового призначення тощо.

Якщо додати дію зовнішніх сил, а також викликані ними термомеханічні деформації ланок механізмів, то сумарний негативний фактор на зазначені характеристики бортової апаратури ще збільшується.

2. Математичне моделювання збурень КА дозволяє опрацювати конструкторські та технологічні рішення з метою зменшення збурень від функціонування механізмів КА ще на стадії проектування КА.

Особливо актуальне математичне моделювання збурень механізмів для великих космічних конструкцій (ВКК), в яких неможливе повноцінне наземне відпрацювання внаслідок значних габаритів та масово-інерційних характеристик ВКК.

Актуальність математичного моделювання збурюючих моментів для подальших розрахунків вібрацій КА підтверджується також збільшенням терміну активного існування КА до 10—15 років та поліпшенням розрізнявальної здатності апаратури спостереження КА до 1 м та більше.

3. Збурення КА тим більші, чим більша питома частка моменту інерції СБ в сумарному моменті інерції.

4. Збільшення сумарного моменту сил тертя по осі обертання СБ та кутового прискорення ротора привідного двигуна у момент зрушення СБ приводить до збільшення збурюючого моменту.

5. Для зменшення збурень на КА необхідно здійснювати вибір привідного двигуна з меншим пусковим моментом.

6. Для значних незкомпенсованих кінетичних моментів навантаження доцільно використовувати коменсуючі маховики.

7. Збільшення кількості ступенів редуктора приводить до збільшення кінематичної похибки і, як наслідок, збурюючого моменту. Доцільним є застосування хвильової передачі, яка, незважаючи на свої недоліки, дозволяє зменшити момент збурення.

8. Для зменшення моментів збурення з метою забезпечення необхідних точнісних характеристик бортового обладнання, в тому числі і роздільної здатності порядку десятків сантиметрів та у зв'язку із збільшенням терміну активного існування КА до 15 років вдосконалюються та розробляються нові конструкторсько-технологічні рішення, що спрямовані на зменшення збурень, в тому числі на принципово нових основах.

1. Балк М. Б. Элементы динамики космического полета. — М.: Наука, 1965.—340 с.
2. Борисов К. Н., Нагорский В. Д. Электропривод летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1967.—436 с.
3. Вульфсон И. И., Ерихов М. Л., Коловский М. З. Механика машин. — М.: Высшая шк., 1996.—510 с.
4. ГОСТ 9178-81. Передачи зубчатые цилиндрические мелко-модульные, допуски. — Введ. 1981.
5. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические, допуски. — Введ. 1981.
6. ГОСТ 24346-80. Вибрация. Термины и определение. — Введ. 1980.
7. ГОСТ 21098-82. Цепи кинематические, методы расчета точности. — Введ. 1982.
8. Демидович Б. П., Марон И. А., Шувалов Э. З. Численные методы анализа. — М.: Наука, 1961.—368 с.
9. Добронравов В. В., Никитин Н. Н., Дворников А. Л. Курс теоретической механики. — М.: Высшая шк., 1974.—526 с.
10. Добрынин С. А., Фельдман Н. С., Фирсов Г. И. Методы автоматизированного исследования вибраций машин. — М.: Машиностроение, 1987.—224 с.
11. Заблонский К. И. Зубчатые передачи. — К.: Техніка, 1977.—208 с.
12. Згуровский М. З., Бидюк П. И. Анализ и управление большими космическими конструкциями. — К.: Наук. думка, 1997.—450 с.
13. Ивахненко А. Г. Моделирование сложных систем. — К.: Вища шк., 1987.—64 с.
14. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. — К.: Наук. думка, 2002.—660 с.
15. Ключев В. И. Теория электропривода. — М.: Энергоатомиздат, 1988.—560 с.
16. Кореневский Д. Г. Устойчивость динамических систем при случайных возмущениях параметров. — К.: Наук. думка, 1989.—208 с.

17. Красковский Е. Я., Дружинин Ю. А., Филатов Е. М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем. — М.: Высшая шк., 1991.—480 с.
18. Левантовский В. И. Механика космического полета в элементарном изложении. — М.: Наука, 1974.—488 с.
19. Мелуа А. И. Старт космической технологии. — М.: Наука, 1990.—185 с.
20. Моисеев А. А., Мордыга Ю. О. Сравнительный анализ влияния основных бортовых источников возмущений КА на «вибрационный смаз» изображения космического телескопа. — М.: НПО им. А. С. Лавочкина, 1998.—(www.ihst.ru/~akm.sec2(2001).htm-62k).
21. Нур Г. С., Райан Р. С., Скоффилд Х. Н. Динамика больших аэрокосмических систем и управление ими // Аэрокосмическая техника.—1985.—№ 6.—С. 129—147.
22. Пискунов Н. С. Дифференциальное и интегральное исчисление для вузов. — М.: Физматгиз, 1961.—748 с.
23. Разыграев А. П. Основы управления полетом космических аппаратов и кораблей. — М.: Машиностроение, 1977.—472 с.
24. Соболев В. А., Горелов Ю. Н. Развитие методов математического моделирования для задач механики и процессов управления. — Самара.: Самар. гос. ун-т, 1999.—(maul.samara.ru/~cosmos/structure/matherial.html-94k).
25. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. — М.: Наука, 1967.—444 с.
26. Черноусько Ф. И., Акуленко Л. Д., Соколов Б. Н. Управление колебаниями. — М.: Наука, 1984.—384 с.
27. Яблонский А. А., Корейко С. С. Курс теории колебаний. - М.: Высшая шк., 1966.—254 с.
28. Яворский Б. М., Детлаф А. А. Справочник по физике. — М.: Наука, 1985.—512 с.
29. Якушенко Ю. Г. Теория и расчет оптико-электронных приборов. — М.: Машиностроение, 1989.—360 с.
30. Berstein E. L. Natural frequencies of an orbiting space station // J. Spacecraft and rockets.—1972.—9, N 9.—P. 622—630.
31. Ryan R. S. Dynamic testings of large space systems // NASA Pap.—Sept. 1980.—N TM-78307.
32. Schlomi A. Power versus stabilisation for laser satellite communication // Appl. opt.—1999.—38, N 15.—P. 3229—3233.
33. Shlomi A., Kopeika N. S. Laser satellite communications network — vibration effect and possible solutions // Proc. of the IEEE.—1997.—85, N 10.—P. 1646—1661.

VIBRATIONS OF SATELLITE MECHANISMS

V. Ye. Shatikhin, L. P. Semenov, V. M. Borysenko

We consider the influence of satellite mechanisms on characteristics of satellite vibrations. the quantitative vibration characteristics both domestic and foreign satellites are presented. an analysis of origins and the decrease of satellite disturbances caused by functioning of solar array drive mechanisms is given.