

На правах рукописи

АРОНЗОН АЛЕКСАНДР НАТНАЕЛЬЕВИЧ

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ
МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

05.09.01. - Электромеханика и электрические аппараты

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва - 2004г.



Работа выполнена в Федеральном государственном унитарном предприятии «Научно - производственное предприятие - Всероссийский научно-исследовательский институт электромеханики с заводом им. А.Г. Иосифьяна» (НПП ВНИИЭМ).

Научный руководитель: доктор технических наук В.Я. Геча

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор И.П. Копылов,
доктор технических наук В.П. Верещагин

Ведущая организация: ФГУП Научно-исследовательский институт электромеханики (ФГУП НИИЭМ)

Защита состоится " 23 " декабря 2004 г. в 15 часов на заседании диссертационного совета Д 403.005.01 в НПП ВНИИЭМ по адресу: г. Москва, Хоромный тупик, д.4.

С диссертацией можно ознакомиться в технической библиотеке НПП ВНИИЭМ.

Автореферат разослан " 23 " ноября 2004 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук



Ю.Т. Портной

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

К приводам ответственных электромеханических изделий, как космического назначения (сканеры, антенны, системы ориентации солнечных батарей), так и наземного назначения (механизмы систем, обеспечивающих безопасность транспортно-технологических операций на атомных электростанциях), предъявляются повышенные требования по динамике их движения и уровню создаваемых возмущений.

Для создания изделий, отвечающих данным требованиям, необходимо развивать методы и средства расчетного и экспериментального определения динамических характеристик приводов. В связи с этим, тема диссертации является актуальной.

Цель работы

Целью работы является разработка математических моделей, методов расчета и специализированных стендов для определения динамических характеристик электроприводов электромеханических комплексов различного назначения.

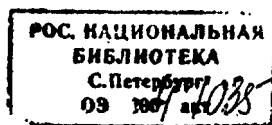
Задачи работы

Для достижения указанной цели поставлены и решаются следующие задачи:

1. Разработка математической модели ступени редуктора для использования в составе конечно-элементной модели упругой системы с большим числом степеней свободы.
2. Разработка методики проведения прочностного расчета зубчатых передач, входящих в редуктор привода, двигатель которого имеет пульсации крутящего момента.
3. Разработка методики и программно-аппаратного обеспечения для проведения измерений силовых и моментных воздействий, создаваемых электромеханическими устройствами.
4. Решение с использованием разработанных методов представительного ряда практических задач с целью проверки и необходимого уточнения соответствующих методик.

Методы исследования

Для решения поставленных задач были применены методы теоретической механики, метод конечных элементов, экспериментальные методы исследований.



Научная новизна диссертационной работы состоит в следующем:

- разработка математической модели ступени редуктора для проведения динамических расчетов редукторного привода в составе конечно-элементной (КЭ) модели, позволяющей учесть многооборотное вращение элементов привода, в том числе в составе распределенной упругой незакрепленной конструкции (космического аппарата);

- разработка метода расчета ресурсных характеристик редуктора с учетом влияния шагового электропривода;

- разработка уточненной методики расчетно-экспериментального определения динамических характеристик приводов, а также разработке имитатора нагрузок для калибровки многокомпонентного стенда определения динамических моментов;

- совершенствование методов расчетно-экспериментального исследования регулируемых приводов переменного тока с частотным управлением и механизмов на их основе, к которым предъявляются требования по динамике движения.

Достоверность полученных результатов работы определяется использованием апробированных математических методов, сопоставлением результатов расчета с результатами расчета по другим методам и программам, а также сравнением с результатами натурных экспериментов.

Практическая ценность работы состоит в том, что ее результаты могут быть использованы для определения характеристик электроприводов на стадии их разработки и испытаний.

Использование на стадии проектирования приводов предложенного метода моделирования зубчатых передач редуктора позволяет учесть вращение ротора двигателя в конечно-элементной модели системы с распределенными параметрами. Это дает возможность решить одну из основных задач, возникающих при проектировании и расчете электроприводов, - определение динамических нагрузок на привод со стороны выходного вала.

Предложенная методика уточненного расчета зубчатых передач редуктора с приводом от двигателя, имеющего значительные пульсации крутящего момента, например шагового двигателя, позволяет оптимально выбирать параметры передач редуктора с учетом требований к приводу по критерию долговечности.

Модернизированный в процессе выполнения работ испытательный комплекс позволяет контролировать электромеханические устройства по уровню создаваемых возмущений, а также нормировать их по силам и моментам. Измерительный комплекс может быть применен для проведения приемо-сдаточных испытаний приводов устройств космического назначения.

Применение измерительного стенда для исследования характеристик привода переменного тока с частотным управлением для механизмов

перегрузочной машины атомной электростанции позволило в лабораторных условиях подтвердить требования, предъявляемые к динамическим параметрам привода механизма. Аналогичный подход может быть использован для анализа динамики других приводов и механизмов на их основе.

Положения, выносимые на защиту

1. Конечно-элементная модель ступени редуктора для использования в составе модели упругой системы с большим числом степеней свободы, позволяющая учесть при проведении динамических расчетов «большие» перемещения элементов привода.

2. Методика проведения расчета на прочность цилиндрических зубчатых передач с приводом от двигателя, имеющего циклические пульсации крутящего момента, например с приводом от шагового электродвигателя.

3. Методика проведения тестовых измерений сил и крутящих моментов на многокомпонентном стенде с применением имитатора нагрузок.

4. Методы анализа и результаты проведения измерений на многокомпонентном стенде возмущающих силовых и моментных воздействий, создаваемых приводными механизмами.

5. Измерительный стенд и методика контроля характеристик, предъявляемых к электроприводу по величине и спектру развиваемого крутящего момента.

6. Математические модели упругих систем, содержащих редукторный электропривод (блок приводов солнечных батарей, привод моста перегрузочной машины для АЭС).

Реализация результатов работы

Предложенная в диссертации модель зубчатой передачи была использована в НПП ВНИИЭМ при моделировании редукторных приводов (блоков Б-36, Б-26 и Б-27) в составе блока приводов солнечных батарей Российского сегмента Международной космической станции (блока Б20).

Модернизированный испытательный комплекс и методика экспериментального определения возмущающих воздействий были использованы при приемо-сдаточных испытаниях привода модуля температурного и влажностного зондирования атмосферы (МТВЗА-ОК), разработанного Центром космических наблюдений Федерального космического агентства для российско-украинского космического аппарата (КА) «Січ-1М».

Разработанная методика для расчета на прочность эвольвентных цилиндрических зубчатых передач была применена при выполнении расчета надежности системы ориентации солнечных батарей (СБ) для космического аппарата «Кондор» (системы Р10К и Р10Т).

Предложенный метод измерений крутящего момента, создаваемого электроприводом с частотным управлением, применен в НПП ВНИИЭМ при создании стенда для исследования характеристик приводов переменного тока,

предназначенного для обеспечения движения механизмов перегрузочной машины АЭС с реактором типа ВВЭР-1000. Разработанный программно-аппаратный измерительный комплекс был использован при создании комплекса электрооборудования перегрузочной машины и шлюзовой тележки для 1-го энергоблока АЭС «Бушер», а также комплекса электрооборудования перегрузочной машины 3-го энергоблока Калининской АЭС. Этот измерительный комплекс принят в качестве базового при создании стенда типовых промышленных испытаний приводов специального назначения, изготавливаемых НПП ВНИИЭМ по теме «Ясень».

Апробация работы

Основные результаты разработок и исследований, выполненных автором в рамках настоящей диссертационной работы, доложены на XVIII Международной конференции "Математическое моделирование в механике деформируемых тел. Методы конечных элементов и граничных элементов. ВЕМ/FEM-2000". С.-Петербург. 2000 г.; на Международном форуме по проблемам науки, техники и технологии. Москва. 2001 г.

Публикации

По материалам диссертации опубликовано 7 печатных работ.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 105 наименований и двух приложений. Общий объем диссертации 166 страниц, включая 10 таблиц и 62 рисунка.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** на основе анализа литературы по рассматриваемой проблеме показана актуальность темы диссертации, проанализировано современное состояние проблемы.

Созданию и совершенствованию методов испытаний и математического моделирования приводной техники посвящены работы российских и иностранных ученых Аминова В.Р., Бранца В.Н., Легостаева В.П., Чертока Б.Е., Шуляки А.А., Клайна.

Большой вклад в создание электроприводов и аппаратуры для КА и приводов, эксплуатируемых на АЭС, а также систем управления ими, внесли специалисты НПП ВНИИЭМ Иосифьян А.Г., Шереметьевский Н.Н., Стома С.А., Авербух В.Я., Беленький А.Д., Вейнберг Д.М., Васильев В.Н., Горшков А.И., Данилов-Нитусов А.Н., Курилович В.П., Малаховский Е.Е., Мирошник О.М.,

Позняк Э.Л., Попов К.К., Портной Ю.Т., Седов К.Н., Смирнитский М.А.

Идеи использования метода конечных элементов в расчетах механизмов с учетом больших перемещений изложены в работах Сипра, Уинфри, Куркова С.В.

Вопросам конструирования и проведения прочностных расчетов зубчатых передач при многоступенчатых режимах нагружения представлены в работах Айрапетова Э.Л., Кудрявцева В.Н., Решетова Д.Н., Петрусевича А.И.

Предлагаемые в литературе подходы и методы нуждаются в дальнейшем развитии, особенно в части экспериментального исследования, моделирования и прочностного расчета приводов.

В главе 1 на основе анализа кинематики и динамики движения цилиндрической зубчатой передачи получены основные уравнения динамики привода, рассмотрены некоторые вопросы проведения расчета на прочность цилиндрических зубчатых передач с приводом от двигателя, имеющего значительные пульсации крутящего момента.

Для учета влияния редукторного привода на динамику изделия необходимо получить характеристику крутящего момента, передаваемого на его корпус, при известных крутящих моментах на входном M_1 и выходном M_2 валах редуктора, а также учесть процессы трения, сопровождающие работу редукторов.

С использованием принципа Д'Аламбера и основных положений теории зубчатых эвольвентных зацеплений для однопарного зацепления (рис. 1) были получены следующие уравнения динамики, учитывающие влияние кулоновского и вязкого трения:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_1 - T_{12} \cdot r_{b1} + F_{\tau p1} \cdot l_1 + \nu \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot b \cdot l_1 \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = T_{21} \cdot r_{b2} - F_{\tau p2} \cdot l_2 - \nu \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \cdot b \cdot l_2 - M_2 \end{cases} \quad 0)$$

где $\varphi_{1(2)}$ - угловое ускорение шестерни (зубчатого колеса); $J_{1(2)}$ — момент инерции шестерни (зубчатого колеса); ν - коэффициент вязкого трения. Остальные использованные в формуле (1) обозначения приведены в подписи к рис. 1.

Важно отметить, что учет вязкого трения позволяет более полно описать реальные особенности движения вращающейся зубчатой пары.

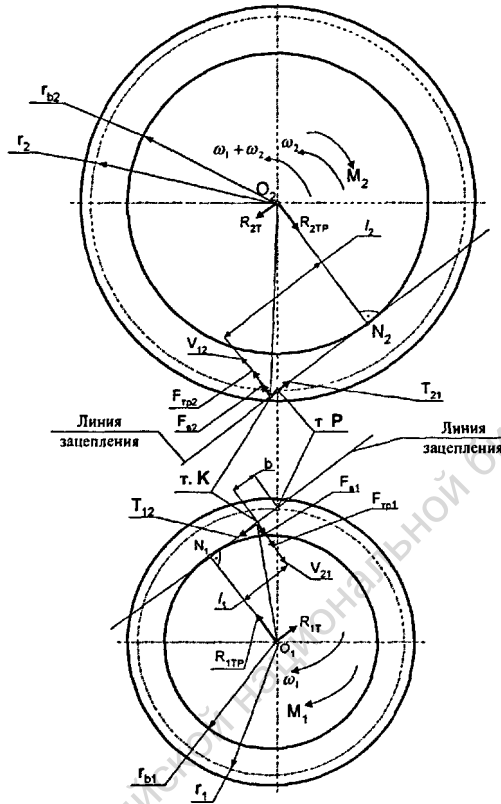


Рис. 1. Схема цилиндрического зубчатого зацепления:

т. К - точка контакта; т. Р - полюс зацепления; $T_{12(2)}$ - усилие в зацеплении (сила нормального давления), приложенное к шестерне (колесу); $F_{TP1(TP2)}$ - сила кулоновского трения; приложенная к шестерне (колесу); $F_{a1(a2)}$ - сила вязкого трения, приложенная к шестерне (колесу); $l_{1(2)}$ - длины частей активной линии зацепления; b - расстояние от точки контакта до полюса зацепления; r_{b1} - радиус основной окружности шестерни; r_{b2} - радиус основной окружности колеса; $r_{1(2)}$ - радиус делительной окружности шестерни (колеса); $\omega_{1(2)}$ - частота вращения шестерни (колеса); $M_{1(2)}$ - крутящий момент, приложенный к шестерне (колесу); R_T , R_{TP} - реакции в опорах, вызванные действием сил нормального давления и сил трения соответственно; V - скорость скольжения точки контакта, находящейся на одном колесе, относительно точки контакта на другом колесе.

Анализ схемы и преобразование уравнений позволяет получить выражения для усилия в зубчатом зацеплении:

$$|\vec{T}_{12}| = |\vec{T}_{21}| = \frac{M_1 + J_1 \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot i + M_2 + J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - v \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot (i+1) \cdot b \cdot l}{a_2 - f \cdot l},$$

где

$l=l_1+l_2$ – длина линии зацепления; $a_b=r_{b1}+r_{b2}$;

а также крутящего момента, передаваемого на корпус редуктора:

$$M_{корп} = M_1 + M_2 - J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2.$$

Для редукторного привода, кинематическая схема которого приведена на рис. 2,

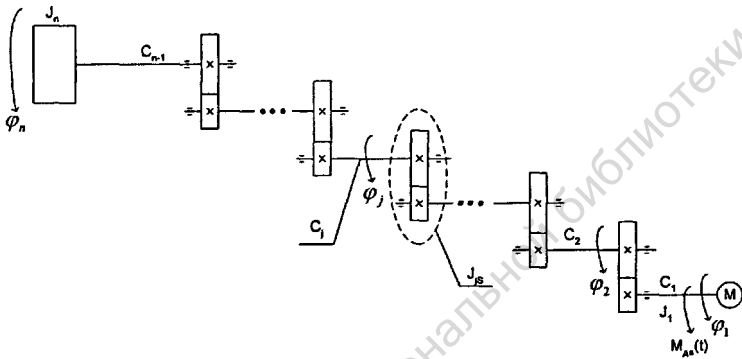


Рис. 2. Схема редукторного привода

уравнения динамики, полученные с помощью уравнения Лагранжа второго рода, имеют вид:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\dot{i}_2 \cdot \varphi_2 - \varphi_1) = M(t) \\ \dots \\ J_{j2} \ddot{\varphi}_j + C_j (i_{j+1} \cdot \varphi_{j+1} - \varphi_j) - C_{j-1} (i_j \cdot \varphi_j - \varphi_{j-1}) = 0 & j = 2 \dots n-1, \\ \dots \\ J_n \ddot{\varphi}_n - C_{n-1} (\varphi_n - \varphi_{n-1}) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

где n – число обобщенных координат (углы поворота учитываемых в модели материальных тел); φ_j – угол поворота j -го вала, приведенный к выходному n -му валу; i_j – передаточное отношение в j -й зубчатой передаче, передающей движение с $j-1$ - вала на j вал; $J_{j2} = J_j + J_{j-1}$ – момент инерции зубчатой передачи, приведенный к выходному валу привода; J_1 – момент инерции ротора двигателя, приведенный к выходному валу привода; J_n – момент инерции нагрузки; $M(t)$ – крутящий момент двигателя, приведенный к выходному валу привода; C_j – крутильная жесткость j -го вала, приведенная к выходному валу привода.

Распространяя результат, полученный для одной передачи, на многоступенчатый редуктор, получим следующую зависимость для крутящего момента, передаваемого на корпус редуктора:

$$M_{корп} = M_{дв} - \sum_{j=1}^n J_j \cdot \ddot{\varphi}_j,$$

где $M_{\text{вых}}$ - крутящий момент, приложенный к выходному валу привода, J_j , $\ddot{\phi}_j$ - моменты инерции и угловые ускорения валов редуктора, $j=1..n$.

Необходимо отметить, что жесткости C , входящие в уравнения (2), определяются многими факторами, включая податливости зубьев, наличие боковых зазоров, смазки и др. При этом крутильная жесткость валов редуктора может значительно превышать жесткость ряда дополнительных вязкоупругих элементов, входящих в состав привода, например соединительных или предохранительных муфт и др.

При пульсациях крутящего момента двигателя в редукторе возникают дополнительные усилия, которые оказывают существенное влияние на прочность и долговечность элементов зацепления. Это необходимо учитывать при проектировании привода, особенно с использованием шагового двигателя.

В диссертации получены расчетные зависимости, позволяющие провести расчет на контактную прочность и изгиб зубьев для наиболее распространенных типов зубчатых передач, применяемых в редукторных приводах космического назначения: цилиндрической эвольвентной передачи и планетарной передачи типа $2k-h$ *tuna C*.

При расчете на контактную прочность активных поверхностей зубьев расчетную нагрузку следует принимать равной величине максимального крутящего момента, развиваемого двигателем.

Для вычисления эквивалентной нагрузки, используемой для расчета на прочность при изгибе, для редукторов с цилиндрическими эвольвентными передачами внешнего и внутреннего (планетарных типа $2k-h$ *tuna C* — передача с ведущим водилом и ведомым центральным колесом) зацепления получена следующая зависимость:

$$T_{FE} = T_{\max} \cdot q_f \sqrt{\sum_{k=1}^b \left(\frac{\Delta \cdot z_{1(2)}}{360^0} \cdot k \right)^{q_{fr}}} \cdot \frac{\Delta \cdot z_{1(2)}}{360^0},$$

где b - целое число шагов, приходящихся на один зуб ведущего колеса;

z_1 - число зубьев шестерни первой передачи для передачи внешнего зацепления;

z_2 - число зубьев заторможенного солнечного колеса передачи типа $2k-h$ *tuna C*;

Δ - угловой шаг расположения обмоток статора в шаговом двигателе, град.

Число циклов изменения изгибных напряжений для зубчатых колес, движущихся со скоростью ротора двигателя:

$$N_k = 10 \cdot \Delta \cdot f \cdot L_h \cdot n_w \cdot \left(1 + \frac{360^0}{\Delta \cdot z_{1(2)}} \right),$$

где n_w - количество колес (сателлитов), находящихся в зацеплении с рассматриваемым колесом (сателлитом); L_h - срок службы привода, ч; f - частота управляющих импульсов, Гц; остальные обозначения соответствуют ГОСТ 21354-87.

Для анализа динамики и прочности привода целесообразно рассматривать расчетную схему редуктора с учетом:

- особенностей конструкции;
- представляющего интерес частотного диапазона задачи;
- характерных собственных частот механической системы, в которую встроены привод.

При этом существенное значение имеют динамические характеристики приводов, такие как: момент инерции; кинетический момент; электромагнитный момент (временное и спектральное представление); момент сил трения, включая сопротивление воздуха; вектор сил и моментов, передаваемых на места крепления привода.

На практике часто возникает необходимость определения момента, создаваемого приводом в составе довольно сложного в динамическом плане изделия, например космического аппарата, когда при рассмотрении процесса функционирования нельзя пренебречь упругими свойствами конструкции.

Такие задачи имеют весьма большую размерность и при современном развитии вычислительной техники и численных методов их целесообразно решать не аналитически, а численно, например с помощью метода конечных элементов.

Как правило, в этом случае не требуется подробное рассмотрение внутренних процессов в редукторе, а достаточно определения нагрузок на валах приводов. В связи с этим следует упростить кинематическую схему редуктора, что позволит сократить время создания и идентификации модели. При этом необходимо, чтобы выполнялось условие равенства кинетической и потенциальной энергий исходной и приведенной кинематических схем.

С этой целью в работе предложены критерии соответствия исходной и приведенной моделей редуктора:

- сохранение величины приведенного к выходному валу момента инерции подвижных элементов редуктора (валов, зубчатых колес, узлов муфт);
- сохранение величины и направления крутящего момента, передаваемого на корпус редуктора;
- сохранение величины и направления крутящего момента и угла поворота на выходном валу редуктора;
- сохранение величины, приведенной к выходному валу редуктора, жесткости наименее жесткого звена редуктора;
- сохранение массы привода.

Предложенный подход более подробно рассмотрен в главе 2 на примере математической модели разработанного в НПП ВНИИЭМ блока приводов солнечных батарей российского сегмента Международной космической станции (МКС) (рис. 3).

Для осуществления двухосной ориентации в пространстве панелей солнечных батарей предназначены три одинаковых редукторных привода, входящие в состав блока (один корневой и два боковых). Схема блока приводов (БП) приведена на рис. 4.

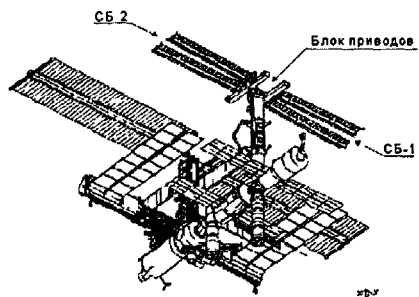


Рис. 3. Одна из возможных конфигураций МКС

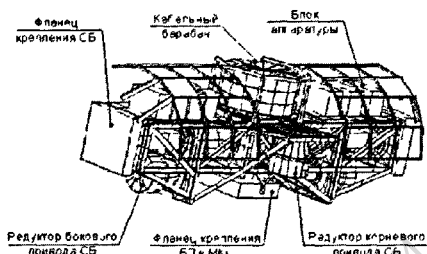


Рис. 4. Схема блока приводов солнечных батарей

Расчетное исследование динамической системы «МКС - блок приводов» показало, что особенности конструкции привода существенно влияют на динамический отклик системы, так как приведенный момент инерции ротора двигателя сопоставим с моментом инерции солнечных батарей. В связи с этим, необходимо учитывать в динамической модели системы движение основных элементов привода.

На рис. 5 и 6 представлены исходная и приведенная с использованием вышеуказанных критериев кинематические схемы одного из боковых приводов, осуществляющих вращение солнечных батарей относительно своих осей.

Преобразованная с целью понижения размерности кинематическая схема (рис. 6) представляет собой два звена с приведенными значениями моментов инерции J_p , соединенные магнитной муфтой, имеющей существенно меньшую жесткость, чем другие элементы привода.

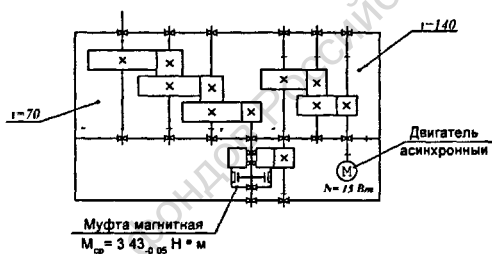


Рис. 5. Кинематическая схема привода

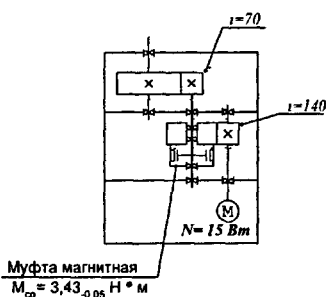


Рис 6 Преобразованная кинематическая схема привода

Математическая модель бокового привода солнечных батарей (рис. 7) содержит пять степеней свободы, связанных с угловыми перемещениями относительно оси привода следующих, рассматриваемых как жесткие, тел:

корпуса привода (МКС) (1); двух крыльев СБ (2,3); двух редукторных приводов (4,5). В каждом приводе роторы двигателей соединены с валами, на которых закреплены панели СБ через гибкую связь — магнитную муфту.

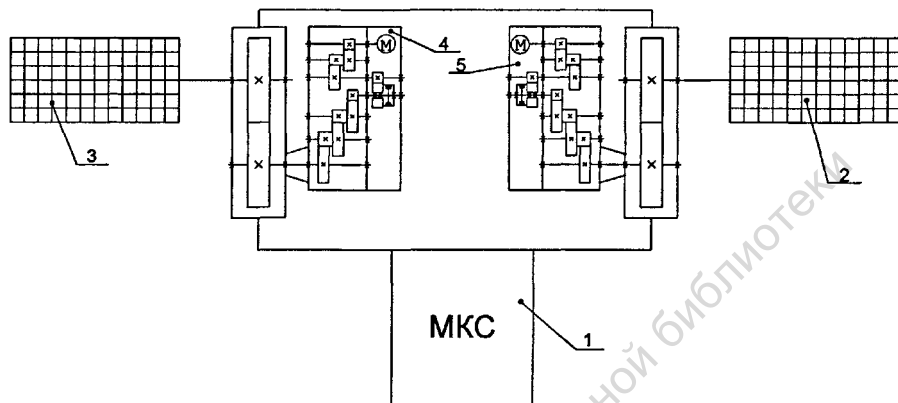


Рис. 7. Расчетная схема бокового привода

Уравнения движения этой системы имеют вид:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + 2 \cdot C_{np} \cdot \varphi_1 - C_{np} \cdot \varphi_2 - C_{np} \cdot \varphi_3 - C_{np} \cdot \varphi_4 - C_{np} \cdot \varphi_5 = M_1 - M_4 - M_5 \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - C_{np} \cdot \varphi_1 + C_{np} \cdot \varphi_2 + C_{np} \cdot \varphi_4 = M_2 \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - C_{np} \cdot \varphi_1 + C_{np} \cdot \varphi_3 + C_{np} \cdot \varphi_5 = M_3 \\ J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 - C_{np} \cdot \varphi_1 + C_{np} \cdot \varphi_2 + C_{np} \cdot \varphi_4 = M_4 \cdot i \\ J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 - C_{np} \cdot \varphi_1 + C_{np} \cdot \varphi_3 + C_{np} \cdot \varphi_5 = M_5 \cdot i \end{cases}, \quad (3)$$

где φ_k - обобщенная координата (угол поворота k -го тела); J_k - момент инерции k -го тела относительно оси привода; M_k - приложенный относительно оси привода крутящий момент к k -му телу; $C_{np} = C \cdot i_T^2$ - приведенная к выходному валу привода жесткость C магнитной муфты; i_T - передаточное отношение тихоходной части редуктора привода, расположенной от магнитной муфты до выходного вала редуктора (редуктор II на рис. 5); i - передаточное отношение редуктора привода.

Требуемое решение (угловые скорости движения) было получено путем проведения прямого и обратного преобразования Лапласа по каждой обобщенной координате.

Уравнения (3) могут использоваться непосредственно для определения крутящих моментов в элементах привода.

Для использования полученной математической модели привода в составе конечно-элементной модели конструкции МКС, с сохранением особенностей редуктора, ей в соответствие был поставлен математический аналог редуктора, реализуемый в виде совокупности конечных элементов и граничных условий из библиотеки расчетного комплекса СТАДИО, разработанного доктором

технических наук А.М. Белостоцким.

Валы редуктора предлагается представить с помощью стержневых (балочных) элементов, а зубчатые передачи моделировать жесткими связями узлов по определенным степеням свободы. Эти связи образуют своего рода «рычаги», соотношение длин которых позволяет задавать передаточное отношение между валами, при этом угловые перемещения связанных узлов будут пропорциональны длинам соответствующих рычагов.

Так на рис. 8 показан узел А, не принадлежащий конечным элементам, используемый для связи поворотов крайних точек валов 1 и 2 с заданным передаточным отношением i . Для этого:

- 1) расстояния от узла А до валов 1 и 2 выбраны так, чтобы их отношение было равно i ;
- 2) Узел А и узлы валов 1 и 2 связаны жестко в направлении X (при отсутствии связей по другим степеням свободы).

Таким образом, наложенные связи создают своего рода шарнир в плоскости XOY, в котором реализуется соотношение углов поворота плеч $\varphi_2 = i\varphi_1$ вокруг оси Z за счет равенства перемещений узла А валов 1 и 2 в направлении оси X.

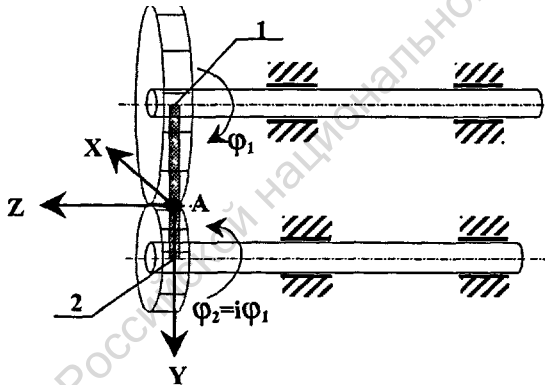


Рис. 8. Конечно-элементная модель ступени редуктора

Представленная схема реализована в конечно-элементном расчетном комплексе «СТАДИО» с использованием жестких связей узлов конечных элементов (1 и 2 на рис. 8) с узлами конечно-элементной модели (узел А). При этом переход от матриц жесткости $[k]^e$, масс $[m]^e$ и вектора нагрузок $\{f\}^e$ «базовых» конечных элементов, к матрицам элементов $[k]^*, [m]^*$ и $\{f\}^*$, участвующих в жестких связях, не ухудшает обусловленности результирующей системы уравнений и не увеличивает ее размерности (что происходит, когда для задания «жестких вставок» и упругих связей применяются фиктивные КЭ «большой», но конечной жесткости):

$$\begin{aligned}
 [k]^* &= [T]_2^T [k]' [T]_2, \\
 [m]^* &= [T]_2^T [m]' [T]_2, \\
 \{f\}^* &= [T]_2^T \{f\}'^c, \\
 [T]_2 &= [T]_2' [T]_2'',
 \end{aligned}$$

где

$[T]_2' = \text{diag}([T]_1', [T]_2', \dots, [T]_{n_f}')_2$ - блочно-диагональная матрица учета

"жестких вставок". Если в i -м узле нет вставки, то $[T]_2' = [E]_m$. При наличии вставки вид подматрицы $[T]_2'$ зависит от типа узла и конечного элемента. В рассматриваемом случае для узла стержневого конечного элемента с шестью степенями свободы матрица имеет вид:

$$[T]_2' = \begin{bmatrix} [E]_3 & | & 0 & -\Delta z & \Delta y \\ \hline & | & \Delta z & 0 & \Delta x \\ & | & \Delta y & \Delta x & 0 \\ - & - & - & - & - \\ [0]_3 & | & [E]_3 & & \end{bmatrix},$$

где $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ - проекции вектора "жесткой вставки" в общей декартовой системе, $[T]_2'$ - матрица, учитывающая влияние n' упругих связей с узлами конечно-элементной модели.

Указанные представления были использованы в полной конечно-элементной модели блока приводов СБ, которая учитывала как многооборотное вращение элементов, связанных с работой приводов, включающих редукторы (рис. 5, 6), так и малые упругие деформации, соответствующие более чем 8000 учетным динамическим степеням свободы СБ и собственно МКС.

При отладке конечно-элементной модели блока приводов были решены частные задачи, допускающие сравнение с исходной математической моделью привода, - определение углов поворота и угловых скоростей элементов привода при приложении момента от привода или внешнего момента без учета податливости упругих элементов (главным образом МКС и СБ, которые задавались в виде имитаторов, - сосредоточенных моментов инерции). При этом аналитическая модель рассматривалась как точная (эталонная).

На рис. 9 показаны графики угловых скоростей СБ и ротора двигателя для случая приложения прямоугольного импульса крутящего момента $M_k = 0,1 \text{ кН}\cdot\text{м}$ длительностью 3 ск выходному валу привода, полученные методом КЭ и аналитически по уравнениям (3).

Анализ результатов, полученных для угловых скоростей элементов привода с помощью аналитической модели редуктора и КЭ-модели показал, что конечно-элементное и аналитическое решения практически совпадают для всех

рассматриваемых тел. Видно, что графики совпадают по средней скорости, а также по частоте и амплитуде колебаний, связанных с наличием в приводе магнитной муфты.

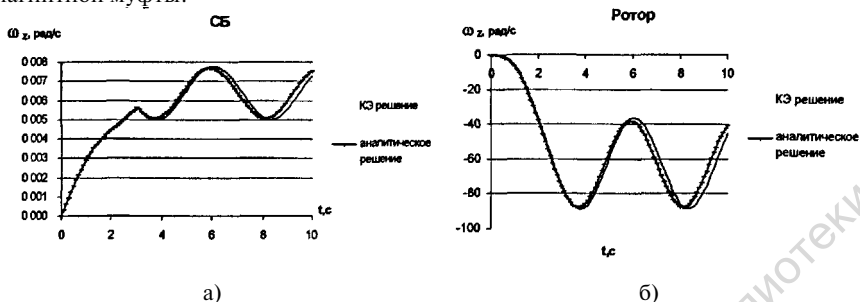


Рис. 9. Угловые скорости выходного вала (а) и ротора двигателя (б) привода

Таким образом, разработанная математическая модель привода с редуктором была применена для решения задачи динамики привода солнечных батарей в составе МКС с учетом реальных особенностей взаимодействия привода с другими частями конструкции.

Полученные результаты подтверждают достоверность предложенного подхода к построению КЭ-модели редуктора и возможность ее учета в модели блока приводов при больших угловых перемещениях элементов редуктора, составляющих по выходному валу (рис.9,а) доли оборота, а по ротору двигателя (рис.9,б) — десятки оборотов.

Глава 3 посвящена развитию методов экспериментального исследования динамических характеристик приводов, в основном космического назначения, на основе стенда, включающего шестикомпонентную силоизмерительную платформу, позволяющую проводить анализ динамики привода в составе аппаратуры (механизма) массой до 300 кг в частотном диапазоне от 0,05 до 400 Гц и в широком динамическом диапазоне.

Экспериментальное исследование динамики приводных устройств является необходимым для целого ряда практических важных задач, в том числе:

- исследование характеристик новых типов электродвигателей и систем их управления,
- получение реальных параметров приводов для последующего использования в математических моделях;
- подтверждение соответствия электромеханических систем заданным требованиям на создаваемые возмущения и других задач.

Актуальность этих задач также обусловлена проблемой «динамической точности», связанной с влиянием возмущений, создаваемых прецизионными приводами устройств дистанционного зондирования Земли (ДЗЗ), на результаты измерений приборами ДЗЗ, установленными на КА.

Для исследования силовых и моментных воздействий таких приводов был усовершенствован программно-аппаратный комплекс специализированного стенда на основе силоизмерительной платформы Kistler типа 9281В. В частности, для сбора и обработки данных были применены современные микропроцессорные анализирующие устройства, а также средства компьютерной обработки результатов измерения.

На их базе создана методика, которая позволяет:

- производить анализ возмущений, создаваемых электромеханическими приводными устройствами, для которых характерны длительные (более 120 с) периоды разгона и торможения, а также импульсный характер электромагнитного момента двигателя;
- определять по результатам измерений крутящего момента неравномерность вращения устройства, а также кинетический момент, создаваемый приводом.

Для подтверждения точности измерений модернизированным испытательным стендом сил и крутящих моментов, изменяющихся во времени, разработан физический имитатор нагрузок. Для него разработана конструкция, получены и проанализированы аналитические и экспериментальные зависимости для закономерностей изменения сил и крутящего момента, исследован их спектральный состав.

Сравнение экспериментальных и расчетных результатов, полученных для имитатора показало, что погрешность измерения по всем шести компонентам силоизмерительной платформы не превосходит 5 %.

Это означает, что если масса аппаратуры значительно меньше массы КА (что, как правило, всегда выполняется), то расчетно-измерительный комплекс, структурная схема которого представлена на рис. 10, воспроизводит реальное воздействие испытываемого устройства на КА в виде трех компонентов главного вектора силы и трех компонентов главного момента во времени с точностью до сопротивления окружающего воздуха подвижным элементам исследуемого привода.

Разработанная методика была эффективно использована для определения возмущений, создаваемых оптико-микроволновым сканером-зондировщиком МТВЗА-ОК (рис. 11), который устанавливается на российско-украинский космический аппарат «Січ-1М».

Следует отметить, что привод этого сканера-зондировщика по сравнению с ранее исследованными приводами, имеет большую длительность разгона и управляемого выбега антенного блока (АБ), а также крутые фронты разгонных импульсов электромагнитного момента двигателя АБ. Эта особенность привода радиометра потребовала усовершенствования расчетно-измерительного комплекса. В связи с этим, МТВЗА-ОК является представительным с точки зрения новых возможностей экспериментальных исследований, цель которых состоит в экспериментальном определении всех компонентов возмущений,

создаваемых устройством в различных режимах его функционирования на места крепления к космическому аппарату.

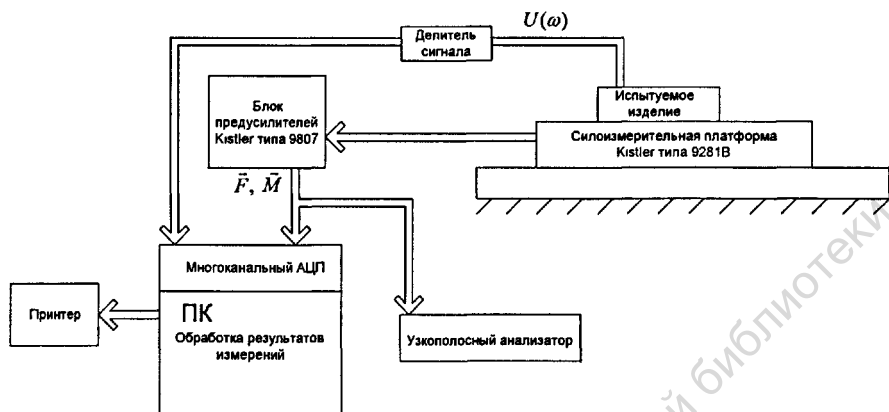


Рис. 10. Структурная схема расчетно-измерительного комплекса

Большой практический интерес представляют переходные режимы «пуск» и «останов» при автономной и совместной работе составных частей прибора - АБ и двигателя - маховика (ДМ). В этих режимах наиболее значительные возмущения передаются на КА и происходит существенное изменение кинетического момента системы в целом.

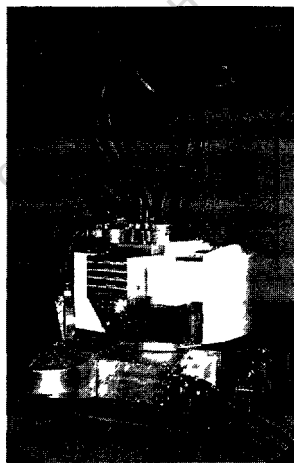


Рис. 11. Оптико-микроволновый сканер-зондировщик МТВ3А-ОК

Разгон и управляемое торможение АБ сопровождается воздействием на основание сканера-зондировщика относительно оси Z знакопеременной

последовательности чередующихся импульсов крутящего момента с крутыми фронтами - разгонных импульсов момента электромагнитных сил M_3^C и тормозных импульсов трения M_T^C (рис.12, 13).

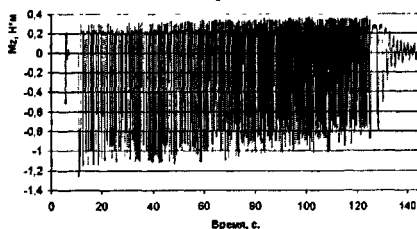


Рис. 12. Крутящий момент, создаваемый приводом МТВЗА относительно оси вращения (Z) при разгоне

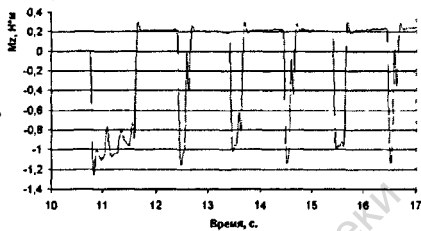


Рис. 13. Фрагмент рис. 12 в меньшем масштабе

Аналитическая зависимость для измеряемого платформой крутящего момента, приложенного к корпусу прибора МТВЗА, имеет вид:

$$M_K = M_3^C - M_T^C.$$

Кинетический момент, создаваемый АБ, и его приращение на отдельных интервалах времени могут быть оценены сверху интегрированием крутящего момента M_K , достигаемого при разгоне за время t_p ,

$$K(0, t_p) = \int_0^{t_p} M_K \cdot dt.$$

Реальная величина кинетического момента, достигаемого при разгоне на орбите, будет ниже на величину

$$\Delta K(t_p) = \int_0^{t_p} M_B^P \cdot dt,$$

где M_B^P - крутящий момент, вызванный трением зеркала антенны об окружающий воздух.

По результатам измерений в режиме «пуск-стационарный режим-останов» были установлены следующие параметры, характеризующие импульсные нескомпенсированные воздействия сканера-зондировщика МТВЗА-ОК относительно оси Z на космический аппарат (рис.14,15):

- импульс крутящего момента при первом импульсе разгона;
- кинетический момент при завершении разгона и переходе АБ на стационарный режим работы;
- кинетический момент в момент останова АБ после завершения управляемого торможения.

Также для прибора были определены момент инерции, неравномерность вращения, уровень дисбаланса АБ и другие характеристики.

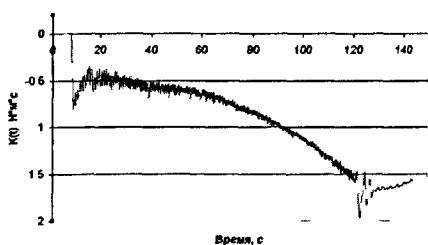


Рис. 14. Кинетический момент при разгоне

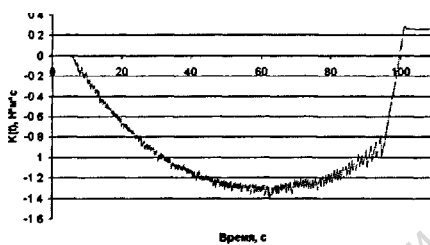


Рис.15. Кинетический момент при выбеге

При работе в стационарном режиме, поддержание постоянной скорости вращения достигается непрерывным приложением к ротору двигателя АБ коротких импульсов электромагнитного момента, который расходуется на преодоление сил трения в двигателе и сопротивления воздуха (рис.16). Спектральный состав крутящего момента в диапазоне частот 0-55 Гц (рис.17) включает частоты вращения АБ (0,35 Гц) и ДМ (48 Гц), а также гармоники с большими амплитудами на удвоенной частоте вращения АБ, частоте 4 Гц и 25 Гц. Гармоника на частоте 48 Гц характеризует крутящий момент, развиваемый двигателем-маховиком.

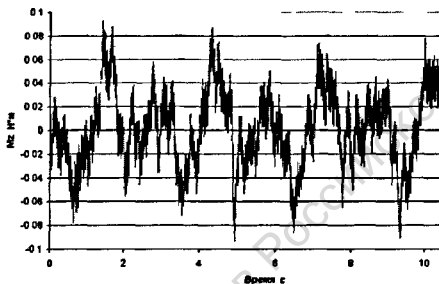


Рис. 16. Крутящий момент привода в стационарном режиме работы

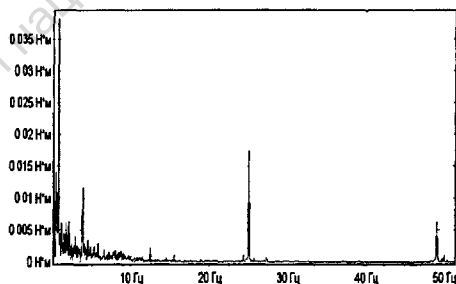


Рис. 17. Спектральный состав крутящего момента привода

Таким образом, предложенная методика и модифицированный стенд позволяют решать достаточно широкий круг задач по экспериментальному определению динамических характеристик приводов и аппаратуры.

Глава 4 посвящена разработке методов экспериментального исследования регулируемых приводов переменного тока с частотным управлением, к которым предъявляются требования по динамике движения систем на их основе. Примером таких систем являются основные механизмы перегрузочной машины (МП), осуществляющей перегрузку топлива реактора типа ВВЭР-1000. К этим механизмам (мост, тележка, захваты тепловыделяющей сборки и кластера) предъявляется требование по равномерности движения, выражаемое в

ограничении максимально допустимого ускорения, возникающего при изменении частоты вращения.

Существует ряд реализаций кинематических схем, применяемых в механизмах перемещения моста МП (рис. 18).

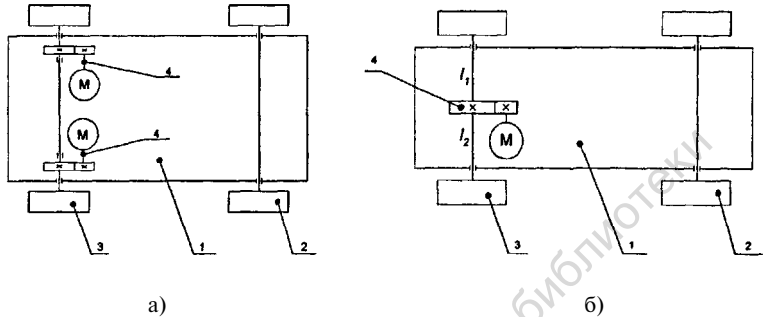


Рис. 18. Возможные кинематические схемы выполнения механизма перемещения моста МП: 1- мост, 2- ведомая ось моста, 3 -ведущая ось моста, 4 -редукторный привод, l_1, l_2 - длины осей ведущих колес

В механизме, представленном на рис. 18,а, передача крутящего момента от электродвигателя через редуктор производится непосредственно на ведущее колесо моста.

В механизме, представленном на рис. 18,б, передача крутящего момента от электродвигателя осуществляется через зубчатый редуктор, выходной вал которого имеет длину несколько метров и является осью колес моста.

В приводах механизмов действующих перегрузочных машин в основном используются двигатели постоянного тока, которые вне зависимости от частоты вращения ротора создают крутящий момент, в котором отсутствуют низкочастотные гармоники.

Основой регулируемых приводов МП последнего поколения является частотно-регулируемый асинхронный электропривод. Вследствие несинусоидальности питания, крутящий момент, создаваемый электродвигателем, может иметь пульсации.

Для того, чтобы обеспечить равномерное движение механизмов МП с различными кинематическими схемами и типами приводов, необходимо с учетом их конструктивных особенностей сформулировать требования к приводам и их системам управления по допустимым пульсациям крутящего момента.

Экспериментальное определение неравномерности движения моста проводилось на Калининской АЭС, причем на первом и втором энергоблоках установлены приводы постоянного тока (кинематическая схема моста - рис.18,а), а на третьем энергоблоке, после модернизации МП - регулируемый частотно-управляемый асинхронный электропривод (кинематическая схема моста - рис 18,б). Результаты исследования динамики моста при его движении на малой скорости 0,4 м/мин показаны для обоих случаев на рис.19,а и 19,б соответственно.

Как в приводе постоянного, так и переменного тока, несмотря на различный характер спектра, ускорения в несколько раз меньше допустимой величины.

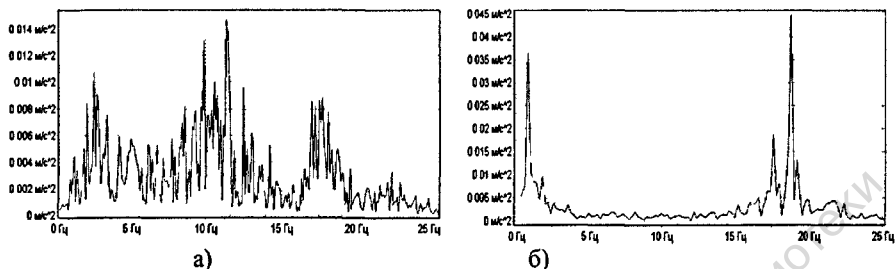


Рис. 19. Спектральный состав линейного ускорения моста МП при движении на малой скорости: (а) - на первом энергоблоке, (б) - на третьем энергоблоке

Используя подход, описанный в главе 1, получены уравнения движения моста, анализ которых показал следующее. Низкочастотная часть спектра собственных колебаний моста соответствует его движению по кососимметричной форме (расчетное значение собственной частоты 1,15 Гц), когда правое и левое ведущие колеса моста совершают колебания в противофазе, а узел колебаний находится посередине вала, в месте установки привода. Следует отметить, что по этой причине привод (рис. 18,б) не может вызывать колебаний в движении моста по этой форме, в силу ее ортогональности нагрузке (сосредоточенному в узле моменту). Кроме того, малой скорости движения моста 0,4 м/мин соответствует частота питания двигателя около 2,8 Гц, что существенно больше, чем наблюдаемая частота колебаний (0,8 Гц). Поэтому возможной причиной этих колебаний являются неоднородности рельсового пути. Симметричным формам колебаний соответствуют более высокие частоты (расчетное значение собственной частоты 6,75-10,9 Гц), которые теоретически могут возбуждаться высшими гармониками момента привода, однако экспериментально не обнаружены, очевидно, в силу малости гармоник пульсаций момента и отсутствия соответствующих резонансов (частота ближайшей третьей гармоники - 8,4 Гц). Экспериментально обнаруженные колебания с малой амплитудой перемещения (порядка мкм) на частоте 19 Гц (рис. 19,б) могут трактоваться как механические вибрации в редукторе зубцового происхождения, не связанные с электроприводом.

Так как МП является уникальным и дорогостоящим изделием, то возможность проводить полноценную экспериментальную отработку требований к пульсациям момента на штатных местах установки приводов крайне затруднена. Для контроля выполнения этих требований разработан стенд, позволяющий производить отработку режимов работы приводов в лабораторных условиях.

Электромеханический агрегат стенда состоит из испытываемого асинхронного двигателя с преобразователем и двигателя постоянного тока

(балансирной машины), валы которых соединены муфтой. Изменением возбуждения машины постоянного тока можно добиваться изменения нагрузки на ее валу и на валу асинхронного двигателя. Момент этой нагрузки можно определить по силе, передаваемой на опору балансирной машины через датчик силы. На валу асинхронного двигателя установлен оптический растровый диск, являющийся первичным преобразователем фотоэлектрического тахометра.

Схема управления работает по принципу центрированной синусоидальной широтно-импульсной модуляции.

Для сбора и обработки измерительной информации используется программно-аппаратный комплекс на базе многоканального аналого-цифрового преобразователя и ПЭВМ. Структурная схема измерительного стенда приведена на рис. 20, а место установки датчика силы - на рис. 21.

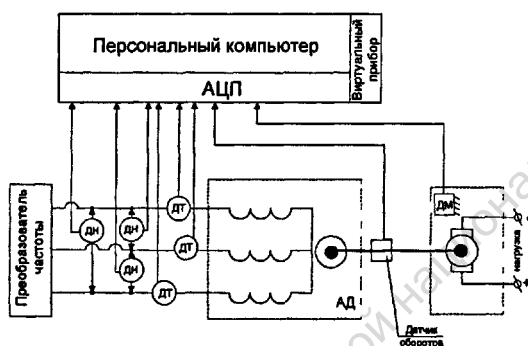


Рис. 20. Структурная схема стенда:
ДН - датчик напряжения, ДТ - датчик тока, ДМ - датчик момента, ПЧ - преобразователь частоты



Рис. 21. Схема установки датчика силы

Пример результатов измерения токов и напряжений при управляемом частотном пуске приведен на рис. 22,23.

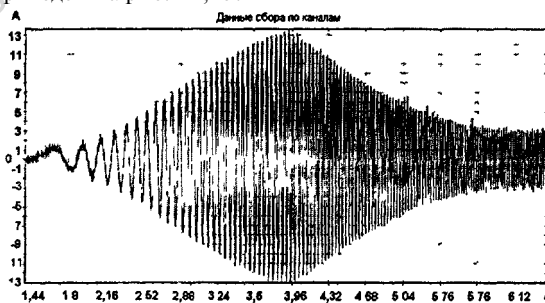


Рис. 22. Ток при частотном пуске

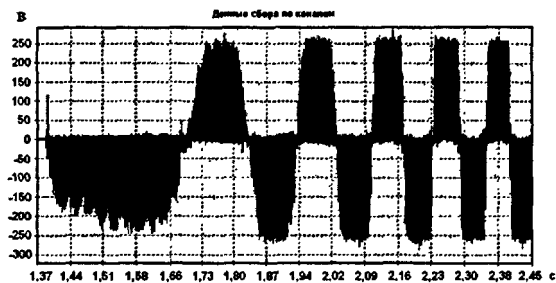


Рис.23. Линейное напряжение при частотном пуске

Для определения характеристик качества питания электродвигателя определялся гармонический состав токов и напряжений на основе разложения в ряд Фурье, а также симметричные составляющие токов и напряжений.

Результаты измерений токов и напряжений при частоте питания 50 Гц (стационарный режим работы) и дальнейшие расчеты показали, что кроме первой гармоники в токах обнаружены гармоники с номерами $K=46$, $K=50$, $K=95$, $K=97$. Однако их амплитуда не превышает 4% от амплитуды первой гармоники. Нулевой последовательности нет. Прямую последовательность образуют гармоники с номерами $K=1$ и $K=46$, обратную - гармоники с номерами $K=1$ и $K=50$.

В напряжении кроме первой гармоники имеют место гармоники с номерами $K=46$, $K=50$, $K=95$, $K=97$, достигающие по амплитуде 25/28 % от первой гармоники. Имеет место некоторая несимметрия в трехфазных системах гармонических составляющих линейных напряжений. Нулевая последовательность отсутствует полностью. Прямую последовательность, кроме первой гармоники, имеют гармонические составляющие с номерами $K=46$, $K=97$, достигающие по амплитуде 25/28 % от первой гармоники. Обратную последовательность имеют гармонические составляющие трехфазной системы с номерами $K=50$, $K=95$, достигающие по амплитуде 28 % от первой гармоники прямой последовательности.

Результаты гармонического анализа и анализа симметричных составляющих могут использоваться при проверке качества электропривода, диагностике неисправностей, расчетах мощности и других задачах.

На рис. 24, 25 приведены экспериментально полученные временные зависимости изменения частоты вращения электропривода и крутящего момента, передаваемого на нагрузку в процессе частотного пуска вплоть до достижения этими параметрами установившихся значений. График скорости построен по дискретным сигналам датчика частоты вращения. Разгон идет практически с постоянным угловым ускорением $\epsilon=20,1$ рад/с² в течение примерно 5 с от нулевой частоты до 16 об/с. Это соответствует требованиям технического задания на разработку привода, ограничивающего уровень максимального ускорения. На рис. 26 приведен график зависимости мощности, выделяемой на нагрузку от

времени. Приведенный результат получен на основании результатов измерений частоты вращения и крутящего момента, измеренного с помощью датчика силы.

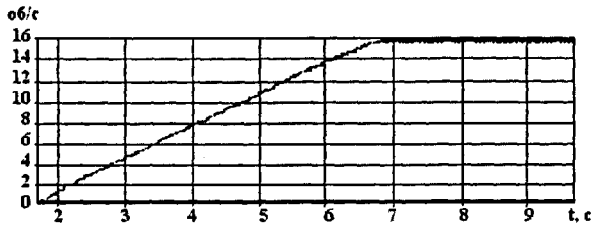


Рис. 24. Зависимость частоты вращения ротора асинхронного двигателя от времени

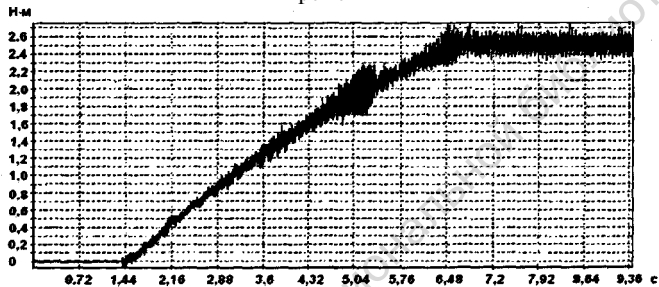


Рис. 25. Зависимость крутящего момента, передаваемого асинхронным двигателем в процессе разгона на балансирную машину от времени

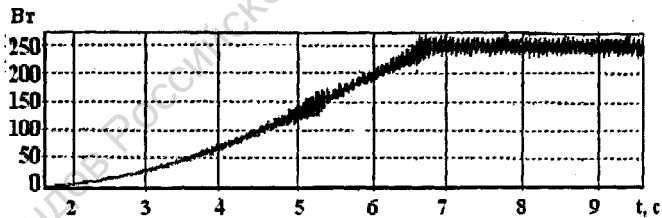


Рис. 26. Зависимость мощности, выделяемой на нагрузку от времени

Мощность на нагрузке (полезная мощность, развиваемая исследуемым асинхронным двигателем) нелинейно возрастает во времени до установившегося значения. В установившемся режиме значение момента, передаваемого балансирной машиной на опору, равно моменту, развиваемому асинхронным двигателем за вычетом момента потерь. Это косвенно подтверждается (с точностью до 5%) сравнением с пересчетом потерь мощности для номинального режима работы двигателя на фактически замеренные токи и напряжения.

В заключении диссертационной работы сформулированы основные результаты и выводы:

1. Разработаны математические модели упругих систем, содержащих редукторный электропривод (привод моста машины перегрузочной и блок приводов солнечных батарей).

2. Предложен алгоритм построения конечно-элементной модели ступени редуктора для использования в составе модели упругой системы с большим числом степеней свободы, позволяющий учесть при проведении динамических расчетов большие перемещения элементов привода. С применением предложенного алгоритма разработана математическая модель ступени редуктора, которая была применена при создании модели блока приводов солнечных батарей МКС.

3. Разработана методика проведения расчета на прочность цилиндрических зубчатых передач с приводом от двигателя, имеющего циклические пульсации крутящего момента.

4. Предложена методика измерений при помощи модернизированного расчетно-измерительного комплекса на базе силоизмерительной платформы для определения и последующего анализа временных и спектральных характеристик возмущений, создаваемых приводными устройствами с удлиненными (более 120 с) нестационарными режимами функционирования и сложными законами управления.

5. Разработана методика проведения тестовых измерений, позволяющая провести проверку точности измерений платформой сил и крутящих моментов в низкочастотном диапазоне на основе физического имитатора нагрузок. Проведены тестовые измерения по предложенной методике, показавшие, что погрешность определения расчетно-измерительным комплексом сил и крутящих моментов не превышает 5%.

6. Проведены испытания радиометра-зондировщика МТВЗА-ОК, устанавливаемого на КА «Січ-1М» с целью определения возмущающих силовых и моментных воздействий на места крепления к КА при различных режимах функционирования привода прибора. Был выявлен характер электромагнитного момента, определен момент инерции вращающегося корпуса прибора с параболической антенной, а также уровень его остаточного дисбаланса.

7. Разработан измерительный стенд и методика контроля характеристики крутящего момента электроприводов механизмов перегрузочной машины. Подтверждена правильность полученного результата измерений для стационарного режима работы привода. Погрешность результатов измерений по предложенной методике не превышает 5%.

Публикации:

1. Аронзон А.Н., Геча В.Я., Канунникова Е.А. Динамика трехкомпонентного привода солнечных батарей с упругими элементами // Электротехника. 2003. № 2.
2. Аронзон А.Н., Кроль И.А. Влияние особенностей функционирования шагового электродвигателя на долговечность зубчатых передач редуктора привода // Электротехника. 2004. № 4.
3. Аронзон А.Н., Геча В.Я., Горшков А.И., Канунникова Е.А. /Разработка единой математической модели блока приводов в составе Международной космической станции для статических и динамических расчетов // Труды Международного Форума по проблемам науки, техники и образования. М.: 2001. Т. 2.
4. Аронзон А.Н., Канунникова Е.А. Верификация математической модели привода солнечных батарей Международной космической станции «Альфа» // Труды Международного Форума по проблемам науки, техники и образования. М.: 2001. Т. 2.
5. Аронзон А.Н., Белостоцкий А.М., Геча В.Я. и др. Математическое моделирование динамики Международной космической станции «Альфа» с учетом упруго-инерционных характеристик несущей конструкции, солнечных батарей и больших перемещений механизмов // Сборник докладов конференции ВЕМ&FEM. СПб.: 2000. Т.3.
6. Аронзон А.Н., Геча В.Я., Смирнитский М.А. Расчетные и экспериментальные исследования неравномерности движения моста машины перегрузочной // Труды ВНИИЭМ. М.: Т. 101.2004
7. Аронзон А.Н., Блинников Д.Н., Кроль И.А. Программно-аппаратное обеспечение измерений характеристик автоматизированных электроприводов // Труды ВНИИЭМ. М.: Т. 101. 2004

Подписано к печати 19.11 2004 г.

Бумага офсетная формат 60x90/16

Усл. печ. л. 1,75. Уч. изд. л. 1,65. Тираж 70 экз. Зак. 191.

Типография НПП ВНИИЭМ

№ 2 5 8 6 4

Из фондов Российской национальной библиотеки