

УФИМЦЕВ Сергей Алексеевич

УДК 621.313:531.383.

**МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ И МОДЕЛИ ИССЛЕДОВАНИЯ
ДИНАМИКИ ГИРОСИСТЕМ С УЧЕТОМ ОСОБЕННОСТЕЙ
ЭЛЕКТРОПРИВОДА ЦЕПЕЙ УПРАВЛЕНИЯ**

Специальности: 05.09.03.-"Электротехнические комплексы и
системы, включая их управление и
регулирование "

05.11.03.-"Гироскопы, навигационные приборы
и комплексы"

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Челябинск - 1997

Работа выполнена в Челябинском государственном
техническом университете.

Официальные оппоненты:

заслуженный деятель науки и техники РФ, доктор технических наук,
профессор **МЕЗЕНЦЕВ А.П.** (г.Москва),
доктор технических наук, профессор **ЛОЗЕНКО В.К.** (г.Москва),
доктор технических наук, профессор **УСЫНИН Ю.С.** (г.Челябинск).


Ведущая организация – Государственный ракетный центр им. академика
Макеева В.П. (г.Миасс).

Защита состоится 12 ноября 1997 г., в 10 ч,
на заседании специализированного совета Д.053.13.07 при Челябинском
государственном техническом университете по адресу: 454080,
г. Челябинск, проспект Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ЧГТУ.

Автореферат разослан октября 1997 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
доктор технических наук, профессор

 СИДОРОВ А.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность проблемы. Достигнутые уровни точности современных гиросистем порядка $10^{-4}\%$ от измеряемой величины требуют при исследовании всестороннего и тщательного изучения динамических режимов работы приборов, определения количественных соотношений между различными составляющими погрешностей с тем, чтобы иметь возможность своевременно предусмотреть и устранить случаи возникновения автоколебаний, опасных резонансных явлений и значительных динамических ошибок.

С особой тщательностью необходимо учитывать динамику электропривода в составе гироскопических устройств (ГУ), так как системы исполнительного электропривода (ЭП) пронизывают всю схему и конструкцию ГУ и являются заключительным звеном, замыкающим цепочку реализации динамической точности гиросистем.

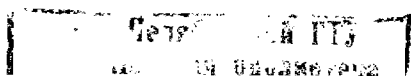
При этом динамическая математическая модель должна учитывать все основные реальные особенности ГУ с ЭП, в том числе и нелинейные, а метод исследования должен позволять с достаточной точностью изучать динамику таких сложных систем.

Однако, существующие подходы к исследованию имеют ряд ограничений по количеству и характеру нелинейностей, составу линейной части системы, поэтому проблема разработки новых подходов, методов и математических моделей исследования ГУ, позволяющих расширить возможности и повысить эффективность исследования, существенно сократить сроки проектирования и отработки, является актуальной.

Связь темы диссертации с государственными научными программами самая непосредственная, ибо именно задачи выполнения в сжатые сроки этих программ по созданию высокоточных перспективных гиросистем привели к необходимости разработки новых подходов, методов и моделей, открывающих возможность эффективного и достоверного исследования на этапе проектирования и отработки различных классов приборов с учетом десятков и сотен реальных факторов модели. Широкая номенклатура отраслевых научных программ, проводимых в период с 1972 по 1996 г.г. в НПО электромеханики, потребовала разработки новых методов и моделей для исследования практически всех типов гиросистем с их разнообразными особенностями: силовых и индикаторных, с жидкостным, шарикоподшипниковым и упругим подвесами, с асинхронными, коллекторными и вентильными электроприводами в цепях управления, с различными типами корректирующих контуров, аналоговым и импульсным управлением, в установившихся режимах и в переходных процессах и т.д.

Ряд отраслевых тем, в которых были применены разработанные в диссертации методы и модели, приведен далее в разделе "Реализация результатов работы".

Цель работы - разработка новых методов исследования и обобщенных математических моделей гиросистем с учетом особенностей электропривода цепей управления для повышения эффективности и расширения возмож-



ностей исследования на общий случай спектра и кратности корней характеристического уравнения порождающей системы при совокупном влиянии многофункциональных нелинейностей ГУ и ЭП, сокращения сроков разработки.

При достижении поставленной цели получены новые научные результаты, которые и определяют научную новизну.

Идея работы состоит в том, что для решения теоретических проблем, возникающих при разработке и исследовании динамики различных классов современных высокоточных гиросистем с учетом реальных особенностей электропривода в общем случае спектра и кратности корней характеристического уравнения порождающей системы при совокупном влиянии многофункциональных нелинейностей ГУ и ЭП требуется разработка новых подходов, математических методов и моделей, снимающих существующие ограничения, расширяющих возможности и повышающих эффективность исследования, позволяющих проводить анализ и синтез систем, сокращающих сроки разработки.

Основные научные положения, выносимые на защиту :

1. Для исследования динамики гиросистем с электроприводами цепей управления достаточно разработать методы и модели с возможностью исследования совместного влияния нелинейностей гиросистем и электроприводов в общем случае спектра корней характеристического уравнения порождающей системы.

2. Для создания метода исследования квазилинейных систем с неаналитической характеристикой нелинейности, удовлетворяющей условию Коши-Липшица, достаточно использовать метод Каменкова в виде асимптотических последовательных приближений, не требующих разложения нелинейностей в виде полиномов по степеням малого параметра.

3. Для разработки общего подхода и снятия ограничения к нахождению приближенных решений квазилинейных систем в особых случаях теории нелинейных колебаний, когда характеристическое уравнение порождающей системы содержит кратные корни с простыми элементарными делителями, достаточно перейти от исходной системы к новой, в которой рассматриваемые корни имеют кратность, равную числу соответствующих им групп решений, с помощью перехода к новому малому параметру с дробной степенью, обратно пропорциональной числу решений в группе для каждого кратного корня.

4. Для построения с помощью метода Каменкова приближенных решений квазилинейных систем с большим демпфированием, амплитуда экспоненциально-колебательных режимов которых может изменяться с конечной скоростью, достаточно перейти к обобщенному времени по линейным и угловым переменным и ввести условие отсутствия вековых членов по обобщенному времени.

5. С целью моделирования в обобщенном виде динамики корректирующих контуров (КК), инерционности элементов цепей управления электропривода и решения задач синтеза достаточно ввести в сигнал управления по обобщенным координатам эквивалентное запаздывание или опережение сигнала.

6. При оценке динамических характеристик силового трехосного гиросtabilизатора (ТГС) с асинхронными редукторными электроприводами каналов стабилизации необходимо учитывать расположение двигателей стабилизации с редукторами относительно вектора внешних перегрузок.

7. Для обоснования применения в гиросистемах исполнительного электропривода на базе вентильных двигателей (ВД) с позиционным управлением достаточно разработать и реализовать требования к электроприводу и новые законы управления, исходя из условий обеспечения точности гиросприборов в целом

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается: совпадением с точностью 5...15% результатов теоретических исследований с результатами проведенных в достаточном объеме экспериментов; совпадением некоторых результатов, полученных в диссертации, с результатами, полученными для частных случаев другими методами; положительными результатами испытаний и эксплуатации разработанных по целому ряду НИОКР гиросприборов с внедренными конструкторскими, технологическими и схмотехническими рекомендациями, полученными в ходе исследований с помощью методов и моделей, рассмотренных в диссертации.

Научное значение работы заключается в разработке нового подхода к исследованию гиросистем с электроприводом в цепях управления на базе предложенных новых алгоритмов и методов с более широкими возможностями и создаваемых с помощью этих методов обобщенных матмоделей гиросистем.

Разработанные алгоритмы на основе идей метода Каменкова снимают требование аналитичности нелинейностей в правых частях дифференциальных уравнений, снимают ограничения на исследование систем в особых случаях теории нелинейных колебаний, когда имеются кратные корни характеристического уравнения порождающей системы с непростыми элементарными делителями, позволяют исследовать экспоненциально-колебательные переходные режимы, динамику систем при наличии возмущений от мгновенных сил и при медленном изменении параметров систем со временем, а также легко уточняют влияние высших гармоник и получать высшие приближения.

Алгоритмы для исследования гиросистем с запаздыванием по обобщенным координатам и метод моделирования инерционности элементов и динамики корректирующих контуров с помощью запаздывания позволяют строить компактные обобщенные динамические модели цепей электропривода, получать обобщенные результаты исследования независимо от вида корректирующего контура, а также выходить на задачи синтеза систем.

Построение и исследование обобщенных моделей позволяет выявлять новые научные результаты по точностным возможностям приборов и формировать обоснованные требования к их параметрам на этапе проектирования.

Разработанные в диссертации новые подходы, методы и модели позволяют исследовать аналитически новые классы гиросистем с учетом более

широкого набора реальных факторов, и могут быть использованы в других областях знаний при исследовании динамики квазилинейных систем.

Практическое значение работы заключается в том, что предложенные методы и обобщенные модели позволяют на этапе разработки перспективных гиросистем с ЭП в процессе выполнения отраслевых НИОКР решать аналитически важные проблемные задачи, учитывать в моделях сразу весь комплекс основных реальных нелинейных факторов, получать обобщенные количественные оценки взаимного влияния этих факторов на точность систем, формулировать требования к соотношению параметров, законам управления и схемотехническим решениям с целью устранения нежелательных автоколебаний, опасных резонансных явлений и обеспечения динамической точности гиросистем в целом. Это позволяет целенаправленно выбирать параметры системы и методики эксперимента, что существенно сокращает сроки разработки и отработки опытных образцов приборов.

Метод моделирования иерархичности элементов и динамики корректирующих контуров с помощью запаздывания снижает порядок исследуемой системы, упрощает исследование и позволяет одновременно решать задачи синтеза. Возможности предложенных методов по исследованию систем с учетом комплекса реальных нелинейных особенностей и эффективность методов при нахождении высших приближений позволяет выявлять не раскрытые ранее механизмы ухудшения точности и точностные резервы приборов, а также разрабатывать новые практические рекомендации по повышению точности.

Реализация результатов работы. Разработанные в диссертации методы и математические модели были применены при теоретических исследованиях на этапах проектирования и отработки различных классов перспективных гиросприборов по целому ряду НИР и НИОКР, проводимых на НПО электромеханики (НПОЭ) и в отрасли в период с 1972 по 1996 г.г.:

- по отраслевой теме «Состав» при разработке и исследовании нового перспективного электропривода на базе вентильного электродвигателя с позиционным управлением для нового поколения малогабаритных силовых и индикаторных гиросtabilизаторов (ГС) и гиросинтезаторов линейных ускорений (ГИЛУ);
- при исследовании на этапе разработки в рамках отраслевой темы трехосного гиросtabilизатора с асинхронным редукторным электроприводом каналов стабилизации и астровизиром на стабилизированной платформе (СП) с обеспечением требований по динамической точности и на участке выведения и на участке астровизирования;
- при исследованиях на этапе разработки перспективных малогабаритных гиросинтезаторов линейных ускорений по отраслевой теме;
- при исследовании и разработке по отраслевой теме трехосного гиросtabilизатора с системой ускоренного приведения платформы с произвольно больших углов во время циклограммы разгона гиросинтезаторов гиросблоков в обеспечение задачи сокращения времени предстартовой подготовки;

- при исследовании динамических ошибок и уходов малогабаритного индикаторного гиросtabilизатора (ИГС) на динамически настраиваемых гироскопах (ДНГ), примененного по ряду тем, в условиях качающегося основания;
- при исследовании перспективного динамически настраиваемого гироскопа с несимметричным ротором для малогабаритных гироскопов;
- при исследовании маятниковых и струнных акселерометров, систем амортизации гироскопов и в др. задачах на этапе разработки по отраслевым НИР и НИОКР.

Основные практические рекомендации, вытекающие из проведенных исследований, использованы в конструкторско-технологической документации и при отработке и изготовлении опытных образцов и партий приборов, что подтверждено соответствующими документами.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались:

а) на всесоюзной конференции по проблемам нелинейных колебаний механических систем (г. Киев, 1974г.);

б) на четырех заседаниях семинара по механике систем твердых тел и гироскопов Института проблем механики АН СССР (г. Москва, 1976, 1978, 1979г.г.);

в) на четырех семинарах НИИ прикладной механики (г. Москва, 1978, 1979, 1980г.г.);

г) на Научно-техническом совете НПОЭ (г. Миасс, 1980г.);

д) на специализированном совете в НИИ прикладной механики под руководством Академиков Кузнецова В.И., Ишлинского А.Ю., Пилюгина А.А. (г. Москва, 1981г.)

е) на XVI Российской школе (г. Миасс, 1997г.);

Публикации и научные труды. Основные результаты диссертации опубликованы в 16 статьях, защищены 33 авторскими свидетельствами и изложены в 10 специальных научно-технических отчетах НПОЭ. Кроме того, разработанные алгоритмы были применены для исследования ряда других специальных гироскопов дополнительно более чем в 10-ти научно-технических отчетах НПОЭ, материалы по которым не вошли в диссертацию.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, приложения и изложена на 224 страницах машинописного текста, иллюстрирована 18 рисунками на 13 страницах. Список литературы занимает 9 страниц и включает 86 наименований открытых советских и зарубежных источников. Список остальной специальной литературы приведен в отдельном приложении к диссертации.

Основное содержание работы

Значительный вклад в постановку и решение различных аспектов теоретических и практических задач по исследованию нелинейной динамики гиросистем внесли такие ученые как А.Ю. Ишлинский, В.И. Кузнецов, Д.М. Климов, Д.С. Пельпор, Б.И. Назаров, Д.Р. Меркин, Ю.Г. Мартыненко, Я.Л. Луц, Н.В. Бутенин, С.А. Харламов, Л.А. Северов, Я.Н. Ройтенберг, А.А. Лапин,

С.С.Ривкин, Г.Д.Блюмин, Н.Н.Духанин, С.А.Черников, И.В.Новожилов, В.И.Решетников, В.А.Бесекерский, Е.А.Фабрикант, А.Н.Филин, А.П.Мезенцев, Л.Н.Слезкин, А.С.Гришин, Р.А.Колосов, Е.А.Рахтеенко, В.Ф.Журавлев и многие другие.

При этом исполнительный электропривод в составе сложных гиросистем рассматривался либо как идеальный источник момента, либо заменялся слишком приближенной и упрощенной моделью, не учитывающей ряд важных реальных особенностей. Впервые необходимость учета особенностей электропривода в составе гиросистем была обоснована в работах С.Г.Воронина. Это объясняется тем, что электропривод пронизывает всю схему гиросистем и замыкает цепочки реализации точностных возможностей приборов, а также тем, что для современных высокоточных малогабаритных гиросистем доля гироскопического момента по сравнению с моментами исполнительных двигателей уменьшается. Особенно важным и перспективным для гиросистем является электропривод на базе вентильных двигателей, исследованию которого посвящены работы И.Н.Вевюрко, С.Г.Воронина, В.К.Лозенко, В.А.Лифанова, И.А.Овчинникова, и др. ученых.

Однако учет реальных нелинейностей электропривода в совокупности с комплексом нелинейностей гиросистем, упругой податливостью элементов подвеса, инерционностью управляющих цепей, динамикой корректирующих контуров и другими факторами предъявляет высокие требования к методу исследования как с точки зрения точности, так и с точки зрения эффективности получения решений, описывающих динамику приборов.

Из теоретических методов исследования динамики квазилинейных систем, к которым относятся и гиросистемы, наиболее широко распространение получили всемирно известные методы Ляпунова-Пуанкаре и асимптотический метод Крылова-Боголюбова-Митропольского, развивавшийся в трудах В.М.Волосова, И.В.Новожилова и других ученых.

Тесно к этим методам примыкает метод Г.В.Каменкова, который дает возможность обосновать полученные результаты в случае кратных корней определяющей системы уравнений и открывает путь к оценке погрешности построенного решения, но требующий аналитичности правых частей уравнений. Метод Каменкова развивался в трудах В.Г.Веретенникова, С.А.Горбатенко, В.Г.Гроумондза и др. исследователей. Как отмечал Н.Н.Моисеев, метод Каменкова обладает высокой эффективностью и его возможности, по-видимому, не ограничиваются тем кругом задач, для которых он был создан.

Однако известные методы имеют ограничения по характеру нелинейностей, возможностям исследования переходных процессов, по спектру и кратности корней характеристического уравнения порождающей системы, в то время как необходимость исследования реальных гиросистем требует решения этих задач. Поэтому для решения разнообразных задач по исследованию динамики гиросистем требуется разработка нового подхода с новыми методами и моделями, расширяющего возможности исследования и учитывающе-

го реальные особенности приборов, что доказывает первое научное положение, выносимое на защиту.

Для создания нового системного подхода, в части методов на основе развития идей метода Каменкова разработаны новые алгоритмы для общего случая исследования динамики квазилинейных систем со многими степенями свободы и неаналитической характеристикой нелинейности, удовлетворяющей условию Коши-Липшица, при произвольном спектре и кратности корней характеристического уравнения порождающей системы и медленном изменении параметров со временем в условиях действия мгновенных сил, вибраций и медленно меняющихся перегрузок.

Для распространения метода Каменкова на системы с неаналитической характеристикой нелинейности вместо отыскания решений традиционным путем в виде рядов по степеням малого параметра используется метод последовательных приближений, не требующий разложения нелинейностей в виде полиномов по степеням малого параметра.

Рассматривается система

$$\dot{x}_s = \sum_{\gamma=1}^n a_{s\gamma} X_\gamma + \mu U_s(x_1, \dots, x_n, \mu), \quad (1)$$

где $a_{s\gamma} = \text{const}$, μ - малый параметр, U_s - нелинейные функции, непрерывные в некоторой области D изменения переменных X_1, \dots, X_n, μ , удовлетворяющие в этой области условию Коши-Липшица.

Предполагается, что характеристическое уравнение порождающей системы ($\mu = 0$) имеет ℓ_1 нулевых корней и ℓ_2 пар чисто мнимых корней $\pm \sqrt{-1} \omega_k$, остальные корни имеют отрицательные вещественные части. Далее, при условии, что среди корней нет кратных с непростыми элементарными делителями, система (1) с помощью неособенного преобразования приводится к виду:

$$\begin{aligned} \dot{r}_i &= \mu R_i(r, \theta, z, \mu), \\ \dot{r}_k &= \mu R_k(r, \theta, z, \mu), \\ \dot{\theta}_k &= \omega_k + \mu F_k(r, \theta, z, \mu), \\ \dot{z}_q &= \sum_{\alpha=1}^{n-m} b_{q\alpha} z_\alpha + \mu Z_\alpha(r, \theta, z, \mu), \end{aligned} \quad (2)$$

где $\Gamma = \{\Gamma_1, \dots, \Gamma_m\}$; $\Theta = \{\theta_1, \dots, \theta_{\ell_1}\}$; $Z = \{z_1, \dots, z_{n-m}\}$;
 $i = 1, \dots, \ell_1$; $k = 1, \dots, \ell_2$; $q = 1, \dots, n-m$; $m = \ell_1 + \ell_2$,

а нелинейные функции R_j, R_k, F_k выражаются через исходные функции U_s .

Спектр постоянной матрицы $\{b_{q\alpha}\}$ не содержит точек 0 и $\pm\sqrt{-1}\omega_k$.

Следуя основной идее метода Каменкова, вводятся функции Ляпунова V_j с помощью уравнений

$$\dot{r}_j = v_j + \mu \Phi_j(v, \theta, \mu), \quad (3)$$

$$\text{где } v = \{v_1, \dots, v_m\}, \quad j = 1, \dots, m;$$

Φ_j — непрерывные, периодические относительно θ_k функции, которые определяются далее методом последовательных приближений.

Система (2) с учетом выражения (3) принимает вид:

$$H\dot{v}_j = \mu \varphi_j(v) + \mu^2 P_j(v, \theta, z, \mu), \quad (4)$$

$$\dot{\theta}_k = \omega_k + \mu F_k(v, \theta, z, \mu),$$

$$\dot{z}_q = \sum_{\alpha=1}^{n-m} b_{q\alpha} z_{q\alpha} + \mu Z_q(v, \theta, z, \mu),$$

$$\text{где } H = 1 + \mu H^* \left(\frac{\partial \Phi}{\partial v} \right);$$

$$H^* \text{ — полином относительно аргументов } \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial v} \right\};$$

$\varphi_j(v)$ — определяющие функции исходной системы.

Далее функции Φ_j находятся методом последовательных ℓ -х приближений в виде $\Phi_j^{(\ell)}$, при этом полагается при $\ell = 0$, $\Phi_j^{(0)} = 0$.

Очевидно, что находя $\Phi_j^{(\ell)}$ и $Z_q^{(\ell)} = \mu Y_q^{(\ell)}$, можно получать в ℓ -м приближении решения для $v_j^{(\ell)}$.

Показывается, что необходимым и достаточным условием существования устойчивого почти - периодического решения исходной системы является выполнение соотношений:

$$\begin{aligned} \text{sign } \varphi_j^{(\ell)}(v_0 + \varepsilon_1^{(1)}, \dots, v_{0m} + \varepsilon_m^{(1)}) = \\ = -\text{sign } \varphi_j^{(\ell)}(v_0 - \varepsilon_1^{(2)}, \dots, v_{0m} - \varepsilon_m^{(2)}), \end{aligned} \quad (5)$$

где v_{0j} — корни определяющей системы уравнений

$$\varphi_j^{(\ell)} = \{v_1, \dots, v_m\} = 0; \quad (6)$$

$$\varepsilon_j^{(1,2)} = \left\{ \varepsilon_1^{(1,2)}, \dots, \varepsilon_m^{(1,2)} \right\} \text{ - положительные числа, удовлетворяющие}$$

условиям

$$\varepsilon_j^{(1)} < v_{0g+1} - v_{0g}, \quad \varepsilon_j^{(2)} < v_{0j} - v_{0j-1}, \quad g = 1, \dots, m;$$

v_{0g+1} и v_{0g-1} - ближайшие к v_{0g} корни уравнения (6), причем

$$v_{0g-1} < v_{0g} < v_{0g+1}.$$

Очевидно, в частности, что когда функции $\varphi_j^{(\ell)}$ являются полиномами, выполнение условия (5) сводится, как и у Каменкова, к нечетной кратности корней определяющей системы (6).

Доказано, что полученные по предложенному алгоритму значения v_{10}, \dots, v_{m0} удовлетворяют оценке:

$$\left| v_j^* - v_j^{(\ell)} \right| = O(\mu^{\ell+1}), \quad (7)$$

где v_j^* - точное значение искомого параметра v_j , при этом функции

$\mu^2 P_j$ представимы в виде

$$\mu^2 P_j = \mu^{\ell+2} P_j^*. \quad (8)$$

Это означает, что рост числа ℓ приближений сужает полосу, в которой находятся истинные и приближенные решения. Следовательно, условие (5) обобщает результаты методов Ляпунова-Пуанкаре и Крылова-Боголюбова, т.к. дает условие существования почти - периодических решений исходной системы и в случае кратности корней определяющей системы уравнений.

Таким образом, доказано необходимое и достаточное условие существования и устойчивости получаемых таким способом приближенных решений и показан их асимптотический характер, т.е. доказано второе научное положение, выносимое на защиту

В качестве примера применения разработанного алгоритма исследуется с точностью до второго приближения автоколебательный режим двухступенного гироскопического чувствительного элемента (ЧЭ) с нелинейным вязким трением по его оси подвеса, формируемый ЭП с позиционным управлением.

Для снятия ограничения на применение известных методов малого параметра (ММП) предлагается общий подход к нахождению приближенных решений квазилинейных систем в так называемых особых случаях нелинейных колебаний, когда характеристическое уравнение порождающей системы содержит кратные корни с непростыми элементарными делителями. Это обстоятельство не позволяет построить непосредственно для исходной системы решения асимптотического характера и применить известные методы ма-

лого параметра, т.к. порождающее решение содержит в этом случае вековые члены.

При рассмотрении предполагается случай произвольной кратности корневой вида

$$\lambda_j = \pm \omega_j \sqrt{-1},$$

где среди чисел ω_j могут быть, в частности, и нули. Можно обозначить кратные корни, кратность которых не равна числу групп решений, через $\lambda_p = \pm \omega_p \sqrt{-1}$ ($p = 1, \dots, k$), причем каждый кратный корень выписывается столько раз, сколько групп решений ему соответствует, так что среди корней λ_p могут быть и одинаковые. Пусть Π_p обозначает число решений в группе для каждого из этих корней.

Используя неособенную линейную подстановку, систему (1) в этом случае можно преобразовать к виду:

$$\begin{aligned} \dot{\eta}_1^{(p)} &= -\omega_p \zeta_1^{(p)} + \mu F_{11}^{(p)}, \\ \dot{\zeta}_1^{(p)} &= +\omega_p \eta_1^{(p)} + \mu F_{12}^{(p)}, \\ \dot{\eta}_\beta^{(p)} &= -\omega_p \zeta_\beta^{(p)} - \eta_{\beta-1}^{(p)} + \mu F_{\beta 1}^{(p)}, \\ \dot{\zeta}_\beta^{(p)} &= +\omega_p \eta_\beta^{(p)} - \zeta_{\beta-1}^{(p)} + \mu F_{\beta 2}^{(p)}, \\ \dot{z}_\gamma &= b_{\gamma 1} z_1 + \dots + b_{\gamma m} z_m + \mu F_\gamma, \end{aligned} \quad (9)$$

где $\beta = 2, \dots, n_p$; $p = 1, \dots, k$; $m = n - (n_1 + \dots + n_k)$; $\gamma = 1, \dots, n - m$,

а определитель $|b_{\gamma i} - \delta_{\gamma i} \lambda| = 0$ имеет корни вида $\lambda_i = \pm \omega_i \sqrt{-1}$ такие, что их кратность равна числу групп решений.

Нелинейные функции F_γ являются линейными комбинациями функций

U_s .

Если выполнить замену

$$\eta_q^{(p)} = \varepsilon_p^{n_p - q} u_q^{(p)}, \quad \zeta_q^{(p)} = \varepsilon_p^{n_p - q} y_q^{(p)}, \quad (10)$$

$\varepsilon_p = \mu^{\frac{1}{n_p}}$, ($q = 1, \dots, n_p$), $\varepsilon = \min(\varepsilon_1, \dots, \varepsilon_k)$,

так что $\varepsilon_p = k_p \varepsilon$, $k_p < 1$, $k_p \geq 1$ и $\mu = \varepsilon^{n_k}$,

то систему (9) можно записать так:

$$\begin{aligned}\dot{y}_q^{(\rho)} &= -\omega_\rho y_q^{(\rho)} + \varepsilon R_{q1}^{(\rho)}, \\ \dot{y}_q^{(\rho)} &= +\omega_\rho y_q^{(\rho)} + \varepsilon R_{q2}^{(\rho)}, \\ \dot{z}_\gamma &= b_{\gamma 1} z_1 + \dots + b_{\gamma m} z_m + \varepsilon^{n_\gamma} F_\gamma,\end{aligned}\quad (11)$$

где

$$R_{q1}^{(\rho)} = \begin{cases} k_\rho F_{11}^{(\rho)}, & q=1 \\ k_\rho (-U_{\beta-1}^{(\rho)} + \varepsilon^{\beta-1} k_\rho^{\beta-1} F_{\beta 1}), & q=\beta; \end{cases}$$

$$R_{q2}^{(\rho)} = \begin{cases} k_\rho F_{12}^{(\rho)}, & q=1 \\ k_\rho (-y_{\beta-1}^{(\rho)} + \varepsilon^{\beta-1} k_\rho^{\beta-1} F_{\beta 2}), & q=\beta. \end{cases}$$

В системе (11) рассматриваемые корни характеристического уравнения имеют кратность, равную числу соответствующих им групп решений и, следовательно, к этой системе далее можно применить рассмотренную выше методику. Таким путем в конечном итоге мы получим приближенные решения системы (1), обращающиеся при $\mu = 0$ в порождающее решение вида :

$$\eta_{j0}^{(\rho)} = \zeta_{j0}^{(\rho)} = 0, \quad \eta_{n_p 0}^{(\rho)} = U_{n_p 0}^{(\rho)}, \quad \zeta_{n_p 0}^{(\rho)} = y_{n_p 0}^{(\rho)}, \quad z_\gamma^{(0)},$$

($j = 1, \dots, n_p - 1$).

Очевидно, что полученное решение будет содержать на основании (10) дробные степени μ .

Таким образом, доказано третье научное положение, выносимое на защиту.

В качестве примера рассмотрено движение пассивного ГС под действием корректирующего момента по оси прецессии, получены области существования автоколебаний и устойчивого положения равновесия.

Для большого класса систем с сильным демпфированием идея Попова переносится на метод Каменкова и излагается алгоритм построения приближенных решений, близких к колебательным, амплитуды которых могут изменяться с конечной скоростью. Для общности также полагается, что параметры системы медленно изменяются со временем.

Рассматривается система

$$\dot{x}_s = \sum_{m=1}^n a_{sm}(\tau) x_m + \mu U_s(x_1, \dots, x_n, \tau, \mu), \quad (12)$$

где $\tau = \mu t$ — медленное время.

Предполагается, что характеристическое уравнение линейной части системы имеет корни вида :

$$\lambda_i = -\alpha_i(\tau), \quad \lambda_j = -\alpha_j(\tau) \pm \omega_j(\tau)\sqrt{-1}, \quad (13)$$

$$i = 1, \dots, \ell_1; \quad j = \ell_1 + 1, \dots, \ell_1 + \ell_2.$$

Случай, когда некоторые или все α_k равны нулю ($k = 1, \dots, \ell_1 + \ell_2$), не исключается. При этом предполагается, что функции $\alpha_i(\tau)$, $\alpha_j(\tau)$, $\omega_j(\tau)$ непрерывны и достаточное число раз дифференцируемы для любых τ из интервала $0 \leq \tau \leq T_0$, где $\left[0, \frac{T_0}{\mu}\right]$ — интервал времени, на котором рассматривается искомый процесс. Система (12) приводится к виду:

$$\begin{aligned} \dot{z}_i &= -\alpha_i(\tau) z_i + \mu F_i, \\ \dot{z}_j &= -\alpha_j(\tau) z_j - \omega_j(\tau) z_{j+q} + \mu F_j, \\ \dot{z}_{j+q} &= -\alpha_j(\tau) z_{j+q} + \omega_j(\tau) z_j + \mu F_{j+q}, \end{aligned} \quad (14)$$

где $q = \ell_1 + \ell_2$, а функции μF_i выражаются через функции U_s и содержат дополнительные члены, обусловленные изменением параметров во времени.

Далее вводятся функции v_k согласно уравнениям:

$$\begin{aligned} z_i &= v_i + \mu \Phi_i(v, \theta, \tau), \\ z_j &= [v_j + \mu \Phi_j(v, \theta, \tau)] \cos \theta_j, \\ z_{j+q} &= [v_j + \mu \Phi_j(v, \theta, \tau)] \sin \theta_j, \end{aligned} \quad (15)$$

где $v = \{v_1, \dots, v_q\}$; $\theta = \{\theta_{\ell_1}, \dots, \theta_q\}$; $\theta_1, \dots, \theta_{\ell_1} = 0$;

$$v_k = v_{k0} e^{-\alpha_k(\tau) t_1};$$

Φ_k — экспоненциально-колебательные функции, периодические по θ_j , подлежащие определению.

После перехода к обобщенному времени t_1 по формулам

$$v_k = v_{k0} e^{-\alpha_k(\tau) t_1}, \quad \theta_k = \omega_k(\tau) t_1 \quad (16)$$

и использования условия, что функции Φ_j , $\Phi_j^* = \Phi_j \cos \theta_j$ и $\Phi_{j+q}^* = \Phi_j \sin \theta_j$ должны быть экспоненциально-колебательными по аргументу t_1 , т.е. не содержать вековых по t_1 членов, система для определения функций v_k и θ_j преобразуется к виду:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_i &= -\alpha_i(\tau)V_i + \mu\varphi_i(V, \tau) + \mu^2 P_i(V, \theta, \tau, \mu), \\
 \dot{V}_j &= -\alpha_j(\tau)V_j + \mu\varphi_j(V, \tau) + \mu^2 P_j(V, \theta, \tau, \mu), \\
 \dot{\theta}_j &= \omega_j(\tau) + \mu\varphi_{j+q}(V, \tau) + \mu^2 P_{j+q}(V, \theta, \tau, \mu),
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

где $\mu^2 P_k$ – известные по виду функции в силу того, что известны функции V, θ, τ , причем по аргументу θ эти функции периодические.

Для получения высших приближений необходимо учитывать функции $\mu^2 P_k$.

В частности, для системы второго порядка в первом приближении при отсутствии медленно меняющихся параметров ($\tau = \text{const}$) полученные результаты полностью совпадают с результатами работы Е.П.Попова, полученными путем обобщения метода Крылова-Боголюбова на исследование переходных процессов.

Таким образом, четвертое научное положение, выносимое на защиту, доказано.

В качестве примера, иллюстрирующего изложенную теорию, рассмотрено движение ЧЭ типа поплавкового маятникового акселерометра с большим демпфированием и модуляцией масштабного коэффициента.

Разработанная методика была успешно применена при исследованиях ГУ в режимах разгона гиromоторов, модуляции кинетического момента, параметрических возмущениях от нелинейностей ВД с позиционным управлением на подвижном основании и др.

Рассматривается применение разработанных алгоритмов метода Каменкова для исследования нелинейных колебательных систем, подверженных влиянию воздействий мгновенных импульсов. В гироскопии – это коммутационные процессы в ЭП, ударные механические воздействия, импульсные системы коррекции и др.

Нелинейные функции μU_s в правых частях уравнений (1) представляются в этом случае в виде:

$$\mu U_s = \mu U_{s0}(x_1, \dots, x_n, \tau, \mu) + P_s(x_1, \dots, x_n, \tau, \mu)\delta(x_j - x_{j_i}), \tag{18}$$

$$\text{где } P_s\delta(x_j - x_{j_i}) - \tag{19}$$

– импульсные воздействия, моделируемые с помощью обобщенной дельта-функции Дирака $\delta(x_j - x_{j_i})$, P_s – эффективная амплитуда импульсов,

x_{j_i} – дискретные значения обобщенных координат в моменты действия корректирующих импульсов.

Модель импульсного воздействия вида (18) является достаточно общей, т.к. к ней могут быть сведены коммутационные процессы в ЭП, ударные процессы, а после перехода от координат x_j к полярным координатам r, θ из

нее могут быть получены модели ЭП с амплитудно-импульсным и широтно-импульсным управлением.

Показано, что функции V_k характеризуют плавно изменяющуюся (систематическую) часть решения, а функции $\mu\Phi_k$ уточняют влияние широко-го спектра импульсных воздействий на поведение системы, которое характеризуется при этом скачкообразными изменениями амплитуды и фазы колебаний. Доля скачкообразных изменений параметров колебательной системы зависит от ее демпфирующих свойств и типа параметров корректирующего контура. Применение изложенной методики проиллюстрировано на двух примерах.

Один пример посвящен исследованию динамики ЧЭ стержневого типа с двухчастотным режимом колебаний, корректируемым импульсным датчиком силы. Показано, что амплитуды и фазы колебаний на обоих частотах будут изменяться скачкообразно. Доля скачкообразных составляющих обратно пропорциональна величине демпфирования в системе.

Во втором примере рассматривается поплавок ЧЭ с импульсной обратной связью (ИОС), имеющей большую помехоустойчивость и удобный вид сигнала для обработки на ЭВМ.

Иллюстрируется применение разработанных алгоритмов для неавтономных систем. В качестве примера исследована динамика ГИЛУ с релейной характеристикой системы межрамочной коррекции (СМРК). Получены количественные оценки для частоты и амплитуды вынужденных колебаний прибора при действии вибраций.

Разработанные новые универсальные алгоритмы служат далее инструментом для исследования.

Задача оценки предельных значений малого параметра и области существования и устойчивости колебательных режимов решается при необходимости аналогично, как и в работах Каменкова.

Проведено распространение разработанных новых алгоритмов для исследования гироскопических систем с запаздыванием сигналов по обобщенным координатам, получено обоснование метода математического моделирования реального КК с помощью запаздывания, разработаны обобщенные динамические модели вентильного, асинхронного, коллекторного ЭП.

Рассмотрены гироскопические системы:

$$A\ddot{\alpha} - H\dot{\beta} = \mu f_1(\alpha, \beta, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \alpha', \beta', \dot{\alpha}', \dot{\beta}', \mu), \quad (20)$$

$$B\ddot{\beta} + H\dot{\alpha} = \mu f_2(\alpha, \beta, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \alpha', \beta', \dot{\alpha}', \dot{\beta}', \mu),$$

где α, β - обобщенные координаты ;

$\alpha' = \alpha(t - \tau), \dot{\alpha}' = \dot{\alpha}(t - \tau), \beta' = \beta(t - \tau), \dots$ и т.д. ;

τ - запаздывание ;

A, B, H - постоянные параметры.

Далее система (20) сводится к виду :

$$\dot{r}_i = \mu R_i(r_1, r_2, r_3, \theta, r'_1, r'_2, r'_3, \theta', \mu), \quad (21)$$

$$\dot{\theta} = \omega + \mu R(\theta, r_1, r_2, r_3, \theta, r'_1, r'_2, r'_3, \theta', \mu),$$

где $r'_i = r_i(t - \tau)$, $\theta' = \theta(t - \tau)$, $i = 1, 2, 3$.

После введения замены

$$r_i = v_i + \mu \Phi_i(v, \theta, v', \theta'), \quad (22)$$

где $v = \{v_1, v_2, v_3\}$, $v' = v(t - \tau)$,

и, учитывая, что

$$r'_i = r_i - \tau \mu R_i - \dots \quad (23)$$

$$\theta' = \theta - \tau \omega - \tau \mu R - \dots,$$

систему уравнений для определения функций V_i можно записать так :

$$N_i \dot{v}_i = \mu \Phi_i(v) + \mu^2 P_i \quad (24)$$

$$N_i = 1 + \mu \frac{\partial \Phi_i}{\partial v_i}$$

$$\mu^2 P_i = \mu R_i(v + \mu \Phi, \theta, v' + \mu \Phi', \theta') - \mu R_i^* -$$

$$- \mu^2 \frac{\partial \Phi_i}{\partial \theta} R - \mu \sum_{j=1}^2 \frac{\partial \Phi_j}{\partial v_j} \dot{v}_j, \quad j \neq i, \quad (25)$$

где $\mu^2 P_i$ - члены второго и выше порядка малости относительно μ ,

$$\mu R_i^* = \mu R_i(v, \theta, v', \theta - \omega \tau).$$

Далее, применяя схему доказательства, изложенную выше, для стационарных режимов в рамках первого приближения можно получить, что необходимыми и достаточными условиями существования стационарных режимов в системе (20) по членам первого порядка относительно μ , независимо от старших членов, является наличие среди корней V_{0i} системы

$$\mu \Phi_i(v) = 0 \quad (26)$$

таких, значения которых удовлетворяют условию

$$\begin{aligned} \text{sign} \left[\mu \Phi_i(v_1 + \varepsilon_1^{(1)}, \dots, v_3 + \varepsilon_3^{(1)}) \right] = \\ = -\text{sign} \left[\mu \Phi_i(v_1 - \varepsilon_1^{(2)}, \dots, v_3 - \varepsilon_3^{(2)}) \right], \end{aligned} \quad (27)$$

где $\varepsilon_q^{(1,2)}$ - положительные числа, удовлетворяющие неравенствам:

$$\varepsilon_q^{(1)} < V_{0q+1} - V_{0q},$$

$$\varepsilon_q^{(2)} < V_{0q} - V_{0q-1}, \quad q = 1, 2, 3,$$

причем

$$V_{0q-1} < V_{0q} < V_{0q+1},$$

$$V_q = V_{0q} \pm \varepsilon_q^{(1,2)}.$$

При этом пары чисел $\varepsilon_q^{(1)}$ и $\varepsilon_q^{(2)}$ не являются независимыми, т.к. переменные V_q связаны системой (26).

При выполнении условий (27) решение будет обладать определенной близостью к истинному решению при $t \rightarrow \infty$.

Далее делается оценка погрешности решения первого приближения, как по части вычисления амплитуды и частоты, так и по части погрешности аппроксимации искомого режима чисто гармоническим.

В качестве примера рассмотрена динамика ГИЛУ с запаздыванием в цепи коррекции (СМРК). Получены выражения для оценки статической ошибки, амплитуды и частоты колебаний прибора. Показано, что выбором величины запаздывания можно уменьшить амплитуду и изменить период колебаний прибора. Найдены уточняющие функции, отражающие влияние высших гармоник на параметры колебательного режима.

Обосновывается методика математического моделирования корректирующего контура с помощью запаздывания. Рассматриваются процедуры получения приближенных решений квазилинейных систем для случая, когда имеется запаздывание в цепи коррекции и корректирующая функция по обобщенной координате имеет вид $\mu F_{1k}(x) = k_1 x(t - \tau)$, а также для случая, когда в цепи управления имеется реальный КК и управляющая функция представляется как $\mu F_{2k}(u)$, $u = k_2 w(s)x$, где k_1 и k_2 - коэффициенты передачи цепей управления в соответствующих случаях, $w(s)$ - передаточная функция КК, S - оператор Лапласа.

За счет подбора запаздывания и эквивалентного коэффициента k_1 обеспечивается адекватное математическое моделирование реального КК с помощью запаздывания. В качестве иллюстрации применения разработанной методики приведены примеры выбора величин запаздывания для различных типов корректирующих контуров.

Предложенная методика позволяет без потери точности в обобщенном виде моделировать инерционность элементов ЭП и реальный КК, формировать требования к КК, исходя из оптимальной величины запаздывания для обеспечения динамической точности системы в целом, и существенно упрощает исследование нелинейных корректируемых систем, т.к. позволяет сни-

зитель порядок исследуемых систем. При этом открывается выход на задачи синтеза.

Таким образом, доказано пятое научное положение, выносимое на защиту.

Сведены к обобщенной форме динамические матмодели вентильного, асинхронного и коллекторного ЭП.

Существующие подробные модели ЭП громоздки и неудобны даже для автономного исследования динамики ЭП, а тем более для исследования динамики в комплексе с нелинейной гиросистемой. Стремление описать подробно все особенности ЭП вступает в противоречие с возможностями методов исследования и возможностью комплексной оценки взаимного влияния совокупности нелинейностей.

Для построения обобщенных моделей ЭП использованы разработанные методы исследования и моделирования.

Так как характерные времена токовых коммутационных процессов на несколько порядков ниже электромеханических постоянных двигателей, пульсации токов, при переключениях обмоток были сведены к воздействиям импульсных сил, зависящих от обобщенных координат, с помощью обобщенных дельта - функций Дирака. При этом особенности ЭП, влияющие на величины пульсации коммутационных токов, были учтены в эффективных амплитудах импульсов. Это позволило математически разделить влияние многофункциональных нелинейностей от коммутационных токов, от геометрической зависимости момента и от нелинейностей управляющих сигналов в цепи ЭП, а также существенно упростить громоздкую часть нелинейной модели ЭП, описывающую пульсации коммутационных токов.

С целью математического моделирования корректирующего контура и инерционности элементов цепи управления была использована методика введения в сигнал управления чистого запаздывания. Это позволило снизить порядок исследуемой системы за счет исключения дополнительных систем дифференциальных уравнений, описывающих динамику корректирующего контура и элементов цепи управления, построить компактную обобщенную модель цепи управления, удобную для исследования, и математически разделить пульсации момента от нелинейности геометрической характеристики и сигналов цепи управления. Величина запаздывания подбирается из условия адекватного моделирования сдвига сигнала в цепи управления.

Геометрические нелинейности были аппроксимированы кусочно-линейными функциями трапецеидального вида (в соответствии с видом поля в воздушном зазоре), показанными на рис. 5 - 7.

При разработке модели асинхронного ЭП было учтено усреднение пульсаций коммутационных процессов вращающимся полем статора, которое скользит относительно ротора, а также несоизмеримая малость обратных пульсаций момента, обусловленных эксцентриситетом и погрешностями геометрии (обратные пульсации) по сравнению с неравномерностями момента, вносимыми редуктором.

При сведении к общему виду динамической модели коллекторного двигателя учтена скачкообразность изменения геометрической характеристики пульсации момента и несоизмеримая малость на этом фоне пульсаций от коммутационных токов.

С учетом полученных результатов обобщенные модели ЭП в составе гиросистем представлены следующим образом.

1. Для вентильного ЭП

$$J\ddot{\alpha} + K_{дс}\dot{\alpha} + M_y = M_T + N_T + M_{возм} + \dots, \quad (28)$$

$$\text{где } M_y = K_y (t - \tau) [F_1(\alpha, \psi) + \sum_{j=1}^q S_{kj} F_1(\alpha_{kj}) \cdot \delta(\alpha - \alpha_{kj})] -$$

– момент управления;

k – коэффициент передачи;

y – управляющий сигнал;

τ – эквивалентное запаздывание в цепи управления, моделирующее наличие корректирующего контура и инерционности элементов цепи управления;

$F_1(\alpha, \psi)$ – нелинейность геометрической характеристики пульсаций момента в относительных единицах;

ψ – несимметрия коммутации;

S_{kj} – эффективная амплитуда импульса от пульсаций коммутационных токов;

$\delta(\alpha - \alpha_{kj})$ – дельта - функция Дирака;

α_{kj} – точки коммутации по углу α поворота ротора двигателя;

J – момент инерции ротора двигателя;

$K_{дс}$ – коэффициент демпфирования;

$M_T = M_0 \text{ sign } \dot{\alpha}$ – момент сухого трения;

N_T – момент от перемагничивания материала якоря двигателя;

$M_{возм.}$ – внешний момент возмущения.

2. Для асинхронного ЭП

$$J\ddot{\alpha} + K_{дс}\dot{\alpha} + K_y(t - \tau) = M_T + M_{нел} + M_{возм}, \quad (29)$$

где $M_{нел}$ – отклонение от линейной зависимости управляющего момента из-за квадратичной зависимости управляющего сигнала от напряжения.

Модель редуктора с упругой податливостью и люфтом, входящего в модель ЭП, может быть представлена либо через эквивалентное дополнительное запаздывание, либо в составе гиросистем в виде нелинейного звена, как сделано в главе 3 для гиросtabilизатора с редукторным ЭП.

3. Для коллекторного ЭП

$$J\ddot{\alpha} + K_{дс}\dot{\alpha} + K_y(t - \tau)[1 + F_1(\alpha)] = M_T + M_{возм}, \quad (30)$$

где $F_1(\alpha)$ – скачкообразная нелинейность геометрической характеристики пульсаций момента в относительных единицах, величина которой зависит от количества щеток. Для случая, когда движение гиросистемы в окрестности точки коммутации по углу α происходит в пределах нескольких градусов, $F_1(\alpha)$ может быть записана в виде

$$F_1(\alpha) = m_0 \cdot \text{sign}(\alpha - \alpha_k) , \quad (31)$$

m_0 – амплитуда скачка, зависящая от количества щеток.

Разработанные обобщенные модели учитывают реальные особенности ЭП и были использованы при исследовании сложных гиросистем с ЭП

С помощью новых методов и моделей разработана и исследована обобщенная математическая модель силового ТГС с традиционным редукторным моментным электроприводом (МЭП) каналов стабилизации с учетом нелинейностей механической части ГС, редукторной передачи, обобщенных контуров управления, а также упругой податливости элементов подвеса СП и двигателей стабилизации (ДС) и редуктора при действии вибрационных и медленно меняющихся перегрузок. Выявлены новые существенные механизмы появления уходов ГС и увеличения люфта в редукторе, снижающие динамическую точность прибора.

Изложена физическая сущность появления возмущающих моментов из-за не учитываемых ранее факторов. Показано, что упругая податливость элементов подвеса ГС обусловлена в большей степени упругой податливостью подшипников. И в этом случае при рассмотрении возмущающих моментов по осям стабилизации акцент следует переносить на вышеуказанный фактор (хотя математическая модель ГС включает и другие факторы). Механизм появления не учитываемых ранее моментов можно пояснить с помощью рис.1а и 1б, на которых изображена упруго-массовая модель ГС с редукторным МЭП, например, по наружной оси подвеса при отсутствии (рис.1а) и при действии (рис.1б) ускорения W_y в направлении, перпендикулярном линии центров зубчатых колес 3 (для наглядности зубчатое колесо 3 изображено в виде сектора) и 5, расположенных соответственно на оси стабилизации 2 и на выходном валу 6 ДС.

Как видно из рис.1, при наличии ускорения W_y происходит нагружение подшипников 1 подвеса гиросtabilизированной платформы (ГСП) инерционной силой, пропорциональной произведению ускорения W_y на массу m_1 гиросtabilизированной платформы (ГСП) с расположенными на ней ЧЭ с учетом массы колец карданова подвеса, а подшипник 4 нагружается силой, пропорциональной произведению ускорения W_y на массу m_2 ротора ДС с зубчатым колесом 5 (если редуктор имеет несколько пар зубчатых колес, то подшипник 4 нагружается инерционной силой, пропорциональной массе m_3 ведущей трибки последней пары редукторной передачи. причем $m_3 \ll m_2$).

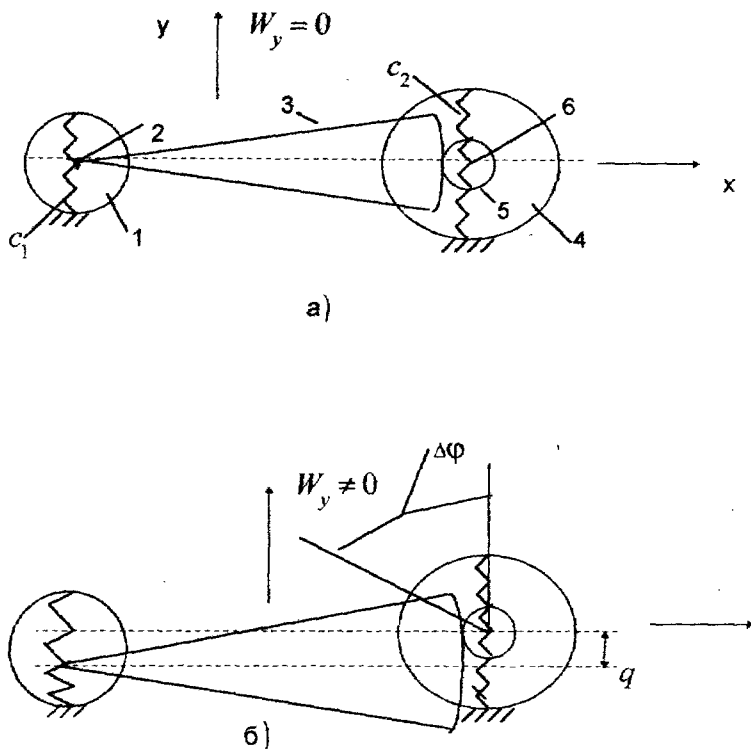


Рис. 1. Схема образования возмущающих моментов

На практике жесткости C_1 и C_2 подшипников 1 и 4 соответственно имеют один порядок, а масса m_1 намного больше массы m_2 (или m_3). поэтому в направлении действия ускорения появляется относительное перемещение q центров сектора 3 и зубчатого колеса 5, в результате чего будет происходить поворот $\Delta\varphi$ зубчатого колеса 5, т.е. и выходного вала 6 ДС. Очевидно, что при действии знакопеременных линейных виброперегрузок в направлении, перпендикулярном линии центров сектора 3 и колеса 5, по оси стабилизации 2 будет действовать знакопеременный возмущающий момент, обусловленный такой деформационной обкаткой элементов редуктора. Подобные возмущающие моменты от деформационной обкатки будут действовать по всем трем осям стабилизации, что приведет, например, из-за взаимного влияния каналов, к появлению динамического дрейфа ТГС.

Просмотрена вся цепь прохождения внешних вибрационных возмущений через подвес СП и получены аналитические выражения для выявленных возмущающих моментов по каждой оси стабилизации с учетом коэффициен-

тов динамичности λ_{is} , характеризующих степень прохождения линейных вибраций от корпуса ГС к i -й оси подвеса СП ($i=1, 2, 3$) по s -му ($s=X, Y, Z$) направлению, а также с учетом коэффициентов поглощения энергии вибраций материалом конструкции и соединениями подвижных узлов ТГС, параметров ДС и редукторов.

Численная оценка для параметров ТГС, приведенных в таблице 1 в случае детерминированной вибрации, показала, что величины этих возмущающих моментов даже при единичной виброперегрузке в диапазоне частот от 10 до 100 Гц составляют сотни Гсм, в то время как, например, величины моментов от известных факторов типа моментов от дебаланса ГСП и колец карданова подвеса при единичной перегрузке составляют десятки Гсм. Поэтому становится очевидной важность учета выявленного механизма при оценке уходов и динамических ошибок ТГС.

Составлена и исследована обобщенная модель ТГС с учетом возникающих через упруго-массовую модель моментов от деформационной обкатки, упругой податливости и люфта в редукторе, собственного скоростного сопротивления ДС, обобщенной модели КК в цепях стабилизации, а также моментов дебаланса, вязкого трения и асинхронного ДС. В качестве факторов, оказывающих наибольшее влияние на уходы ТГС от рассматриваемых механизмов, учтены перекрестные связи между каналами по гироскопическим моментам. Получены выражения для оценки угловых скоростей уходов $\dot{\alpha}_{0i}$ ТГС

по i -й оси, которые могут быть записаны в виде :

$$\dot{\alpha}_{0i} = \frac{(J_i + A_i \chi_{2i}) \chi_{2\sigma} a_i a_\sigma \sin(\vartheta_i - \vartheta_\sigma)}{2H \omega_{1i} \omega_{1\sigma} (\chi_{1i} - \chi_{2i})(\chi_{1\sigma} - \chi_{2\sigma})}, \quad (32)$$

где $i, \sigma = 1, 2, 3, \sigma \neq i$;

$$\chi_{1i} = 1 - \frac{\omega_{0i}^2}{\omega_{1i}^2}; \quad \chi_{2i} = 1 - \frac{\omega_{0i}^2}{\omega_{2i}^2}; \quad \omega_{0i}^2 = \frac{H^2}{A_i B_i};$$

A_i – моменты инерции ТГС по осям стабилизации ;

H – кинетический момент гироскопов ;

B_i – моменты инерции гироскопов (ГБ) по осям их прецессии ;

ω_{1i} – частоты собственных колебаний ТГС по соответствующим осям стабилизации ;

ω_{2i} – частоты упругих колебаний ТГС по i -м осям, обусловленные жесткостью редукторов (предполагается, что ТГС спроектирован правильно и нет параметрических резонансов, т.е. соблюдаются условия $\omega_{0i} \neq \omega_{1i} \neq \omega_{2i}$);

a_i – амплитуды, ϑ_i – сдвиги фаз вынужденных колебаний ТГС, выражения для которых приведены в диссертации.

Для значений параметров макета ТГС, приведенных в таблице 1, рассчитаны и построены зависимости уходов $\dot{\alpha}_{01}$ прибора по наружной оси подвеса, изображенные на рис.2, которые обусловлены моментами M_i от рассматриваемой деформационной обкатки (кривые 1 и 2) и моментами M_{di} от дебаланса (кривые 3 и 4). При этом зависимость амплитуд W_m виброускорения от частоты ν вибраций взята согласно рис.3.

Из рис.2 видно, что на частоте $f_{11} = \frac{\omega_{11}}{2\pi}$ собственных колебаний ТГС по наружной оси подвеса при замкнутой системе стабилизации (СС) величина ухода, обусловленная моментами M_i , достигает $0,6 \frac{\text{угл. мин}}{\text{мин}}$, а уход от моментов дебаланса M_{di} не превышает на этой частоте величины $0,03 \frac{\text{угл. мин}}{\text{мин}}$

$\dot{\alpha}_{01}$ (угл. мин/мин)

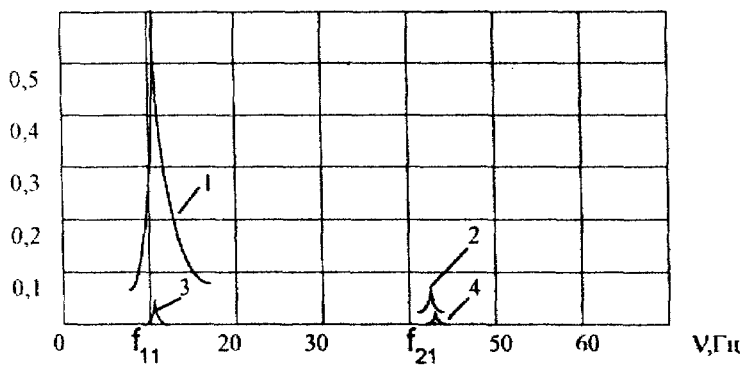


Рис. 2. Зависимости уходов ГС по наружной оси подвеса

На первой резонансной частоте $f_{21} = \frac{\omega_{11}}{2\pi}$ колебаний механической конструкции ТГС уход, обусловленный моментами M_i и $M_{дi}$ может достигать соответственно величин $0,06 \frac{\text{угл. мин}}{\text{мин}}$ и $0,01 \frac{\text{угл. мин}}{\text{мин}}$.

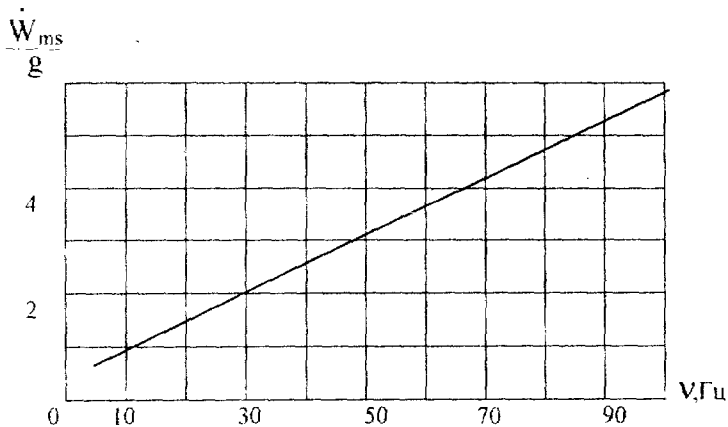


Рис. 3. Зависимость амплитуды виброперегрузки от частоты

Таким образом, наибольшее влияние на уходы ТГС моменты M_i оказывают на собственных частотах системы стабилизации. Даже если при случайном характере вибрации величины рассмотренных уходов будут на порядок меньше, для высокоточных ГС с точностями порядка $0,001 \text{ угл. мин/мин}$ Это - недопустимо большие значения, что требует учета этого фактора при проектировании и отработке ТГС.

Предлагаются практические рекомендации по снижению уходов от выявленного механизма путем расположения линий центров рассматриваемых пар копес параллельно преимущественному направлению вектора виброперегрузок, если это направление известно заранее.

Кроме того, проанализирован механизм появления и увеличения люфта в редукторной передаче, обусловленный увеличением межцентрового расстояния рассматриваемых колес 3 и 5 из-за разности величин деформаций в подшипниках 1 и 4 при действии однонаправленных ускорений W_x (см. рис. 1) вдоль линии центров колес 3 и 5, аналогичных разности величин деформаций, показанных на рис. 1 при действии ускорения W_y . Показано, что при ускорении $W_x = 100 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ и коэффициенте передачи редуктора 200...300 величина образующегося при этом люфта в редукторе может достигать в перево-

де на угол 1...1,5 угл.мин, что недопустимо. Предложено располагать ДС так, чтобы при действии медленно меняющихся однонаправленных перегрузок зубчатое колесо, установленное на оси стабилизации, прижималось к зубчатому колесу, расположенному на выходном валу ДС.

Выявленные механизмы ухудшения точности ТГС более существенны, чем исследованные ранее в известных работах.

Обобщенность разработанной модели силового ТГС с редукторным ИЭП позволяет на этапе проектирования рассматривать и оценивать для подвижного основания погрешности от других механизмов путем добавления соответствующих моментов в модель без изменения процедуры получения решения для любого типа корректирующего контура и, тем самым, повысить эффективность разработки приборов.

Полученные в результате исследования новые практические рекомендации по расположению ДС и редукторов позволяют без существенных переделок конструкции значительно повысить точность ТГС с редукторным МЭП.

Таким образом, доказано шестое научное положение, выносимое на защиту.

Разработана и исследована обобщенная модель малогабаритного силового ГС с МЭП каналов стабилизации на базе перспективного, малогабаритного, энергосберегающего, надежного, высокоресурсного ВД. При этом в модели ГС учтены все реальные многопараметрические и импульсные нелинейности вентильного электропривода (ВЭП) с позиционным управлением с учетом обобщенной модели КК в цепи ИЭП.

Согласно обобщенной модели вентильного ЭП, выражение для момента такого ИЭП СС, как одной из основных нелинейностей, можно представить в виде

$$M_D = kQ_p \beta \left\{ i_1(t) \cdot F_1(t) + i_2(t) [F_1(\alpha) - F_2(\alpha)] \right\}, \quad (33)$$

где $kQ_p \beta$ – сигнал регулирования момента по углу β прецессии гироскопа, без учета нелинейностей ВД;

i_1 и i_2 – относительные значения функций коммутационных токов эквивалентной включаемой и выключаемой обмоток соответственно (см. рис. 4, где τ_d – постоянная времени двигателя, t_k – момент начала коммутационного процесса),

F_1 и F_2 – функции, характеризующие в относительных единицах зависимость момента ДС от угла α поворота его ротора относительно статора. В диссертации показано, что составляющей момента ДС, обусловленной током i_2 , можно пренебречь.

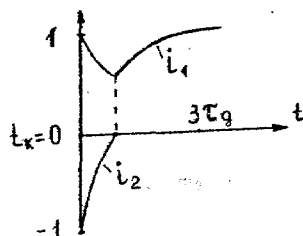


Рис. 4. Зависимость коммутационных токов от времени

Вид функции F_1 для случая симметричной коммутации показан на рис. 5, 6, где γ – угол, учитывающий форму поля ротора, p – число пар полюсов, $(1 - \ell_{0j})$, $(j = 1, 2)$ – относительная величина провала момента. Для случая, когда имеется несимметрия Ψ коммутации, вид F_1 представлен на рис. 7.

Коммутационные процессы существуют на интервалах времени порядка $3\tau_d$, где $\tau_d = 10^{-3} \dots 10^{-5}$ с, поэтому пульсации момента, обусловленные этими факторами, при исследовании представлены в виде импульсных воздействий с помощью обобщенных дельта - функций Дирака. Вначале рассматривается случай неподвижного основания. В исследуемой модели ГС

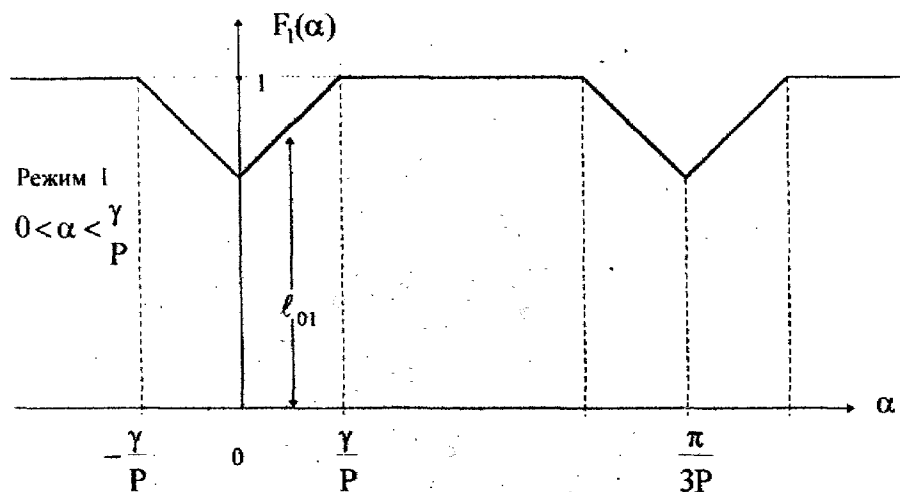


Рис. 5. Геометрическая нелинейность момента для режима I

учитываются также моменты по оси стабилизации от сухого M_T и вязкого $\Gamma_1 \dot{\alpha}$ трения, постоянный момент нагрузки M_H и момент N_T типа сухого трения, обусловленный перемагничиванием материала якоря двигателя, а по оси прецессии гироблока учитывается момент уводящих сил. КК заменен обобщенной моделью с помощью запаздывания.

Рассмотрение проведено для трех режимов, наихудших с точки зрения величин динамических ошибок ГС.

Режим I, когда начальное положение ротора датчика положения α_H находится в диапазоне $0 < \alpha_H < \frac{\gamma}{P}$ и при движении ГС угол α не выходит из этого диапазона (см. рис.5).

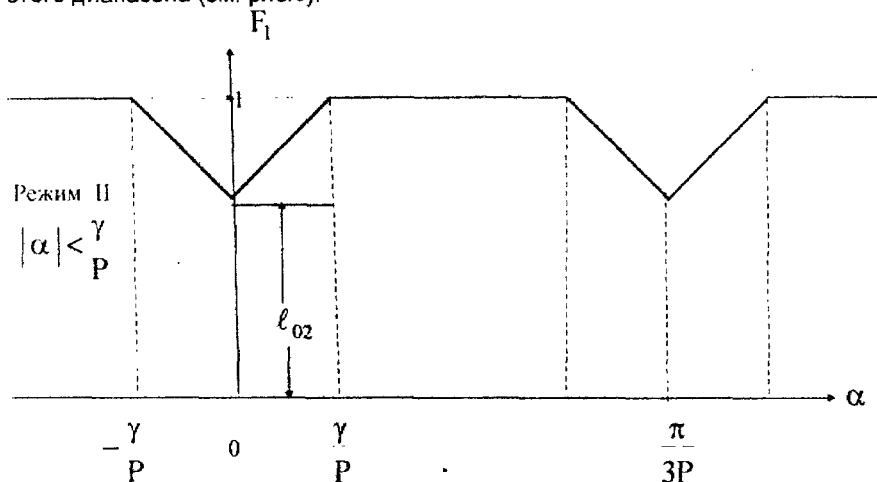


Рис. 6. Геометрическая нелинейность момента для режима II

Режим II, когда α_H датчика положения ротора (ДПР) системы позиционного управления ИЭП находится в окрестности точки переключения обмоток и несимметрия коммутации отсутствует ($\Psi = 0$), причем угол α при движении ГС пересекает точку переключения обмоток, но не выходит из диапазона $-\frac{\gamma}{P} < \alpha_H < \frac{\gamma}{P}$ (см. рис.6).

Режим III, аналогичный режиму II, но $\Psi \neq 0$ (см. рис.7).

В процессе исследования выяснено, что решение первого приближения недостаточно точно отражает качественную и количественную картину влияния неаналитических нелинейностей ИЭП, поэтому находились уточняющие функции с учетом высших гармоник и решение второго приближения.

Показано, что в режиме I ГС имеет устойчивое положение равновесия, а в режимах II и III наблюдаются периодические всплески динамических ошибок ГС, причем в режиме III при определенных величинах Ψ , больших критических, могут возникать автоколебания. Найдено выражение для критических (предельных) Ψ_n значений несимметрии коммутации, выше которых в ГС могут возникать автоколебания, а также получены выражения для амплитуды и частоты этих автоколебаний.

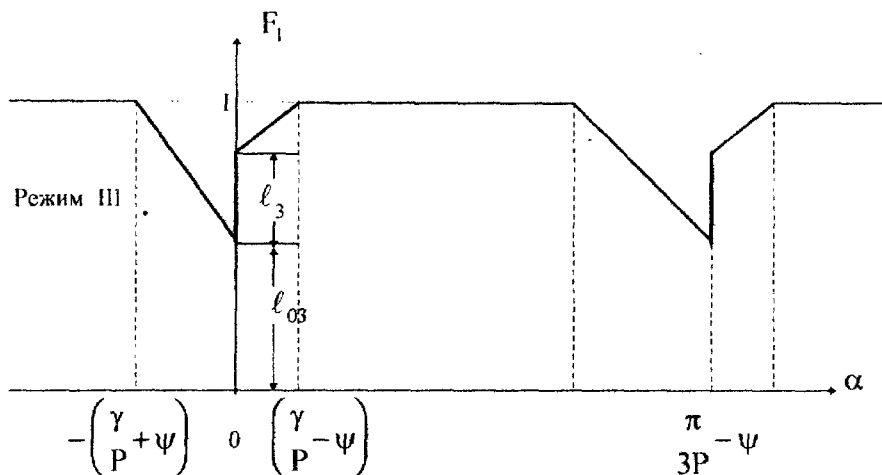


Рис. 7. Геометрическая зависимость момента для режима III

Автоколебания и динамические ошибки ГС, как правило, нежелательны, т.к. они могут приводить к погрешностям объектов стабилизации, установленных на ГСП, например, к погрешностям определения координат светил на участке астровизирования, а также ошибкам обработки навигационной информации в БЦВМ. Для устранения возможности появления периодических всплесков динамических ошибок и автоколебаний предложено переводить ГС из режимов II и III в устойчивый режим I, путем введения в цепь коммутации гистерезисного закона управления (см. рис.8, где α_r - угол гистерезиса сигнала на переключение обмоток). Величина α_r подбирается равной

$(1,5 - 2) \cdot \alpha_m$, где α_m - максимальное значение динамической ошибки ГС

которое реально не превышает $10^{-2} \dots 10^{-3}$ рад. Такие величины гистерезиса в управляющем сигнале приводят к увеличению пульсаций момента ДС не более 1%, что практически не сказывается на возрастании динамической ошибки ГС, но радикально устраняет возможность появления автоколебаний. Предложенный закон управления коммутацией секций реализован при изготовлении электроники ИЭП на базе ВД и подтвердил свою эффективность. Показано, что коммутационные процессы для ДС с постоянными времени

$\tau_d = 10^{-3} \dots 10^{-5}$ с не вызывают автоколебаний ГС, а приводят лишь к незначительному затягиванию времени переходного процесса ГС. В переходном процессе и при автоколебаниях появляются дополнительные сдвиги частот собственных колебаний ГС, обусловленных моментами M_H, N_T , а для режима III, кроме того, - несимметрией коммутации Ψ . Для параметров существующих ГС и реальных технологических допусков на величину Ψ указанными сдвигами частот на практике можно пренебречь.

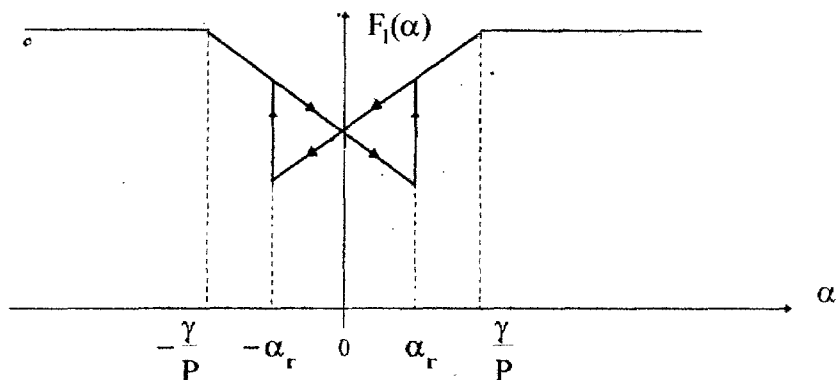


Рис. 8. Гистерезисный закон управления двигателем

Эксперимент и численный расчет были проведены для ГС с гироблоком ШЮ 23-011 и моментными двигателями ДГМБ 8-021 и ДГМБ 8-034 разработки НПОЭ.

Расчеты показали, что величины всплесков динамических ошибок ГС по углу α стабилизации при переключениях секций ДС для значений $\Psi < 30$ угл.мин не превышают 3 угл.с. Предельное значение Ψ_n несимметрии коммутации составляет 1,5 геом.град, а амплитуда возникающих при этом автоколебаний достигает 20 угл.с. Для исключения возможности появления автоколебаний в силовом ГС необходимо назначать величины технологических допусков на Ψ , не превышающих 10...20 угл.мин, что технологически легко выполнимо. Экспериментальные исследования полностью подтвердили теоретические расчеты.

Исследования для случая качающегося основания приведены также для трех режимов.

Режим I, когда $0 < \alpha < \frac{\gamma}{P}$;

Режим II, когда $-\frac{\gamma}{\rho} < x < \frac{\gamma}{\rho}$;

Режим III, когда $-\frac{\gamma}{\rho} \pm \Psi < x < \frac{\gamma}{\rho} \pm \Psi$,

где $x = \vartheta_k + \alpha$, $\vartheta_k = \vartheta_0 \cos vt$ — функция угла качки основания, ϑ_0 — амплитуда, v — частота качки.

Получены выражения для параметров вынужденных колебаний ГС в рассматриваемых режимах. Показано, что во всех трех режимах появляются добавки к эквивалентному коэффициенту усиления СС и частоте собственных колебаний, зависящие как от параметров качки, так и от параметров ДС и ГС. Это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании ГС. Анализ полученных результатов показал, что при величинах пульсаций момента не более 10% можно обеспечить необходимые запасы устойчивости и показатели качества СС, тем более, что уже сейчас созданы опытные образцы ВД, у которых величины рассматриваемых пульсаций находятся на уровне 3...5%.

В таблице 2 приведены величины амплитуд (угл.с) вынужденных колебаний ГС (с параметрами, приведенными ранее) по углу стабилизации для различных режимов, полученные расчетным и экспериментальным путями.

Наибольшие амплитуды вынужденных колебаний наблюдаются в режиме III, причем величина их начинает заметно расти с ростом Ψ более 15...20 угл.мин, поэтому при использовании ГС в условиях качающегося основания необходимо выполнять ограничение на величину Ψ , исходя из допустимых величин динамических погрешностей ГС.

Таблица 2

Амплитуды вынужденных колебаний для режимов I, II, III

Парам. качки	Род данных	Наименование режима				
		0	I	II	III $\psi = 0,5^\circ$	III $\psi = 1^\circ$
$\vartheta_0 = 1^\circ$ $v = 4$ Гц	Эксперимент	15-20	25-30	20-22	25	40
	Расчет	16	27	17	20	37
$\vartheta_0 = 1^\circ$ $v = 8$ Гц	Эксперимент	30-35	40-45	35-40	45	60
	Расчет	34	44	35	39	55

Обобщенность исследуемой модели позволила сделать вывод о возможности применения ВД в составе ИЭП силовых ГС, а также разработать обоснованные требования и новые практические рекомендации к изготовлению и законам управления ИЭП на базе ВД и ускорить проектирование и отработку малогабаритного ГС в целом для внедрения в ОКР.

Разработана и исследована обобщенная модель малогабаритного индикаторного ГС (ИГС) с ИЭП каналов стабилизации на базе ВД.

В качестве ЧЭ СС рассмотрен динамически настраиваемый гироскоп, при этом предполагается, что условие настройки последнего выполняется. В этом случае нелинейности ИЭП напрямую участвуют в процессе стабилизации платформы ГС, т.к. ЧЭ СС является практически свободным гироскопом и гироскопические моменты на стабилизированную платформу (СП) не накладываются. Отсюда вытекает важность скрупулезного исследования динамики ИГС с ВД в каналах стабилизации.

В исследуемой модели по оси стабилизации учтены все нелинейности ИЭП с ВД, моменты сухого M_T и вязкого $P_1 \dot{\alpha}$ трения, обобщенная модель корректирующего контура, моделируемая введением запаздывания, а по осям прецессии ЧЭ учтены моменты вязкого трения и гироскопические члены. Исследование, как и ранее, проведено для трех режимов, наилучших с точки зрения обеспечения необходимой динамической точности ГС.

Исследование во всех режимах проведено с учетом высших гармоник и с точностью до второго приближения, т.к. решения первого приближения не в полной мере отражают влияние неаналитических нелинейностей вентильного ИЭП на условие возникновения автоколебаний, на параметры устойчивости и качества переходного процесса, сдвиги частоты.

Для неподвижного основания показано, что в режиме I ИГС имеет устойчивое положение равновесия, относительная величина эквивалентного коэффициента передачи СС находится в зоне ℓ_{01} . В режимах II и III появляются всплески динамических ошибок ГС в моменты переключения обмоток ВД, причем в режиме III при определенной величине несимметрии коммутации, большей предельной Ψ_n , возникают автоколебания по оси стабилизации. Найдено условие возникновения автоколебаний, а также выражение для предельного значения Ψ_n , а также выражения для амплитуды и частоты автоколебаний. Для устранения возможности появления автоколебаний и периодических всплесков динамических ошибок, как и для силового ГС, предложено ввести нелинейный гистерезисный закон позиционного управления переключением обмоток ВД, позволяющий переводить ГС из режимов II и III в устойчивый режим I. При этом происходит незначительное увеличение пульсаций момента в момент одноразового переключения обмоток, которое практически не сказывается на суммарной величине динамической ошибки ГС. Экспериментальные исследования полностью подтвердили эффективность введения гистерезиса.

Благодаря разработанной обобщенной модели ВД, аналитически разделено влияние пульсаций моментов, обусловленных коммутационными токами, несимметрией коммутации и изломом неаналитической геометрической характеристики момента в одной и той же точке переключения обмоток. Показано, что для области параметров реальных ИГС при величинах постоян-

ных $\tau_d = 10^{-5} \dots 10^{-3}$ с, пульсации моментов, обусловленные коммутационными токами, не приводят к автоколебаниям ГС, а вызывают лишь незначительное увеличение времени переходного процесса, пропорциональное величине τ_d .

В переходном процессе, а также при автоколебаниях ГС, во всех режимах появляются дополнительные добавки к частоте собственных колебаний ГС и эквивалентному коэффициенту затухания, обусловленные моментами нагрузки и перемагничивания материала якоря, а в режиме III, кроме того, появляется сдвиг частоты, обусловленный несимметрией коммутации. Численный анализ показал, что величинами этих добавок (для параметров реальных ГС и допустимых значений технологического разброса Ψ) на практике в большинстве случаев можно пренебречь.

Численный расчет и эксперимент были проведены для макета ИГС с ЧЭ ШЮ05-039, моментными двигателями ДМПБ8-021, ДМПБ8-034 и интегро-дифференцирующим корректирующим контуром со следующими значениями параметров:

- момент нагрузки $M_H = 0,13$ Н*м;
- максимальное значение момента сухого трения $\max M_m = 0,0038$ Н*м;
- максимальное значение момента от перемагничивания материала якоря двигателя $\max N_m = 0,0024$ Н*м;
- момент инерции ГС по оси стабилизации $A = 0,0025$ Н*м*с²;
- кинетический момент ЧЭ СС $H = 0,06$ Н*м;
- коэффициент вязкого трения по оси стабилизации $n_1 = 0,001$ Н*м*с/рад;
- постоянные времени ДС $\tau_{d1} = 5 \cdot 10^{-5}$ с, $\tau_{d2} = 2 \cdot 10^{-3}$ с;
- коэффициент усиления СС $k = 700$ Н*м /рад;
- передаточная функция корректирующего контура

$$Q_p(s) = \frac{(T_1 S + 1)(T_3 S + 1)}{(T_2 S + 1)(T_4 S + 1)}$$

$$T_1 = 0,17 \text{ с}, T_2 = 1,6 \text{ с}, T_3 = 0,015 \text{ с}, T_4 = 0,0017 \text{ с};$$

$$\Psi = \text{var.}$$

Показано, что величины всплесков динамических ошибок ГС, обусловленные переключением секций ДС, при $\tau_d = \tau_{d1}$ и $\Psi = 0$ не превышают 3 угл.с, а величины дополнительных сдвигов частоты собственных колебаний и коэффициента затухания не превышают при этом соответственно 0,1 рад/с и 1% от номинальных значений.

На рис.9 и 10 приведены зависимости амплитуды автоколебаний a_A и величины a_B максимального «броска» динамической ошибки ГС по углу ста-

a_A (угл. мин)

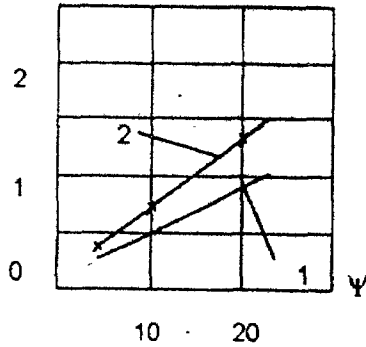


Рис. 9. Зависимость амплитуды автоколебаний по углу α от Ψ

a_B (угл. мин)

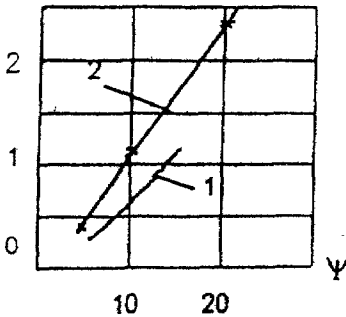


Рис. 10. Зависимость амплитуды броска по углу α от Ψ

a_v (угл. мин)

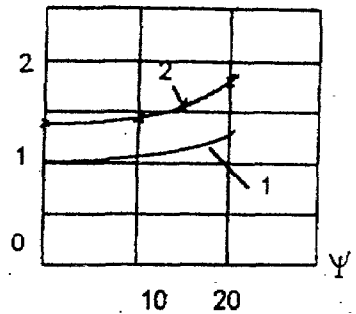


Рис. 11. Зависимость амплитуды вынужденных колебаний по углу α от Ψ

На рисунках 9, 10, 11 величина несимметрии коммутации Ψ - в угловых минутах.

билизации от величины Ψ (угл.мин), полученные расчетным (кривые 1) и экспериментальным (кривые 2) путями.

Из рис.9 и 10 видно, что с ростом Ψ величины a_A и a_B также возрастают. Величина Ψ_n , полученная экспериментальным путем, составляет для данного ИГС 7 угл.мин, а величина Ψ_n , полученная расчетным путем, равна 6 угл.мин. Из сравнения кривых 1 и 2 на рис.9 и 10 видно, что для значений $\Psi < 20 \dots 25$ угл.мин, укладывающихся в область технологического разброса допусков, результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Сопоставление результатов для силового и индикаторного ГС показывает, что ИГС, как и следовало ожидать, оказывается более критичным к нелинейностям ИЭП, чем силовой ГС. Для получения тех же высоких точностей, как и для силового ГС, в ИГС следует предъявлять более жесткие требования к допускам на конструктивные и технологические параметры элементов ИЭП.

Рассмотрена динамика ИГС в условиях качающегося основания. Получены выражения для параметров вынужденных колебаний ГС в рассматриваемых трех режимах. Показано, что в каждом из трех режимов появляются добавки к эквивалентному коэффициенту усиления СС и частоте собственных колебаний, зависящие как от параметров качки, так и от конструктивных параметров ИЭП и ГС. Однако, как следует из результатов исследований, при величинах пульсаций момента ДС в зоне коммутации, не превышающих 10%, можно обеспечить в ГС необходимые запасы устойчивости и показатели качества. На рис.11 приведены зависимости амплитуды a_v вынужденных колебаний ГС по оси стабилизации для режима III от величины Ψ (угл.мин), полученные расчетным (кривая 1) и экспериментальным (кривая 2) путями, при амплитуде ϑ_0 угла качки, равной 2° и частоте качки $\nu = 2,6$ Гц. Из рис.11 видно, что заметное возрастание величины a_v начинается при величинах

$\Psi > 20$ угл.мин.

Обобщенность исследованной модели позволяет сделать вывод о возможности и целесообразности применения ИЭП СС на базе ВД в ИГС, разработать и обосновать требования к допускам на технологические и конструктивные параметры ГС и данного типа ИЭП и сформировать эффективные законы управления ВД.

С целью охвата области применения ВД не только в ГС, но и ЧЭ, разработана и исследована обобщенная модель ГИЛУ с обобщенным видом КК и вентильным датчиком момента СМРК, вносящим качественно новые возможности повышения точностных и эксплуатационных характеристик за счет снижения температурных погрешностей, потребляемой мощности и др. Показано, что, наряду с несомненными преимуществами, ВД может являться в этом случае источником параметрических возмущений и внутренних резонансов прибора. Получены качественные оценки влияния нелинейностей ВЭП на

статические ошибки, амплитуды и частоты колебаний ГИЛУ, а также области возникновения параметрических резонансов. Выбором параметров ГИЛУ и ВЭП с корректирующим контуром на основе использования полученных в главе количественных оценок, можно обеспечить требуемые динамические точности прибора и избежать явлений развития параметрических резонансов.

Учитывая обобщенность исследуемой модели ГИЛУ с ВЭП, сделан вывод о возможности и целесообразности внедрения ВЭП в ГИЛУ.

Таким образом, доказано седьмое научное положение, выносимое на защиту.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации разработан системный подход к исследованию динамики нелинейных гиросистем с электроприводом в цепях управления, который является новым достижением в развитии теории электромеханических гиросистем и в основу которого положены новые методы исследования, моделирования и синтеза, а также обобщенные модели, создаваемые с помощью указанных методов, что позволяет расширить возможности и повысить точность и эффективность исследования широкой номенклатуры гиросистем с учетом всего комплекса их основных особенностей, решив тем самым актуальную теоретическую проблему, стоящую перед исследователями гиросистем.

Основные научные результаты, выводы и практические рекомендации заключаются в следующем:

1. Впервые разработаны новые универсальные алгоритмы метода Каменкова для исследования динамических режимов квазилинейных систем в общем случае спектра и кратности корней характеристического уравнения порождающей системы при неаналитическом характере нелинейностей, наличии медленного изменения параметров системы со временем и в условиях действия мгновенных сил, зависящих от обобщенных координат, которые повышают точность и расширяют возможности исследования и построения обобщенных моделей, снимают ограничения на количество и неаналитичность нелинейностей, кратность корней, позволяют исследовать переходные колебательные режимы в сильно демпфированных системах, динамику систем корректируемых и возбуждаемых мгновенными импульсами, а также уточнять получаемые решения высшими гармониками и приближениями. Созданные алгоритмы могут быть без ограничения применены в других областях науки и техники, где требуется исследовать динамику квазилинейных систем.

2. Впервые разработанные новые алгоритмы метода Каменкова для гиросистем с запаздыванием по обобщенным координатам и метод моделирования инерционности элементов и динамики корректирующих контуров путем введения запаздывания или опережения в сигнал управления позволяют снизить порядок системы, упростить исследование, строить обобщенные модели контуров управления, получать обобщенные результаты независимо от вида контура и выходить на задачи синтеза систем.

3. Разработанные компактные обобщенные динамические модели вентильного, коллекторного и асинхронного исполнительных электроприводов учитывают в обобщенном виде основные нелинейные особенности приводов, упрощают исследование сложных гиросистем и позволяют формулировать на этапе исследования обобщенные требования к электроприводу, исходя из условий точности системы в целом, а также дают выход на задачи синтеза.

4. Разработка и исследование с помощью новых методов обобщенной динамической модели трехосного гиросtabilизатора с асинхронными редукторными электроприводами каналов стабилизации с учетом основных нелинейностей, упругости элементов подвеса, нежесткости и люфта редуктора. обобщенной модели асинхронного электропривода и внешних возмущающих моментов позволили получить обобщенные количественные оценки совокупного влияния различных факторов и параметров на динамические погрешности прибора, выявить новые механизмы ухудшения точности прибора, обусловленные электроприводом, и разработать практические рекомендации по повышению точности за счет изменения расположения двигателей и редукторов электроприводов относительно вектора внешних перегрузок.

5. Создано теоретическое обоснование, подтверждающее возможность применения вентильного исполнительного электропривода для малогабаритных перспективных высокоточных гиросистем различного назначения. При этом разработка и исследование обобщенных динамических моделей силового и индикаторного гиросtabilизаторов, а также гиринонтегратора линейных ускорений с электроприводом цепей стабилизации и коррекции на базе вентильных двигателей с позиционным управлением позволили выявить области существования автоколебаний и опасных параметрических резонансов, получить количественные оценки совместного влияния особенностей электроприводов и параметров приборов на динамические погрешности последних, сформулировать на этапе разработки требования к конструктивным, технологическим и электрическим параметрам приводов, разработать новые эффективные законы управления электроприводом и практические рекомендации по повышению точности.

6. Основные научные и практические результаты диссертации в виде методов и моделей использованы при исследовании на этапе разработки различных классов гиросистем по ряду отраслевых НИОКР, проводимых в период с 1972 по 1996 г.г. в НПО Электромеханики, ряд практических рекомендаций, вытекающих из проведенных исследований, внедрен в конструкторскую и технологическую документацию по изготовлению приборов.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах:

1. Гинзбург Р.Е., Уфимцев С.А.. Метод Каменкова для нелинейных систем с неаналитической характеристикой нелинейности // РИПОРТ.–1976.– N10.– С 67 (ВИМИ ВМ.Д02360 деп.).
2. Гинзбург Р.Е., Уфимцев С.А.. Метод Г.В.Каменкова для исследования колебательных процессов нелинейных систем со многими степенями свобо-

ды и медленно меняющимися параметрами // ПТО. – 1976. – №9. – С.57 (ЦНТИ «Поиск», N035-1514 деп.).

3. Уфимцев С.А.. Применение метода Г.В.Каменкова для нахождения периодических режимов квазилинейных неавтономных систем // ПТО. – 1977. – №5. – С.65 (ЦНТИ «Поиск», N035-1694 деп.).

4. Гинзбург Р.Е., Уфимцев С.А.. К теории колебаний квазилинейных автономных систем в случае кратных корней характеристического уравнения порождающей системы // ПТО. – 1977. – №5. – С.61 (ЦНТИ «Поиск», N035-1693 деп.).

5. Уфимцев С.А.. Метод Г.В.Каменкова для исследования колебаний нелинейных систем, возбуждаемых мгновенными силами, при наличии внутреннего резонанса // ПТО. – 1977. – №5. – С.65 (ЦНТИ «Поиск», N035-1711 деп.).

6. Барановский В.Н., Уфимцев С.А.. Исследование поплавокowego ЧЭ с импульсной обратной связью // Изд. ВУЗ. Приборостроение. – 1979. – т.22. – №6. – С.68-72.

7. Нуреев А.Х., Уфимцев С.А.. К теории гироскопа с ограниченным возбуждением // Проблемы нелинейных колебаний механических систем : Тезисы докладов всесоюзной конференции (Киев, 28-30 октября, 1974 г.). – Киев: Наукова думка. – 1974. – С.22.

8. Барановский В.Н., Уфимцев С.А.. Исследование влияния перекрестных связей на показания ГИУС: Труды ТПИ. – Томск. – 1979. – С.32-35.

9. Гинзбург Р.Е., Уфимцев С.А.. Оценка влияния некоторых перекрестных связей на движение ТГС в режиме грубого приведения // Проблемы нелинейных колебаний механических систем: Тезисы докладов всесоюзной конференции. – Киев: Наукова думка. – 1974. – С.22.

10. Уфимцев С.А. Исследование динамики квазилинейных систем с неаналитической характеристикой нелинейности // Изв. АН СССР. МТТ. – 1977. – №2. – С.172.

11. Гинзбург Р.Е., Уфимцев С.А.. Метод Каменкова для исследования колебательных режимов квазилинейных систем со многими степенями свободы и медленно меняющимися параметрами // Изв. АН СССР. МТТ. – 1977. – №2. – С.172.

12. Уфимцев С.А. Теоретическое исследование особенностей работы дискретного моментного электропривода постоянного тока в составе силовой системы стабилизации: Итоговый отчет НПОЭ по отраслевой теме «Состав». – 1980. – С. 330-342.

13. Уфимцев С.А. Теоретическое исследование особенностей работы дискретного моментного электропривода постоянного тока в составе индикаторной системы стабилизации: Итоговый отчет НПОЭ по отраслевой теме «Состав» – 1980. – С. 313-330.

14. Уфимцев С.А. Исследование особенностей работы бесконтактного датчика момента постоянного тока в составе системы межрамочной коррекции ГИЛУ: Итоговый отчет НПОЭ по отраслевой теме «Состав». – 1980. – С. 360-367.

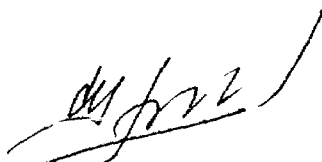
15. Уфимцев С.А. Асимптотические алгоритмы нахождения приближенных решений для общего случая квазилинейных систем // Тезисы докладов XVI Российской школы по проблемам проектирования неоднородных конструкций. – Миасс: ЧГТУ. – 1997. – С.71.

16. Уфимцев С.А. Метод математического моделирования корректирующих звеньев нелинейных систем путем введения в цепь управления запаздывания // Тезисы докладов XVI Российской школы по проблемам проектирования неоднородных конструкций. – Миасс: ЧГТУ. – 1997. – С.72.

17. Уфимцев С.А. Пути повышения точности гиостабилизаторов с редукторным электроприводом каналов стабилизации // Тезисы докладов XVI Российской школы по проблемам проектирования неоднородных конструкций. Миасс: ЧГТУ. – 1997. – С.73.

По вопросам, связанным с диссертацией, получено 33 авторских свидетельства на изобретения.

Кроме того, ряд результатов по теме диссертации, не изложенных в настоящем автореферате, опубликован в 5 научных работах в специальных отраслевых сборниках и в 10 научно-технических отчетах НПОЭ.



Издательство Челябинского
государственного технического университета

ЛР № 020364 от 10.04.97. Подписано в печать 25.09.97. Формат 60x84 1/16. Печать офсетная. Усл.печ.л. 2,09. Уч.-изд.л.2. Тираж 100 экз. Заказ 279/452.

УОП издательства. 454080, г.Челябинск, пр. им.В.И.Ленина, 76.