

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«ГОМЕЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ П.О. СУХОГО»**

УДК 621.313.1:629.458

Рудченко Юрий Александрович

**РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ
ПРУЖИН НА БАЗЕ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОЙ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
«АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – ПРУЖИНА»**

05.09.03 – Электротехнические комплексы и системы

Автореферат диссертации на соискание
ученой степени кандидата технических наук

Гомель 2005

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации. В подавляющем большинстве современных устройств и механизмов различных сфер жизнедеятельности человека используются пружины различных типов, роль которых весьма разнообразна.

Надежность и качество работы таких механизмов существенно зависит от прочности пружин и надежности их работы.

Определить соответствие качества пружин условиям их эксплуатации при переменных нагрузках позволяют динамические испытания.

Известен ряд стенов динамических испытаний пружин, построенных на основе использования различных механических преобразователей вида движения, что увеличивает их материалоемкость и ведет к росту потерь энергии.

Например, в Ижевском механическом институте созданы три разновидности стенов для испытания цилиндрических пружин на многократно повторную нагрузку. Преобразование движения в них осуществляется за счет кривошипно-кулисного, кривошипно-шатунного или кривошипно-эксцентрикового механизмов.

Известны гидравлические вибростенды, обладающие очень низким КПД. Например, в Республиканском конструкторском унитарном предприятии «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» имеется стендовый комплекс, который оснащен оборудованием, позволяющим производить испытания, начиная от образцов материалов, различных узлов, в том числе и пружин, и заканчивая испытаниями полнокомплектных машин. Имеются и специальные вибростенды на основе эксцентриковых механизмов, которые используются для проведения динамических испытаний пружин. Эти стенды состоят из асинхронного двигателя, насоса, гидромотора и эксцентрикового механизма. Поскольку механическое возвратно-поступательное движение рабочего органа получается путем неоднократного преобразования вида энергии: электрическая – кинетическая вращающегося вала асинхронного двигателя (АД) – потенциальная сжатой жидкости насоса – кинетическая вращающегося вала гидронасоса – кинетическая возвратно-поступательного движения рабочего органа, то данный стенд является не только очень энерго- и материалоемким, но и обладает низким запасом надежности.

В сложившейся ситуации возникает актуальная необходимость создания стенда для испытания пружин, экономичного как с точки зрения материалоемкости, так и энергопотребления.

Одной из таких возможностей является создание нового класса испытательных стенов пружин на базе автоколебательной электромеханической системы.

СИГНАТУРА

Известно, что незатухающий автоколебательный режим возникает в консервативной паре «масса – упругость», если в процессе колебаний диссипативные силы компенсируются силами подпитки с нелинейной характеристикой. Данный подход можно реализовать в электромеханической системе «однофазный асинхронный двигатель – пружина». Здесь испытываемая пружина крепится непосредственно к валу АД вращательного движения или к бегуну линейного асинхронного двигателя (ЛАД), которые выступают в роли источников, компенсирующих диссипативные силы нагрузки. Причем однофазное электропитание дает требуемую нелинейную (Z-образную) механическую характеристику двигателя для компенсации сил диссипации.

Таким образом, идея предлагаемого принципа построения заключается в создании автоколебательного стенда на базе электромеханической системы «однофазный асинхронный двигатель – пружина», где для получения автоколебаний не надо специально создавать консервативную пару, поскольку она возникает естественным образом в виде «масса бегуна линейного или момент инерции ротора асинхронного электродвигателя – упругость испытываемой пружины».

Актуальность и эффективность данного предложения становится очевидной, если учесть, что такой подход обеспечивает ресурсосбережение за счет существенного снижения материалоемкости стенда и уменьшения энергопотребления.

Связь работы с крупными научными программами, темами. Работа выполнялась в соответствии с темами научно-исследовательских работ кафедры «Автоматизированный электропривод» Учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого» № Гос. рег. 19971048 «Математическое моделирование системы «обобщенный управляемый вентильный коммутатор – обобщенный электромеханический преобразователь»» и № Гос. рег. 1998838 «Анализ и синтез автоколебательных процессов в электромеханических системах с периодической нелинейностью».

Цель и задачи исследований. Целью диссертационной работы является разработка метода анализа, математической модели, инженерных методик проектирования, а также схемных реализаций ресурсосберегающих стендов испытания пружин, построенных на основе автоколебательных режимов работы.

Для достижения поставленной в работе цели потребовалось решить следующие задачи:

- разработать новый метод анализа электромеханической автоколебательной системы;
- получить и проанализировать математическую модель автоколебательного стенда динамических испытаний пружин;

- разработать инженерные методики проектирования автоколебательных испытательных стендов пружин на основе АД вращательного и линейного движения;

- создать автоколебательный стенд испытания пружин на основе однофазного асинхронного двигателя (ОАД) вращательного движения для экспериментального исследования и внедрения.

Объект и предмет исследований. Объектом исследования является непосредственный (безредукторный) колебательный асинхронный электропривод.

Предметом исследования является автоколебательная система «асинхронный двигатель – пружина» и стенд испытания пружин на ее основе.

Гипотеза. Предполагалось, что стенд испытания пружин на основе автоколебательной электромеханической системы будет менее энерго- и материалоемким, чем известные аналоги. В результате проведенных исследований данное предположение подтвердилось.

Методология и методы проведения исследования. При аналитическом исследовании математической модели электромеханических стендов использовались традиционные как количественные, так и качественные методы анализа дифференциальных уравнений.

Численный анализ осуществлялся на персональном компьютере по специальной, разработанной автором, программе *self-oscillating_calc*.

Достоверность полученных теоретических результатов подтверждается экспериментальными исследованиями и актом о полезности использования результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ.

Научная новизна и значимость полученных результатов:

- построена математическая модель автоколебательного испытательного стенда пружин, обобщенная для АД вращательного и линейного движения;

- разработан новый метод анализа уравнения движения автоколебательной системы, на основании которого сформулированы условия возникновения устойчивых автоколебаний в электромеханической системе «асинхронный электродвигатель – пружина»;

- получены аналитические соотношения взаимосвязи параметров электросети, двигателя и нагрузки, определяющие условия пуска и устойчивой работы в автоколебательном режиме;

- выявлены принципиальные требования к проектированию линейных асинхронных электродвигателей, предназначенных для работы в автоколебательном режиме.

Полученные результаты позволяют создать стенд динамических испытаний пружин без применения механического преобразователя вида движения.

Практическая и экономическая значимость полученных результатов:

- создано новое программное обеспечение для анализа и синтеза автоколебательных испытательных стендов пружин;
- созданы инженерные методики проектирования автоколебательного стенда динамических испытаний пружин на основе ОАД вращательного и линейного движений;
- впервые создана методика проектирования ЛАД для работы в автоколебательном режиме;
- разработан по патенту автора № 2156 (Республика Беларусь), изготовлен и исследован автоколебательный стенд испытания пружин на основе ОАД вращательного движения, который прошел испытания на РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» и рекомендован к внедрению после доработки до промышленного образца.

Экономическая значимость работы заключается в уменьшении материалоемкости стенда и его энергопотребления на 30 %, что приводит к снижению себестоимости испытаний пружин.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту.

1. Метод компенсации для анализа уравнения движения автоколебательной электромеханической системы.
2. Математическая модель автоколебательного испытательного стенда пружин.
3. Методики проектирования автоколебательных стендов динамических испытаний пружин.
4. Методика проектирования ЛАД для работы в автоколебательном режиме.
5. Схемная реализация стенда динамических испытаний пружин.

Личный вклад соискателя. Научные и практические результаты диссертации, положения, выносимые на защиту, разработаны и получены лично соискателем или при его непосредственном участии.

Гипотеза и общие направления исследований были предложены научным руководителем.

Апробация результатов диссертации. Материалы диссертационной работы докладывались, обсуждались и получили положительные отзывы на:

- международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и магистрантов (г. Гомель, 2002);
- IV Международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиноведения» (г. Гомель, 2002);
- VIII республиканской научно-технической конференции «НИРС – 2003» (г. Минск, 2003);
- III республиканской научной конференции «Современные проблемы математики и вычислительной техники» (г. Брест, 2003);

–IV Международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и магистрантов (г. Гомель, 2004);

–V Международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиноведения» (г. Гомель, 2004).

Опубликованность результатов. Результаты выполненных исследований опубликованы в одной статье журнала «Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика», в трех статьях журнала «Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого», пяти статьях материалов международных и республиканских конференций, четырех тезисах докладов. Получен один патент Республики Беларусь № 2156 по заявке № u20050071 от 14.02.05 г. Всего объем опубликованных материалов составляет 46 страниц.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, общей характеристики, четырех глав, заключения и приложений. Общий объем работы составляет 103 страницы, в том числе 35 рисунков на 33 страницах, 4 таблицы на 4 страницах, список использованных источников из 81 наименования на 6 страницах, 2 приложения на 8 страницах.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении на основании анализа современного состояния методов и средств динамических испытаний пружин различных рабочих машин показано, что перспективным направлением их развития является использование автоколебательных электромеханических систем, позволяющих за счет устранения механических устройств, преобразующих вращение в колебания, существенно снизить материалоемкость и энергопотребление испытательных стендов.

В общей характеристике работы обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследования, представлена научная новизна, практическая и экономическая значимость полученных результатов, перечислены основные положения диссертации, выносимые на защиту.

В первой главе рассмотрены области применения пружин различных типов в рабочих машинах, технические требования, предъявляемые к ним, параметры существующих стендов динамических испытаний.

В результате этого выяснено, что большинство современных испытательных стендов пружин построено по схеме, представленной на рис. 1.

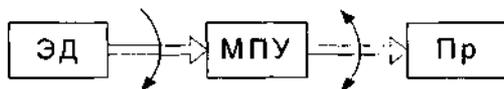


Рис. 1. Обобщенная функциональная схема существующих испытательных стендов пружин: ЭД - электродвигатель; МПУ - механическое преобразовательное устройство; Пр - испытуемая пружина

Основными недостатками таких стендов являются:

– большая материалоемкость и сложность конструкции, т. к. требуется применение механического преобразователя вращательного движения в возвратно-поступательное;

– большое энергопотребление из-за нагружения двигателя динамическим моментом колеблющихся масс, позиционным моментом от упругости пружины, моментом сухого и жидкостного трения в редукторе и пружине.

Эти недостатки устраняются при использовании предлагаемого принципа построения стендов по схеме, представленной на рис. 2.

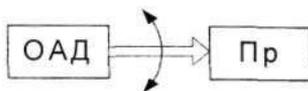


Рис. 2. Функциональная схема автоколебательных стендов испытания пружин

В данной схеме не требуется механический преобразователь, поскольку создается автоколебательная электромеханическая система «ОАД – пружина».

Испыгуемая пружина крепится непосредственно к валу АД вращательного движения или к бегуну ЛАД, которые преодолевают только диссипативные силы нагрузки (трение), т. к. в автоколебательном режиме инерционная и позиционная нагрузки компенсируют друг друга.

В такой системе для получения устойчивых автоколебаний не надо специально создавать консервативную пару, поскольку она возникает естественным образом в виде «масса бегуна линейного или момент инерции ротора АД вращательного движения – упругость испытуемой пружины», а однофазное электропитание дает требуемую нелинейную (Z -образную) механическую характеристику электродвигателя для компенсации сил диссипации.

Изложенное позволило сформулировать цель работы, которая заключается в создании основ теории и практики нового класса ресурсосберегающих стендов испытания пружин на базе автоколебательной электро-механической системы «ОАД – испытуемая пружина».

Для достижения данной цели были поставлены и решены следующие задачи:

- создать метод анализа электромеханической автоколебательной системы, построенной по разработанному принципу;
- получить и проанализировать математическую модель автоколебательного стенда;
- разработать инженерные методики проектирования испытательных стендов пружин;

– осуществить схемную реализацию стенда испытания пружин для экспериментального исследования и внедрения.

Во второй главе разработан новый метод исследования автоколебательных систем, основанный на идее полной компенсации диссипативных сил нагрузки, способствующих затуханию свободных колебаний, электромагнитными силами подпитки от АД.

Этот метод, в отличие от общеизвестных методов Ван-дер-Поля, Галеркина – Бубнова, малого параметра, гармонического баланса позволяет установить начальные условия, гарантирующие пуск системы в устойчивый автоколебательный режим.

При создании обобщенной для угловой и линейной координат математической модели автоколебательной системы в виде дифференциального уравнения движения первоначально была осуществлена полиномиальная аппроксимация механической характеристики однофазного электродвигателя в виде шести первых членов степенного ряда:

$$q_{эм} \approx \alpha_1 \xi - \alpha_2 \xi^3 + \alpha_3 \xi^5 - \alpha_4 \xi^7 + \alpha_5 \xi^9 - \alpha_6 \xi^{11}, \quad (1)$$

где $q_{эм}$ – обобщенное электромагнитное усилие (для АД вращательного движения: $q_{эм} = M_{эм}$ – электромагнитный момент; для ЛАД: $q_{эм} = F_{эм}$ – электромагнитная сила); ξ – обобщенная скорость движения вторичного элемента (для АД вращательного движения: $\xi = \omega$ – частота вращения ротора; для ЛАД: $\xi = v$ – скорость движения бегуна); $\alpha_1 \dots \alpha_6$ – коэффициенты, определяемые из условия совпадения точек механических характеристик, построенных по формуле Клосса и выражению (1).

Аппроксимацию по выражению (1) целесообразно использовать при анализе математической модели с помощью ПЭВМ, а при аналитическом исследовании предлагается ограничиться первыми двумя членами этого выражения

$$q_{эм} \approx \alpha_1 \xi - \alpha_2 \xi^3, \quad (2)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$\alpha_1 = \frac{3\sqrt{3} \cdot q_{кр1\phi}}{2\xi_1},$$

$$\alpha_2 = \frac{3\sqrt{3} \cdot q_{кр1\phi}}{2\xi_1^3}.$$

где ξ_1 – угловая частота вращения поля (синхронная скорость); $q_{кр1\phi}$ – обобщенное критическое усилие однофазного АД.

Аппроксимация в виде двух членов разложения в степенной ряд ранее успешно применялась Сюеком при исследовании вращательного движения ОАД.

Сопоставление представленных на рис. 3 механических характеристик позволяет сделать вывод, что аппроксимация по выражению (2) дает достаточную точность только при аналитическом исследовании автоколебательных систем с ОАД повышенного критического скольжения ($\xi_{кр} \approx 0.5$).

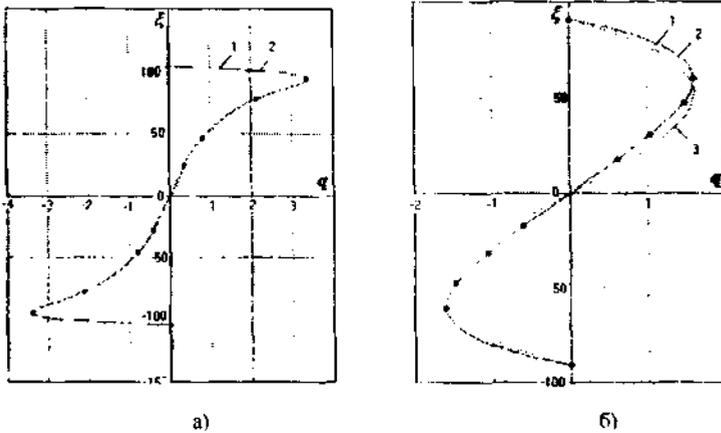


Рис. 3. Графические зависимости, аппроксимирующие механическую характеристику однофазного АД с пониженным (а) и повышенным (б) критическими скольжениями, рассчитанные: 1 - по Кlossу; 2 - по выражению (1); 3 - по Сюеку

Дальнейшие исследования показали, что такие АД наиболее эффективно работают в автоколебательных режимах, что, в частности, совпадает с рекомендациями Лейтуейта.

Обобщенное уравнение движения исследуемой автоколебательной системы, полученное в относительных переменных, выглядит следующим образом:

$$\ddot{k} + k = -\mu_2 \text{Sign}(\dot{k}) + (\mu_3 - \mu_1) \dot{k} - \mu_4 k^2 + \mu_5 k^3 - \dots - \mu_n k^{n-1}, \quad (3)$$

где k – обобщенная относительная координата перемещения вторичного элемента (для АД вращательного движения: $k = \phi$ – угловая координата; для ЛАД: $k = x$ – линейная координата).

Уравнение (3) записано в виде, удобном для анализа методом компенсации, разработанным в диссертации.

Левая часть описывает консервативную пару «масса - упругость», правая часть – силы диссипации и электромагнитной подпитки. Коэффициенты $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_8$ определяются нагрузкой, коэффициентами аппроксимации механической характеристики АД по выражению (1), параметрами консервативной пары и редуктора в соответствии с данной таблицей.

Аналитические соотношения для коэффициентов уравнения (3)

Коэффициенты	Аналитические соотношения	Коэффициенты	Аналитические соотношения
μ_1	$\frac{H_{\Sigma}}{\chi_{\Sigma} \cdot \omega_n}$	μ_5	$i^6 \eta_{ред} \omega_n^3 \frac{\alpha_3}{\chi_{\Sigma}}$
μ_2	$\frac{q_{тр\Sigma}}{\omega_n^2 \cdot \chi_{\Sigma}}$	μ_6	$i^4 \eta_{ред} \omega_n^3 \frac{\alpha_4}{\chi_{\Sigma}}$
μ_3	$i^2 \eta_{ред} \frac{\alpha_1}{\omega_n \chi_{\Sigma}}$	μ_7	$i^{10} \eta_{ред} \omega_n^7 \frac{\alpha_5}{\chi_{\Sigma}}$
μ_4	$i^4 \eta_{ред} \omega_n \frac{\alpha_2}{\chi_{\Sigma}}$	μ_8	$i^{12} \eta_{ред} \omega_n^9 \frac{\alpha_6}{\chi_{\Sigma}}$

Примечание. H_{Σ} – суммарный коэффициент демпфирования; χ_{Σ} – суммарная инерция системы; $q_{тр\Sigma}$ – обобщенное суммарное усилие сухого (Кулоновского) трения; ω_n – частота автоколебаний; $\eta_{ред}$ – КПД редуктора; i – передаточное число редуктора.

Первоначально уравнение (3) было исследовано методом Ляпуна, что позволило получить общее условие устойчивости автоколебательного режима системы в виде

$$H_{\Sigma} + \frac{q_{тр\Sigma}}{\omega_0} < \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{q_{кр\text{иф}}}{\xi_1} \cdot i^2. \quad (4)$$

Затем методом компенсации были получены аналитические и графические (рис. 4 и 5) соотношения между параметрами электросети, АД, испытуемой пружины, нагрузки сухим и жидкостным трением, определяющие условия возникновения, устойчивости, управляемости и бифуркаций автоколебательного процесса. Кроме того, были определены начальные условия пуска АД в устойчивый автоколебательный режим.

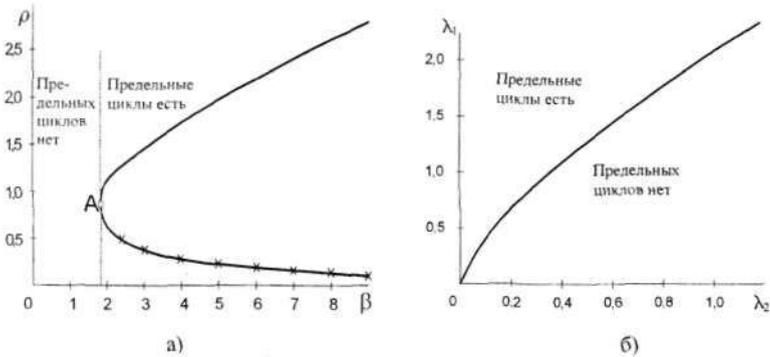


Рис. 4. Бифуркационная диаграмма (а) и сепаратриса (б)

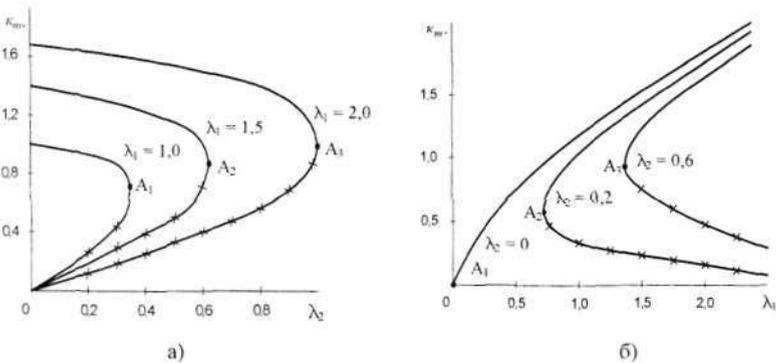


Рис. 5. Бифуркационные диаграммы в координатах «амплитуда – сухое трение» (а) и «амплитуда – суммарное демпфирование» (б)

Устойчивые предельные циклы автоколебаний возникают при условии

$$\lambda_1 \geq \sqrt[3]{(9\lambda_2/\pi)^2}, \quad (5)$$

где $\lambda_1 = (\mu_3 - \mu_1)/\mu_4$, $\lambda_2 = \mu_2/\mu_4$ – бифуркационные параметры.

Частота автоколебаний определяется только соотношением инерция – упругость

$$\omega_0 = \sqrt{C/\chi_\Sigma}, \quad (6)$$

где χ_Σ – обобщенный суммарный коэффициент инерции системы; C – обобщенный суммарный коэффициент жесткости.

Амплитуда колебаний равна

$$\kappa_m = \frac{4}{3} \sqrt{\lambda_1} \cdot \cos \left(60^\circ - \frac{\varphi}{3} \right), \quad (7)$$

где параметр φ определяется из соотношения:

$$\varphi = \arccos \left(9\lambda_2 / \pi \sqrt{\lambda_1^3} \right).$$

Условия пуска в устойчивый автоколебательный режим определяются следующими выражениями:

$$\begin{cases} k_0 = \sqrt{\frac{16}{9} \lambda_1 \cos^2 \left(60^\circ - \frac{1}{3} \arccos \frac{9\lambda_2}{\pi \sqrt{\lambda_1^3}} \right)}, \\ \xi_0 = 0 \end{cases} \quad (8)$$

или

$$\begin{cases} \xi_0 = \sqrt{\frac{16}{9} \lambda_1 \cos^2 \left(60^\circ - \frac{1}{3} \arccos \frac{9\lambda_2}{\pi \sqrt{\lambda_1^3}} \right)}, \\ k_0 = 0 \end{cases} \quad (9)$$

где k_0 – обобщенная начальная координата перемещения; ξ_0 – обобщенная начальная координата скорости.

Бифуркационная диаграмма (рис. 4а) представлена в обобщенных относительных координатах:

$$\rho = 2\sqrt{\beta/3} \cdot \cos \left(60^\circ \mp \frac{1}{3} \arccos \left(0,5\sqrt{(3/\beta)^3} \right) \right)$$

и

$$\beta = \sqrt[3]{\frac{\pi^2}{12} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda_2^2}}.$$

На диаграмме рис. 4б представлена граница раздела существования и отсутствия предельных циклов автоколебаний, построенная по выражению (5).

Анализ кривых на рис. 4 и 5 показывает, что рост параметра λ_2 , который определяется сухим трением, уменьшает амплитуду устойчивых предельных циклов (верхняя часть кривых), но увеличивает амплитуду неустойчивых циклов (нижняя часть кривых). При значениях λ_1 и λ_2 , когда неравенство (5) становится равенством, циклы сливаются и становятся полуустойчивыми (точки A_1 , A_2 и A_3).

Рост же параметра λ_1 , который определяется превышением электромагнитного восстанавливающего демпфирования АД (μ_3) над демпфированием от жидкостного трения (μ_1), приводит к росту амплитуды устойчивых колебаний и уменьшению амплитуды неустойчивых, начиная с точек A_1 , A_2 , A_3 полуустойчивых циклов.

В третьей главе представлены схемные реализации испытательных автоколебательных стенов пружин. Автоколебательные стеноды динамического испытания пружин можно строить как на базе АД вращательного движения, так и на основе ЛАД. В первом случае испытуемая пружина крепится непосредственно к валу АД вращательного движения, во втором – к бегуну ЛАД, что, очевидно, уменьшает материалоемкость стенода.

Выбор типа двигателя зависит от типа испытуемой пружины. Так, для испытания винтовых цилиндрических пружин растяжения и сжатия целесообразно использовать ЛАД, т. к. пружина, при ее испытании, должна совершать линейное возвратно-поступательное движение. Применение АД вращательного движения обосновано в стенодах испытания спиральных пружин, пружин кручения и изгиба. В этих случаях пружина может непосредственно крепиться к вторичному элементу АД без использования различных преобразователей движения.

На основе анализа уравнения автоколебательного движения были разработаны методики проектирования стенодов на базе АД вращательного и линейного движения.

Методика проектирования автоколебательного стенода испытания пружин, на основе АД вращательного движения, по сути, является методикой выбора двигателя для его работы в автоколебательном режиме и передаточного числа редуктора, обеспечивающего устойчивость колебательного движения (если это необходимо). Здесь редуктор не преобразует вращательное движение в колебательное, а выполняет вспомогательную роль преобразования по величине амплитуд момента и угла автоколебаний вала. Это делается с целью обеспечения пропорциональной связи позиционного момента с углом колебаний и снижения вероятности срыва автоколебания в режим вращения (закручивания).

Поскольку в автоколебательном режиме АД работает на неустойчивой части механической характеристики, то выбор его типоразмера и рас-

чет передаточного отношения редуктора i следует осуществлять по координатам критической точки так, чтобы выполнялось условие

$$\begin{cases} M_{кр} \geq (1,1 \dots 1,3) M_{н\Sigma,m} / i \\ \omega_{кр} \leq \varphi_m \omega_0 \cdot i \leq \omega_1 \end{cases}, \quad (10)$$

где $M_{н\Sigma,m}$ – максимальное значение момента по нагрузочной диаграмме; $M_{кр}$ – критический момент АД; $\omega_{кр}$ – критическая скорость АД; ω_1 – скорость идеального холостого хода АД; φ_m – амплитуда колебаний пружин; ω_0 – частота колебаний; i – передаточное число редуктора.

Уточнение правильности выбора типоразмера АД по нагреву производят по выражению

$$P_{дв} > P_{ск}, \quad (11)$$

где $P_{дв}$ – паспортная мощность двигателя, $P_{ск}$ – среднеквадратическая мощность нагрузки.

Проверку АД на устойчивость работы в автоколебательном режиме осуществляют по выражению

$$H_{\Sigma} + \frac{M_{тр\Sigma}}{\omega_0} < \frac{4k(1 + \alpha S_{кр})(1 - S_{кр}^2)S_{кр}}{[1 + S_{кр}^2(1 + 2\alpha)]^2} \cdot \frac{M_{кр}}{\omega_1} \cdot \eta_{ред} \cdot i^2, \quad (12)$$

где $\alpha = r_1/r_2(1 + x_1/x_m)$ – относительное активное сопротивление статорной цепи; k – коэффициент, который определяется схемой включения обмоток и величиной тока в них; H_{Σ} – суммарный коэффициент демпфирования; $M_{тр\Sigma}$ – суммарный момент сухого трения.

Либо, если критическое скольжение ОАД близко к 0,5, то можно использовать более простую формулу

$$H_{\Sigma} + \frac{M_{тр\Sigma}}{\omega_0} < \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{M_{кр1ф}}{\omega_1} \cdot \eta_{ред} \cdot i^2, \quad (13)$$

где $M_{кр1ф}$ – критический (максимальный) момент АД при его подключении к однофазному источнику энергии.

Особенность проектирования стендов испытания пружин на основе ЛАД в том, что отсутствует серийный выпуск таких двигателей. В результате чего приходится не выбирать двигатель с учетом определенных пара-

метров колебательного движения (как это делается при использовании АД вращательного движения), а проектировать его.

Основной особенностью, которую надо учитывать при проектировании автоколебательного ЛАД является то, что устойчивое автоколебательное движение в системе возможно, если двигатель обладает Z-образной механической характеристикой. При этом в отличие от ЛАД, предназначенных для работы в обычном режиме, основополагающим является обеспечение критического усилия, критической скорости и массы автоколебательной системы.

В процессе проектирования двигателя для получения требуемой механической характеристики можно варьировать ряд его конструктивных параметров, таких как добротность машины, величина воздушного зазора, относительное сопротивление вторичного элемента, а также материал, из которого выполняется бегун. Рассмотрено влияние данных параметров на координаты критической точки, и даны рекомендации по проектированию ЛАД для его работы в автоколебательном режиме.

В *четвертой главе* излагаются результаты экспериментального исследования автоколебательного испытательного стенда пружин на основе АД вращательного движения (рис. 6). Сняты рабочие характеристики стенда.

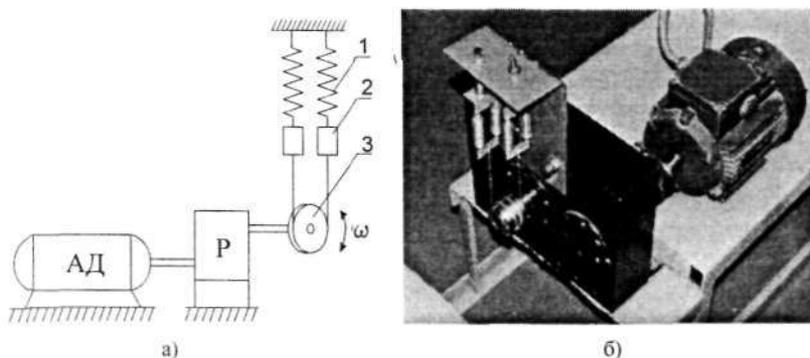


Рис. 6. Конструктивная схема (а) и фотография (б) стенда

В результате установлено, что частота колебаний не зависит от напряжения питания двигателя. Регулировать ее требуется изменением количества одновременно испытываемых пружин, массы грузов или начального натяжения пружин.

Регулировать амплитуду колебаний можно как изменением напряжения питания двигателя, так и изменением количества одновременно испытываемых пружин.

Закон регулирования (пренебрегая внутренними потерями в пружине) можно записать в следующем виде:

$$\omega_0 \Phi_m = \dot{\phi}_{\max} = \text{const} \quad (\text{при } U = \text{const}),$$

где $\dot{\phi}_{\max}$ – максимальная частота вращения вала в автоколебательном режиме; U – напряжение питания двигателя.

В целом установлено, что для создания автоколебательного стенда необходимо использовать многополюсные АД с большим критическим и малым пусковым моментами. Это исключает необходимость применения понижающего редуктора, который служит для преобразования по величине амплитуд момента и угла колебаний.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с поставленной целью для проверки выдвинутой гипотезы в диссертации получены следующие основные результаты:

1. Разработан новый принцип построения стендов динамических испытаний пружин, основанный на создании автоколебательной электромеханической системы «асинхронный двигатель – испытуемая пружина», позволяющий снизить энерго- и материалоемкость подобных испытательных стендов, а также увеличить их надежность [9], [12], [14].

2. Разработан новый метод анализа уравнения движения автоколебательной электромеханической системы, который, в отличие от общеизвестных методов, позволяет еще получить начальные условия пуска ОАД в устойчивый режим автоколебательного движения [6], [11].

3. Создана и проанализирована обобщенная для АД вращательного и линейного движения математическая модель автоколебательного стенда испытания пружин, в результате чего получены аналитические соотношения взаимосвязи параметров электросети, двигателя и нагрузки, определяющие условия пуска и устойчивой работы в автоколебательном режиме [1], [2], [3], [5].

4. Разработаны инженерные методики и программное обеспечение для проектирования автоколебательных испытательных стендов пружин на основе АД вращательного и линейного движения, а также методика проектирования ЛАД для работы в автоколебательном режиме, что позволило дать конкретные рекомендации по созданию данных стендов [4], [7], [8], [9], [13].

5. Создан и исследован автоколебательный стенд испытания пружин на основе ОАД вращательного движения, в результате чего определен закон регулирования основных параметров колебания испытуемых пружин. Стенд также прошел испытания на РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике», показав хорошие энергетические характеристики. он после доработки до промышленного образца рекомендован к внедрению.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ СОИСКАТЕЛЯ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Луковников В.И., Рудченко Ю.А., Туренкова А.В. К вопросу моделирования симметричных трехфазных асинхронных электродвигателей при несимметричном подключении к электросети // Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. Энергетика. – 2005. – № 3. – С. 22–26.
2. Луковников В.И., Рудченко Ю.А. Анализ электромеханической автоколебательной системы «асинхронный электродвигатель – упругий элемент» // Вестн. ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2003. – № 1. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2003. – С. 61–66.
3. Луковников В.И., Рудченко Ю.А., Савельев В.А. Математические модели и параметры трехфазных асинхронных электродвигателей при включении в однофазную или двухфазную сеть // Вестн. ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2004. – № 1. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2004. – С. 35–40.
4. Рудченко Ю.А., Туренкова А.В. Особенности проектирования линейного асинхронного двигателя для автоколебательного режима // Вестн. ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2004. – № 3. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2004. – С. 37–42.
5. Рудченко Ю.А. Исследование обобщенного уравнения автоколебательного движения асинхронного электродвигателя // Сб. материалов междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и магистрантов (25–26 апреля 2002 г.). – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2002. – С. 100–102.
6. Луковников В.И., Рудченко Ю.А. Метод компенсации для анализа нелинейных динамических процессов в автоколебательной системе «электродвигатель – пружина» // Современные проблемы математики и вычислительной техники: Материалы III республиканской науч. конф. молодых ученых и студентов, 26–28 ноября 2003 г. – Брест: БГТУ, 2003. – С. 68–71.
7. Рудченко Ю.А., Луковников В.И. Общая методика проектирования автоколебательных асинхронных электроприводов // Сб. науч. работ студентов высш. учеб. заведений Республики Беларусь «НИРС–2002». – Мн., 2003. – С. 440–443.
8. Рудченко Ю.А. Программное обеспечение анализа и синтеза автоколебательной электромеханической системы // Современные проблемы математики и вычислительной техники: Материалы III республиканской науч. конф. молодых ученых и студентов, 26–28 ноября 2003 г. – Брест: БГТУ, 2003. – С. 289–292.
9. Рудченко Ю.А., Туренкова А.В. Синтез автоколебательного испытательного стенда пружин на основе ЛАД // Сб. материалов IV Между-

- нар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и магистрантов (8–9 апреля 2004 г.). – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2004. – С. 137–140.
10. Рудченко Ю.А. Особенности проектирования линейного асинхронного двигателя для автоколебательного режима // Современные проблемы машиноведения: Тез. докл. V Междунар. науч.-техн. конф. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2004. – 100 с.
 11. Луковников В.И., Рудченко Ю.А. Анализ уравнения автоколебательного движения асинхронного электродвигателя методом компенсации // Современные проблемы машиноведения: Тез. докл. МНТК. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2002. – С. 108.
 12. Рудченко Ю.А., Туренкова А.В. Современное состояние и перспективы развития электромеханических стендов испытания пружин // Тез. докл. 8 Республиканской науч.-техн. конф. студентов и аспирантов «НИРС–2003», 9–10 декабря 2003 г. – Мн.: БНТУ, 2003. – С. 11.
 13. Бескровный А.В., Рудченко Ю.А. Энергетика редукторных и безредукторных колебательных приводов // Тез. докл. 8 Республиканской науч.-техн. конф. студентов и аспирантов «НИРС–2003», 9–10 декабря 2003 г. – Мн.: БНТУ, 2003. – С. 10.
 14. Пат. 1С1 ВУ, МПК G01В 1/00, G01М 13/00. Стенд динамических испытаний пружин / Луковников В.И., Рудченко Ю.А. – № 2156; Заявл. 14.02.2005; Опубл. 30.09.2005 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2005. – № 3.

РЕЗЮМЕ

Рудченко Юрий Александрович

Ресурсосберегающий стенд для испытания пружин на базе автоколебательной электромеханической системы «асинхронный двигатель – пружина»

Ключевые слова: автоколебательная электромеханическая система, асинхронный двигатель, пружина, ресурсосбережение, стенд испытания пружин.

Объект исследования – непосредственный (безредукторный) колебательный асинхронный электропривод.

Предмет исследования – автоколебательная система «асинхронный двигатель – пружина» и стенд испытания пружин на ее основе.

Цель работы – разработка метода анализа, математической модели, инженерных методик проектирования, а также схемных реализаций ресурсосберегающих стендов испытания пружин, построенных на основе автоколебательных режимов работы.

Методы исследования. При аналитическом исследовании математической модели электромеханических стендов использовались традиционные методы дифференциального исчисления, а также разработанный метод компенсации. Численный анализ осуществлялся на основе современных математических пакетов программ и языков программирования на персональных ЭВМ. Адекватность полученных теоретических результатов подтверждалась путем сравнения их с экспериментальными данными, полученными в результате исследования практической реализации стенда.

Полученные результаты и новизна. Впервые создан и исследован стенд динамического испытания пружин на основе автоколебательной электромеханической системы. На принцип построения стендов подобного типа получен патент Республики Беларусь.

Стенд прошел испытания в Республиканском конструкторском унитарном предприятии «Гомельское специализированное конструкторское бюро по зерноуборочной и кормоуборочной технике» и рекомендован к внедрению после доработки до промышленного образца.

Область применения – организации и предприятия, занимающиеся разработкой, производством и ремонтом устройств и механизмов, которые содержат пружины.

РЭЗІЮМЭ

Рудчанка Юрый Аляксандравіч

Рэсурсаберагальны стэнд для выпрабавання спружын на базе аўтахістальнай электрамеханічнай сістэмы «асінхронны рухавік – спружына»

Ключавыя словы: аўтахістальная электрамеханічная сістэма, асінхронны рухавік, спружына, рэсурсаберажэнне, стэнд выпрабавання спружын.

Аб'ект даследавання – безрэдуктарны хістальны асінхронны электрапрывод.

Прадмет даследавання – аўтахістальная сістэма «асінхронны рухавік – спружына» і стэнд выпрабавання спружын на яе аснове.

Мэта работы – распрацоўка метаду аналізу, матэматычнай мадэлі, інжынерных метадык праектавання, а таксама схемных рэалізацый рэсурсаберагальных стэндаў выпрабавання спружын, пабудаваных на аснове аўтахістальных рэжымаў работы.

Метады даследавання. Пры аналітычным даследаванні матэматычнай мадэлі электрамеханічных стэндаў выкарыстоўваліся традыцыйныя метады дыферэнцыяльнага вылічэння, а таксама распрацаваны метады кампенсацыі. Лічбавы аналіз здзяйсняўся на аснове сучасных матэматычных пакетаў праграм і моў праграмавання на персанальных ЭВМ. Адекватнасць атрыманых тэарэтычных вынікаў пацвярджалася шляхам параўнання іх з эксперыментальнымі дадзенымі, атрыманымі ў выніку даследавання практычнай рэалізацыі стэнда.

Атрыманыя вынікі і навізна. Упершыню створаны і даследаваны стэнд дынамічнага выпрабавання спружын на аснове аўтахістальнай электрамеханічнай сістэмы. На прыцып пабудовы стэндаў такога тыпу атрыманы патэнт Рэспублікі Беларусь.

Стэнд прайшоў выпрабаванні на Рэспублікаскім канструктарскім унітарным прадпрыемстве «Гомельскае спецыялізаванае канструктарскае бюро па збожжаўборачнай і кормаўборачнай тэхніцы» і рэкамендаваны да ўкаранення пасля лапрацоўкі да прамысловага ўзору.

Галіна прымянення – арганізацыі і прадпрыемствы, якія займаюцца распрацоўкай, вырабам і рамонтам устройстваў і механізмаў, што змяшчаюць спружыны.

SUMMARY

Rudchenko Yuri Aleksandrovich**The resources saving spring test stand based on an auto-oscillatory electromechanic system «asynchronous electric motor – spring»**

Key words: auto-oscillatory electromechanic system, asynchronous electric motor, spring, resources saving, spring test stand.

Object of the research is an oscillatory asynchronous electric drive without a reducer.

Subject of the research is an auto-oscillatory system «asynchronous electric motor – spring» and the spring test stand designed under this modes.

The purpose of the research: the development, a method of analysis, a mathematical model, procedures for engineering design and working schemes of resources saving stand for springs testing under auto-oscillatory modes of operation.

Research procedures. For the analysis of the electromechanical stands the traditional differential calculation methods together with the specially developed compensation method were used. Quantitative analysis was based on the up-to-date mathematics software packages for PCs. The adequacy of the received theoretical results was proved by means of comparing results mentioned above with the experimental data obtained during the investigation of a stand performance in working conditions.

The results obtained. For the first time the test stand based on an auto-oscillatory electromechanic system and designed for a dynamic testing of spring was developed and investigated. The design principle of the stands was patented in the Republic of Belarus.

Stand was tested and approved in the RDUI «GCDO grain and silo harvesters» and was recommended to be introduced into production after producing a commercial model.

The area of application is organization and enterprises occupied with projection, making and repairing of devices and mechanisms containing springs.



Рудченко Юрий Александрович

**РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ
ПРУЖИН НА БАЗЕ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОЙ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
«АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – ПРУЖИНА»**

05.09.03 – Электротехнические комплексы и системы

Автореферат диссертации на соискание
ученой степени кандидата технических наук

Редактор *Н.И. Жукова*
Компьютерная верстка *Н.Б. Козловская*

Подписано в печать 04.11.05.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Ризография. Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1,35.
Тираж 100 экз. Заказ № *419* /190.

Издательский центр
Учреждения образования «Гомельский государственный
технический университет имени П.О. Сухого».
ЛИ № 02330/0133207 от 30.04.2004 г.
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

Отпечатано на ризографическом оборудовании
Учреждения образования «Гомельский государственный
технический университет имени П.О. Сухого».
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.