

УДК.539.3

К ВОПРОСУ О МОДЕЛИРОВАНИИ КОЛЕБАНИЙ ДЕФОРМИРОВАННОЙ КОНТАКТНОЙ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ПЛАСТИНЫ В УСТРОЙСТВАХ АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОММУТАЦИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТОКА

Д.т.н. М.А. Омаров, к.т.н. С.Н. Селевко, к.филос.н. И.И. Цехмистро, Харьковский национальный университет радиоэлектроники

Исследуется деформация прямоугольной тонкой пластины. Учитывается поперечное воздействие возмущающей силы. Задача рассматривается в рамках теории собственных и вынужденных колебаний и сводится к решению дифференциальных уравнений.

Досліджується деформація прямокутної тонкої пластини. Враховується сила, що діє поперечно. Задача розглядається у рамках теорії власних та змущених коливань і зводиться до рішення диференціальних рівнянь.

The deformation of the thickness rectangular plate is considered. It is assumed that the disturbing force acts transverse. The problem is considered according oscillations theory is reduced to ordinary differential equation.

Ключевые слова: собственные колебания, вынужденные колебания, резонансная частота.

Введение.

Электромагнитное реле клапанного типа широко используется в устройствах промышленной автоматики благодаря хорошим эксплуатационным параметрам при относительной простоте конструкции и изготовления. Основными недостатками данных реле, которые не являются устраненными в полной мере и в настоящее время являются: электрическая дуга и дребезг контактных пластин. Основной причиной появления электрической дуги является размыкание цепей с большими индуктивностями и напряжениями самоиндукции. Дуга может генерироваться и при замыкании контактов, например: при ударе контактов друг о друга высвобождается кинетическая энергия, и пружины контактов начинают колебаться (дребезг контактов). При дребезге контакты расходятся на значительное расстояние, при этом в воздушных зазорах появляются электрические пробоя.

В связи с тем, что электрическая дуга представляет для контактов большую опасность, необходимо, наряду с детальным анализом причин появления дуги, провести анализ вынужденных колебаний контактных пластин. Известно, что при напряжении менее 15В и токе менее 0,3А электрическая дуга не возникает, однако электромагнитные реле используемые в системах коммутации на транспортных средствах работают при гораздо больших значениях токов и напряжений. При использовании контактных сплавов AgNi, AgCdO, увеличение расстояния между контактными с 0,1 до 0,3 мм приводит к увеличению напряжения пробоя на 10В [1].

Приведенные фактические данные указывают на практическую необходимость проведения анализа явления колебания упругих контактных пружин, поскольку величина амплитуды колебаний может оказать существенное влияние на параметры электрического пробоя. В данной работе рассматриваются уравнения поперечных колебаний контактных пружин (стержня, балки) без учета влияния касательных усилий в сечении на деформацию. Учет последних условий приводит к существенному усложнению задачи, поскольку вызывает необходимость решения математически некорректно поставленных задач, т.е. решения интегральных уравнений первого рода [2].

В данной работе проведен анализ вынужденных колебаний упругой пружины при замыкании (отпускании) якоря в зависимости от воздействия внешней силы. Данный анализ позволяет учитывать массу контакта, расположенную вблизи края пластины на форму и амплитуду колебаний. Показана применимость проведенного анализа к расчету и проектированию контактных пружин электромагнитного реле клапанного типа.

Постановка задачи и порядок исследований

На рисунке 1 представлено типичное электромагнитное нейтральное реле клапанного типа. Из него видно, что замыкание (размыкание) контактных пластин производится с помощью толкателя (4), связанного с якорем (10). Следовательно, сила, замыкающая пластины, максимум которой приложен к их свободным краям, прямо пропорциональна силе замыкания якоря.

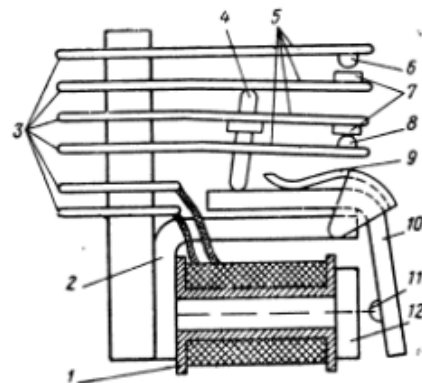


Рис.1. Электромагнитное нейтральное реле клапанного типа: 1 – каркас катушки с обмоткой; 2 – ярмо; 3 – выводы реле; 4 – толкатель; 5 – контактные пружины; 6 – 7 нормально разомкнутые контакты; 7–8 нормально замкнутые контакты; 9 – возвратная пружина; 10 – якорь; 11 – штифт отлипания; 12 – полюс сердечника

Анализируя работу электромагнитного реле клапанного типа можно сделать вывод о том, что колебания контактных пластин можно рассматривать как собственные колебания, которые происходят после внешнего толчка, размыкания (замыкания) контакта и как вынужденные колебания, возникающие под действием периодической силы, т.е. замыкания (размыкания) якоря реле.

Выбор типа колебательного явления зависит от режима работы (эксплуатации) реле конкретного типа и конкретных условий.

Для нейтрального реле клапанного типа силу притяжения якоря к полюсу сердечника можно оценить по соотношению, вытекающему из формулы Максвелла [3-4]:

$$F = 6,4 \cdot 10^{-8} \frac{I^2 w^2 S}{\delta^2} [kz], \quad (1)$$

где I – максимальная сила тока в обмотке, δ – воздушный зазор между якорем и полюсом, w – количество витков в обмотке, S – площадь торца сердечника.

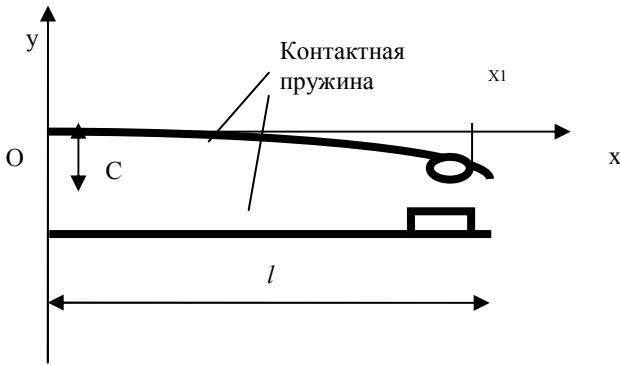


Рис. 2. Схема задачи

Рассмотрим колебание пластины при отпущенном контакте на примере консольной балки закреплённой с одной стороны рис.2 [5-7].

Для контактных пластин реле после выведения из состояния равновесия могут возникнуть стоячие волны, каждая из которых представляет одно собственное колебание с определенной частотой.

Уравнение поперечных колебаний для однородного стержня, толщиной которого можно пренебречь имеет следующий вид:

$$\frac{d^2 Y}{dt^2} + \frac{EJ}{m} \frac{d^4 Y}{dx^4} = 0, \quad (2)$$

где E – модуль Юнга материала балки, J – момент инерции пластины, m – масса балки (пластины). Для контактных пластин длины l используются следующие граничные условия:

$$Y(0,t) = dY(0,t)/dx = d^2 Y(l,t)/dx^2 = d^3 Y(l,t)/dx^3 = 0. \quad (3)$$

Если рассматривать верхнюю контактную пластину как колеблющийся стержень, балку, то при воздействии на нее поперечной силы:

$$F(x,t) = f(x)e^{i\omega t}; \quad (4)$$

в стержне будут осуществляться вынужденные колебания, уравнение которых имеет вид:

$$\frac{d^2 Y}{dt^2} + \frac{EJ}{m} \frac{d^4 Y}{dx^4} = F(x,t) \quad (5)$$

Для данного уравнения существует решение, которое получается с помощью преобразований Лапласа [6]:

$$Y_0(x) = \frac{F}{EJ D(b_0 l) b_0^3} ((S(b_0 l) T(b_0(l-x_1)) - T(b_0 l) S(b_0(l-x_1))) U(b_0 x_1) + (S(b_0 l) S(b_0(l-x_1)) - V(b_0 l) * T(b_0(l-x_1))) V(b_0 x)) + \frac{F}{EJ D(b_0 l) b_0^3} V(b_0(x-x_1)), \quad (6)$$

где

$$T(b_0 x) = 1/2 (sh(b_0 x) + \sin(b_0 x)),$$

$$S(b_0 x) = 1/2 (ch(b_0 x) + \cos(b_0 x)),$$

$$U(b_0 x) = 1/2 (ch(b_0 x) - \cos(b_0 x)),$$

$$V(b_0 x) = 1/2 (sh(b_0 x) - \sin(b_0 x)),$$

$$D(b_0 l) = T(b_0 l) V(b_0 l) - S^2(b_0 l),$$

$$b_0 = \left(\sqrt[4]{\frac{m}{EJ}} \right) \sqrt{\omega},$$

ω – частота колебаний.

Функции T, S, U, V называются функциями А.Н. Крылова. Точка с координатой x_1 является точкой приложения внешнего воздействия, в нашем случае, силы F , которую будем считать силой притяжения контактов. Соотношение (6) применимо для случая силы приложенной на свободном конце пластины (стержня), т.е. при $x_1=l$. Соотношение 6 применимо для вычисления формы вынужденного колебания любой частоты ω , кроме резонансных значений. Это соотношение является пригодным для расчетов формы колебаний пластины реле с точностью применимой для инженерной практики. В случае приложения внешнего воздействия в произвольной точке $0 < x_1 < l$ решение задачи о моделировании и анализе формы собственных колебаний затруднено без использования автоматизированных средств математических вычислений таких как (MatCAD, MatLAB).

Собственные изгибные колебания консольного стержня оцениваются по соотношению:

$$Y_j(x,t) = B_j(x) \exp(i\omega_j t), \quad (7)$$

$$B_j(x) = ch(b_j x) - \cos(b_j x) -$$

$$\frac{ch(b_j l) + \cos(b_j l)}{sh(b_j l) + \sin(b_j l)} (sh(b_j x) - \sin(b_j x))$$

Последнее выражение является искомым формой собственных колебаний. Используя граничные условия (3) и функции А.Н. Крылова получаем уравнение, с

помощью которого определяются частоты собственных колебаний:

$$S^2(bl) - T(bl)V(bl) = 0. \quad (8)$$

Данное уравнение эффективно решается численными методами. Первые 5 корней его имеют вид $b_1l=1.875$, $b_2l=4.694$, $b_3l=7.855$, $b_4l=11.1$, $b_5l=14.1$. Подставляя их в соотношение $B_j(x)$ можно получить представление о форме колебаний как комбинацию гармонических и гиперболических функций, представленную на рис. 3 при $l=1$.

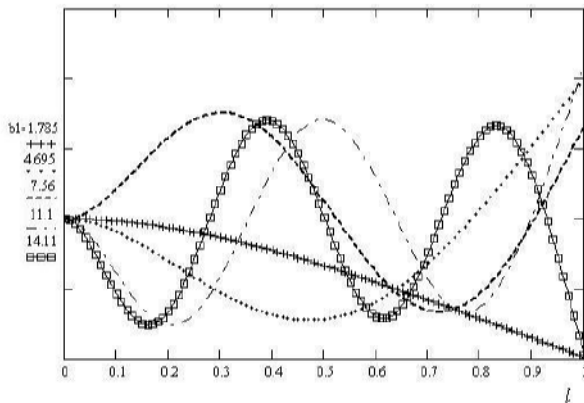


Рис.3. Формы колебаний консольно-закрепленного стержня

Для определения формы поперечных колебаний рассмотрим упрощенное уравнение близкое к (5) для случая пренебрежения влияния касательных усилий и малых деформаций:

$$\frac{EJ}{m} \frac{d^2Y}{dx^2} = M(x,t) \quad (9)$$

Изгибающий момент в сечении равен $M(x,t) = -(x_1 - x)$ при $t=0$. Тогда:

$$\frac{EJ}{m} \frac{d^2Y}{dx^2} = -(x_1 - x).$$

Интегрируя это уравнение дважды, и используя условия $x=0, y=0, dY/dx=0$ получим:

$$Y = -\frac{m}{EJ} \left(\frac{x_1 x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right).$$

Введя в рассмотрение коэффициент $\alpha_{11} = |Y_1^1| = 64l^3 m / (375EJ)$ при $x_1 = 4l/5$ и коэффициент инерции m_{11} , равный массе контакта (6) на пластине (5) рис.1 получим дифференциальное уравнение свободных колебаний при пренебрежении массы пластины:

$$Y = -\frac{64(m_{11})l^3}{375EJ} \left(\frac{d^2Y}{dt^2} \right). \quad (10)$$

Далее выведем из рассмотрения массу пружины, и будем учитывать только массу контакта, к которой приложено внешнее воздействие.

Если учесть внешнее воздействие, которое описывается формулой (1) в предположении, что сила притяжения якоря к сердечнику электромагнита

приблизительно равна силе замыкания контактов пластин (по отношению к массе) и точка приложения усилия находится на расстоянии $4/5l$ от точки закрепления пластины (в центре контакта), получим:

$$Y = -\frac{64(m_{11} + F/g)l^3}{375EJ} \left(\frac{d^2Y}{dt^2} \right). \quad (11)$$

Данное соотношение является уравнением свободных колебаний с одной степенью свободы. Введя в рассмотрение начальные условия $Y(t)=C, t=0, Y'(t)=0$ получаем:

$$Y = \sqrt{C} \sin\left(\left(\frac{64(m_{11} + F/g)}{375EJ}\right)^{1/2} t\right) \quad (12)$$

Константа C , в данном уравнении выбирается как максимальное отклонение пружины от положения равновесия (рис.2), которое происходит в момент замыкания контактов, т.е. 1-2мм.

На рис. 4 представлено влияние значения точки смещения контакта на амплитуду собственных колебаний при фиксированной силе замыкания контактов для колебания первого тона $bl=1.875$, рассчитанное из соотношения (6).

На данном рисунке показана зависимость изменения амплитуды колебаний по длине стержня при разных координатах точки x_1 —центра расположения контакта: $x_1=0,7L, 0,8L, 0,9L, L$. Данные зависимости рассчитаны для реле типа МНШ при числе витков во втягивающей обмотке $w=2000, I^2=0,02A, \delta=0,002m$.

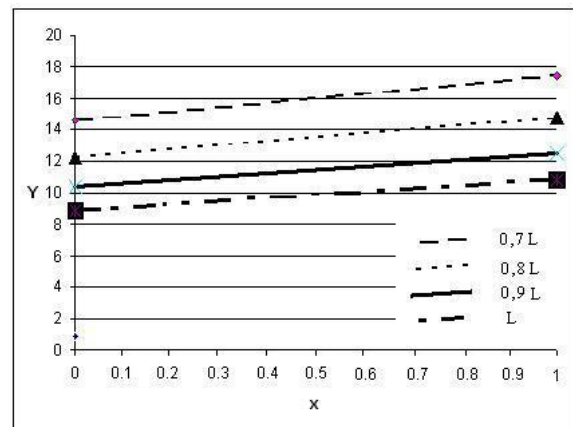


Рис.4. Зависимость амплитуды колебаний контактной пластины от ее длины при разных точках крепления контактов— x_1 и $bl=1.875$.

Из него видно, что смещение центра контакта на 10% от края контактной пластины приводит к увеличению амплитуды колебаний на 16%. Данный факт является очень существенным при разработке, как формы контактных площадок, так и способов их крепления. Улучшение способа крепления, путем смещения центра тяжести от края пластины может привести к увеличению величины амплитуды колебаний.

Выводы

Соотношение (11) и формы собственных колебаний (комбинация гиперболических и синусоидальных функций) дают возможность качественной оценки колебания плоской контактной

пружины электромагнитного реле клапанного типа. На основе решения уравнения вынужденных колебаний (в виде (6)) показано, смещение центра тяжести контакта от края пластины на 10% изменяет амплитуду колебаний на 16% при фиксированном усилии между контактами электромагнитного реле клапанного типа для первого тона колебаний.

Современная вычислительная техника и средства математического моделирования дают реальные возможности для разработки контактных пружин (пластин) для мощных электромагнитных реле с использованием теории колебаний и методов численного моделирования. Существующие математические модели вынужденных колебательных процессов позволяют учитывать ширину и толщину контактных пружин, момент инерции, модуль упругости, касательные усилия. Численные методы решения дифференциальных уравнений, такие как метод конечных разностей (FDTD) в совокупности с учетом параметров, которые характеризуют упругость материала и геометрические размеры, способствуют моделированию формы контактной пружины близкие к оптимальным.

УДК 004.891

ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ ТЕСТИРОВАНИЯ В СИСТЕМЕ МЕНЕДЖМЕНТА КАЧЕСТВА ПО МНОГИМ КРИТЕРИЯМ

Д.т.н. Л.И. Нефёдов, к.т.н. Д.А. Маркозов, В.А. Беспалый, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

В статье обоснована необходимость внедрения многокритериальной оценки тестов как метода оценки качества тестовых результатов полученных с их помощью в системе менеджмента качества среднеобразовательных учреждений.

У статті обґрунтовано необхідність впровадження багатокритеріальної оцінки тестування як методу оцінки якості результатів тестування отриманих з їх допомогою в системі менеджменту якості загальноосвітніх навчальних закладів.

In the article the necessity of introducing multi-criteria evaluation of the quality of tests as a method of assessing the quality of test results obtained with the help of their in quality management system general school.

Ключевые слова: критерий, качество, система, оценка

Введение.

В настоящее время ожидаются принципиальные качественные изменения информатизации образования, интеллектуальной поддержки принятия управленческих решений и количественной оценки качества образовательной деятельности [1].

В рамках данной работы предлагается модернизация системы оценивания качества обучения и оценивания знаний, полученных в процессе обучения.

Сам процесс обучения предлагается рассматривать как систему менеджмента качества, в которой обучаемый является объектом управления, а образовательное учреждение системой управления. Практически

Полученные результаты представляют интерес для диагностики износа контактных элементов в электромагнитных реле клапанного типа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Мощные электромагнитные реле: Справочник инженера. - Санкт-Петербург: 2001. - 152 с.
2. Воропай А.В. Моделирование нестационарного деформирования прямоугольной пластины с гасителем колебаний / А.В. Воропай // Вестник ХНАДУ. – 2011. - вып.53. - С.87-89.
3. Филипченко И.П. Электромагнитные реле / И.П. Филипченко, Г.Я. Рыбин. - М: "Советское радио". - 1968. - 72с.
4. Миловзоров В.П. Электромагнитные устройства автоматики / В.П. Миловзоров. – М: "Высшая школа". -1983. - 400с.
5. Козлов Н.П. Электромагнитные пропорциональные элементы / Н.П. Козлов, И.М. Красов. – М: "Энергия". - 1966. - 166 с.
6. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний / С.П. Стрелков. - М: "Наука". -1964. - 437с.
7. Яблонский С.С. Курс теории колебаний / С.С. Яблонский. – М: "Высшая школа". -1966. - 254 с.

оптимизировать процесс обучения в системе менеджмента качества в условиях нечёткой информации в точной мере невозможно. Таким образом, присутствует нечеткость в процессе управления [2].

Кроме этого, на сегодняшний день все большее внимание уделяется тестированию как одному из наиболее быстрых и удобных способов оценки знаний.

Анализ литературы и достижений. Тестовый метод контроля качества обучения имеет ряд несомненных преимуществ перед другими педагогическими методами контроля:

- высокая научная обоснованность теста;
- технологичность;
- точность измерений;
- наличие одинаковых для всех испытуемых правил проведения испытаний и правил интерпретации их результатов;
- хорошая сочетаемость метода с современными образовательными технологиями.

Тесты начали применяться в 1864 году Дж. Фишером в Великобритании для проверки знаний учащихся. Теоретические основы тестирования были разработаны английским психологом Ф. Гальтоном в 1883 году. Термин "тест" впервые ввёл американский психолог Дж. Кеттел в 1890 году. Первый стандартизированный педагогический тест был составлен американским психологом Э. Торнодайком. Американский психолог К. Спирмен разработал основные методы корреляционного анализа для стандартизации тестов и объективного измерения тестологических исследований. Статистические методы