

Е.И. Байда, Б.В. Клименко

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПРИВОДНОМ ВАЛУ ВАКУУМНОГО ВЫКЛЮЧАТЕЛЯ СРЕДНИХ НАПРЯЖЕНИЙ

У статті досліджуються процеси, що визначають механічні напруги в приводному валу вакуумного відмикача в статичному та динамічному режимах роботи. Показано, що механічна деформація вала обумовлює зменшення провалу контактів до 30% і сил контактного натискання на (10-11)%, однак ці значення не є критичними та мало впливають на роботу викидача. Отримано значення сил, що діють на опори вала. Показано, що динамічні сили в опорах на (19-38)% більше, ніж статичні. Отримані значення зусиль дозволяють вибрати матеріал вала та підшипники. Бібл. 19, рис. 12.

Ключові слова: вакуумні відмикачі, механічні напруги, деформація вала.

В статье исследуются процессы, которые определяют механические напряжения в приводном валу вакуумного выключателя в статическом и динамическом режимах работы. Показано, что механическая деформация вала вызывает уменьшение провала контактов на величину до 30% и сил контактного нажатия на (10-11)%, эти значения не критичны и мало влияют на работу выключателя. Получены значения сил, действующих на опоры вала. Показано, что динамические усилия в опорах на (19-38)% больше статических. Полученные значения усилий позволяют выбрать материал вала и подшипники. Библ. 19, рис. 12.

Ключевые слова: вакуумные выключатели, механические напряжения, деформация вала.

Введение. В последние 10 – 15 лет доминирующее положение на рынке выключателей средних напряжений заняли вакуумные выключатели, у которых в качестве привода используются бистабильные электромагнитные актуаторы с высококоэрцитивными постоянными магнитами. Лидером в этой области является концерн АВВ, первым представивший такой выключатель (VM1) в 1990 г. [1]. В Украине подобные выключатели производят компании ЗАО «Высоковольтный союз» и «АВМ АМПЕР» [2]. В выключателях ВВ-TEL («Таврида электрик» [3]) применяются электромагнитные актуаторы с низкокоэрцитивными постоянными магнитами. Вакуумные выключатели с электромагнитными актуаторами характеризуются простотой конструкции, высокой надежностью и в течение многих лет не требуют профилактического обслуживания.

На кафедре электрических аппаратов НТУ «ХПИ» уже более 10 лет ведутся работы, связанные с исследованиями, усовершенствованием и разработкой новых конфигураций вакуумных выключателей и контакторов средних напряжений [4 – 7]. Одним из направлений таких работ является исследование механических процессов в выключателях с вертикальным (относительно приводного модуля) полюсов с вакуумными прерывателями. Конструкция таких выключателей предусматривает передачу движения от актуатора к подвижным контактам через приводной вал (рис. 1) – актуатор через ось 3 приводит во вращение вал, оси 4 которого связаны с подвижными контактами через тяговые изоляторы.

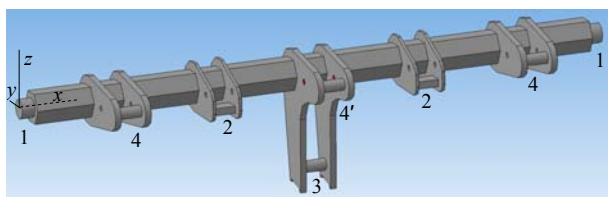


Рис. 1. Приводной вал выключателя, где 1 – оси крепления вала в подшипниках; 2 – плоскости приложения сил отключающих пружин; 3 – ось крепления тяги электромагнитного актуатора; 4, 4' – оси крепления тяг подвижных контактов в крайних и среднем полюсах; x , y , z – оси системы координат

Постановка проблемы. В процессе исследования работы привода выключателя на макетных образцах было установлено:

- на вал, который крепится в двух подшипниках без промежуточных опор, действуют значительные усилия, вследствие чего вал деформируется, а провал контактов и усилия их поджатия уменьшаются (относительно сил, рассчитанных для абсолютно жесткого вала);
- деформации вала носят сложный характер (изгиб и кручение), вследствие чего в подшипниках возникают не только радиальные, но и осевые силы;
- крутильные колебания вала, возникающие в динамических режимах, влияют на ход и поджатие контактов.

В связи с этим, был определен круг вопросов, ответы на которые приводят к пониманию направлений проектирования таких аппаратов, а именно: 1) является ли критичным уменьшения сил контактного нажатия вследствие деформации вала? 2) возможны ли отскоки контактов при колебаниях вала? 3) насколько критичны осевые усилия в подшипниках? 4) как изменяется ход и поджатие контактов по мере их износа?

Задачи и цель. Задачей работы было создание математической модели для расчета усилий и деформаций приводного вала в статическом и динамическом режимах с целью определения влияния этих параметров на работу вакуумного выключателя рассматриваемой конфигурации, что может послужить основой выработки рекомендаций к проектированию аппаратов подобного типа.

Несмотря на то, что в литературе расчет валов представлен достаточно обширно (в [8 – 11] приведены наиболее фундаментальные исследования), проблема заключается в том, что расчеты вала *такой конструкции* при таких условиях крепления (рис. 1) отсутствуют. Как показано в [12], расчеты сложных конструкций могут быть проведены только численными методами, поэтому все расчеты в данной работе проводились в пакете COMSOL методом конечных элементов.

Трехмерная модель вала (рис. 1) была создана в среде AutoCAD, а затем экспортирована в среду COMSOL.

Расчет вала выключателя для принятой модели.

В качестве примера приведен расчет вала опытного образца вакуумного выключателя средних напряжений. Исходные данные: длина стального вала – 574 мм; форма сечения – шестигранная с диаметром вписанной окружности 32 мм); соотношение хода оси актуатора и осей тяговых изоляторов – 1,5; суммарная сила отключающих пружин (действующих на поверхности 2 рис. 1) – 1000 Н; суммарная сила начального поджатия контактных пружин, (приложенная к осям 4 рис. 1) – 6600 Н (по 2200 Н на полюс); ход оси 3 (рис. 1) актуатора после касания контактов – 6 мм; теоретический ход осей тяговых изоляторов после касания контактов (провал контактов при абсолютно жестком вале, оси 4 на рис. 1) – 3,92 мм, по дальней точке диаметра осей – 4,3 мм; жесткость контактной пружины – 280 кН/м; суммарная противодействующая сила контактных пружин при абсолютно жестком вале (приложенная к осям 4 рис. 1) в конечном положении вала – 9900 Н (по 3300 Н на полюс).

Допущения, принимаемые при расчете: опоры крепления вала жесткие; торцы вала упираются в недеформируемые подшипники; жесткость отключающих пружин не учитывается (на порядок меньше жесткости контактных пружин). Граничные условия: задано перемещение оси 3 в направлении минус y (рис. 1) в пределах 0 мм ... 6 мм; на плоскостях 2 (рис. 1) заданы удельные значения сил отключающих пружин; на осях 4 заданы удельные значения сил контактных пружин с учетом их поджатия; на поверхностях 1 и торцах вала заданы условия $\Delta \cdot \vec{n} = 0$ (где Δ – вектор перемещений, \vec{n} – нормаль к поверхности). Последнее условие обеспечивает вращение вала вокруг его продольной оси x без трения и отсутствие осевого перемещения.

Результаты расчета в статике. Вследствие деформации вала (рис. 2) изменяются значения хода тяг контактов, а также силы контактного нажатия по сравнению с результатами расчетов при абсолютно жестком вале. Соответствующие расчетные зависимости показаны на рис. 3.

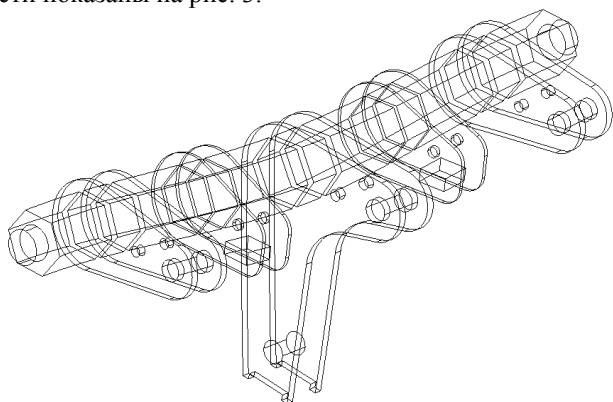


Рис. 2. Картина деформации вала при 20-кратном увеличении

Как следует из рис. 3,а, в конечном положении значение хода меньше, чем при абсолютно жестком вале на 1,05 мм для среднего полюса и на 1,3 мм для крайних полюсов. Такое уменьшение хода вызывает уменьшение сил контактного нажатия (рис. 3,б). В частности, начальное нажатие уменьшается по сравнению с нажатием для недеформируемого вала на 140 Н, конечное для крайнего полюса – на 340 Н, для среднего –

на 280 Н, что составляет 10% ... 11% от контактного нажатия и мало влияет на работу выключателя.

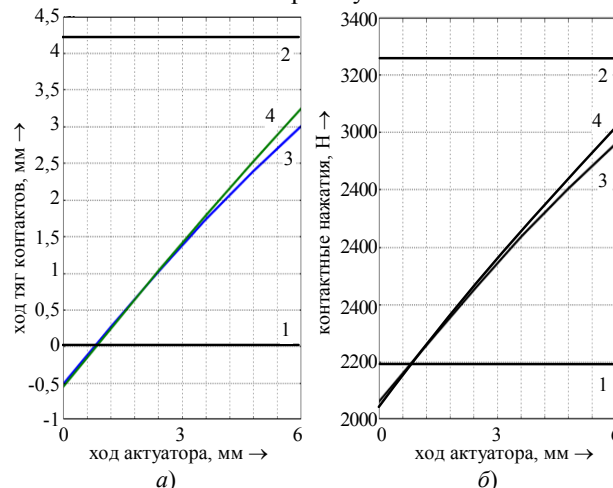


Рис. 3. Зависимости хода тяг контактов (а) и контактного нажатия (б) в функции хода актуатора: 1 – начальное значение для абсолютно жесткого вала (касание контактов); 2 – конечное значение при абсолютно жестком вале; 3 – расчетное значение в крайнем полюсе; 4 – расчетное значение в среднем полюсе

Одним из важных расчетных параметров являются значения сил, действующих на вал со стороны корпуса выключателя или силы, действующие на подшипники (приводятся конечные значения сил при максимальном ходе). В результате расчетов получены значения сил по координатам (рис. 1): $R_x = 3428$ Н, $R_y = 5275$ Н, $R_z = 4969$ Н.

Продольная сила R_x возникает в результате упора торцов вала в подшипники и изгиба вала. При этом радиальная сила будет равна:

$$F_r = \sqrt{R_z^2 + R_y^2} = 7245 \text{ Н.} \quad (1)$$

Полученные значения позволяют оценить условия работы подшипников и выбрать их размеры. Расчетным нагрузкам соответствует, например, подшипник 6304-2RSH-SKF (Швеция) с размерами $20 \times 52 \times 15$ с допустимыми усилиями: динамическим – 15,9 кН, и статическим – 7,8 кН. Считается, что допустимое осевое усилие достигает 70% от неиспользованной радиальной нагрузки. Следовательно, допустимая осевая нагрузка равна $(15900 - 7245) \cdot 0,7 = 8655$ Н. Таким образом, и радиальная и осевая нагрузка меньше найденного допустимого значения.

Результаты расчета в динамике. Статический расчет не дает полной информации о напряжениях, перемещениях и действующих силах. Это связано со значительными силами, скоростями и движущимися массами в процессе работы выключателя. Поэтому необходимо учесть динамику работы выключателя.

Учет масс тяговых изоляторов. Массы подвижных тяговых изоляторов, прикрепленных к осям 4 (рис. 1), учитывались увеличением плотности материала осей по формуле:

$$m = \rho \cdot V, \quad (2)$$

где m – известная масса тягового изолятора равная 0,725 кг; ρ – искомая плотность материала; V – известный объем одной оси 4.

В рассматриваемом примере значение плотности получилось равным $2,56 \cdot 10^5$ кг/м³.

Определение коэффициентов демпфирования. При анализе переходных процессов необходимо учитывать параметры демпфирования, которые определяют потери энергии в системе (затухание колебаний системы).

Демпфирование по Релею [13] предполагает способ учета параметров затухания в зависимости от массы движущихся тел и жесткости системы и подразумевает определение параметров диагональной матрицы жесткости или демпфирования:

$$C_i = \alpha(M) + \beta(K) \cdot \omega_i^2, \quad (3)$$

где C_i – матрица жесткости; $\alpha(M)$ – коэффициент затухания, зависящий от массы M тела; $\beta(K)$ – коэффициент затухания, зависящий от жесткости системы K ; $\omega_i = 2 \cdot \pi \cdot f_i$ – круговая частота колебаний i -й моды; f_i – соответствующая частота i -й моды.

Жесткость i -й моды можно представить

$$C_i = 2 \cdot \xi_i \cdot \omega_i, \quad (4)$$

где ξ_i – коэффициент вязкого демпфирования.

Если известны коэффициенты демпфирования для i -й и j -й моды, то коэффициенты $\alpha(M)$ и $\beta(K)$ определяются из выражения:

$$\frac{1}{2} \cdot \begin{vmatrix} \frac{1}{\omega_i} & \omega_i \\ \frac{1}{\omega_j} & \omega_j \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \alpha(M) \\ \beta(K) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \xi_i \\ \xi_j \end{vmatrix}. \quad (5)$$

Для сталей известен фактор потерь $\eta = 0,2$ [14]. Тогда приняв, что $\xi_i = \xi_j$ и учитывая, что $\xi = \eta / 2$, получим

$$\xi_i = \xi_j = 0,1,$$

и соответствующие значения $\alpha(M)$ и $\beta(K)$.

Расчеты частот собственных колебаний были проведены в специальном режиме программы COMSOL. На рис. 4 показаны формы вала для первой и второй моды (в увеличенном масштабе).

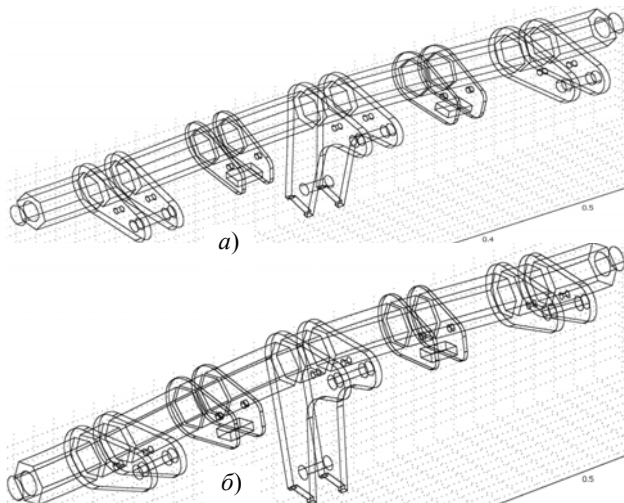


Рис. 4. Форма первой (а) и второй (б) моды колебаний вала

В результате расчетов были получены следующие значения частот: $f_1 = 242,8$ Гц, $f_2 = 338,0$ Гц.

Исходя из найденных частот с помощью (5) были найдены коэффициенты затухания колебаний вала:

$$\alpha = 177,6 \text{ с}^{-1}, \quad \beta = 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ с}.$$

Формирование уравнения движения тяги электромагнита и начальных условий. Для расчета динамики необходимо задать временную зависимость движения тяги актуатора в пределах провала контактов. Такие расчеты были проведены ранее на основании совместного решения уравнений электромагнитного поля, электрической цепи и уравнения движения [15–19]. С учетом расположения системы координат, аппроксимирующая временная зависимость хода актуатора будет иметь следующий вид:

$$S_y(t) = \begin{cases} -6 \cdot 10^{-3} \cdot \sin(500 \cdot t) [м], & \text{если } t < \pi/1000 \\ -6 \cdot 10^{-3} [м], & \text{если } \pi/1000 \end{cases}. \quad (6)$$

За начало отсчета принято время замыкания контактов выключателя, после которого актуатор «выбирает» провал контактов.

Начальная скорость оси тяги актуатора (поз. 3, рис. 1):

$$V_0 = \frac{dS_y(0)}{dt} = -3 \text{ м/с} \quad (7)$$

Начальная скорость точек вала:

$$v_{0i} = \vec{\omega} \times \vec{r}_i. \quad (8)$$

В выражении (8) обозначено:

$$\vec{\omega} = \vec{e}_x \cdot \frac{V_0}{l}, \quad \vec{r}_i = \vec{e}_y \cdot y + \vec{e}_z \cdot z, \quad (9)$$

где l – расстояние от оси вращения вала до оси крепления тяги актуатора 3 (рис. 1); \vec{r}_i – расстояние от точек, принадлежащих валу до его продольной оси x .

Результаты расчета при исходных значениях силы и хода поджатия контактов. Графики временных зависимостей хода осей тяг контактов (поз. 4, рис. 1) приведены на рис. 5.

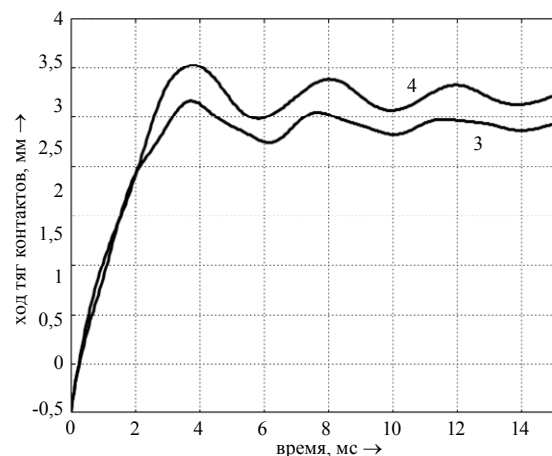


Рис. 5. Временные зависимости хода осей тяг контактов: 3 – расчетное значение хода в крайнем полюсе; 4 – расчетное значение хода в среднем полюсе

Из рис. 5 видно, что движение осей тяг контактов имеет колебательный характер, однако эти колебания не являются критичными, так как их размах относительно невелик (наибольшее значение составляет приблизительно 0,25 мм, что намного меньше хода поджатия – около 4 мм) и не приводят к размыканию контактов. Очевидно, что таким же колебаниям будут подвержены и силы контактного нажатия (рис. 6).

Из рис. 6 следует, что конечные значения сил стремятся к своим значениям в статике – 2961 Н и 3016 Н,

а сила начального нажатия (в отличие от ситуации в статике) в момент замыкания контактов не уменьшается, что обусловлено инерционностью вала и прочих связанных с ним элементов конструкции.

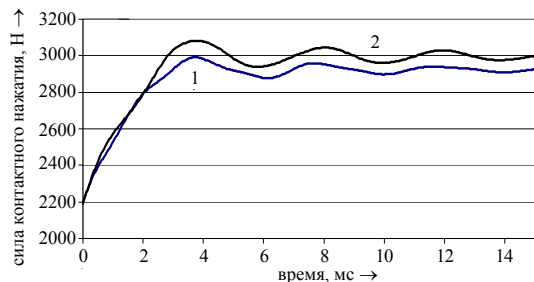


Рис. 6. Колебание силы контактного нажатия на крайнем (1) и среднем полюсе (2)

На рис. 7 показана суммарная сила контактного нажатия в зависимости от времени.

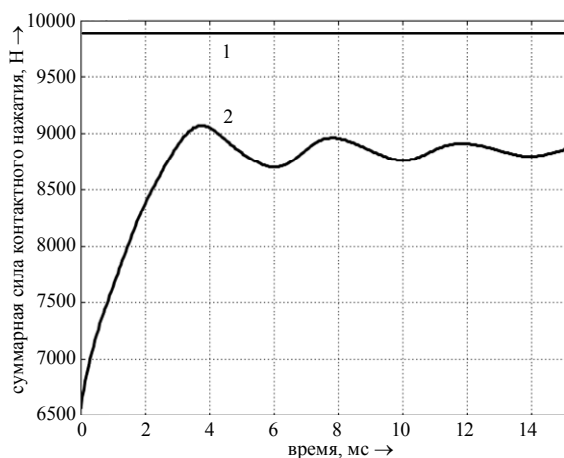


Рис. 7. Суммарная сила контактного нажатия при абсолютно жестком вале (1) и расчетная сила (2)

В конечном положении после окончания переходного процесса различие между нажатием при абсолютно жестком вале и расчетными значениями $9893 - 8927 = 966$ Н, что составляет величину порядка 10% от теоретической и не является критичным.

Определенный интерес представляют динамические значения реакций подшипников (рис. 8).

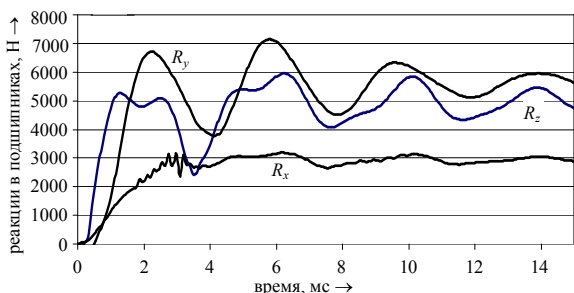


Рис. 8. Значение динамических реакций сил в подшипниках по осям координат

Как следует из рисунка, максимальные динамические реакции больше статических реакций по осям: x – в 1,38 раз; y – в 1,35 раз; z – в 1,19 раз. На рис. 9 показан график радиального динамического усилия.

Расчеты показывают, что осевое значение силы не превышает допустимого значения. На рис. 10 показана допустимая нагрузка на ось и осевая нагрузка

подшипника. Из рисунка следует, что осевая динамическая нагрузка не превышает допустимого значения.

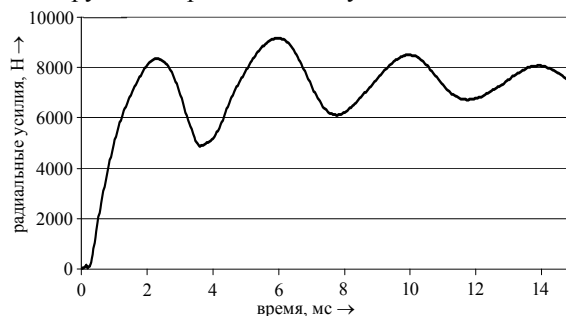


Рис. 9. Радиальные усилия в подшипнике

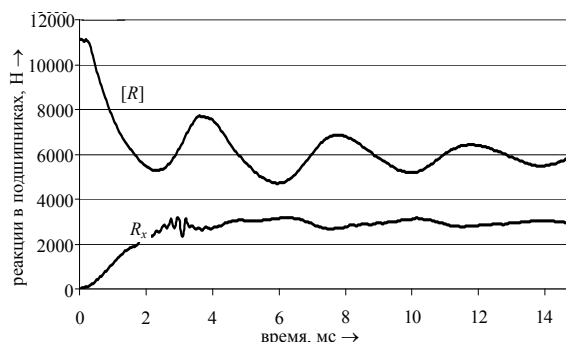


Рис. 10. Временные зависимости осевой R_x и допустимой осевой $[R]$ нагрузки на подшипник

Результаты расчета в случае двукратного уменьшения хода поджатия контактов при их износе (максимальный износ контактов в процессе работы).

В процессе работы выключателя в результате износа контактов уменьшается значение провала контактов, что сказывается на работе выключателя. Данные расчета при уменьшении провала контактов в два раза (максимальный износ контактов) приведены ниже.

Конечное значение силы контактного нажатия уменьшится: на крайних полюсах с 2961 Н до 2545 Н; на среднем полюсе – с 3016 Н до 2550 Н по сравнению со значениями для новых контактов. Реакция подшипников при этом также изменится: R_x – с 2428 Н до 782 Н; R_y – с 5275 Н до 3164 Н; R_z – с 4969 Н до 4320 Н.

На рис. 11 приведены графики временных зависимостей хода осей тяг контактов (поз. 4 на рис. 1) при уменьшенном ходе поджатия.

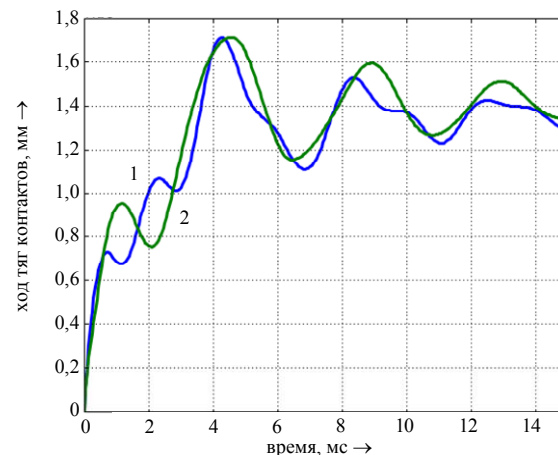


Рис. 11. Ход осей тяг контактов в функции времени: 1 – расчетное значение хода в крайнем полюсе; 2 – расчетное значение хода в среднем полюсе

Графики, приведенные на рис. 11, показывают, что износ контактов приводит к некоторому увеличению размаха колебаний хода осей тяг контактов – максимальное значение размаха увеличивается до 0,3 мм, что намного меньше даже уменьшенного вдвое хода поджатия – до 2 мм, поэтому размыкание контактов при этом не происходит.

На рис. 12 приведен расчетный график изменения в динамике силы контактного нажатия только на крайних полюсах выключателя (поскольку на среднем полюсе сила нажатия больше) при уменьшенном ходе поджатия. Как видим, сила контактного нажатия не опускается ниже критического значения – 2000 Н.

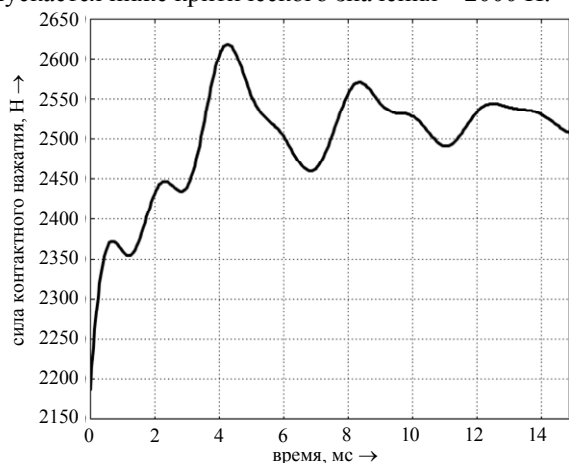


Рис. 12. Колебания силы контактного нажатия в крайних полюсах при уменьшенном вдвое ходе поджатия

С целью проверки принятого расчетного допущения о жесткости корпуса выключателя, был проведен расчет его деформаций в стационарном режиме с учетом действия на него соответствующих стационарных сил R_x , R_y , R_z при условии жесткого закрепления нижней поверхности. Ввиду симметрии конструкции, проводился расчет половины корпуса с соответствующим граничным условием на плоскости симметрии. Результаты расчета показывают, что максимальная деформация корпуса наблюдается на плоскости симметрии (середина) в его верхней части и равна $7,2 \cdot 10^{-5}$ м, что на порядок меньше деформации вала.

Выводы

1. В процессе работы вал подвержен значительным деформациям, из-за которых, вследствие уменьшения хода поджатия, контактное нажатие уменьшается на 10 % ... 11 % по сравнению с расчетными значениями при условии недеформируемого вала. Такое уменьшение не является критичным и незначительно влияет на работу выключателя.

2. Колебания осей тяг контактов и сил контактного нажатия, с учетом деформаций вала в динамике, не приводят к отскокам контактов при включении.

3. Сложная деформация вала приводит к появлению осевых сил.

4. Динамические силы в подшипниках на 19% ... 38% больше статических, что необходимо учитывать при выборе подшипников.

5. По мере износа контактов уменьшается ход тяг контактов и контактное нажатие: при двукратном уменьшении хода поджатия – на 466 Н в среднем полюсе

и на 416 Н в крайних полюсах. Тем не менее, уменьшившаяся сила (приблизительно 2550 Н на полюс) обеспечивает нормальную работу выключателя.

6. В случае максимального износа контактов (уменьшение хода поджатия вдвое), динамические колебания системы не приводят к отскокам (вибрации) контактов.

7. Для уменьшения деформации вала необходимо чтобы торцовые поверхности вала упирались в подшипники, а подшипники должны жестко крепиться в корпусе, что увеличивает жесткость всей системы.

8. На основании проведенных расчетов в качестве материала для вала можно рекомендовать сталь 30 закаленную, с $\sigma_b = 11 \cdot 10^8$ Н / м² или другую сталь с аналогичными характеристиками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. [https://library.e.abb.com/public/5800cc5773e0b321c12575d0004d7342/LE_VM1\(EN\)V_VCP000185-0904x.pdf](https://library.e.abb.com/public/5800cc5773e0b321c12575d0004d7342/LE_VM1(EN)V_VCP000185-0904x.pdf). VM1. Medium voltage vacuum circuit-breaker with magnetic actuator.
2. http://www.nbu.gov.ua/old_jrn/Natural/eie/2011_3/22.pdf / Модернизированный вакуумный выключатель с электромагнитным актуатором.
3. <http://www.tavrida.com/ter/solutions/VCB/> Вакуумные выключатели 6-20 кВ.
4. Клименко Б.В., Бугайчук В.М., Гречко А.М. Электромагнитные приводы вакуумных выключателей средних напряжений // Вестник НТУ «ХПИ». – 2004. – №42. – С. 73-80.
5. Клименко Б.В., Гречко А.М., Бугайчук В.М. Опытный образец двухпозиционного электромагнитного привода вакуумного выключателя среднего напряжения // Электротехника і електромеханіка. – 2005. – №2. – С. 23-28. doi: 10.20998/2074-272X.2005.2.06.
6. Клименко Б.В., Гречко А.М., Бугайчук В.М., Выронец С.В. Быстродействующий электромагнитный привод с вытеснением магнитного поля для вакуумного выключателя среднего напряжения // Электротехника і електромеханіка. – 2006. – №4. – С. 22-26. doi: 10.20998/2074-272X.2006.4.03.
7. Клименко Б.В., Гречко А.М., Ересько А.В. Электромагнитный привод с двухпозиционной магнитной защелкой для вакуумного выключателя среднего напряжения // Электротехника і електромеханіка. – 2007. – №6. – С. 40-43. doi: 10.20998/2074-272X.2007.6.08.
8. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 639 с.
9. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 151 с.
10. Расчеты на прочность в машиностроении. Т.3 / Под ред. С.Д. Пономарева. – М.: Машгиз, 1959. – 1118 с.
11. Серенсен С.В. Валы и оси. Конструирование и расчет / М.Б. Громан, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1970. – 320 с.
12. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. – 541 с.
13. http://help.solidworks.com/2013/russian/solidworks/cworks/c_rayleigh_damping.htm.
14. <https://syont.files.wordpress.com/2007/05/damping-properties-of-materials.pdf>.
15. Байда Е.И. Расчет переходных процессов в электромагнитном механизме на основании уравнений электромагнитного поля // Электротехника і електромеханіка. – 2008. – №5. – С. 39-43. doi: 10.20998/2074-272X.2008.5.09.
16. Байда Е.И. Моделирование динамических характеристик электромагнитных механизмов постоянного тока с магнитной защелкой // Электротехника і електромеханіка. – 2010. – №2. – С. 3-5. doi: 10.20998/2074-272X.2010.2.01.
17. Байда Е.И. Расчет динамики двухпозиционного электромагнита постоянного тока с магнитной защелкой // Елек-

тротехніка і електромеханіка. – 2010. – №4. – С. 10-12. doi: 10.20998/2074-272X.2010.4.02.

18. Байда Е.И. Влияние добавочного сопротивления на время трогания двухпозиционного электромагнита с магнитной защелкой вакуумного выключателя среднего напряжения // Электротехника і електромеханіка. – 2011. – №4. – С. 13-15. doi: 10.20998/2074-272X.2011.4.03.

19. Байда Е.И. Математическая модель расчета динамики двухпозиционных электромагнитных актуаторов вакуумных выключателей среднего напряжения // Журнал научных публикаций аспирантов и докторантов. – 2013. – №1. – С. 136-141.

REFERENCES

1. VM1. Medium voltage vacuum circuit-breaker with magnetic actuator Available at: [https://library.e.abb.com/public/5800cc5773e0b321c12575d0004d7342/LE_VM1\(EN\)B_1VCP000185-0904x.pdf](https://library.e.abb.com/public/5800cc5773e0b321c12575d0004d7342/LE_VM1(EN)B_1VCP000185-0904x.pdf) (accessed 03 October 2016).

2. *Modernizirovanniy vakuumnyy vyklyuchatel' s elektromagnitnym aktuatom* (Modernized vacuum pole breaker with magnetic actuator). Available at: http://www.nbuy.gov.ua/old_jrn/Natural/eie/2011_3/22.pdf/ (accessed 11 December 2014). (Rus).

3. *Vakuumnye vyklyuchateli 6-20 kV* (Vacuum circuit-breakers 6-20 kV). Available at: <http://www.tavrida.com/ter/solutions/VCB/> (accessed 09 October 2016). (Rus).

4. Klymenko B.V., Bugaychuk V.M., Grechko A.M. Electromagnetic actuators for MV vacuum circuit-breakers. *Bulletin of NTU «KhPI»*, 2004, no.42, pp. 73-80. (Rus).

5. Klymenko B.V., Grechko A.M., Bugaychuk V.M. Prototype two-position solenoid actuator for MV vacuum circuit-breaker. *Electrical engineering & electromechanics*, 2005, no.2, pp. 23-28. (Rus). doi: 10.20998/2074-272X.2005.2.06.

6. Klymenko B.V., Grechko A.M., Bugaychuk V.M., Vyrovets S.V. A fast electromagnetic drive for an average-voltage vacuum switch with ousting of magnetic field. *Electrical engineering & electromechanics*, 2006, no.4, pp. 22-26. (Rus). doi: 10.20998/2074-272X.2006.4.03.

7. Klymenko B.V., Grechko A.M., Eres'ko A.V. An electromagnetic drive with a twoposition magnetic catch for medium-voltage vacuum circuit breakers. *Electrical engineering & electromechanics*, 2007, no.6, pp. 40-43. (Rus). doi: 10.20998/2074-272X.2007.6.08.

8. Birger I.A. *Raschet na prochnost' detalei mashin* [Calculation of the strength of machine parts]. Moscow. Mashinostroenie Publ., 1993. 639 p. (Rus).

9. Maslov G.S. *Raschety kolebanii valov: spravochnik* [Calculations shaft vibrations: Handbook] Moscow. Mashinostroenie Publ., 1980. 151 p. (Rus).

10. Ponomarev S.D. *Raschety na prochnost' v mashinostroenii. T.3* [Calculations of strength in mechanical engineering. Vol.3]. Moscow, Mashgiz Publ., 1959. 1118 p. (Rus).

11. Groman M.B., Kogaev V.P., Shneiderovich R.M. *Valy i osi. Konstruirovaniye i raschet* [Shafts and axis. Design and calculation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970. 320 p. (Rus).

12. Zenkevich O. *Metod konechnykh elementov v tekhnike* [FEM in the techniques]. Moscow, Mir Publ., 1975. 541 p. (Rus).

13. Available at: http://help.solidworks.com/2013/russian/solidworks/cworks/c_ra_vleigh_damping.htm (accessed 05 November 2016).

14. Available at: <https://syont.files.wordpress.com/2007/05/damping-properties-of-materials.pdf> (accessed 02 November 2016).

15. Baida E.I. Electromagnetic equations based calculation of transients in an electromechanical mechanism. *Electrical engineering & electromechanics*, 2008, no.5, pp. 39-43. (Rus). doi: 10.20998/2074-272X.2008.5.09.

16. Baida E.I. Modeling of dynamic characteristics of DC electromagnetic mechanisms with a magnetic latch. *Electrical engineering & electromechanics*, 2010, no.2, pp. 3-5. (Rus). doi: 10.20998/2074-272X.2010.2.01.

17. Baida E.I. Calculation of dynamics twoposition electromagnet of direct-current with magnetic catch. *Electrical engineering & electromechanics*, 2010, no.4, pp. 10-12. (Rus). doi: 10.20998/2074-272X.2010.4.02.

18. Baida E.I. Influence of additional resistance on pre-start time of two-position electromagnetic drive with magnetic latch for MV vacuum circuit-breaker. *Electrical engineering & electromechanics*, 2011, no.4, pp. 13-15. (Rus). doi: 10.20998/2074-272X.2011.4.03.

19. Baida E.I. A mathematical model for calculating the dynamics of two-position electromagnetic actuator vacuum circuit breakers medium voltage. *Journal of scientific publications graduate and doctoral students*, 2013, no.1, pp. 136-141. (Rus).

Поступила (received) 30.11.2016

Байда Евгений Иванович¹, к.т.н., доц.,
Клименко Борис Владимирович¹, д.т.н., проф.,

¹ Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»,
61002, Харьков, ул. Кирпичева, 2,
тел/phone +38 096 1877707, +38 050 6534982,
e-mail: baida.kpi@gmail.com, b.v.klymenko@gmail.com

E.I. Baida¹, B.V. Klymenko¹

¹ National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»,
2, Kyrpychova Str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

Investigation of mechanical stresses in the drive shaft of MV vacuum circuit breaker.

Introduction. In the last 10-15 years a dominant position in the market of medium voltage circuit breakers, vacuum circuit breakers have taken in which as an actuator mono- or bistable actuators with permanent magnets are used. Such circuit breakers are characterized by simplicity of design, high reliability, require preventive maintenance for many years. Development, research and improvement of vacuum circuit breakers are carried out at the Department for Electrical Apparatus, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». While working on the circuit breakers, developers have to deal with two related objectives – electrical and mechanical. This paper considers the solution of one of these problems – calculation of mechanical forces in the drive shaft of the vacuum circuit breaker in static and dynamic modes. This work was preceded by the failure of the results of measurements of the prototype circuit breakers' contacts. Measurements have shown that these values do not match the expected values (there were less than the value of 0.8 to 1 mm). The assumption about the reasons for this discrepancy needed to be detailed checked. The results of the work done are presented in this paper. **Purpose.** Investigation of static and dynamic mechanical stresses and strains in the drive shaft of the vacuum circuit breaker mechanism to determine its characteristics and material selection. **Methods.** The investigation of mechanical processes is performed by the finite element method in the COMSOL software package. **Results.** We obtain the static and dynamic characteristics of the circuit breaker drive shaft: deformations, reaction forces, stresses. These characteristics made it possible to determine the actual course of the contacts, select shaft material and calculate the forces acting on the bearings. **Conclusions.** It is shown that the contact velocity and contact pressure are different from the theoretical value due to the deformation of the shaft. The forces acting on the thrust bearings dynamically are by 16-39% higher than the static ones. It is assumed that further refinement of the mathematical model takes into account the traction insulators and housing, as well as dynamics of the circuit breaker. References 19, figures 12.

Key words: vacuum circuit breakers, mechanical calculations, shaft deformation.