

УДК 539.3

Расчет и проектирование защитной шторки электротехнического прибора

Гаврюшина Н. Т.^{1,*}

[*n.gavryushina@yandex.ru](mailto:n.gavryushina@yandex.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Аннотация Излагается алгоритм расчета и проектирования защитной шторки электротехнического прибора. В качестве исполнительных элементов конструкции используются консольные балки, деформируемые в условиях больших перемещений и ползучести. Напряженно-деформированное состояние определяется видом нагрузки и существенно зависит от температурного и временного факторов. Для проведения расчетов необходимо располагать результатами испытаний материала на ползучесть. Снижение уровня напряжений до приемлемого уровня достигается путем применения прогрессирующего контакта балок с опорной поверхностью. Расчеты и проектирование конструкции проведены в среде программного комплекса ANSYS 10.0. Результаты расчета сопоставляются с решением, полученным методом конечных элементов. Предложенный алгоритм применяется для расчета реальной конструкции.

Ключевые слова: пластмасса, термопласт, ползучесть, релаксация, напряжение, деформация

Введение. Постановка задачи

Применению пластмасс для изделий широкого потребления способствуют относительная дешевизна материала и наличие надежных технологических процессов изготовления, в том числе и набирающих признание технологий 3-D печати. Вместе с тем, относительно низкие прочностные свойства пластмасс по сравнению с металлическими сплавами вызывают необходимость научно обоснованного подхода к проектированию изделий из пластмасс. Особого внимания требует учет релаксационных свойств пластмассовых деталей, функционирующих в условиях термомеханического нагружения.

Анализируемая в работе конструкция представляет собой цельнолитую деталь — шторку (Рис.1а), которая устанавливается в гнездо электротехнического прибора (Рис.1б).

В исходном положении шторка выполняет защитную функцию, прикрывая электрические контакты. При установке электрической вилки шторка за счет давления на наклонные поверхности шторки должна проворачиваться в гнезде. При проворачивании упругие части шторки, выполненные в виде двух консольных балок, упираются в цилиндрические упоры и деформируются.

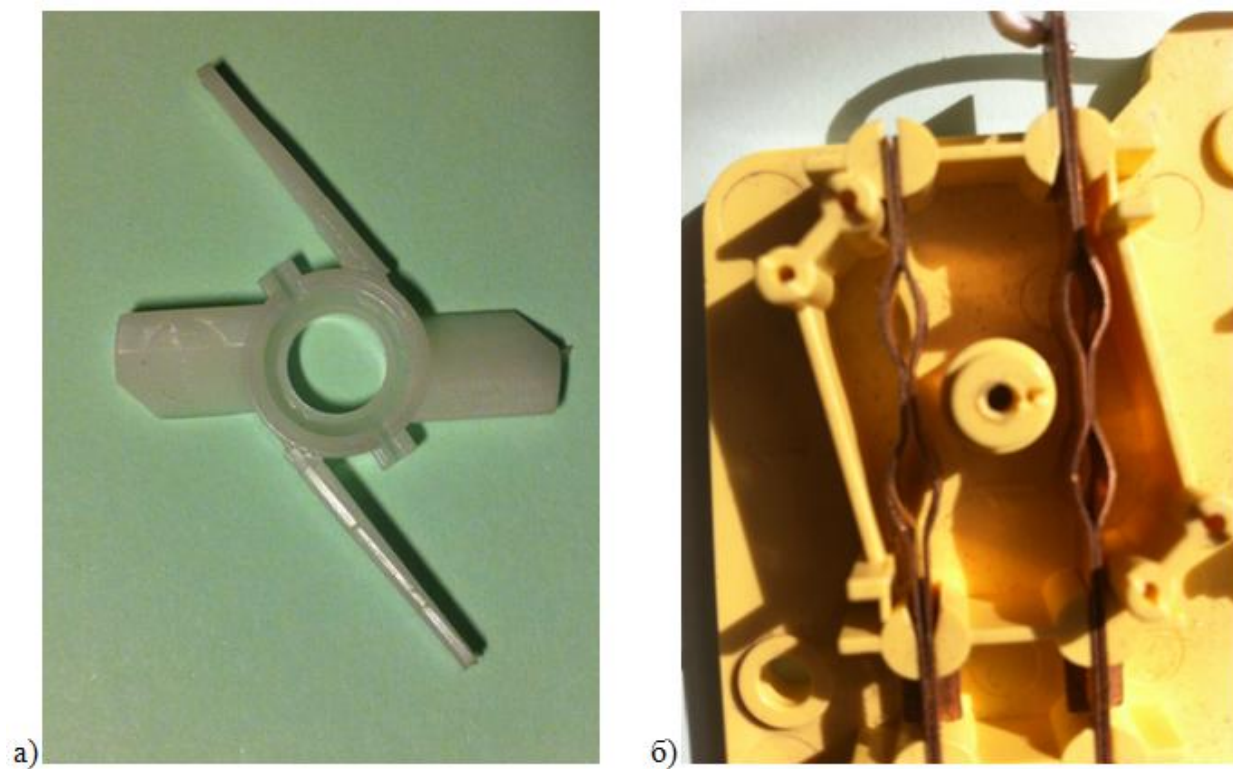


Рис 1. Шторка (а) и гнездо (б) электротехнического прибора.

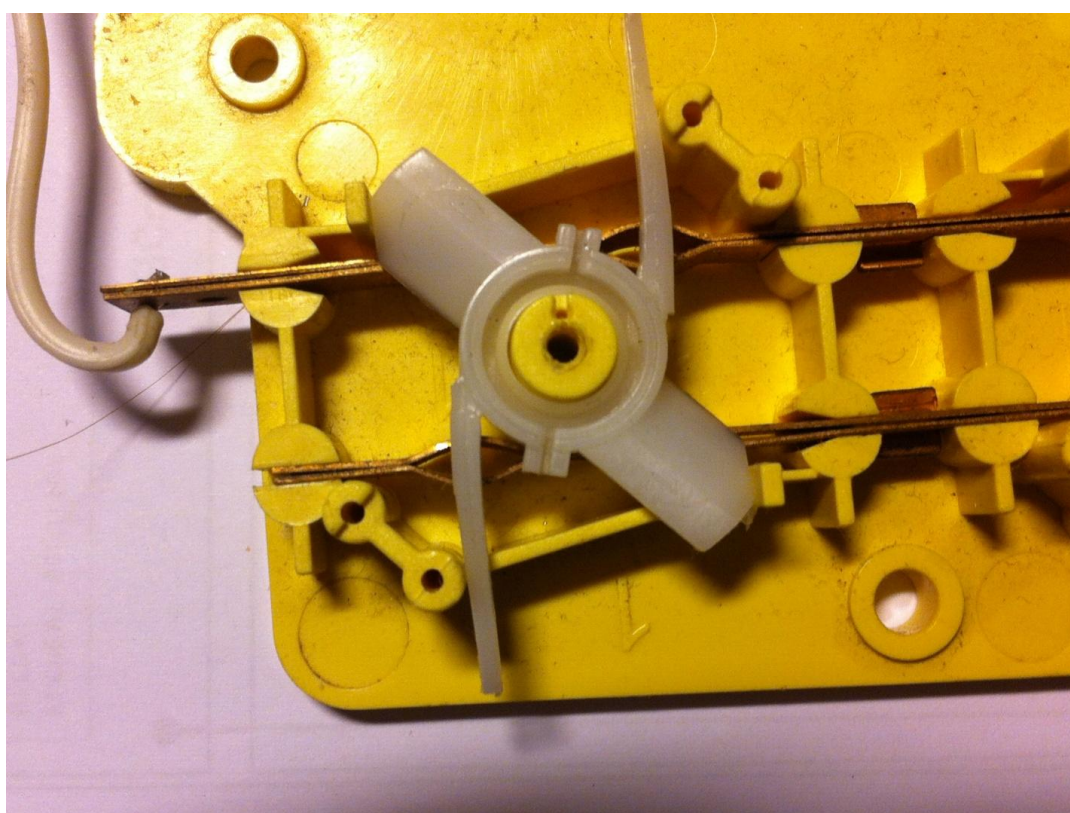


Рис. 2. Шторка, установленная в гнезде электротехнического прибора.

Поворот шторки осуществляется на угол равный примерно 17° , при этом защитные поверхности смещаются, открывая гнезда электрических контактов, что позволяет электрической вилке занять рабочее положение в розетке для подключения электроприбора. При удалении вилки (отключении электроприбора) балки разгибаются и за счет сил упругости возвращают шторку в исходное положение, при котором электрические контакты оказываются закрытыми шторкой.

Сущность проблемы, возникающей при функционировании защитной шторки, заключается в следующем. При установке вилки в розетку (этап нагрузки) шторка отодвигается и затем достаточно длительное время остается в деформированном состоянии. Деформированное состояние шторки в основном характеризуется деформацией изгиба двух консольных балок, отлитых как единое целое с основным массивом шторки. Для обеспечения работоспособности изделия необходимо, чтобы после удаления вилки, балки упираясь в цилиндрические упоры за счет сил упругой деформации создавали крутящий момент, достаточный для преодоления сил трения и возвращения всей шторки в исходное положение.

В реальности, при повышенном уровне напряжений в материале балок происходят протекающие во времени взаимосвязанные процессы ползучести и релаксации напряжений [1]. Релаксация напряжений приводит к снижению уровня внутренних напряжений в балках и возникновению необратимых пластических деформаций. Поэтому, на этапе разгрузки, частично сохранившие упругие свойства балки уже не в состоянии создать крутящий момент необходимой величины и реализовать поворот шторки на заданный угол. Шторка не возвращается в исходное положение – “залипает”. Таким образом, вследствие накопления необратимых деформаций, шторка теряет работоспособность.

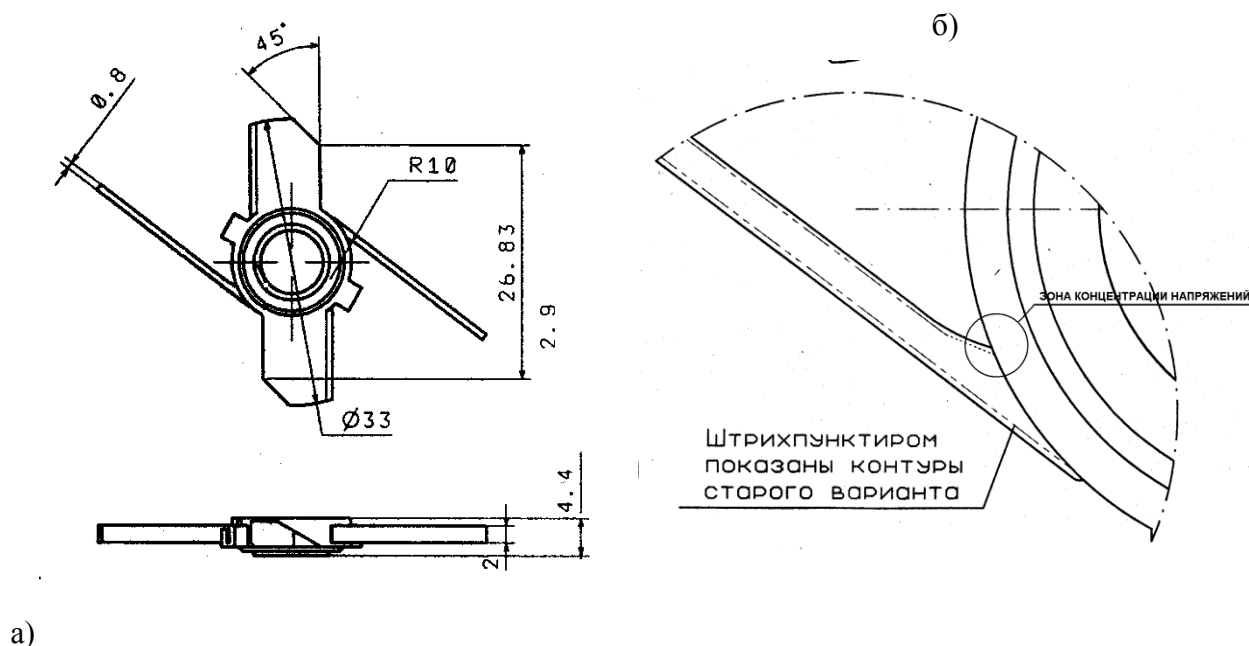


Рис.3. Базовый вариант исполнения шторки электротехнического прибора. а) основные размеры, б) зона концентрации напряжений (увеличено).

По технологическим и экономическим соображениям защитная шторка изготавливается из термопласта Хостаформ С9021 [2]. Термопласты являются вязкоэластичными материалами [13, 14,]. Для подобных материалов характерно проявление эффекта ползучести, то есть они имеют тенденцию деформироваться во времени, под действием температуры и нагрузки. После снятия нагрузки деталь, в зависимости от уровня и продолжительности нагрузки, полностью или частично возвращается к исходной форме. Способность к обратимой деформации соответствует доле упругой деформации пластмассы, а остаточная деформация пластической (вязкой) доле. Поведение конструкции, выполненной из пластмассы, представляет собой процесс во времени, зависящий главным образом от температуры и величины нагрузки. В качестве прочих факторов, оказывающих влияние на свойства, можно назвать конструкцию детали, условия обработки и воздействие факторов окружающей среды.

Основные марки хостаформа характеризуются модулем упругости от 2400 до 3100 МПа, пределом текучести от 60 до 70 МПа и удлинением при разрыве от 15 до 35%.

Напряженно-деформированное состояние рассматриваемой защитной шторки определяется видом нагрузки и существенно зависит от температурного и временного факторов. Для проведения расчетов необходимо располагать результатами испытаний материала на ползучесть. На Рис. 4 приведены результаты испытаний на ползучесть трубчатых образцов из хостаформа С 2521, находящихся под внутренним давлением.

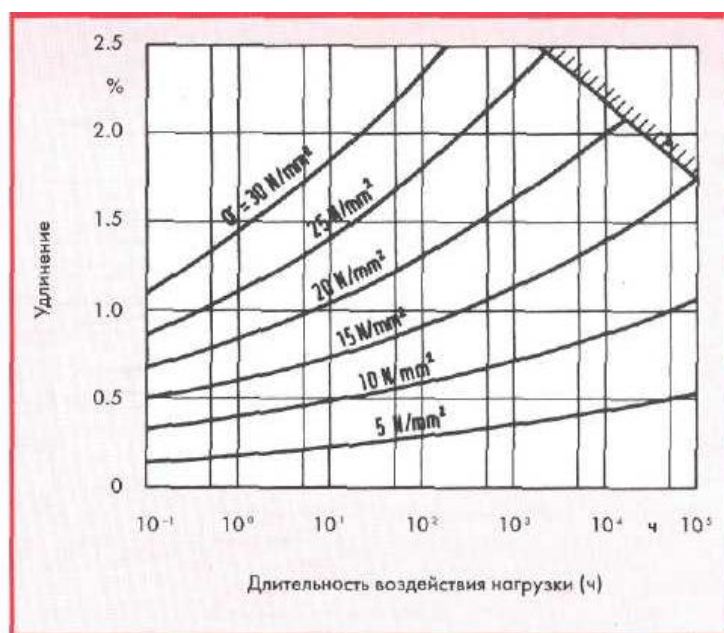


Рис. 4. Кривые ползучести хостаформа С 9021, полученные при 23°С при одноосном напряженном состоянии.

Следует отметить, что приведенные результаты испытаний на ползучесть, полученные для конкретного вида испытаний и конкретного напряженного состояния,

имеют ограниченную применимость в общем случае трехосного напряженного состояния. Вместе с тем, при изгибе с большой степенью точности реализуется одноосное напряженное состояние, поэтому приведенные данные могут использоваться для задачи, решаемой в настоящей работе.

В конкретной детали напряженно-деформированное состояние не является однородным по объему. Особую неприятность доставляют концентраторы напряжений. В качестве концентраторов напряжений могут выступать надрезы и внутренние углы. Концентрация напряжений приводит к резкому снижению прочности пластмассовых деталей, в особенности при нагревании и высокой скорости деформации. В зонах концентрации напряжений наиболее существенно проявляются явления ползучести и релаксации напряжений. Применительно к рассматриваемой задаче проблемной зоной, в которой может возникнуть концентрация напряжений, является внутренняя область сопряжения балки с основной частью шторки (рис.3). Концентрацию напряжений рекомендуется снизить за счет изменения геометрии в месте соединения консольных балок с основным массивом шторки.

Анализ базового варианта

При анализе рассматривалось два варианта исполнения конструкции шторки: базовый и оптимизированный. Анализ проводился методом конечных элементов в среде программного комплекса ANSYS 10.0 [12]. При расчетах использовалась трехмерная конечно-элементная модель шторки. Аппроксимация консольных балок проводилась с использованием как балочных, так и объемных тетраэдральных элементов [11]. Задача рассматривалась в геометрически и физически нелинейной постановке [8].

При описании свойств материала использовалась диаграмма деформирования, представленная на рис. 5. Для оценки работоспособности использовалась диаграмма релаксационной стойкости хостаформа, полученная экспериментально, построенная для различного уровня накопления эквивалентной деформации в координатах модуль упругости – время (рис.6). Для заданных модуля упругости материала и допускаемого уровня накопленной деформации можно определить допускаемое время эксплуатации, то есть время нахождения под нагрузкой, при котором накопленные деформации за счет ползучести не превысят допускаемой величины.

По результатам расчета базового варианта по энергетической теории прочности Мизеса получены максимальное эквивалентное напряжение и максимальное значение эквивалентной деформации (рис. 7). Значение максимального эквивалентного напряжения 53,54 МПа и соответствующее ему максимальное значение эквивалентной деформации примерно 3%, полученные для базового варианта, следует признать существенно превышающими возможности используемого материала.

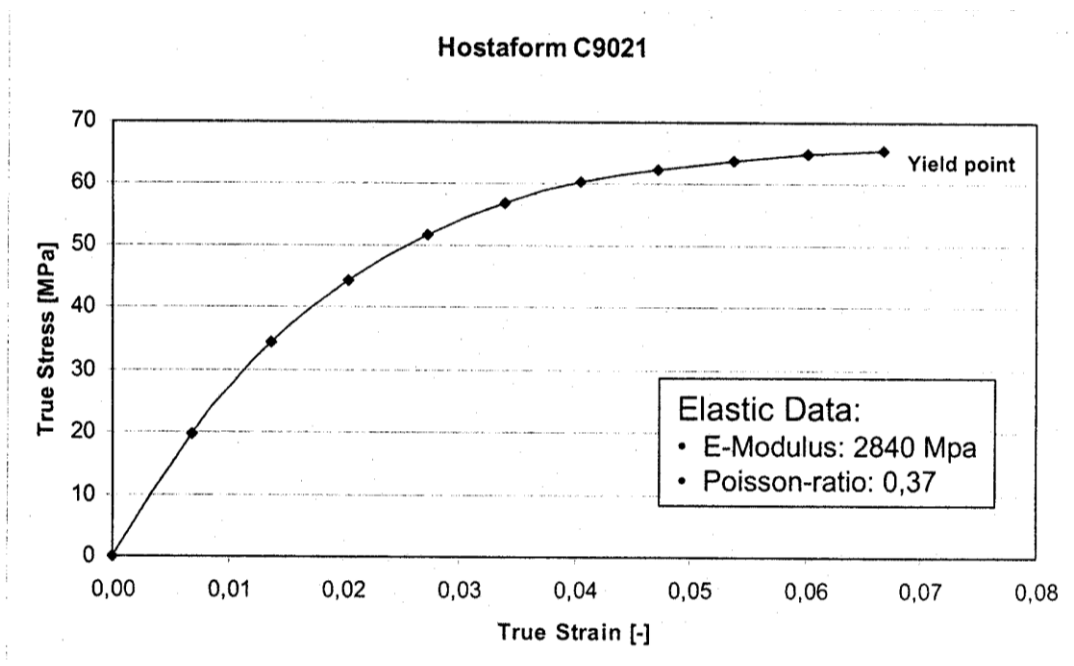


Рис. 5. Диаграмма деформирования материала хостаформ C9021

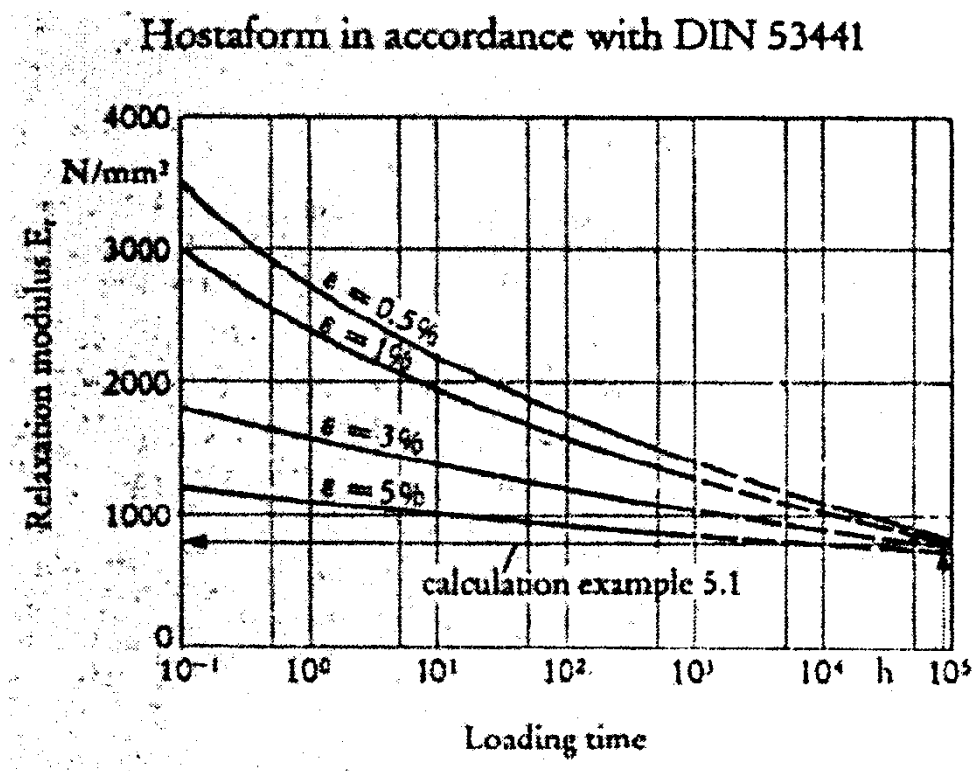


Рис. 6. Графики изменения релаксационного модуля материала хостаформ C9021 во времени при различных уровнях деформаций.

При таком уровне деформации за время, сопоставимое со временем эксплуатации изделия, составляющее 1000 часов, модуль релаксации снижается с 1800 МПа до 800 МПа. Реактивный момент, создаваемый балками, составил приблизительно 29 Н×мм.

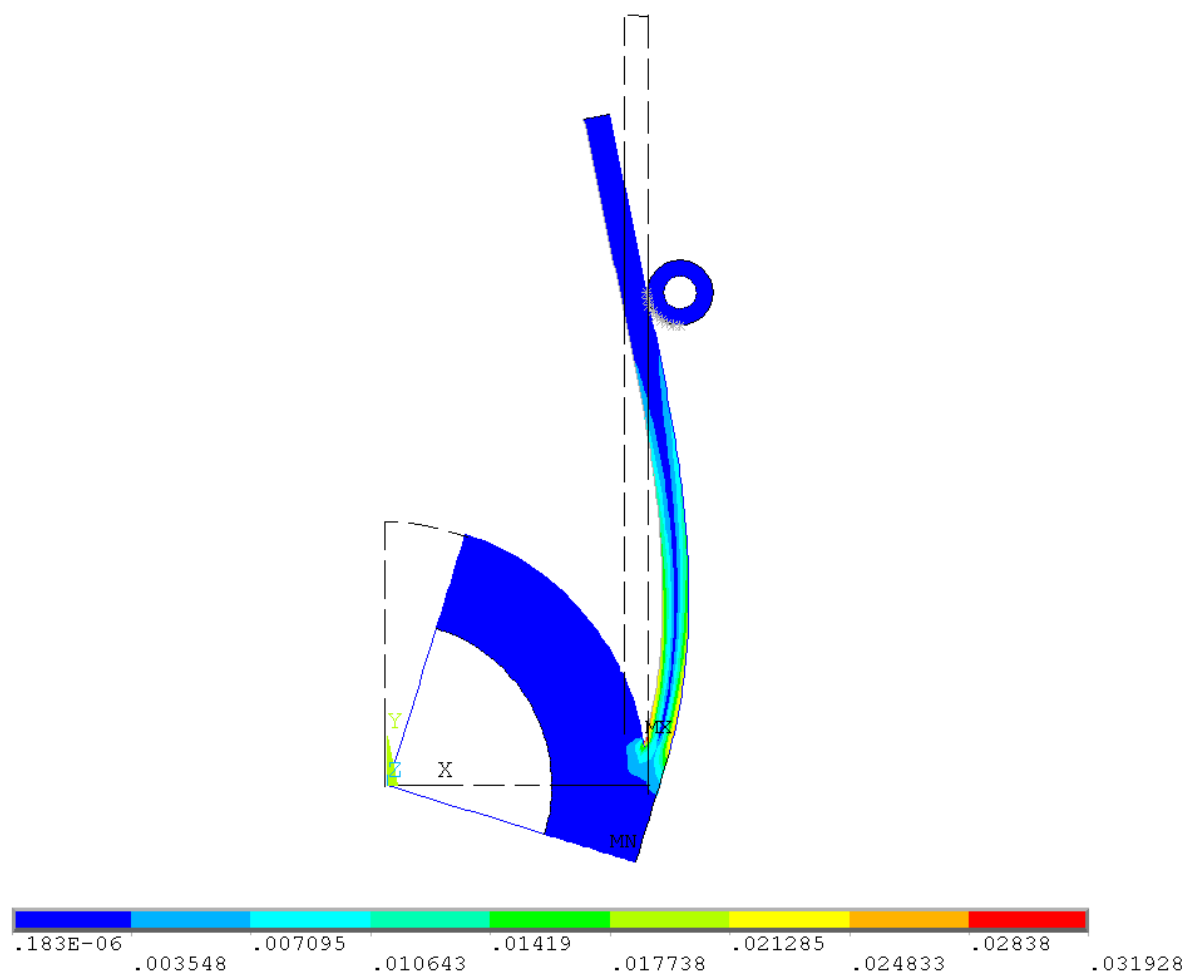


Рис. 7. Изолинии распределения эквивалентных деформаций в базовом варианте конструкции шторки. Максимальное значение 0,031928. (Пунктиром показано начальное положение шторки).

Проектирование шторки. Инженерный расчет

Основной причиной потери конструкцией работоспособности является релаксация напряжений, в оптимизированном варианте конструкции необходимо рассмотреть способы снижения влияния этого нежелательного эффекта.

Процесс релаксации напряжения зависит от свойств материала, времени нахождения детали в напряженном состоянии и уровня деформаций (напряжений).

В качестве наиболее легкого и очевидного пути улучшения качества конструкции можно выбрать переход к другому материалу. Отметим также, что условия работы изделия не представляют возможности для снижения продолжительности времени нахождения шторки в деформированном состоянии. Минимальный период во времени, при котором не проявляется эффект залипания шторки, должен составлять не менее чем 1000 часов (41,6 суток).

Поэтому в качестве основного пути выбран путь в направлении снижения уровня деформаций (напряжений) в конструкции. Снижение уровня напряжений в конструкции может быть осуществлено различными способами. Проанализируем имеющиеся основные конструктивные возможности снижения уровня напряженного состояния. Значение эквивалентного напряжения 53,54 МПа и соответствующее ему максимальное значение эквивалентной деформации, равное примерно 3%, которые были получены для базового варианта, следует признать существенно превышающими возможности используемого материала.

В соответствии графиком, приведенным на рис.7 можно сделать вывод, согласно которому уровень допускаемой деформации в конструкции не должен превышать величину, равную

$$[\varepsilon] = 0,01 \quad (1)$$

Для возвращения шторки в исходное положение достаточно создать реактивный момент, который можно оценить экспериментально. Согласно экспериментальным данным минимальная величина реактивного момента, возвращающего шторки и исходное положение составляет:

$$M_p \geq [M_p] = 1,0 \text{ Н} \times \text{мм}. \quad (2)$$

Критическими элементами в конструкции шторки являются упругие балки. Закрепление и нагружение каждой отдельной балки с приемлемой точностью подпадает под расчетную схему консольной балки, используем эту схему для предварительного инженерного анализа проблемы. К особенностям рассматриваемой задачи следует отнести то обстоятельство, что примерно известно новое положение шторки и геометрия балки в деформированном состоянии.

Максимальная деформация в текущем сечении балки выражается через геометрические размеры следующим образом:

$$\varepsilon_{\max} = \Delta \kappa \cdot \frac{h}{2} = \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0} \right) \frac{h}{2} = \frac{h}{2\rho} \leq [\varepsilon] \quad (3)$$

Здесь ρ — радиус кривизны балки в деформированном состоянии, $\rho_0 = \infty$ — кривизна балки в исходном состоянии.

Толщина балки ограничена снизу из технологических соображений:

$$h \geq [h] \approx 0,4 \text{ мм} \quad (4)$$

Отметим, что имеется конструктивная возможность управлять величиной ρ . Для этой цели необходимо обеспечить прогрессирующий контакт балки с опорной цилиндрической поверхностью имеющей требуемый радиус, то есть радиус — ρ (рис. 8).

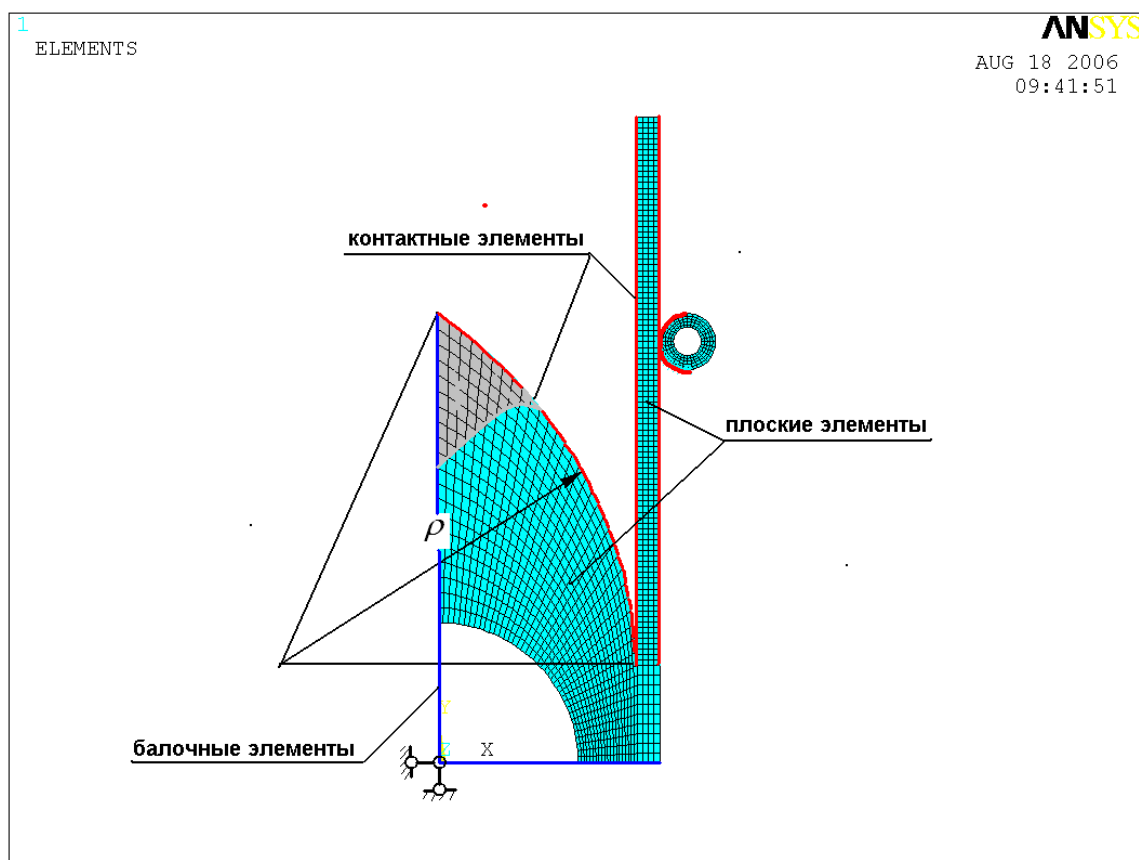


Рис. 8. Примерная конечно-элементная аппроксимация шторки, установленной в гнездо электротехнического прибора

Данный прием позволит разгрузить наиболее нагруженный участок балки у заделки и догрузить остальную часть балки. В процессе деформирования требуется обеспечить кинематический поворот шторки на угол, равный примерно 17° ($0,296$ рад).

В линейной постановке для чистого изгиба угол поворота можно оценить с помощью интеграла Мора [3].

$$\varphi = \int_0^L \Delta \kappa \cdot M_1 dx = \int_0^L \frac{1}{\rho} \cdot 1 \cdot dx = \frac{L}{\rho} \approx 0,296 \text{ рад} \quad (5)$$

Здесь L – характерный линейный размер, примерно равный расстоянию от заделки до упора ($L \approx 15$ мм).

Следует подчеркнуть, что данные расчеты носят приближенный, оценочный характер в силу ряда допущений о физической и геометрической линейности. Тем не менее, с их помощью можно получить оценку значения величины ρ сверху:

$$\rho \leq [\rho] = \frac{L}{\varphi} = \frac{15}{0,296} \approx 50 \text{ мм} \quad (6)$$

Поскольку реализуемый в конструкции случай отличается от случая чистого изгиба и балка осуществляет контакт с опорной поверхностью на ограниченном участке, радиус кривизны опорной поверхности следует выбирать в следующих рекомендуемых пределах

$$\rho = 0.4 \dots 0.9 \cdot [\rho] = 20 \dots 45 \text{ мм} \quad (7)$$

Окончательный выбор значения ρ может быть произведен на основании уточненных численных расчетов с учетом технологических ограничений.

В соответствии с (3) для ограничения максимальной деформации в заданных пределах величина h должна удовлетворять следующему условию:

$$h \leq [\varepsilon] \cdot 2\rho \quad (8)$$

Например, для радиуса кривизны опорной поверхности равного 20 мм, толщина балки должна составлять

$$h = 0.01 \cdot 2 \cdot 20 = 0.4 \text{ мм} \quad (9)$$

Оценим величину реактивного момента для спроектированной конструкции с размером $h = 0,4$ мм. Согласно схеме консольной балки

$$\varphi = \frac{F \cdot l^2}{2EJ_{изг}} \quad (10)$$

Откуда:

$$F = \frac{2EJ_{изг}}{l^2}, \quad (11)$$

$$M_p \approx 2Fl = \frac{4EJ_{изг}}{l} = \frac{4 \cdot 2840 \cdot \frac{2 \cdot 0.4^3}{12}}{15} = 2,81 \text{ Нмм} \geq [M_p]$$

Таким образом, приближенная инженерная оценка подтверждает возможность создания конструкции, которая удовлетворяет заданным ограничениям. Важно подчеркнуть, что результат решения задачи проектирования неоднозначен, поскольку заданным требованиям могут удовлетворять конструкции различных геометрических размеров. Окончательный выбор наиболее подходящего варианта упругого элемента осуществляется в зависимости от других факторов: габаритных размеров, технологичности, жесткости в боковом направлении и т. п.

При больших перемещениях в отличие от малых принципы неизменности начальных размеров и независимости действия сил неприменимы, направление действия сил и место их приложения могут существенно изменяться в процессе изгиба. В месте контакта балки с упором имеет место проскальзывание.

Более точно данная задача должна быть исследована в геометрически и физически нелинейной постановке, то есть при больших перемещениях [4,8].

5. Выводы

Базовая конструкция неработоспособна по причине возникновения необратимых деформаций, вызванных релаксационными процессами, происходящими в материале.

Для улучшения конструкции можно использовать следующие пути:

- 1) переход к использованию материала с более высокими релаксационными свойствами.
- 2) минимизация поперечного размера балки в пределах технологических возможностей (до значений 0.4 мм). Дополнительным ограничением при этом становится допускаемая величина реактивного момента, необходимого для возвращения шторки в исходное положение. Величина реактивного момента не должна быть меньше $1.00 \text{ Н} \times \text{мм}$.
- 3) профилирование размеров упругой балки по длине с целью снижения и более равномерного распределения деформаций.
- 4) увеличение расстояния от заделки балки до упора.
- 5) конструктивное введение опорной контактной поверхности для ограничения величины максимальных деформаций.
- 6) комплексное использование вышеперечисленных вариантов.

Список литературы

1. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.
2. Хостаформ. Ацетальный сополимер (ПОМ). Тикона ГмбХ. Европейский технический центр, Франкфурт-на- Майне, май 2001. 89 с.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 592 с.
4. Гаврюшин С.С., Барышникова О.О., Борискин О.Ф. Численный анализ элементов конструкций машин и приборов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 479 с.
5. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. М.: Едиториал УРСС, 2003. 272 с.
6. Колтунов М.А., Майборода В.П., Зубчанинов В.Г. Прочностные расчеты изделий из полимерных материалов. М.: Машиностроение, 1983. 239 с.
7. Гаврюшин С.С., Макмиллан А., Подкопаева А.С. Синтез микроактюатора дискретного действия по заданным функциональным параметрам // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2014. № 1. С. 55-60.
8. Гаврюшин С.С. Численное моделирование процессов нелинейного деформирования тонких упругих оболочек // Математическое моделирование и численные методы. 2014. № 1. С. 115-130.
9. Антонец И.В., Терешенок А.П. Методы расчета и моделирования упругих элементов : учеб. пособие. Ульяновск: УлГТУ, 2013. 121 с.

10. Гаврюшина Н.Т., Непочатов А.В., Годзиковский В.А. Расчет мембранного упругого элемента тензорезисторного датчика силы параметрам // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2013. № 10. С. 69-74.
11. Stefanescu D.M. Handbook of Force Transducers. Principles and components. Springer Berlin Heidelberg, 2011. 612 p. DOI: [10.1007/978-3-642-18296-9](https://doi.org/10.1007/978-3-642-18296-9)
12. Zienkiewicz O.C., Taylor R.I. The Finite Element Method. Volume 1: The Basis. Fifth edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000. 306 pp.

Calculation and Design of the Protective Cover of the Electrical Device

N.T. Gavrushina^{1,*}

^{*}n.gavryushina@yandex.ru

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: plastic, thermoplastic, creep, relaxation, stress, strain

The rather low cost of material and reliable manufacturing processes, including increasingly recognized 3-D technologies, cause broad application of products from plastic. At the same time, rather low strength properties of plastic in comparison with metal alloys require an evidence-based approach to design of products from plastic. Taking into account the relaxation properties of plastic details used under thermo-mechanical loading conditions is an issue of special attention. The relaxation of stresses leads to decreasing level of internal stresses and emerging irreversible plastic strains. The stress-strain state is defined by a type of loading and significantly depends on temperature and time factors. For calculations, it is necessary to have results of material tests for creep. In a concrete detail the stress-strain state is not uniform, especially in the area of stress concentration. Cuts and internal corners can act as the stress concentrators. Concentration of stresses leads to the fall-off strength of plastic details, in particular when heating and at high-speed strain. In zones of stress concentration the phenomena of creep and stress relaxation are most significantly shown. The stress relaxation is cause of design efficiency loss. The process of stress relaxation depends on the material properties, on the detail time under stress, and on the level of strains. To increase efficiency, other materials are used, strain time of a detail and level of strains (stresses) in a design are reduced.

References

1. Malinin N.N. *Prikladnaya teoriya plastichnosti i polzuchesti* [Applied theory of plasticity and creep]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 400 p. (in Russian).
2. Hostaform. Acetal copolymer (POM). Europe Ticona GmbH Information Service, Frankfurt/Main, Germany, May 2001.
3. Feodos'ev V.I. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007. 592 p. (in Russian).
4. Gavryushin S.S., Baryshnikova O.O., Boriskina O.F. *Chislennyy analiz elementov konstruktsiy mashin i priborov* [Numerical analysis of structural elements of machines and devices]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014. 479 p. (in Russian).

5. Kaplun A.B., Morozov E.M., Olfer'eva M.A. *ANSYS v rukakh inzhenera. Prakticheskoe rukovodstvo* [ANSYS. A Practical Guide for Engineers]. Moscow, URSS Publ., 2004. 272 p. (in Russian).
6. Koltunov M.A., Maiboroda V.P., Zubchaninov V.G. *Prochnostnye raschety izdelii iz polimernykh materialov* [Strength calculations of products from polymeric materials]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 239 p. (in Russian).
7. Gavrushin S.S., McMillan A., Podkopaeva A.S. Synthesis of discrete microactuators from specified functional parameters. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2014, no. 1, pp. 55-60. (in Russian).
8. Gavrushin S.S. Numerical analyses of the processes of thin elastic shells nonlinear deformation. *Matematicheskoe modelirovanie i chislennye metody*, 2014, no. 1, pp. 115-130. (in Russian).
9. Antonets I.V., Tereshenok A.P. *Metody rascheta i modelirovaniya uprugikh elementov* [Methods of calculation and simulation of elastic elements]. Ulyanovsk, UlSTU Publ., 2013. 121 p. (in Russian).
10. Gavryushina N.T., Nepochatov A.V., Godzikovskii V.A. Numerical analysis of the elastic membrane element of a resistance strain gauge force sensor. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2013, no. 10, pp. 69-74. (in Russian).
11. Stefanescu D.M. *Handbook of Force Transducers. Principles and components*. Springer Berlin Heidelberg, 2011. 612 p. DOI: [10.1007/978-3-642-18296-9](https://doi.org/10.1007/978-3-642-18296-9)
12. Zienkiewicz O.C., Taylor R.I. *The Finite Element Method. Volume 1: The Basis*. Fifth edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000. 306 pp.