

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПАКЕТОВ ANSYS и ALGOR ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ ГИЛЬЗЫ ГИДРОЦИЛИНДРА.

Сапожников С.Б., д.т.н., профессор, ssb@susu.ac.ru

Форенталь М.В., студент 5 курса специальности "Динамика и прочность машин",
г. Челябинск, Южно-Уральский государственный университет

Постановка задачи.

Одними из требований, предъявляемых к гидроцилиндрам летательных аппаратов, являются:

1. Герметичность
2. Долговечность до 10^7 циклов.

Первое требование удовлетворяется применением высококачественных уплотнений и высокой жесткостью гильзы гидроцилиндра (деформация гильзы от действующих давлений должна быть меньше предварительного поджима уплотнений), поэтому в ходе оптимизации необходимо сохранить жесткость гильзы гидроцилиндра в радиальном направлении.

Исходя из второго требования, необходимо обеспечить уровень напряжений в гильзе гидроцилиндра ниже предела выносливости.

Для оптимизации гильзы гидроцилиндра можно использовать следующие подходы:

1. Удаление материала из малонагруженных частей гильзы.
2. Удаление материала из нагруженных частей с последующим подкреплением материалом с большей удельной прочностью.

На конструкцию, кроме указанных выше, наложены следующие ограничения:

1. Не должны быть изменены поверхности, к которым крепятся другие устройства.
2. Технология изготовления не должна слишком усложниться.

Первое требование оставляет возможность изменения геометрии только в областях, где имеются гладкие цилиндрические поверхности, и в небольшой области в задней части цилиндра.

В связи с вышеизложенным, для оценки уровня напряжений и перемещений создана модель гильзы цилиндра и произведен расчет методом конечных элементов.

Оценка нагруженности исходной конструкции.

Конструкция гильзы является достаточно сложной, поэтому для создания трехмерной модели использован пакет SolidWorks 2001. Получившаяся модель приведена на рис. 1.

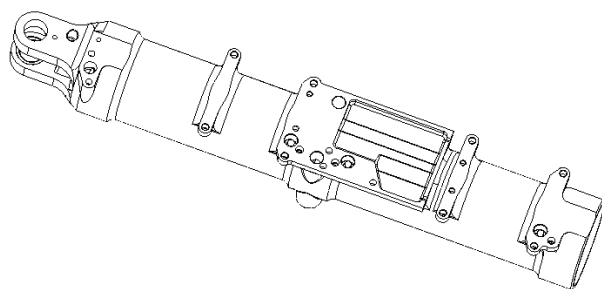


Рис. 1. Модель гильзы гидроцилиндра

Расчет существующей конструкции гильзы проведен в программном пакете DesignSpace 7.0. Расчет проводился для случая обратного хода цилиндра, т.к. в этом случае действуют наибольшие растягивающие силы в стенках гильзы. Приложенные нагрузки – растягивающие силы, внутреннее давление.

Граничные условия следующие:

1. На крепежных отверстиях в «ушах», находящихся в задней части цилиндра, запрещены перемещения, перпендикулярные оси цилиндра, а в осевом направлении приложена растягивающая нагрузка (опцией Bolt Load).

2. На передней части цилиндра в месте вворачивающейся крышки запрещены повороты относительно осей, перпендикулярных оси цилиндра, и перемещения вдоль оси цилиндра.

3. На всей внутренней поверхности гильзы и на поверхностях отверстий подводящих рабочую жидкость приложено рабочее давление.

4. На отверстиях, в которые вставляются штифты, крепящие втулку, разделяющую переднюю и заднюю полости гильзы цилиндра, приложена осевая нагрузка (опцией Bolt Load).

Строго говоря, дополнительно нужно приложить усилия от болтов крепящих патрубки и блоки, через которые подается рабочая жидкость, но поскольку отверстия для этих болтов расположены близко к отверстиям подачи рабочей жидкости, то эти силы будут в основном влиять на прочность резьбы и конструкции в непосредственной близости от этих отверстий. Кроме того, не учитываются нагрузки, возникающие от затяжки болтовых соединений. Эти два допущения оправданы тем, что в данном расчете интересовала нагруженность конструкции в местах, где нет привалочных поверхностей.

Полученные эквивалентные напряжения приведены на рис. 2. На рис. 2 видно, что реально действующие напряжения не превышают 460 МПа, а высокие напряжения в некоторых точках объясняются дефектами сетки (элементы с малыми углами в вершинах). При изменении сетки картина распределения напряжений в целом не изменяется, но перемещаются, причем значительно, точки с очень большими напряжениями, а при рассмотрении сетки конечных элементов в этих точках обнаруживаются элементы с острыми углами. При дальнейшем измельчении сетки такие точки продолжают «путешествовать» по конструкции, хотя наибольшие напряжения в них снижаются. Произвести расчет с сеткой, в которой все элементы имеют хорошую форму, не удалось, поскольку геометрия конструкции довольно сложная и такая сетка должна содержать большое число конечных элементов, и, соответственно, для такого расчета нужно много времени. Поскольку точки с большими напряжениями «путешествуют» по конструкции, а основная картина напряжений остается неизменной, то можно считать, что напряжения в модели соответствуют напряжениям в конструкции, за исключением описанных выше точек, напряжения в которых

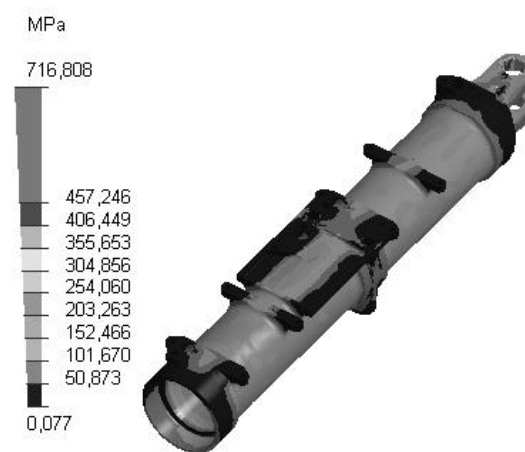


Рис. 2. Распределение эквивалентных напряжений в гильзе

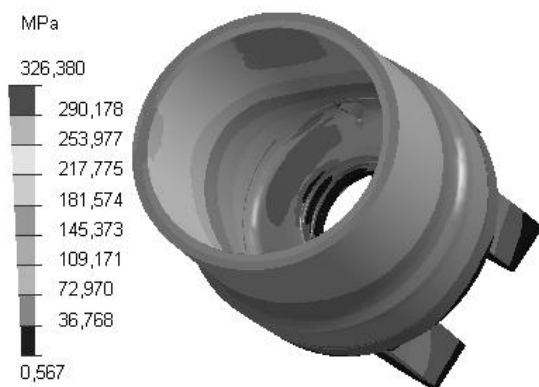


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений в задней части гильзы

Применение армирования углепластиком.

Больше в цилиндре нет возможностей для удаления ненагруженного материала, поэтому было рассмотрено применение армирования углепластиком. Поскольку одним из ограничений является сохранение жесткости гильзы в радиальном направлении, то были оценены перемещения в исходной гильзе от внутреннего давления, результат приведен на рис. 4. Полученные перемещения составляют 0,06мм.

Для уменьшения массы гильзы гидроцилиндра нужно удалить металл с гладких цилиндрических поверхностей, а для сохранения прочности и жесткости подкрепить ослабленные места углепластиком. В связи с тем, что углепластик необходимо отверждать при повышенной температуре и равенством его температурного коэффициента нулю, после остывания между углепластиком и поверхностью металла образуется зазор. Для устранения данного зазора гильзу опрессовывают повышенным давлением, вследствие чего гильза пластически деформируется и зазор выбирается. Необходимо расчетным путем с учетом технологических требований подобрать толщину стенки гильзы в оптимизируемых местах и радиусы перехода. Расчетные напряжения не должны превышать предел усталости. Гильза цилиндра изготовлена из стали 30ХГСА.

При обратном ходе в передней части гильзы действует растягивающая сила $N=85220$ Н, в задней – $N=170440$ Н. При прямом ходе в передней части нет осевых усилий, в задней сжимающая сила $N=85220$ Н.

Напряжения от растягивающих усилий в тонкой цилиндрической оболочке $\sigma=N/\pi Dh$, где D –диаметр оболочки, h –толщина. Из условия $\sigma<\sigma_{-1}$ находим толщина стенки в перед-

можно взять из расчета с другой сеткой конечных элементов, в котором в этих точках элементы имеют хорошую геометрию.

Рассчитаны отдельно напряжения в задней части цилиндра. Эквивалентные напряжения приведены на рис. 3.

Как видно, вблизи проточки для выхода резца высоких напряжений нет, поэтому длину утолщенной части можно уменьшить. Результат расчета напряжений для укороченной утолщенной части приведен далее (рис. 5, 6).

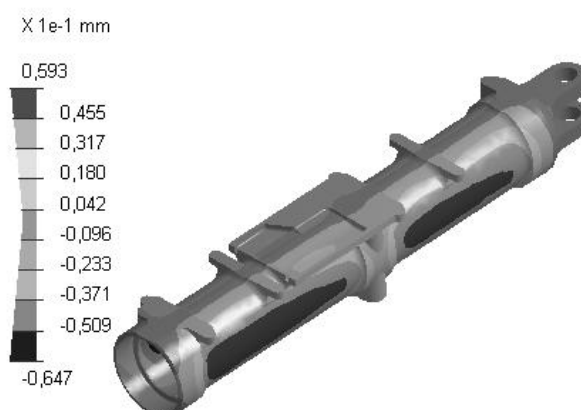


Рис. 4. Перемещения в гильзе по радиусу, параллельному привалочной плоскости

ней части гильзы 1 мм, в задней 2 мм. По технологическим требованиям принимаем толщину стенки всех частей 2 мм.

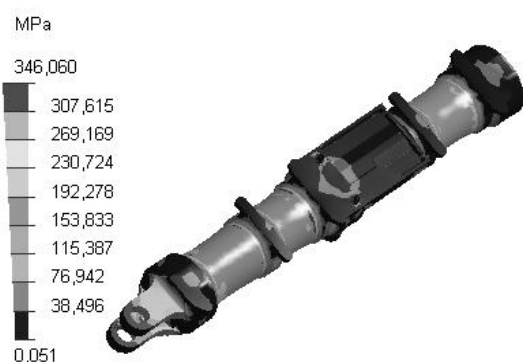


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений для $R=10$ мм.

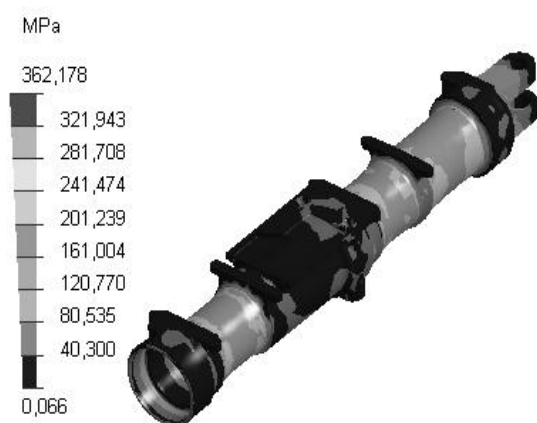


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений для $R=15$ мм

деформация металла 0,64%, пластическая деформация металла 0,22%, остаточные окружные напряжения в металле составляют 120 МПа.

Следующим этапом идет расчет опрессовки с учетом неупругого деформирования металла и учетом первоначального зазора между металлом и композитным слоем. Для решения этой задачи был выбран пакет ALGOR v.13.24, поскольку пакет ANSYS хотя и позволяет решать подобные задачи имеет следующие недостатки: для сложной геометрии сетки имеют большое число конечных элементов, из-за введения контактных групп между металлом и композитом расчет нужно делать шагами по нагрузке, причем эти шаги довольно маленькие, при применении нелинейных моделей материала расчет нужно делать так же шагами по нагрузке, причем эти шаги должны быть маленькими при нагрузках близких к тем, при которых возникает неупругое деформирование. В связи с изложенным, расчет данной задачи в пакете ANSYS требует неоправданно много расчетного времени.

Подбор радиусов перехода осуществлен с использованием расчетов в пакете DesignSpace 7.0. Результаты расчета для радиусов $R=10$ мм и $R=15$ мм приведены на рис. 5, 6. В связи с тем, что МКЭ могут давать погрешность при расчетах и разбросе в свойствах материала, выбираем радиус перехода $R=15$ мм. Распределение напряжений для этого радиуса показано на рис. 6.

Толщину подкрепляющего композита выбираем из соображений сохранения жесткости. Из исходной конструкции гильзы было удалено 5 мм металла с модулем упругости 200 ГПа, композитный материал имеет жесткость вдоль волокон 125 ГПа, следовательно, для сохранения жесткости нужно добавить слой толщиной 8 мм. Для нахождения давления опрессовки можно воспользоваться аналитическим решением для безмоментного поведения цилиндрических оболочек. Будем считать, что композитный слой работает упруго, а металл имеет идеально упруго-пластическую диаграмму. Деформация композитного слоя при давлении опрессовки должна составлять $\approx 0,5\%$. Тогда после проведения расчета получаем: давление опрессовки 140 МПа,

Пакет ALGOR позволяет создавать более грубые сетки конечных элементов, что частично решает проблему расчетного времени.

Для формирования модели геометрии для расчета с неупругой моделью материала был проведен расчет с упругой моделью материала, который показал симметричность распределения напряжений рис. 7. Для упруго-пластического расчета была взята половика гильзы. В связи с тем, что цилиндрическая часть достаточно длинная (краевые эффекты затухают) для расчета бралась ее половинка с прилегающей геометрией.

В программе Superdraw III была создана геометрия подкрепляющего композитного слоя: для экономии времени расчета композитный слой моделировался конструктивно анизотропной моделью (в окружном направлении жесткость высокая, в продольном направлении – низкая), полученная модель показана на рис. 8. В этой модели около цилиндрической части металлической гильзы создан слой тонких элементов к которым с внешней стороны прикреплены кольцевые группы конечных элементов. Эти группы связаны между собой только посредством тонкого слоя, таким образом, в радиальном направлении жесткость композитного слоя в несколько раз выше, чем в осевом.

После создания модели геометрии, возникла задача создания контактных элементов и выбора их жесткости. Создание контактных элементов проводилось с помощью встроенной функции Surface to Surface Contact.

Жесткость контактных элементов оценивается с учетом модуля упругости материалов вступающих в контакт и размера элементов на контактирующих поверхностях. С жесткостью оцененной по данным параметрам пакет не может найти решение (слишком медленная сходимость), поэтому пришлось создать две дублирующие группы контактных элементов, которые вступают в контакт поочередно: одна при выборе зазора в 0,051 мм, вторая – 0,055 мм, разница в перемещении металла и композита при максимальном давлении опрессовки составила 0,057мм, при разгрузке – 0,053 мм (в идеале 0,055мм в обоих случаях).

Результаты расчета приведены на рис. 8 – 10. Для приложения граничных условий закрепления тонкая цилиндрическая часть была достаточно (для затухания краевых эффектов) удлинена и зашпелена, поэтому левая часть рисунков 8 – 10 не представляет напряжений в конструкции.

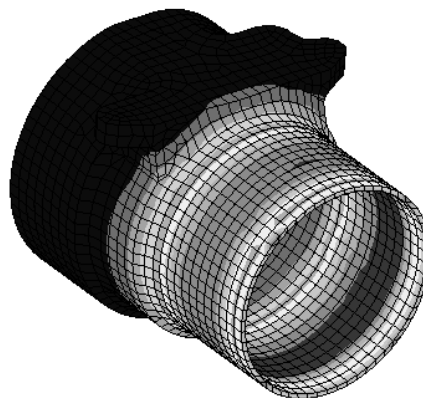


Рис. 7. Распределение напряжений при расчете с упругой моделью материала

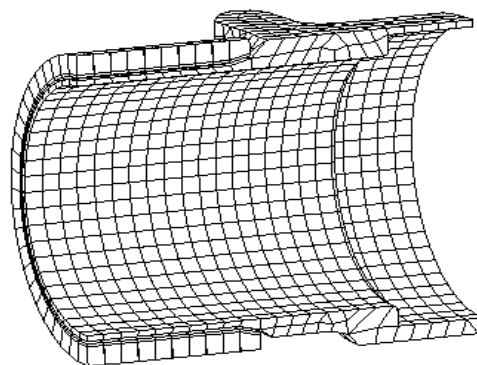


Рис.8. Геометрия расчетной модели

На рис. 8 видно, что напряжения в безмоментном участке, после снятия давления опрессовки, составляют около 150 МПа, по аналитическому решению – 120 МПа. Разница объясняется тем, что при расчете МКЭ перемещения металлической части немного больше, чем они же при аналитическом подходе.

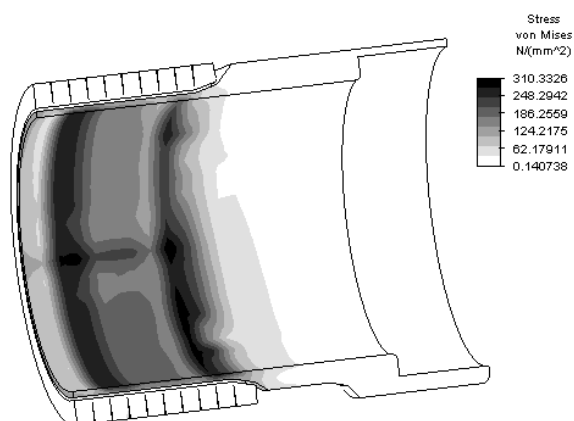


Рис. 9. Распределение напряжений в модели при снятии давления опрессовки

Концентрации напряжений (черные пятна на рис. 9) объясняются наличием тетраэдрических элементов в сетке, которая в основном состоит из параллелепипедов, эти элементы имеют разные формулы интегрирования и при расчете с учетом пластической деформации тетраэдрические элементы оказываются жестче и при разгрузке «стягивают на себя» напряжения.

При рабочем давлении напряжения (рис. 10) в цилиндрической части не превосходят 80 МПа, что является весьма благоприятным с точки зрения усталостной прочности.

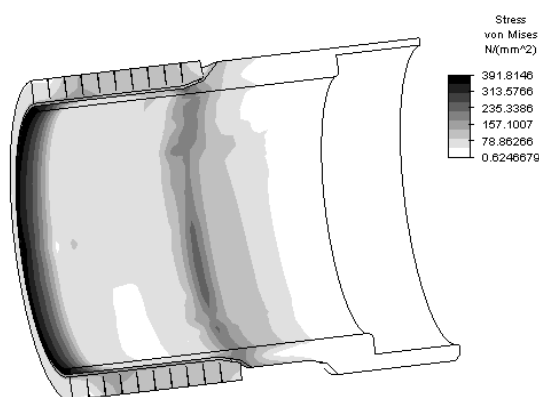


Рис. 10. Распределение напряжений при рабочем давлении

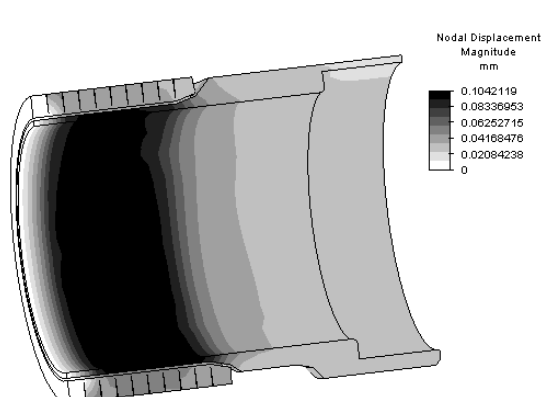


Рис. 11. Перемещения точек модели при рабочем давлении

Перемещения стенок гильзы (рис. 11) при приложении рабочего давления не превосходят 0,05 мм, следовательно, условие сохранения радиальной жесткости выполняется.

По полученным картинам напряжений можно сказать, что прилегающая к цилиндрической части геометрия оказывает не сильное влияние на распределение напряжений в пластически деформированной зоне, поэтому в остальных участках перехода от подкрепленной части к исходной геометрий напряжения будут примерно такие же.

В результате оптимизации конструкции произошло уменьшение массы на 1,7 кг (исходная масса гильзы - 16 кг), что составляет примерно 10%. Для авиационных приложений - это заметная величина.