

УДК 621.733

Лаптев А. М.
Ткаченко Я. Ю.
Диденко А. А.

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ЦИЛИНДРА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА УСИЛИЕМ 50 МН

В металлургической промышленности широко применяются ковочные гидравлические прессы, снабженные рабочими цилиндрами. Различают литые и сварнокованные цилиндры. В настоящее время все большее применение получили сварнокованные цилиндры, литые же цилиндры обычно применяются с использованием небольших давлений жидкости. Существенным недостатком цилиндров гидравлических прессов является их способность к разрушению, которое происходит в основном из-за появления усталостных трещин в галтелях фланца и днища [1]. Трещины в галтеле днища начинаются в зонах расположения максимальных растягивающих напряжений. В нынешнее время известна хорошо отработанная методика расчета базовых деталей гидравлического пресса, в частности рабочего цилиндра, основанная на многолетнем опыте проектирования и их эксплуатации. Однако существующие формулы позволяют лишь приближенно определить напряженное состояние. Они предназначены для деталей простой формы. В действительности же в производстве чаще используются детали с довольно сложными конфигурациями. Поэтому приходится конструировать некоторые элементы деталей, основываясь на опыте проектирования предыдущих конструкторов и задавая несколько большим запасом прочности, чем необходимо или же, наоборот, оставлять без должного внимания некоторые элементы конструкции.

С развитием и совершенствованием компьютерных технологий и программного обеспечения появилась возможность расчета и оптимизации сложных деталей с помощью метода конечных элементов, который является более точным методом проектирования. Было высказано предположение, что одна из причин снижения сопротивления усталости зоны галтельного перехода днища связана с технологией изготовления. В качестве другой причины является наличие сравнительно небольшого радиуса галтели днища, способствующего повышению концентрации напряжений. Это подтверждается исследованием напряженного состояния цилиндра расчетом методом конечных элементов (МКЭ) в осесимметричной постановке [2]. Существенный прорыв в исследовании данного вопроса сделал Сурков И. А., предложив изменить конструкцию днища цилиндра. Корпус рабочего цилиндра гидравлического пресса содержит стенку 1 и днище 2, сваренные между собой швом 3, стенка снабжена опорным фланцем 4, который сопрягается со стенкой специально спрофилированной галтелью 5. Внутренняя поверхность стенки сопрягается с днищем галтелью, выполненной в виде радиуса R . Подвод жидкостей в полость цилиндра $d_{вн}$ предусмотрен через отверстие 6, выполненное в днище по оси цилиндра. Сущность модернизации заключалась в том, что галтель днища радиуса R была заглублена в днище на размер $h_{зг}$ равный $0,3...0,4$ толщины стенки $h_{см}$ образуя со стороны входа отверстия d_n в полость цилиндра выступ 7, равный размеру заглубления, при этом размер радиуса R составил величину, равную $0,7...0,8$ толщины стенки $h_{см}$ (рис. 1). Этот метод позволил снизить концентрацию напряжений в зоне галтели днища до 45 % без изменения геометрических параметров рабочего цилиндра [3].

Целью данной работы является повышение надежности и оптимизация конструкции рабочих цилиндров путем создания их равнопрочной конструкции, что в дальнейшем позволит привести к существенной экономии металла и объема механической обработки при их изготовлении.

В представленной работе проводилось моделирование процесса нагружения цилиндра при помощи программы SolidWorks и ее модуля Solid Works Simulation. Структура и последовательность расчетов представлена в виде обобщенной блок-схемы на рис. 2.

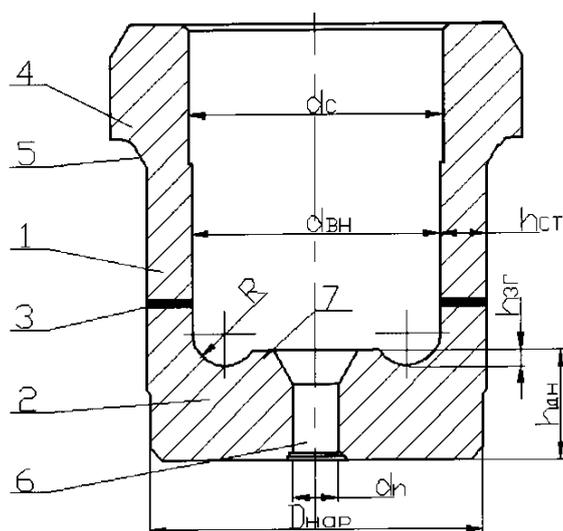


Рис. 1. Конструкция цилиндра, предложенная Сурковым И. А.:

1 – стенка; 2 – днище; 3 – сварной шов; 4 – опорный фланец; 5 – галтель; 6 – отверстие для подвода жидкости; 7 – выступ

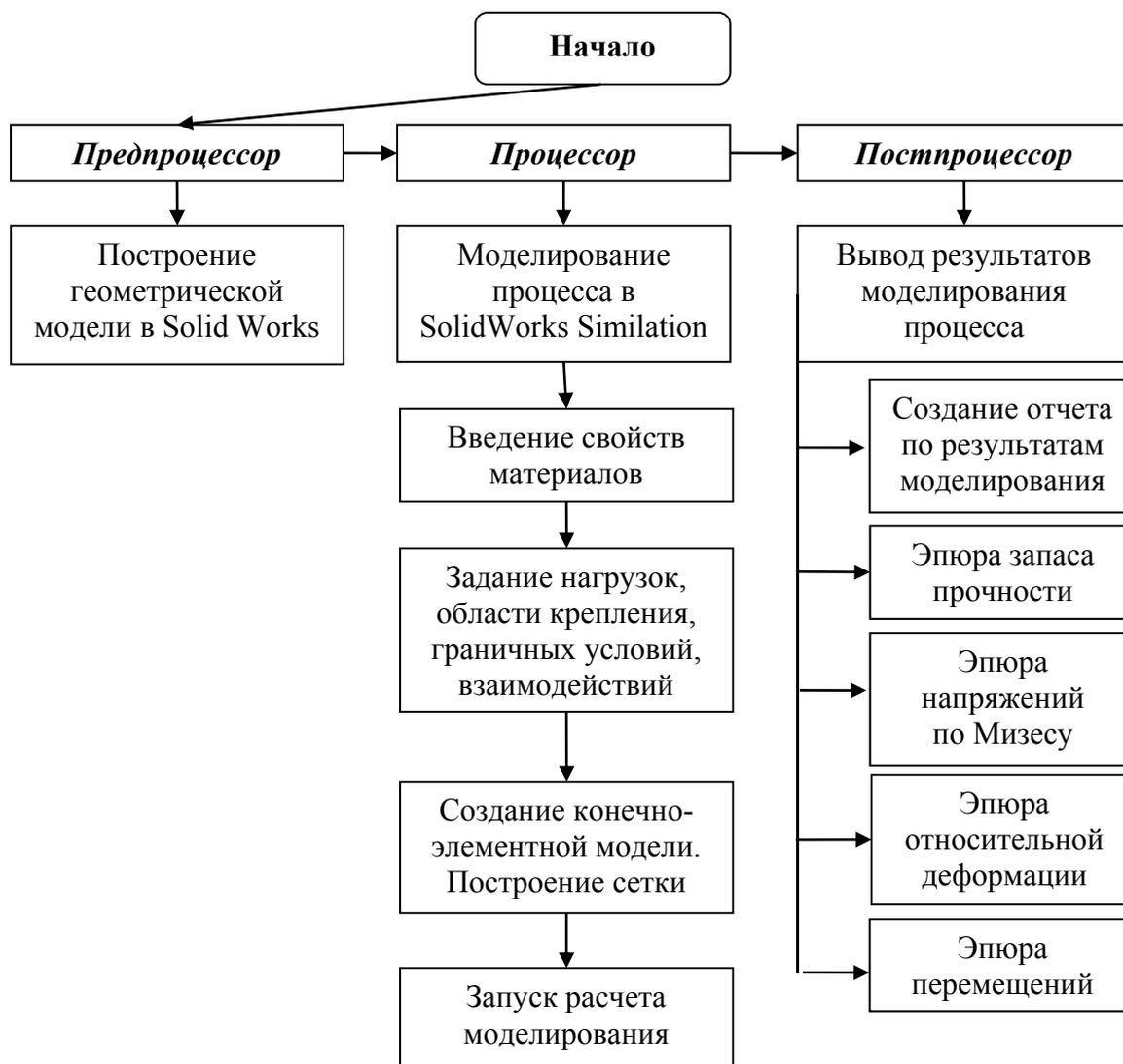
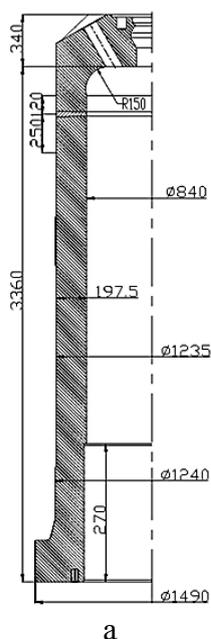
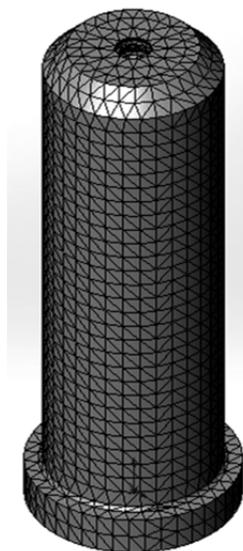


Рис. 2. Блок-схема программы для моделирования процесса нагрузки внутренней поверхности рабочего цилиндра гидравлического пресса усилием 50 МН

Используя SolidWorks, была проанализирована конструкция стандартного рабочего цилиндра гидравлического пресса усилием 50 МН (рис. 3, а). При моделировании создавалась геометрическая модель детали, затем вводились свойства материала, из которого она изготовлена. В качестве материала детали принята ковкая сталь 35. Используемая сталь является рекомендуемой для изготовления деталей данного типа, так как хорошо сваривается и мало чувствительна к концентрации напряжений [4]. После этого задавалась область нагружения, где действует давление жидкости 32 МПа, определялись контактные взаимодействия. Затем создавалась конечно-элементная модель системы (рис. 3, б). Следующим этапом было решение поставленной задачи, и определение запаса прочности конструкции (рис. 4).



а



б

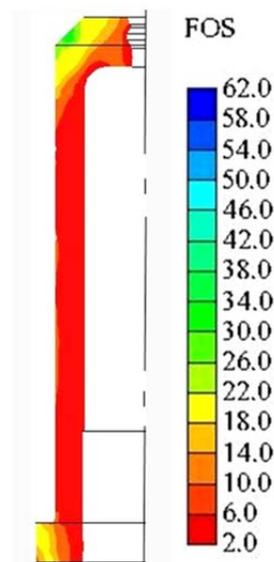


Рис. 3. Геометрическая (а) и конечно-элементная модель цилиндра (б), используемые при моделировании

Рис. 4. Распределение запаса прочности в стандартном цилиндре гидравлического пресса усилием 50 МН

При анализе результатов моделирования стандартного цилиндра установлено, что данная конструкция имеет завышенный запас прочности (рис. 4), который имеет неравномерный характер распределения по всей детали. Допустимый запас прочности по пределу текучести обычно принимается равным 2,0..2,3. Исходя из этого, принято решение модифицировать стандартный рабочий цилиндр по рекомендациям Суркова И. А., сохраняя его размеры и меняя только форму донной части (рис. 5, а). При этом изменилась величина радиуса галтели днища $R = 138$ мм и величина заглабления $h_{зг} = 59,25$ мм (см. рис. 1). Остальные параметры не изменялись. В результате расчетов определено, что в данной конструкции цилиндра запас прочности входит в пределы допустимого, однако в области днища он значительно завышен. Следующим этапом было уменьшение металлоемкости цилиндра за счет уменьшения толщины стенки и днища. Для получения наиболее легкой, но в то же время прочной конструкции детали были подобраны оптимальные размеры толщины стенки и днища цилиндра. В результате уменьшения наружного диаметра цилиндра на 15 мм толщина стенки составила $t_{cm} = 190$ мм. Толщина днища – $h_{дн} = 304$ мм. При этом радиус скругления галтели днища и величина заглабления изменились $R = 133$ мм и $h_{зг} = 57$ мм (рис. 5, б).

Как отмечалось выше, трещины в галтелях днищ начинаются в зонах расположения максимальных напряжений. Поэтому в работе рассматривалось распределение эквивалентных напряжений в цилиндре (рис. 6). Цилиндр с уменьшенной стенкой и толщиной дна, предложенный в работе, имеет более равномерное распределение напряжений, а также используемая конструкция цилиндра, позволяет снизить концентрацию напряжений в зоне галтели днища.

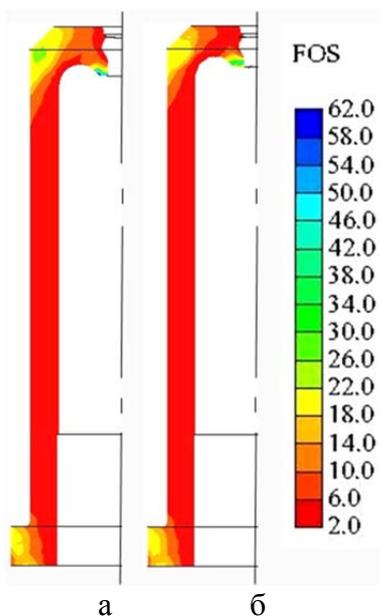


Рис. 5. Запас прочности в цилиндре по рекомендациям Суркова И. А. (а) и в цилиндре с уменьшенной толщиной стенки и дна (б)

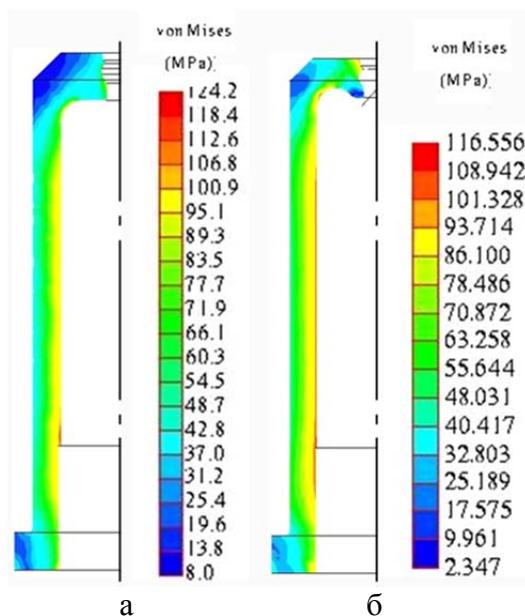


Рис. 6. Распределение напряжений в стандартном цилиндре (а) и в цилиндре с уменьшенной толщиной стенки и дна (б)

ВЫВОДЫ

Таким образом, новая конструкция обладает достаточным запасом прочности, который имеет однородный характер распределения по всему цилиндру. Оптимизация конструкции рабочих цилиндров путем создания их равнопрочной конструкции позволила снизить объем металла для изготовления цилиндра на 4 %, что ведет к существенной экономии объема механической обработки при их изготовлении и себестоимости детали.

Результаты работы могут быть непосредственно использованы при изготовлении новых рабочих цилиндров гидравлического ковочного прессы усилием 50 МН, а также при проектировании главных цилиндров других крупных гидравлических прессы. Необходимо отметить, что в настоящей работе не охвачен вопрос образования разрушений в области фланца, поэтому необходимы дальнейшие исследования с целью усовершенствования рассматриваемого цилиндра.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Королев С. А. Устранение и устранение причины разрушения донной части главных цилиндров мощных гидравлических прессы / С. А. Королев [и др.] // *Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением.* – 2005. – № 12. – С. 36–38.
2. Суркова И. А. Устранение причин и предупреждение разрушений цилиндров мощных гидравлических прессы / И. А. Суркова, А. П. Моисеева // *Кузнечно-штамповочное производство.* – М. : Наука, 2004. – № 5. – С. 42–43.
3. Пат. 2358873 Россия, МПК В30 В15/04. Корпус рабочего цилиндра мощного гидравлического прессы / Сурков И. А.; заявитель и патентообладатель ООО «Надежность плюс». – № 2007128882 ; заявл. 27.07.2007 ; опубл. 20.06.2009, Бюл. № 16.
4. Гохберг М. М. Усталостная прочность сталей для прессы / М. М. Гохберг // *Производство крупных машин. Гидравлические прессы.* – М. : Машиностроение, 1971. – Выпуск XXI. – С. 10–34.

Лаптев А. М. – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой МТО ДГМА;

Ткаченко Я. Ю. – аспирант ДГМА;

Диденко А. А. – магистр ДГМА.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

E-mail: tkachenko1110@mail.ru

Статья поступила в редакцию 13.04.2012 г.