

Расчёт регулируемых щелевых втулок-уплотнений

Бегунов А.А., Бегунов М.А.

Донбасская государственная машиностроительная академия

В технике гидропривода различных машин широко применяются уплотнительные устройства различных типов, основное назначение которых – обеспечить герметизацию полостей гидроцилиндров и гидроаппаратуры, обеспечить минимальное трение и износ при движении подвижных деталей.

Одним из перспективных типов уплотнений являются бесконтактные щелевые уплотнения, которые обеспечивают при работе минимальное трение и износ. В Донбасской государственной машиностроительной академии были предложены регулируемые щелевые втулки-уплотнения (ВУ), которые обеспечивают изменение величины зазора в щели вплоть до нуля или даже создание натяга [1]. Это обеспечивается подачей на внешнюю поверхность втулки регулируемого давления жидкости, которое деформирует втулку, таким образом, изменяя её внутренний диаметр. Втулка 1 используется для уплотнения стыка цилиндра 2 и штока 3, с подачей регулируемого давления жидкости (рис. 1). Общий вид втулок представлен на рис. 2

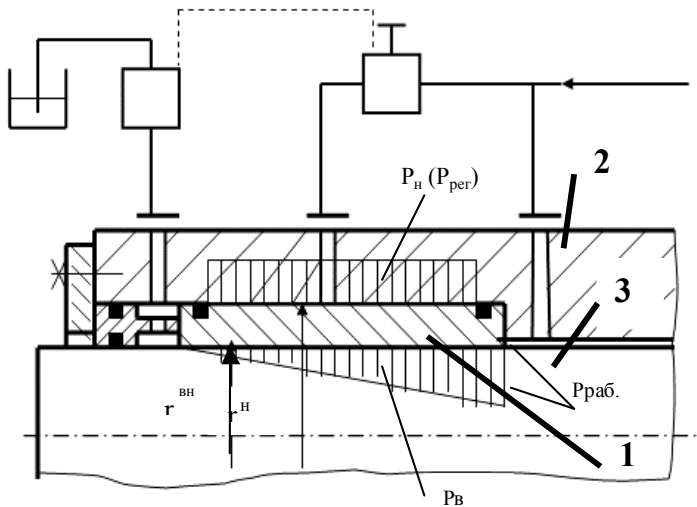


Рис. 1 – Схема регулируемого уплотнительного устройства [1]

ВУ нагружены внутренним давлением, распределение которого условно принимается по линейному закону по аналогии с допущениями, принятыми в работе [2] регулируемым давлением. Ранее расчёт подобных втулок-уплотнений проводился по методике расчёта толстостенных цилиндров, известной как зависимости Ляме[3]. Для малых соотношений внутреннего диаметра к толщине стенки уплотнения эти зависимости

приемлемы, то для больших расчёт таких втулок целесообразно вести по методикам расчёта тонкостенных оболочек, у которых толщина значительно меньше диаметра и длины. Таким образом, ВУ рассматриваем как цилиндрическую оболочку, у которой нагрузка симметрично распределена относительно оси цилиндра. Поскольку в таких случаях все точки срединной поверхности оболочки, лежащие в одном поперечном сечении, перпендикулярном к оси симметрии, имеют одно и то же смещение,

достаточно рассмотреть одну элементарную полосу единичной ширины (рис. 3), т.е. задача сводится к осесимметричной.

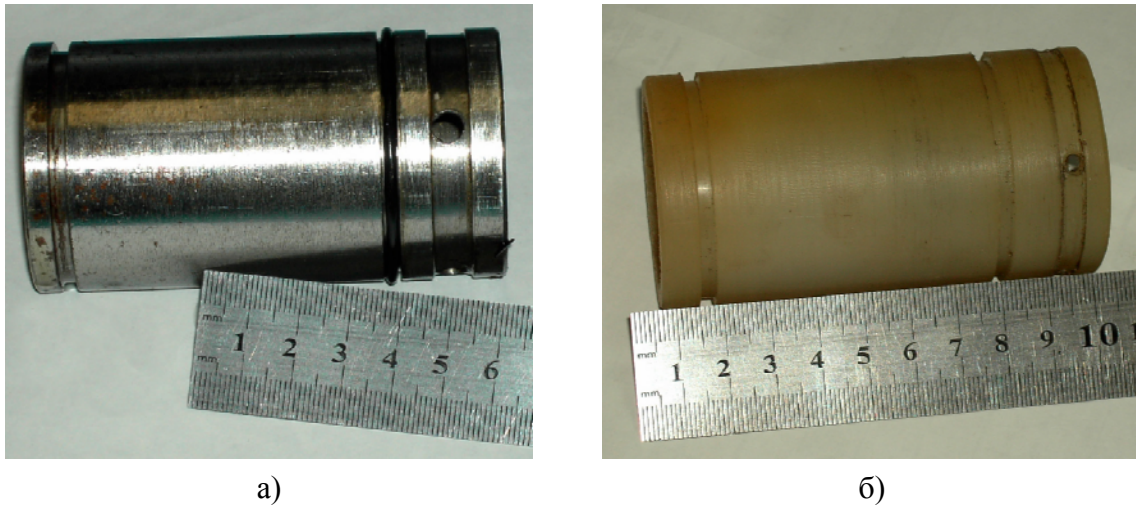


Рис. 2 – Общий вид втулок-уплотнений из стали (а) и капрона (б)[1]

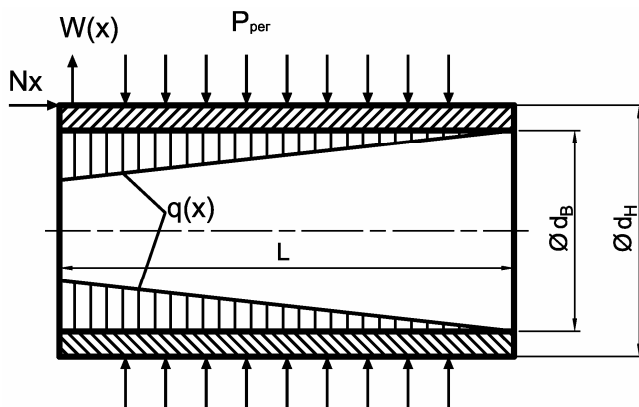


Рис. 3 – Расчётная схема нагружения втулки

Целью данной работы является определение оптимального значения внешнего давления на оболочку $P_{рег}$, при котором происходит перекрытие начального зазора δ_0 между внутренним диаметром втулки и наружным диаметром цилиндрического стержня:

$$G(p_{рег}) = \min(W(x)) + \delta_0 = 0 \Big|_{p_{рег} - ?} \quad (1)$$

где $W(x)$ - функция смещения точек срединной поверхности, получаемая в ходе решения дифференциального уравнения изгиба [4]:

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dx^4} + N_x \cdot \frac{d^2 W}{dx^2} + \frac{E \cdot h}{a^2} \cdot W = q(x) - \frac{1}{a} \cdot \mu \cdot N_x \quad (2)$$

где $D = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)}$ - цилиндрическая жёсткость; $q(x) = p_{раб} \cdot \left(1 - \frac{x}{L}\right) - p_{рег}$ - давление, действующее на поверхность втулки; $N_x = p_{раб} \cdot h$ - удельная осевая сила; $a = \frac{d_g + d_H}{4}$ - радиус срединной поверхности оболочки; $h = \frac{d_H - d_g}{2}$ - толщина оболочки; $p_{раб}$ - рабочее давление в цилиндре; $p_{рег}$ - давление на оболочку (регулируемое), удовлетворяющее граничным условиям (ГУ):

$$\begin{cases} W(0) = W(L) = 0 \\ W''(0) = W''(L) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} W'(0) = W'(L) = 0 \\ W'''(0) = W'''(L) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Граничные условия (3) означают шарнирное закрепление концов втулки, (4) – возможность перемещений в радиальном направлении.

Аналитическое решение дифференциального уравнения (2) с учётом краевых условий (3) и (4) производилось в пакете Maple. Было получено аналитическое решение, которое использовалось в качестве целевой функции для определения оптимального значения внешнего давления на оболочку $p_{рег}$, при котором происходит перекрытие начального зазора.

Параметры используемых материалов и значения начального зазора для втулок-уплотнений приведены в таблице 1.

Таб. 1 - Материалы втулок-уплотнений и начальные зазоры

Материал ВУ	E, МПа	μ	δ_0 , мм
Сталь	$2.1 \cdot 10^5$	0.26	0.08
Чугун	$1.5 \cdot 10^5$	0.25	0.07
Латунь	$1.1 \cdot 10^5$	0.35	0.07
Капрон	$2 \cdot 10^3$	0.45	0.18
Текстолит	$6 \cdot 10^3$	0.4	0.11

На рис. 4 представлены результаты расчёта деформаций ВУ по полученным аналитическим зависимостям решения уравнения (2).

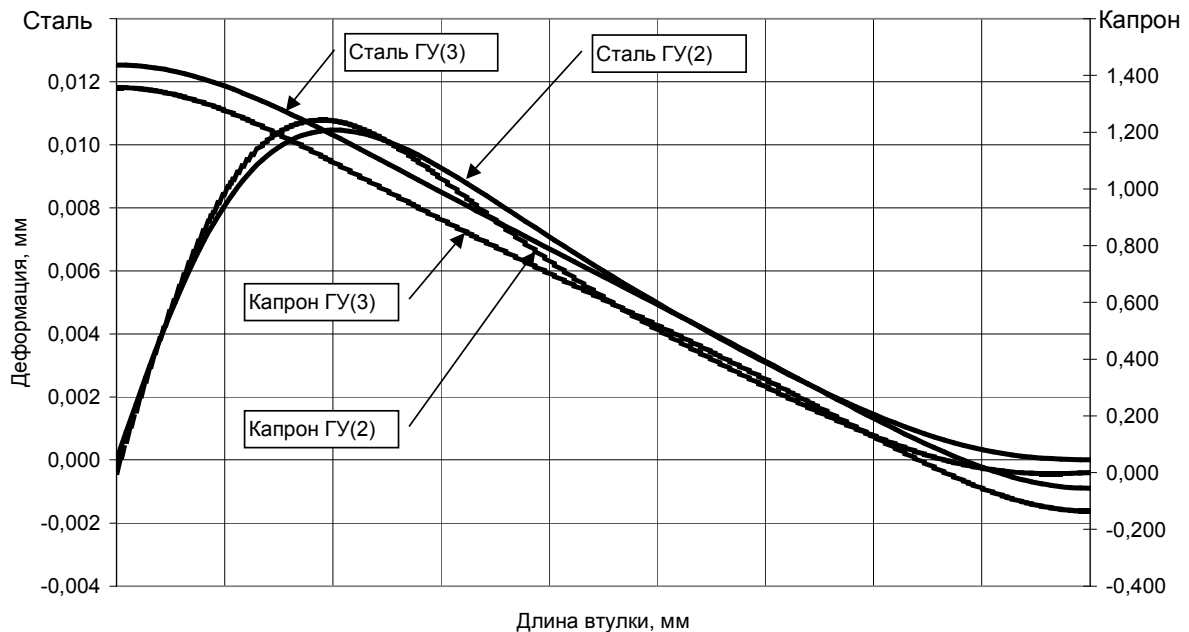


Рис. 4 - Результаты расчёта деформации ВУ (аналитическое решение)

Для более полного учёта сложных граничных условий в виде контактного взаимодействия, а также учёта предварительного осевого сжатия при работе ВУ, их сложной геометрии, были созданы конечно-элементные модели для систем анализа ABAQUS и LS-DYNA. Исходная расчётная осесимметричная модель для обоих пакетов состояла из оболочечных элементов с гауссовой схемой интегрирования по толщине [5].

В результате расчёта были получены значения смещений точек ВУ под действием различного рабочего давления в цилиндре $p_{раб}$ и регулируемого внешнего давления на оболочку $p_{рег}$. На рис. 5 показаны графики расчёта смещений точек ВУ из стали в различных системах анализа под действием рабочего давления в цилиндре $p_{раб} = 32 \text{ МПа}$ и внешнего давления на оболочку $p_{рег} = 5 \text{ МПа}$.

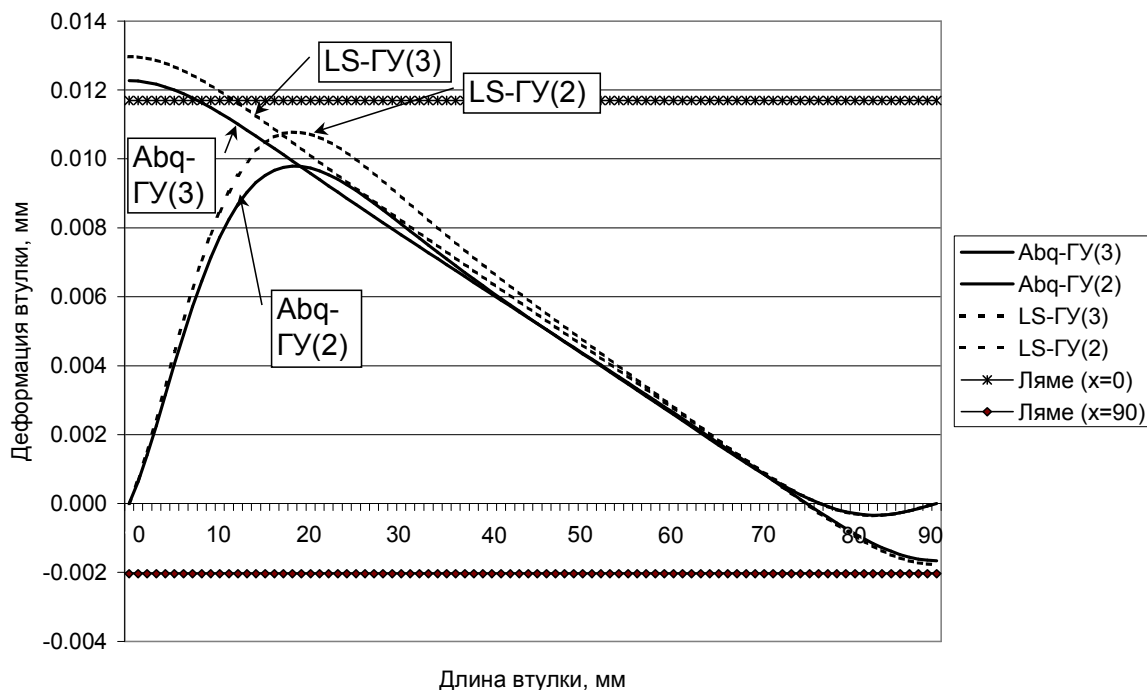


Рис. 5 - Результаты расчёта деформации ВУ в пакетах ABAQUS (Abq) и LS-DYNA (LS), а также с использованием формулы Ляме (верхняя и нижняя оценка)

Как видно из представленных распределений, деформации ВУ, полученные в системе ABAQUS оказываются несколько меньше, чем результаты, полученные аналитически и с помощью системы LS-DYNA.

Для определения оптимального внешнего давления на оболочку производилась оптимизация целевой функции $G(p_{рег}) = \min(W(x)) + \delta_0 = 0$ по параметру $p_{рег}$ с целью получения нулевого зазора. Полученные значения внешнего давления представлены в таблице 3.

Таб. 2 - Оптимальные значения внешнего давления

Материал ВУ	$p_{рег}$, МПа	
	ГУ (3)	ГУ (4)
Сталь	165.6	168.9
Чугун	105.3	107.2
Латунь	80.9	79.3
Капрон	9.7	5.9
Текстолит	13.4	9.7

Приведённые оптимальные значения внешнего давления на оболочку использовались при расчёте конечно-элементных моделей ВУ, поскольку аналитические методы расчёта не позволяют учесть их сложной геометрии.

Расхождения в решениях, полученных в различных пакетах, незначительны и хорошо согласуются с аналитическим решением, полученным в пакете Maple, а также входят в диапазон значений, рассчитанных на основании зависимостей Ляме [3]. Отсюда следует, что предложенная модель (2) адекватно описывает деформации тонкостенных ВУ под действием распределённого внутреннего и постоянного внешнего давлений.

Выводы

1. Разработана методика определения оптимального внешнего давления на ВУ, при котором происходит перекрытие начального зазора.

2. Поставлена и решена задача в конечно-элементной постановке деформирования ВУ под влиянием двухстороннего распределённого давления в системах ABAQUS и LS-DYNA, полученные численные решения хорошо согласуются с аналитическим решением (расхождение менее 10%), что позволяет использовать предложенные конечно-элементные модели для более корректного учета граничных условий.

Литература

1. Пат. № 40095 А, Україна. Пристрій з щільним ущільненням для гідроциліндрів / Роганов Л.Л., Абрамова Л.Н. – Опубл. Бюл. №6, 2001 р.
2. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Изд. 2-е, перераб. и доп. Л., «Машиностроение», 1973. -232 с.
3. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов: Учеб. для техн. вузов – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1989. – 624 с.
4. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – 8-е изд., стереотип. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
5. Hallquist, J.O., “Theoretical manual for DYNA3D”, Livermore Software Technology Corporation, Rept. UCID-19501 (May, 1998).