



УДК 622.285

Б.А. Александров, К.Г. Буялич

**ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
УПЛОТНИТЕЛЬНОГО УЗЛА НА ВЕЛИЧИНУ
ВЫДАВЛИВАНИЯ В ЗАЗОР**

Рассмотрено влияние радиуса скругления уплотнения и поршня на герметичность гидростойки механизированной крепи при постоянном значении давления рабочей жидкости, высоте и ширине уплотнения, зазоре между поршнем и цилиндром.

Ключевые слова: механизированная крепь, гидравлическая стойка, уплотнение, герметичность.

Работоспособность гидростойки механизированной крепи определяется её герметичностью.

Для оценки герметичности в различных условиях была разработана конечно-элементная модель уплотнительного узла гидростойки крепи М130, которая позволяет на этапе проектирования определить его оптимальные параметры, подбираемые таким образом, чтобы обеспечивалось максимальное перекрытие зазора.

Для оценки герметизации перекрываемого зазора (качества работы уплотнений) предлагается использовать величину выдавливания материала уплотнения в зазор L_s (рис. 1).

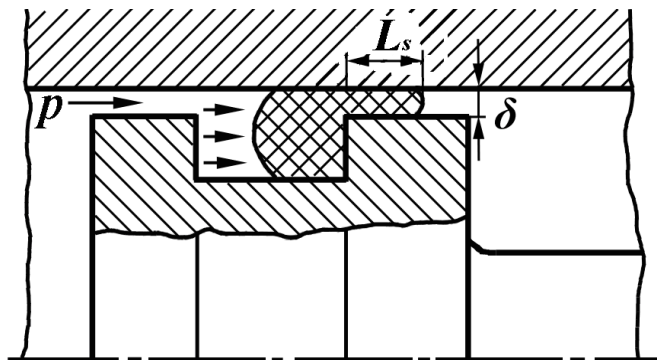


Рис. 1. Характер деформирования уплотнения вблизи зазора

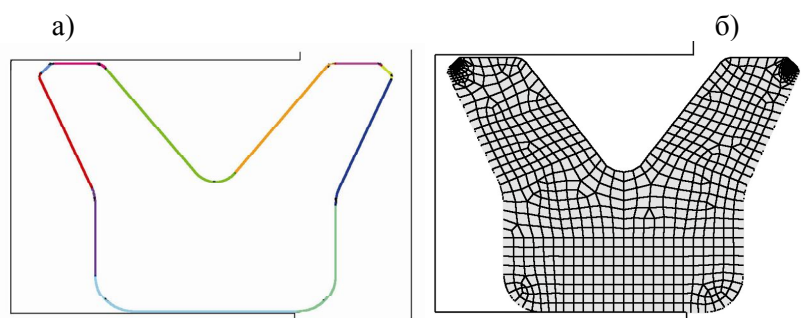


Рис. 2. Схема геометрической модели уплотнения (а) и исходная конечно-элементная модель уплотнительного узла гидростойки (б)

Данный параметр вычисляется на основе расчетов конечно-элементной модели уплотнительного узла, который состоит из следующих этапов:

1. Построение геометрической модели (рис. 2, а).
2. Построение конечно-элементной модели (рис. 2, б).
3. Задание гиперэластичных свойств материала (константы Mooney-Rivling). Эти константы определяются из зависимостей напряжение деформация при различных условиях.
4. Определение предварительного напряжённо-деформированного состояния манжеты при монтаже – сборке гидроцилиндра (рис. 3, а, 3, б).
5. Определение напряжённо-деформированного состояния манжеты от давления рабочей жидкости и контактного давления на соприкасаемые поверхности поршня и штока (рис. 4, а, 4, б).

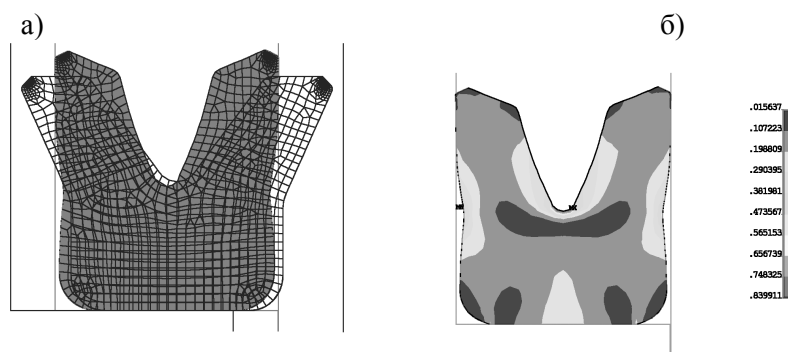


Рис. 3. Деформация (а) и эквивалентные напряжения по Мизесу (б) после сборки гидроцилиндра

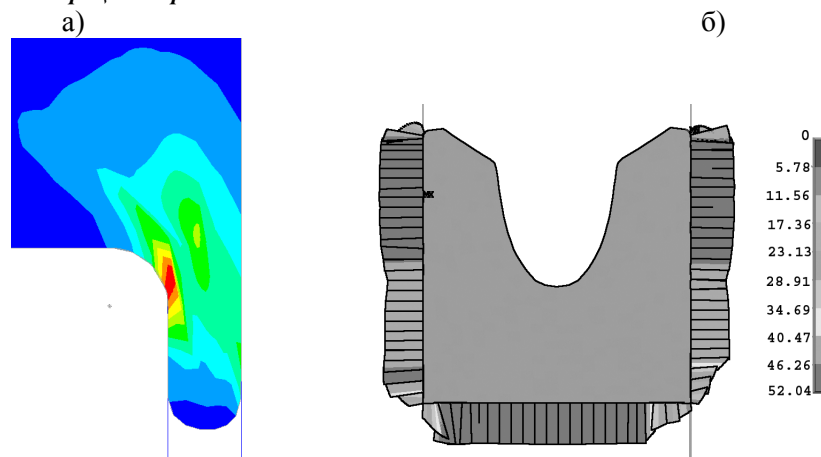


Рис. 4. Эквивалентные напряжения по Мизесу вблизи зазора (а) и контактные давления (б)

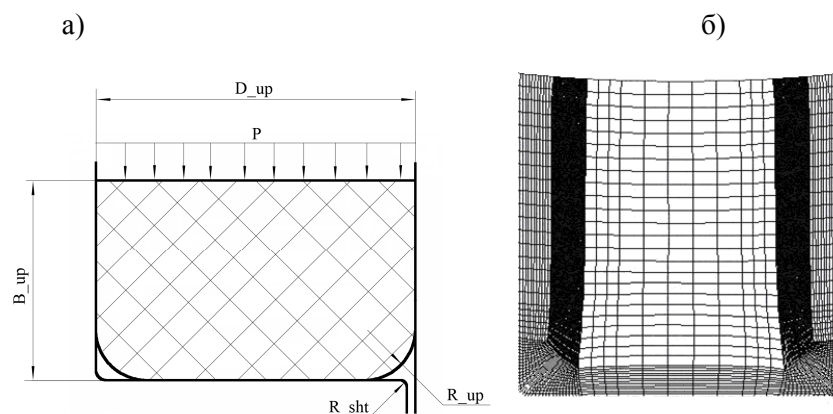


Рис. 5. Упрощенная параметрическая модель работы уплотнения в зазоре: а) – расчетная схема; б) – деформированное состояние

В ходе исследований было установлено, что геометрические параметры «усиков» уплотнения не влияют на величину выдавливания в зазор. Поэтому для значительного сокращения (в 3 раза) времени расчетов была разработана упрощенная параметрическая конечно-элементная модель уплотнительного узла (рис. 5).

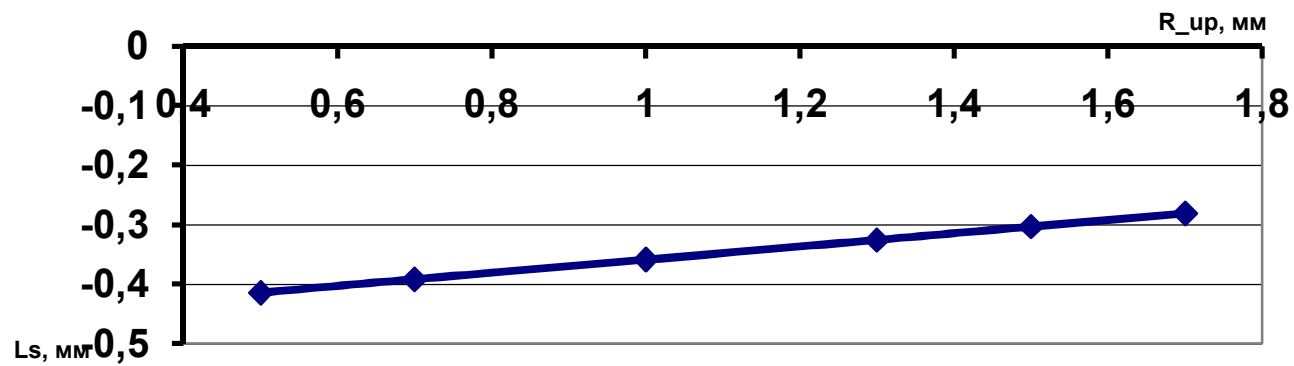


Рис. 6. Влияние радиуса уплотнения на величину выдавливания в зазор

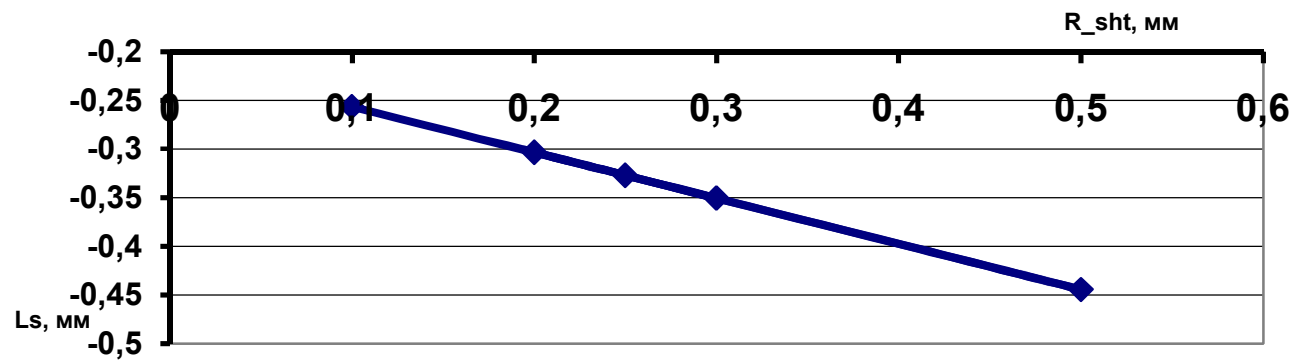



Рис. 7. Влияние радиуса поршня на величину выдавливания в зазор

В результате расчетов упрощенной модели были получены зависимости выдавливания уплотнения в зазор от радиусов скругления уплотнения R_{up} (рис. 6) и поршня R_{sht} (рис. 7) при давлении рабочей жидкости $P=50$ МПа, высоте уплотнения $B_{up}=10$ мм, ширине уплотнения $D_{up}=9.5$ мм и зазоре между поршнем и цилиндром $\delta=0.25$ мм:

Анализируя полученные зависимости, можно сделать вывод, что увеличение радиуса уплотнения R_{up} прямо пропорционально ведет к уменьшению величины выдавливания в зазор, а увеличение радиуса поршня R_{sht} , наоборот, увеличивает величину выдавливания уплотнения. При возвратно-поступательном движении уплотнения с увеличением числового значения критерия Lz обычно перестаёт обеспечиваться необходимая герметичность по причине усталостного разрушения материала вследствие перемены направления движения и постепенного вырывания частиц резины в зазоре подвижного соединения из-за высокой концентрации в этой зоне внутренних напряжений (рис. 4, а). 

Коротко об авторах

Александров Б.А. – доктор технических наук, профессор, Юргинский технологический институт Томского политехнического университета,
Буялич К.Г. – ассистент, Кузбасский государственный технический университет,
E-mail: bkg@kuzstu.ru

