

4. Фомин, Е. О. Повышение несущей способности свайных фундаментов объектов нефтегазовой отрасли / Е. О. Фомин, А. Ю. Ваганов, А. В. Грузин // Новые технологии – нефтегазовому региону: материалы Всерос. с межд. участ. науч.-практ. конф., Тюмень, 19-20 мая 2015 г. Тюмень: ТюмГНГУ. – 2015. – Т. III. – С.169–171.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ПЕРФОРАТОРА

**Б. А. Харабаров**

Научный руководитель, доцент А. Н. Глазов

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

В большинстве типов машин ударного действия применяется один распределительный орган (РО) [5], функции которого выполняет золотник, поршень и, чаще всего, клапан. Так как РО имеет два переключения за цикл работы, то поэтому наблюдается непроизводительный расход воздуха и неэкономичный цикл рабочих процессов. Известные публикации посвящены в основном исследованиям распределений с одним РО.

В Томском политехническом университете была разработана конструкция ударного механизма с новым воздухораспределительным устройством применительно к колонковому перфоратору ПК-75 [1]. В этом механизме впуск воздуха осуществляется двумя автономными клапанами, связанными с рабочими камерами командными каналами. Клапаны снабжены толкателями, на которые постоянно действует давление воздуха со стороны предклапанной полости. Некоторые результаты разработок и исследований рабочих процессов новых ударных механизмов изложены в работах [2-4].

Исследовано влияние массы, размеров и хода распределительных органов на рабочие процессы в камерах и функционирование распределительного устройства. Получены зависимости энергетических, силовых и временных характеристик работы ударного механизма и его элементов.

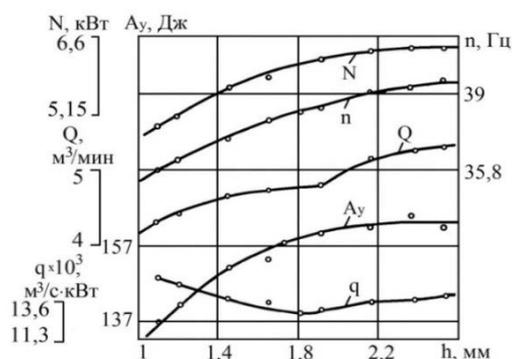
Испытания ударного механизма проводились на стенде с гидравлическим податчиком короткой штангой с крестовой коронкой по бетонному блоку. Тензометрическими датчиками давления регистрировалось давление воздуха в предраспределительной и рабочих камерах, в командных каналах и в впускном канале камеры обратного хода. Регистрация перекидки клапанов осуществлялась контактными датчиками. Для записи сигналов от датчиков применялись тензоусилители ТА-5, шлейфовый осциллограф Н-115, мост сопротивлений и шунтов Р-155. Расход воздуха измерялся расходомером переменного перепада давления воздуха. Определение характеристик работы ударного узла производилось на ЭВМ.

Масса РО влияет на динамику и рабочие процессы перфоратора. Чем тяжелее РО, тем позже он отрывается от седла и дольше перебрасывается. При этом в период обратного хода поршня клапан отходит от седла при более высоких давлениях воздуха в камере прямого хода.

Временные характеристики работы РО и энергетические параметры перфоратора зависят от размеров толкателя и клапана. Изменение величины отношения диаметров толкателя и клапана приводит к перераспределению сил, действующих на площадки РО, и, как следствие, влияет на работу перфоратора. Следует отметить, что при менее критической величины отношения диаметров может наблюдаться потеря устойчивости работы РО камеры прямого хода.

Распределительный орган является турбулентным дросселем. Изменяя сечение впускной щели, можно создавать различные гидравлические сопротивления для потока воздуха. От этого зависит степень наполнения воздухом рабочей камеры, скорость перемещения поршня и другие характеристики ударного механизма.

Увеличение хода клапана камеры прямого хода сопровождается возрастанием энергетических параметров и расхода воздуха, а удельный расход воздуха снижается до определенной величины (рис. 1). Это объясняется тем, что максимальное и предвыхлопное давление воздуха увеличиваются и степень наполнения камеры прямого хода становится больше. Время от открытия поршнем командного канала до посадки клапана на седло, т. е. до прекращения впуска воздуха в камеру, возрастает.



**Рис. 1.** Зависимости энергетических параметров ударного механизма от величины хода клапана камеры прямого хода при постоянном ходе клапана камеры обратного хода:  $A_y$  – энергия удара;  $N$  – мощность;  $n$  – частота ударов;  $Q$  – расход воздуха;  $q$  – удельный расход воздуха

При ходе клапана свыше 1,7–1,8 мм происходит запаздывание посадки клапана на клапанную плиту по отношению к моменту открытия выхлопного окна и, как следствие, появление прямого истечения сжатого воздуха из сети через цилиндр в атмосферу. Поэтому на графике (рис. 1) наблюдается перегиб кривых абсолютного и удельного расходов воздуха, снижение интенсивности роста энергии удара и мощности при дальнейшем увеличении хода клапана. Это является следствием роста давления недовыхлопа воздуха из камеры прямого хода, более значительного торможения поршня в период обратного хода и некоторого уменьшения значения давления воздуха в предклапанной полости. Величина минимального значения удельного расхода воздуха в данном случае обусловлена запаздыванием отсечки камеры прямого хода от сети.

Характер зависимостей энергетических параметров ударного механизма от хода клапана камеры обратного хода виден из графика (рис. 2), полученных при ходе клапана камеры прямого хода 1,8 мм. Увеличение хода клапана приводит к некоторому возрастанию до определенного предела энергетических характеристик ударного механизма. Расход воздуха находится в прямолинейной зависимости от величины хода клапана. Существует оптимальное значение хода клапана по удельному расходу воздуха.

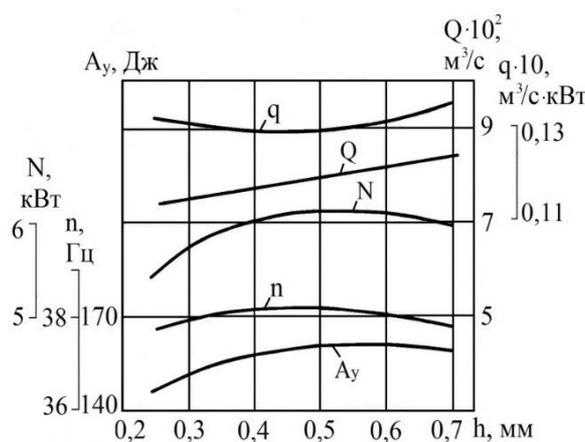


Рис. 2. Зависимости параметров ударного механизма от хода клапана камеры обратного хода

Индикаторная работа и расход воздуха в камере обратного хода зависят от работы произведенной камерой прямого хода и крепости обрабатываемой породы, т. к. чем больше предупредная скорость поршня и крепость породы, тем выше скорость отскока поршня. Эти факторы сказываются на значениях энергетических параметров, расходе воздуха и оптимальной величине хода клапана камеры обратного хода.

Диапазон возможных значений хода РО камеры обратного хода имеет ограничения. При величине хода РО менее 0,4 мм заметно ухудшается запуск ударного механизма. Наблюдается потеря устойчивости работы РО при соотношении площади впускной щели к площади впускного канала камеры более 0,35. Это объясняется недостаточной пропускной способностью впускного канала в камеру обратного хода. В исследованном диапазоне значений хода РО происходит полная отсечка камеры обратного хода от предклапанной камеры до открытия выхлопного окна.

Экспериментально установлено, что минимальный удельный расход воздуха достигается при следующих значениях хода клапанов: 1,85 мм для камеры прямого хода и около 0,5 мм для камеры обратного хода, что соответствует вполне определенным имеющимся размерам РО и условиям бурения.

Выявлены закономерности изменения энергетических, силовых и временных характеристик ударного механизма и его элементов в зависимости от размеров, массы и хода клапанов.

Установлены оптимальные по удельному расходу воздуха значения хода клапанов.

Выявлены зоны устойчивой работы клапанов.

Полученный в результате исследований материал доказывает возможность и дает основания для создания энергосберегающих конструкций пневматических машин ударного действия, превосходящих по КПД известные промышленные аналоги.

В настоящее время разрабатываются более совершенные конструкции энергосберегающих распределительных устройств.

#### Литература

1. Glazov, Alcon Naumovich. Energy-saving compression valve of the rock drill [Electronic resource] / A. N. Glazov, A. A. Efanov, T. Yu. Aikina // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. — 2015. — Vol. 27 : Problems of Geology and Subsurface Development — [012055, 5 p.]. — Title screen.
2. Глазов А.Н. Рабочие процессы пневмоударного механизма перфоратора // Известия Томского политехнического университета. — 2005. — Т. 308. — № 6. — С. 132–136.
3. Глазов А.Н. Энергосберегающие конструкции пневмоударных бурильных машин // Горный журнал. — 2007. — № 1. — С. 76–78.

4. Глазов А.Н. Расчетные зависимости статической модели рабочих процессов пневмоударного механизма // Известия Томского политехнического университета. – 2006. – Т. 309. – № 1. – С. 150–154.
5. Есин Н. Н. Пневматические машины ударного действия для бурения шпуров. – Новосибирск, 1978. – 104 с.

## РАСЧЕТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО АГРЕГАТА В ПРОЦЕССЕ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ

М. В. Харитонов

Научный руководитель, профессор П. В. Бурков

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

Насос представляет собой гидравлическую машину, преобразующую механическую энергию приводного двигателя в энергию жидкости, обеспечивающую её движение.

Исходя из функционального назначения насоса, определяющими техническими параметрами являются подача и напор (давление).

Подача – это объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени, выраженной в м<sup>3</sup>/час (кубометров в час) или л/сек, (литров в секунду). Обозначается «Q».

Напор – это разность удельных энергий жидкости в сечениях после и до насоса, выраженная в метрах водного столба. Обозначается «H».

В насосах объемного типа пользуются понятием «давление», выраженным в атмосферах (кГс/см<sup>2</sup>) или мегапаскалях (МПА) (один мегапаскаль равен 10 атмосферам).

Отсюда вытекает классическая «напорная» характеристика насоса, в которой по оси абсцисс откладывается подача, а по оси ординат – напор для динамичных насосов и наоборот для насосов объемного типа.

На рисунке 1 показана напорная характеристика основных потребительских свойств насоса. Выбор насоса начинается с подбора напора (давления) и подачи. Чтобы иметь представление о диапазоне насосного оборудования, выпускаемого страной, фирмой] предприятием, следует оценить величину «поля Q-H», покрываемого напорными характеристиками [1, 2].

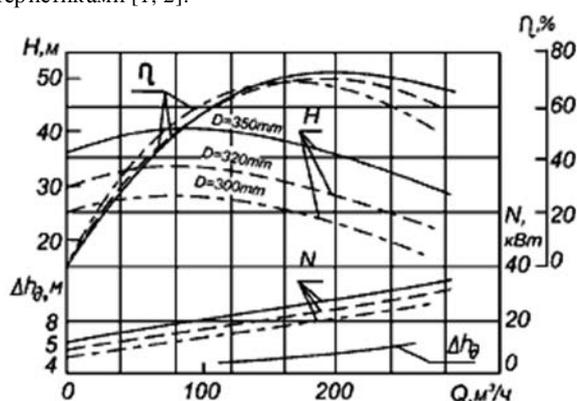


Рис.1. Напорная характеристика центробежного насоса

Работа насоса основана на взаимодействии лопаток вращающегося рабочего колеса и перекачиваемой жидкости.

Вращаясь, рабочее колесо сообщает круговое движение жидкости, находящейся между лопатками. Вследствие возникающей центробежной силы жидкость от центра колеса перемещается к внешнему выходу, а освободившееся пространство вновь заполняется жидкостью, поступающей из всасывающей трубы под действием создаваемого разрежения.

Выйдя из рабочего колеса первой секции, жидкость поступает в каналы направляющего аппарата и затем во второе рабочее колесо с давлением, созданным в первой секции, откуда - в третье рабочее колесо с увеличенным давлением, созданным во второй секции и т.д.

Вышедшая из последнего рабочего колеса жидкость через направляющий аппарат поступает в крышку нагнетания и из нее в нагнетательный трубопровод.

Во время работы насоса, вследствие давления воды на неравные по площади боковые поверхности рабочих колес, возникает осевое усилие, которое стремится сместить ротор насоса в сторону всасывания. Для уравновешивания осевого усилия в насосе предусмотрено разгрузочное устройство, состоящее из диска разгрузки, кольца и втулки разгрузки и дистанционной втулки.

Модель – это материальный или мысленно представляемый объект, замещающий в процессе изучения объект-оригинал, и сохраняющий значимые для данного исследования типичные его черты. Основным достоинством моделей является возможность экспериментировать путем легкого вмешательства с целью изменения (варьирования) сравнительно ограниченного числа входных переменных и быстрого получения выходных результатов. Процесс построения модели называется моделированием. Другими словами, моделирование – это процесс изучения строения и свойств оригинала с помощью модели [2].