

**Владимир
Садошенко,**
генеральный
директор

**Борис
Чернявский,**
главный инженер
**ГИДРОМАШ
НОРНАТ**

г. Рига, Латвия
ООО «Гидромаш-Норнат»:
129626, Москва
ул. 2-я Мытищинская, 2
т./ф. (495) 786-4330 - мно-
гоканальный
e-mail: nomat@yandex.ru
www.nornat.net

**Леонид
Пинегин,**
главный конструктор



SIA «RINAR MAŠĪNBŪVE»:
ул. Саламандрас 1, Рига,
LV-1024, Латвия
тел. +371-67014664,
67014629, факс. +371-
67014620
e-mail: rinarmb@inbox.lv
www.rinar.net

РАБОТА КЛАПАНОВ ДОЗИРОВОЧНОГО НАСОСА ПРИ МАЛЫХ ПОДАЧАХ

Применение частотного регулирования, по сравнению с объемным, позволяет существенно увеличить диапазон регулирования подачи дозирующего насоса. При объемном регулировании этот диапазон ограничен, как правило, значением 1:4, что связано с уменьшением коэффициента подачи и точности дозирования насоса при уменьшении длины хода плунжера и, тем самым, единичного объема насоса.

При частотном регулировании работа насоса во всем диапазоне регулирования осуществляется при максимальном ходе плунжера, т. е. при максимальном единичном объеме, в результате чего коэффициент подачи и точность дозирования насоса постоянны и имеют максимальные значения во всем диапазоне изменения числа ходов плунжера. Это дает возможность увеличить диапазон регулирования подачи до значения 1:10 [1]. Работа дозирующего насоса в широком диапазоне подач поставила ряд вопросов и, в частности, вопрос о работе насосных клапанов в области малых расходов. Для насосов НД производства **компании Rinar Masinbuve, (г. Рига) – ООО «Гидромаш – Норнат» (г. Москва)**, на которых установлен частотно - регулируемый привод Varicon [2], - это вопрос о работе в области малых расходов насосных клапанов шарового типа.

Визуальные наблюдения за работой шарового клапана дозирующего насоса НДР 160/3,5 С13, шар и корпус гидроцилиндра которого выполнены из стекла, показали, что в области малых подач (при «ползущих» скоростях плунжера) высота подъема шара клапана, по сравнению с d_u клапана, весьма мала. В этом случае картину течения в клапане можно рассматривать как истечение жидкости через кольцевую щель между седлом и шаром (**рис. 1**), откуда:

$$Q = V_{ш} \cdot f_{ш} \cdot \quad (1)$$

$$V_{ш} = \varphi_{ш} \sqrt{\frac{2}{\gamma_{ж}} g \Delta P_{кл}} \cdot \quad (2)$$

где Q - расход жидкости через клапан,
 $V_{ш}$ - скорость потока в клапанной щели в месте его наибольшего сжатия,
 $f_{ш} = f \cdot \varepsilon$ - площадь потока в месте его наибольшего сжатия,

f - геометрическая площадь щели,

ε - коэффициент сжатия струи,

$\Delta P_{кл}$ - перепад давлений в щели,

$\varphi_{ш} = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{ш}}}$ - коэффициент скорости клапанной щели,

$\zeta_{ш}$ - коэффициент сопротивления клапанной щели,

$\gamma_{ж}$ - удельный вес жидкости.

Геометрическую площадь клапанной щели определяем, считая клапан оптимальным, у которого угол контакта шара с седлом $d = 45^\circ$. В этом случае диаметр седла d_c связан с диаметром шара соотношением $d_c = d_{ш} \cdot \cos 45^\circ$ и при малых высотах подъема шара $h_{ш}$ площадь щели f представляет собой боковую поверхность усеченного конуса с углом 45° и диаметром основания d_c . С достаточной точностью эта площадь определяется уравнением:

$$f = \pi d_c h_{ш} \cos 45^\circ,$$

откуда:

$$h_{ш} = \frac{f}{\pi d_c \cos 45^\circ}. \quad (4)$$

Для определения перепада давлений на клапанной щели $\Delta P_{кл}$ рассмотрим

действующие на шар силы: N – сила тяжести, направленная вниз, и R – сила лобового сопротивления, направленная вверх. Так как мы рассматриваем работу клапана при малых подачах, т. е. при малых числах Re , когда обтекание шара ламинарное, безотрывное, то сила лобового сопротивления R определяется (пренебрегая трением) действием перепада давлений в щели $\Delta P_{кл}$ на площади седла:

$$R = \Delta P_{кл} \frac{\pi d_c^2}{4} = G, \quad (5)$$

где $G = \frac{\pi d_{ш}^3}{6} (\gamma_{ш} - \gamma_{ж})$ – кажущийся вес шара в жидкости, $\gamma_{ш}$ – удельный вес материала шара.

Из уравнения (5) определяем значение перепада давления на клапане:

$$\Delta P_{кл} = \frac{2(\gamma_{ш} - \gamma_{ж}) d_c}{3(\cos 45^\circ)} = 1,9 d_c (\gamma_{ш} - \gamma_{ж}), \quad (6)$$

а, решая совместно уравнения (2) и (6), определяем значение скорости течения жидкости в клапанной щели:

$$V_{щ} = \varphi_{щ} \sqrt{2g d_c \left(\frac{\gamma_{ш}}{\gamma_{ж}} - 1 \right) 1,9}. \quad (7)$$

Из уравнения (7) следует, что для данного насоса ($d_c = Const$, $\gamma_{ш} = Const$), перекачивающего данную жидкость ($\gamma_{ж} = Const$), скорость течения жидкости в клапанной щели $V_{щ}$ не зависит от подачи насоса, она постоянна на протяжении всего хода плунжера, постоянна во всем диапазоне изменения подачи при объемном и частотном методах регулирования. В «мертвых» точках движения плунжера скорость жидкости в клапанной щели мгновенно меняет свое значение от нуля до $V_{щ}$ и от $V_{щ}$ до нуля. Величина $V_{щ}$ определяется диаметром седла и соотношением $\gamma_{ш}/\gamma_{ж}$. Например, принимая $d_c = 20$ мм, $\gamma_{ж} = 1000$ кг/м³, $\zeta_{щ} = 1$ [3], в случае стального шара имеем $V_{щ} = 1,6$ м/с, в случае ситаллового шара $V_{щ} = 0,8$ м/с.

Перейдем к определению высоты подъема шара $h_{ш}$. Совместно решая уравнения (2), (4) и (6), получаем:

$$h_{ш} = \frac{Q}{\mu_{щ} \pi d_c \cos 45^\circ \sqrt{2g d_c \left(\frac{\gamma_{ш}}{\gamma_{ж}} - 1 \right) 1,9}}, \quad (8)$$

где $\mu_{щ} = \varepsilon \cdot \varphi_{щ}$ – коэффициент расхода клапанной щели.

Из уравнения (8) следует, что высота подъема шара соответствует кривой расхода жидкости через клапан, т. е. соответствует кривой подачи (скорости плунжера) насоса. Для насосов НД с кривошипно - шатунным приводом, мгновенная подача которых равна:

$$Q = F_{пл} \omega r \sin \varphi,$$

где $F_{пл}$ – площадь плунжера,
 ω – угловая скорость кривошипа,
 r – радиус кривошипа,
 φ – угол поворота кривошипа,

получаем:

$$h_{ш} = \frac{F_{пл} \omega r}{\mu_{щ} \pi d_c \cos 45^\circ \sqrt{2g d_c \left(\frac{\gamma_{ш}}{\gamma_{ж}} - 1 \right) 1,9}} \sin \varphi. \quad (9)$$

Из уравнения (9) видно, что у дозировочных насосов с кривошипно - шатунным приводом высота подъема клапанного шара изменяется по синусоидальному закону и при $\varphi = 90^\circ$ (270°), т. е. при среднем положении поршня, имеет максимальное значение. Высота подъема шара уменьшается с увеличением диаметра седла в степени 1,5 и отношения $\gamma_{ш}/\gamma_{ж}$ примерно в степени 0,5. Как при объемном, так и при частотном регулировании высота подъема шара изменяется прямо пропорционально r и ω соответственно.

Определяем скорость подъема (и опускания) клапанного шара:

$$V_{ш} = \frac{dh_{ш}}{dt} = \frac{F_{пл} \omega^2 r}{\mu_{щ} \pi d_c \cos 45^\circ \sqrt{2g d_c \left(\frac{\gamma_{ш}}{\gamma_{ж}} - 1 \right) 1,9}} \cos \varphi. \quad (10)$$

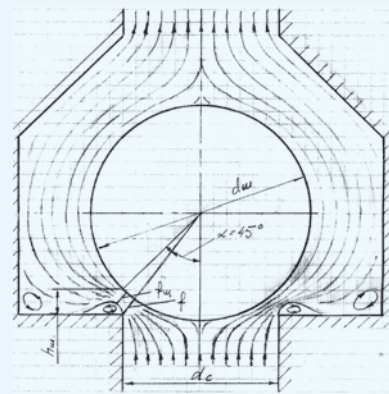


Рис. 1. Схема течения жидкости в шаровом клапане

Из уравнения (10) видно, что скорость шара изменяется по косинусоидальному закону (соответствует кривой ускорения плунжера) и при $\varphi = 0^\circ (180^\circ)$, т. е. в мертвых точках плунжера, имеет максимальное значение. На **рис. 2** представлены диаграммы относительного перемещения $\bar{h}_ш = h_ш/h_ш^{МАКС}$ и относительной скорости $\bar{V}_ш = V_ш/V_ш^{МАКС}$ шаров нагнетательного и всасывающего клапанов. Видно, что в передней (п. м. т.) и задней (з. м. т.) мертвых точках, где осуществляется открытие и закрытие клапанов, происходит мгновенное изменение скорости шара: при подъеме стартовая скорость шара является максимальной, и затем она уменьшается до нуля в верхней точке подъема шара. При опускании скорость шара растет, и шар садится на седло, набрав максимальную скорость. Таким образом, картина движения шара в мертвых точках выглядит следующим образом. В передней мертвой точке шар нагнетательного клапана с максимальной скоростью садится на седло, а шар всасывающего клапана с максимальной скоростью отрывается от седла. В задней мертвой точке наоборот: шар нагнетательного клапана с максимальной скоростью отрывается от седла, а шар всасывающего клапана с максимальной скоростью садится на седло.

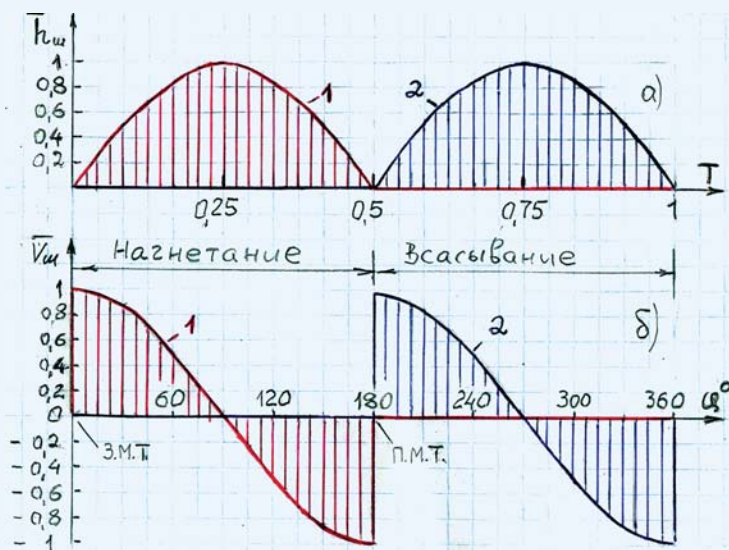


Рис. 2. Диаграммы подъема шара $\bar{h}_ш$ и скорости шара $\bar{V}_ш$ нагнетательного (1) и всасывающего (2) клапанов

Отсюда следует, что работа шарового клапана поршневого насоса по своей природе носит ударный характер. Согласно второму закону Ньютона, сила воздействия от удара пропорциональна количеству движения: произведению массы шара на скорость шара. Т. к. скорость шара $V_ш = f(\frac{1}{d^3})$, а масса шара $m = f(d^3)$, то сила удара пропорциональна d^6 , и для уменьшения ударного воздействия необходимо уменьшать (в допустимых пределах) диаметр седла шара. Иной путь - применение шаров с меньшим удельным весом.

Из уравнения (10) следует, что при объемном регулировании скорость шара изменяется пропорционально радиусу кривошипа r , а при частотном - пропорционально квадрату угловой скорости кривошипа ω^2 . Таким образом, при частотном регулировании, по сравнению с объемным, имеем более значительное уменьшение скорости шара и поэтому более «мягкую» работу клапанов дозировочного насоса.

Авторы выражают благодарность **Л. Чернявской** за подготовку материалов к статье.

Литература

1. В. Садошенко, Б. Чернявский, Л. Пинегин. Сравнение частотного и объемного методов регулирования подачи дозировочных насосов. «Насосы&оборудование», № 2, 2012 г.
2. И. Патрай, В. Садошенко, Б. Чернявский. Дозировочные насосы с регулируемым приводом Varicon. «Насосы&оборудование», № 2, 2008 г.
3. М. Гийон. Исследование и расчет гидравлических систем. Москва. 1964 г.

