

Андрас ОДРОБИНА

Высшая Школа в Песцу, Венгрия

ШАРИКОВЫЕ КЛАПАНЫ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Резюме. Исследование занимается описанием движения малометрежных шариковых клапанов. Показывает связь между скоростью поршня, давлением цилиндра и ходом клапана. Показывает связь между давлением машины, опозданием закрытия клапана и волуметрической к.п.д.

Теория клапанов поршневых насосов была разработана в начале этого века. После этого размеры машин, которые работают в промышленности, очень уменьшились и их задача изменилась.

В настоящее время эти машины действуют, как дозирующие насосы.

В этом выступлении мы хотели бы исследовать, что классические теории на уравнение движения клапанов применимы-ли для правильных описаний маленьких шариковых клапанов.

Регистр разметки

Метка	Номенклатура	Единица
Ap	Поперечный срез поршня	м ²
A	Поперечный срез седла	м ²
c	Скорость в щели	м/с
C	Коэффициент эластичности	м ³ /(н/м ²)
G	Вес шарикового клапана	н
h	Ход клапана	м
K	Окружность седла	м
m	Масса шарика	кг
P ₂	Напор нагнетающего тр.	н/м ²
P ₁	Напор всасывающего тр.	н/м ²
ΔP ₂	Падение напора нагнетающего клапана	н/м ²
ΔP ₁	Падение напора всасывающего клапана	н/м ²
ΔP	Максимальное падение напора цилиндра	н/м ²
r	Радиус кривошипа	м
S _э	Настоящий ход поршня	м
S _т	Теоретический ход поршня	м
γ	Специфический вес жидкости	н/м ³

Метка	Номенклатура	Единица
$\delta_{\text{н}}$	Угол опоздания нагнетающего клапана	
$\delta_{\text{мн}}$	Угол механического опоздания нагнетающего клапана	
$\delta_{\text{гн}}$	Угол гидравлического опоздания всасывающего клапана	
$\delta_{\text{в}}$	Угол опоздания всасывающего клапана	
$\delta_{\text{мв}}$	Угол механического опоздания всасывающего клапана	
$\delta_{\text{гв}}$	Угол гидравлического опоздания всасывающего клапана	
ω	Угловая скорость	1/с
μ	Коэффициент течения	
φ	Угол поворота вала	
$\eta_{\text{вод}}$	Волуметрический к.п.д.	

Одна из известных теорий на уравнение движения клапанов, теория ВЕСТФАЛА. В этой теории ход клапана от функции центрального угла главного вала описывает следующее дифференциальное уравнение:

$$h = \frac{A_n \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \varphi - A \frac{dh}{dt}}{\mu \cdot k \cdot \sqrt{2g \frac{G}{A \cdot \gamma}}}$$

Решение этого уравнения видно на следующем рисунке.

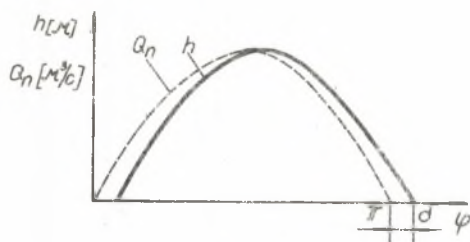


Рис. 1

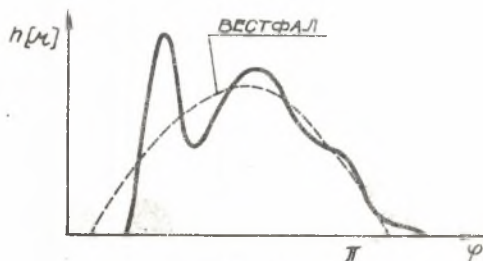


Рис. 2

В теории ВЕСТФАЛА клапаны открываются и закрываются с постоянным опозданием "б". Этот угол зависит только от таких переменных, которые действуют в уравнении ВЕСТФАЛА.

Настоящее движение клапана сильно отклоняется от теоретической диаграммы, которая видна на рис. 2. В ходе измерения хода клапана мы получили следующие кривые.

Хорошо видно на рис. 2, что настоящее опоздание закрытия клапанов больше, чем их теоретические значения. Наши измерения показали, что вид функции $h-\varphi$ зависит от напора между всасывающим и нагнетательным патрунками насоса. Когда этот напор повышается, сильно изменяется вид функции $h-\varphi$ и повышается опоздание закрытия.

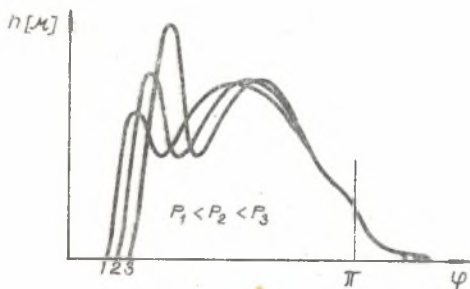


Рис. 3

Исследуя причины разностей мы получили следующие определения.

Есть связь между волуметрическим к.п.д. и опозданиями закрытия клапанов. В одно и то же время может быть открыт только один клапан. Клапан открыт, чтобы давление под клапаном было выше, чем выше. Настоящий ход поршня зависит от опоздания открытия и закрытия клапана, как это видно на рис. 4.

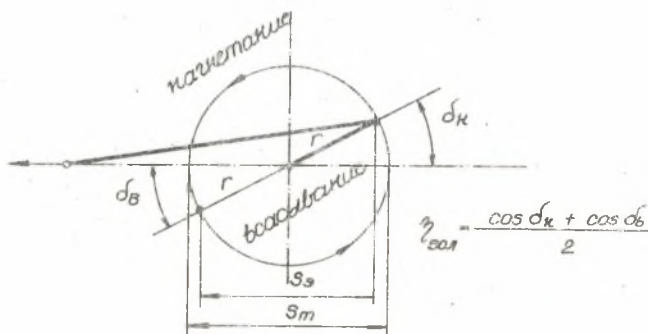


Рис. 4

Если предполагаем, что жидкость притекает из цилиндра только через нагнетающей клапан, волуметрический к.п.д. из угла опоздания можно рассчитать с помощью следующей формулы:

$$\eta_{\text{вол}} = \frac{\cos \delta_k + \cos \delta_b}{2}$$

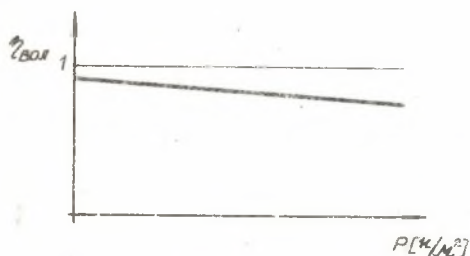


Рис. 5

$$\eta_{\text{вол}} = \frac{\cos \delta_k + \cos \delta_b}{2}$$

На практике мы знаем, что волуметрический к.п.д. поршневых насосов зависит от напора насоса, как это видно на рис. 5.

Это значит, что опоздания закрытия клапана тоже зависит от напора насоса. На основе этого можно ска-

зать: нужна такая теория, которая даёт настоящую зависимость.

В течение нашей работы мы получили связь между скоростью поршня, давлением цилиндра и ходом клапана. Эта связь видно на рис. 6а, б.

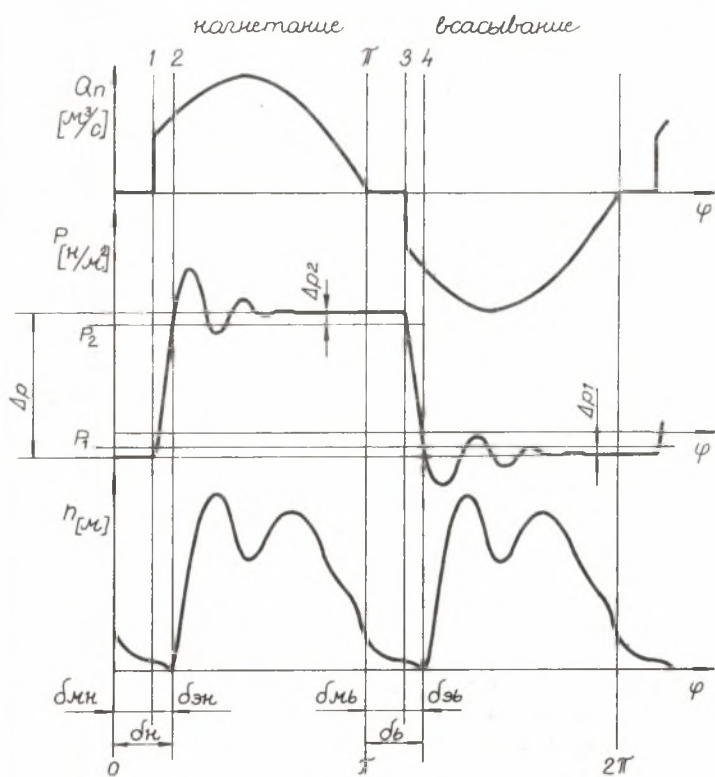
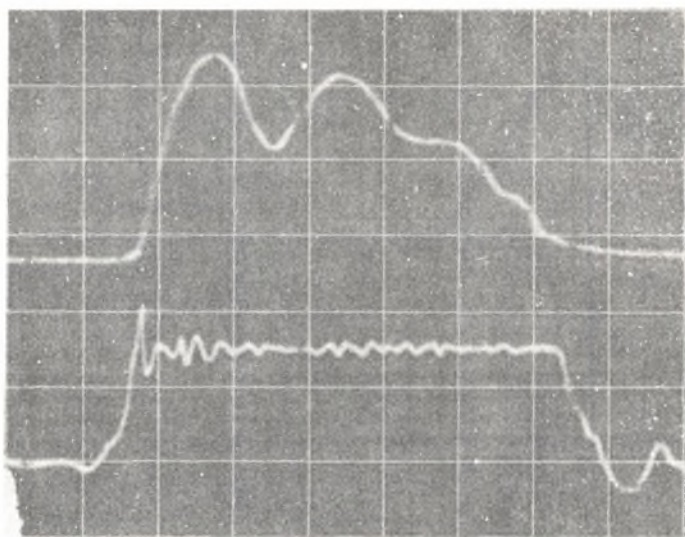


Рис. 6а, б

На рисунке 6 видно следующее:

- Функция скорости поршня скачет. Ошибка припасовки механизма вызывает эти скачки.
- На месте 1 начинается движение поршня. До места 2 поршень спресует жидкость, находящуюся в цилиндре. Тогда всасывающий клапан ещё открыт. Через клапан произойдёт возвратное течение в цилиндр.
- На месте 2 напор цилиндра равен напору нагнетающей потрубки. Тогда открывается нагнетающий клапан и закрывается всасывающий клапан.
- В мёртвой точке нагнетающей стороны поршень останавливается и после этого до угла δ_{MB} стоит. До угла давление цилиндра не изменяется, и под тяжестью своего веса клапан приближается к седлу.
- На месте 3. поршень отправляется назад. Давление цилиндра уменьшается, находящаяся в цилиндре жидкость расширяется, и цилиндр эластично стягивается. Под открытым нагнетающим клапаном произойдёт возвратное течение жидкости в всасывающий трубопровод.
- На точке 4. начинается ход всасывающего клапана.

На основе этих связей мы написали новое дифференциальное уравнение хода клапана.

В этом уравнении действуют следующие новые переменные: ошибки припасовки механизма машины, эластичность цилиндра и жидкости, вязкость жидкости и масса клапана.

Ход клапана в области $\delta_{\text{н}} < \varphi < \Pi$

$$h = \frac{A_{\text{н}} \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \varphi - A \frac{dh}{dt} - C \frac{dp}{dt}}{\mu(P_{\text{с}}) \cdot K \sqrt{2g \frac{G + m \frac{d^2 h}{dt^2}}{A \cdot \gamma}}}; \quad \left(\begin{array}{l} \varphi = \delta_{\text{н}} \\ h = 0 \\ \frac{dh}{dt} = 0 \end{array} \right)$$

Ход клапана в области $\Pi < \varphi < \delta_{\text{MB}}$

$$h = \frac{-A \frac{dh}{dt} - C \frac{dp}{dt}}{\mu(R_{\text{с}}) \cdot K \sqrt{2g \frac{G + m \frac{d^2 h}{dt^2}}{A \cdot \gamma}}}; \quad \left(\begin{array}{l} \varphi = \delta_{\text{MB}} \\ h = h_{\Pi} \\ \frac{dh}{dt} = \left(\frac{dh}{dt} \right)_{\Pi} \end{array} \right)$$

Ход клапана в области $\delta_{\text{MB}} < \varphi < \delta_{\text{в}}$

$$h = \frac{A_{\text{н}} \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \varphi - A \frac{dh}{dt} - C \frac{dp}{dt}}{\mu(P_{\text{с}}) \cdot K \sqrt{2g \frac{\frac{h}{h_{\Pi}} \Delta p - p_2 - p_1}{\gamma}}}; \quad \left(\begin{array}{l} \varphi = \delta \\ h = h_{\Pi} + \delta_{\text{MB}} \\ \frac{dh}{dt} = \left(\frac{dh}{dt} \right)_{\delta_{\text{MB}}} \end{array} \right)$$

В этой области давление цилиндра считаем — приблизительно — пропорциональным ходу клапана.

Находящаяся в уравнениях постоянная "С" показывает коэффициент эластичности режима.

Этот фактор — увеличения объёма цилиндра в связи с действием единичного повышения давления.

Коэффициент течения μ мы измерили в зависимости от числа РЕЙНОЛДСА. На основе этих измерений мы получили следующую зависимость между двумя ценностями. Рис. 7.

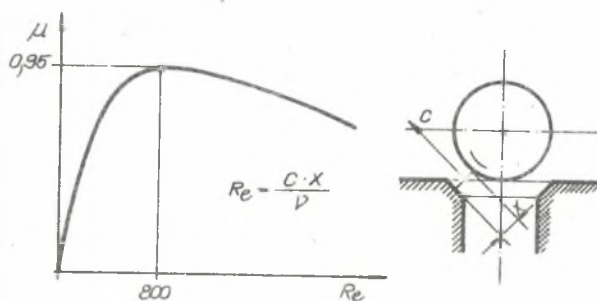


Рис. 7

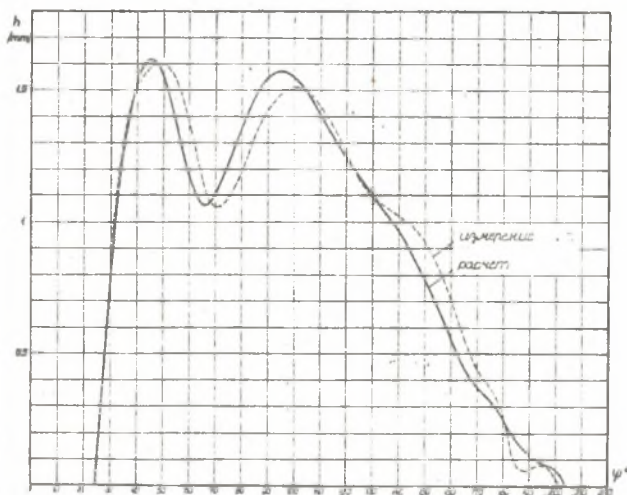


Рис. 8

Предварительное дифференциальное уравнение мы решили при помощи компьютера. Рис. 8 покажет ход шарикового клапана из стали диаметром 19 мм.

На рисунке мы показали непрерывной линией расчётные значения и прерывной линией результаты измерения.

Основные характеристики машины были следующие:

Диаметр поршня	25 мм
Ход поршня	20 мм
Число оборотов	154/мин

Транспортируемая жидкость была вода с температурой 20°C.

Заключение

Для описания движения шариковых клапанов маленьких размеров и для точнейшего определения ошибки закрытия надо модифицировать уравнение ВЕСТФАЛА.

Надо обратить внимание на то, что коэффициент течения зависит от числа РЕЙНОЛДСА. Надо учитывать эластичность жидкости и машины. Надо учитывать и массу клапана. Опоздание клапанов зависит от давления машины и существенно больше его классического теоретического значения.

LITERATURA

- [1] Westphal M.: Beitrag zur Grössenbestimmung der Pumpenventile. z.v.d.i. 1893.
- [2] Berg: Die Wirkungsweise federbelasteter Pumpenventile und ihre be-rechnung. z.v.d.i. 1904.
- [3] Adolph U.: Berechnung der Arbeitsventile von Kolbenpumpen. Kolbenpum-pen und Verdichter. 1967.
- [4] Rohatynsky, Chrostowsky: The investigations of nonlinear oscillations of a lift-value by means an analog computer. 1975.
- [5] Lindner: Berechnung der Pumpenventile. 1908.

ZAWORY KULKOWE DLA POMP TŁOKOWYCH

S t r e s z o z e n i e

Studium zajmuje się ruchami zaworów kulkowych. Wykazuje związek pomię-dzy prędkością tłoku, ciśnieniem cylindra i podnoszeniem się zaworu.

Wykazuje również związek pomiędzy opóźnianiem się zamknięcia zaworu, ciśnieniem maszyny i wolumetrycznym współczynnikiem.

SMALL BALL VALVES OF PUMPS

S u m m a r y

The essay is dealing with the description of movement of small ball valves. It points to a connection between the piston speed, roll pressure and valve lift. It shows the connection of the machine pressure, closing delay of valves and the volumetric efficiency of machine.