

УДК 629.73.063 + 621.81.004

## ОСОБЕННОСТИ ПРОМЫВКИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ ПУЛЬСИРУЮЩИМ ПОТОКОМ ЖИДКОСТИ

© 2009 В.М. Решетов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Поступила в редакцию 10.07.2009

В статье приведен анализ конструктивных особенностей гидроцилиндров с целью обеспечения отрыва и выноса частиц загрязнений из внутренних полостей при гидродинамической промывке пульсирующим потоком жидкости. Приведены схемы промывки и оценка эффективности разработанного способа очистки.

Ключевые слова: гидроцилиндры, конструктивные особенности, гидродинамическая промывка, очистка, пульсирующий поток, эффективность.

Гидроцилиндры являются наиболее распространенным видом исполнительных механизмов, служащих для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных перемещений. Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые цилиндры благодаря простой конструкции и высокой надежности.

Рабочий ход в силовых цилиндрах осуществляется за счет увеличения геометрического объема рабочих камер под действием поступающей в них жидкости. Скорость перемещения штока, а значит и расход жидкости, определяется, в основном, внутренним диаметром гильзы  $D_r$  цилиндра, наружным диаметром штока  $d_{шт}$  и рабочим давлением  $P_{раб}$ , а объем поступившей (или вытесненной) жидкости ограничивается максимальным ходом штока  $L_{max}$ .

С точки зрения обеспечения чистоты рабочей жидкости и полостей гидравлической системы летательного аппарата гидроцилиндры являются источниками и накопителями загрязнений. Это объясняется наличием трущихся поверхностей и практически очень малым расходом рабочей жидкости через агрегат. За один рабочий ход из гидроцилиндра выталкивается объем жидкости, равный объему его внутренней полости. Этого объема и скорости течения жидкости зачастую недостаточно, чтобы перенести частицы из полости гидроцилиндра до фильтрующих элементов. Таким образом, эффективность очистки полостей гидроцилиндра будет определяться расходом моющей жидкости ограниченной скоростью переключений штока, а также длиной гидролиний (a-b), (c-d) от цилиндра Ц до распределителя Р (рис. 1).

Характерной особенностью гидроцилиндра как объекта промывки является также наличие замкнутых полостей сложной формы, разное значения объемов полостей при крайних положениях штока, изменение объема полости при движении штока. Всё это даёт основание отнести гидроцилиндр к застойным элементам гидросистемы летательного аппарата. Поэтому чистоте рабочих полостей гидроцилиндра необходимо уделять особое внимание.

Очистка внутренних полостей цилиндра обычно осуществляется многократной переключкой штока при подаче жидкости в одну полость и сливе из другой. Однако данный способ очистки не отвечает современным требованиям по чистоте внутренних поверхностей, что приводит к необходимости повторных промывок.

Для интенсификации очистки полостей цилиндра разработан гидродинамический способ очистки с использованием высокоамплитудных колебаний жидкости (пульсирующая промывка).

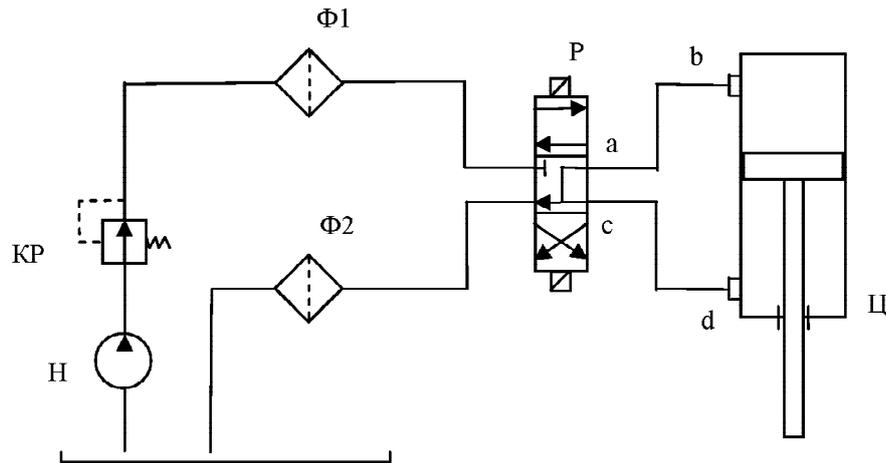
В зависимости от организации процесса выноса частиц загрязнений для гидродинамической промывки гидроцилиндров используются два метода:

- ♦ промывка при непрерывном перемещении выходного звена;
- ♦ промывка при неподвижном выходном звене в положении, соответствующем максимальному объему полости.

Для осуществления гидродинамической промывки цилиндров могут быть реализованы схемы промывки с возбуждением вынужденных гармонических и свободных колебаний жидкости.

Промывка гидроцилиндров с использованием вынужденных колебаний проводится по схеме, представленной на рис. 2. При этом возбуждение колебаний осуществляется при параллельном размещении генератора колебаний, выполненного в виде двухканального быстро-

Решетов Виктор Михайлович, заведующий учебно-научной лабораторией пневмогидравлических кафедр "Автоматические системы энергетических установок".  
E-mail: vmresh@rambler.ru.



**Рис. 1.** Принципиальная схема гидропривода.

Н – насос; КР – клапан редуцирующий; Ф – фильтр; Р – распределитель потока; Ц – цилиндр

действующего распределителя, либо двух одно-канальных генераторов.

Гидроагрегаты в общем виде представляют собой совокупность полости определенного объема  $V_{on}$  и каналов (внутренних и присоединительных) длиной  $l$  и проходным сечением  $S$  самых разнообразных форм и конфигураций. Причем, характерные размеры агрегатов, как правило, много меньше длины волны  $\lambda$  колебаний ( $l < \frac{\lambda}{2\pi}$ , где  $\lambda = \frac{a}{f}$ ,  $a$  – скорость распространения звука,  $f$  – частота колебаний) [1]. Поэтому корпусные гидроагрегаты и гидроцилиндры можно отнести к элементам с сосредоточенными параметрами.

Динамические свойства каналов гидроагрегата определяются импедансом (комплексным сопротивлением) агрегата [2].

$$Z_{канала} = \frac{A_p \sin \alpha t}{A_Q \sin(\alpha t + \varphi)} = \text{Re}Z + j \text{Im}Z$$

$$Z_{канала} = \text{Re}Z_n + \text{Re}Z_{nl} + j\omega\rho \sum \frac{l_i}{S_i} = \text{Re}Z_n + \text{Re}Z_{nl} + j\omega L \quad (1)$$

где  $A_p \sin \omega t$  – динамическая составляющая давления;  $A_Q \sin(\omega t + \varphi)$  – динамическая составляющая расхода;  $A_p$ ,  $A_Q$  – амплитуды колебаний давления и расхода;  $\omega = 2\pi f$  – круговая частота;  $t$  – время;  $\varphi = \arg Z$  – сдвиг фаз между пульсирующим давлением и расходом жидкости;  $\text{Re} Z$  – вещественная часть импеданса;  $\text{Im} Z$  – мнимая часть импеданса;  $j = \sqrt{-1}$  – мнимая единица;  $\text{Re} Z_n$  – линейная составляющая вещественной части импеданса;  $\text{Re} Z_{nl}$  – нелинейная составляющая вещественной части импеданса;  $\rho$  – плотность жидкости;  $l_i, S_i$  – длина и площадь поперечного сечения  $i$ -го канала;  $L$  – индуктивность,  $L = \rho \sum \frac{l_i}{S_i}$ .

Для ёмкости агрегата, целиком заполненной жидкостью, характерно изменение потенциальной энергии рабочей среды внутри ёмкости и

упругая деформация стенок конструкции. Ёмкости рассматриваются как реактивные сопротивления и их динамические свойства определяются импедансом:

$$Z_{\Pi} = \frac{A_p}{A_Q} = -j \frac{\rho a^2}{\omega V_{np}} = -j \frac{1}{\omega C} \quad (2)$$

где  $a$  – скорость звука в жидкости;  $V_{np}$  – приведенный объем емкости;  $C$  – ёмкость,  $C = \frac{V_{np}}{\rho a^2}$ .

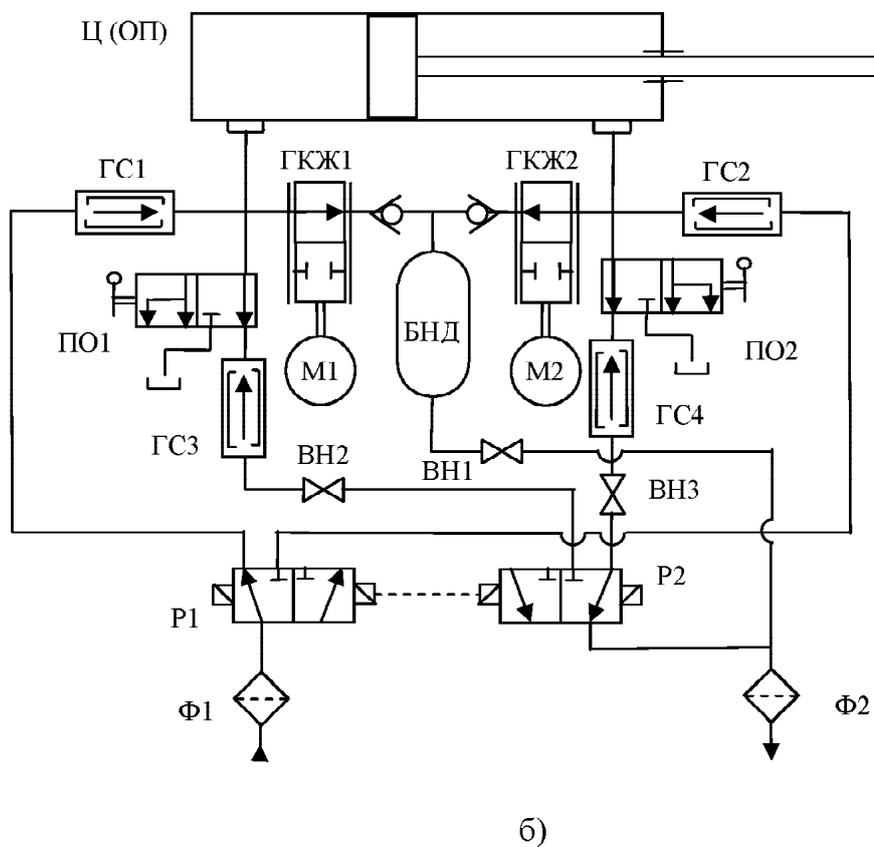
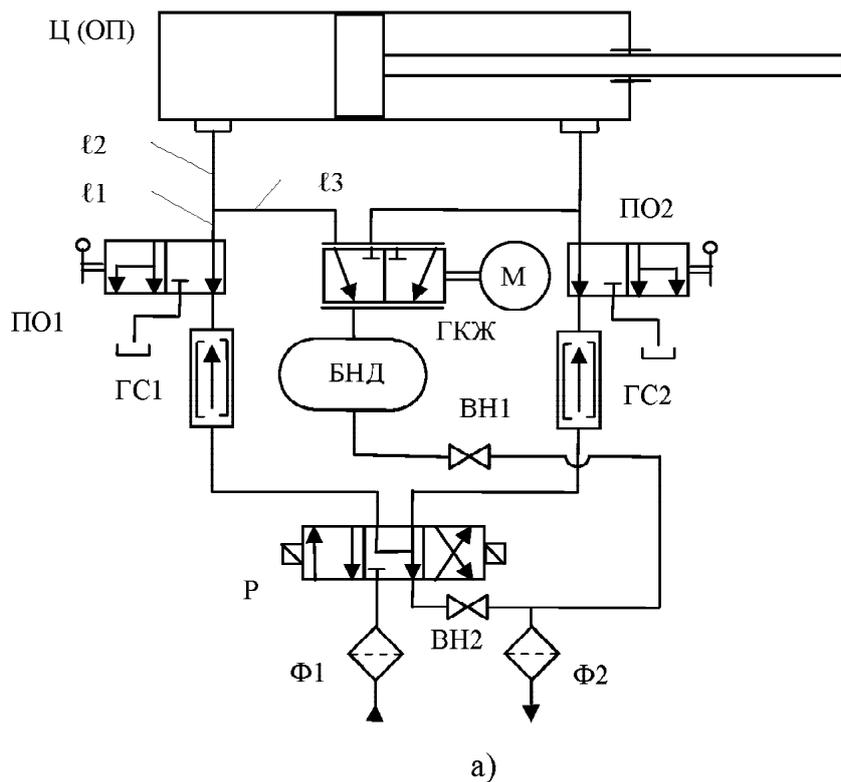
Под приведенным объемом  $V_{np}$  понимается внутренний объем условной ёмкости с абсолютно жесткими стенками, сжимаемость рабочей среды в которой равна податливости реальной конструкции, обусловленной сжимаемостью жидкости и увеличением объема полости за счет деформации стенок.

В отличие от промывки непроточных агрегатов при перемещении выходного звена объем полости гидроцилиндра изменяется. Изменение объема сопровождается изменением импеданса как полости цилиндра, так и всей присоединенной стендовой системы, а, следовательно, и изменением собственной частоты резонансной системы и уровнем колебаний жидкости в ней.

Особую опасность представляет значительное уменьшение объема полости цилиндра при перемещении поршня в крайнее положение. Это связано с тем, что, при неизменной производительности генератора колебаний, колебания давления жидкости при уменьшении объема полости возрастут и могут достичь значений, превышающих предельно допустимые.

Поэтому при промывке гидроцилиндров перемещение выходного звена необходимо ограничивать допустимым значением пульсации давления жидкости при минимальной величине объема полости, при которой обеспечивается требуемая эффективность промывки.

Оптимальное значение частоты возбуждае-



**Рис. 2.** Схема промывки гидроцилиндров с использованием вынужденных колебаний с одним (а) и двумя (б) генераторами колебаний жидкости:  
 БНД – баллон низкого давления; ВН – вентиль; ГКЖ – генератор колебаний жидкости;  
 ФС – гаситель колебаний; М – привод ГКЖ (мотор); ПО – пробоотборник;  
 Р – распределитель потока; Ф – фильтр; Ц (ОП) – цилиндр (объект промывки)

мых колебаний, равное собственной частоте резонансной системы (трубопровод между генератором колебаний и полостью цилиндра), может быть обеспечено двумя путями.

Одним из путей может быть непрерывная настройка частоты возбуждаемых колебаний на фактическое значение объёма в процессе перемещения поршня. Это, естественно, приведет к усложнению и удорожанию оборудования, поскольку зависимость собственной частоты от объема присоединенной к нему полости носит нелинейный характер. С другой стороны, частоту можно поддерживать постоянной при неподвижном положении поршня, соответствующем максимальному объему, либо при ограниченном движении поршня, работая в околорезонансной зоне. При этом промывка осуществляется в два этапа. Отрыв частиц загрязнений осуществляют пульсирующим потоком при равенстве объемов полостей цилиндра, а вынос загрязнений – при выключенном генераторе колебаний путем нескольких переключений штока цилиндра.

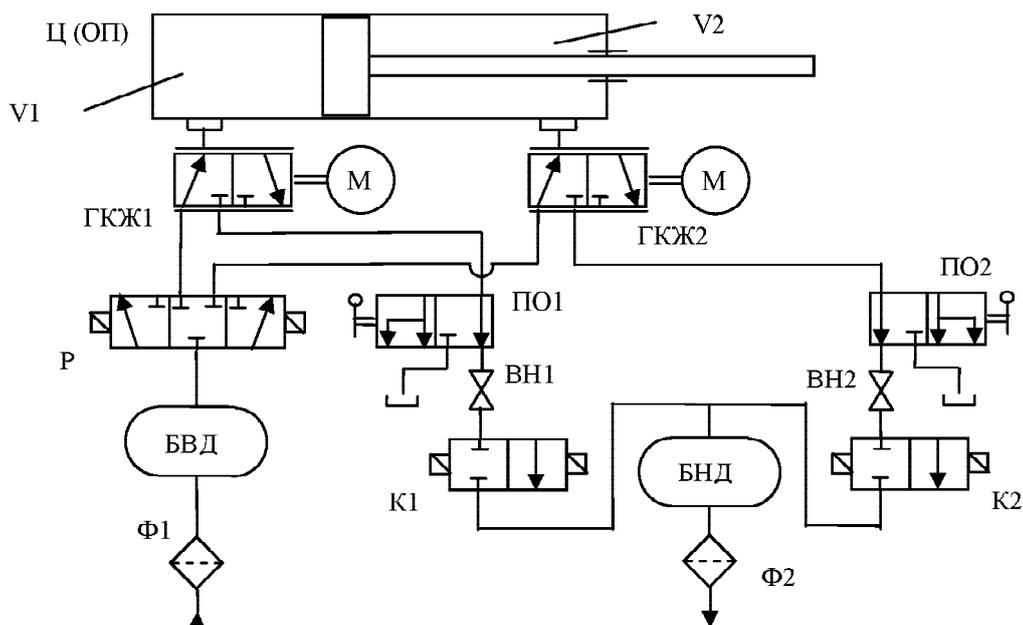
Схемы промывки гидроцилиндров, представленные на рис. 2, наряду с такими традиционными элементами как фильтры высокого  $\Phi 1$  и низкого  $\Phi 2$  давления, пробоотборник ПО и гидрораспределитель Р содержит генератор колебаний ГКЖ, гасители колебаний ГС1 и ГС2 [3], обеспечивающие коэффициент отражения близкий к единице, и сглаживающую ёмкость БНД, которая совместно с гасителями исключает взаимовлияние насосной станции и генератора колебаний. Источником возбуждения колебаний может служить двухканальный генератор дроссельного

типа (рис. 2а), обеспечивающий попеременное подключение линии слива с одной из полостей цилиндра. Пульсирующая промывка гидроцилиндра осуществляется путем периодического слива порций жидкости из гидролиний  $l3$  в полость Б. При этом необходимо выполнять условие минимизации длины  $l2$  для того, чтобы сократить попадание в полость цилиндра жидкости с загрязнениями, вытесненными из полости цилиндра, при обратном ходе поршня. При этом уровень колебаний регулируется вентилем ВН1, а скорость переключки – вентилями ВН2, ВН3.

Схема промывки гидроцилиндров с использованием свободных колебаний (рис. 3) применяется для промывки гидроцилиндров при неподвижном выходном звене, соответствующем максимальному объему полости цилиндра. Схема содержит два двухканальных генератора ГКЖ колебаний дроссельного типа, установленных в непосредственной близости от промываемой полости, распределитель потока Р, пробоотборники ПО, баллон высокого БВД и низкого БНД давления, вентили ВН1 и ВН2, регулирующие статический перепад на ГКЖ, а значит и уровень колебаний жидкости.

Промывка осуществляется путем возбуждения колебаний в полости максимального объема, например поршневой  $V1$ , при неподвижном выходном звене. При этом клапан К1 открыт, а вентиль (дроссель) ВН1 настроен на оптимальное значение статического перепада давления на ГКЖ (для объема  $V1_{max}$ ), клапан К2 закрыт.

Далее переключается распределитель Р на другую полость ( $V2$ ), включается ГКЖ2, при дости-



**Рис. 3.** Схема промывки гидроцилиндров с использованием свободных колебаний: БВД, БНД – баллон высокого и низкого давления; ВН – вентиль; ГКЖ – генератор колебаний жидкости; К – клапан (кран); М – привод ГКЖ (мотор); ПО – пробоотборник; Р – распределитель потока; Ф – фильтр; Ц (ОП) – цилиндр (объект промывки)

жении поршнем крайнего положения закрывается клапан К1, выключается ГКЖ1, открывается клапан К2, вентиль ВН2 настроен на объём  $V_{2\max}$ .

Процесс промывки повторяется.

Оценка эффективности гидродинамической промывки гидроцилиндров проводилась на Ульяновском авиационно-промышленном комплексе (УАПК). Испытания проводились на стенде 72.612.076-03000 УАПК, доработанного по чертежам автора настоящей работы для гидродинамической промывки.

В качестве объекта промывки использовались гидроцилиндры 5606.700, предварительно промытые до 6 класса по ГОСТ 17216-71 на стенде по существующей на предприятии технологии. Среднее время промывки при этом обычно составляет 40-80 минут и более при 2-3 кратных повторях. Исходная чистота промывочного стенда 72.612.076-03000 не хуже 5 класса по ГОСТ 17216-2001.

Испытания проводились при постоянных давлении нагнетания  $P_n = 4,5$  МПа, статическом перепаде на генераторе колебаний жидкости  $DP_{\text{пск}} = 1,5$  МПа и частоте возбуждаемых колебаний  $f = 61$  Гц.

Эффективность гидродинамической промывки по сравнению с существующей технологией промывки прокачкой жидкости оценивалась количеством частиц загрязнений, выносимых из промываемой полости агрегата в объеме стандартной пробы.

Отбор проб жидкости из полости цилиндра производился через игольчатый пробоотборник по истечении определенных промежутков времени работы генератора при переключке поршня цилиндра в сторону контролируемой полости. Анализ проб масла АМГ-10 проводился в лаборатории отдела промышленной чистоты предприятия.

Количественная оценка эффективности разработанных схем и технологии гидродинамической промывки показала, что количество выносимых из системы частиц увеличивается в 1,5-2,5 раза при сокращении времени промывки в 2,5-3 раза.

Анализ областей применения и ограничения различных методов очистки полостей гидроцилиндра определяется его конструктивными, технологическими и прочностными особенностями, а оценка эффективности производится по количеству вынесенных частиц с единицы поверхности цилиндра (или с единицы объема полости). Поскольку интенсивность отрыва частиц загрязнения напрямую связана со скоростью течения жидкости на входе в полость, то в качестве косвенного критерия эффективности можно выбрать скорость жидкости в канале на входе в полость  $u_{\text{вх}}$ . Для оценки конструктивных особенностей было проанализировано более трехсот (356) цилиндров, из которых выделены 80 цилиндров с наиболее характерными признаками.

По геометрическим параметрам цилиндров определены диапазоны изменения объемов полостей:

- ♦ рабочие  $V_{\text{раб}}$  - от  $0,004 \cdot 10^{-3}$  до  $12,6 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;
- ♦ невытесняемой жидкости  $V_{\text{но}}$  - от 0,35% до 80,4% от общего объема;
- ♦ трубопроводов и каналов  $V_{\text{тр}}$  - от 0,07% до 40,5% от общего объема.

При этом наименьшим рабочим объемам соответствуют максимальные процентные значения объемов невытесняемой жидкости и трубопроводов. При объеме очищаемой полости ( $V_{\text{оп}}$ ) до  $0,2 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> объем невытесняемой жидкости достигает до 80,4% от общего объема; при  $0,2 < V_{\text{оп}} < 3,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> до 30%; при  $3,5 < V_{\text{оп}} < 13 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> до 10%.

Для оценки изменения расхода и скорости в канале (трубопроводе) на входе в полость прием за исходный параметр скорость перемещения штока цилиндра, равную средней по значению  $u_{\text{шт}} = 0,05$  м/с. Значения расхода и скорости на входе в полость определяются по классическим формулам гидравлики.

$$Q_{\text{пор}} = S_{\text{гил}} \times u_{\text{шт}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{гил}} \times u_{\text{шт}} ;$$

$$Q_{\text{шт}} = (S_{\text{гил}} - S_{\text{шт}}) \times u_{\text{шт}} = \\ = \frac{\pi}{4} (D_{\text{гил}}^2 - d_{\text{шт}}^2) \times u_{\text{шт}} ;$$

$$u_{\text{вх}} = \frac{Q}{S_{\text{тр}}} = \frac{4Q}{\pi d_y^2},$$

где  $Q_{\text{пор}}$ ,  $Q_{\text{шт}}$ ,  $Q$  – расход жидкости в поршневой или штоковой полостях;

$S_{\text{гил}}$ ,  $S_{\text{шт}}$ ,  $S_{\text{тр}}$  – площадь поперечного сечения гильзы, штока, трубопровода (канала);

$D_{\text{гил}}$ ,  $d_{\text{шт}}$ ,  $d_y$  – внутренний диаметр гильзы, наружный диаметр штока и условный диаметр трубопровода (канала);

$u_{\text{шт}}$  – скорость перемещения штока;

$u_{\text{вх}}$  – скорость течения жидкости на входе в полость.

Согласно расчётам потребные расходы для обеспечения заданной скорости перемещения штока ( $u_{\text{шт}} = 0,05$  м/с) изменяются от  $0,012 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с ( $D_{\text{гил}} = 20$  мм.,  $d_{\text{шт}} = 10$  мм.) до  $0,83 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с ( $D_{\text{гил}} = 145$  мм.), а скорости жидкости на входе – от 0,42 м/с ( $D_{\text{гил}} = 20$  мм.,  $d_{\text{шт}} = 10$  мм.,  $d_y = 6$  мм.) до 16,8 м/с ( $D_{\text{гил}} = 110$  мм.,  $d_y = 6$  мм.).

В гидроцилиндрах с односторонним штоком, для обеспечения заданного соотношения скоростей перемещения штока при движении в разных направлениях, используют компенсационные схемы с одновременным соединением обеих полостей с нагнетанием жидкости. При этом соотношение скоростей при уборке и выпуске штока определяются соотношением диаметров поршня (гильзы) и штока  $d_{\text{шт}}/D_{\text{гил}}$  (при  $S_{\text{гил}} = 2S_{\text{шт}}$  - скорости равны). Однако для исключения попадания загрязнений из одной полости в другую желательно разделять подвод жидкости. Задача

обеспечения соотношения скоростей может решаться конструктивно с помощью подвода жидкости через шток компенсации, но здесь резко увеличивается объем невытесняемой жидкости, что значительно затрудняет удаление загрязнений из штоковой полости. При этом возникает необходимость дополнительной очистки штоковой полости в двух крайних положениях.

Очистке пульсирующим потоком могут быть подвержены цилиндры не содержащие обратные клапаны, золотниковые распределители, подпружиненные элементы и т.п. Из рассмотренных цилиндров более 20% не отвечают этим требованиям. Кроме этого, для обеспечения выноса загрязнений накладывается ограничение по объему подводящих трубопроводов и каналов  $V_{тр}$ , который должен быть значительно меньше объема порций жидкости  $\Delta V_{гк}$  поступающей от источника колебаний (генератора колебаний). Изменение объема жидкости под действием давления определяется выражением [4]

$$\Delta V = V_0 \frac{\Delta P}{E}, \quad (3)$$

где  $\Delta V$  – изменение объема;  $V_0$  – начальный объем;  $\Delta P$  – приращение давления;  $E$  – модуль упругости ( $E = 1305$  МПа – для жидкости АМГ-10)

Для пульсирующей очистки при условии обеспечения неповреждаемости изделия и стенового оборудования с рабочим давлением  $P_{раб} = 21$  МПа можно принять  $\Delta P = 4$  МПа, тогда для исследуемых цилиндров с объемами полостей от 0,004 до 12,6 дм<sup>3</sup> изменение объема будет в пределах от  $1,23 \cdot 10^{-5}$  до 0,039 дм<sup>3</sup>. Таким образом, объем подводящего трубопровода должен быть меньше 0,3% объема очищаемой полости. Данному условию при максимальном объеме полости удовлетворяет лишь 20% рассмотренных цилиндров. При вытеснении (сливе) жидкости из полости при крайнем положении поршня в полости остается невытесняемый остаток, тогда если объем подводящего трубопровода больше 0,3% этого остатка пульсирующая очистка будет малоэффективна.

Анализируя собственные частоты колебательной системы “очищаемая полость – подводящий

трубопровод (канал)” можно отметить следующее:

- ♦ высокие частоты (более 1000 Гц) имеют место для полостей объемом менее  $0,02 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> и соединительного канала  $d_y = 4$  мм, длиной  $L_{тр} = 30$  мм;
- ♦ частоты от 500 до 1000 Гц характерны для полостей объемом менее  $0,1 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> и соединительного канала  $d_y = 4$  мм, длиной  $L_{тр} < 50$  мм;
- ♦ частоты от 150 до 500 Гц – для полостей  $0,1 \cdot 10^{-3} < V_{оп} < 1,0 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;
- ♦ частоты от 50 до 150 Гц – для полостей  $1,0 \cdot 10^{-3} < V_{оп} < 2,0 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> и для полостей  $2,0 \cdot 10^{-3} < V_{оп} < 15,0 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> и длиной  $L_{тр} < 100$  мм;
- ♦ частоты менее 50 Гц – для полостей  $2,0 \cdot 10^{-3} < V_{оп} < 15,0 \cdot 10^{-3}$  дм<sup>3</sup>.

Анализ конструктивных особенностей гидроцилиндров показал, что очистке пульсирующим потоком могут быть подвержены не более 20% из рассмотренных гидроцилиндров при неподвижном штоке и порядка 40% – при подвижном штоке и постоянном поддержании оптимальных параметров ( $\omega$ ,  $\Delta P$ ). При очистке гидроцилиндров без установленных штатных трубопроводов гидродинамической очистке могут быть подвержены соответственно 40 % и 70 % рассмотренных гидроцилиндров.

Основные результаты исследований вошли в ГОСТ 31303-2006 “Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных механизмов от загрязнителей”, введенного в действие с 1 марта 2008 года.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Санчугов В.И. Технологические основы динамических испытаний и обработки гидросистем и агрегатов. Учебное пособие. Самара: Самарский научный центр РАН, 2003. 96 с.
2. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.
3. Санчугов В.И. Гидродинамические технологии в производстве, эксплуатации и ремонте гидросистем. Самара: НПО “Импульс”. – 1994. – 11 с.
4. Вильнер Я.М., Ковалёв Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под ред. Б.Б. Некрасова. Минск: Вышэйш. школа, 1976. 416 с.

## PECULIARITY OF HYDRAULIC CYLINDERS CLEANING BY OSCILLATION FLOW OF FLUID

© 2009 V.M. Reshetov

Samara State Aerospace University

This paper presents the analysis of hydraulic cylinder construction peculiarity for providing with tearing and carrying-out of dirty particles out of inside cavity in the time of hydrodynamic cleaning by oscillation flow of fluid. Presents cleaning schematics and presents estimate of device cleaning decreasing.

Key words: cleaning, hydrodynamic technology, oscillation flow, hydraulic cylinder, construction.

Victor Reshetov, Teaching and Research Pneumatic and Hydraulic Systems Laboratory Head at the Automatic Systems of Power Plant Department. E-mail: vmresh@rambler.ru.