

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ПРОМЫВКА НЕПРОТОЧНЫХ АГРЕГАТОВ ГИДРОТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

© 2009 В. М. Решетов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Представлены основные результаты исследования методов и средств повышения эффективности промывки внутренних полостей непроточных агрегатов гидротопливных систем пульсирующим потоком моющей жидкости. Приведены принципиальные схемы промывки с одноканальным генератором колебаний и блоками акустической развязки. Эффективность промывки увеличивается в 1,5...2 раза при сокращении времени промывки в 2...3 раза.

Гидротопливная система, гидродинамическая промывка, принципиальная схема

Известную трудность представляет очистка внутренних полостей непроточных агрегатов. В настоящее время их промывка осуществляется путем прокачки моющих сред. Длительность промывки агрегатов весьма значительна и колеблется от 3 до 18 часов.

Одним из наиболее перспективных способов интенсификации процесса промывки внутренних полостей агрегатов является применение неустановившихся течений (гидродинамическая промывка).

Среди различных типов гидроагрегатов можно выделить три основные группы, отличающиеся принципом организации рабочего процесса. Это проточные агрегаты, непроточные и непроточные с изменяемым объемом внутренней полости (например, гидроцилиндры). Следует отметить особую сложность промывки непроточных агрегатов, для которых характерен ограниченный (например, скоростью перемещения поршня гидроцилиндра) или равный нулю стационарный расход жидкости.

Для организации гидродинамической промывки, характеризующейся высокоамплитудным течением промывочной жидкости, важно учитывать организацию подвода и отвода потока жидкости и наличие гидроавтоматики.

Анализируя основные типы гидроагрегатов, можно сделать вывод о том, что промывка пульсирующим (неустановившимся) потоком жидкости применима для простых корпусных агрегатов и агрегатов с гидроавтоматикой при наличии золотниковых и краевых элементов.

Характерной и основной особенностью промывки изделий пульсирующим однофазным потоком является наличие существенных периодических составляющих давления и расхода моющей жидкости, в значительной мере определяющих качество и длительность техпроцесса.

Закономерности неустановившегося пульсирующего течения жидкости в агрегатах в значительной мере отличаются от течения жидкости в трубопроводах. В непроточных агрегатах периодическое течение жидкости реализуется под действием переменного давления на входе и обусловлено сжимаемостью жидкости и податливостью стенок конструкции агрегата. При этом движение жидкости носит сложный вихревой характер с образованием застойных зон и вихрей, за счет которых профиль скоростей по сечению агрегата изменяется как по величине, так и по направлению. Соответственно, изменяется и градиент скорости жидкости вблизи стенки, определяющий эффективность воздействия потока на частицы загрязнений. Размеры, число и интенсивность вихрей определяются соотношениями геометрических размеров и формой внутренней полости агрегата и режимом течения жидкости (расходом, частотой и амплитудой колебаний потока).

Гидроагрегаты в общем виде представляют собой совокупность полости определенного объема V_{on} и каналов (внутренних и присоединительных) длиной l с проходным сечением S самых разнообразных форм и конфигураций (рис. 1). Причем, характерные

размеры агрегатов, как правило, много меньше длины волны λ колебаний ($l < \lambda/2\pi$, где $\lambda = a/f$, a - скорость распространения звука, f - частота колебаний) [1]. Поэтому корпусные гидроагрегаты можно отнести к элементам с сосредоточенными параметрами.

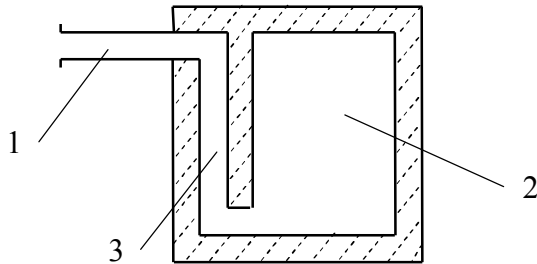


Рис. 1. Принципиальная схема гидроагрегата: 1 - внешний соединительный канал (штуцер агрегата); 2 - внутренний канал; 3 - внутренняя полость

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

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

$$Z_{\text{канала}} = \text{Re } Z_{\text{л}} + \text{Re } Z_{\text{н}} + j\omega\rho \sum \frac{l_i}{S_i} =$$

$$= \text{Re } Z_{\text{л}} + \text{Re } Z_{\text{н}} + j\omega L, \quad (1)$$

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; $\text{Re } Z_{\text{л}}$ - линейная составляющая вещественной части импеданса; $\text{Re } Z_{\text{н}}$ - нелинейная составляющая вещественной части импеданса; ρ - плотность жидкости; l_i, S_i - длина и площадь поперечного сечения i -го канала; L - индуктивность, $L = \rho \sum (l_i / S_i)$.

Для емкости 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 ёмкости; 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 качестве расчётных при пульсирующей промывке агрегатов выбираются параметры течения жидкости в подводящей магистрали непосредственно на входе в полость агрегата, включая каналы агрегата.

При этом при промывке непроточных агрегатов постоянный расход жидкости отсутствует, а пульсирующий расход целиком и полностью определяет увеличение давления в полости промываемого агрегата. Мгновенное увеличение давления ΔP в агрегате при подаче в него порции жидкости объемом ΔV определяется выражением [3]

$$\Delta P = E \left(\frac{\Delta V}{V_{np}} \right), \quad (3)$$

где E - модуль упругости жидкости; ΔV - приращение объема; V_{np} - начальный приведенный объем полости агрегата.

При гармонических колебаниях расхода жидкости A_Q в полости агрегата реализуются колебания давления с амплитудой A_p , равной

$$A_p = \frac{\rho a^2}{\omega V_{np}} A_Q. \quad (4)$$

Установлено, что качество и эффективность промывки пропорционально связаны с уровнем динамического расхода жидкости, предельные значения которого ограничены прочностью агрегатов.

Высокая добротность сосредоточенных полостей агрегатов, соединительных каналов и трубопроводов стендовых систем позволя-

ет реализовать режимы резонансного усиления колебаний в процессе промывки. А это, в свою очередь, позволяет повысить эффективность очистки при меньших энергетических затратах. Импеданс резонансной системы соединительные каналы – полость агрегата может быть определен по формуле

$$Z = \operatorname{Re} Z + j \operatorname{Im} Z =$$

$$= \operatorname{Re} Z + j \left(\rho \omega \sum \frac{l_i}{S_i} - \frac{\rho a^2}{\omega V_{np}} \right),$$

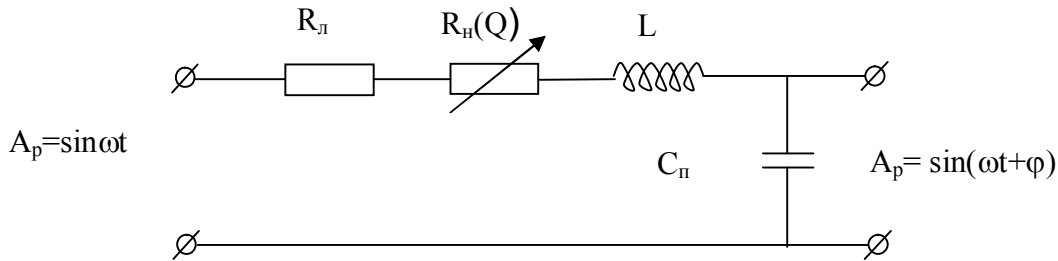


Рис. 2. Расчётная модель гидроагрегата:

$\operatorname{Re} Z_n$ – линейная составляющая вещественной части импеданса; $\operatorname{Re} Z_n$ – нелинейная составляющая вещественной части импеданса; L – индуктивность; C – ёмкость

Резонанс наступает при равенстве мнимой части импеданса нулю (см. формулу 5), т.е. при частоте возбуждаемых колебаний жидкости, равной собственной частоте резонатора:

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}} = \frac{a}{\sqrt{V_{np} \sum (l_i / S_i)}}. \quad (6)$$

В зависимости от размещения резонансного контура в стендовой системе, способа возбуждения колебаний и характеристик промываемых агрегатов может быть реализовано несколько стендовых схем проведения гидродинамической промывки.

Для промывки непроточных агрегатов с использованием одноканального генератора колебаний жидкости (ГКЖ) могут быть использованы две схемы промывки с подключением ГКЖ до и после промываемого агрегата (рис. 3), основанные на возбуждении вынужденных гармонических колебаний. Причём, первая схема, представленная на рис. 3а, предпочтительнее, поскольку генератор находится в потоке чистой жидкости и загрязнения, выносимые из промываемого агрегата, никоим образом не влияют на надёжность и долговечность его работы.

С целью обеспечения независимого регулирования статических и динамических па-

$$\text{или } Z = \operatorname{Re} Z + j \left(\omega L - \frac{1}{\omega C} \right). \quad (5)$$

Динамическим аналогом агрегата, состоящего из подводящих трубопроводов и емкости агрегата (при $l \leq \frac{\lambda}{2\pi}$), как и для ответвленного резонатора, является цепь, состоящая из элементов активного, инерционного и ёмкостного сопротивлений, соединенных последовательно (рис. 2).

раметров потока жидкости, рационального перераспределения энергии колебаний в сторону промываемого агрегата, а также создания благоприятных условий работы стендового оборудования в схемы промывки кроме генератора колебаний жидкости ГКЖ включены баллон высокого давления БВД и баллон низкого давления БНД, выполняющие роль устройств акустической коррекции [4].

Расчёт параметров стендовой системы, обеспечивающей промывку на частотах 50...200 Гц, заключается в определении величин объёмов V_B сглаживающих баллонов, параметров подводящих трубопроводов, включая резонансный трубопровод (l_1 или l_2) и магистраль к агрегату l_3 , а также профилировки генератора колебаний и расчёте геометрических характеристик отражающего корректирующего устройства (рис. 4).

Объём баллонов определяется из соотношения

$$V_B \geq \frac{P_{max}}{2A_{Poon}} V_{np.агр}, \quad (7)$$

где P_{max} - максимальное давление в агрегате; A_{Poon} - допускаемая амплитуда колебаний давления в трубопроводах насосной станции; $V_{np.агр}$ - приведенный объём полости агрегата.

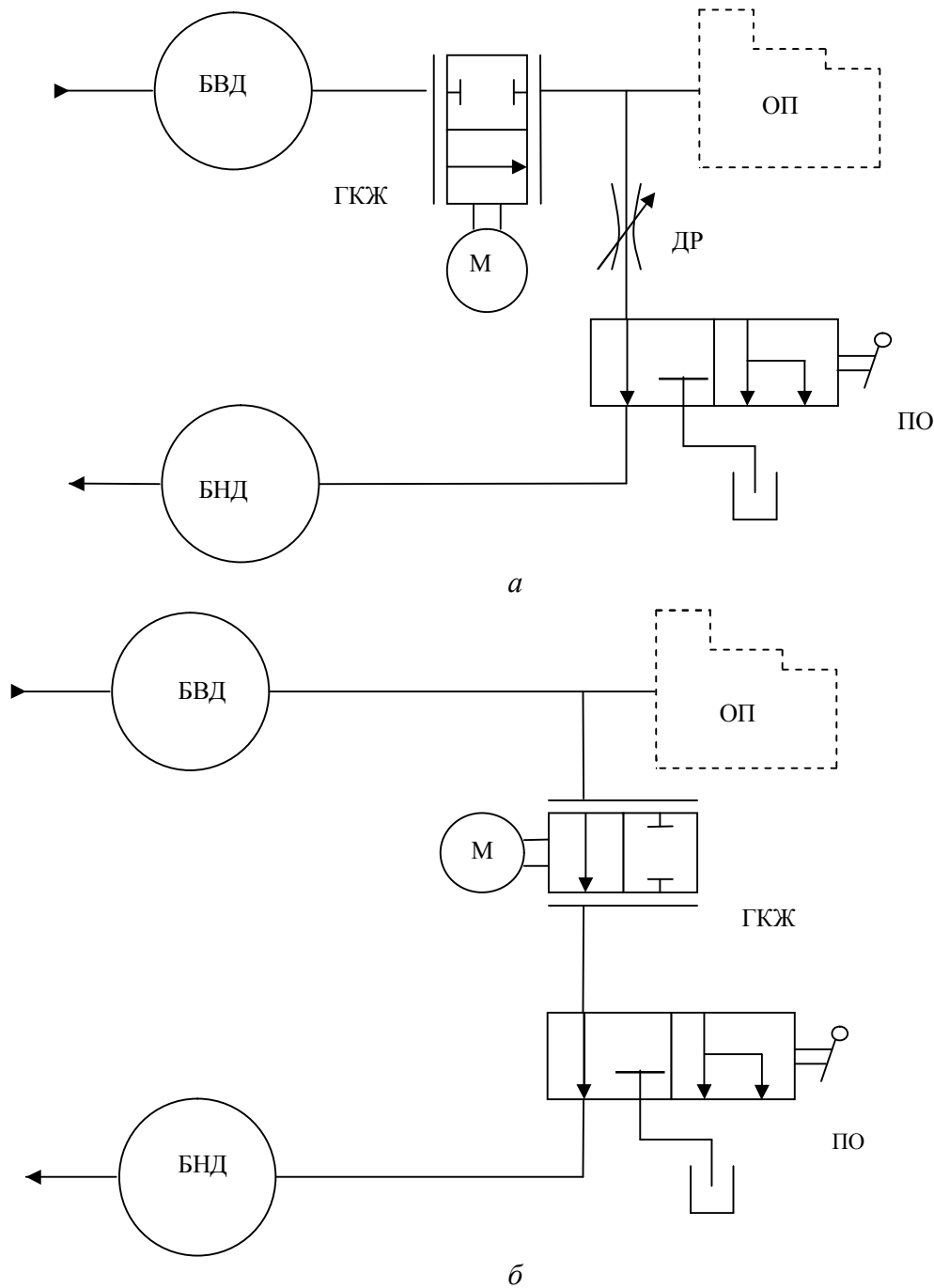


Рис. 3. Схемы промывки непроточных агрегатов с одноканальным генератором жидкости:
 ОП – объект промывки; ГКЖ – генератор колебаний жидкости; ПО – пробоотборник;
 БВД – баллон высокого давления; БНД – баллон низкого давления; ДР – дроссель

Размеры резонансного трубопровода определяются из соотношения для собственной частоты f_0 резонатора:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{a}{\sqrt{\frac{4}{\pi} \left(\frac{l_{Tp}}{d_{Tp}^2} + \frac{l_{agr}}{d_{agr}^2} + L_{ГКЖ} \right) V_{пр.агр}}}, \quad (8)$$

где a – скорость распространения звука в жидкости; l_{Tp}, d_{Tp} – длина и диаметр резо-

нансного трубопровода ($l_2 + l_3$); l_{agr}, d_{agr} – длина и диаметр соединительных трубопроводов агрегата; $L_{ГКЖ}$ – индуктивность генератора колебаний; $V_{пр.агр}$ – приведенный объем полости агрегата.

Известно, что эффективность промывки определяется, в основном, колебаниями расхода A_Q в полости агрегата, определяемыми из соотношения (2).

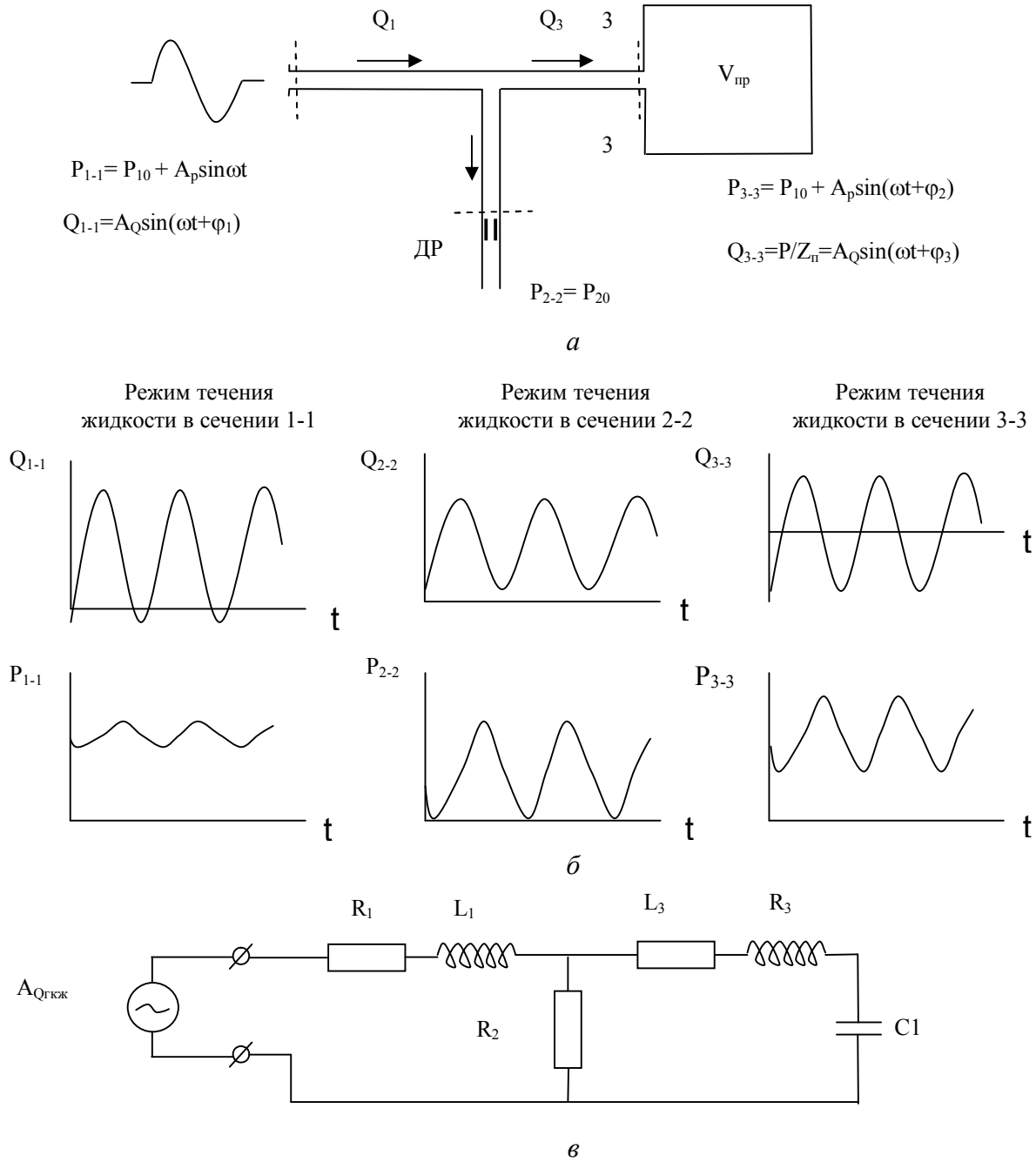


Рис. 4. Расчетная схема течения жидкости по рис. 3а

Если промывка ведется на резонансной частоте, то, подставив в выражение (2) ее значение из формулы (6), получим:

$$A_Q = \frac{A_p}{|Z|} = A_p \omega C = A_p \sqrt{\frac{C}{L}} = \frac{A_p}{\rho a} \sqrt{\frac{V_{\text{нр.агр.}}}{\sum (l_i / S_i)}}, \quad (9)$$

откуда видно, что для увеличения амплитуды колебаний расхода необходимо уменьшать длину l_i и увеличивать проходное сечение S_i резонансного трубопровода. А для агрегатов с переменным объемом $V_{\text{нр.агр.}}$, например гидроцилиндров, промывку целесо-

образно вести при максимальном объеме промываемой полости. При этом необходимо ограничивать увеличение амплитуды колебаний давления A_p её предельно допустимым значением $A_{p.\text{дон.}}$.

Для обеспечения выноса частиц загрязнений из полости агрегата необходимо, чтобы объем порции, вытекающей из агрегата за одно колебание жидкости, $\Delta V_{\text{агр.}}$, превышал объем жидкости $V_{\text{см}}$ в магистрали к агрегату l_2 (см. рис. 3), включая и объём

присоединительного штуцера агрегата $V_{шт.агр.}$

$$\frac{\Delta P V_{шт.агр.}}{E} = \Delta V_{агр} > V_{см} + V_{шт.агр.}, \quad (10)$$

где ΔP - приращение давления в агрегате; E - модуль упругости жидкости.

Для определения возможных уровней колебаний давления и расхода жидкости были проведены испытания по схеме, представленной на рис. 5. При этом объём промываемой полости (корпус фильтра 14ГФСН), составлял $V_{шт.агр.} = 0,53 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

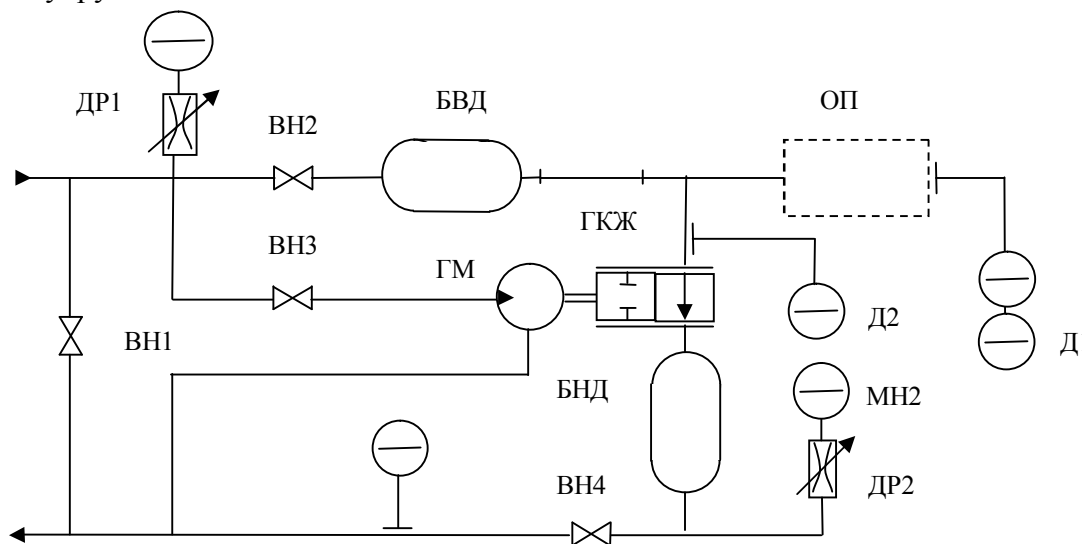


Рис.5. Схема испытаний с одноканальным генератором колебаний:
 БВД – баллон высокого давления; БНД – баллон низкого давления; ВН – вентиль;
 ГКЖ – генератор колебаний жидкости; Д1, Д2 – датчики давления; ДР – дроссель; МН – манометр;
 ОП – объект промывки; ТДР – турбинный датчик расхода

Методика проведения эксперимента заключалась в снятии амплитудно-частотной характеристики системы: изменяя частоту вращения привода генератора колебаний (гидромотора ГМ) вентилем ВН3 при различных перепадах статического давления на генераторе колебаний, устанавливаемых вентилем ВН4.

Далее по полученной экспериментальным путём амплитуде давления A_p определялась амплитуда расхода A_Q в полости объекта промывки (ОП) согласно выражению (11):

$$A_Q = \frac{A_p}{|Z_{on}|} = A_p \frac{\omega V_{шт.агр.}}{\rho a^2}, \quad (11)$$

где $\omega = 2\pi f$ - круговая частота; ρ - плотность жидкости (для АМГ-10 $\rho=850\text{кг/м}^3$); a - скорость звука в жидкости (для АМГ-10 $a=1260\text{м/с}$).

Анализ полученных результатов показал следующее (рис.6):

- Зависимости размаха колебаний в полости ОП (Д1) от частоты возбуждаемых колебаний носят ярко выраженный резонансный характер. Уровень колебаний давления и расхода, а значит и эффективности промывки, определяется значением статического перепада на ГКЖ.

- При измерении колебаний давления в подводящей магистрали (Д2) установлено, что в до- и околорезонансной зоне колебания давления в подводящей магистрали не превосходят уровня колебаний в ОП, а в зарезонансной зоне увеличиваются и могут даже превысить их резонансное значение. Поэтому осуществлять промывку непроточных агрегатов на частотах, больших резонансной, неэффективно и опасно с точки зрения прочности стендовой системы.

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

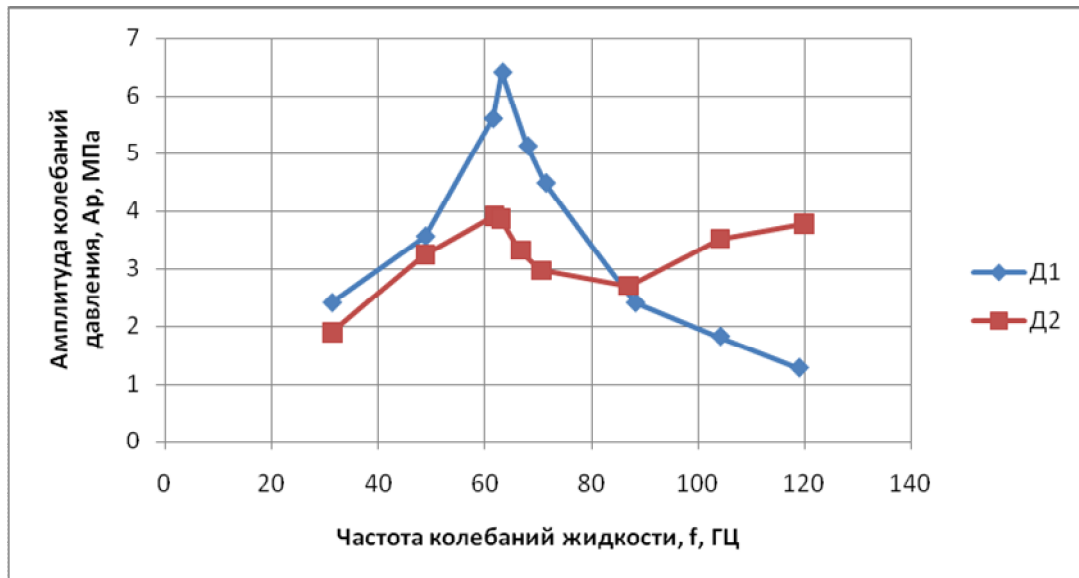


Рис.6. Влияние частоты колебаний жидкости на уровень колебаний давления в полости объекта промывки (D1) и вблизи ГКЖ (D2)

Основные результаты исследований вошли в ГОСТ 31303-2006 «Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных механизмов от загрязнителей» введенный в действие с 1 марта 2008 года [5].

Библиографический список

1. Санчугов, В.И. Технологические основы динамических испытаний и отработки гидросистем и агрегатов: учеб. пособие / В.И. Санчугов. - Самара: СНЦ РАН, 2003. - 96 с.
2. Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В.П. Шорин. - М.: Машиностроение, 1980. - 156 с.
3. Вильнер, Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалёв, Б.Б. Некрасов; под ред. Б.Б. Некрасова. - Минск: Высшейш. шк., 1976. - 416 с.
4. Санчугов, В.И. Гидродинамические технологии в производстве, эксплуатации и ремонте гидросистем / В.И. Санчугов. - Самара: НПО Импульс, 1994. - 11 с.
5. ГОСТ 31303-2006. Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический

газовых и жидкостных механизмов от загрязнителей. Введ. 2008-03-01.-М.: Стандартинформ, 2007.-18 с.

References

1. Sanchugov, V. I. Technological bases of dynamic tests and working off hydraulic system and units/ V. I. Sanchugov. – Samara: SNC RAN, 2003. - 96 p.
2. Shorin, V. P. Elimination off oscillations in aircraft pipeline/ V. P. Shorin – M.: Engineering industry, 1980. – 156 p.
3. Vilner, I. M. Reference text-book on hydraulics, hydraulic machine and hydraulic drive/ I. M. Vilner, I. T. Kovalev, B.B. Nekrasov; edited by B.B. Nekrasov - Minsk: University, 1976. – 416 p.
4. Sanchugov, V. I. Hydrodynamic technology in production, exploitation and maintenance of hydraulic systems/ V. I. Sanchugov. – Samara: NPO Impulse, 1994. – 11 p.
5. GOST 31303-2006. Industrial cleanliness. Hydrodynamic method of cleaning from contaminations in gas and fluid systems of machines and mechanisms. Become 2008-03-01. – M.: Standardinform, 2007. – 18 p.

HYDRODYNAMIC RINSING OF HYDROFUEL SYSTEM' UNFLOWING UNITS

© 2009 V. M. Reshetov

Samara State Aerospace University

Present main result of research methods and techniques intensification rinsing of hydro-fuel units bodies and hydro-cylinders by oscillations' flow. Rinsing Schematics with single- channel fluid generator and box of boundary conditions. The decreasing of rinsing duration 2-3fold and increasing of removed particles 1.5-2fold as compared with steady-state rinsing.

Hydro-fuel system, un-flowing units, rinsing, oscillations' flow

Информация об авторах

Решетов Виктор Михайлович, заведующий учебно-научной лабораторией кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел.: (846) 267-46-68. E-mail: vmresh@rambler.ru. Область научных интересов: динамика, испытания, эксплуатация, промышленная чистота гидравлических и пневматических систем.

Reshetov Victor Mihailovich, head of laboratory to chair Control Systems of Power Plants Samara State Aerospace University. E-mail: vmresh@rambler.ru. Phone: (846) 267-46-68. Area of research: dynamics of hydraulic and pneumatic systems, tests and operation, industry cleanness (rinsing) of hydraulic and pneumatic systems cavity.