

Моделирование высокочастотных пульсаций давления в аксиально-плунжерном насосе с гасителем пульсаций

01, январь 2017

Перфильев А. В.^{1,*}

УДК 621.225.2

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

^{*}perfiljev93@yandex.ru

Введение

Самолеты пятого и последующего поколений проектируются уже сейчас. Требования к гидравлическим приводам в их конструкции становятся все более жесткими, а их показатели интенсифицируются. Системы управления, использующие аксиально-поршневые насосы, предъявляют требования к насосам в части пульсации давления. Пульсации давления присущи любой роторной гидромашине в связи с конечным количеством поршней и неравномерностью подачи [1]. Как показали исследования [2], явление неравномерности подачи и пульсации давления, генерируемые насосом, определяется не только неравномерностью подачи, но и конструкцией узлов насоса, в частности, конструкцией распределителя.

Перенос рабочей жидкости из полости всасывания в полость нагнетания, сопровождается сжатием жидкости в камерах насоса. В момент перехода через межконные перекрытия (перемычки) на диске замкнутые объёмы жидкости перемещаются из зоны пониженного давления в зону высокого давления и наоборот, возникают пульсации давления, несвязанные с неравномерностью подачи [2].

Амплитуда пульсаций давления, связанных со сжатием жидкости в узле распределения, может превышать величину амплитуды давления, определяемую кинематикой насоса.

Пульсация давления вызывает высокочастотные ударные волны и высокоскоростные перетечки жидкости с последующей эрозией на межконных перемычках [2]. Она может привести к усталостному разрушению гидромагистрали, особенно рукавов, а также вызвать нежелательные вибрации устройств управления.

Конструктивные решения, направленные на устранение пульсаций давления [3], должны оцениваться на стадии проектирования. Наличие современных средств моделирования позволяет создать «Методику расчета и оценки эффективности работы системы фазораспределения» и опробовать ее на примере системы фазораспределения с применением дополнительных емкостей. Другие конструктивные решения по фазораспределению, а также методика экспериментальной оценки эффективности таких решений в стендовых условиях может быть разработана с применением результатов расчетов.

Выбор для методики в качестве примера расчета системы фазораспределения с применением дополнительных емкостей вызван необходимостью оценки внедренных работ в этой области [4].

Далее будет рассмотрена работа насоса с системой фазораспределения без применения дополнительных емкостей и с их применением.

* * *

Конструктивное решение с системой фазораспределения с применением дополнительных емкостей показано на рис. 1. После всасывания и заполнения объема под поршнем, отверстие в блоке, уходя от окна всасывания, заходит на перемычку, и через некоторый угол соединяется с каналом, идущим к камере с дополнительным объемом «Д».

В момент, когда объем под поршнем соединяется с полостью нагнетания, происходит выравнивание давления под поршнем до давления нагнетания. Благодаря соединению с полостью «Д», жидкость в рабочем цилиндре сжимается до давления нагнетания, и в момент соединения полости под поршнем с окном нагнетания не происходит скачка давления.

За время до подхода следующего цилиндра аккумулирующая емкость Д заряжается через отверстие $f_{др}$ до первоначального давления.

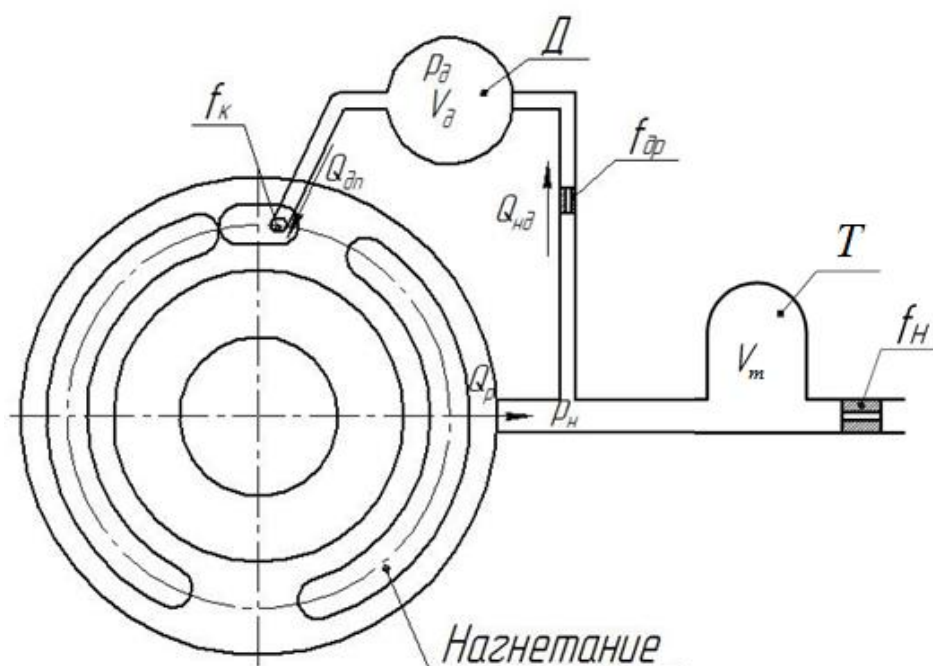


Рис. 1. Схема распределителя с использованием дополнительной ёмкости:

f_k – площадь соединительного канала, «Д» – демпфирующая емкость, $f_{др}$ – площадь отверстия между линией нагнетания и демпфирующей ёмкостью, «Т» – емкость, эквивалентная объёму трубопровода, f_n – площадь дросселя нагрузки, $Q_{нд}$ – расход в демпфирующую ёмкость, $Q_{дп}$ – расход из демпфирующей ёмкости, $Q_{дп}$ – расход через распределитель, p_d – давление в демпфирующей емкости, V_d – объем демпфирующей емкости «Д», p_n – давление нагнетания, V_m – объем ёмкости «Т».

Математическая модель насоса

Целью настоящей работы является методика математического моделирования пульсаций давления насосов с устройством гашения пульсаций и без него.

Для насоса со стандартным распределителем без устройства гашения пульсаций баланс расходов для 1-го поршня имеет следующий вид:

$$Q_{p.i} = Q_{n.i} - Q_{сж1.i}, \quad (1)$$

где $i=1...9$ – номер поршня,

$$Q_{p.i} = \mu f_{y.i}(t) \sqrt{\frac{2(p_{y.i} - p_n)}{\rho}} \quad (2)$$

– подача через распределитель от i -го поршня, где μ – коэффициент расхода, $p_{y.i}$ – давление в поршневой полости i -го поршня, p_n – давление в полости нагнетания, ρ – плотность рабочей жидкости, $f_{y.i}(t)$ – площадь раскрытия каналов блока цилиндров и распределителя.

Площадь $f_{y.i}(t)$ является сложной функцией времени [5].

Подача одного поршня

$$Q_{n.i} = F_n \omega \cdot 2R_y \left(\operatorname{tg}(\gamma) \sin\left(\omega t - \frac{2\pi i}{9}\right) + \operatorname{tg}(\beta) \cos\left(\omega t - \frac{2\pi i}{9}\right) \right), \quad (3)$$

где F_n – площадь поршня, ω – частота вращения вала насоса, R_y – радиус расположения осей поршней в блоке цилиндров, γ – угол наклона опорной шайбы, β – дополнительный угол наклона опорной шайбы обеспечивающий «нулевую» подачу,

$$Q_{сж1.i} = \frac{V_{y.i}(t)}{E_{жс}} \frac{dp_{y.i}}{dt} \quad (4)$$

– уравнение сжимаемости жидкости для рабочей камеры i -го поршня, где $E_{жс}$ – модуль упругости рабочей жидкости.

Объём рабочей камеры, в зависимости от времени i -го поршня

$$V_{y.i}(t) = V_0 + F_n R_y \left(\operatorname{tg}(\gamma) \cos\left(\omega t - \frac{2\pi i}{9}\right) - \operatorname{tg}(\beta) \sin\left(\omega t - \frac{2\pi i}{9}\right) \right), \quad (5)$$

где V_0 – мёртвый объём поршневой полости.

Подстановкой зависимостей (2), (3), (5) в (1), получено дифференциальное уравнение:

$$\begin{aligned} \frac{dp_{y.i}}{dt} = & \frac{E_{жс}}{V_{y.i}(t)} F_n \omega \cdot 2R_y \left(\operatorname{tg}(\gamma) \sin\left(\omega t - \frac{2\pi i}{9}\right) + \operatorname{tg}(\beta) \cos\left(\omega t - \frac{2\pi i}{9}\right) \right) - \\ & - \frac{E_{жс}}{V_{y.i}(t)} \mu f_{y.i}(t) \sqrt{\frac{2(p_{y.i} - p_n)}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{y.i} - p_n) \end{aligned} \quad (6)$$

Трубопровод представлен в виде сосредоточенного объёма, нагрузка на насос задается дросселем. Тогда уравнение для нагрузки будет иметь вид

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{E_{ж}}{V_m} \sum_{i=1}^9 Q_{p,i} - \frac{E_{ж}}{V_m} \mu f_n \sqrt{\frac{2(p_n - p_c)}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_c), \quad (7)$$

где V_m – объём трубопровода, f_n – площадь дросселя нагрузки, p_c – давление в линии слива.

Таким образом, насос без гасителя пульсаций описывается системой из 10-и дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dp_{y,i}}{dt} = \frac{E_{ж}}{V_{y,i}(t)} F_n \omega \cdot 2R_y \left(\text{tg}(\gamma) \sin\left(\omega t - \frac{2\pi i}{9}\right) + \text{tg}(\beta) \cos\left(\omega t - \frac{2\pi i}{9}\right) \right) - \\ - \frac{E_{ж}}{V_{y,i}(t)} \mu f_{y,i}(t) \sqrt{\frac{2(p_{y,i} - p_n)}{\rho}} \text{sign}(p_{y,i} - p_n) \\ \frac{dp_n}{dt} = \frac{E_{ж}}{V_m} \sum_{i=1}^9 Q_{p,i} - \frac{E_{ж}}{V_m} \mu f_n \sqrt{\frac{2(p_n - p_c)}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_c) \end{cases} \quad (8)$$

Для насоса с гасителем пульсаций баланс расходов определяется системой уравнений:

$$\begin{cases} Q_{p,i} = Q_{n,i} + Q_{\partial n,i} - Q_{сж1,i} \\ \sum_{i=1}^9 Q_{\partial n,i} = Q_{н\partial} - Q_{сж2} \end{cases}; \quad (9)$$

где $Q_{p,i}$, $Q_{n,i}$, $Q_{сж1,i}$ – описываются уравнениями (2), (3), (4) соответственно.

Расход жидкости, перетекающий из камеры гасителя пульсаций в поршневую полость i -го поршня

$$Q_{\partial n,i} = \mu f_{\kappa,i}(t) \sqrt{\frac{2(p_{\partial} - p_{y,i})}{\rho}}, \quad (10)$$

где p_{∂} – давление в камере гасителя пульсаций, $f_{\kappa,i}(t)$ – площадь канала, подводящего жидкость из камеры гасителя пульсаций в поршневую полость i -го поршня.

Расход жидкости, перетекающий из линии нагнетания в камеру гасителя пульсаций,

$$Q_{н\partial} = \mu f_{\partial p} \sqrt{\frac{2(p_n - p_{\partial})}{\rho}}, \quad (11)$$

где $f_{\partial p}$ – площадь отверстия между линией нагнетания и камерой гасителя пульсаций.

$$Q_{сж2} = \frac{V_{\partial}}{E_{ж}} \frac{dp_{\partial}}{dt} \quad (12)$$

– уравнение сжимаемости жидкости, V_{∂} – объём камеры гасителя пульсаций.

Подстановкой зависимостей (2), (3), (4), (10), (11), (12) в (9) и уравнением нагрузки на насос (7), получена система из 11-и дифференциальных уравнений для насоса с гасителем пульсаций:

$$\left\{ \begin{aligned}
\frac{dp_{y,i}}{dt} &= \frac{E_{ж}}{V_{y,i}(t)} F_n \omega \cdot 2R_y \left(tg(\gamma) \sin\left(\omega t - \frac{2\pi i}{9}\right) + tg(\beta) \cos\left(\omega t - \frac{2\pi i}{9}\right) \right) + \\
&+ \frac{E_{ж}}{V_{y,i}(t)} \mu f_{\kappa,i}(t) \sqrt{\frac{2(|p_{\partial} - p_{y,i}|)}{\rho}} sign(p_{\partial} - p_{y,i}) - \\
&- \frac{E_{ж}}{V_{y,i}(t)} \mu f_{y,i}(t) \sqrt{\frac{2(|p_{y,i} - p_n|)}{\rho}} sign(p_{y,i} - p_n) \\
\frac{dp_{\partial}}{dt} &= \frac{E_{ж}}{V_{\partial}} \mu f_{\partial p} \sqrt{\frac{2(|p_n - p_{\partial}|)}{\rho}} sign(p_n - p_{\partial}) - \\
&- \frac{E_{ж}}{V_{\partial}} \mu \sum_{i=1}^9 f_{\kappa,i}(t) \sqrt{\frac{2(|p_{\partial} - p_{y,i}|)}{\rho}} sign(p_{\partial} - p_{y,i}) \\
\frac{dp_n}{dt} &= \frac{E_{ж}}{V_m} \sum_{i=1}^9 Q_{p,i} - \frac{E_{ж}}{V_m} \mu f_n \sqrt{\frac{2(|p_n - p_c|)}{\rho}} sign(p_n - p_c)
\end{aligned} \right. \quad (13)$$

Параметры насоса: $\varphi_0=31.3^\circ$ – угол окна блока цилиндров, $r_z=3.5$ мм – радиус окна золотника, $R=27.5$ мм – радиус расположения окна золотника, $n=4000$ об/мин – частота вращения вала, $a_1=24.5^\circ$ – начало линейной части окна распределителя, $a_2=149.3^\circ$ – конец линейной части окна распределителя, $a_{dr}=9.75^\circ$ – угол расположения отверстия гасителя пульсаций, $d_{piston}=15$ мм – диаметр поршня, $R_p=28.5$ мм – радиус расположения поршней, $g=14.3^\circ$ – угол наклона наклонной шайбы, $m=0.7$ – коэффициент расхода, $V_e=70 \cdot 10^{-6}$ м³ – объём полости гасителя пульсаций, $d_{otv}=12$ мм – диаметр отверстия на вход в гаситель пульсаций, $d_{dr}=1.8$ мм – диаметр отверстия на выходе из гасителя пульсаций, $z=9$ – число поршней, $d_{tr}=0.004$ – диаметр дросселя нагрузки.

Параметры системы: $\gamma=860$ кг/м³ – плотность, $V_{is}=22 \cdot 10^{-6}$ м²/с – вязкость кинематическая, $B_1=1400 \cdot 10^6$ Па – модуль упругости жидкости, $L=200$ м – длина трубы, $d=12$ мм – внутренний диаметр трубы.

Для моделирования был использован пакет Matlab Simulink.

На рис. 2 дана модель насоса. Модель состоит из следующих подгрупп: «Насос», «Гаситель пульсаций», «Сосредоточенные параметры». Для переключения между моделями с гасителем пульсаций и без него необходимо включить/отключить подгруппу «Гаситель пульсаций».

Подгруппа «Насос» (рис. 3) содержит в себе 9 подгрупп с моделью поршней, где модель каждого поршня (рис. 4) перемножается с соответствующей функцией площади открытия окна нагнетания распределителя.

Подгруппа «Гаситель пульсаций» (рис. 5) является решением уравнения для гасителя пульсаций из системы уравнений (13). Давление каждого поршня перемножается с соответствующей функцией площади открытия отверстия соединительного канала и коэффициентами для получения расхода Q_{dp} (рис. 6).

На рис. 7 показана модель дифференциального уравнения (6).

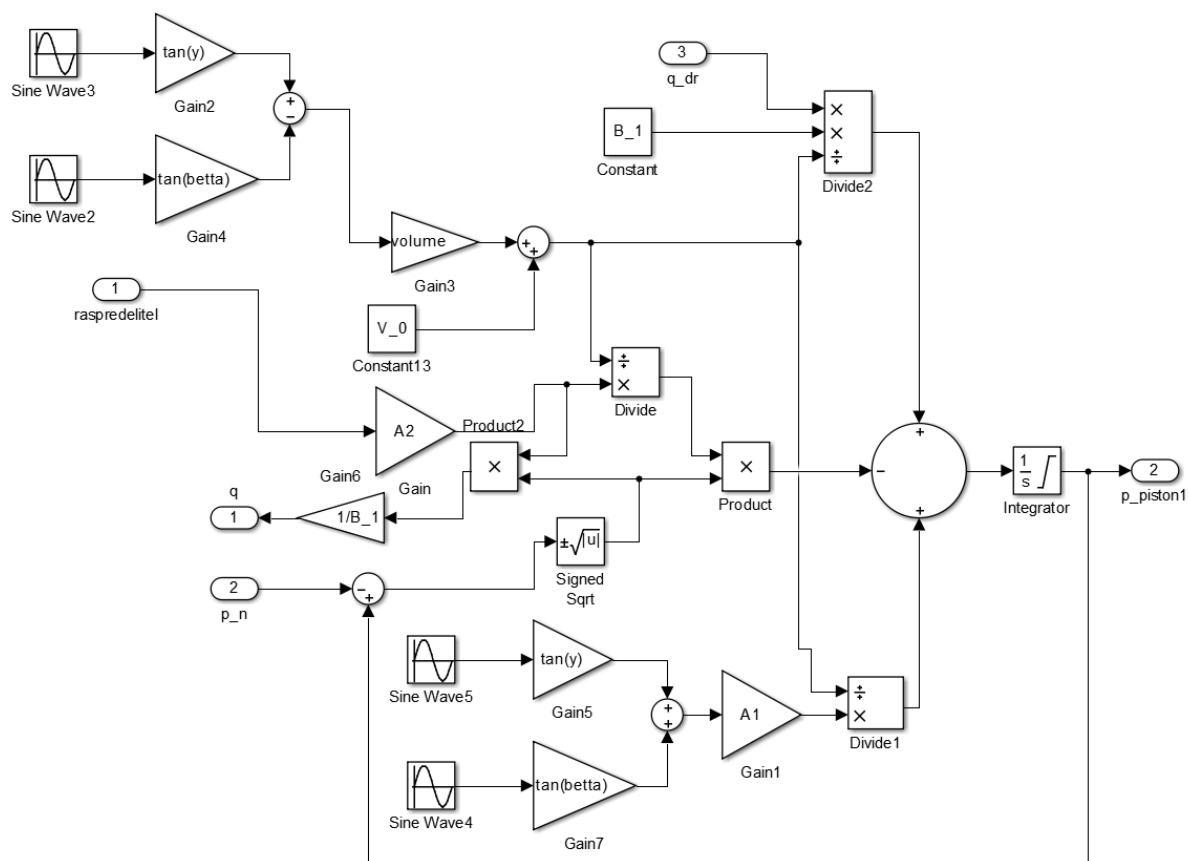


Рис. 4. Модель насоса / Насос / Поршень

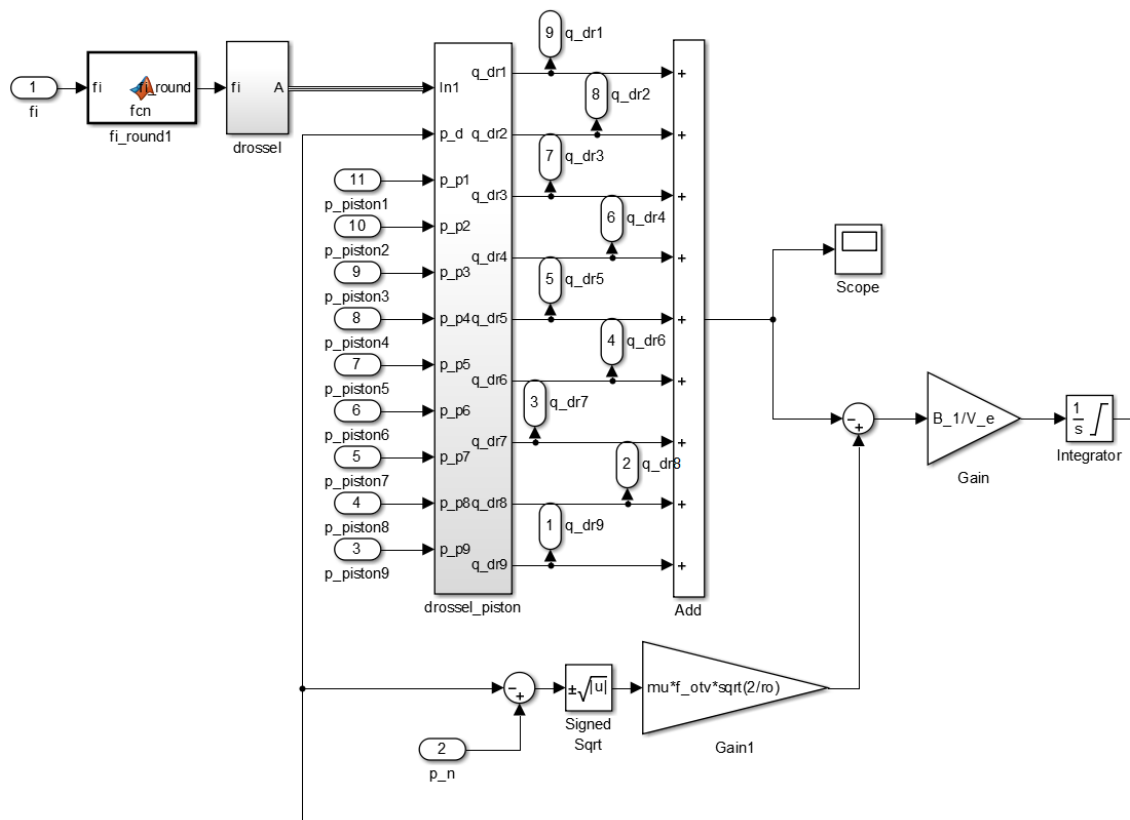


Рис. 5. Модель насоса / Гаситель пульсаций

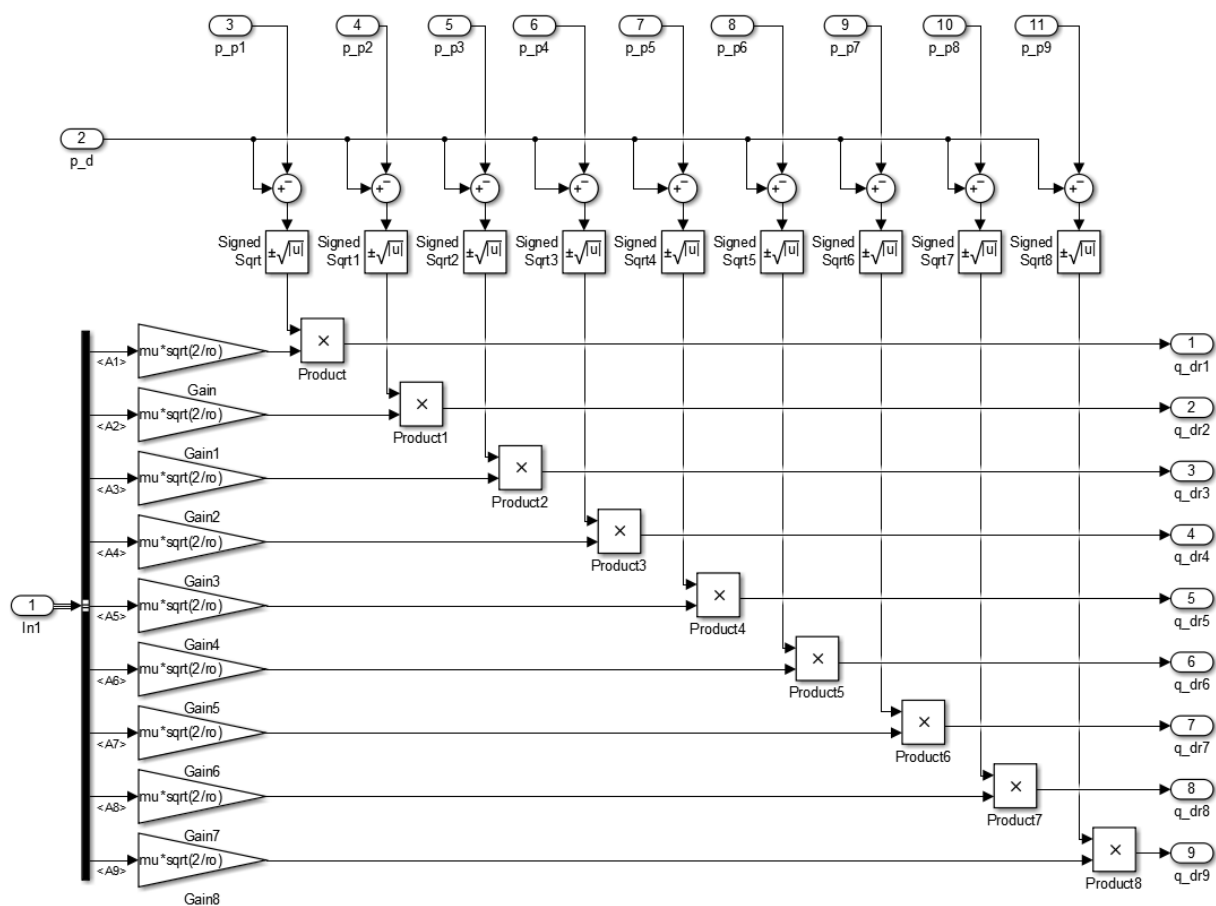


Рис. 6. Модель насоса / Гаситель пульсаций / дроссель-поршень

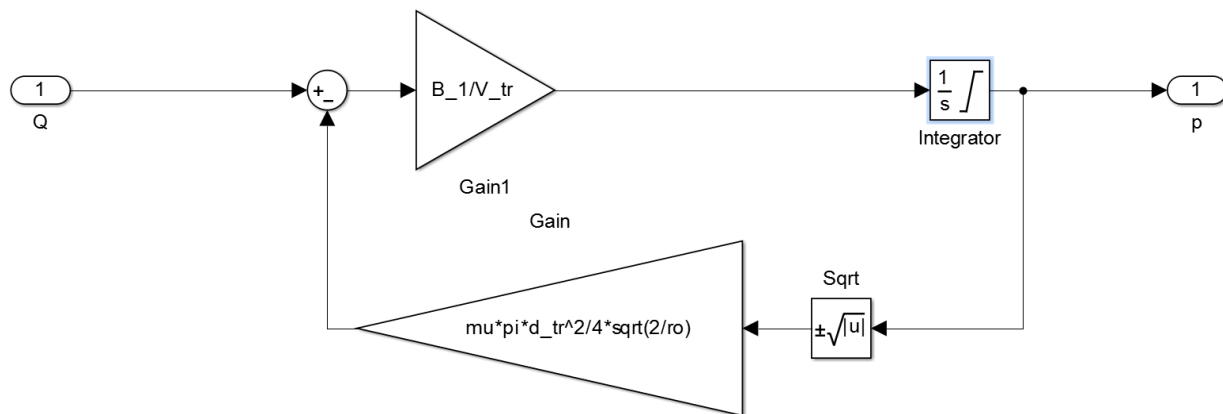


Рис. 7. Модель насоса/Система с сосредоточенными параметрами

Результаты расчета подачи одного поршня приведены на рис. 8, на рис. 9 приведены результаты расчета пульсаций давления в насосе.

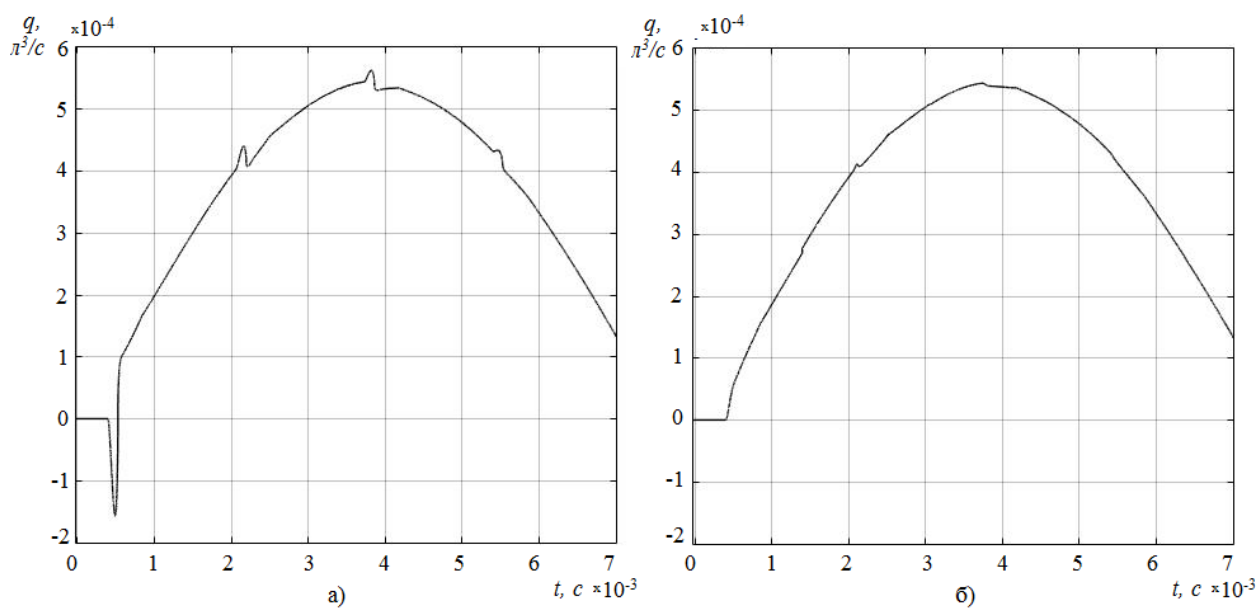


Рис. 8. Подача одного поршня
а) без гасителя пульсаций, **б)** с гасителем пульсаций

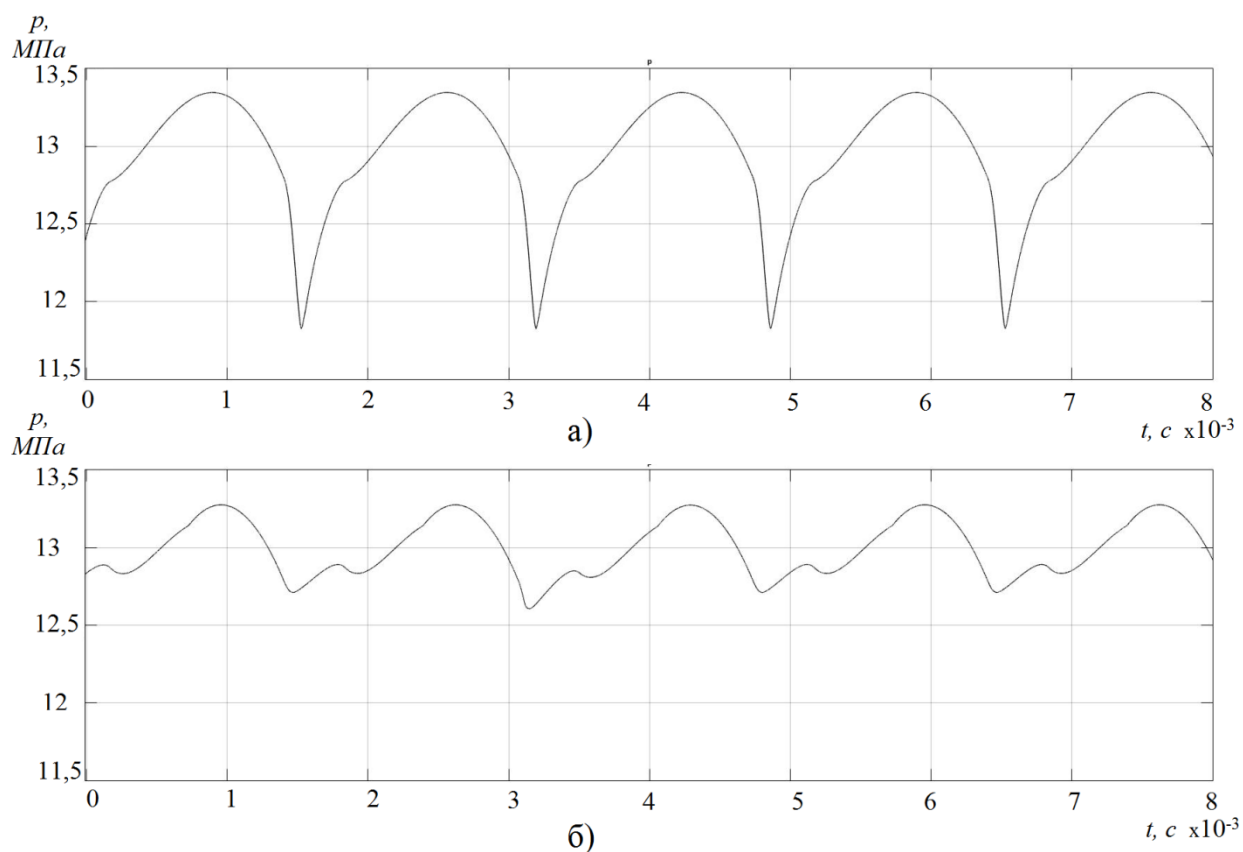


Рис. 9. Пульсации давления в насосе: **а)** без гасителя пульсаций, **б)** с гасителем пульсаций

На рис. 8а со стандартной системой распределения можно отметить в начале движения поршня при коммутации поршневой полости с линией нагнетания возникновение обратного течения жидкости, то есть течение жидкости в поршневую полость из линии нагнетания.

На рис. 8б с гасителем пульсаций этого эффекта не наблюдается. Важно отметить уменьшение в 3 раза амплитуды колебаний давления в системе с гасителем пульсаций (рис. 9).

Заключение

1. В данной работе представлена методика математического моделирования пульсаций давления нагнетания аксиально-плунжерного насоса с гасителем пульсаций и без него.

2. Результаты расчёта по данной методике позволяют считать эффективным применение гасителя пульсаций в конструкции насосов.

3. Результаты расчета могут быть использованы для создания методики экспериментальной проверки эффективности гасителя пульсаций давления для других конструкций системы фазораспределения, кроме использованной для данной методики расчета.

4. По результатам расчета разрабатывается методика эксперимента проверки эффективности системы фазораспределения с гасителем пульсации.

5. Результаты расчета используются для разработки технических предложений оптимизации фазораспределения в аксиально-поршневом насосе НП160Д.

Список литературы

- [1]. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов. 4-е изд., стереотипное, перепечатка со второго издания 1982. М.: Альянс. 2010. 423 с.
- [2]. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. Гидравлический привод. М.: Машиностроение. 1968. 502 с.
- [3]. Перфильев А.В. Проблема оптимизации фазораспределения аксиально-поршневого насоса с целью уменьшения уровня пульсации в линиях гидросистемы. // Молодёжный научно-технический вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. №5. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/839582.html> (Дата обращения: 9.01.2017)
- [4]. Макушин С.А., Алексеев А.К. Аксиально-поршневой насос: пат. 1127363 Российская Федерация. 1999. 3 с.
- [5]. Guan Changbin, Jiao Zongxia, He Shouzhan. Theoretical study of flow ripple for an aviation axial-piston pump with damping holes in the valve plate. // Chinese Journal of Aeronautics. Chinese Society of Aeronautics and Astronautics & Beihang University. 2014. Vol. 27(1). P.169-181.