

05, май 2016

УДК 621.225.2

Проблема оптимизации фазораспределения аксиально-поршневого насоса с целью уменьшения уровня пульсации в линиях гидросистемы

Перфильев А.В., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

Научный руководитель: Акинфиев А.А., к.т.н., доцент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

bauman@bmstu.ru

Спецификой конструкции аксиально-поршневого насоса определяется обязательная неравномерность подачи:

- попеременное подсоединение рабочих камер к полостям нагнетания и всасывания;
- передача жидкости из полости всасывания в полость нагнетания за счет движения жидкости из поршневых камер через окна в блоке в распределитель,
- геометрия распределителя.

В гидромашине на неравномерность подачи, вызываемой движением поршней, оказывает влияние коммутация: периодическое соединение поршневых камер через отверстия в блоке с распределителем, а также соединение полостей распределителя с нагнетанием и всасыванием.

Аксиально-плунжерный насос (рис. 1) состоит из блока цилиндров 7 с плунжерами 4, упорного диска 5, распределительного устройства 2 и ведущего вала 6 [3].

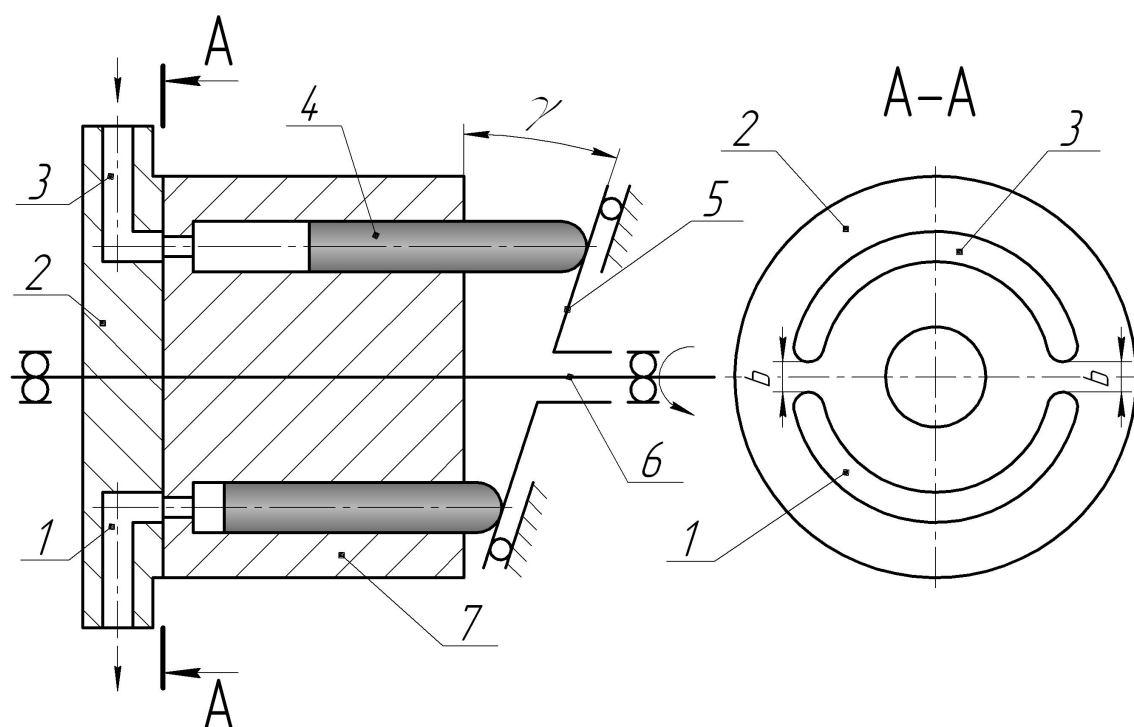


Рис. 1. Принципиальная схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском.

1 – линия нагнетания, 2 – распределительное устройство, 3 – линия всасывания,
4 – плунжер, 5 – упорный диск, 6 – ведущий вал, 7 – блок цилиндров.

Во время работы насоса вращение вала передаётся блоку цилиндров. Плунжеры, вращаясь вместе с блоком цилиндров, опираются на упорный диск и, при его наклонном расположении, совершают возвратно-поступательные движения относительно оси вращения. Когда плунжеры выдвигаются из блока цилиндров, происходит всасывание, а когда вдвигаются – нагнетание. Через окна 1 и 3 в распределительном устройстве 2 цилиндры попеременно соединяются то со всасывающей, то с напорной гидролинией. Для исключения соединения всасывающей линии с напорной блок цилиндров плотно прижат к распределительному устройству, а между окнами этого устройства есть уплотнительные перемычки b , ширина которых обычно больше диаметра отверстия соединительных каналов в блоке цилиндров.

Подача насоса складывается из подач от отдельных плунжеров, совершающих рабочий цикл в текущий момент (соединённых с полостью нагнетания).

$$\bar{Q} = \bar{q}_1 + \bar{q}_2 + \dots + \bar{q}_n = \sum_{i=1}^n \bar{q}_i,$$

где $\bar{Q}$ и $\bar{q}_i$ - текущие значения подач насоса и одного поршня, $n = \frac{z \pm 1}{2}$ - число цилиндров, соединённых в данный момент с полостью нагнетания.

Мгновенная подача одного плунжера насоса с наклонным блоком выражается

$$q = v_{отн} f = f R_d \omega \sin \gamma \sin \alpha,$$

где $f = \frac{\pi d^2}{4}$ - площадь поршня, R_d - радиус расположения плунжеров, ω - угловая скорость вращения вала насоса, γ - угол наклона опорной шайбы, α - текущий угол поворота вала насоса.

В результате того, что в разный момент времени с линией нагнетания соединено разное количество плунжеров, а также вследствие неравномерности движения плунжеров относительно блока цилиндров суммарная подача насоса имеет неравномерный, пульсирующий характер (рис. 2а). Если текущее значение подачи изменяется от $Q_{\max}$ до $Q_{\min}$, а её средняя величина составляет Q_{cp} , то неравномерность подачи оценивают коэффициентом пульсации подачи

$$\sigma_A = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}}. \quad (1)$$

Для насосов с нечётным числом поршней неравномерность подачи (1) можно представить в виде:

$$\sigma_{\text{Анечёт}} = \frac{\frac{1}{2 \sin \frac{\pi}{2z}} - \frac{\cos \frac{\pi}{2z}}{2 \sin \frac{\pi}{2z}}}{\frac{z}{\pi}}, \quad (2)$$

где z - число поршней.

Из соотношения (2) неравномерность подачи насоса с девятью поршнями равна:

$$\sigma_{\text{Анечёт}} = \frac{\frac{1}{2 \sin \frac{\pi}{2 \cdot 9}} - \frac{\cos \frac{\pi}{2 \cdot 9}}{2 \sin \frac{\pi}{2 \cdot 9}}}{\frac{9}{\pi}} = 0,015$$

Частота пульсаций зависит от количества поршней и от частоты вращения вала (рис. 2б). Так в насосе с девятью плунжерами, частота пульсаций при $n=1500$ об/мин равна 27000 пульс/мин, а при рабочей частоте авиационных насосов $n=4200$ об/мин – 75600 пульс/мин.

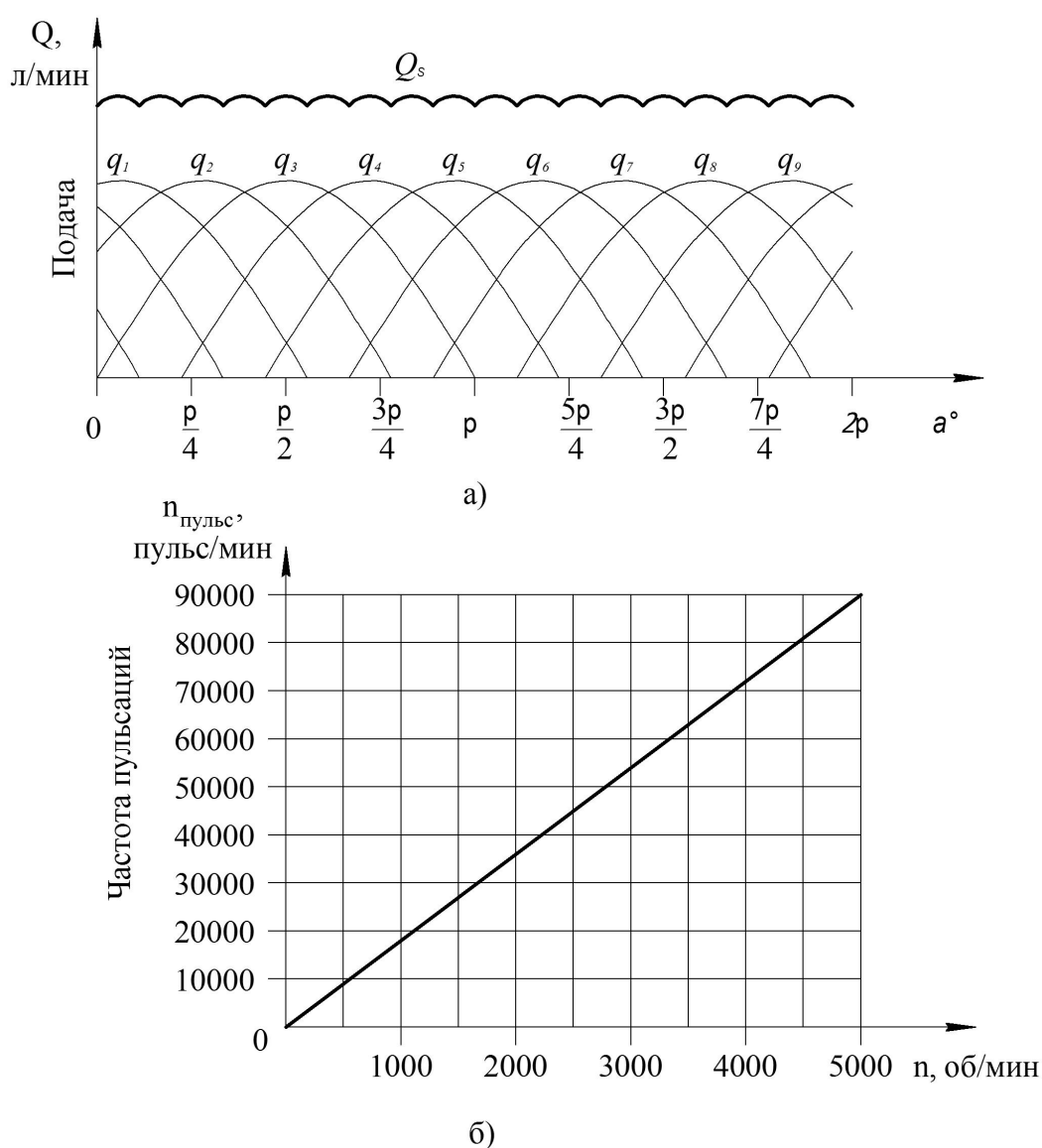


Рис. 2. Графики для аксиально-плунжерного насоса с девятью плунжерами: а) колебания подачи; б) зависимость частоты пульсаций от частоты вращения вала

Хотя неравномерность подачи насоса с девятью плунжерами составляет 1,5%, пульсация подачи жидкости, связанная с геометрией насоса, вызывает пульсацию давления. Из-за инерции жидкости и ее высокого модуля упругости амплитуда пульсации давления при высокой герметичности насоса может быть значительной, что нежелательно при использовании насоса в точных системах управления.

Пульсация давления в насосе определяется не только неравномерностью подачи, но и конструкцией узла распределения насосов, например, из-за сжатия рабочей жидкости в камерах насоса и переносе жидкости из полости всасывания в полость нагнетания. В момент перехода через межоконные перекрытия (перемычку) на диске замкнутые объёмы жидкости перемещаются из зоны пониженного давления в зону высокого давления и наоборот, в результате происходят пульсации давления, несвязанные с неравномерностью подачи [1]. 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 межоконных перемычках [1]. Она может привести к усталостному разрушению гидромагистрали, особенно шлангов, а также вызвать нежелательные вибрации устройств управления.

Конструктивные решения, связанные с устранением пульсаций давления, можно разделить на две группы.

Первая группа конструктивных решений – оптимизация фазораспределения за счет конструкции распределителя (рис. 3).

Ниже (рис.3а) показаны симметричные дросселирующие канавки, на перемычке между окнами распределителя. Они соединяют запертый объём камеры с всасывающим окном через окно в блоке цилиндров [2]. Такое решение применяется и в настоящее время для гидроприводов, которые нечувствительны к колебаниям давления в напорной магистрали, например, в строительно-дорожных машинах, где следящие системы, как правило, не применяются.

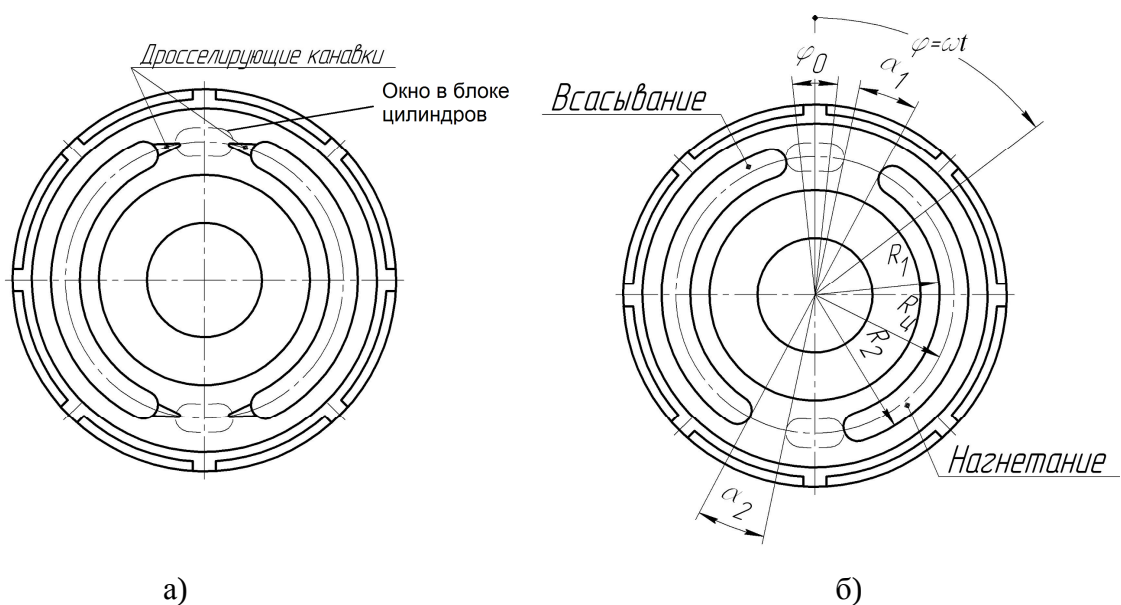


Рис. 3. Оптимизация фазораспределения за счет конструкции распределителя:
 а) применение дросселирующих канавок, б) применение поворота распределителя и изменения углов фазораспределения.

Для гидромашин, применяемых в авиации, было предложено обеспечить снижение пульсаций с помощью поворота распределителя (рис. 3б).

Уменьшение пульсаций давления из-за узла распределения может быть обеспечено за счет изменения углов α_1 , α_2 , которые выбираются в зависимости от требуемого давления нагнетания и несимметричной установки распределителя. Все остальные параметры, входящие в формулы для определения угла, связаны с геометрией гидромашин:

- для напорного окна

$$\alpha_1 = \arccos \left[1 - \frac{V}{BFR \sin \beta} (p_n - p_{ec}) \right],$$

- для всасывающего окна

$$\alpha_2 = \arccos \left[1 - \frac{V'}{BFR \sin \beta} (p_n - p_{ec}) \right],$$

где R – радиус окружности, на которой расположены центры головок штока в упорном кольце ведущего вала, β – угол наклона оси опорного диска к оси ведущего вала, F – площадь сечения поршня, B – модуль упругости жидкости, V и V' – объемы жидкости в цилиндре при $\omega t = 0$ и $\omega t = \pi$ соответственно.

Углы α_1 , α_2 выбираются таким образом, чтобы повышение давления от всасывания к нагнетанию происходило за некоторый оптимальный угол поворота, при этом давление

нагнетания назначается равным максимальному давлению в системе, а утечки в процессе движения блока по распределителю не учитываются. Экспериментальные исследования показали, что такое решение позволяет уменьшать амплитуду колебаний давления и шум гидромашины [1].

Вторая группа конструктивных решений связана с применением емкостей, компенсирующих сжимаемость при проходе блоком перемычки распределителя.

Применение такого решения было вызвано ужесточением требований к параметрам гидромашин. При увеличении максимальных рабочих давлений, скоростей и размеров гидромашин неравномерность подачи и давления возрастает и оптимизация фазораспределения по углу оказывается недостаточной.

Для насосов высокой мощности было предложено сглаживание неравномерности подачи с помощью фазораспределения с применением дополнительных емкостей [4].

На рис. 4 показана работа этого конструктивного решения. 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». С этого момента объем под поршнем соединен с полостью нагнетания, происходит выравнивание давления под поршнем до давления нагнетания, давление под поршнем уже не может стать больше давления нагнетания. Благодаря этому соединению с полостью «Д» жидкость в рабочем цилиндре сжимается до давления нагнетания, в момент соединения полости под поршнем с окном нагнетания не происходит скачка подачи. За время до подхода следующего цилиндра полость Д заряжается через дроссель f_1 до первоначального давления. В составе такой системы имеется аккумулирующая емкость «А», обеспечивающая дополнительное демпфирование.

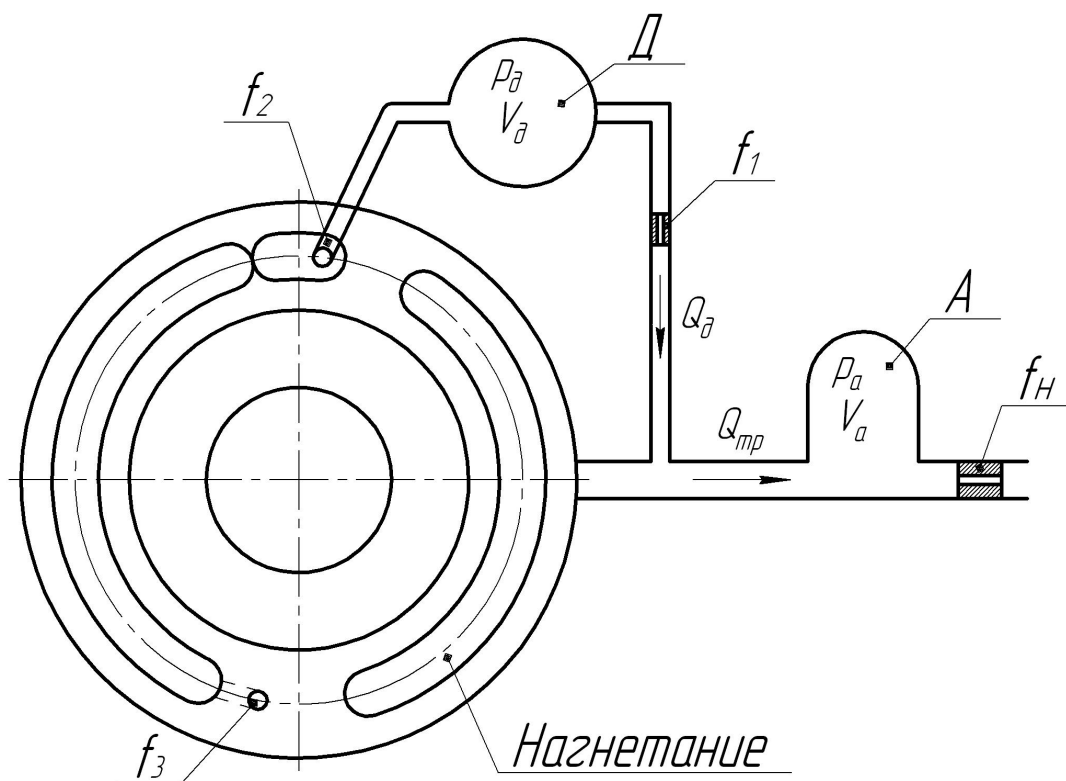


Рис. 4. Схема распределителя с использованием дополнительной ёмкости:

f_2 – площадь соединительного канала, «Д» – демпфирующая емкость, f_1 – демпфер, «А» – дополнительная емкость, f_H – демпфер, $Q_{др}$ – расход демпфирования, $Q_{тр}$ – транспортный расход, P_d – давление в демпфирующей емкости, V_d – объем демпфирующей емкости, P_a – давление в аккумулирующей емкости, V_a – объем аккумулирующей емкости

Проблема оптимизации фазораспределения в конструкциях насосов зарубежных фирм показана на примере насоса фирмы «Кавасаки» (рис. 5). Несмотря на то, что данная конструкция применяется на экскаваторах, где влияние неравномерности подачи и пульсации давления не сказываются на работе гидропривода, в распределителе предусмотрена оптимизация фазораспределения. Она представлена здесь следующими техническими решениями: дросселирующими канавками, дросселирующими отверстиями, соединяющими полости всасывания и нагнетания, и поршневую полость с дренажом после завершения нагнетания. Кроме того, после ухода от всасывания, полость цилиндра закольцовывается с нагнетанием, начиная процесс нагнетания раньше, чем окно блока попадет на окно всасывания (см. рис. 5, поз. 4).

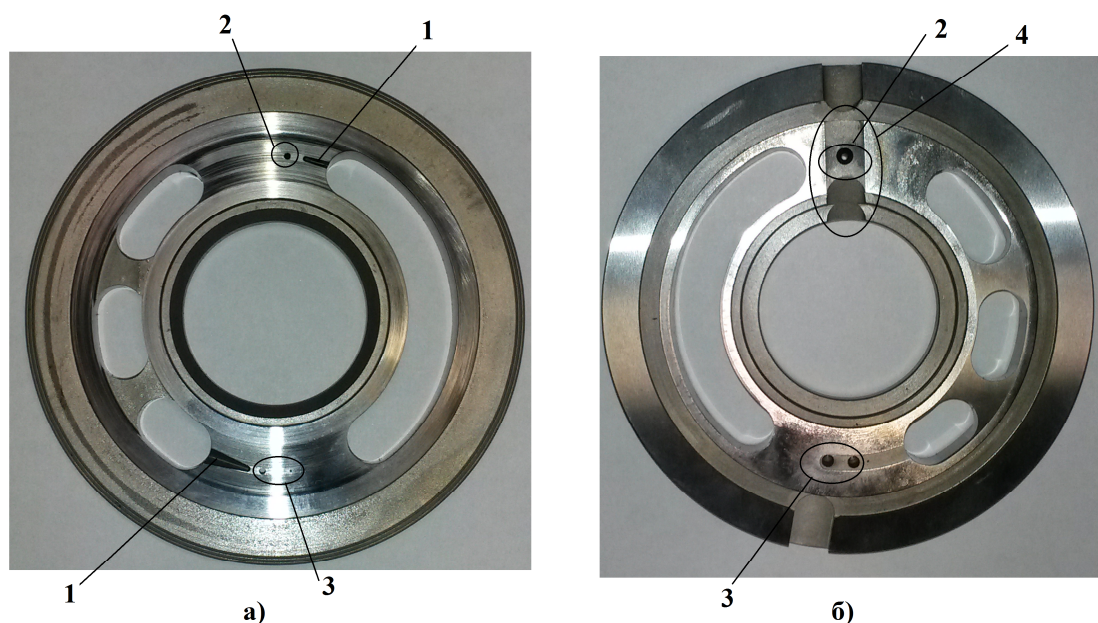


Рис. 5. Распределитель насоса фирмы «Кавасаки» (Япония). Оптимизация фазораспределения: 1 – дросселирующие канавки, 2,3 – дросселирующее отверстие, соединенное с дренажом, 3 – дросселирующие отверстия, соединяющие полость нагнетания и полость всасывания, 4 – соединение с дренажом

По материалам, относящимся к фазораспределению в гидромашинах можно сделать следующие выводы:

- оптимизация фазораспределения является важным элементом конструирования гидромашин для уменьшения пульсации давления в сложных и ответственных системах управления;
- материалы, представленные публикациями по данной теме, показывают, что существуют различные методы оптимизации фазораспределения: на базе оптимизации конструкции распределителя, на базе применения дополнительных емкостей и комбинированные, как например, на насосах фирмы «Кавасаки»;
- при оценке принятых технических решений следует учитывать основные параметры системы, на которую работает гидромашина, такое уточнение не было сделано в ранее выполненных работах;

Дальнейшее направление работы в этой области фазораспределения включает следующие позиции:

- определение оптимальных решений и методов для фазораспределения, включающих процесс коммутации и взаимодействие с гидроприводом, влияющих на пульсации давления;
- составления математической модели и моделирование;

- конструктивное выполнение и экспериментальная проверка выбранных технических решений;

- разработка технических предложений для оптимизации фазораспределения в аксиально-поршневом насосе НП128.

Используя оптимальные параметры провести эксперимент. Оценить величину пульсации давления в реальной модели.

Список литературы

- [1]** Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С. Н. Гидравлический привод. М.: Машиностроение, 1968. 419 с.
- [2]** Кулагин А.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков Л.А. Основы теории и конструирования объёмных гидropередач / под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Высшая школа, 1968. 399 с.
- [3]** Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / 4-е изд., стереот., перепечатка со второго издания, 1982. М.: Альянс, 2010. 423 с.
- [4]** Макушин С.А., Алексеев А.К. Аксиально-поршневой насос: пат. 1127363 Российская Федерация. 1999. Бюл. № 21. 3 с.