

Изобретение относится к насосо-, компрессоро- и двигателестроению и может быть использовано для перекачивания самых разнообразных жидкостей и газов, в качестве двигателя внутреннего сгорания (ДВС) для привода различных стационарных и транспортных машин.

Известна "Поршневая машина" [1], взятая за прототип, содержащий корпус цилиндр с клапанным распределительным механизмом, поршень со штоком, установленный в цилиндре с возможностью возвратно-поступательного перемещения и передаточный механизм, который как и в предыдущем случае, представляет собой плоский шарнирный четырехзвенник, состоящий, из стойки (корпус), вращающегося вокруг нее кривошипа, трехшарнирного шатуна, выполненного в виде равнобедренного прямоугольного треугольника, и качающегося коромысла, одной стороной связанного со стойкой, а другой - с прямоугольной вершиной шатуна. Две другие его вершины соединены с кривошипом и штоком поршня. При этом отношение его хода, длины коромысла с равными ей величинами катетов шатуна и межосевого расстояния шарниров подвески коромысла и кривошипа к его радиусу составляет соответственно 2,87, 3,41 и 4,76. Линия центров шарниров подвески (стоек) составляет 45° с направлением движения поршня.

Благодаря указанным строгим соотношениям между линейными и угловыми размерами звеньев передаточного механизма в поршневой машине с высокой точностью обеспечивается прямолинейное движение поршня при отсутствии боковых нагрузок на него.

Однако прототипу, как показали проведенные исследования и расчетно-конструкторские проработки, присущи ряд недостатков.

1. Из-за различной кинематики поршня при прямом и обратном ходах, происходящих за 204° и 156° угла поворота кривошипа, закон изменения мгновенных расходов и их амплитуда на входе и выходе цилиндра существенно отличаются. Это препятствует унификации всасывающего и нагнетательного клапанных узлов.

2. Увеличенные неравномерности подачи и соответственно давления на входе и выходе насоса и вызванные этим ухудшение его всасывающей способности, повышенные шум в трубопроводах и их вибрация, а также неблагоприятные условия нагружения приводного двигателя насоса.

3. Плохая динамическая уравновешенность кривошипного вала и повышенные нагрузки на его коренные подшипники.

4. Наличие клапанного распределителя, состоящего из всасывающего и нагнетательного клапанов, для каждого цилиндра.

На фиг.1 жирными кривыми показаны мгновенные геометрические расходы Q_t на всасывании и нагнетании трехцилиндрового насоса ($Q = 0,07 \text{ м}^3/\text{с}$), выполненного по конструктивной схеме прототипа., а тонкими - на входе и выходе каждого из цилиндров. Очевидно, что продолжительность тактов всасывания и нагнетания в цилиндрах и амплитуды мгновенных расходов жидкости на входе и выходе каждого цилиндра и всего насоса различны. Вычисленные по выражению

$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ср}}}$$

коэффициенты неравнозначности подачи на входе и выходе насоса соответственно равны: $\sigma_{\text{вх}} = 0,554$, $\sigma_{\text{вых}} = 0,368$.

Для сравнения отметим, что у трехцилиндрового насоса с кривошипно-ползунным приводом и отношением радиуса кривошипа к длине шатуна 0,2 коэффициент неравнозначности подачи на входе и выходе насоса $\sigma = 0,251$, т.е. в 2,2 и 1,46 раза меньше.

В основу изобретения поставлена задача усовершенствования поршневой машины путем изменения ее конструктивной схемы без изменений в передаточном механизме, благодаря чему снизятся пульсация жидкости в трубопроводах, силовое нагружение коренных подшипников вала и количество клапанных распределителей, что приведет к улучшению виброакустических характеристик гидравлической и приводной частей машины, повышению ее КПД, долговечности и надежности работы.

Поставленная задача решается тем, что в "Поршневой машине", содержащей цилиндро-поршневую группу, клапанный распределитель и передаточный механизм, состоящий из стоек (корпуса), кривошипа, трехшарнирного шатуна и качающегося коромысла, причем длины коромысла, межосевого расстояния шарниров стойки кривошипа и коромысла к радиусу кривошипа составляют соответственно 2,87, 3,41 и 4,76, длины плеч шатуна равны длине коромысла и расположены под углом 90° , а линия центров шарниров подвески кривошипа и коромысла расположена под углом 45° к оси цилиндра, благодаря чему обеспечивается прямолинейное перемещение поршня без боковых усилий на него, согласно изобретению передаточные механизмы с соответствующими им цилиндро-поршневыми группами объединены попарно таким образом, что их кривошипы, один из которых является вильчатым, расположены под углом $\alpha = 180^\circ + \gamma$, где γ - угол относительного поворота парных механизмов с полюсом в точке O_1 , поршни, оси которых лежат в одной плоскости, имеют возможность, совершать в такте нагнетания встречное движение под углом $\beta = 90^\circ - \gamma$, образуя вместе с цилиндрами одну рабочую камеру с общим клапанным распределителем, а стойки коромысел, одно из которых является вильчатым, объединены в одну, когда угол $\gamma = 0$, или разнесены на угол $\gamma > 0$ в противоположные своим шатунам стороны относительно плоскости симметрии, проходящей через стойку кривошипа.

Данное изобретение поясняется чертежом, где на фиг.2 показана конструктивная схема предлагаемого технического решения; на фиг.3 - вид сверху на коленчатый вал с кривошипами и шатунами (сочленение коромысел со стойкой не показано, а номера позиций одних и тех же элементов одинаковы для обеих фигур); на фиг.4 - кривые изменения мгновенной подачи поршневого насоса по предлагаемой конструктивной схеме (тонкие линии - для спаренных цилиндров, жирные - для всего насоса); на фиг.5 - вариант технического решения с разнесенными на угол γ стойками коромысел (сходственные угловые размеры для фиг.2 и 5 обозначены одинаковыми буквами).

Поршневая машина состоит из коленчатого вала 1 с расположенными под углом α кривошипами, которые шарнирно соединяются с одним из плеч шатунов 2 и 10. Другим плечом они сочленены со штоками 4,

соединенными с поршнями 5. При этом один из кривошипов разделен на две половины, разнесенные по обе стороны другого, а сопряженный с ним шатун 2 в месте сочленения выполнен вильчатым с возможностью прохождения через него второго кривошипа с шатуном 10 при вращении коленвала (см. фиг.3). Прямоугольные вершины шатунов 2 и 10 шарнирно соединены с коромыслами 3 и 9, одно из которых является вильчатым в сочленении со стойкой O_2 .

Устройство работает следующим образом. При вращении коленвала с кривошипами поршни 5 будут совершать в цилиндрах 6 прямолинейное возвратно-поступательное движение, сходясь навстречу друг другу под углом β в такте нагнетания и расходясь в такте всасывания. Впуск и выпуск рабочей жидкости осуществляется через всасывающий 7 и нагнетательный 8 клапаны, общие для обоих цилиндров.

При такой компоновке поршневой машины продолжительность одноименных тактов в обоих цилиндрах неодинакова и часть жидкости из одного цилиндра перетекает в другой, что несколько снижает коэффициент наполнения η_n .

Как показали проведенные исследования, величина коэффициентов η_n и σ зависит от угла α взаимного расположения кривошипов спаренных механизмов. В таблице представлены полученные значения этих коэффициентов при разных углах α для насоса с той же подачей $0,07 \text{ м}^3/\text{с}$ и тремя парами цилиндров.

Данные таблицы позволяют сделать следующие выводы:

1. Угол $\alpha = 180^\circ$ между кривошипами спаренных цилиндров является оптимальным для обоих коэффициентов α и η_n при общей стойке коромысел.

2. Коэффициент неравномерности подачи σ одинаков для всасывающего и нагнетательного трубопроводов и меньше, чем у трехцилиндрового насоса, выполненного по конструктивной схеме прототипа, в 2,1 и 3,14 раза.

3. Перетечи жидкости внутри цилиндров пары составляют всего 2,1% и не окажут заметного влияния на величину КПД насоса, поскольку они происходят при одном давлении, т.е. без потерь мощности.

Из фиг.4 нетрудно заметить, что закон изменения мгновенной подачи, индуцируемой поршнями одной пары цилиндров, одинаков на всасывании и нагнетании при равном периоде 180° . Одинаковыми являются и законы изменения мгновенных расходов на входе и выходе насоса с намного, лучшей, чем у прототипа равномерностью и большей в 2 раза частотой пульсации. Это создает благоприятные условия для:

1) повышения всасывающей способности насоса, благодаря снижению инерционных потерь напора из-за уменьшения ускорения жидкости во всасывающем тракте;

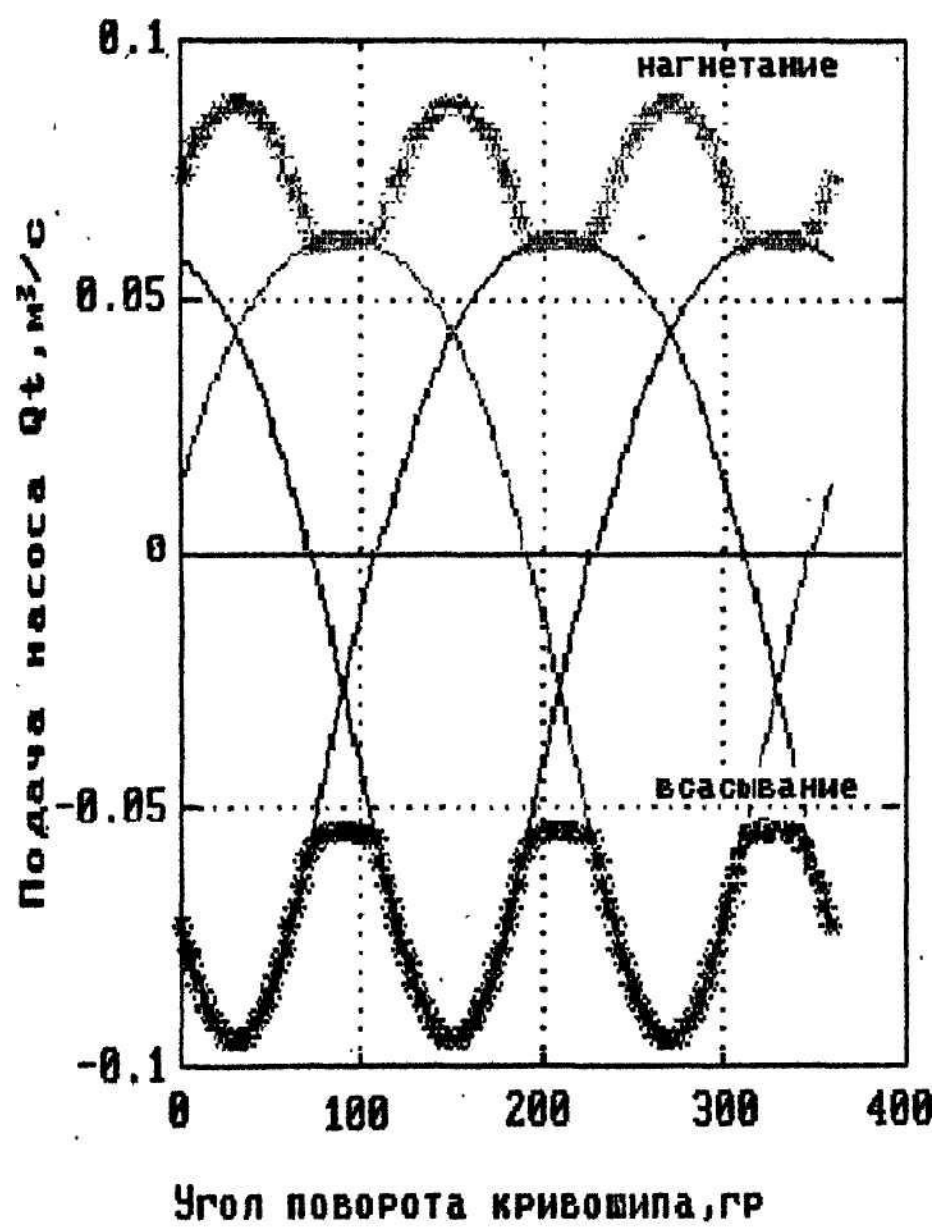
2) улучшения виброакустических и динамических показателей насосной установки.

Были выполнены расчетно-конструкторские проработки насосов ($Q=250 \text{ м}^3/\text{ч}$; $p=10 \text{ МПа}$; $n=120 \text{ ход/мин}$) по конструктивным схемам прототипа и предлагаемого изобретения. Насосы имели соответственно 3 цилиндра и 3 пары цилиндров при двухопорных коленчатых валах (2 коренных подшипника). Как показал проведенный силовой анализ, максимальные силы, действующие на каждый из коренных подшипников, в первом случае больше, чем во втором, в 6,5 раз.

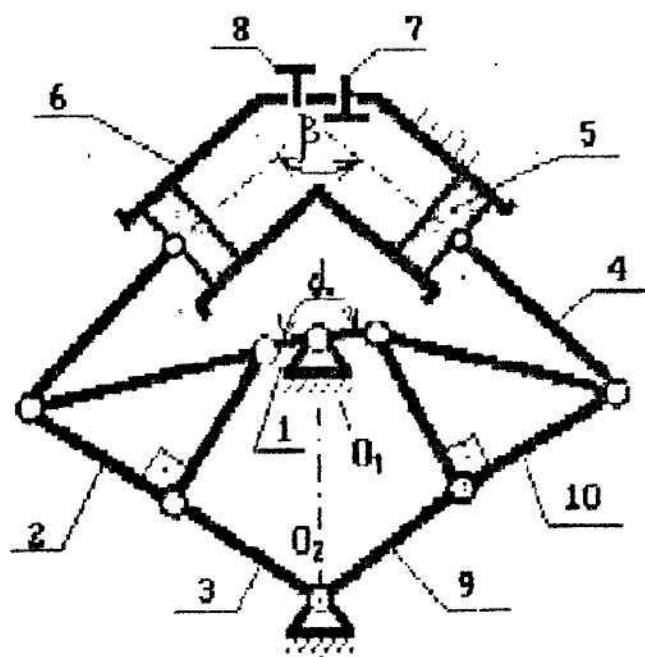
Если же рассматривать силовое нагружение коренных подшипников только при одностороннем расположении цилиндро-поршневых групп с теми же геометрическими размерами, что и у насоса со спаренными цилиндрами, то силы, действующие на опоры вала, в первом случае будут в 4,17 раза больше, чем во втором.

Для уменьшения габаритов машины при одновременном увеличении диаметров поршней и снижении нагрузки на стойку коромысел последняя может быть разнесена на две в противоположные своим шатунам стороны на угол γ , как показано на фиг.5. На эту же величину уменьшится угол β и увеличится угол α при сохранении оптимальных значений коэффициентов наполнения и неравномерности подачи, приведенных ранее в таблице.

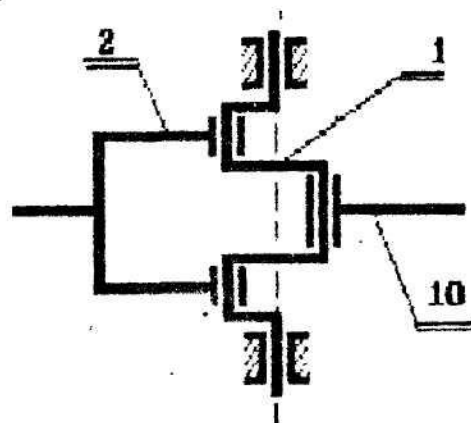
$\alpha, ^\circ$	150	160	170	180	190	200	210
σ	0,295	0,253	0,214	0,176	0,214	0,253	0,296
η_n	0,954	0,960	0,965	0,979	0,965	0,960	0,954



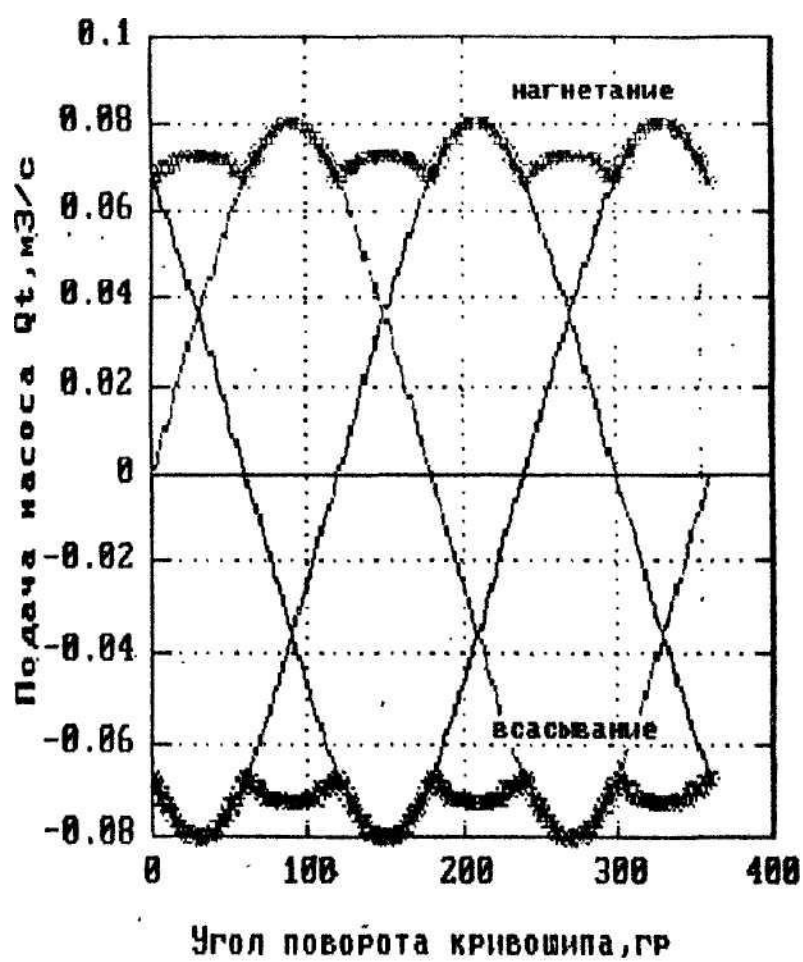
Фиг.1



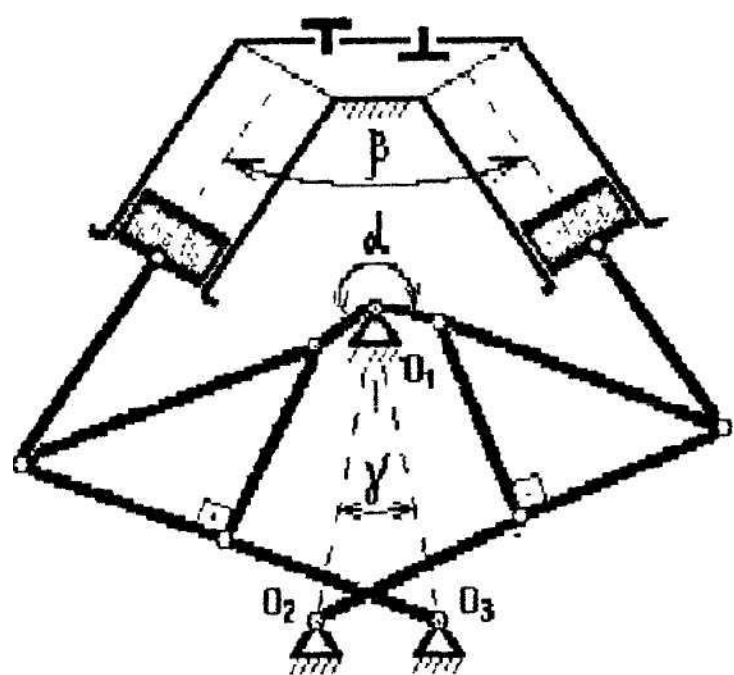
Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4



Фиг. 5