

центробежный насос с приводом, откачивающий смазочное масло (И-20) из системы и подающий его во всасывающий патрубок основных винтовых насосов. Часть жидкости, омывая поверхность фильтроэлемента, вместе с грязью через подпорный дроссель 5 возвращается в бак. Центробежный насос 2 здесь выбран потому, что, благодаря мягкой характеристике, он согласует свою производительность с производительностью основных, винтовых, насосов 7. Кроме того, центробежные насосы значительно меньше изнашиваются абразивными частицами, что повысит долговечность системы.

Кроме того, благодаря подпору на всасывании винтовых насосов, значительно облегчается процесс всасывания ими жидкости, уменьшается требуемый перепад давлений на них и повышается их надежность.

Список источников

1. З.Л. Финкельштейн. Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин. - М.: Недра, 1986.-232 с.

УДК 622.233

ПУЛЬСИРУЮЩИЙ ГИДРОПРИВОД

Финкельштейн З.Л., докт. техн. наук, проф.,
Донбасский горно-металлургический институт

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по применению новой принципиальной системы гидропривода для повышения надежности горных машин.

The outcomes idealized and experimental researches on application of a new principled system of a hydraulic drive for a reliability augmentation of mining machines are adduced.

На износ гидроустройств наибольшее влияние оказывают повышение давления в системе, повышенная загрязненность рабочей жидкости и применение маловязких жидкостей. В то же время тенденция машиностроения состоит именно в росте давлений для снижения размеров исполнительных органов гидроузлов и применение

маловязких жидкостей для высокоскоростных насосов, имеющих большую производительность при тех же размерах. Анализ источников поступления загрязнений в систему свидетельствует, что основная их часть, особенно в запыленной среде, поступает в систему через гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы), имеющие выход через уплотнения в загрязненную среду.

Среди узлов гидропривода наиболее чувствительным к загрязнению является насос. Практически ресурс гидрофицированной машины определяется ресурсом узла распределения насоса. Поэтому возможность снижения изнашивания гидроузлов возможно при разделении жидкости в гидроприводе, при котором насос работал бы на менее вязкой жидкости и при более низком давлении, чем жидкость, на которой работали бы гидромоторы.

Решение этой задачи возможно при применении пульсирующего гидропривода. Суть его состоит в придании частицам жидкости возвратно-поступательного движения в определенных границах.

С точки зрения снижения износа деталей, определяющих долговечность гидропривода, наиболее рациональным является безраспределительный пульсирующий многофазный гидропривод вращательного движения. Конструктивно он может быть выполнен со звездообразным (карданным) и эксцентриковым приводом двух идентичных поршневых машин. Кинематика движения при этом одинакова по обеим схемам. На рис. 1 изображена принципиальная схема трехфазного пульсирующего гидропривода с карданным приводом. Камеры насоса А, В, С соединены соответственно с камерами А₁, В₁, С₁. Количество камер можно увеличить для повышения крутящего момента. При вращении приводом коленчатого вала насоса с камерами А, В, С будет вращаться коленчатый вал гидродвигателя с камерами А₁, В₁, С₁. Поскольку в каждый из соединительных трубопроводов можно встроить мембрану или разделительный плунжер, насос

разным (карданным) и эксцентриковым приводом двух идентичных поршневых машин. Кинематика движения при этом одинакова по обеим схемам. На рис. 1 изображена принципиальная схема трехфазного пульсирующего гидропривода с карданным приводом. Камеры насоса А, В, С соединены соответственно с камерами А₁, В₁, С₁. Количество камер можно увеличить для повышения крутящего момента. При вращении приводом коленчатого вала насоса с камерами А, В, С будет вращаться коленчатый вал гидродвигателя с камерами А₁, В₁, С₁. Поскольку в каждый из соединительных трубопроводов можно встроить мембрану или разделительный плунжер, насос

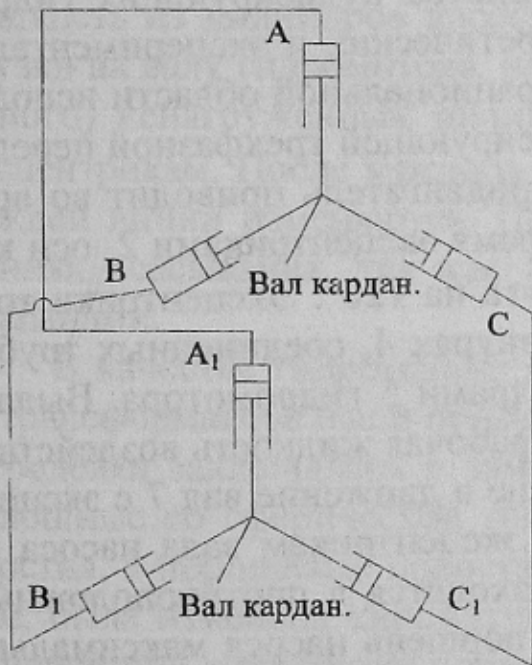


Рисунок 1 - Пульсирующий гидропривод на безраспределительных гидроузлах

водов можно встроить мембрану или разделительный плунжер, насос

и двигатель будут защищены от взаимного проникания жидкости. Более того, появляется возможность иметь в трубопроводах третью жидкость, что весьма важно при работе на специальных жидкостях.

Эффект повышения давления в гидродвигателе по сравнению с давлением в насосе может быть получен при введении в трубопроводы гидротрансформаторов давления. Следует подчеркнуть, что отсутствие всякого рода распределительных узлов в конструкции гидротрансформаторов позволяет значительно повысить объемный к.п.д. системы. Нашими исследованиями установлено в балансе утечек радиально- и аксиально-поршневых гидромашин 90% составляют утечки по распределению.

Правда, возможно снижение гидравлического к.п.д. Из-за потерь энергии, вызванных пульсаций давления в трубопроводах и зависящих от длины соединительных трубопроводов, их жесткости и частоты пульсации.

Исследования влияния гармонической составляющей нагрузки со значительной амплитудой и переменной частотой, хотя и показали возможность появления резонанса в системе, подтвердили допустимость применения гидропривода с разнесенными на расстоянии до 100 м насосом и гидродвигателем.

Очевидные потенциальные достоинства пульсирующих гидроприводов потребовали проведения теоретических и экспериментальных исследований для определения их рациональной области использования. На рис. 2 показана схема пульсирующей трехфазной передачи с эксцентриковым приводом. Электродвигатель приводит во вращение вал 1 с закрепленными на нем тремя эксцентриками 2, оси которых сдвинуты относительно друг друга на 120° . Эксцентрики толкают поршни 3, расположенные в цилиндрах 4, соединенных трубопроводами с соответствующими цилиндрами 5 гидромотора. Выдавливаемая из цилиндров 4 в цилиндры 5 рабочая жидкость воздействует на поршни 6 гидромотора, приводящие в движение вал 7 с эксцентриками, расположенными аналогично эксцентрикам вала насоса. В каждой силовой линии эксцентрики находятся в противоположных фазах относительно поршней, т.е. если поршень насоса максимально удален от оси вала, то поршень гидромотора максимально приближен к оси вала гидромотора. Утечки гидросистемы компенсируются подпиточным насосом 8 обратными клапанами 9. Избыток жидкости подпитывающего насоса сбрасывается предохранительным клапаном 10, настроенным на давление по подпитке.

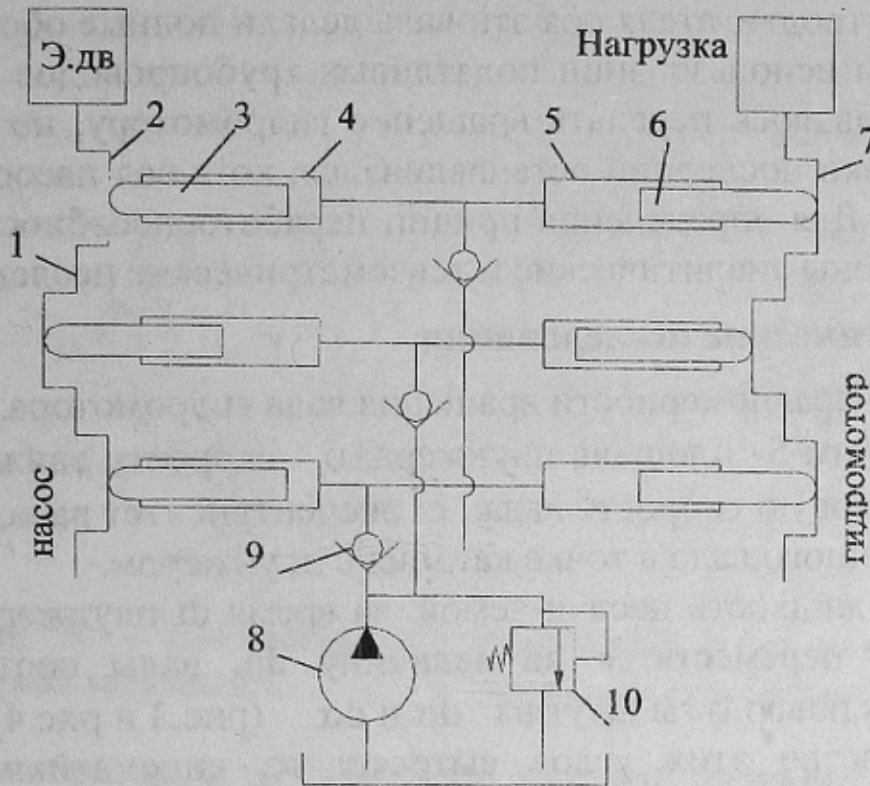


Рисунок 2 - Схема пульсирующего гидропривода

Из схемы видно, что один (или два) плунжера, выталкивающие жидкость из цилиндров насоса, не только преодолевают момент нагрузки на валу гидромотора, но и выталкивают жидкость из двух (или одного) ненагруженных цилиндров насоса, прижимая их поршни к эксцентрикам. После каждого поворота вала на 180° роли поршней в каждой линии изменяются. Подпитка утечек производится только в линиях всасывания, так как линии нагнетания заперты обратными клапанами.

В качестве гидромашин при изготовлении пульсирующего гидротрансформатора были применены два переделанных насоса Н400Е. Переделка заключалась в замене полых плунжеров с клапанами на сплошные со сферической головкой, заглушены нагнетательные отверстия, а поршневые полости соединены между собой. Таким образом, была изменена кинематика насоса на кинематику, аналогичную кривошипно-шатунному приводу.

Испытания пульсирующего гидротрансформатора производились при соединении гидромашин жесткими и податливыми трубопроводами. При этом выяснилось, что в первом случае при равномерном вращении электродвигателем вала насоса вал гидромотора

совершил колебательные движения на 120°C , а при выключении приводного электродвигателя оба эти вала делали полные обороты до остановки. При использовании податливых трубопроводов (резиновых шлангов) удавалось передать вращение гидромотору, но при увеличении нагрузки последний останавливался, хотя вал насоса вращался равномерно. Для определения причин неработоспособности системы были проведены аналитические и тензометрические исследования.

Аналитические исследования

Расчет неравномерности вращения вала гидромотора.

Обозначим S - площадь плунжера; v - скорость движения плунжера; ω - угловую скорость вала; e - эксцентриситет вала; R - радиус эксцентричного вала в точке касания с плунжером.

Считая жидкость несжимаемой, за время dt плунжеры насоса и гидромотора переместятся на величину dh , валы соответственно должны быть повернуты на углы $d\alpha$ и $d\alpha'$ (рис.3 и рис.4).

Неравенство этих углов вытекает из кинематики движения плунжеров. Скорость перемещения плунжера насоса в рассматриваемой схеме

$$v = e\omega(\sin\omega t - \frac{H}{2R}\sin\omega t) \quad (1)$$

Для гидромотора (начало отсчета углов сдвинуто на 180°)

$$v = e\omega'(\sin\omega't - \frac{H}{2R}\sin\omega't) \quad (2)$$

Очевидно, что равенство скоростей возможно лишь при условии

$$\sin 2\alpha = \sin 2\alpha' = 0 \quad (\omega t = \alpha; \omega't = \alpha'),$$

т.е. при $2\alpha = 2\alpha' = 0^{\circ}; 90^{\circ}; 180^{\circ}; 270^{\circ}; 360^{\circ}$.

В общем случае $d\alpha \neq d\alpha'$, т.е. при равномерном вращении вала насоса вал гидромотора должен вращаться неравномерно.

Если же представить, что под действием других плунжеров гидромотор вращается равномерно, то в рассматриваемом канале должно быть либо сжатие жидкости (будем считать положительным), либо разряжение (будем считать его отрицательным). Переходя от мгновенных скоростей к мгновенным производительностям, легко получить

$$\Delta Q_1 = -\omega S \frac{H^2}{2R} \sin 2\alpha \quad (3)$$

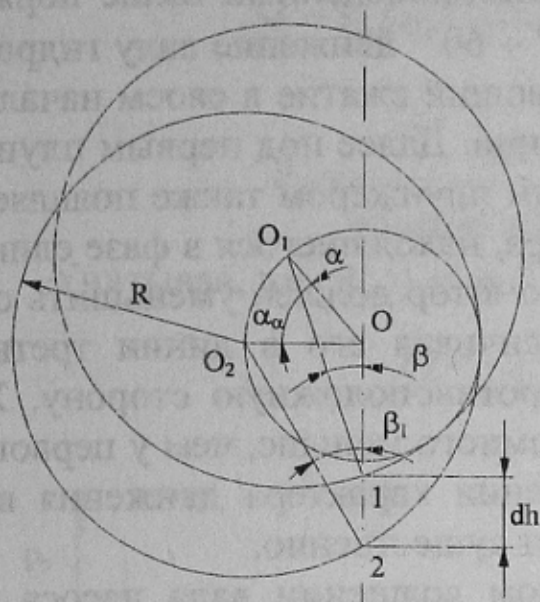


Рисунок 3 - Кинематика эксцентрика вала насоса

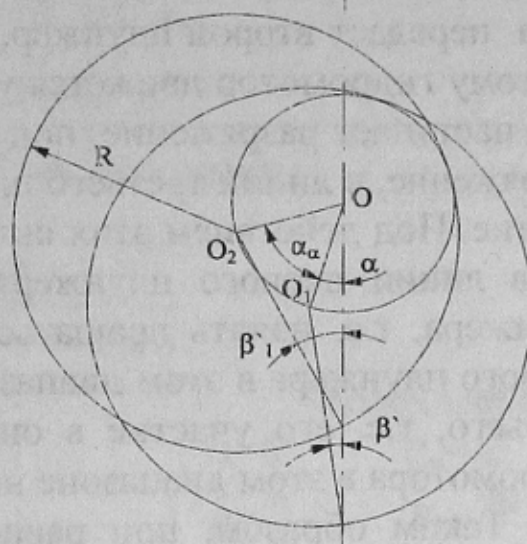


Рисунок 4 - Кинематика эксцентрика вала гидромотора

Таким образом, в трубопроводе в первой половине цикла нагнетания, при условии синхронной работы насоса и гидромотора, будет разрежение, во второй - дополнительное сжатие либо, при условии несжимаемости жидкости и неразрывности потока, в первой половине вал гидромотора должен вращаться замедленно, во второй - ускоренно.

С учетом сдвига по фазе на 120° может описать явление сжатия растяжения в остальных трубопроводах:

$$\Delta Q_2 = - \frac{\omega S e^2}{2R} (\sin 2\alpha - \sqrt{3} \cos 2\alpha) \quad (4)$$

$$\Delta Q_2 = - \omega S \frac{e^2}{2R} (\sin 2\alpha + \sqrt{3} \cos 2\alpha) \quad (5)$$

Рассматривая совместную работу всех трех плунжеров, убеждаемся, что в диапазоне $\alpha = 0^\circ \div 60^\circ$ вал гидромотора вращают первый и второй плунжер, в диапазоне $\alpha = 60^\circ \div 120^\circ$ вал гидромотора вращает только первый плунжер, в диапазоне $\alpha = 120^\circ \div 180^\circ$ - первый и третий и т.д. В тех случаях, когда вращение передается по схеме от двух плунжеров, нагружается фактически только тот плунжер, который создает меньшее разрежение в системе в условиях синхронного вращения. Исходя из (3)-(5), воздействовать на вал гидромотора будет тот же плунжер, который находится в зоне нагнетания в дуге $90^\circ \div 120^\circ$.

Рассматривая с этой точки зрения приведенный выше порядок работы, замечаем, что в диапазоне $0^\circ \div 60^\circ$ движение вала гидромотора передает второй плунжер, создающий сжатие в своем начале, и поэтому гидромотор движется ускоренно. Далее под первым плунжером наступает разряжение, под вторым плунжером также появляется разряжение, в линии третьего плунжера, находящегося в фазе слива, - сжатие. Под действием этих сил гидромотор должен уменьшить объем в линии первого плунжера, увеличивая его в линии третьего плунжера, т.е. начать вращаться в противоположную сторону. Ход второго плунжера в этом диапазоне намного меньше, чем у первого и третьего, т.е. его участие в определении характера движения вала гидромотора в этом диапазоне не будет существенно.

Таким образом, при равномерном вращении вала насоса вал гидромотора, в предположении жестких трубопроводов, должен колебаться с углом, равным примерно 120° . Избежать этого явления можно при профилировании кулачков на валах насоса и мотора в соответствии с (1) и (2), т.е. с учетом второй составляющей - синусоиды с удвоенной частотой.

Расчет емкости аккумулятора при жестких трубопроводах производим таким образом, чтобы компенсировать объем избыточной производительности, который появляется при, как видно из (3), каждом обороте вала в каждой линии на дуге в 90° .

$$\Delta V = \int_0^{\pi/2} S \frac{e^2}{R} \sin 2\alpha = 4e^2 S / R \quad (6)$$

Функции аккумулятора в системе могут выполняться гибкими высоконапорными шлангами. Однако их недостатком является аккумулярование емкости и при приложении внешней нагрузки.

Анализ сил, действующих на плунжер при условии постоянного момента сопротивления, показывает, что со стороны плунжера на гидромотор действует сила $F = P_p S$, которую можно рассматривать как действующую на шатун, поскольку эксцентриковый механизм является видоизмененным кривошипно-шатунным механизмом, у которого диаметр пальца увеличен до размеров эксцентрика.

Момент силы F относительно оси вала

$$M = F \operatorname{tg} \beta (R \cos \beta + e \cos \alpha) \quad (7)$$

Из рис.3 и рис. 4

$$\cos \beta = \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \alpha / R^2} \quad (8)$$

$$M = P_p S e \frac{\sin \alpha (\sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \alpha} + e \cos \alpha)}{\sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \alpha}} \quad (9)$$

$$P_p = \frac{M \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \alpha}}{e S \sin \alpha (\sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \alpha} + e \cos \alpha)} \quad (10)$$

Учитывая, что $R^2 \gg e^2 \sin^2 \alpha$,

$$P_p = \frac{MR}{e S \sin \alpha (R + e \cos \alpha)} \quad (11)$$

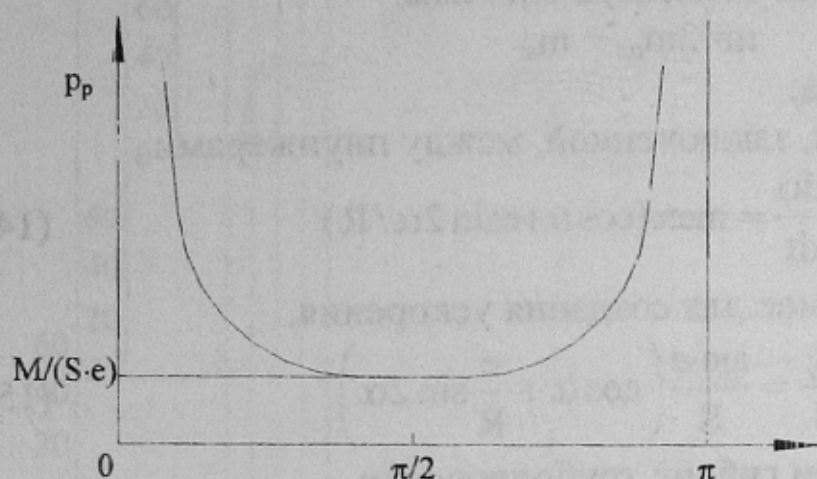


Рисунок 5 - График давлений, развиваемых при работе одного плунжера, на постоянную нагрузку

Из приведенного выше анализа известно, что одна пара плунжеров в линии нагнетания работает при углах $\alpha = 60^\circ \div 120^\circ$. Следовательно, максимальное давление в подпоршневой полости

$$P_{p \max} = \frac{2MR}{\sqrt{3}eS(R + 0,5e)} \quad (12)$$

Так как $R > 0,5 \cdot e$, убеждаемся, что $p_{p \max} < 1,16 \cdot p_{p \min}$. При работе в линии нагнетания двух пар плунжеров равное давление под плунжерами будет при $\alpha = 30^\circ$. Если при этом нагружена только одна пара плунжеров,

$$P_p = \frac{M \cdot R}{0,5eS(R + \frac{\sqrt{3}}{2}e)} \approx \frac{2M}{eS} \quad (13)$$

Отсюда при

$$\alpha = 0 \quad P_p = \infty$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \quad P_p = \frac{M}{eS}$$

$$\alpha = \pi \quad P_p = \infty$$

Выражение (11) графически изображено на рис. 5.

Таким образом, одна пара плунжеров, соединенных трубопроводом, не может преодолевать нагрузку при углах поворота, близких к $0^\circ \div 180^\circ$.

Таким образом, в самых тяжелых условиях, когда при работе двух пар всю нагрузку будет воспринимать одна пара, давление в гидросистеме может колебаться не более чем в два раза.

Определим давление в гидросистеме, которое необходимо для преодоления сил, не связанных с внешней нагрузкой,

$$P_u = m \frac{d^2 h}{dt^2},$$

где P_u - сила, которую нужно приложить к поршню для создания ускоренного движения;

m - масса движущихся элементов системы.

$$m = 2m_{пл} + m_{ж}$$

$m_{пл}$ - масса плунжера;

$m_{ж}$ - масса жидкости, заключенной между плунжерами.

$$P_u = m \frac{dv}{dt} = m \omega e (\cos \alpha + e \sin 2\alpha / R) \quad (14)$$

Давление, необходимое для создания ускорения,

$$P_u = \frac{P_u}{S} = \frac{\omega m e}{S} \left(\cos \alpha + \frac{e}{R} \sin 2\alpha \right) \quad (15)$$

и общее давление при гибких трубопроводах

$$P_{гт} = P_p + P_u = \frac{MR}{eS \sin \alpha (R + e \cos \alpha)} + \frac{e \omega m}{S} \left(\cos \alpha + \frac{e}{R} \sin 2\alpha \right) \quad (16)$$

При жестких трубопроводах возникает периодическая дополнительная составляющая, необходимая для сжатия рабочей жидкости в каналах.

Известно, что $\Delta V = \beta V P_{сж}$,

где ΔV - изменение объема жидкости; V - объем жидкости, подвергаемой сжатию; β - коэффициент сжатия.

Учитывая (6),

$$P_u = \frac{e^2 S}{\beta R V} \sin 2\alpha \quad (17)$$

Таким образом, при жестких трубопроводах

$$P_{ж.т.} = \frac{MR}{eS \sin \alpha (R + e \cos \alpha)} + \frac{\omega m e (\cos \alpha + \frac{e}{R} \sin 2\alpha)}{S} + \frac{e^2 S}{\beta R V} \sin 2\alpha \quad (18)$$

Экспериментальные исследования трехфазной пульсирующей гидросистемы с кривошипно-шатунным приводом показали:

при равномерном вращении вала насоса и жестких трубопроводах гидромотор покачивается на угол 120° , что согласовывается с выводами теории.

Давление под плунжерами при жестких трубопроводах распределяется неравномерно, и по величине давление в наиболее нагруженном трубопроводе соответствует уравнению (18). Особенно ясно это видно на осциллограмме (рис. 6), при съемке которой поворот вала насоса производился с угловой скоростью порядка 30 об/мин.

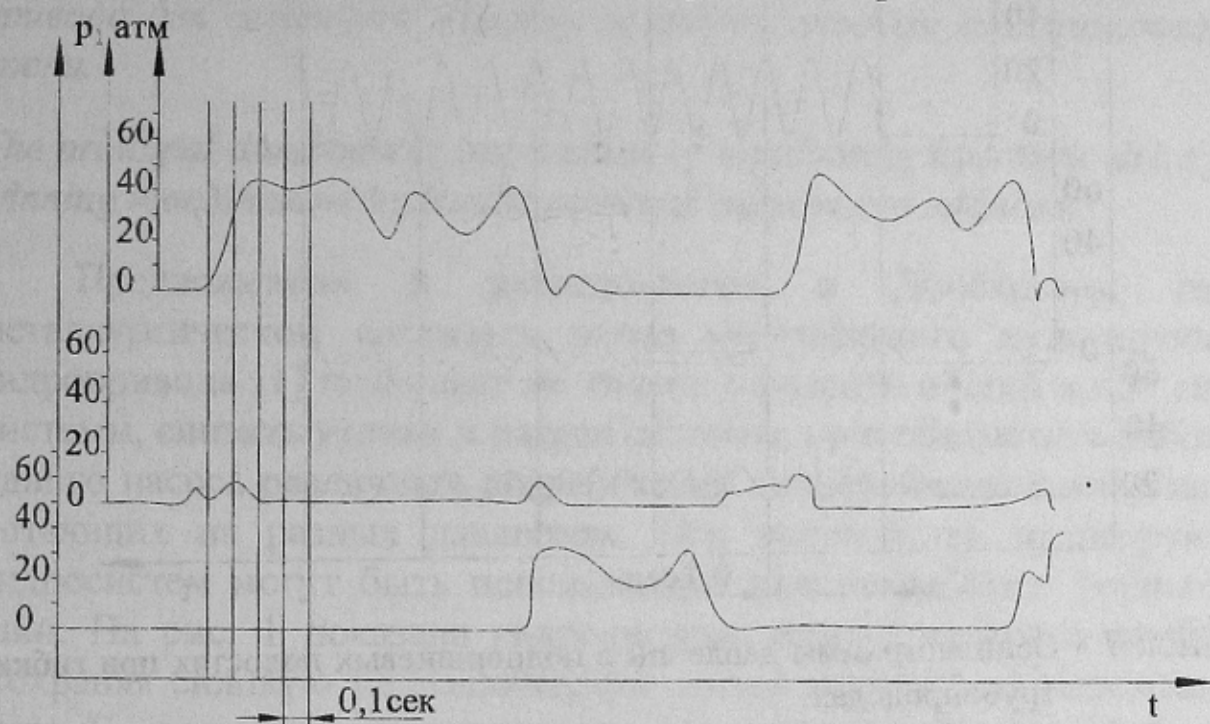


Рисунок 6 - Осциллограммы давлений в подпоршневых полостях при жестких трубопроводах.

Сравнение осциллограмм с аналогичной, полученной при $n = 1470$ об/мин, показало, что с уменьшением угловой скорости давление во всех каналах падает, что объясняется возможностью значительного снижения сжатия за счет утечек через зазоры. Большую часть хода каждая пара плунжеров в фазе нагнетания работает самостоятельно, и разгрузка ее второй парой происходит на дуге 30° , что соответствует выводам теории.

Подтверждена несимметричность синусоидального характера изменения давления, что согласуется с уравнением (15) и объясняется наличием второй составляющей, имеющей отличную от первой частоту.

Исследование гидросистемы, работающей на гибких трубопроводах, подтвердило ее работоспособность и обеспечило достаточно

равномерное и устойчивое вращение вала гидромотора. Давление в каналах, записанное осциллографом (рис. 7), полностью согласуется с расчетным по уравнению (16). При этом синусоидальный характер также несимметричен по описанным выше причинам.

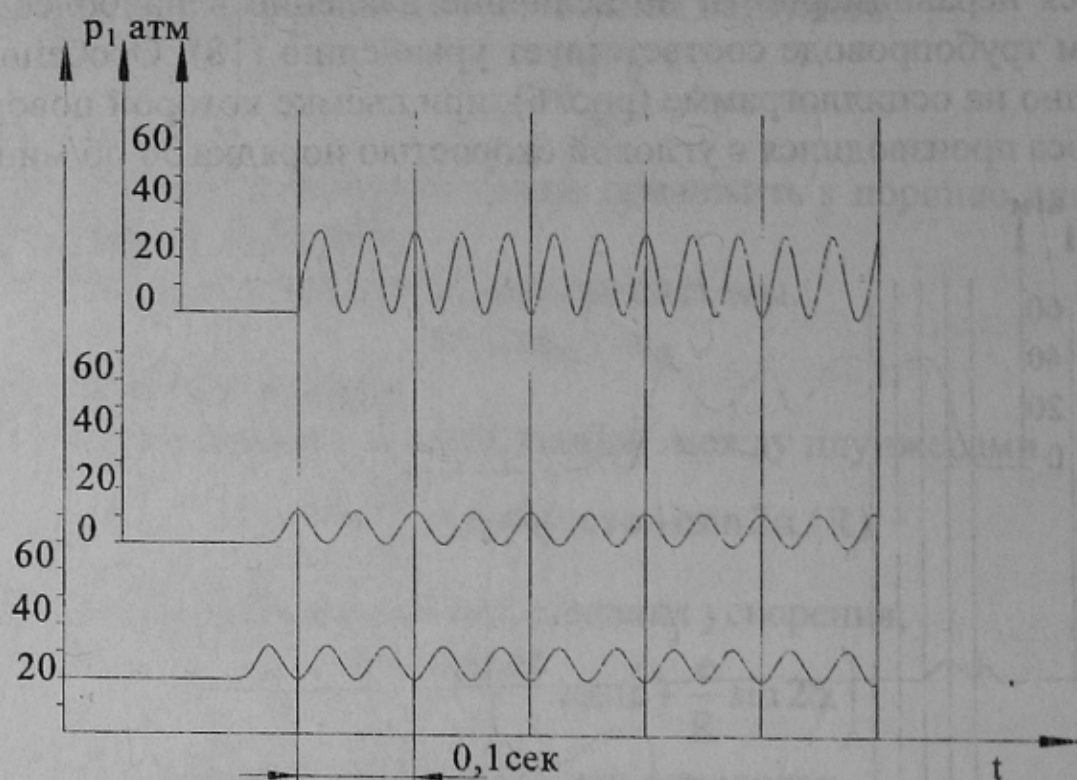


Рисунок 7 - Осциллограммы давлений в подпоршневых полостях при гибких трубопроводах.

Амплитуда давления гидросистемы не зависит от давления подпитки. Исследование показали, что для компенсации утечек достаточно давления в $0,05 \div 0,10$ МПа.