

УДК 622.232

З.Л. Финкельштейн, д-р техн. наук,
Р.Ю. Ткачев, канд. техн. наук

Донбасский государственный технический университет

**О КОМПЕНСАЦИИ УТЕЧЕК В ГИДРОСИСТЕМАХ
С ПОДПИТОЧНЫМ ОДНОПЛУНЖЕРНЫМ НАСОСОМ***Розглядається можливість компенсації витрат в гідросистемах з підживлюючим одноплунжерним насосом за допомогою пружинного акумулятора, параметри якого вибираються на підставі частотних характеристик.**The possibility of compensation for leaks in hydraulic systems with makeup odnoplunzhernym pump with spring-loaded accumulator, whose parameters are chosen on the basis of frequency characteristics***Проблема и ее связь с научными
и практическими задачами**

Угольные комбайны 1К101У составляют большую часть эксплуатируемых в настоящее время добычных машин. Вследствие простоты конструкции, малых габаритов по высоте, следовательно, и меньшей необходимости в присечке вмещающих пород на тонких пластах этот комбайн в свое время стал самой серийно выпускаемой машиной ЗАО «Горловский машиностроитель».

Как показала статистика, более 50 % всех отказов работы добычных машин в отрасли приходится на долю именно этого комбайна. Причина подавляющего числа отказов — выход из строя насосов 1НП120 в механизмах перемещения 1Г405 или Г404. Внешние проявления этих неполадок — изнашивание сношенных поверхностей старторного подшипника, «юбкообразность» отверстий под поршни в роторе насоса, большой износ распределительной оси и ее деформации. В механизмах перемещения Г404 и 1Г405 в качестве источника подаваемой в линию подпитки жидкости применяется одноплунжерный насос, плунжер которого половину периода всасывает жидкость из ванны и половину периода нагнетает ее в линию подпитки. Таким образом, во время всасывания подпитывающим насосом жидкости в свою камеру основной насос остается без подпора. За это время, по крайней мере, 10 поршней в основном насосе будут недовсасывать жидкость, т. е. объем жидкости, подаваемой в подпоршневую полость, будет меньше, чем необходимо для полного заполнения этой полости. В результате возможны две ситуации: первая — в подпоршневых полостях основного насоса создается разрежение, плунжеры будут выдвигаться под действием центробежных сил, и при соединении этих полостей с линией нагнетания основного насоса они будут заполняться жидкостью из этой линии вместо того, чтобы нагнетать ее в эту линию; вторая — плунжеры основного насоса будут выдвигаться настолько, насколько жидкость сможет войти в них из линии всасывания. В этой ситуации из-за дефицита подпитки прекратится контакт с поверхностью скошенного подшипника, и при соединении подпоршневой полости плунжеров с линией нагнетания контакт восстановится с сильным ударом. Обе ситуации ведут к значительным колебаниям давления, ампли-

туда которых может быть соизмерима с уровнем давления, создаваемым одноплунжерным насосом [1].

Анализ исследований и публикаций

В принципе, эта проблема может быть решена заменой одноплунжерного насоса шестеренным или пластинчатым [2]. Но это приведет к потере взаимозаменяемости и к созданию нового насоса и нового механизма перемещения. Поскольку заказы на 1К101У чрезвычайно редки, нужно думать о «спасении» уже выпущенных и работающих комбайнов.

На основании проведенных расчетов, научными работниками Донбасского государственного технического университета, было выявлено, что применяемый одноплунжерный насос по своей подаче не компенсирует дефицит подпитки в момент максимальной нагрузки, действующей на механизм подачи (по характеристике — 180 кН), когда утечки достигают максимального значения, к тому же он не подает жидкость на подпитку в момент собственного всасывания. Расчеты дефицита подпитки полностью объясняли все наблюдаемые на практике дефекты [3]. Нами было предложено установить в линии подпитки серийных машин пружинный аккумулятор, а подпиточный насос заменить таким же, но с большим диаметром плунжера.

Исходя из расчетов и учитывая возможности размещения вновь изготовленных узлов в имеющихся габаритах серийного механизма перемещения, теоретическая подача нового подпиточного насоса была увеличена с 9,12 до 11,7 л/мин. разработан аккумулятор емкостью 18 см³ с активным объемом подпитки 3,5 см³ при давлении 0,5 МПа.

Проведенные экспериментальные исследования выявили недостатки аккумулятора [1]. Изначально аккумулятор рассчитывался на демпфирование пульсаций давления, однако в ходе исследований выяснилось, что компенсация дефицита подпитки осуществляется не вовремя и поэтому сглаживание пульсаций не приводит к значительному эффекту. Кроме того, в соответствии с технической характеристикой машины он был рассчитан на давление до 0,5 МПа. Фактически давление составляет 0,7–1 МПа, что требует усиления пружины.

Постановка задачі

Определение конструктивных оптимальных параметров пружинного аккумулятора для своевременного пополнения дефицита жидкости.

Изложение материала и его результаты

Для того чтобы аккумулятор служил дополнительным источником энергии, накапливая ее в момент нагнетания жидкости подпиточным насосом и возвращал ее в линию подпитки в момент всасывания жидкости насосом из ванны, тем самым удваивая количество возникших пульсаций давления вследствие неравномерности подачи подпиточного насоса, необходимо, чтобы его резонансная частота была приблизительно равна частоте пульсации. Так у насоса, работающего при частоте вращения $n = 1500$ об/мин и имеющего один плунжер, частота пульсаций составит

$$f = \frac{1500 \cdot 1}{60} = 25 \text{ Гц.}$$

Если резонансная частота аккумулятора будет близка к частоте пульсаций, то пополнение дефицита жидкости будет более эффективным, а главное своевременным.

Дифференциальное уравнение движения поршня аккумулятора в предположении линейной зависимости силы трения от скорости имеет вид

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + \alpha \frac{dx}{dt} + cx = \Delta p S,$$

где $M = M_{\text{п}} + M_{\text{ж}} + M_{\text{тр}}$ приведенная масса, равная сумме масс: поршня $M_{\text{п}}$, жидкости в аккумуляторе $M_{\text{ж}}$ и приведенной массы жидкости в присоединительной труб-

ке $M_{\text{тр}} = l f \rho \frac{S}{S_{\text{тр}}}$; l — длина трубки; $S_{\text{тр}}$ — площадь поперечного сечения трубки; S — площадь поршня аккумулятора; α — коэффициент вязкого трения; c — жесткость пружины; x — перемещение поршня аккумулятора; Δp — изменение давления в жидкости под поршнем аккумулятора.

Передаточная функция аккумулятора находится из уравнения

$$\frac{x}{\Delta p} = \frac{S/c}{M/c p^2 + \alpha/c p + 1},$$

которую можно также выразить через резонансную частоту и коэффициент демпфирования:

$$\frac{x}{\Delta p} = \frac{S/c}{\omega_p^2 p^2 + \frac{2\delta}{\omega_p} p + 1},$$

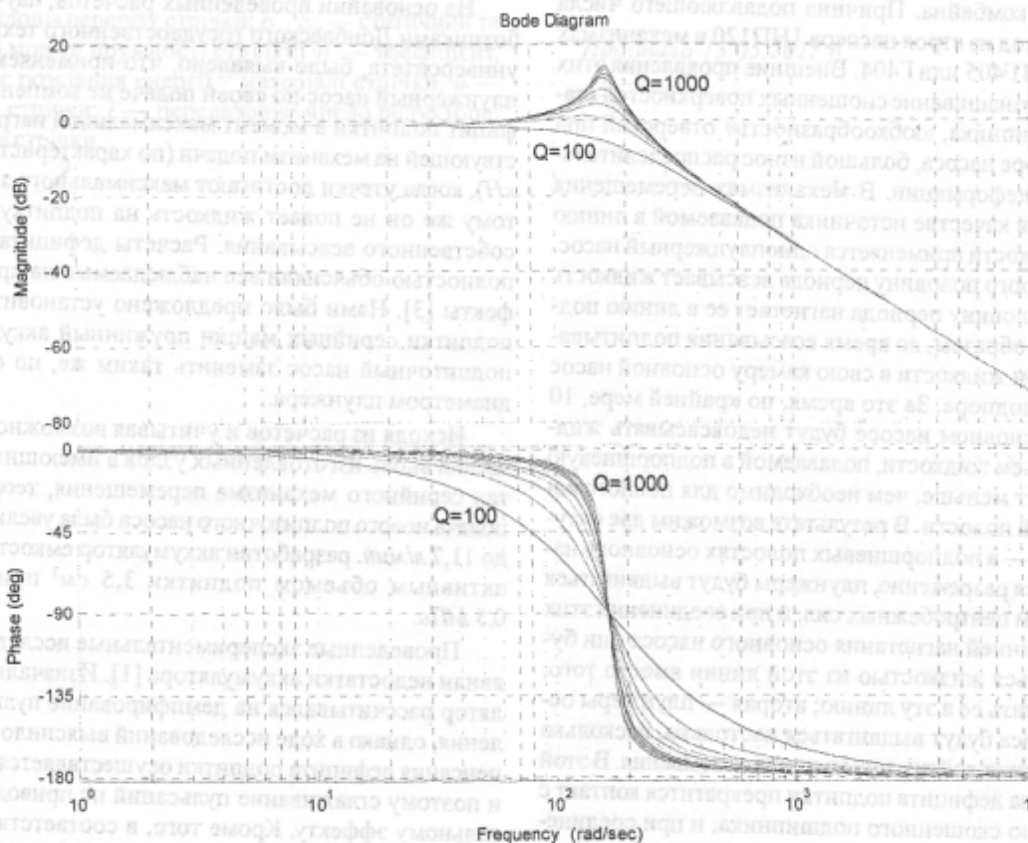


Рис. 1. Логарифмические амплитудочастотная и фазочастотная характеристики аккумулятора с различной добротностью Q.

где $\omega_p = \sqrt{c/M}$ — резонансная частота; $\delta = \frac{\alpha}{2\sqrt{cM}}$ — коэффициент демпфирования.

Резонансная частота для системы такого типа может быть определена на основании конструктивных параметров. Определение же коэффициента демпфирования является более трудным делом, его значение можно принять равным 0,01 на основании средне-ориентировочных экспериментальных данных для стальных пружин [4].

Из (2) видно, что основными параметрами настройки аккумулятора являются жесткость пружины и приведенная масса, варьируя которые можно обеспечить эффективную работу на необходимой резонансной частоте. Так, например, изменив материал поршня аккумулятора на алюминий, масса поршня уменьшилась до 15 г по сравнению со стальным — 89 г. Увеличив жесткость с 12 кг/см до 62 кг/см путем подбора диаметра проволоки пружины, удалось приблизить собственную частоту недемпфированных колебаний поршня аккумулятора к требуемой частоте 25 Гц.

Эффективную работу аккумулятора, согласно электрогидравлической аналогии, можно оценить по добротности, показывающей, во сколько раз запасы энергии в системе больше, чем потери энергии за один период колебаний. Добротность Q обратнопропорциональна скорости затухания собственных колебаний в системе. То есть, чем выше добротность колебательной системы, тем меньше потери энергии за каждый период и тем медленнее затухают колебания. На рис. 1 построены частотные характеристики пружинного аккумулятора при различных значениях добротности, из которых можно определить фазовый сдвиг и амплитуду пульсаций давления в аккумуляторе на резонансной частоте.

Из фазочастотной характеристики видно, что при рассчитанной жесткости пружины обеспечивается сдвиг накопленной в аккумуляторе рабочей жидкости на $-A/2$ (-90°), т.е. ровно на полпериода. По добротности также можно оценить практическую реализуемость конструктивных элементов аккумулятора. Так на основании проведенных расчетов, добротность аккумулятора, настроенного на резонанс составила 835 ед. При этом для обеспечения на-

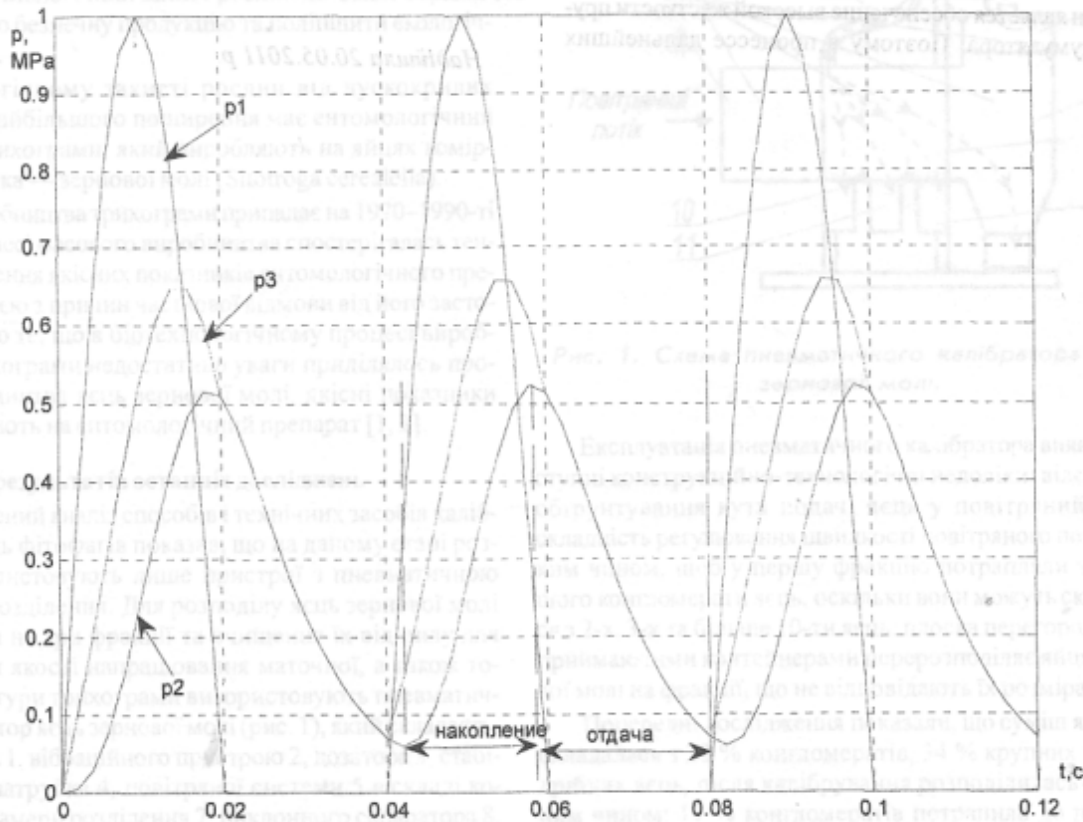


Рис. 2. Графики пульсаций давления на выходе одноплунжерного насоса (p1), в аккумуляторе (p2) и линии подпитки (p3) с учетом коэффициента демпфирования.

дежности работы пришлось изменить конструкцию аккумулятора и его пружины, вынеся ее за пределы корпуса аккумулятора и изменив тем самым характер ее работы с сжатия на растяжение.

На рис. 2 показаны графики пульсаций давления, полученные при моделировании работы аккумулятора с внешней пружиной с учетом коэффициента демпфирования и уточненных параметров. Как видно из графиков, при настройке параметров аккумулятора в резонанс в линии подпитки всегда будет присутствовать повышенное давление в полупериод импульса одноплунжерного насоса, что обеспечит отсутствие «голодания» в линии всасывания основного насоса.

Выводы и направления дальнейших исследований

1. Несмотря на свою плохую репутацию из-за высокой пульсации подачи и отсутствия ее во второй полупериод, одноплунжерные насосы являются применимыми с конструктивной точки зрения. Эти насосы легко встраиваются в систему, занимают мало места и очень просты в изготовлении. Как вариант можно в качестве подпитывающего рассматривать один из основных поршней насоса.
2. Проведенные расчеты и экспериментальная проверка показали, что недостатки одноплунжерных насосов могут быть компенсированы правильно подобранными пружинными аккумуляторами с изменяющейся по мере наполнения емкости жесткостью податливых элементов.
3. Наибольшую трудность в условиях малогабаритных машин является обеспечение высокой жесткости пружины аккумулятора. Поэтому в процессе дальнейших

исследований следует обратить особое внимание на использование сильфонов, рессор, пружин из профилей переменного сечения.

4. В настоящее время разработанные на основании теоретических расчетов чертежи аккумулятора системы подпитки переданы ЗАО «Горловский машиностроитель» на встройку в серийно выпускаемые машины.

Литература

1. Финкельштейн, З.Л. Пути повышения надежности угольных комбайнов 1К101У [Текст] / З.Л. Финкельштейн, Н.З. Бойко, Е.Ф. Колесников, А.С. Хабазня // Уголь Украины. — 2010. — №10. — С. 25—28.
2. Льюис, Э, Стерн, Х. Гидравлические системы управления / пер. с англ. А.М. Банштыка. — М.: Мир, 1966. — 407 с.
3. Финкельштейн, З.Л. Повышение работоспособности гидросистем мобильных машин с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости // З.Л. Финкельштейн, Н.З. Бойко // Гидросистема мобильных и технологических машин: сборник докладов / Белорусск. национал. техн. ун-т. — Минск. — 2010. — С.41—47.
4. Хвингия, М.В. Колебания пружин // Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. — М.: Машиностроение. — 1980. — Т.3 Колебание, машин конструкций и их элементов. — Гл. 3. — С. 37—61.

Надійшла 20.05.2011 р.

