



Снижение потерь энергии при работе гидравлического пресса

При работе целого ряда гидрофицированных машин, в частности, гидравлических прессов, полезная мощность их гидропривода существенно изменяется в течение рабочего цикла. В связи с этим при обеспечении выполнения гидроприводом всех необходимых функций имеется возможность использования для привода его насоса двигателя с номинальной мощностью меньшей, нежели максимальная мощность, потребляемая гидроприводом.

Указанная возможность реализуется при использовании на машине устройства, аккумулирующего (накапливающего) энергию в те периоды времени, когда потребляемая гидроприводом мощность меньше номинальной мощности приводящего двигателя насоса. Роль такого устройства может выполнять маховик или гидравлический аккумулятор.

Различные варианты использования маховика в гидроприводе кузнечно-прессовых машин рассмотрены в работе [1].

В работе [2] показано, как при использовании маховика можно не только обеспечить снижение необходимой номинальной мощности приводящего двигателя насоса, но и добиться существенного снижения потерь энергии

при работе гидропривода пресса за счет рекуперации потенциальной энергии $E_{\text{пот}}$, накапливаемой к концу рабочего хода пресса в напряженных металлоконструкциях пресса, находящейся под высоким давлением жидкости и стенок каналов, в которые она заключена, в силу упругих деформаций перечисленных компонентов пресса. Следует отметить, что в некоторых случаях упомянутая энергия $E_{\text{пот}}$ может быть соизмерима с полезной работой, произведенной прессом, и даже превышать ее [1, 2, 3].

Однако в прессостроении насосно-маховичные приводы не получили распространения. В настоящее время широко применяются насосно-аккумуляторные гидроприводы прессов. Причем при существующем их исполнении энергия $E_{\text{пот}}$ по окончании рабочего хода пресса преобразуется в тепловую энергию в процессе разгрузки полостей рабочих гидроцилиндров от давления и, в конечном итоге, теряется. Потери энергии

Епот на каждом рабочем цикле пресса приводят к снижению его коэффициента полезного действия (КПД) и осложняют решение проблемы поддержания требуемого температурного режима работы гидросистемы пресса.

На вертикальных гидравлических прессах холостой ход вниз подвижной траверсы («свободное опускание» траверсы) осуществляется преимущественно под действием силы тяжести самой траверсы и движущихся вместе с ней частей пресса (например, плунжеров рабочих гидроцилиндров и закрепленной на траверсе штамповой оснастки).

Скорость движения подвижной траверсы при ее холостом ходе вниз регулируется путем изменения площади проходного сечения сливного клапана подъемных гидроцилиндров (или другого дросселирующего гидроаппарата, установленного в гидролинии, соединяющей подъемные гидроцилиндры с гидробаком).

При отсутствии в составе гидропривода пресса уравнивающих гидроцилиндров вся потенциальная энергия подвижной траверсы пресса при ее холостом ходе вниз теряется, поскольку частично расходуется на совершение работы против сил трения в подвижных парах направляющих траверсы и ее гидроцилиндров привода, а в основном преобразуется в тепловую энергию жидкости, вытесняемой из подъемных гидроцилиндров (подъемных полостей рабочих гидроцилиндров) в гидробак гидросистемы через сливной клапан подъемных гидроцилиндров (или другой дросселирующий гидроаппарат, установленный в гидролинии, соединяющей подъемные гидроцилиндры с гидробаком, и используемый для регулирования скорости движения подвижной траверсы при ее холостом ходе вниз).

Вышеуказанных неоправданных потерь энергии в значительной степени можно избежать, если использовать в составе насосно-аккумуляторного гидропривода пресса гидропреобразователь, работающий как мультипликатор давления с автоматически изменяемым коэффициентом преобразования [4].

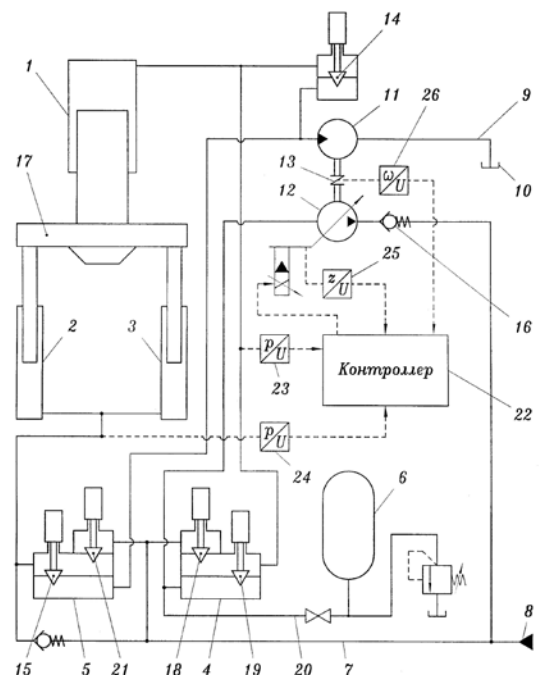
На рис. 1 показана принципиальная гидравлическая схема вертикального пресса с таким гидропреобразователем.

Гидропреобразователь состоит из объемных гидромотора 11 и насоса 12, валы которых соединены между собой посредством муфты 13.

При этом входной канал гидромотора 11 посредством управляемого двухлинейного двухпозиционного клапана 14 соединен с рабочей полостью рабочего гидроцилиндра 1 и посредством управляемого двухлинейного двухпозиционно-



РИС. 1.
Упрощенная принципиальная схема гидропривода подвижной траверсы вертикального пресса с гидропреобразователем:
1 — рабочий гидроцилиндр; 2, 3 — подъемные гидроцилиндры; 4 — гидрораспределитель рабочих гидроцилиндров; 5 — гидрораспределитель подъемных гидроцилиндров; 6 — бак наполнения; 7 — напорная гидролиния; 8 — насосно-аккумуляторная станция; 9 — сливная гидролиния; 10 — гидробак; 11 — гидромотор; 12 — насос; 13 — соединительная муфта; 14, 15, 18, 19, 21 — управляемые клапаны; 16 — обратный клапан; 17 — подвижная траверса; 20 — наполнительно-сливная гидролиния; 22 — контроллер; 23, 24 — датчики давления; 25 — датчик положения регулирующего органа насоса 12; 26 — датчик угловой скорости вращения валов гидромотора 11 и насоса 12



го клапана 15 — с рабочими полостями подъемных гидроцилиндров 2, 3, а его выходной канал — со сливной гидролинией 9. Входной канал насоса 12 гидравлически соединен с баком наполнения 6, а его выходной канал посредством обратного клапана 16 — с напорной гидролинией 7.

На рис. 1 в качестве примера показан случай, когда гидромотор 11 выполнен нерегулируемым, а насос 12 — регулируемым с пропорциональным электрическим управлением. Возможен вариант исполнения гидропреобразователя, когда насос 12 является нерегулируемым, а гидромотор 11 — регулируемым с пропорциональным электрическим управлением.

Электрический узел управления насоса 12 соединен с выходом входящего в состав системы управления пресса контроллера 22, входы которого соединены с выходами: датчика давления 23 в рабо-

чей полости рабочего гидроцилиндра 1, датчика давления 24 в рабочих полостях подъемных гидроцилиндров 2, 3, датчика положения 25 регулирующего органа насоса 12 и датчика 26 угловой скорости вращения валов гидромотора и насоса.

Для осуществления работы гидропреобразователя в режиме мультипликатора давления при текущем значении давления во входном канале гидромотора 11, которое при пренебрежении гидравлическими потерями равно давлению в рабочей полости рабочего гидроцилиндра 1, если открыто проходное сечение клапана 14, или давлению в рабочих полостях подъемных гидроцилиндров 2, 3, если открыто проходное сечение клапана 15, текущее значение вращающего момента на валу гидромотора должно быть не меньше значения вращающего момента, который требуется создать на валу насоса в тот же момент времени с тем, чтобы обеспечить вращение валов

обеих указанных гидромашин с определенной угловой скоростью ω .

Поскольку текущее значение давления в соответствующих гидроцилиндрах (рабочем **1** и подъемных **2, 3**) прессы контролируется с помощью датчика давления, сигнал с выхода которого поступает на соответствующий вход контроллера, то в контроллере производится вычисление предельного значения рабочего объема регулируемой гидромашин, необходимого в данный момент времени для осуществления работы гидропреобразователя, и на основании зависимости рабочего объема этой гидромашин от положения (координаты) z ее регулирующего органа определяется требуемое значение координаты z_T .

Однако, установка регулирующего органа регулируемой гидромашин в положение с координатой z_T не гарантирует желаемый ход протекания процесса преобразования (рекуперации) энергии посредством гидропреобразователя, поскольку при вычислении значения z_T невозможно точно учесть все определяющие факторы.

В связи с этим управляющий электрический сигнал, подаваемый с выхода контроллера на электрический узел управления регулируемой гидромашин, в процессе рекуперации энергии корректируется с учетом заданного ω_3 и фактического ω_Φ текущих значений угловой скорости ω вращения валов гидромотора и насоса (с использованием отрицательной обратной связи по угловой скорости).

При этом величина ω_3 задается с помощью контроллера, а величина ω_Φ контролируется с помощью датчика угловой скорости, сигнал с выхода которого поступает на соответствующий вход контроллера.

В результате, процесс преобразования (рекуперации) энергии посредством гидропреобразователя происходит вне зависимости от значения давления в гидроцилиндрах прессы. Более того, благодаря использованию отрицательной обратной связи по угловой скорости вращения валов гидромотора и насоса, этот процесс протекает при заданной угловой скорости вращения валов гидромашин, что позволяет регулировать расход рабочей жидкости из гидроцилиндров. Потери энергии в данном случае являются минимальными и определяются, главным образом, лишь совершенством используемых стандартных гидромашин (гидромотора и насоса).

Рассматриваемый гидропривод в режимах рекуперации энергии работает следующим образом.

Холостой ход вниз подвижной траверсы **17** осуществляется при открытых проходных сечениях клапанов **15** и **19**.

При этом рабочая жидкость в рабочую полость рабочего гидроцилиндра **1** поступает через наполнительно-сливной клапан **19** по гидролинии **20** из бака наполнения **6**, а из рабочих полостей подъемных гидроцилиндров **2, 3** вытесняется через клапан **15** во входной канал гидромотора **11** и создает на его валу вращающий момент, под действием которого вал гидромотора вместе с соединенным с ним посредством муфты **13** валом насоса **12** приходит во вращение с заданной угловой скоростью, которое сопровождается подачей насосом **12** рабочей жидкости из бака наполнения **6** через обратный клапан **16** в напорную гидролинию **7** прессы и далее в гидроаккумулятор насосно-аккумуляторной станции **8**. В результате при минимальных потерях происходит преобразование (рекуперация) потенциальной энергии подвижной траверсы **17** и движущихся вместе с ней частей прессы в потенциальную энергию давления рабочей жидкости в гидроаккумуляторе насосно-аккумуляторной станции **8**.

При этом скорость опускания траверсы **17** легко регулируется машинным способом путем изменения рабочего объема насоса **12**. При прочих равных условиях уменьшение рабочего объема насоса **12** влечет за собой увеличение скорости опускания траверсы **17**.

Для осуществления рабочего хода производится закрытие проходного сечения наполнительно-сливного клапана **19** рабочего гидроцилиндра **1** и затем открытие проходного сечения его напорного клапана **18** на величину, необходимую для осуществления деформации заготовки с заданной скоростью движения траверсы **17**. Во время рабочего хода в рабочую полость рабочего гидроцилиндра **1** жидкость поступает через клапан **18** из напорной гидролинии **7**. При переходе к рабочему ходу рабочий объем насоса **12** уменьшается до нуля, благодаря чему рабочая жидкость вытесняется из рабочих полостей подъемных гидроцилиндров **2, 3** в бак **10** через открытое проходное сечение клапана **15** и гидромотор **11** при минимальных потерях давления.

После окончания рабочего хода проходные сечения напорного клапанов **18** и **15** закрываются и открывается проходное сечение клапана **14**. Рабочая жидкость из полости рабочего гидроцилиндра **1**, вследствие своего расширения и уменьшения напряжений в металлических частях прессы, поступает во входной канал гидромотора **11**, обуславливая подачу насосом **12** жидкости из бака наполнения **6** через обратный клапан **16** в напорную гидролинию **7** прессы (и далее в гидроаккумулятор насосно-аккумуляторной станции **8**).

По мере перетекания жидкости из рабочего гидроцилиндра **1** через гидромотор **11** в бак **10** давление жидкости в рабочем гидроцилиндре **1** снижается, что сопровождается уменьшением рабочего объема насоса **12** (и соответственно момента сопротивления на его валу), благодаря чему, несмотря на понижение давления в рабочем гидроцилиндре **1**, процесс декомпрессии продолжается при обеспечении заданной скорости вращения валов гидромотора **11** и насоса **12**.

Энергия жидкости высокого давления, поданной насосом **12** в гидроаккумулятор насосно-аккумуляторной станции **8** при выполнении холостого хода вниз подвижной траверсы **17** и при разгрузке рабочего гидроцилиндра от давления по окончании рабочего хода прессы, используется далее для совершения полезной работы при выполнении подъема и рабочего хода подвижной траверсы **17**, в результате чего повышается КПД прессы.

Заключение

Применение в гидросистеме прессы с насосно-аккумуляторным приводом гидропреобразователя, работающего как мультипликатор давления с автоматическим изменяемым коэффициентом преобразования, позволяет осуществить рекуперацию значительной части потенциальной энергии упругих деформаций при разгрузке рабочих гидроцилиндров от давления по окончании рабочего хода, а для вертикальных прессов также рекуперацию потенциальной энергии положения подвижной траверсы при ее опускании. Это способствует повышению КПД прессы. При прочих равных условиях, благодаря соответствующему уменьшению потерь энергии, снижается нагрев рабочей жидкости и упрощается решение проблемы поддержания требуемого температурного режима работы гидропривода прессы. ●

Гойдо М.Е., к.т.н, Бодров В.В.,
к.т.н, Багаутдинов Р.М.,

УРАЛЬСКИЙ ИНЖИНИРИНГОВЫЙ ЦЕНТР,
ЧЕЛЯБИНСК

Литература

1. Бочаров Ю. А., Прокофьев В.Н. **Гидропривод кузнечно-прессовых машин**. Учеб. пособие для машиностроит. вузов. М.: Высш. школа, 1969.
2. **Гидравлические прессы. Некоторые конструкции и расчеты** / Под ред. Б.П. Васильева. М.: Машиностроение, 1966.
3. Добринский Н. С. **Гидравлический привод прессов**. М.: Машиностроение, 1975.
4. Патент № 2515779 (RU). **Гидравлический привод подвижной траверсы прессы** / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов. // Опул. в Б.И. — 2014. — № 14.