

## ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ ГИДРОПРИВОД С ЭЛЕКТРОННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ

### ENERGY-SAVING HYDRAULIC DRIVE WITH ELECTRONIC SPEED CONTROL

Предложен новый способ регулирования расхода и электрогидравлический бескомпенсаторный гидропривод. Основная идея заключается в совмещении функций регулирования расхода и регулирования давления в одном гидроаппарате – пропорциональном распределителе, за счет чего из тракта передачи гидравлической энергии устраняется инерционный гидромеханический элемент – компенсатор давления. Разработанный оптимизационный алгоритм регулирования снижает перепады давления на пропорциональном распределителе путем максимально возможного открытия его рабочих окон. Частным случаем предложенного способа регулирования является объемный способ регулирования скорости при работе электрогидравлического привода на одиночную нагрузку. Экономия энергии достигается за счет исключения потерь энергии на компенсаторах давления и уменьшения потерь энергии на пропорциональных распределителях. Улучшение динамических характеристик гидропривода и упрощение принципиальной гидросхемы обусловлены исключением инерционного пружинного компенсатора давления. Теоретический КПД предложенного гидропривода приближается к единице.

Ключевые слова: энергосбережение, КПД, гидропривод, электронное регулирование, оптимизация.

#### Введение

Современные энергосберегающие гидроприводы мобильной техники достигли существенного прогресса благодаря массовому применению чувствительных к нагрузке систем. Новейшим инновационным достижением можно считать начавшийся процесс коммерциализации более энергоэкономичных электрогидравлических *flow matching* (*flow sharing*, *LUDV*) систем с разомкнутым контуром регулирования. Специфические особенности схемных решений и принципа работы этих систем потребовали выделения их в особый *flow on demand* [1] (поток по требованию) тип гидропривода. Отличительными признаками *flow on demand* систем являются — насос с электрогидравлическим регулированием (электропропорциональным), джойстик (или другое задающее устройство) и контроллер. Производительность насоса определяется контроллером путем суммирования сигналов, поступающих из задающего устройства.

Основная проблема, возникающая при разработке схемы *flow on demand* гидропривода, состоит в необходимости согласования двух противоречивых характеристик: энергоэффективности и высоких динамических показателей. Улучшение одной из характеристик, вызывает ухудшение другой. Устранение взаимовлияния повысит энергоэффективность гидропривода и улучшит динамические характеристики.

#### Анализ последних разработок

К наиболее значимым для практического применения достижениям энергосберегающих технологий в области

электрогидравлического *flow matching* гидропривода следует отнести два типа [1] базовых принципиальных гидросхем. Общими элементами этих гидроприводов являются источник гидравлического питания — регулируемый насос с электрогидравлическим регулятором и способ его управления (подача электросигнала пропорционального расхода всех потребителей). Отличие заключается в способе разделения общего потока насоса на составляющие в соответствии с потребностями каждого потребителя.

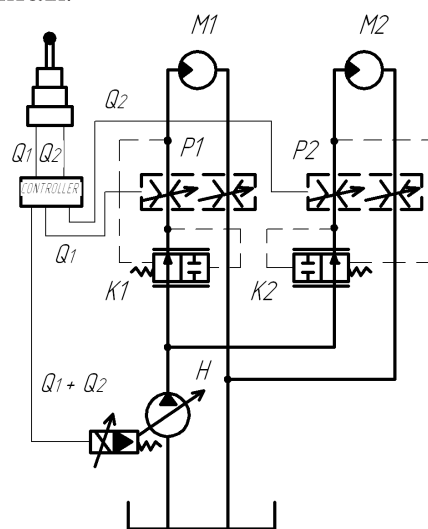


Рисунок 1— Электрогидравлический *flow matching* гидропривод с пре-компенсаторами давления

Из принципиальной гидравлической схемы видно, что разделение потока насоса осуществляется с помощью традиционных гидромеханических регуляторов потока

(пропорциональных распределителей и компенсаторов давления), аналогично *load sensing* гидропривода. Поэтому недостатки, свойственные этому гидроприводу, аналогичны недостаткам *load sensing* гидропривода — невозможность работать в режиме недостаточного снабжения (насыщения потока насоса) и повышенные дроссельные потери энергии на пропорциональном распределителе и компенсаторе давления. Снижение дроссельных потерь энергии за счет уменьшения усилия затяжки пружины компенсатора давления, приводит к ухудшению динамических характеристик всего гидропривода. Еще одним недостатком рассматриваемого гидропривода, обусловленным разомкнутым контуром регулирования насоса, является эффект сверхснабжения — режим блокирования работы гидропривода. Такой неблагоприятный режим работы возникает при перегрузке гидропривода, например, при достижении конечного положения поршня гидроцилиндра одного из потребителей. В этом случае, весь поток рабочей жидкости подается другому потребителю. Проходя через пропорциональный распределитель менее нагруженного потребителя, поток насоса создает управляющий перепад давления, превышающий давление настройки пружины компенсатора давления. Это приводит к его полному закрытию, а следовательно, и к блокированию работы всего гидропривода. Давление насоса достигает максимального значения, установленного предохранительным клапаном, а КПД становится равным нулю. Кроме высоких энергопотерь из-за резкого закрытия компенсатора давления в подвижных исполнительных органах могут возникнуть недопустимые механические нагрузки, приводящие к поломкам. Поэтому для исключения аварийного режима работы гидропривод должен быть дополнительно оснащен датчиками (реле) давления нагрузок всех потребителей, а контроллер должен обеспечить распознавание режима перегрузки и выдачу сигнала на коммутирующий элемент, размыкающий выходные электрические цепи джойстика, соответствующие перегруженной координате. Другая гидравлическая схема *flow matching* гидропривода с пост-компенсаторами давления (рисунок 2) обеспечивает его функционирование в режиме недостаточного снабжения (насыщения), поэтому имеет более широкую область применения.

Разделение потока насоса с компенсацией нагрузки происходит за счет пост-компенсаторов давления, обеспечивающих переменный, но одинаковый перепад давления на пропорциональных распределителях. Однако в рабочем режиме на пост-компенсаторах давления происходят непроизводительные потери энергии, а инерционный золотник ухудшает динамические характеристики привода.

Как и в ранее рассмотренном гидроприводе, энергозатратный режим возникает при перегрузке одного из потребителей, когда все компенсаторы давления закрываются и блокируют работу гидропривода.

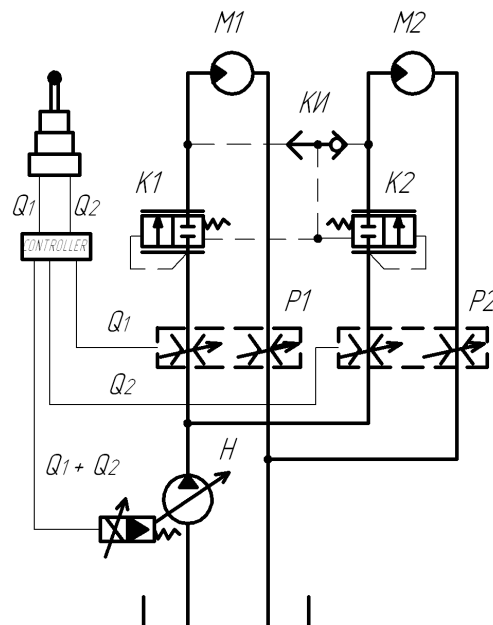


Рисунок 2 — Электрогидравлический *flow matching* гидропривод с пост-компенсаторами давления

Для уменьшения энергозатрат принципиальная схема нуждается в установке дополнительного оборудования — реле давления или датчиков давления. Сопоставляя рассмотренные выше базовые гидравлические схемы, можно выделить общий подход к решению основной задачи — разделению общего потока насоса на требуемые потребителями потоки с компенсацией нагрузки, минимальными энергопотерями и высокими динамическими характеристиками. Суть общего подхода состоит в том, что функция регулирования расхода и функция регулирования давления разделены и выполняются двумя различными последовательно включенными гидравлическими элементами — пропорциональным распределителем и компенсатором давления. Следствием этого являются дополнительные повышенные дроссельные потери энергии на компенсаторе давления и пропорциональном распределителе, снижение КПД, ухудшение динамических характеристик, усложнение гидравлической схемы.

### Цель исследования

Повышение энергоэффективности, улучшение динамических характеристик, упрощение принципиальной гидравлической схемы путем совмещения функций регулирования расхода и регулирования давления в одном гидроаппарате — пропорциональном распределителе.

### Изложение основного материала

Задача создания бескомпенсаторного электрогидравлического *flow matching* гидропривода может быть решена за счет электронного регулирования расходов рабочей жидкости каждого потребителя. Не теряя

общности рассуждений и результатов для произвольного числа потребителей, рассмотрим решение задачи на примере двух потребителей. Расход рабочей жидкости для каждого потребителя должен быть стабилизированным и независимым от нагрузки

$$Q_1 = \mu S_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P_1} = \text{const}, \quad (1)$$

$$Q_2 = \mu S_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P_2} = \text{const}, \quad (2)$$

где  $Q_1, Q_2$  — расходы потребителей,  $S_1, S_2$  — площади рабочих окон,  $\rho$  — плотность рабочей жидкости,  $\Delta P_1, \Delta P_2$  — перепады давления на первом и втором пропорциональных распределителях. Для существования параллельного режима работы потребителей М1, Ц1 (по рисунку 4) должно выполняться равенство

$$\Delta P_1 + P_1 = \Delta P_2 + P_2, \quad (3)$$

где  $P_1, P_2$  — давления нагрузок первого и второго потребителей. Если  $P_1 > P_2$ , то на основании (3) можно записать  $\Delta P_2 = \Delta P_1 + P_1 - P_2$ , или

$$\Delta P_2 = \Delta P_{\max} + P_{\max} - P_2 = \Delta P_{\max} + \Delta P_0, \quad (4)$$

где  $\Delta P_{\max}$  — перепад давления на пропорциональном распределителе, соответствующему потребителю с наибольшей нагрузкой,  $P_{\max} = \max(P_1, P_2)$  — давление максимальной нагрузки,  $\Delta P_0$  — разность давлений нагрузок. Из (4) следует, что перепад давления на пропорциональном распределителе менее нагруженного потребителя всегда больше перепада давления на пропорциональном распределителе наиболее нагруженного потребителя на величину разности давлений  $\Delta P_0$ . Из уравнений постоянного расхода жидкости (1) и (2) следует

$$\Delta P_1 = (\rho Q_1^2) / (2\mu^2 S_1^2), \quad (5)$$

$$\Delta P_2 = (\rho Q_2^2) / (2\mu^2 S_2^2). \quad (6)$$

Величины  $Q_1, Q_2$ , входящие в (5) и (6), будем понимать как параметры, задаваемые величиной смещения джойстика по соответствующей координате (оси), а  $S_1, S_2$  — аргументы, задаваемые контроллером (системой регулирования). Постоянство значений  $Q_1, Q_2$  определяется постоянством положения рукоятки управления задающего устройства. Поэтому джойстик регулирует расход, а контроллер — перепады давления (при установленных значениях  $Q_1, Q_2$ ). На рисунке 3 представлены кривые равного расхода  $Q_1, Q_2$  с рабочими точками  $A_1(S_1, \Delta P_{\max}), A_2(S_2, \Delta P_2)$  регуляторов постоянного расхода.

Связь между координатами рабочих точек по оси ординат соответствует уравнению (4). Из рисунка видно, что условию параллельной работы регуляторов постоянного расхода, соответствует бесконечное множество возможных положений рабочих точек  $A_1, A_2$  на кривых  $Q_1, Q_2$ , которые удовлетворяют уравнению (4). Поэтому, для определения оптимального положения рабочих точек, целесообразно ввести дополнительный

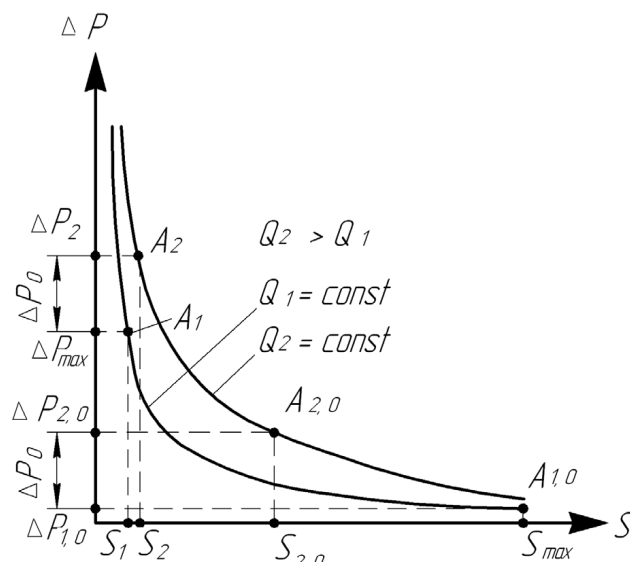


Рисунок 3 — Кривые постоянного расхода

критерий, например, условие максимизации КПД гидропривода-  $\eta \rightarrow \max$ .

Максимум КПД достигается при  $\Delta P_{\max} \rightarrow \min, \Delta P_2 \rightarrow \min, P_p \rightarrow \min$ , где  $P_p = \Delta P_{\max} + P_{\max}$  — давление насоса. Учитывая, что между  $\Delta P_2$  и  $\Delta P_{\max}$  выполняется соотношение (4), можно сделать вывод, что давление насоса и перепад давлений на пропорциональных распределителях принимают наименьшее значение при одном условии —  $\Delta P_{\max} \rightarrow \min$  (параметры  $P_{\max}, P_2$  являются неуправляемыми). Наиболее наглядно оптимизацию положения рабочих точек можно выполнить графически — путем смещения  $A_1, A_2$  вдоль кривых  $Q_1, Q_2$  в крайнее правое положение, при сохранении соотношения (4). Новое оптимальное положение рабочей точки  $A_{1,0}(S_{\max}, \Delta P_{1,0})$ , соответствующей регулятору расхода наиболее нагруженного потребителя, достигается при полном открытии его рабочего окна. Здесь,  $S_{\max}$  — максимальная площадь рабочего окна пропорционального распределителя,  $\Delta P_{1,0}$  — перепад давления на его рабочем окне. Это означает, что пропорциональный распределитель наиболее нагруженного потребителя работает в дискретном режиме — полностью открыт, а перепад давления  $\Delta P_{1,0}$  на его рабочем окне, может быть определен по расходно-перепадной характеристике (при расходе  $Q_1$ , соответствующему кривой, на которой расположена точка  $A_{1,0}$ ). Таким образом, оптимальные координаты рабочей точки  $A_{1,0}$ , соответствующей регулятору расхода наиболее нагруженного потребителя, найдены. Зная координаты  $A_{1,0}$ , находим оптимальные координаты точки  $A_{2,0}$ . В силу (4) имеем  $\Delta P_{2,0} = \Delta P_{1,0} + P_{\max} - P_2$ , следовательно,

$$S_{2,0} = Q_2 / \mu \sqrt{2/\rho} \sqrt{\Delta P_{1,0} + P_{\max} - P_2}.$$

Имея координаты оптимальных рабочих точек регуляторов расхода, получаем вектор оптимальных управляющих воздействий, сформированных контроллером



$$\overline{U}_o = (S_{\max}, Q_2/\mu \sqrt{2/\rho} \sqrt{\Delta P_{1,o} + P_{\max} - P_2} ).$$

Компонента этого вектора, соответствующая менее нагруженному потребителю, зависит от давлений нагрузок  $P_{\max}$ ,  $P_2$ , которые в момент включения гидропривода неизвестны, поэтому не может быть определена контроллером. Инициализацию работы гидропривода возможно осуществить, например, путем формирования вектора  $\overline{U}_n = (S_{1,n}, S_{2,n})$ , где  $S_{1,n}, S_{2,n}$  — площади рабочих окон пропорциональных распределителей, соответствующие расходам  $Q_1, Q_2$  при номинальном перепаде давления  $\Delta P_n$ , заявленном в технической характеристике распределителя

$$S_{1,n} = Q_1/\mu \sqrt{2/\rho} \sqrt{\Delta P_n}, S_{2,n} = Q_2/\mu \sqrt{2/\rho} \sqrt{\Delta P_n}.$$

В результате пропорциональные распределители  $P_1, P_2$  начинают открываться, датчики давления ДД1, ДД2 регистрируют появление нагрузки, а контроллер изменяет режим регулирования на вектор  $\overline{U}_n = (S_{\max}, S_{2,o})$ .

Поэтому, обобщенный вектор регулирования гидроприводом, можно представить в виде

$$\begin{cases} \overline{U}_n, & \text{если } P_{\max}, P_2 = 0 \\ \overline{U}_o, & \text{если } P_{\max}, P_2 > 0 \end{cases}$$

Поскольку  $S_{1,n} \leq S_{1,o}, S_{2,n} \leq S_{2,o}$ , то переключение режимов регулирования произойдет плавно, путем непрерывного увеличения площадей открытия рабочих окон пропорциональных распределителей. Показанная на рисунке 4 гидравлическая схема для реализации разработанного способа регулирования скорости включает, насос Н с электрогидравлическим регулированием, пропорциональные распределители  $P_1, P_2$ , гидромотор  $M_1$ , гидроцилиндр  $Ц1$ , датчики давления ДД1, ДД2, контроллер, джойстик.

В исходном состоянии датчики давления разгружены, а поэтому их выходной сигнал равен нулю. Стабилизацию расхода рассмотрим на следующих примерах. Пусть  $M_1$  — наиболее нагруженный потребитель, а  $Ц1$  — менее нагруженный потребитель. При повышении давления нагрузки на  $M_1$ , увеличиваются перепад давления  $\Delta P_{1,o} + P_{\max} - P_2$  на менее нагруженном потребителе и давление насоса  $\Delta P_{1,o} + P_{\max}$ . Регулятор менее нагруженного потребителя смещает рабочую точку  $A_{2,o}$  влево, уменьшая площадь  $S_{2,o}$  рабочего окна пропорционального распределителя  $P_2$ , что приводит к стабилизации расхода при новом внешнем условии — новом максимальном давлении нагрузки и новом давлении насоса. Из-за этого на пропорциональном распределителе менее нагруженного потребителя увеличивается разность давлений  $P_{\max} - P_2$  — «перекос нагрузок», что является принципиально неустранимым в рамках клапанной элементной базы.

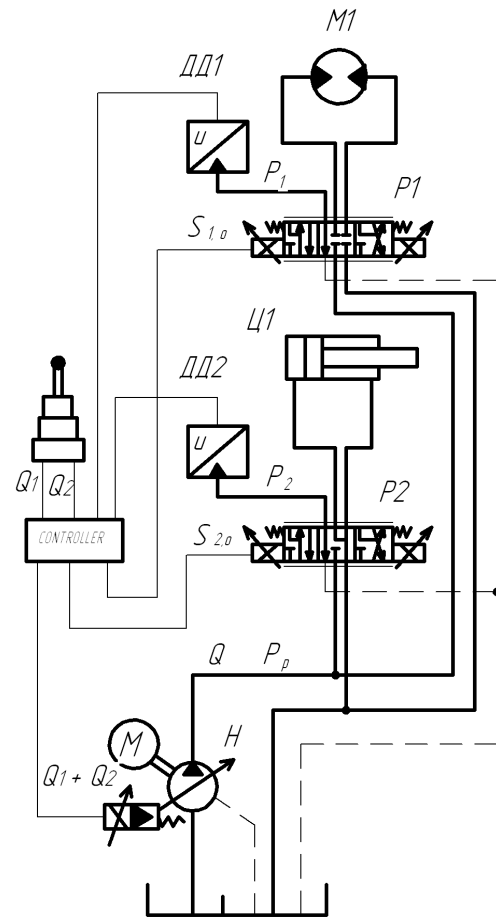


Рисунок 4 — Схема энергосберегающего гидропривода

Если изменяется давление  $P_2$ , нагрузка менее нагруженного потребителя также изменяется, оптимальная рабочая точка  $A_{2,o}$  смещается, что вызывает компенсирующее смещение золотника пропорционального распределителя и стабилизацию расхода.

Аналогичным образом происходит стабилизация расхода при всех остальных случаях изменения давления нагрузки. Отличительная особенность регулятора расхода состоит в том, что стабилизация расхода происходит всегда с помощью пропорциональных распределителей, соответствующих менее нагруженным потребителям, тогда как пропорциональный распределитель наиболее нагруженного потребителя всегда полностью открыт.

Тем не менее расход жидкости через его рабочее окно, всегда точно соответствует требуемому значению, равному остатку расхода насоса  $Q_1 = Q - Q_2$ , где  $Q$  — расход насоса. Другой особенностью гидропривода, является высокоэффективный режим (объемное регулирование скорости) при работе на одиночную нагрузку. В этом режиме пропорциональный распределитель полностью открыт, а расход определяется производительностью насоса. Поэтому пропорциональный распределитель выполняет функцию не регулирующего, а направляющего элемента, что снижает до минимума потери энергии. Рассматриваемый гидропривод демонстрирует явные

преимущества по сравнению с известными решениями и в режиме перегрузки. При перегрузке одного из потребителей, в гидроприводе не возникает аварийный режим, сохраняется работоспособность, сохраняется функция стабилизации расхода, однако гидропривод переходит в дроссельный режим регулирования скорости.

Рассмотрим пример. Пусть подвижный элемент (поршень или цилиндр) менее нагруженного потребителя Ц1 достигает конечного положения. Давление нагрузки  $P_2$  повышается до величины настройки предохранительного клапана  $P_{rel}$  гидропривода, а поэтому становится равным максимальному значению, то есть  $P_2 = P_{max} = P_{rel} = \max(P_1, P_2)$ . Менее нагруженным потребителем становится М1. Согласно алгоритму, распределитель Р2, соответствующий наиболее нагруженному (перегруженному) потребителю открывается полностью, а распределитель менее нагруженного потребителя Р1 прикрывается до величины, определяемой выражением

$$S_{1,0} = Q_1 / \mu \sqrt{2/\rho} \sqrt{\Delta P_{2,0} + P_{rel} - P_1},$$

обеспечивая правильную работу гидропривода. Избыток рабочей жидкости сбрасывается в бак через предохранительный клапан. Если насос оборудован регулятором давления, то насос уменьшает свою производительность, предотвращая потери энергии. Использование штатного оборудования (датчиков давления и контроллера) для распознавания ситуации перегрузки, позволяет гидроприводу работать в оптимальном режиме даже при экстремальных нагрузках, благодаря отключению перегруженного исполнительного механизма. В случае двух потребителей, при отключении перегруженной координаты, гидропривод переходит в режим объемного регулирования скорости одного потребителя.

Теоретический КПД гидропривода (при основном режиме – совмещении рабочих операций) определяется при условии равенства нагрузок на всех потребителях, то есть при  $P_{max} - P_2 = 0$ . Применяя подход к определению КПД, аналогичный изложенному в [2], можно показать, что теоретическое значение КПД равно единице, а поэтому превосходит КПД рассмотренных выше базовых схем с гидромеханическими компенсаторами давления.

## Выводы

Предложенные способ регулирования и гидропривод для его осуществления убедительно демонстрируют преимущества взаимного проникновения — интеграции электронных и гидравлических технологий.

Совмещение регулирования расхода и регулирования давления в одном гидроаппарате — пропорциональном распределителе, позволяет исключить из тракта передачи гидравлической энергии инерционный компенсатор

давления, что обеспечивает решение одновременно двух задач — повышения энергоэффективности и улучшения динамических характеристик гидропривода.

Кроме того, оптимизационный алгоритм регулирования расхода снижает перепады давления и на самих пропорциональных распределителях, что еще более повышает энергоэффективность. Частным случаем предложенного способа регулирования является объемный способ регулирования скорости при работе гидропривода на одиночную нагрузку.

Дополнительными сверхсуммарными эффектами являются — упрощение гидросхемы (исключаются компенсаторы давления и логическая цепочка клапанов ИЛИ), повышение надежности работы за счет наибольшего открытия рабочих окон пропорциональных распределителей, а, следовательно, уменьшение вероятности засорения распределителей механическими примесями, содержащимися в рабочей жидкости.

В каждом из возможных режимов работы гидропривода (совмещение операций, одиночная нагрузка, перегрузка), разработанный гидропривод имеет существенные преимущества по энергоэффективности перед известными компенсаторными гидроприводами.

Теоретический КПД предложенного бескомпенсаторного гидропривода достигает наибольшего значения, равного единице.

## Литература

1. Scherer, M. Contribution on control strategies of flow-on-demand hydraulic circuits/ M. Scherer, M. Geimer, B. Weiss// The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013.— June 3—5.— 2013.— Link ping.— Sweden.— pp. 531—540.— Available at: [http://www.ep.liu.se/ecp\\_home/index.en.aspx?issue=92](http://www.ep.liu.se/ecp_home/index.en.aspx?issue=92)

2. Галухин, Н.А. Новые энергосберегающие решения в электрогидравлическом flow sharing гидроприводе / Н.А. Галухин// Промислова гідравліка і пневматика. — 2015. — №3(49). — с. 59—68.

## References

1. Scherer, M. Contribution on control strategies of flow-on-demand hydraulic circuits/ M. Scherer, M. Geimer, B. Weiss// The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013.— June 3—5.— 2013.— Link ping.— Sweden.— pp. 531—540.— Available at: [http://www.ep.liu.se/ecp\\_home/index.en.aspx?issue=92](http://www.ep.liu.se/ecp_home/index.en.aspx?issue=92)

2. Galukhin, N.A. Novyye energosberegayushchie resheniya v elektrogidravlicheskom flow sharing gidroprivode / N.A. Galukhin // Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — 2015. — №3(49). — с. 59—68.

Надійшла 20.12.2015 року

## Енергосберігаючий гідропривод з електронним регулюванням швидкості

М.О. Галухін

Запропоновано новий спосіб регулювання витрат та електрогідравлічний безкомпенсаторний гідропривод. Основна ідея полягає в поєднанні функцій регулювання витрат і регулювання тиску в одному гідроапараті — пропорційному розподільнику за рахунок чого з тракту передачі гідравлічної енергії усувається інерційний гідромеханічний елемент — компенсатор тиску. Розроблений оптимізаційний алгоритм регулювання знижує перепади тиску на пропорційному розподільнику шляхом максимально можливого відкриття його робочих вікон. Окремим випадком запропонованого способу регулювання є об'ємний спосіб регулювання швидкості при роботі електрогідравлічного привода на поодинокі навантаження. Економія енергії досягається за рахунок усунення втрат енергії на компенсаторах тиску і зменшення втрат енергії на пропорційних розподільниках. Поліпшення динамічних характеристик гідропривода і спрощення принципової гідросхеми обумовлені виключенням інерційного пружинного компенсатора тиску. Теоретичний ККД запропонованого гідропривода наближається до одиниці.

*Ключові слова:* енергозбереження, ККД, гідропривод, електронне регулювання, оптимізація.

## Energy-saving hydraulic drive with electronic speed control

N. Galukhin

A new method of flow control and a non-compensatory electrohydrodrive are proposed. The main idea is to unite a flow-control and pressure control functions at one hydraulic drive particularly at the proportional valve. Mechanism works due to hydraulic power transmission path which makes an inertial hydromechanical element named pressurizer eliminated. The newly proposed control algorithm decreases pressure drops on proportional valve by maximum possible opening of its working windows. The particular case of proposed control method is volumetric method of speed control while electrohydraulic drive performs in a single load condition. Energy savings are achieved by eliminating energy losses on pressure compensators and reducing energy losses on proportional valves. The improvement of dynamic characteristics and simplification of a principal flow pattern caused by elimination of an inertial spring pressure compensator. Theoretical efficiency coefficient of proposed electrohydrodrive to one.

*Keywords:* energy saving, efficiency, hydraulic, electronic control, optimization.