

---

# Системы приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

---

УДК 621.20

Н.А. Галухин  
ООО “НВО ТЕХМАШ”, Донецк, Украина

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАСЫЩЕНИЯ ПОТОКА НАСОСА НА КПД FLOW SHARING ГИДРОПРИВОДА

### STUDY OF FLOW SATURATION OF A PUMP ON A COEFFICIENT OF PERFORMANCE OF A FLOW SHARING HYDRAULIC DRIVE

*Рассмотрены условия насыщения потока насоса flow sharing гидропривода с позиции введенного понятия глубины насыщения потока. Показано, что при переходе от load sensing режима к flow sharing режиму скорость уменьшается по обратнопропорциональной зависимости от значения глубины насыщения потока, а перепад давления на пропорциональном распределителе — по обратноквадратичной зависимости. Получено выражение КПД flow sharing гидропривода и показано, что он имеет общий вид. Как частный случай получены выражения КПД для load sensing режима работы гидропривода. Показано, что с увеличением глубины насыщения потока, КПД flow sharing гидропривода увеличивается. Предложен способ повышения КПД основанный на увеличении глубины насыщения потока насоса путем пропорционального увеличения площадей открытия активных пропорциональных распределителей. Рассмотрены особенности работы гидропривода на основе насоса с комбинированным регулятором: load sensing регулятором и регулятором мощности. Показано, что наибольший КПД гидропривода достигается в режиме насыщения на гиперболическом участке статической характеристики насоса. Предложена новая схема электрогидравлического flow sharing гидропривода с глубоким насыщением потока и высоким значением КПД.*

*Ключевые слова:* КПД, flow sharing, load sensing, гидропривод, насыщение потока.

#### Введение

Одной из ведущих тенденций развития гидропривода является его совершенствование с целью повышения энергоэффективности [1,2,3].

Развитие объемно-дроссельного гидропривода привело к созданию энергоэкономичных load sensing и flow sharing гидроприводов, позволяющих экономить до 20–50% энергоресурсов и одновременно повысить производительность труда на 20% [4].

Ведущие мировые производители гидрооборудования *Bosch Rexroth, Parker Hannifin, HAWE Hydraulik SE, Sauer Danfoss* и другие поставляют на рынок широкий ассортимент *load sensing* и *flow sharing* распределителей с высокими техническими характеристиками, незначительно отличающимися между собой при сопоставимых расходах. Например, определяющий энергоэффективность управляющий перепад давления на трехлинейном компенсаторе насоса или на переливном распределителе для всех производителей находится, как правило, в узком диапазоне 1,0–2,0 МПа (доходящий иногда до 3,0 МПа) в зависимости от расхода. Жесткая конкуренция и значительные инвестиции в технологии привели к тому, что традиционный гидромеханический *load sensing* гидропривод достиг высокого технического совершенства, а перспектива повышения КПД сталкивается с серьезными трудностями в рамках традиционных концепций.

#### Состояние вопроса

Работы, связанные с дальнейшим повышением КПД *load sensing* и *flow sharing* гидроприводов, делятся на два направления. Первая группа исследований [5,6,7] направлена на развитие схемотехнический решений в *load sensing* и *flow sharing* гидроприводах, заключающихся в замещении гидравлической обратной связи по давлению и некоторых гидромеханических аппаратов электрической обратной связью и электрогидравлическим регулятором насоса. Так называемые *EHMLS* (электрогидромеханические) *load sensing* системы позволяют эффективно устранить недостатки, присущие традиционным гидромеханическим *load sensing* гидроприводам: повысить КПД на 5–14% [1,2,3], устранить вредное влияние длинной петли гидравлической обратной связи (для удаленной нагрузки) на устойчивость замкнутой системы, повысить быстродействие, устранить проблемы холодного старта.

Вторая группа работ [8,9,10] посвящена совершенствованию традиционных гидромеханических *load sensing* гидроприводов и направлена на оптимизацию геометрических параметров переливного распределителя с целью снижения перепада давления и повышения КПД гидропривода. Так, в работе [8] утверждается, что разработанный мультирежимный распределитель имеет существенные преимущества по КПД за счет снижения управляющего перепада давления и давления разгрузки насоса по сравнению с

распределителями фирмы *Sauer Danfoss* PVG120 [11]. Приводятся следующие преимущества: повышение КПД по сравнению с прототипом на 45–65% в режиме разгрузки насоса и повышение КПД на 12–23% в режиме регулирования расхода, что контрастирует с вышеприведенными данными для *EHMS* зарубежных исследователей. Повышение КПД в режиме разгрузки насоса достигнуто за счет снижения перепада давления на переливном распределителе до 0,3–0,4 МПа по сравнению с 2,0 МПа в распределителях PVG120, а повышение КПД в режиме регулирования расхода достигнуто за счет снижения управляющего перепада давления на основном распределителе до 0,7–0,8 МПа по сравнению с 2,0 МПа в распределителях PVG120.

В контексте диссонирующих заявлений [8,9,10] по достижению чрезвычайно высоких значений энергоэффективности в традиционном гидромеханическом *load sensing* гидроприводе по сравнению с мировым уровнем, нами проведен сопоставительный анализ технических решений и характеристик сравниваемых вариантов.

Установлено, что мультирежимный распределитель [10] имеет функцию автоматической глубокой разгрузки насоса при среднем положении золотника основного распределителя с перепадом 0,3–0,4 МПа, а распределитель PVG120 снабжен разгрузочным электрогидрораспределителем, обеспечивающим перепад давления 0,2 МПа при аналогичном расходе 100 л/мин. Из-за наличия автоматической (неуправляемой) разгрузки и низкого давления в разгрузочном контуре 0,3–0,4 МПа, гидропривод с мультирежимным распределителем снабжен ручным управлением и не поддается автоматизации без внешнего источника пилотного питания основным распределителем, привлечение которого снижает КПД гидропривода, повышает габариты и стоимость.

Распределители PVG120 лишены этого недостатка, так как снабжены электроуправляемым разгрузочным распределителем, переключение которого снимает режим глубокой разгрузки насоса (0,2 МПа), в результате чего в разгрузочном контуре давление повышается до 1,4 МПа, что достаточно для начала смещения основного золотника.

В режиме регулирования расхода мультирежимный распределитель поддерживает перепад давления 0,7–0,8 МПа только на одном гидроаппарате — основном распределителе. В таком гидроприводе отсутствует двухлинейный компенсатор давления, что делает невозможным выполнение основного режима работы *load sensing* гидропривода — совмещение (параллельное выполнение) нескольких операций с взаимнонезависимым скоростным режимом (с компенсацией нагрузки). Поэтому гидропривод с мультирежимным распределителем является неполнофункциональным *load sensing* гидроприводом с ручным управлением, способным работать только на одиночную нагрузку, что снижает производительность гидрофицированной машины.

В распределителях PVG120 согласно каталожным данным фирмы *Sauer Danfoss*, устанавливается переливной клапан с пружиной на давление 1,2 МПа и расходом 100 л/мин. Перепад давления, определяемый этой пружиной и сопротивлением проточной части переливного распределителя распределяется между основным распределителем и двухлинейным компенсатором, обеспечивая полнофункциональный режим. Платой за стандартный режим работы является дополнительный перепад давления около 0,6–0,7 МПа, необходимый для поддержания нормального режима работы двухлинейного компенсатора давления.

С другой стороны, сама постановка проблемы повышения КПД в *load sensing* гидроприводе при его работе на одиночную нагрузку в ущерб полнофункциональному режиму, принципиально является неактуальной. Это объясняется тем, что регулирование скорости одного потребителя эффективно решается другим типом регулируемого гидропривода — гидроприводом с объемным регулированием скорости, КПД которого выше, чем КПД *load sensing* гидропривода. Например, серийный насос с регулируемым рабочим объемом (ручное, механическое, электропропорциональное регулирование) и один дискретный распределитель позволяют управлять одиночной нагрузкой с КПД 80–90%.

На основании вышеизложенного следует, что при приведении сравниваемых распределителей к общепринятому мировыми производителями объему функциональных возможностей, заявленные преимущества по энергоэффективности в гидроприводе с мультирежимным распределителем не подтверждаются.

Общими чертами упомянутых исследований являются их направленность на улучшение схемотехнических решений и конструкций отдельных его компонентов и узлов. Вопросы повышения КПД *flow sharing* гидропривода путем оптимизации его режимного параметра насыщения потока насоса изучены недостаточно и в литературе системно не рассматривались.

### Цель и задачи

Целью работы является исследование возможности повышения КПД *flow sharing* гидропривода в режиме насыщения потока насоса.

Задачами работы являются: нахождение общего вида выражения КПД для двухрежимной работы *flow sharing* гидропривода; разработка способа повышения КПД гидропривода, заключающегося в управлении глубиной насыщения потока; разработка нового электрогидравлического *flow sharing* гидропривода, функционирующего на основе предложенного способа повышения КПД.

### Изложение основной части

Известно [12], что *flow sharing* гидропривод (рисунки 1) работает в двух режимах: в режиме *load sensing*, и в режиме насыщения потока насоса — собственно *flow sharing* режиме.

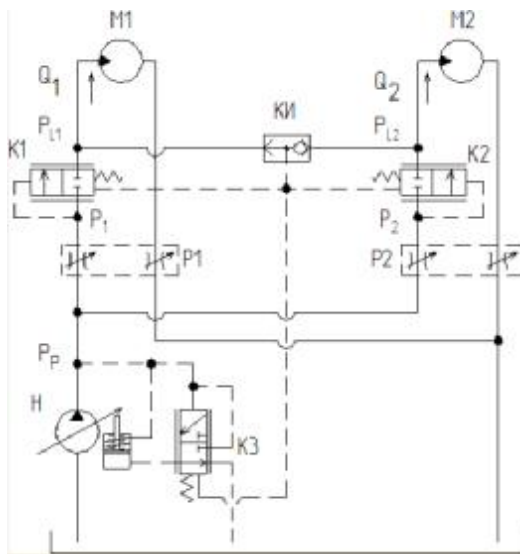


Рисунок 1 — Схема flow sharing гидропривода

Если сумма расходов всех активных потребителей не превышает максимальной производительности регулируемого насоса, то гидропривод работает в режиме *load sensing*. Если указанные расходы потребителей превышают максимальную производительность насоса  $Q_{max}$ , то гидропривод переходит в режим насыщения по расходу или *flow sharing* режим. Следовательно, условие существования *load sensing* режима выражается неравенством

$$Q_1 + Q_2 \leq Q_{max}$$

где  $Q_1, Q_2$  — расходы первого и второго потребителей согласно рисунка 1.

При  $Q_1 + Q_2 > Q_{max}$  наступает режим насыщения насоса по потоку и гидропривод переходит в режим *flow sharing*. В режиме *load sensing* расходы потребителей M1 и M2, равные расходам через пропорциональные распределители P1 и P2, выражаются в виде

$$Q_1 = \mu S_1 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{P_p - P_1},$$

$$Q_2 = \mu S_2 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{P_p - P_2},$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода,  $S_1, S_2$  — площади открытия рабочих окон пропорциональных распределителей P1, P2 соответственно,  $\rho$  — плотность жидкости,  $P_1, P_2$  — давления на входах локальных двухлинейных компенсаторов K1, K2 соответственно,  $P_p$  — давление насоса.

Уравнения равновесия золотников компенсаторов K1, K2

$$P_1 = P_{max} + \Delta P_{K02},$$

$$P_2 = P_{max} + \Delta P_{K02},$$

где  $\Delta P_{K02}$  — давление затяжки пружины компенсаторов K1, K2,  $P_{max} = \max(P_{L1}, P_{L2})$  — максимальное давление нагрузки первого  $P_{L1}$  и второго  $P_{L2}$  потребителей, выделенное клапаном ИЛИ.

Подставляя  $P_1, P_2$  в формулы для  $Q_1$  и  $Q_2$ , получим

$$Q_1 = \mu S_1 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{P_p - P_{max} - \Delta P_{K02}} \quad (1)$$

$$Q_2 = \mu S_2 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{P_p - P_{max} - \Delta P_{K02}} \quad (2)$$

Уравнение равновесия золотника трехлинейного компенсатора K3 насоса Н можно записать в виде

$$P_p = P_{max} + \Delta P_0, \quad (3)$$

где  $\Delta P_0$  — давление затяжки пружины трехлинейного компенсатора K3.

После подстановки (3) в (1) и (2) имеем:

$$Q_1 = \mu S_1 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{\Delta P_0 - \Delta P_{K02}} \quad (4)$$

$$Q_2 = \mu S_2 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{\Delta P_0 - \Delta P_{K02}} \quad (5)$$

В уравнениях (4) и (5) величина перепада давления на рабочих окнах пропорциональных распределителей  $\Delta P_0 - \Delta P_{K02}$  является постоянной величиной, а следовательно, расходы  $Q_1, Q_2$  независимы от нагрузки, а на выходных звеньях потребителей устанавливается стабилизированный и взаимнезависимый скоростной режим.

Однако уравнения (4) и (5) справедливы при  $Q_1 + Q_2 \leq Q_{max}$ , т.е. в режиме *load sensing*. Если  $Q_1 + Q_2 > Q_{max}$ , то на распределителях P1, P2 снижается перепад давления. Из-за этого пружина трехлинейного компенсатора K3 смещает его регулирующий элемент в положение полного открытия и фиксирует его в этом положении на все время работы в насыщенном режиме. Поэтому схема замещения *flow sharing* гидропривода в режиме насыщения потока насоса может быть представлена в виде схемы гидропривода с насосом постоянной производительности  $Q_{max}$  и с разомкнутой обратной связью по давлению в точке соединения ее с трехлинейным компенсатором K3 (рисунок 2).

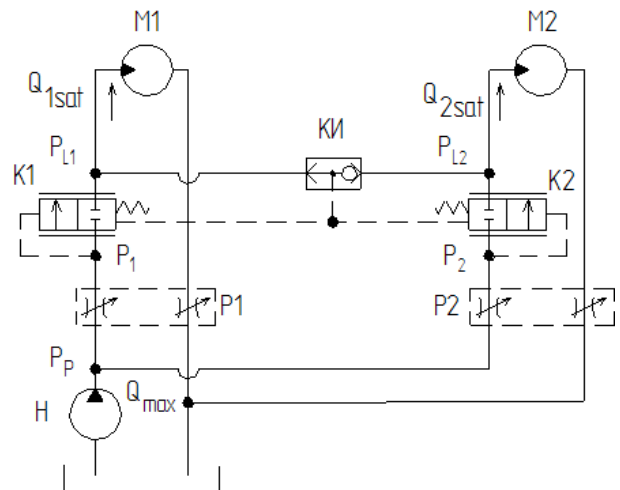


Рисунок 2 — Схема замещения flow sharing гидропривода в режиме насыщения

Исходя из схемы замещения, следует, что применение уравнения (3) для определения перепада давления в уравнениях (1) и (2) становится некорректным. Поэтому в режиме *flow sharing* распределение потоков описывается уравнениями (1) и (2) с переменным, но одинаковым перепадом давления на активных распределителях. Однако в режиме насыщения переменный перепад давления не влияет на ско-

рость и синхронность регулируемых выходных звеньев. Покажем это. Для определенности обозначим потоки первого и второго потребителей в режиме насыщения как  $Q_{1SAT}$  и  $Q_{2SAT}$  соответственно, а потоки этих же потребителей в режиме *load sensing* — как  $Q_{1LS}$  и  $Q_{2LS}$ .

Найдем отношение  $Q_{1SAT}$  к  $Q_{2SAT}$ , используя (1) и (2)

$$Q_{1SAT} / Q_{2SAT} = S_1 / S_2.$$

Для фактических расходов в насыщенном режиме:  $Q_{1SAT} + Q_{2SAT} = Q_{max}$ . С учетом этого равенства и вышеполученного отношения, распределение потоков выглядит следующим образом

$$Q_{1SAT} = Q_{max} \cdot Q_{2SAT} = Q_{max}. \quad (6)$$

Из (6) следует независимость потоков потребителей от нагрузки и площадей рабочих окон распределителей. Расходы потребителей зависят только от отношения площади открытия распределителя к суммарной площади открытия рабочих окон активных распределителей, то есть от удельной площади.

Запишем условия насыщения потока насоса в развернутом виде

$$\mu S_1 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}} + \mu S_2 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}} > Q_{max}.$$

$$\text{Отсюда } S_1 + S_2 > \frac{Q_{max}}{\mu S_2 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}}}$$

Назовем постоянной величиной площадью насыщения *flow sharing* гидропривода

$$S_{SAT} = \frac{Q_{max}}{\mu S_2 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}}}$$

Насыщение потока наступает при  $S_1 + S_2 > S_{SAT}$ .

Числовой характеристикой насыщения является глубина (степень) насыщения, определяемая как отношение суммарных расходов распределителей к расходу насоса

$$\psi = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_{max}} = \frac{S_1 + S_2}{S_{SAT}}. \quad (7)$$

Таким образом, условие насыщения потока выражается неравенством:  $\psi > 1$ .

Рассмотрим случай перехода *flow sharing* гидропривода из режима *load sensing* в режим *flow sharing*. Допустим, что переход в режим насыщения осуществлен за счет увеличения площади  $S_1$  первого распределителя в  $a$  раз, при неизменной площади  $S_2$  второго распределителя. Найдем отношение потоков второго распределителя в режиме *load sensing* к потоку в режиме *flow sharing*:

$$\begin{aligned} Q_{2LS} / Q_{2SAT} &= \mu S_2 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}} / \frac{S_2}{aS_1 + S_2} Q_{max} = \\ &= \frac{\mu \sqrt{2/\rho} (aS_1 + S_2) \sqrt{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}}}{Q_{max}} = \frac{Q_{1LS} + Q_{2LS}}{Q_{max}} = \\ &= \frac{aS_1 + S_2}{S_{SAT}} = \psi \end{aligned}$$

Таким образом, при переходе от режима *load sensing* к *flow sharing* скорость синхронно уменьша-

ется в  $\psi$  раз. С другой стороны, отношение этих же потоков можно записать в виде

$$Q_{2LS} / Q_{2SAT} = \psi = \frac{\mu S_2 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}}}{\mu S_2 \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{P_p - P_{max} - \Delta P_{KO2}}}$$

Это позволяет выразить перепад давления на распределителе в режиме насыщения потока насоса через постоянный перепад давления, действующий в *load sensing* режиме и глубину насыщения потока

$$P_p - P_{max} - \Delta P_{KO2} = \frac{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}}{\psi^2}.$$

Согласно ранее полученным выражениям (1) и (2) аналогичный перепад давления устанавливается и на распределителе P1 первого потребителя.

Для определения полного КПД *flow sharing* гидропривода в режиме насыщения, примем следующие допущения: гидроаппаратура расположена на насосной станции компактно, потери давления в гидросети сосредоточены в линиях, соединяющих гидродвигатели M1, M2 с насосной станцией. Внешние дренажные утечки гидромоторов M1, M2 направляются в линии слива внутри моторов, объемными утечками гидроаппаратуры пренебрегаем ввиду малости значений, внешние утечки в гидроаппаратуре отсутствуют, коэффициент расхода не изменяется. Для нахождения максимального значения КПД полагаем, что потребители имеют одинаковую нагрузку:  $P_{L1} = P_{L2} = P_{max} = P_L$  и одинаковые характеристики гидромоторов. Тогда потребное давление насоса согласно рисунка 2

$$P_p = \frac{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}}{\psi^2} + \Delta P_{KO2} \Delta P_L + \Delta P_p,$$

где  $\Delta P_p$  — потери давления в напорной линии.

Приводную мощность насоса найдем из равенства

$$N = P_p Q_{max} / \eta_p, \text{ где } \eta_p \text{ — полный КПД насоса.}$$

Перепад давления на гидромоторах M1, M2 составляет

$$\Delta P_L = P_L - \Delta P_T - \frac{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}}{\psi^2},$$

где  $\Delta P_T$  — потери давления в линии слива.

Здесь последний член правой части уравнения соответствует перепаду давления на окне слива пропорционального распределителя в предположении симметричности напорного и сливного окон.

Поэтому полезная мощность первого потребителя составит

$$N_1 = (P_L - \Delta P_T - \frac{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}}{\psi^2}) \cdot Q_{SAT1} \eta_M$$

где  $\eta_M$  — полный КПД гидромотора M1.

Аналогично находится полезная мощность второго потребителя

$$N_2 = (P_L - \Delta P_T - \frac{\Delta P_0 - \Delta P_{KO2}}{\psi^2}) Q_{SAT2} \eta_M$$

Полный КПД *flow sharing* гидропривода в режиме насыщения равен

$$\eta = \frac{N_1 + N_2}{N} = \frac{P_L - \Delta P_T - \frac{\Delta P_0 - \Delta P_{K02}}{\psi^2}}{P_L + \Delta P_p + \frac{\Delta P_0 - \Delta P_{K02}}{\psi^2} + \Delta P_{K02}} \eta_M \eta_p \quad (8)$$

Выражение (8) является общим видом, пригодным для определения КПД гидропривода как в режиме насыщения, так и в режиме *load sensing*. Так, полагая  $\psi=1$ , получим формулу для КПД гидропривода в *load sensing* режиме

$$\eta = \frac{P_L - (\Delta P_0 - \Delta P_{K02}) - \Delta P_T}{P_L + \Delta P_0 + \Delta P_p} \eta_M \eta_p \quad (9)$$

Это объясняется тем, что при отсутствии насыщения ( $0 < \psi \leq 1$ ), перепад давления на рабочем окне распределителя является постоянной величиной, равной  $\Delta P_0 - \Delta P_{K02}$ , не зависящей от глубины насыщения потока насоса.

На основании (9), легко получить КПД *load sensing* способа регулирования скорости, полагая  $\eta_p = \eta_M = 1$ ,  $\Delta P_T = \Delta P_p = \Delta P_0 - \Delta P_{K02} = 0$ , получим

$$\eta = \frac{P_L}{P_L + \Delta P_0} = \frac{1}{1 + P_{\text{с}}/P_L} \quad (10)$$

Выражение (10) совпадает с аналогичным выражением, полученным для однорежимного *load sensing* гидропривода [5].

Используя (8), получим КПД *flow sharing* способа регулирования скорости при  $\eta_p = \eta_M = 1$ ,  $(\Delta P_0 - \Delta P_{K02})/\psi^2 = 0$ ,  $\Delta P_T = \Delta P_p = 0$

$$\eta = \frac{P_L}{P_L + \Delta P_{K02}} = \frac{1}{1 + P_{K02}/P_L} \quad (11)$$

Сравнивая (10) и (11) и учитывая, что значения  $\Delta P_{K02}$  меньше  $\Delta P_0$  и часто лежат в диапазоне 40–60% от  $\Delta P_0$  приходим к выводу, что *flow sharing* способ регулирования скорости более экономичен по сравнению с *load sensing* регулированием. В типовом диапазоне рабочих давлений гидропривода 5,0–30,0 МПа, КПД *flow sharing* режима регулирования превышает соответствующее значение для КПД *load sensing* режима регулирования примерно на 5–18%.

Анализ (8) позволяет сделать вывод о влиянии глубины насыщения  $\psi$  на полный КПД *flow sharing* гидропривода. Так, с увеличением  $\psi$ , числитель дроби (8) возрастает, а знаменатель уменьшается. Поэтому полный КПД гидропривода возрастает. Найденную закономерность целесообразно использовать для увеличения КПД гидропривода в режиме насыщения.

Увеличения глубины насыщения потока насоса можно достичь увеличением суммарной площади открытия распределителей. Однако произвольное открытие площадей рабочих окон распределителей приводит к нарушению других режимных параметров гидропривода: скоростного режима и синхронизации ис-

полнительных механизмов, что является неприемлемым. Поэтому взятая в качестве регулируемого параметра глубина насыщения потока  $\psi$  должна соответствовать следующим требованиям:

- быть управляемой;
- не изменять скоростной режим и синхронизацию выходных звеньев потребителей;
- не ухудшать нагрузочную характеристику гидропривода.

Единственно возможным решением, удовлетворяющим вышеперечисленным требованиям, является способ повышения глубины насыщения потока, заключающийся в пропорциональном увеличении площадей открытия рабочих окон всех активных распределителей.

Пусть площади окон первого и второго распределителей увеличены в  $k$  раз до значений  $k_{S1}$  и  $k_{S2}$  соответственно. Найдем соответствующие им расходы. При подстановке этих значений площадей в уравнение (6) расходы не изменяются. Если подставить пропорционально увеличенные площади в уравнение (7), то глубина насыщения потока увеличится прямо пропорционально и составит  $k_\psi$ . Естественно стремление максимизировать коэффициент  $k$ . Его максимальное значение легко найти, зная предельно возможную площадь  $S_{\text{вал}}$  рабочего окна распределителя

$$k_{\text{max}} = S_{\text{вал}} / (\max(S_1 - S_2)).$$

В результате глубина насыщения потока достигает  $k_{\text{max}} \psi$ , что соответствует снижению дроссельных потерь на распределителях в  $k_{\text{max}}$  раз по сравнению с традиционным управлением, а, следовательно, согласно (8) повышается полный КПД *flow sharing* гидропривода.

Практическая реализуемость разработанного способа повышения КПД основана на функциональной связи между площадью открытия рабочего окна пропорционального распределителя и его управляющим электросигналом. По входным управляющим электросигналам система управления (контроллер) гидропривода определяет фактические площади открытия рабочих окон распределителей, вычисляет наибольший коэффициент пропорциональности, масштабирует площади открытия распределителей и выдает управляющие электросигналы на обмотки пропорциональных электромагнитов.

Рассмотренный способ повышения КПД *flow sharing* гидропривода применим не только к гидроприводу с насосом, содержащим регулятор постоянного перепада давления, но и к гидроприводу, включающему насос с комбинированным регулятором. Наиболее популярным является сочетание регулятора постоянного перепада давления (*load sensing* регулятор), регулятора постоянной мощности и ограничителя давления. Особенность такой совместной работы нескольких регуляторов состоит в том, что режим насыщения потока может быть достигнут даже при неизменных площадях открытия рабочих окон распределителей за счет автоматического снижения подачи насоса при работе регулятора мощности или

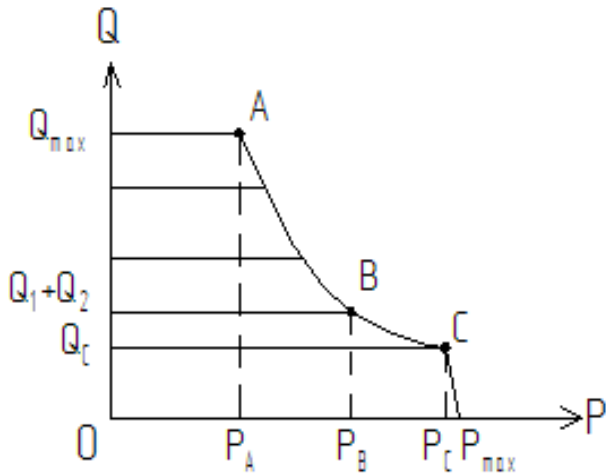


Рисунок 3 — Статическая характеристика насоса с комбинированным регулятором

ограничителя давления. Поэтому еще одним способом введения гидропривода в режим насыщения является снижение производительности насоса.

На рисунке 3 показана статическая характеристика насоса с комбинированным регулятором.

Характеристика включает семейство горизонтальных участков, обусловленных работой *load sensing* регулятора, гиперболический участок А-В-С регулятора мощности и участок С- $P_{max}$  перегрузочной характеристики ограничителя давления. Анализируя рисунок 3, можно выделить три области насыщения потока:

1. Если  $P_a > P_p > 0$  и  $Q_1 + Q_2 > Q_{max}$ , тогда глубина насыщения составит

$$\psi = (Q_1 + Q_2) / Q_{max} > 1.$$

2. Если  $P_c > P_p \geq P_a$  и  $Q_1 + Q_2 > N/P_p$ , тогда

$$\psi = (Q_1 + Q_2) P_p / N > 1.$$

3. Если  $P_{max} > P_p \geq P_c$  и

$Q_1 + Q_2 > Q_c \times (P_{max} - P_p) / (P_{max} > P_c)$  тогда

$$\psi = \frac{(Q_1 + Q_2)(P_{max} - P_c)}{Q_c(P_{max} - P_p)} > 1,$$

где  $P_a$  — давление начала работы регулятора мощности при максимальном потоке насоса,  $P_c$  — давление окончания работы регулятора мощности насоса при потоке  $Q_c$ ,  $P_{max}$  — максимальное давление в системе,  $N$  — мощность настройки регулятора постоянной мощности.

Легко заметить, что первой области насыщения соответствует горизонтальный участок насыщения  $Q_{max}$ -А регулятора постоянного перепада давления, второй области насыщения соответствует гиперболический участок А-В-С регулятора мощности, третьей области соответствует участок С- $P_{max}$  перегрузочной характеристики ограничителя давления. Поэтому все участки насыщения в комбинированном регуляторе расположены по контуру статической характеристики. Остальные рабочие точки, заключенные в площади, ограниченной контуром 0- $Q_{max}$  — А-

В-С- $P_{max}$  соответствуют *load sensing* режиму работы гидропривода.

Указанные области насыщения могут быть легко определены средствами автоматизации. Потоки  $Q_1$  и  $Q_2$  легко вычисляются по задающим электросигналам с потенциометра, джойстика и т.д. Для определения давления насоса  $P_p$  достаточно установить в его напорной линии датчик давления, остальные величины, необходимые для определения состояния насыщения являются постоянными или производными от величин  $Q_p$ ,  $Q_2$ ,  $P_p$ . Следовательно, в случае гидропривода с комбинированным регулятором также может быть применен ранее рассмотренный способ повышения КПД путем пропорционального увеличения открытия площадей рабочих окон распределителей.

Особенностью гидропривода с комбинированным регулятором является высокие значения КПД в рабочих точках, лежащих на гиперболическом и перегрузочном участках статической характеристики насоса. Это объясняется тремя одновременно действующими факторами:

- высоким уровнем давления нагрузки, соответствующим гиперболическому и перегрузочному участкам, что согласно (8) и (11) повышает КПД;

- повышением глубины насыщения потока за счет снижения производительности насоса на этих участках;

- дополнительным повышением глубины насыщения за счет пропорционального увеличения площадей открытия рабочих окон распределителей гидропривода.

Однако с другой стороны, рассмотренные преимущества превращаются в недостаток при сочетании такого комбинированного регулятора с распределителями, которые обеспечивают единственный *load sensing* режим (распределители с предкомпенсаторами). Такой гидропривод не обеспечивает нормальной работы исполнительных механизмов в режимах насыщения. При работе регулятора мощности или ограничителя давления автоматически снижается производительность насоса, гидропривод насыщается, теряется независимость скорости от нагрузки выходного звена потребителя, нарушается синхронизация исполнительных механизмов.

Рассмотренные выше системы гидропривода относятся к традиционным гидромеханическим системам, схемные решения которых заложены в середине 1970-х годов. Современные электрогидравлические *flow sharing* гидроприводы позволяют еще более повысить энергоэффективность, устранить вредное влияние контура гидравлической отрицательной обратной связи на динамические характеристики привода, повысить быстродействие.

На рисунке 4 показан предлагаемый нами вариант электрогидравлического *flow sharing* гидропривода, работа которого полностью основана на предложенном способе повышения КПД за счет увеличения глубины насыщения потока.

Кроме ранее описанных компонентов, гидропривод включает: задающее устройство, например, по-

тенциометр или джойстик, контроллер, насос с пропорциональным управлением производительностью. Отличие заключается в отсутствии контура обратной связи по давлению и замене регулятора постоянного перепада давления на электропропорциональный регулятор производительности насоса.

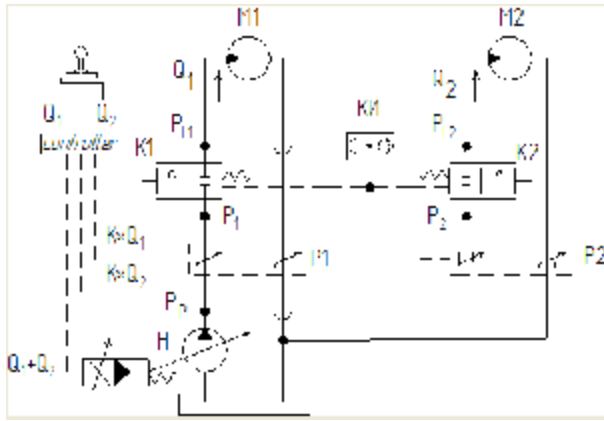


Рисунок 4 — Схема электрогидравлического flow sharing гидропривода с глубоким насыщением

Работает гидропривод следующим образом. Задающие сигналы, пропорциональные расходам  $Q_1$ ,  $Q_2$  подаются на контроллер. Суммируя  $Q_1$  и  $Q_2$ , контроллер определяет необходимую производительность насоса  $H$  и подает соответствующий сигнал на пропорциональный распределитель регулятора насоса. Кроме того, сигналы, пропорциональные  $Q_1$  и  $Q_2$  с коэффициентом пропорциональности  $k$  с выхода контроллера подаются на обмотки управления основных распределителей  $P1$  и  $P2$ . Коэффициент  $k$  — глубина насыщения потока, вычисляется контроллером по формуле

$$k_{\max} = \frac{S_{\text{val}}}{\max(S_1 - S_2)} = \frac{Q_{\text{nom}}}{\max(Q_1 - Q_2)},$$

где  $Q_{\text{nom}}$  — номинальный расход основного распределителя.

В результате такого способа управления, распределители  $P1$  и  $P2$  вводятся в режим глубокого насыщения по потоку и перепады давления на них уменьшаются по квадратичной зависимости от глубины насыщения, что повышает КПД гидропривода. Кроме того, отсутствие трехлинейного гидромеханического компенсатора давления исключает отрицательное влияние его перепада давления  $\Delta P_0$  на энергоэффективность гидропривода. Только за счет устранения вредного влияния пружины трехлинейного компенсатора экономия составляет  $\Delta P_0 Q$  (примерно 3,3 кВт мощности на каждые 100 л/мин потока насоса).

Другой особенностью этого гидропривода является отсутствие load sensing режима работы как в ранее описанном гидромеханическом flow sharing гидроприводе. Этот гидропривод является полностью однорежимным flow sharing гидроприводом, поэтому применение разработанного способа повышения

КПД особенно эффективно. Распределение потоков в предлагаемом гидроприводе выглядит следующим образом:

$$Q_1 = \mu k S_1 \sqrt{2/\rho} \sqrt{(P_p - P_{\max} - \Delta P_{K02}) k_2},$$

$$Q_2 = \mu k S_2 \sqrt{2/\rho} \sqrt{(P_p - P_{\max} - \Delta P_{K02}) k_2}.$$

Из уравнений видно, что глубина насыщения  $k$  не изменяет потоки (1) и (2), однако перепады давления на основных распределителях снижаются в  $k^2$  раз.

В режиме управления одиночной нагрузкой, когда на контроллер поступает только один сигнал, пропорциональный  $Q_1$  или  $Q_2$ , на управляемый основной распределитель подается сигнал полного открытия, а расход определяется только установкой рабочего объема насоса. Таким образом, в режиме одиночной нагрузки, пропорциональный распределитель работает как дискретный распределитель, что означает практическое отсутствие существенных дроссельных потерь на его рабочих окнах, поэтому этот режим работы эквивалентен по эффективности объемному способу регулирования скорости. Независимость скорости от нагрузки обеспечивается жесткостью статической характеристики насоса, как и при объемном регулировании скорости.

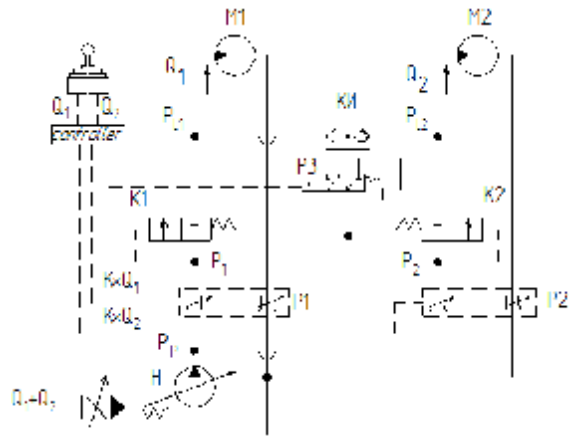


Рисунок 5 — Схема электрогидравлического flow sharing гидропривода с разгрузкой компенсаторов

В режиме одиночной нагрузки компенсаторы давления ( $K1$ ,  $K2$ ) являются избыточными структурными элементами на золотниках которых поддерживается перепад  $\Delta P_{K02}$  давления что эквивалентно потере примерно 1кВт мощности на каждые 100 л/мин расхода насоса.

Если предполагается длительная работа одиночной нагрузки или ее частое включение, то для устранения этого недостатка разработана схема, показанная на рисунке 5. Контроллер гидропривода подсчитывает число активных электрических каналов на его входе и при  $n=1$  подает управляющий сигнал на обмотку электромагнита распределителя  $P3$ . Двухпозиционный трехлинейный распределитель установлен

между выходом клапана ИЛИ и линией, соединяющей управляющие порты двухлинейных компенсаторов со стороны пружинной полости. При его включении пружинные полости двухлинейных компенсаторов соединяются с баком, а поток рабочей жидкости, преодолевая давление пружины без существенных гидравлических потерь, подается потребителю.

Следовательно, способ регулирования скорости одиночной нагрузки в данном гидроприводе — объемный.

### Выводы

1. Выполненными исследованиями установлено влияние глубины насыщения потока насоса на КПД *flow sharing* гидропривода. Увеличение КПД гидропривода достигается за счет обратноквадратичного влияния глубины насыщения на перепад давления на рабочих окнах пропорциональных распределителей.

2. Полученное выражение для КПД *flow sharing* гидропривода имеет общий вид, применимый как для *flow sharing*, так и для load sensing режимов работы.

3. Предложенный способ повышения КПД, заключающийся в увеличении глубины насыщения потока насоса за счет пропорционального увеличения площадей открытия рабочих окон распределителей, отличается простотой и беззатратностью.

4. Рассмотрены особенности насыщения потока в гидроприводе с комбинированным регулятором, включающим регулятор постоянного перепада давления, регулятор постоянной мощности и ограничитель давления. Показано существование трех областей насыщения потока. В каждой области насыщения возможно повышение КПД согласно предложенному способу. Установлено, что наибольшие значения КПД могут достигаться на наиболее важном гиперболическом участке характеристики регулятора мощности.

5. Предложены два варианта электрогидравлических *flow sharing* гидропривода, работающих в режиме глубокого насыщения при работе на совмещенные технологические операции, а при работе с одиночной нагрузкой такие гидроприводы работают в режиме объемного регулирования скорости.

6. Перспективы повышения КПД связаны с интеграцией электронной техники в контур управления гидроприводом, совершенствованием алгоритмов управления, замещением гидромеханических аппаратов электрогидравлическими.

### Литература

1. Щербаков, В.Ф. Энергосберегающие гидроприводы строительных и дорожных машин/ В.Ф. Щербаков //Строительные и дорожные машины.— 2011.— №11.— С. 43—44.

2. Heybroek, K. Saving energy in construction machinery using displacement control hydraulics. Concept realization and validation/ KimHeybroek// Link ping studies in science and technology. Thesis №1372.— Link ping.— 2008.— 117 p.— Available at:

<http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:126676/fulltext01>

3. Axin, M. Fluid power systems for mobile applications with a focus on energy efficiency and dynamic characteristics/M. Axin// Link ping studies in science and technology. Thesis № 1595.— Link ping.— 2013.—59p.— Available at:<http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:621033/fulltext01.pdf>

4. Hydraulic solutions for mobile applications. VP170 directional control valve proportional, load-sensing and pressure compensation. Parker Hannifin corporation hydraulic valve division. Bulletin HY14-2006/US, 400, 9/0C, GL.

5. 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)

6. Andersen, Torben O. Controlling a conventional LS-pump based on electrically measured LS-pressure/ Torben O. Andersen, Henric C. Pedersen, Michael R. Hansen// Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control. —10.09.08 — 12.09.08.— Bath, United Kingdom. —14 p.— Available at: <http://www.vbn.aau.dk/en/publications/controlling-a-conventional-LS-pump-based-on-electrically-measured-LS-pressure> (ec97b9f0-fc2c-11dd-88f3-000ea68e967b).html

7. Lovrec, D. Electro-hydraulic load sensing with speed controlled hydraulic supplied system on forming machines/D. Lovrec, M. Kastrevc, S. Vlaga//Int. J. Adv. Manuf. Technol. DOI 10.1007/S00170-008-1553-y.-10p.— Available at: <http://www.me.metu.edu.tr/courses/me516/Pres.pdf>

8. Козлов, Л.Г. Вибір параметрів зворотного зв'язку в гідроприводі чутливому до навантаження/Л.Г. Козлов, О.В.Петров//Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2006 — №3.— С. 31—42.

9. Петров, О.В. Гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідро—розподільника: автореф. дис...канд. техн. наук: 05.02.02/ Петров Олександр Васильович.— Вінниця, 2010.— 14 с.

10. Пат. 43441 Україна, МПК F15B13/04. Гідропривод для незалежного від навантаження управління витратою./Козлов Л.Г., Петров О.В. / Заявл. 30.06.2009, Опубл.10.08.2009, Бюл.№15.— 4с.

11. PVG120 Proportional valves. Technical information. -520L0356 Rev HA Apr 2010.-44p.- Available at: <http://www.sauer-danfoss.com>.

12. Бондарь, В.А. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура/В.А.Бондарь//Вісник СумДУ. — 2004. — №12(58).— С. 41—45.

### References

1. Scherbakov, V.F. Energosberegauschie gidroprivody stroitelnyh i dorozhnyh mashin / V.F. Scherbakov// Stroitelnye i dorozhnye mashiny.— 2011.— №11.— С. 43—44.



2. Heybroek, K. Saving energy in construction machinery using displacement control hydraulics. Concept realization and validation/ K. Heybroek// Link ping studies in science and technology. Thesis №1372.— Link ping.— 2008.— 117 p.— Available at: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:126676/fulltext01>

3. Axin, M. Fluid power systems for mobile applications with a focus on energy efficiency and dynamic characteristics / M. Axin// Link ping studies in science and technology. Thesis № 1595.— Link ping.— 2013.— 59p.— Available at: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:621033/fulltext01.pdf>

4. Hydraulic solutions for mobile applications. VP170 directional control valve proportional, load-sensing and pressure compensation. Parker Hannifin corporation hydraulic valve division. Bulletin HY14-2006/US, 400, 9/0C, GL.

5. 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)

6. Andersen, Torben O. Controlling a conventional LS-pump based on electrically measured LS-pressure/ Torben O. Andersen, Henric C. Pedersen, Michael R. Hansen// Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control. -10.09.08 — 12.09.08.— Bath, United Kingdom. -14 p.— Available at: [http://www.vbn.aau.dk/en/publications /controlling-a-conventional-LS-pump-based-on-electrically-measured-LS-pressure \(ec97b9f0-fc2c-11dd-88f3-000ea68e967b\).html](http://www.vbn.aau.dk/en/publications /controlling-a-conventional-LS-pump-based-on-electrically-measured-LS-pressure (ec97b9f0-fc2c-11dd-88f3-000ea68e967b).html)

7. Lovrec, D. Electro-hydraulic load sensing with speed controlled hydraulic supplied system on forming machines/D. Lovrec, M. Kastrevc, S. Vlaga//Int. J. Adv. Manuf. Technol. DOI 10.1007/S00170-008-1553-y.-10p.— Available at: <http://www.me.metu.edu.tr/courses/me516/Pres.pdf>

8. Kozlov, L.G. Vybir parametriv zvorotnogo zviazku v gidropriyodi chutlyvomu do navantazhennia/L.G. Kozlov, O.V. Petrov // Visnyk Vinnytskogo politekhnichnogo instytutu. — 2006. — №3. — S. 31—42.

9. Petrov, O.V. Gidropriyod chutlyvyy do navantazhennia na bazi multyrezhymnogo gidrorozpodilnyka: avtoref. dys...kand. terhn. nauk: 05.02.02/ Petrov Oleksandr Vasyliovych. — Vinnytsia, 2010. — 14 c.

10. Pat. 43441 Ukraine, MPK F15B13/04. Gidropriyod dlia nezalozhnogo vid navantazhennia upravlinnia vytratoi / L.G. Kozlov, O.V. Petrov / Zaiavl.30.06.2009, Opubl.10.08.2009, biul. №15.— 4 s.

11. PVG120 Proportional valves. Technical information. — 520L0356 Rev HA Apr. 2010. — 44 p.— Available at: <http://www.sauer-danfoss.com>.

12. Bondar, V.A. Principy LS i LUDV v gidrosystemah otkrytogo kontura / V.A. Bondar // Visnyk SumDU.— 2004.— №12(58).— C. 41—45.

Надійшла 13.03.2014 року

УДК 621.20

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НАСИЧЕННЯ ПОТОКУ НАСОСА НА ККД FLOW SHARING ГІДРОПРИВОДА**

**М.О. Галухін**

Розглянуто умови насичення потоку насоса *flow sharing* гідропривода з позиції введеного поняття глибини насичення потоку. Показано, що при переході від *load sensing* режиму до *flow sharing* режиму швидкість зменшується по оберненопропорційній залежності від значення глибини насичення потоку, а перепад тиску на пропорційному розподільнику — по оберненоквадратичній залежності. Отримано вираз ККД *flow sharing* гідропривода і показано, що він має загальний вигляд. Як окремий випадок, отримані вирази ККД для *load sensing* режиму роботи гідропривода. Показано, що зі збільшенням глибини насичення потоку, ККД *flow sharing* гідропривода збільшується. Запропоновано спосіб підвищення ККД, заснований на збільшенні глибини насичення потоку насоса шляхом пропорційного збільшення площ відкриття активних пропорційних розподільників. Розглянуто особливості роботи гідропривода на основі насоса з комбінованим регулятором: *load sensing* регулятором і регулятором потужності. Показано, що найбільший ККД досягається в режимі насичення на гіперболічній ділянці статичної характеристики насоса.

*Ключові слова:* КПД, *flow sharing*, *load sensing*, *гідропривод*, *насичення потоку*.

UDC 621.20

**STUDY OF FLOW SATURATION OF A PUMP ON A COEFFICIENT OF PERFORMANCE OF A FLOW SHARING HYDRAULIC DRIVE**

**N. Galukhin**

The article describes flow saturation conditions of *flow sharing* hydraulic drive from the position of introduced term of flow depth saturation. It is shown that during transition from the *load sensing* mode to the *flow sharing* mode velocity decreases according to the inverse dependence on value of flow depth saturation and pressure drop decreases on the proportional valve according to the inverse quadratic dependence. A coefficient of performance of *flow sharing* hydraulic drive is obtained and it is shown that it has a general form. As a special case the expressions of coefficient of performance for *load sensing* hydraulic drive mode are obtained. It is shown that with a flow depth saturation increase the coefficient of performance of *flow sharing* hydraulic drive increases. A method of a coefficient of performance increase based on a flow depth saturation increase of a pump by a proportional increase of open areas of active proportional valves is proposed. The features of the hydraulic drive based on a pump with combined controller: a *load sensing* controller and a power regulator are observed. It is shown that the highest coefficient of performance of hydraulic drive can be achieved on the saturation mode on a hyperbolic region of a pump static characteristic.

*Key words:* highest coefficient of performance, *flow sharing*, *load sensing*, *hydraulic drive*, *saturation mode*.