

УДК 621.225(075.8)

А.А. ГИНЗБУРГ

главный конструктор

E-mail: ginsburg.gsktb@tut.by

ОАО «Гомельское специальное конструкторско-техническое бюро гидропневмоавтоматики», г. Гомель, Республика Беларусь

Д.Л. СТАСЕНКО, канд. техн. наук, доц.

заведующий кафедрой

Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 25.04.2018.

СРАВНЕНИЕ ОДНОПОТОЧНЫХ ГИДРОСИСТЕМ С ОБЪЕМНОЙ И КЛАПАННОЙ АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ ПО УРОВНЮ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ

Проведено исследование потерь мощности в однопоточных гидравлических системах с объемной адаптацией к нагрузке (использующих насос с регулятором разности давлений) и с клапанной адаптацией к нагрузке (использующих клапан разности давлений и нерегулируемый насос). Гидросистемы с объемной адаптацией проигрывают гидросистемам с клапанной адаптацией по стоимости и надежности, но считается, что потери мощности в них являются меньшими. В работе установлено, что при использовании современного гидрооборудования существуют условия, в которых гидросистемы с клапанной адаптацией являются предпочтительными по сравнению с гидросистемами с объемной адаптацией по энергетической эффективности. Предложен способ определения этих условий в зависимости от уровня давления в гидросистеме и суммарного расхода, потребляемого исполнительными органами, получены применимые на практике выводы для различных гидросистем.

Ключевые слова: гидравлические системы, адаптация к нагрузке, LS-системы, потери мощности, энергетическая эффективность

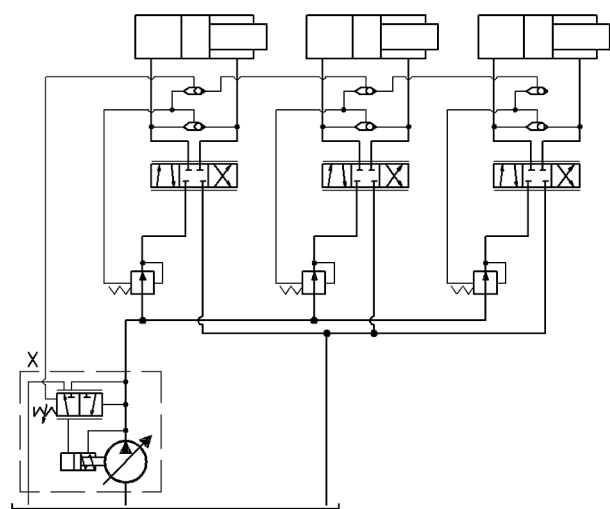
Введение. Гидравлические системы с адаптацией к нагрузке (LS-системы, от словосочетания load sensing) решают основную проблему одновременного дроссельного регулирования скоростей нескольких рабочих органов гидропривода — проблему чрезмерного уровня потерь мощности в гидросистеме.

При традиционном дроссельном регулировании скоростей нескольких одновременно работающих исполнительных органов гидропривода регулирование их скоростей может происходить только при максимальном давлении на входе гидросистемы, не зависящем от уровня давления на исполнительных органах [1]. В результате потери мощности в гидроприводе оказываются недопустимо высокими. В гидросистемах с адаптацией к нагрузке давление на наиболее нагруженном исполнительном органе используется для управления входным давлением гидросистемы, так что входное давление изменяется в соответствии с изменением давления на наиболее нагруженном исполнительном органе, превышая его на небольшую постоянную величину [1, 2].

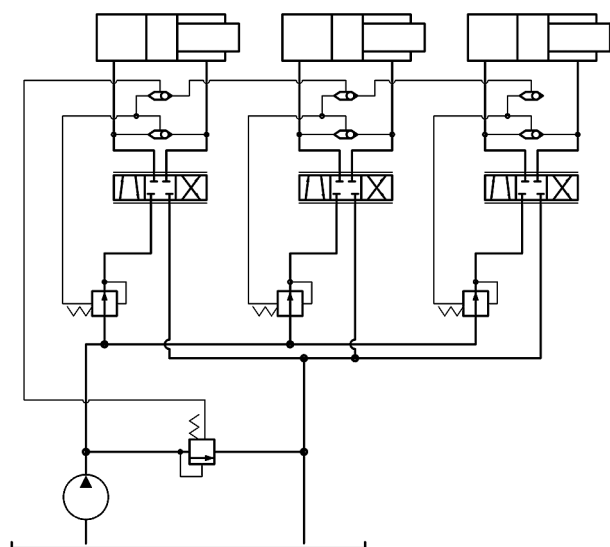
Для реализации принципа адаптации к нагрузке гидросистема дополнительно оснащается

системой выбора наибольшего из давлений на исполнительных органах и устройством, поддерживающим постоянную разность давлений между этим давлением и входным давлением гидросистемы. В качестве такого устройства может использоваться либо насос с регулятором разности давлений (гидропривод с объемной адаптацией к нагрузке), либо гидроклапан разности давлений (гидропривод с клапанной адаптацией к нагрузке). Принципиальные гидравлические схемы таких систем приведены на рисунке 1.

Традиционно считалось и подтверждалось расчетами [3, 4], что по уровню потерь мощности системы с объемной адаптацией являются более эффективными, чем однопоточные системы с клапанной адаптацией. Это мнение является одной из основных причин того, что в подавляющем большинстве случаев разработчики выбирают принцип объемной адаптации. В качестве примера можно привести самые распространенные в Республике Беларусь системы с адаптацией к нагрузке серийной техники — гидросистемы энергонасыщенных тракторов МТЗ и зерноуборочных комбайнов «Лида-1300» и «Лида-1600» ОАО «Лидагропромаш».



а



б

Рисунок 1 — Принципиальные гидравлические схемы гидросистем с объемной (а) и клапанной (б) адаптацией

Однако сравнение энергетической эффективности систем с объемной и клапанной адаптацией расчетным методом проводилось около трех десятилетий назад на элементной базе (насосах и гидроаппаратуре), соответствующей уровню развития техники того времени. За прошедшее время элементная база таких гидросистем подверглась существенной модернизации, в результате чего параметры используемых в гидросистемах насосов и гидравлической аппаратуры заметным образом изменились. В частности, при современном уровне техники неоправданным оказывается предположение о равенстве настроенных разностей давлений между давлением на наиболее нагруженном исполнительном органе и входным давлением гидросистемы для гидросистем с объемной и клапанной адаптацией, принятое в предыдущих расчетах [3–4]. Соответственно, ранее проведенные исследования не учитывали

фактор различного уровня разности давлений в гидросистемах обоих типов, а также связанный с ним фактор диапазона регулирования расходов в гидросистеме.

Целью настоящей работы является сравнение относительных потерь мощности в однопоточных гидравлических системах с объемной и клапанной адаптацией к нагрузке и определение влияющих на них факторов.

Основная часть. Потери мощности гидросистем с адаптацией к нагрузке для гидросистемы с количеством исполнительных органов, равным n , согласно [5] можно определить их суммированием:

- для гидросистем с объемной адаптацией:

$$\Delta N_o = \Delta p_{LSO} \sum_{i=1}^n Q_i + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i; \quad (1)$$

- для гидросистем с клапанной адаптацией:

$$\Delta N = \Delta p_{LSK} Q_0 + \max(p_i) \left(Q_0 - \sum_{i=1}^n Q_i \right) + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i,$$

где Δp_{LSO} и Δp_{LSK} — разность давлений между входным давлением гидросистемы и давлением на наиболее нагруженном рабочем органе (LS-перепад) для гидросистем с объемной и клапанной адаптацией соответственно; p_i — давление в рабочей полости i -го исполнительного органа; Q_i — расход на i -м исполнительном органе; Q_0 — входной расход гидропривода (подача насоса) однопоточной системы с клапанной адаптацией.

Последнее слагаемое выражений (1) и (2) представляет собой характерную для любой гидравлической системы с адаптацией к нагрузке долю потерь мощности, обусловленную разностью рабочих давлений на различных исполнительных органах. Она определяется параметрами исполнительных органов, характером и величиной их нагружения и не зависит от типа гидросистемы.

Анализируя выражения (1) и (2), можно видеть, что потери мощности в гидросистеме с объемной адаптацией к нагрузке не превосходят потери мощности в гидросистеме с клапанной адаптацией только при выполнении условия:

$$\frac{Q_0}{\sum_{i=1}^n Q_i} \geq 1 + \frac{\Delta p_{LSO} - \Delta p_{LSK}}{p_0}, \quad (3)$$

где p_0 — максимальное давление в гидросистеме в данный момент.

Величина в знаменателе левой части неравенства (3) представляет собой текущую величину сумм расходов, настроенных на исполнительных органах гидросистемы, которая при прочих равных условиях не превышает величину Q_0 , то есть подачи насоса гидросистемы с клапанной адаптацией. Если предположить, что насос гидросистемы с клапанной адаптацией подобран правильно, так что его подача равна максимальному суммар-

ному расходу, настроенному на исполнительных органах в течение рабочего цикла гидропривода, то отклонение текущей суммы настроенных на исполнительных органах расхода от максимального значения этой суммы составляет $\Delta Q = Q_0 - \sum_{i=1}^n Q_i$.

С учетом этого, выражение (3) можно переписать в виде:

$$\frac{\Delta Q}{\sum_{i=1}^n Q_i} \geq \frac{\Delta p_{LSO} - \Delta p_{LSK}}{p_0} \quad (4)$$

Для оценки правой части выражения (4) необходим анализ элементной базы современных гидросистем с адаптацией к нагрузке, в первую очередь, сравнение обеспечиваемых величин LS-перепадов для случаев объемной и клапанной адаптации.

В гидросистемах с объемной адаптацией к нагрузке величина Δp_{LSO} определяется настройкой регулятора насоса с регулятором разности давлений, входящего в состав гидросистемы (таблица 1, [6–11]).

При анализе этих значений следует дополнительно учитывать влияние, оказываемое динамическими режимами работы сравниваемых гидросистем на характерные для них потери мощности. В предыдущих исследованиях [3, 4] неявно предполагалось, что нагружение исполнительных органов и давление в гидросистеме имеют статический характер, но данное предположение является справедливым до тех пор, пока давления можно считать постоянными, то есть характерное время изменения давлений на исполнительных органах гидросистемы оказывается существенно большим по сравнению со временем реакции элементов гидросистемы, поддерживающих LS-перепад Δp_{LS} (гидроклапана разности давлений для системы с клапанной адаптацией и насоса для системы с объемной адаптацией).

Во многих случаях это предположение соответствует действительности и динамика изменения нагрузок на исполнительных органах гидросистемы в течение всего рабочего цикла машины

Таблица 1 — Значения настроенного LS-перепада для насосов различных производителей

Тип насоса	Производитель	Δp_{LS} , МПа
Series 45	Sauer-Danfoss Inc.	1,2–4,0
A10VO	Bosch Rexroth AG	1,8
A11VO	Bosch Rexroth AG	1,8 (возможно от 1,4 до 2,5)
HR02	Linde Hydraulics	2,0 (возможно от 1,6 до 2,7)
VP1	Parker Hannifin	2,5
V30D	HAWE Hydraulik	3,0

или его большей части является меньшей, чем скорость реакции управляющих элементов. Однако в некоторых случаях, если давления на исполнительных органах нарастают или убывают со скоростью, сравнимой со временем реакции указанных элементов, характер работы гидросистемы существенно изменяется. В частности, при быстром нарастании нагрузки на наиболее нагруженном рабочем органе, при котором насос в системе с объемной адаптацией или гидроклапан разности давлений в системе с клапанной адаптацией не успевают поддерживать величину LS-перепада Δp_{LS} (то есть повышать входное давление гидросистемы в темпе нарастания давления на исполнительном органе), текущее значение Δp_{LS} окажется меньше настроенного значения, а возможно, что и входное давление гидросистемы окажется меньше давления на исполнительном органе. Недостаточная разность давлений может привести к торможению наиболее нагруженных рабочих органов, подвергающихся динамическому нагружению.

При быстром падении нагрузки, а следовательно давления на наиболее нагруженном рабочем органе, возникает обратная ситуация — элемент регулирования LS-перепада не успевает снижать входное давление гидросистемы с той же скоростью, в результате чего разность давлений между наиболее нагруженным рабочим органом и входным давлением оказывается большей, чем настроенная, отчего возрастает LS-перепад и потери мощности. При этом величина превышения Δp_{LS} над установленным значением и обусловленных этим потерь мощности также растет со снижением быстродействия управляющего элемента.

Таким образом, работа гидросистемы с адаптацией к нагрузке в динамических режимах, характеризующихся быстрым изменением нагрузки на рабочих органах, приводит к повышению потерь мощности, что является известным фактом и отмечалось в литературе [3].

Избежать подобной ситуации возможно только за счет повышения быстродействия управляющего устройства и за счет повышения самой величины LS-перепада давлений Δp_{LS} , что обеспечивает системе в динамическом режиме запас времени для отработки гидравлического сигнала повышения нагрузки на исполнительном органе (давления в гидролинии управления). При этом чем ниже быстродействие управляющего устройства, тем большим должно быть принято значение Δp_{LS} .

Сравнение однопоточных гидросистем с объемной и клапанной адаптацией к нагрузке показывает, что характерное быстродействие гидравлической аппаратуры, в частности, клапанов разности давлений, регулирующих LS-перепад в гидросистемах с клапанной адаптацией к нагруз-

ке, существенно, примерно на порядок, превосходит быстрдействие регулируемых гидромашин. Это следует как из общих соображений (значительная присоединенная масса и большая величина перемещений деталей регулятора насоса при его регулировании по сравнению с малой массой и незначительными перемещениями запорно-регулирующих элементов гидроаппаратов), так и из рассмотрения технических характеристик насосов и гидроаппаратуры. Например, время реакции современных LS-насосов (время их переключения с максимальной подачи до минимальной или в обратном направлении) составляет у лучших образцов не менее 0,15–0,25 с [8–10], а время реакции клапанов, как правило, не превышает 0,05 с и обычно находится в пределах 0,02 с [12].

При работе гидропривода внезапное торможение исполнительного органа при быстром нарастании нагрузки на нем считается нежелательным, в связи с чем его стремятся избежать. По этой причине существенно меньшее быстрдействие регулируемых насосов сравнительно с клапанами разности давлений, вынуждает дополнительно повышать величину LS-перепада систем с объемной адаптацией.

Следует еще раз отметить, что описанный характер нагружения гидросистемы, при котором скорость изменения нагрузки на исполнительных органах превосходит быстрдействие регулятора насоса, является характерным далеко не для всех гидравлических приводов. Однако во многих случаях динамика нагрузки гидросистемы, в которой будет применен тот или иной насос, априори неизвестна либо может изменяться в широких пределах. При этом во избежание неблагоприятных последствий относительно низкого быстрдействия регулятора, для насосов с регулируемым LS-перепадом не рекомендуется настройка регулятора на его минимальные значения.

В связи с этим представляется, что для гидросистем с объемной адаптацией к нагрузке характерной величиной LS-перепада согласно данным таблицы 1 должно считаться значение $\Delta p_{LS} = 1,8\text{--}2,5$ МПа.

В то же время в гидросистемах с клапанной адаптацией к нагрузке LS-перепад настраивается гидроклапаном разности давлений, настройка которого технически ограничена менее жестко и на практике может быть выбрана минимально необходимой для обеспечения заданного расхода в гидросистеме. Практически выпускаемая аппаратура для гидросистем с адаптацией к нагрузке обеспечивает поддержание величины Δp_{LS} на уровне 0,6–1,3 МПа (таблица 2, [13–16]).

Сравнивая данные таблиц 1 и 2, приходим к выводу, что в современном гидроприводе разность величин настроенных перепадов давлений ($\Delta p_{LSO} - \Delta p_{LSK}$) может составлять 1–2 МПа и в среднем может быть принята равной 1,5 МПа.

Таблица 2 — Значения настроенного LS-перепада для гидроаппаратов различных производителей

Тип гидроаппарата	Производитель	Δp_{LS} , МПа
РАМ	ОАО «ГСКТБ ГА»	не менее 0,6
M4-12	Bosch Rexroth AG	0,85–2,2 (настраиваемый)
SB 12 LS	Bosch Rexroth AG	0,7
HV08	Parker Hannifin	1,3; 1,9; 2,5

Характерный уровень максимального давления в современных гидравлических приводах с адаптацией к нагрузке составляет от 10 до 25 МПа (в некоторых случаях — и более), но среднее значение максимального давления в гидросистеме p_0 за цикл является меньшим. В целом гидросистемы с адаптацией к нагрузке можно подразделять на системы низкого (со средним значением $p_0 < 12$ МПа), среднего ($12 < p_0 < 20$ МПа) и высокого ($p_0 > 20$ МПа) давления. Соответственно, для вышеперечисленных систем правая часть выражения (4) в среднем может быть оценена примерно как 0,15 (для систем низкого давления), 0,1 (для систем среднего давления) и 0,05–0,07 (для систем высокого давления).

Если предположить, что сумма расходов, настроенных на исполнительных органах гидросистемы, является постоянной или слабопеременной, то есть при соответствующем подборе насоса гидросистемы с клапанной адаптацией величина $\Delta Q = 0$ или $\Delta Q \rightarrow 0$, то неравенство (4) не будет выполняться и средние потери мощности в гидросистеме с объемной адаптацией будут выше, чем в гидросистеме с клапанной адаптацией.

Таким образом, для выполнения неравенства (4) необходимо, чтобы изменение суммарного расхода, настроенного на исполнительных органах гидропривода, было достаточно большим, то есть для того, чтобы гидропривод с объемной адаптацией к нагрузке был более энергетически эффективным, чем гидропривод с клапанной адаптацией, необходимо, чтобы в среднем за цикл суммарный настроенный на исполнительных органах расход изменялся на величину, превышающую значение правой части выражения (4), то есть более чем на 15 % — для гидросистем низкого давления, на 10 % — для гидросистем среднего давления и 5–7 % — для гидросистем высокого давления. В случае, если сумма настроенных расходов в целом за цикл изменяется на меньшую величину, то по энергетической эффективности гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке уступают гидросистемам с клапанной адаптацией (построенным на современной аппаратуре).

Последнее утверждение является принципиально важным в связи с тем, что регулируемые насосы имеют значительно большую стоимость, более высокую трудоемкость обслуживания и ремонта и меньшую надежность, чем нерегулируемые. Особенно это сказывается в гидросистемах низкого и среднего давления, поскольку в них дорогие аксиально-поршневые регулируемые насосы конкурируют с надежными и неприхотливыми нерегулируемыми шестеренными насосами, превосходя последние по стоимости на порядок и более. В таком случае некритичное следование представлениям о преимуществе гидросистем с объемной адаптацией к нагрузке без анализа рабочего цикла системы и анализа факторов, влияющих на энергетическую эффективность, может привести к необоснованному усложнению и удорожанию гидропривода.

Кроме этого, в проведенном анализе предполагалось, что насосы сравниваемых гидросистем являются самовсасывающими, то есть в гидросистеме отсутствует контур подпитки и для гидросистем мобильных машин с нерегулируемыми насосами это предположение соответствует действительности. Однако в случае регулируемых насосов в гидросистемах с объемной адаптацией к нагрузке применение самовсасывающих насосов на практике сталкивается с заметными трудностями. Это связано с тем, что в реальных условиях эксплуатации регулируемые насосы гидросистем с адаптацией к нагрузке на мобильных машинах нуждаются в установке на своем входе фильтра тонкой очистки [17, 18], так как в качестве регулируемых применяются аксиально-поршневые насосы, которые являются гораздо более требовательными к чистоте рабочей жидкости, чем нерегулируемые шестеренные насосы, используемые в гидросистемах с клапанной адаптацией к нагрузке. Более высокие требования к чистоте рабочей жидкости связаны не только с высокой чувствительностью к загрязнениям роторно-поршневой группы и сопряженных деталей, но и с необходимостью защиты от загрязнений регулятора насоса. Установка фильтра тонкой очистки на входе в насос исключает возможность его самовсасывания из-за большого гидравлического сопротивления такого фильтра, вызывающего падение абсолютного давления на входе в насос до недопустимо низких величин, вызывающих кавитацию рабочей жидкости и достаточно быстрое повреждение деталей насоса. В связи с этим применение самовсасывающих насосов в гидравлических системах с объемной адаптацией к нагрузке имеет существенные ограничения, что подтверждается обзорами гидравлических систем мобильных машин [19].

Применение несамовсасывающих насосов и, соответственно, введение контура подпитки в гидросистему с объемной адаптацией приводит

к появлению дополнительных потерь мощности по сравнению с определяемым выражением (1), которое в этом случае приобретает вид:

$$\Delta N_o = \Delta p_{LSO} \sum_{i=1}^n Q_i + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i + p_n Q_n, \quad (5)$$

где p_n и Q_n — давление в контуре подпитки и подача насоса подпитки соответственно.

С учетом того, что подача насоса подпитки Q_n должна быть равной максимальной подаче регулируемого насоса или превосходить ее на незначительную величину, в случае полнопоточной подпитки, $Q_n \approx Q_0$. В общем же случае (с учетом гидросистем с неполнопоточной подпиткой) величину подачи насоса подпитки можно определить с учетом поправочного коэффициента k , который находится в пределах от 0,2 до 1.

С учетом этого, выражение (5) можно переписать в виде:

$$\Delta N_o = \Delta p_{LSO} \sum_{i=1}^n Q_i + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i + k p_n Q_0. \quad (6)$$

Аналогично выражению (4) можно получить условие для того, чтобы потери мощности гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке и подпиткой не превосходили потерь мощности в гидросистеме с клапанной адаптацией:

$$\frac{\Delta Q}{\sum_{i=1}^n Q_i} \geq \frac{\Delta p_{LSO} - \Delta p_{LSK}}{p_0} + \frac{k p_n Q_0}{p_0}. \quad (7)$$

Первое слагаемое правой части полученного выражения рассматривалось выше, а оценка вклада второго слагаемого может быть получена из следующих соображений.

Давление в контуре подпитки регулируемых насосов не превышает 0,7–2,2 МПа и может быть меньшим [20, 21]. Однако возможность снижения давления подпитки лимитируется перепадом давлений на фильтре, устанавливаемом на входе регулируемого насоса, поскольку в условиях практического применения чрезмерное снижение этого перепада может достигаться только за счет выбора нерационально большого типоразмера фильтра, либо вызовет необходимость чрезмерно частой замены фильтроэлемента при его минимальном загрязнении, либо приведет к открытию переливного клапана на входе в фильтр, что, в свою очередь, приведет или к режиму неполнопоточной фильтрации, вызывающему загрязнением насоса, или к дефициту расхода на входе основного насоса, приводящему к кавитации на его всасывании, то есть к недопустимому режиму работы.

В целом можно считать, что давление в контуре подпитки в условиях эксплуатации составляет 0,5–1 МПа. Соответственно, с учетом величины коэффициента k , это приводит к увеличению правой части выражения (7) по сравнению с ранее рассматривавшимся для случая самовсасывающих

регулируемых насосов выражением (4) ориентировочно на 20–50 %.

Закключение. Исследования показали, что при выборе типа однопоточной гидросистемы с адаптацией к нагрузке (с объемной или клапанной адаптацией) необходимо проводить анализ энергетической эффективности обоих типов, учитывая диапазон изменения суммарного расхода на исполнительных органах гидропривода и характерный уровень рабочего давления, и для сравнительного анализа энергетической эффективности могут быть использованы выражения (4) при наличии возможности применения самовсасывающего регулируемого насоса или (7) при использовании насоса с подпиткой.

В среднем для того, чтобы гидропривод с объемной адаптацией к нагрузке был более энергетически эффективным, чем гидропривод с клапанной адаптацией, необходимо, чтобы в среднем за цикл суммарный настроенный на исполнительных органах расход изменялся на величину, ориентировочно превышающую:

- для гидросистем низкого давления (характерный уровень давления порядка 12 МПа и менее): 15 % — для самовсасывающих насосов и 18–25 % — для несамовсасывающих насосов;
- для гидросистем среднего давления (характерный уровень давления порядка 12–20 МПа): 10 % — для самовсасывающих насосов и 12–15 % — для несамовсасывающих насосов;
- для гидросистем высокого давления (характерный уровень давления более 20 МПа): 5–7 % — для самовсасывающих насосов и до 10 % — для несамовсасывающих насосов.

В конечном итоге выбор той или иной схемы LS-системы — объемной или клапанной адаптации к нагрузке — в каждом конкретном случае определяется не только энергетической эффективностью, но и иными факторами. На него существенным образом влияют стоимость насосов, долговечность, трудоемкость обслуживания и ремонта (в этом отношении системы с нерегулируемыми насосами имеют заметные преимущества), а также величина рабочего давления в гидросистеме, диапазон частот вращения того или иного типа насосов, равномерность подачи и, соответственно, уровень пульсации давления на выходе насоса. В связи с этим большая энергетическая эффективность сама по себе не предreshает выбор между нерегулируемым и регулируемым насосом. Однако настоящая работа показывает, что при выборе насоса нельзя, как это часто делается, считать, что системы с клапанной адаптацией к нагрузке априори уступают в энергетической эффективности системам с объемной адаптацией, но необходимо для каждого конкретного случая проводить сравнительный анализ их энергетической эффективности, используя при этом результаты предлагаемого исследования.

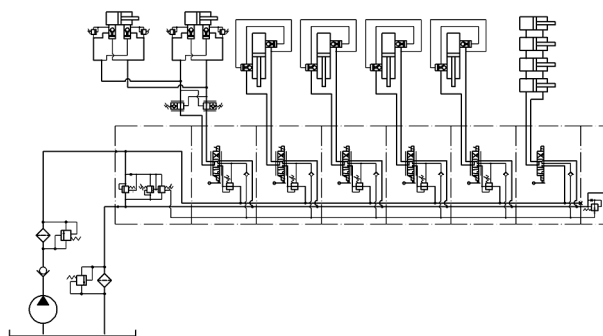


Рисунок 2 — Принципиальная гидравлическая схема гидросистемы специального грузоподъемного механизма

Ранее говорилось, что мнение о более высокой энергетической эффективности систем с объемной адаптацией к нагрузке является одной из основных причин того, что разработчики LS-систем предпочитают использовать в них регулируемые насосы. Однако при этом известны системы с клапанной адаптацией к нагрузке и нерегулируемыми насосами, обладающие удовлетворительными энергетическими характеристиками. В качестве примера можно привести гидросистемы управления исполнительными органами смесительно-зрядной машины МСЗ–ВУЭ ([22]).

В практике ОАО «ГСКТБ ГА» встречалась разработка гидравлической системы специального грузоподъемного механизма, описанной в [1] (рисунок 2). Номинальное давление гидросистемы составляет 15 МПа, и по условиям работы гидропривода изменение суммарного настроенного на исполнительных органах расхода в течение рабочего цикла не превышали 7 %, изменяясь от 45 до 48 л/мин. Таким образом, максимальное значение

отношения $Q_0 / \sum_{i=1}^n Q_i$ в течение рабочего цикла составляло 1,12, среднее — 1,06.

Поскольку гидросистема относится к гидросистемам среднего давления, и в течение большей части рабочего цикла колебания суммарного настроенного давления являются небольшими, в данном случае в гидросистеме были использованы клапанная адаптация к нагрузке и самовсасывающий нерегулируемый насос с рабочим объемом 25 см³ и номинальной подачей 48 л/мин. Величина LS-перепада в гидросистеме Δp_{LSK} была настроена на уровень 0,8 МПа.

Для случая применения объемной адаптации к нагрузке с величиной LS-перепада $\Delta p_{LSO} = 1,8$ МПа (например, при использовании насоса A10VO Bosch Rexroth AG) величина правой части выражения [3] была бы равной 1,067.

Таким образом, применение объемной адаптации к нагрузке привели бы к тому, что условие [3] не было бы выполнено и потери мощности в гидросистеме с объемной адаптацией к нагрузке превзошли бы соответствующие потери в системе

с клапанной адаптацией к нагрузке и нерегулируемым насосом.

Опыт испытаний и эксплуатации этих гидросистем подтвердил высокую энергетическую эффективность системы.

Список литературы

1. Гинзбург, А.А. Дроссельное регулирование в гидросистемах и адаптация гидропривода к нагрузке (LS-принцип): курс лекций для студ. специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / А.А. Гинзбург. — Гомель: Издат. центр УО «ГГТУ им. П.О.Сухого», 2007. — 77 с.
2. Sculthorpe, H. Hydraulic Horsepower Comes out of Its Corner / H. Sculthorpe // *Hydraulics & Pneumatics*. — 1989. — № 3.
3. Klotzbücher, W. Energieverluste in Hydrauliksystemen von Ackerschleppern / W. Klotzbücher // *Grundlagen der Landtechnik*. — 1984. — Bd. 34, Nr. 6.
4. Hesse, H. Vergleich der Energieverluste von Hydrauliksystemen für Ackerschlepper / H. Hesse // *Vortrag auf der VDI-Tagung Landtechnik*, München, 27–29 Okt. 1976.
5. Гинзбург, А.А. Критерии выбора параметров исполнительных органов гидроприводов с адаптацией к нагрузке. / А.А. Гинзбург, В.В. Пинчук // *Вестн. ГГТУ им. П.О. Сухого*. — 2007. — № 3(30). — С. 38–44.
6. Axial Piston Variable Displacement Pump A11VO: catalogue Bosch Rexroth AG. RE 92 500/06.04. — Elchingen, 2004.
7. Variable Axial Piston Pump A10V(S)O: catalogue Bosch Rexroth AG. RE 92 701/11.03. — Elchingen, 2003.
8. VP1 pump: catalogue Parker Hannifin. HY02-8029UK / Parker Hannifin. — 2005.
9. Self-regulating pump for open loop operation: catalogue Linde Hydraulics. HR02 [Electronic resource]. — Mode of access: <https://www.linde-hydraulics.com/en-gb/pumps>. — Date of access: 11.09.2014.
10. Variable displacement axial piston pump type V30D: catalogue HAWE Hydraulik. GmbH & CO. KG. — München, 2001.
11. Axial Piston Open Circuit Pumps. Technical Information: catalogue Sauer Danfoss. Series 45 [Electronic resource]. — Mode of access: <https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/our-businesses/power-solutions/>. — Date of access: 11.09.2014.
12. Testing and analysis of relief device opening times. Offshore Technology Report / Her Majesty's Stationery Office [Electronic resource]. — Mode of access: <http://www.hse.gov.uk>. — Date of access: 12.10.2014.
13. Распределители гидравлические секционные типа РАМ-12/3. — КР 44XX X12-01/10.00: каталог изделий / Гомельский ОАО «ГСКТБ ГА». — Гомель: ГСКТБ ГА, 2010.
14. Hochdruck Load-Sensing Steuerblock in Scheibenbauweise: catalogue Bosch Rexroth AG. RD 64 276/06.06. — Elchingen, 2006.
15. Wegeventile SB 12 LS: catalogue / Robert Bosch GmbH. — Stuttgart, 1998.
16. Directional Control Valves HV08: catalogue Parker Hannifin. HY02-8029UK / Parker Hannifin. — 2005.
17. Hesse, H. Rückblick auf Entwicklungsschwerpunkte der Traktorhydraulik. / H. Hesse // *Ölhydraulik und Pneumatik*. — 1999. — 43, Nr 10. — S. 704–713.
18. van Tamme, T. Schlepperhydraulik. / T. van Tamme // *Jahrbuch Agrartechnik 2*. — Münster-Hiltrup: Landwirtschaftsverlag, 1989. — S. 34–37.
19. Nachlese zur Agritechnica 2013 / K. Hartmann [et al.] // *Ölhydraulik und Pneumatik*. — 1988. — 5445, Nr. 1–2. — S. 32–37.
20. Васильченко, В.А. Гидропривод и средства гидроавтоматики / В.А. Васильченко [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.hydront.ru/?id=40>. — Дата доступа: 12.10.2014.
21. Васильченко, В. Современные достижения в гидроприводе мобильных машин. / В. Васильченко, А. Шекунов // *Основные средства*. — 2007. — № 6.
22. Машина смешительно-зарядная МС3-ВУЭ: рук-во по эксплуатации 357.5175.00.00.000 РЭ. — Белгород: Гормаш, 2011.

HINZBURH Aleksander A.

Chief Designer

E-mail: ginsburg.gsktb@tut.by

OJSC “Gomel Special Design and Technical Bureau Of Hydro-Pneumatic Automation”, Gomel, Republic of Belarus

STASENKO Dmitriy L., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Head of the Department

Pavel Sukhoi State Technical University of Gomel, Gomel, Republic of Belarus

Received 25 April 2018.

COMPARATIVE ANALYSIS OF POWER LOSSES IN THE SINGLE-FLOW LS-SYSTEMS WITH PUMP AND VALVE CONFIGURATION

The power losses in the single-flow hydraulic LS-systems with a pump configuration (using the variable displacement LS-pump) and with a valve configuration (using the fixed displacement pump) are investigated. Hydraulic systems with a pump configuration concede to the hydraulic systems with a valve configuration on the cost and reliability, but it is believed that the power losses in them are smaller. The paper found that while using modern hydraulic equipment there are conditions in which LS-systems with a valve configuration are preferred for energy efficiency. A method is proposed for determining these conditions depending on the level of hydraulic pressure and total flow consumed by actuators. The conclusions for various hydraulic systems which are applicable in practice are obtained.

Keywords: hydraulic systems, load sensing, LS-systems, power loss, energy efficiency

References:

1. Hinzburch A.A. *Drosselnoe regulirovanie v gidrosistemakh i adaptatsiya gidroprivoda k nagruzke (LS-printsip). Kurs lektsiy dlya studentov spetsialnosti 1-36 01 07 “Gidro-*

pnevmosistemy mobilnykh i tekhnologicheskikh mashin” [Hydraulic throttle control and load sensing principle. Lecture course for the students of specialty 1-36 01 07 “Hydraulic and pneumatic systems of mobile and tech-

- nological machines”]. Gomel, Sukhoi State Technical University of Gomel Publ., 2007. 77 p.
2. Sculthorpe H. Hydraulic Horsepower Comes out of Its Corner. *Hydraulics & Pneumatics*, 1989, no. 3.
 3. Klotzbücher W. Energieverluste in Hydrauliksystemen von Ackerschleppern. *Grundlagen der Landtechnik*, 1984, Bd. 34, Nr. 6.
 4. Hesse H. Vergleich der Energieverluste von Hydrauliksystemen für Ackerschlepper. *Vortrag auf der VDI-Tagung Landtechnik*, München, 1976.
 5. Hinzburh A.A., Pinchuk W.W. Kriterii vybora parametrov ispolnitelnykh organov gidroprivodov s adaptatsiyey k nagruzke [Criteria for choosing the parameters of the actuators of hydraulic LS-systems]. *Vestnik Gomelskogo gosudarestvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P.O. Sukhogo* [Herald of the Sukhoi State Technical University of Gomel], 2008, no. 3(30), pp. 38–44.
 6. Bosch Rexroth AG catalog RE 92 500/06.04. *Axial Piston Variable Displacement Pump A11VO*. Elchingen, 2004.
 7. Bosch Rexroth AG catalog RE 92 701/11.03. *Variable Axial Piston Pump A10V(S)O*. Elchingen, 2003.
 8. Parker Hannifin catalog HY02-8029UK. *VPI pump*. Parker Hannifin, 2005.
 9. Linde Hydraulics GmbH & CO. KG catalog HR02. *Self-regulating pump for open loop operation*. Available at: <http://www.linde-hydraulics.com/en-gb/pumps> (accessed 11 September 2014).
 10. HAWE Hydraulik GmbH & CO. KG catalog. *Variable displacement axial piston pump type V30D*. München, 2001.
 11. Sauer Danfoss catalog. *Series 45 Axial Piston Open Circuit Pumps*. Technical Information, 2009. – Available at: <http://www.danfoss.com/en/about-danfoss/our-businesses/power-solutions/> (accessed 11 September 2014).
 12. *Testing and analysis of relief device opening times. Offshore Technology Report*. Her Majesty’s Stationery Office. Available at: <http://www.hse.gov.uk> (accessed 12.10.2014).
 13. OJSC “GSKTB GA” catalog KP 44XX X12-01/10.00. *Hydraulic control valves PAM-12/3*. Gomel, 2010.
 14. Bosch Rexroth AG catalog RD 64 276/06.06. *Hochdruck Load-Sensing Steuerblock in Scheibenbauweise*. Elchingen, 2006.
 15. Robert Bosch GmbH catalog. *Wegeventile SB 12 LS*. Stuttgart, 1998.
 16. Parker Hannifin catalog HY02-8029UK. *Directional Control Valves HV08*. Parker Hannifin, 2005.
 17. Hesse H. Rückblick auf Entwicklungsschwerpunkte der Traktorhydraulik. *Ölhydraulik und Pneumatik*, 1999, Bd. 43, Nr. 10, S. 704–713.
 18. van Tamme T. Schlepperhydraulik. *Jahrbuch Agrartechnik*, Münster-Hiltrup, 1989, Bd. 2, S. 34–37.
 19. Hartmann K., et al. Nachlese zur Agritechnica 2013. *Ölhydraulik und Pneumatik*, 1988, 5445, Nr. 1-2, S. 32–37.
 20. Vasilchenko V.A. *Gidroprivod i sredstva gidroavtomatiki* [Hydraulic drive and means of hydraulic automatics]. Available at: <http://www.hydront.ru/?id=40> (accessed 12 October 2014).
 21. Vasilchenko V.A., Shekunov A.K. Sovremennyye dostizheniya v gidroprivode mobilnykh mashin [Modern achievements in the hydraulic drive of mobile machines], *Osnovnye sredstva* [Fixed Assets], 2007, no 6.
 22. *Mashina smesitelno-zaryadnaya MSZ-VUE: rukovodstvo po ekspluatatsii 357.5175.00.00.000 RE* [Mixing-charging machine MSZ-VUE. Service manual 357.5175.00.00.000 RE]. Belgorod, 2011.