

УДК 621.225(075.8)

НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ LS-СИСТЕМ С КЛАПАННОЙ АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ

А.А. Гинзбург¹, Ю.А. Андреевец²

¹ОАО «Гомельское специальное конструкторско-техническое бюро гидропневмоавтоматики», г. Гомель, Республика Беларусь,

² УО «Гомельский государственный технический университет им. П.О.Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь

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

Традиционное дроссельное регулирование скоростей нескольких одновременно работающих исполнительных органов гидропривода 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 управляет входным давлением гидросистемы, и входное давление изменяется в соответствии с изменением давления на наиболее нагруженном исполнительным органе, превышая его на небольшую постоянную величину (так называемый LS-перепад давлений) [1, 2].

Гидросистема с адаптацией к нагрузке оснащается системой выбора наибольшего из давлений на исполнительных органах и устройством, поддерживающим постоянную разность давлений между этим давлением и входным давлением гидросистемы. В качестве этого устройства используется либо насос с регулятором разности давления (гидропривод с объемной адаптацией к нагрузке) либо гидроклапан разности давлений (гидропривод с клапанной адаптацией к нагрузке). При этом 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, поскольку в системах с объемной адаптацией величина подачи насоса в любой момент времени практически равна суммарному расходу рабочей жидкости, настроенному на рабочих органах в процессе регулирования их скорости, в то время как в системе с клапанной адаптацией подача насоса является постоянной, и практически постоянно превышает суммарный расход, настроенный на рабочих органах. Этот излишек подаваемой рабочей жидкости переливается через клапан разности давления, создавая дополнительные потери мощно-

сти системы с клапанной адаптацией по сравнению с системой с объемной адаптацией.

В результате 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, например, гидросистемы энергонасыщенных тракторов МТЗ.

Принципиальные гидравлические схемы таких систем приведены на рис. 1.

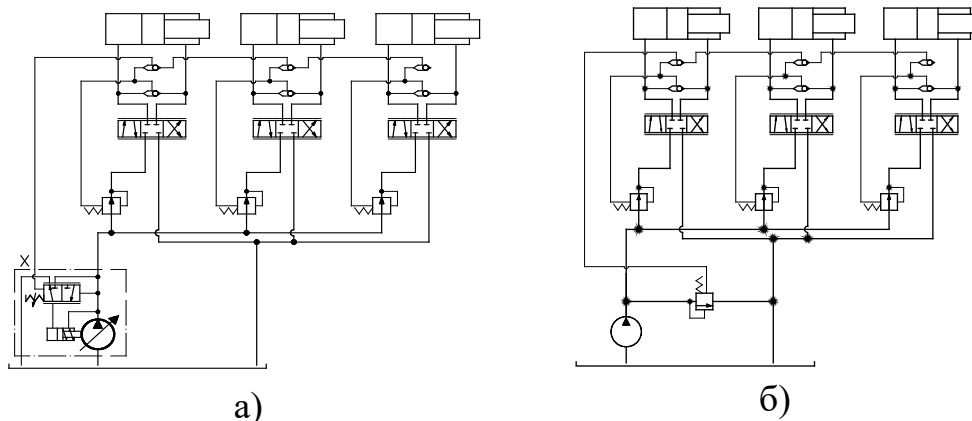


Рис. 1 - Принципиальные гидравлические схемы однопоточных гидросистем с объемной (а) и клапанной (б) адаптацией

С другой стороны, применение регулируемых насосов сдерживает внедрение LS-систем в машиностроительную практику, поскольку регулируемые насосы являются существенно более дорогими по сравнению с нерегулируемыми и заметно уступают им по показателям надежности, ремонтпригодности и требовательности к техническому обслуживанию – особенно, с учетом того, что в большинстве случаев в системах с объемной адаптацией необходимо использовать регулируемые аксиально-поршневые гидромашины, в то время, как в качестве нерегулируемых могут использоваться на порядок более дешевые и намного более компактные, неприхотливые и надежные шестеренные насосы.

При этом нужно отметить, что упомянутые выше расчеты проводились около трех десятилетий назад и не могли отражать современного состояния элементной базы LS-систем. В частности, в них не учитывалось характерное для современного гидрооборудования неравенство настроенных разностей давлений между давлением на наиболее нагруженном исполнительном органе и входным давлением гидросистемы для гидросистем с регулируемыми и нерегулируемыми насосами.

В течение последних лет ОАО «ГСКТБ ГА» с участием ГГТУ им. П.О.Сухого была создана методика расчета энергетических характеристик

гидросистем с адаптацией к нагрузке различных типов с учетом структуры систем и параметров их современной элементной базы.

Согласно этой методике (см. [5], [6]), потери мощности гидросистем с адаптацией к нагрузке для гидросистемы с количеством исполнительных органов, равным n , определяются их суммированием:

- для гидросистем с объемной адаптацией (с регулируемыми насосами):

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

- для однопоточных гидросистем с клапанной адаптацией (с нерегулируемыми насосами):

$$\Delta N_k = \Delta p_{LSK} Q_0 + \max(p_i) (Q_0 - \sum_{i=1}^n Q_i) + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i \quad (2)$$

где Δp_{LSO} и Δp_{LSK} – LS-перепад давлений, соответственно, для гидросистем с объемной и клапанной адаптацией; 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 LS-системы 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.

Анализ выражений (1) и (2) показывает, что потери мощности в гидросистеме с регулируемым насосом не превосходят потери мощности в однопоточной гидросистеме с нерегулируемым насосом 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 текущее значение давления в гидросистеме.

Проведенный в работе [6] анализ выражений (1) и (2) для современной элементной базы гидросистем с адаптацией к нагрузке, показал, что значение Δp_{LSO} принципиально превосходит значение Δp_{LSK} , причем для современной элементной базы гидроприводов превышение в среднем составляет 1,5 МПа. В результате гидросистемы с объемной адаптацией являются более энергетически эффективными, чем гидросистемы с клапанной адаптацией только если в среднем за цикл суммарный настроенный на исполнительных органах расход изменяется более, чем на:

- 15% для гидросистем низкого давления (с рабочим давлением $p_0 < 12$ МПа);
- 10% для гидросистем среднего давления ($12 < p_0 < 20$ МПа);
- 5 – 7% для гидросистем высокого ($p_0 > 20$ МПа) давления.

В противном же случае более эффективными являются системы с клапанной адаптацией.

При этом в случае применения несамовсасывающих насосов указанные значения увеличиваются ориентировочно, на 20-50%.

Все сказанное относится к случаю однопоточных систем с клапанной адаптацией к нагрузке, в которых используется лишь один нерегулируемый насос. Однако существуют и описаны в литературе (см., напр., [7]) решения, в которых используются двухпоточные и многопоточные гидросистемы с клапанной адаптацией, в которых один или несколько насосов автоматически разгружаются от давления при снижении потребляемого в гидросистеме расхода и подключаются к напорной магистрали при его повышении. Гидравлическая схема таких систем приведена на рис. 2.

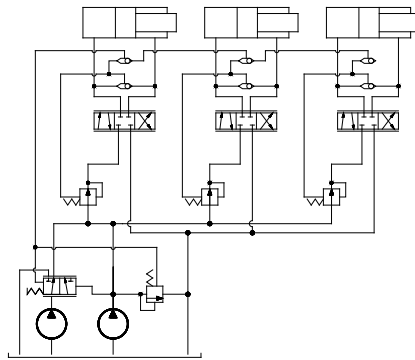


Рис. 2 - Принципиальная гидравлическая схема двухпоточной LS-системы

Применение таких систем позволяет существенно снизить величину избыточной подачи в гидросистеме с адаптацией к нагрузке и тем самым повысить ее энергетическую эффективность.

Расчет и анализ потерь мощности таких систем выполняется в следующих предположениях:

- потребляемый расход гидросистемы $Q(t)$ равномерно распределен в интервале расходов от Q_{\min} до Q_{\max} ;

- в системе установлены два насоса с подачами Q_{21} и Q_{22} , причем разгружаемым является насос с подачей Q_{22} , а сумма подач насосов равняется Q_{\max} (то есть, суммарная подача насосов выбрана правильно).

Такая система в любой момент времени находится в одном из двух состояний – если потребляемый расход $Q(t)$ уступает величине подачи постоянно работающего насоса Q_{21} , второй насос разгружается, а если потребляемый расход превосходит подачу постоянно работающего насоса Q_{21} , второй насос работает вместе с первым.

Можно видеть, что переменная часть средних за длительное время T потерь мощности (без учета независимых от типа LS-системы потерь мощности, представляющих собой второй слагаемое правой части выражений (1) и (2)) в такой гидросистеме равна

$$\Delta N_{K2} = \frac{1}{2} p_0 \left(\frac{(Q_{21} - Q_{\min})^2 + (Q_{\max} - Q_{22})^2}{Q_{\max} - Q_{\min}} \right) + \Delta p_{LSK} (Q_{21} + Q_{22}) + \frac{\int_{t=0}^T \Delta N_{LS} dT}{T} \quad (4)$$

Если же суммарная подача насосов Q_1+Q_2 превосходит максимальный потребляемый расход Q_{\max} , к правой части выражения (4) следует прибавить величину $(Q_1+Q_2 - Q_{\max})(p_0+\Delta p_{LSK})$, так что оно приобретает вид

$$\Delta N_{K2} = \frac{1}{2} p_0 \left(\frac{(Q_{21} - Q_{\min})^2 + (Q_{\max} - Q_{22})^2}{Q_{\max} - Q_{\min}} \right) + \Delta p_{LSK} (Q_{21} + Q_{22}) + \frac{\int_{t=0}^T \Delta N_{LS} dT}{T} + (p_0 + \Delta p_{LSK})(Q_{21} + Q_{22} - Q_{\min}) \quad (5)$$

Анализ полученных выражений позволяет определить оптимальное соотношение подач насосов в двухпоточной гидросистеме, при котором обеспечивается минимальный уровень энергетических потерь. Нетрудно видеть, дифференцируя выражения (4) или (5) по Q_{21} , что их минимум достигается при некотором оптимальном значении подачи первого, постоянно работающего насоса Q_{21opt} , равном

$$Q_{21opt} = \frac{Q_{\max} + Q_{\min}}{2} \quad (6)$$

В таком случае подача второго, разгружаемого насоса должна быть равной

$$Q_{22opt} = Q_{\max} - Q_{21opt} = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{2} \quad (7)$$

В этом случае средние за длительное время потери мощности в гидросистеме окажутся равными

$$\Delta N_{K2opt} = 0,25p_0(Q_{\max} - Q_{\min}) + \Delta p_{LSK} Q_{\max} + \frac{\int_{t=0}^T \Delta N_{LS} dT}{T} \quad (8)$$

В частном случае, когда минимальное значение диапазона потребляемых расходов равно нулю (то есть, потребляемый исполнительными органами гидросистемы расход равномерно распределен в диапазоне от нуля до Q_{\max}), выражения (6) – (8) приобретают вид:

$$Q_{21opt} = Q_{22opt} = 0,5Q_{\max} \quad (9)$$

$$\Delta N_{K2opt} = 0,25p_0 Q_{\max} + \Delta p_{LSK} Q_{\max} + \frac{\int_{t=0}^T \Delta N_{LS} dT}{T} \quad (10)$$

Используя полученное в работе [6] выражение для текущих потерь мощности гидросистем с регулируемыми насосами, получаем для них средние за длительное время T переменные потери мощности

$$\Delta N_o = \frac{1}{2} \Delta p_{LSO} (Q_{\max} + Q_{\min}) + \frac{\int_{t=0}^T \Delta N_{LS} dT}{T} \quad (11)$$

Сравнивая выражения (10) и (11), получаем величину разности средних потерь мощности в двухпоточной гидросистеме с клапанной адаптацией и гидросистеме с объемной адаптацией:

$$\Delta N_{K2opt} - \Delta N_0 = 0,25 p_0 (Q_{max} - Q_{min}) + \Delta p_{LSK} Q_{max} - 0,5 \Delta p_{LSO} (Q_{max} + Q_{min}) \quad (12)$$

Из выражения (12) следует, что потери мощности в гидросистемах обоих типов становятся равными при выполнении следующего условия

$$\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 1 - 4 \frac{\Delta p_{LSO} - \Delta p_{LSK}}{p_0 + 2\Delta p_{LSO}} \quad (13)$$

При меньшем соотношении минимального и максимального потребляемого расходов более энергетически эффективной является гидросистема с объемной адаптацией к нагрузке, при большем – двухпоточная гидросистема с клапанной адаптацией.

Анализ соотношения, задаваемого выражением (13), для гидросистем с различными характерными значениями текущего давления p_0 не трудно выполнить на основе приведенной выше оценки разности величин Δp_{LSO} и Δp_{LSK} . Результатами анализа являются условия, при которых двухпоточная гидросистема с клапанной адаптацией может превосходить по энергетической эффективности гидросистему с объемной адаптацией. Эти условия сведены в таблицы 1 и 2. В левом столбце таблиц приведен диапазон характерных максимальных давлений на исполнительных органах, в правом – диапазон изменения потребляемых расходов, при котором двухпоточная гидросистема с клапанной адаптацией к нагрузке превосходит гидросистему с объемной адаптацией к нагрузке по энергетической эффективности.

Таблица 1 - Для гидросистем с объемной адаптацией и самовсасывающими насосами

Диапазон характерных максимальных давлений p_0 , МПа	Диапазон изменения потребляемых расходов
до 6 МПа	$0 - Q_{max}$
до 12 МПа	$0,3 \dots 0,5 Q_{max} - Q_{max}$
12 – 20 МПа	$0,5 \dots 0,7 Q_{max} - Q_{max}$
более 20 МПа	более $0,7 Q_{max} - Q_{max}$

Таблица 2 - Для насосов с подпиткой

Диапазон характерных максимальных давлений p_0 , МПа	Диапазон изменения потребляемых расходов
до 6...9 МПа	$0 - Q_{max}$
до 12 МПа	$0,2 \dots 0,4 Q_{max} - Q_{max}$
12 – 20 МПа	$0,4 \dots 0,6 Q_{max} - Q_{max}$
более 20 МПа	более $0,6 Q_{max} - Q_{max}$

Таким образом, существует значительный диапазон возможных применений, в котором гидравлические системы с нерегулируемыми насосами (с клапанной адаптацией к нагрузке) по своей энергетической эффективности превосходят или, по крайней мере, не уступают гидравлическим системам с объемной адаптацией.

Этот диапазон может быть существенно расширен при использовании не двухпоточной, а многопоточной системы с клапанной адаптацией к нагрузке и нерегулируемыми насосами, в которой один насос является постоянно работающим, а остальные автоматически разгружаются от давления при снижении потребляемого в гидросистеме расхода и подключаются к напорной магистрали при его повышении.

Это показывает анализ трехпоточной системы, выполненный в аналогичных предыдущим предположениях:

- потребляемый расход гидросистемы $Q(t)$ равномерно распределен в интервале расходов от Q_{\min} до Q_{\max} , причем Q_{\min} может равняться нулю;
- в системе установлены три нерегулируемых насоса с подачами Q_{31} , Q_{32} и Q_{33} , причем постоянно работающим является насос с подачей Q_{31} , остальные насосы являются разгружаемыми.

Для такой системы переменная часть средних за длительное время T потерь мощности равна

$$\Delta N_{K3} = \frac{1}{2} p_0 \left(\frac{(Q_{31} - Q_{\min})^2 + Q_{32}^2 + (Q_{\max} - (Q_{31} + Q_{32}))^2}{Q_{\max} - Q_{\min}} \right) + \int_0^T \Delta N_{LS} dT + \Delta p_{LSK} (Q_{31} + Q_{32} + Q_{33}) + \frac{t=0}{T} \quad (14)$$

При правильном подборе насосов, когда сумма подач всех трех насосов равняется Q_{\max} , отсюда получаем

$$\Delta N_{K3} = \frac{1}{2} p_0 \left(\frac{(Q_{31} - Q_{\min})^2 + Q_{32}^2 + Q_{33}^2}{Q_{\max} - Q_{\min}} \right) + p_{LSK} Q_{\max} + \frac{\int_0^T \Delta N_{LS} dT}{T} \quad (15)$$

Вычитая (15) из (8), получаем разность потерь мощности правильно построенных двухпоточной и трехпоточной систем

$$\Delta N = \frac{1}{2} p_0 (0,5(Q_{\max} - Q_{\min}) - \frac{(Q_{31} - Q_{\min})^2 + Q_{32}^2 + Q_{33}^2}{Q_{\max} - Q_{\min}}) \quad (16)$$

Для оценки полученной величины достаточно заметить, что если минимальный расход системы Q_{\min} равен нулю, а подачи всех трех насосов системы подобраны оптимальным образом ($Q_{31}=Q_{32}=Q_{33}=0,33Q_{\max}$), из выражения (16) следует, что $\Delta N=0,083p_0 Q_{\max}$. Учитывая, что p_0 – максимальное текущее значение давления в гидросистеме, а Q_{\max} – максимальный потребляемый расход, получаем, что использование трехпоточной системы с адаптацией к нагрузке по сравнению с двухпоточной обеспечивает снижение потерь в гидросистеме и повышение ее КПД более, чем

на 8% от общей потребляемой гидроприводом мощности. Это достаточно большая величина: из выражений (10) или (12), следует, что она составляет примерно треть переменной части потерь мощности двухпоточной системы. Соответственно, диапазоны изменения потребляемых расходов, приведенных в таблицах 1 и 2 для случаев эффективного применения гидросистем с клапанной адаптацией, могут быть для трехпоточных систем расширены не менее, чем на треть.

Заключение.

Таким образом, гидравлические LS-системы с нерегулируемыми насосами при использовании современной элементной базы могут являться более энергетически эффективными, чем LS-системы с регулируемыми насосами. При выборе типа LS-системы (с объемной или клапанной адаптацией) необходимо проводить сравнительный анализ энергетической эффективности с учетом диапазона изменения суммарного расхода на исполнительных органах гидропривода и характерного уровня рабочего давления. Для этого анализа могут быть использованы полученные в представленном исследовании математические зависимости.

Двухпоточные и многопоточные системы с адаптацией к нагрузке и нерегулируемыми насосами являются достаточно энергетически эффективными. Существует широкий диапазон условий применения, в котором двухпоточные LS-системы обеспечивают снижение потребляемой мощности по сравнению с LS-системами с регулируемыми насосами. Трехпоточные системы позволяют еще более повысить энергетическую эффективность, обеспечивая снижение потерь мощности в гидросистеме по сравнению с двухпоточными на величину, которая может превышать 8% от потребляемой гидроприводом мощности.

Таким образом, при создании новых или модернизации существующих гидравлических систем с адаптацией к нагрузке использование многопоточных гидросистем с нерегулируемыми насосами (с клапанной адаптацией) взамен традиционно применяющихся в большинстве случаев гидросистем с регулируемыми насосами (с объемной адаптацией) может оказаться перспективным методом повышения экономических и технических характеристик машины. Это особенно актуально с учетом существенных преимуществ нерегулируемых насосов в стоимости, надежности и трудоемкости обслуживания и ремонта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гинзбург А.А. Дроссельное регулирование в гидросистемах и адаптация гидропривода к нагрузке (LS-принцип). Курс лекций для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин». Гомель: Издательский центр УО «ГГТУ им. П.О. Сухого», 2007. - 77 с.

2. Sculthorpe H. Hydraulic Horsepower Comes out of Its Corner. Hydraulics & Pneumatics, 1989. № 3.
3. Klotzbücher, W. Energieverluste in Hydrauliksystemen von Ackerschleppern. Grundlagen der Landtechnik, Bd.34 (1984) Nr.6.
4. Hesse, H. Vergleich der Energieverluste von Hydrauliksystemen für Ackerschlepper, /H. Hesse // Vortrag auf der VDI-Tagung Landtechnik, München, 27/29 Oktober 1976.
5. Гинзбург А.А., Пинчук В.В. Критерии выбора параметров исполнительных органов гидроприводов с адаптацией к нагрузке. / А.А.Гинзбург, В.В.Пинчук // Вестник ГГТУ им. П.О.Сухого. – 2007. – № 3 (30)', – С. 38-44.
6. Гинзбург А.А., Стасенко Д.Л. Сравнение однопоточных гидросистем с объемной и клапанной адаптацией к нагрузке по уровню потерь мощности. Минск: Механика машин, механизмов и материалов - 2018 - № 3(44) - С. 67-74.
7. Esseniyyi, A. Circuits make gear pumps more versatile. / A. Esseniyyi // Hydraulics & Pneumatics Exclusive Insight; 1/28/2012, p. 21