

УДК 621.225(075.8)

СРАВНЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ LS-СИСТЕМ С КЛАПАННОЙ АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ

А.А. Гинзбург¹, Ю.А. Андреевец²

¹ Открытое акционерное общество «Гомельское специальное конструкторско-техническое бюро гидропневмоавтоматики»,
г. Гомель, Республика Беларусь;

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

Гидравлические системы с адаптацией к нагрузке (load sensing или LS-системы) решают основную проблему управления скоростями нескольких одновременно работающих исполнительных органов гидропривода – проблему высоких потерь мощности в гидросистеме. Для этого они оснащаются системой выбора наибольшего из давлений на исполнительных органах и устройством, поддерживающим постоянную разность давлений между этим давлением и входным давлением гидросистемы, в качестве которого используется либо насос с регулятором разности давлений (система с объемной адаптацией к нагрузке) либо гидроклапан разности давлений (система с клапанной адаптацией к нагрузке), см [1], [2]. Традиционно считалось и подтверждалось расчетами [3], [4], что объемная адаптация является более энергетически эффективной, чем клапанная, поскольку в системе с клапанной адаптацией постоянная подача насосов практически постоянно все время превышает потребляемый расход, и излишек подаваемой рабочей жидкости переливается через клапан разности давления, создавая дополнительные потери мощности, а в системах с объемной адаптацией такой излишек отсутствует. В результате разработчики обычно выбирают принцип объемной адаптации.

Однако применение регулируемых насосов сдерживает внедрение LS-систем, поскольку регулируемые насосы являются существенно более дорогими по сравнению с нерегулируемыми и заметно уступают им по надежности, ремонтпригодности и требовательности к техническому обслуживанию – особенно, с учетом того, что обычно в системах с объемной адаптацией используются регулируемые аксиально-поршневые гидромашины, в то время, как в качестве нерегулируемых могут использоваться намного более дешевые, неприхотливые и надежные шестеренные насосы.

При этом упомянутые расчеты проводились около трех десятилетий назад и не отражали современного состояния элементной базы LS-систем.

Методика расчета энергетических характеристик гидросистем с адаптацией к нагрузке, учитывающая их структуру и параметры современной элементной базы (см., напр., [5]), созданная ОАО «ГСКТБ ГА» и ГГТУ им. П.О.Сухого, показывает, что в ряде случаев современные LS-системы с клапанной адаптацией могут превосходить LS-системы с объемной адаптацией по энергетической эффективности. Особенно это относится к известным (см., напр., [6]) двухпоточным и трехпоточным гидросистемам 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, что существенно снижает величину избыточной подачи в гидросистеме. Гидравлическая схема таких систем приведена на рисунке 1.

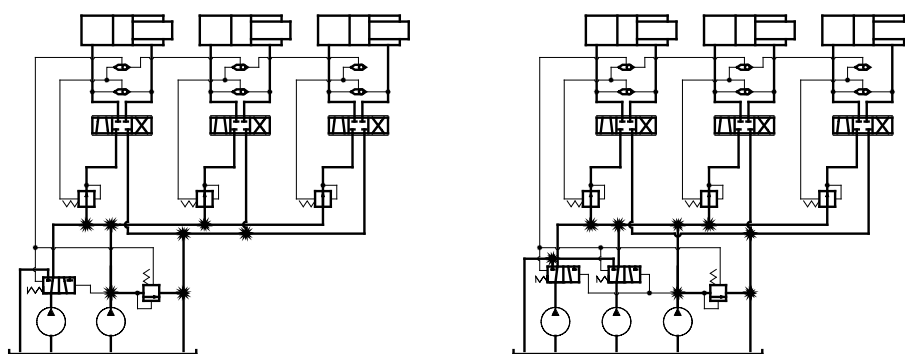


Рис. 1 – Принципиальная гидравлическая схема двух- и трехпоточных LS-систем с клапанной адаптацией к нагрузке

Расчет и анализ потерь мощности подобных систем при случайном равномерном распределении потребляемого расхода для случаев двух- и трехпоточной системы был проведен ОАО «ГСКТБ ГА» и ГГТУ им. П.О.Сухого [7]. При этом были получены следующие результаты:

1. Для двухпоточной системы, в которой потребляемый расход $Q(t)$ равномерно распределен в интервале расходов от Q_{\min} до Q_{\max} , минимальные потери мощности обеспечиваются, если подачи постоянно работающего и разгружаемого насосов равняются

$$Q_{21opt} = \frac{Q_{\max} + Q_{\min}}{2} \quad (1)$$

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

При этом средние переменные потери мощности гидросистемы:

$$\Delta N_{K2opt} = 0,25p_0(Q_{\max} - Q_{\min}) + \Delta p_{LSK}Q_{\max} + \frac{\int_{t=0}^T \Delta N_{LS} dT}{T} \quad (3)$$

Если минимальное значение диапазона потребляемых расходов равно нулю, и потребляемый расход равномерно распределен в диапазоне от нуля до Q_{\max} , выражения (1) – (3) приобретают вид:

$$Q_{21opt} = Q_{22opt} = 0,5Q_{\max}$$

$$\Delta N_{K2opt} = 0,25p_0 Q_{\max} + \Delta p_{LSK} Q_{\max} + \frac{\int_{t=0}^T \Delta N_{LS} dT}{T} \quad (4)$$

При этом потери мощности в гидросистемах с объемной и клапанной адаптацией равны при выполнении следующего условия

$$\frac{Q_{\min}}{Q_{\max}} = 1 - 4 \frac{\Delta p_{LS0} - \Delta p_{LSK}}{p_0 + 2\Delta p_{LS0}}$$

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

2. Для трехпоточной системы в этих условиях минимальные потери мощности обеспечиваются, если подачи постоянно работающего насоса и разгружаемых насосов соответствуют следующим выражениям:

$$Q_{31opt} = Q_{\min} + \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{3}$$

$$Q_{32opt} = Q_{33opt} = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{3}$$

При этом средние потери мощности в гидросистеме равняются

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

Для случая нулевого минимального потребляемого расхода подачи всех насосов должны быть равными друг другу:

$$Q_{31opt} = Q_{32opt} = Q_{33opt} = 0,33Q_{\max}$$

Средние потери мощности в гидросистеме в этом случае:

$$\Delta N_{K3opt} = 0,167p_0 Q_{\max} + \Delta p_{LSK} Q_{\max} + \frac{\int_{t=0}^T \Delta N_{LS} dT}{T} \quad (5)$$

Поучительным является случай четырехпоточной системы. Аналогичные расчеты показывают, что для него минимальные потери мощности обеспечиваются при следующих величинах подач постоянно работающего и разгружаемых насосов:

$$Q_{41opt} = Q_{\min} + \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{4}$$

$$Q_{42opt} = Q_{43opt} = Q_{44opt} = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{4}$$

Средние потери мощности четырехпоточной гидросистемы:

$$\Delta N_{K4} = \frac{1}{2} p_0 \left(\frac{(Q_{41} - Q_{\min})^2 + Q_{42}^2 + Q_{43}^2 + Q_{44}^2}{Q_{\max} - Q_{\min}} \right) + p_{LSK} Q_{\max} + \frac{\int_{t=0}^T \Delta N_{LS} dT}{T}$$

Очевидно, что для случая нулевого минимального потребляемого расхода подачи всех четырех насосов также должны быть равными друг другу:

$$Q_{41opt} = Q_{42opt} = Q_{43opt} = Q_{44opt} = 0,25Q_{\max}$$

В этом случае средние переменные потери мощности равны

$$\Delta N_{K4opt} = 0,125p_0 Q_{\max} + \Delta p_{LSK} Q_{\max} + \frac{\int_{t=0}^T \Delta N_{LS} dT}{T} \quad (6)$$

Сравнивая выражения (4), (5) и (6), получаем важные результаты.

Если минимальный расход системы Q_{\min} равен нулю, а подачи всех насосов системы выбраны оптимальными, разность потерь мощности двух- и трехпоточной гидросистем с клапанной адаптацией составляет $\Delta N = 0,083p_0 Q_{\max}$. Учитывая, что p_0 – максимальное текущее значение давления в гидросистеме, а Q_{\max} – максимальный потребляемый расход, получаем, что использование трехпоточной гидросистемы с клапанной 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, так что замена двухпоточной гидросистемы с клапанной адаптацией к нагрузке на трехпоточную может обеспечить заметное повышение энергетической эффективности гидропривода.

Вместе с тем, аналогичное сравнение выражений (5) и (6) показывает, что разность потерь мощности трех- и четырехпоточной гидросистем в этих же условиях составляет в два раза меньшую величину – $\Delta N = 0,0417p_0 Q_{\max}$. То есть, увеличение количества нерегулируемых насосов в гидросистеме с клапанной адаптацией с трех до четырех обеспечивает в два раза меньший эффект, чем аналогичное увеличение с двух до трех. С учетом усложнения и удорожания такой гидросистемы это ставит под сомнение целесообразность подобной замены.

Очевидно, что эффект от дальнейшего увеличения количества насосов в гидросистеме будет и далее снижаться аналогичным образом.

Эти же выводы могут быть наглядно проиллюстрированы в табличной форме, аналогичной использованной в [7]. В таблице 1 приведены диапазоны потребляемых расходов, в которых многопоточные LS-системы с нерегулируемыми насосами превосходят по энергетической эффективности системы с регулируемым несамовсасывающим насосом.

Таблица 1. Диапазон изменения потребляемых расходов

Диапазон максимальных давлений, МПа	Диапазон изменения потребляемых расходов		
	Двухпоточная система	Трехпоточная система	Четырехпоточная система
до 6 МПа	$0 - Q_{\max}$	$0 - Q_{\max}$	$0 - Q_{\max}$
до 12 МПа	$0,2 \dots 0,4 Q_{\max} - Q_{\max}$	$0 - Q_{\max}$	$0 - Q_{\max}$
12 – 20 МПа	$0,4 \dots 0,6 Q_{\max} - Q_{\max}$	$0,3 \dots 0,4 Q_{\max} - Q_{\max}$	$0,25 \dots 0,35 Q_{\max} - Q_{\max}$
более 20 МПа	более $0,6 Q_{\max} - Q_{\max}$	более $0,4 Q_{\max} - Q_{\max}$	более $0,35 Q_{\max} - Q_{\max}$

Нетрудно видеть, что трехпоточные гидросистемы с клапанной адаптацией к нагрузке должны являться не только более надежными и долговечными (и построенными на более дешевом и надежном аппаратурном обеспечении), но и более энергетически эффективными по сравнению с гидросистемами с регулируемыми насосами в весьма широком диапазоне возможных применений. При этом увеличение числа насосов многопоточной гидросистемы с клапанной адаптацией к нагрузке с трех до четырех не приносит существенного эффекта.

Таким образом, двухпоточные и многопоточные системы с клапанной 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, и снижение потерь мощности трехпоточных систем по сравнению с двухпоточными может превышать 8% от потребляемой гидроприводом мощности. При этом эффект дальнейшего увеличения количества нерегулируемых насосов в гидросистеме с клапанной адаптацией существенно снижается, и можно считать, что использование четырехпоточных систем (тем более, систем с большим количеством насосов) в общем случае не является оправданным или может быть рекомендовано только для систем весьма высокой мощности при условии выполнения соответствующих технических и экономических расчетов.

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., 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.

6. Esseniya A. Circuits make gear pumps more versatile. / A. Esseniya // Hydraulics & Pneumatics Exclusive Insight; 1/28/2012, p. 21.

7. Гинзбург А.А., Андреев Ю.А. Направления повышения энергетической эффективности гидравлических LS-систем с клапанной адаптацией к нагрузке. Материалы V Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра». Гомель, 17 ноября 2021 г. – с. 75-83.