

DOI
УДК 621.43

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИССИПАТИВНЫХ ПОТЕРЬ В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А. В. Максимов, Ю. Х. Шогенов, Е. И. Байгильдеева, Л. А. Зимица, И. Х. Гайфуллин

Реферат. Управление временем открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов позволяет улучшить эффективные параметры двигателя внутреннего сгорания и снизить токсичность продуктов сгорания. Перемещение клапанов реализуется посредством гидравлического привода с электронным управлением. Энергозатраты на функционирование гидропривода клапанов больше, чем при использовании традиционного механического привода. Исследуются диссипативные потери энергии в аккумуляторном одностороннем гидроприводе клапанов. Рабочее тело гидропривода – моторное масло SAE 5W-30. Давление масла за насосом 8 МПа, диаметр гидроцилиндра 16 мм. Выделены основные статьи энергозатрат, предложена методика их определения. Оценка эффективности гидропривода базировалась на законе сохранения энергии. Для определения затрат энергии составлена модель гидропривода в среде Simulink. Получен закон перемещения клапана близкий по форме к трапециевидному. Максимальная скорость движения клапана в процессе открытия 4 м/с, в процессе закрытия 3,8 м/с. В периоде удержания клапана вблизи максимального подъема 14 мм наблюдаются свободные колебания с амплитудой порядка 1 мм. Затраты энергии на однократное срабатывание клапана, имеющего поступательно движущуюся массу 0,5 кг, составили 25,9 Дж. Из них чуть более 70% тратятся на наполнение гидроцилиндра жидкостью, остальная часть расходуется при его опорожнении. В результате дросселирования потока жидкости в ограничителе хода штока гидроцилиндра и гидротормозе теряется 56% энергии. Большие потери энергии наблюдаются между гидроаккумуляторами и гидроцилиндром. При наполнении цилиндра здесь теряется 21,1%, а при его опорожнении – 10,4%. Увеличение пропускной способности участков магистралей питания и слива между гидроаккумуляторами и гидроцилиндрами позволяет увеличить скорости открытия и закрытия клапанов. Основными способами повышения энергоэффективности привода являются смещение гидроаккумуляторов к гидроцилиндру, увеличение диаметра соединительных магистралей, увеличение пропускной способности электромагнитных клапанов.

Ключевые слова: газораспределительный механизм, гидропривод клапанов, диссипативные потери, энергоэффективность, моделирование.

Введение. Известны попытки применения гидропривода для перемещения клапанов газораспределительного механизма (ГРМ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Для привода клапанов рассматривается применение гидроцилиндров одностороннего [1, 2] и двухстороннего действия [3, 4]. Гидропривод работает под управлением электронного блока управления. Гидропривод позволяет управлять газообменом за счет изменения времени открытия и закрытия клапанов ГРМ. Он так же допускает отключение части цилиндров при работе двигателя с низкой нагрузкой. Управление газообменом позволяет увеличить мощность ДВС, снизить расход топлива и токсичность выхлопа [5, 6].

В работе исследуется индивидуальный односторонний гидропривод аккумуляторного типа, конструкция которого рассматривается в работах [7, 8, 9]. Гидропривод содержит магистраль всасывания (1), насос (2) с редукционным клапаном (3), нагнетательную магистраль (4), гидроаккумуляторы нагнетательной и сливной магистралей (ГА) (5, 11), питающий (6) и сливной (10) электромагнитные клапаны (ЭМК), гидроцилиндр (ГЦ) (7), сливную магистраль (12). Для ограничения высоты подъема клапана ГРМ использован ограничитель (8) обеспечивающий блокирование подачи жидкости в ГЦ при достижении клапаном максимальной высоты открытия. Торможение клапана перед посадкой на седло осуществляется

с помощью гидротормоза (9), ограничивающего слив масла с ГЦ в процессе приближения клапана ГРМ к седлу. Гидропривод работает под управлением электронной системы, воздействующей на ЭМК.

Привод позволяет управлять углами открытия и закрытия клапанов ГРМ ДВС. Схема гидравлического привода клапана газораспределительного механизма представлена на рисунке 1.

Функционирование гидравлического привода клапанов сопровождается гидравлическими потерями. Их наличие снижает энергоэффективность привода. Этот недостаток должен компенсироваться улучшением характеристик ДВС. Тем не менее оценка энергетических потерь с целью поиска путей повышения эффективности гидропривода является актуальной задачей [10].

Целью работы является повышение энергоэффективности гидропривода газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания путем определения и снижения диссипативных потерь в гидравлическом приводе.

Условия, материалы и методы. Оценить эффективность гидропривода клапанов ГРМ можно, опираясь на закон сохранения энергии. При установившемся режиме работы, в ходе циклического процесса срабатывания элементы привода, пройдя ряд состояний, возвращаются к исходному.

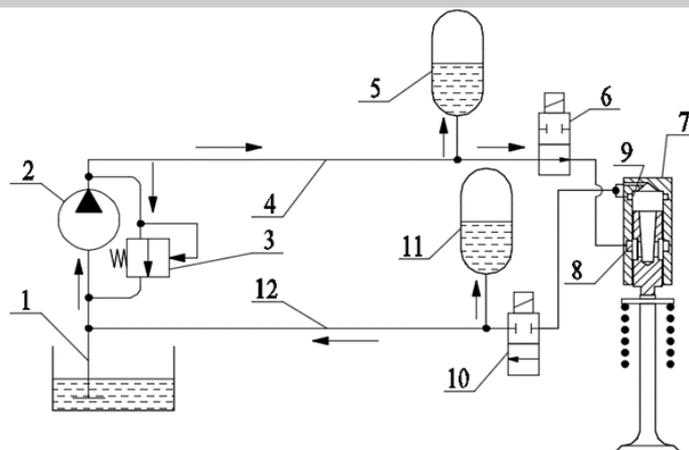


Рис.1 – Гидропривод клапана ГРМ:

1 – магистраль всасывания; 2 – насос; 3 – редукционный клапан; 4 – магистраль нагнетания; 5, 11 – ГА; 6, 10 – ЭМК; 7 – ГЦ; 8 – ограничитель; 9 – гидротормоз; 12 – сливная магистраль

Функционирование гидравлического привода клапанов сопровождается гидравлическими потерями. Их наличие снижает энергоэффективность привода. Этот недостаток должен компенсироваться улучшением характеристик ДВС. Тем не менее оценка энергетических потерь с целью поиска путей повышения эффективности гидропривода является актуальной задачей [10].

Целью работы является повышение энергоэффективности гидропривода газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания путем определения и снижения диссипативных потерь в гидравлическом приводе.

Условия, материалы и методы. Оценить эффективность гидропривода клапанов ГРМ можно, опираясь на закон сохранения энергии. При установившемся режиме работы, в ходе циклического процесса срабатывания элементов привода, пройдя ряд состояний, возвращаются к исходному. Требуемые затраты энергии в таком случае равны диссипативным потерям в приводе [11, 12, 13], анализ которых позволяет найти способы повышения энергоэффективности привода. Целесообразно рассматривать закон сохранения энергии в пределах одного цикла срабатывания привода. При установившемся режиме работы привода это позволяет не учитывать затраты энергии на деформацию пружины клапана ГРМ и накопления энергии в ГА, так как в ходе циклического процесса эти узлы возвращаются в то же состояние, что и в начале цикла.

Количество энергии, затрачиваемое на привод насоса, будет расходоваться на следующие диссипативные потери:

1. потери энергии в магистрали всасывания насоса;
2. потери энергии в насосе (потери на трение, утечки и внутренние гидравлические потери);
3. путевые потери давления жидкости в магистралях;
4. местные потери давления жидкости в магистралях;

5. местные потери давления на входе в ГА;
6. потери на трение поршня гидроцилиндра;
7. потери на трение клапана ГРМ о направляющую втулку;

8. работа деформационных сил в зоне контакта клапана ГРМ с седлом и в зоне контакта поршня гидроцилиндра с торцом стержня клапана ГРМ.

Деформация элементов привода при их механическом контакте должна находиться в упругой области, в противном случае элементы привода быстро разрушаться. Поэтому эта составляющая потерь в дальнейшем не учитывалась. В связи с высокой скоростью сжатия и расширения газа в гидроаккумуляторе будем считать эти процессы близкими к адиабатическим. Поэтому потери энергии через стенки ГА не учитывались. Применение всасывающей магистрали малой длины и большого диаметра позволяет не учитывать потери энергии в ней [14].

Подвод энергии в пределах рабочего цикла равен работе диссипативных сил.

$$E_m \eta_n = \sum_1^n A_{\text{пут}} + \sum_1^m A_m + \sum_1^k A_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где E_m – подводимая к насосу механическая энергия;

η_n – общий КПД насоса;

$A_{\text{пут}}$ – работа силы трения жидкости на путевом участке магистрали;

n – количество путевых участков;

A_m – работа силы трения жидкости на узле с местными потерями давления;

m – количество участков с местными потерями давления;

$A_{\text{тр}}$ – работа силы механического трения;

k – количество участков механическим трением.

Потери механической энергии на привод насоса:

$$E_M = \int_{\omega t_0}^{\omega(t_0+t_c)} M d\varphi, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вала насоса;
 t_0 – время начала цикла
 t_c – время цикла
 M – крутящий момент.

Работа сил вязкостного трения на участках с путевыми потерями давления в пределах рабочего цикла определяется по выражению [14]:

$$A_{\text{пут}} = \frac{\pi L \rho d}{8} \int_{t_0}^{t_0+t_c} \lambda w^3 dt, \quad (3)$$

где L, d – длина и диаметр путевого участка магистрали;

w – скорость движения жидкости;
 λ – коэффициент Дарси-Вейсбаха;
 ρ – плотность жидкости.

Работа сил вязкости в зоне местных потерь давления [15]:

$$A_M = \frac{\rho}{2} \int_{t_0}^{t_0+t_c} \xi w^3 F dt, \quad (4)$$

где ξ – коэффициент сопротивления;
 F – площадь проходного сечения элемента.

Работа сил трения поршня ГЦ о стенки и штока клапана о направляющую втулку складывается из двух составляющих: работа силы фрикционного трения и работа вязкостных сил в зазорах:

$$A_{\text{тр}} = A_{\text{фрикц.тр}} + A_{\text{вязк.тр}} = F_{\text{тр}} \int_{t_0}^{t_0+t_c} w_{\text{кл}} dt + \frac{\mu \pi D L}{\delta} \int_{t_0}^{t_0+t_c} w_{\text{кл}}^2 dt, \quad (5)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила фрикционного трения;
 μ – динамический коэффициент вязкости;
 D, L – диаметр и длина поршня ГЦ;
 δ – зазор между поршнем и стенками ГЦ;
 $w_{\text{кл}}$ – скорость движения клапана.

На рисунке 2 представлена схема распределения потерь энергии в гидравлическом приводе клапана ГРМ.

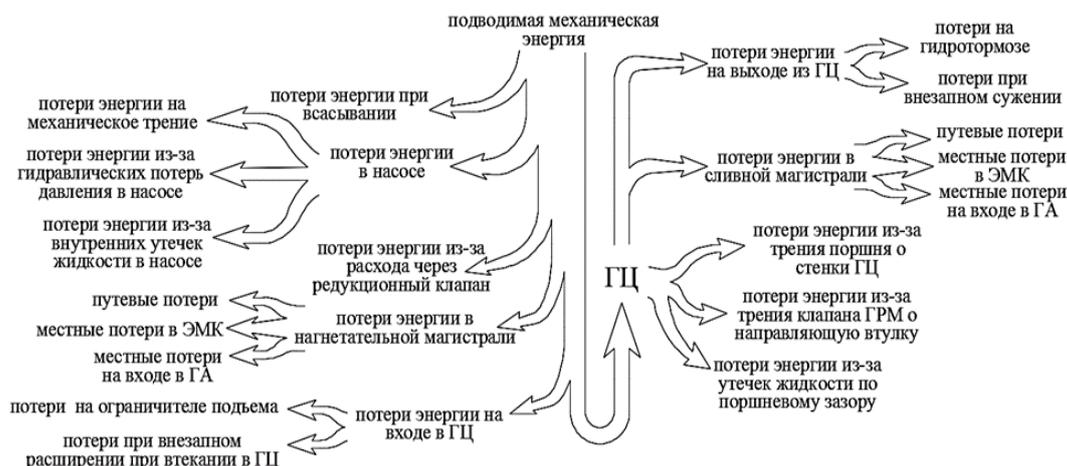


Рис. 2 – Диссипативные потери энергии в гидравлическом приводе клапана ГРМ

Гидравлический привод, работающий под управлением электронного блока, позволяет управлять углами открытия и закрытия клапанов ГРМ, что позволяет управлять интенсивностью газообмена цилиндров ДВС с окружающей средой.

Оптимизация закона работы клапанов ГРМ по мощности при работе двигателя по внешней скоростной характеристике позволяет повысить наполнение цилиндра свежим зарядом, а оптимизация по удельному эффективному расходу топлива позволяет реализовать экономичный рабочий цикл с перерасширением. В ряду с этими преимуществами гидравлический привод имеет и недостатки. Потери энергии в нем более значительны, чем в традиционном механическом.

Это обусловлено следующими факторами:

1. отсутствие рекуперации энергии при закрытии клапана;

2. потери энергии в результате внутренних и внешних утечек рабочей жидкости;

3. потери энергии в процессе торможения клапана ГРМ при срабатывании ограничителя подъема и гидротормоза.

Уменьшение всех видов потерь позволяет повысить эффективность гидропривода.

Для оценки целесообразности применения различных методов снижения потерь энергии в среде Simulink была создана модель гидропривода (рис.3).

В модели не учитывались потери на редукционном клапане, которые будут отсутствовать, если подача масла насосом равна его потреблению.

Так же не учитывались волновые возмущения в гидроприводе. Рабочее тело гидропривода – моторное масло SAE 5W-30.

Конструктивные параметры гидропривода, используемые в ходе численных исследований, представлены в таблице 1.

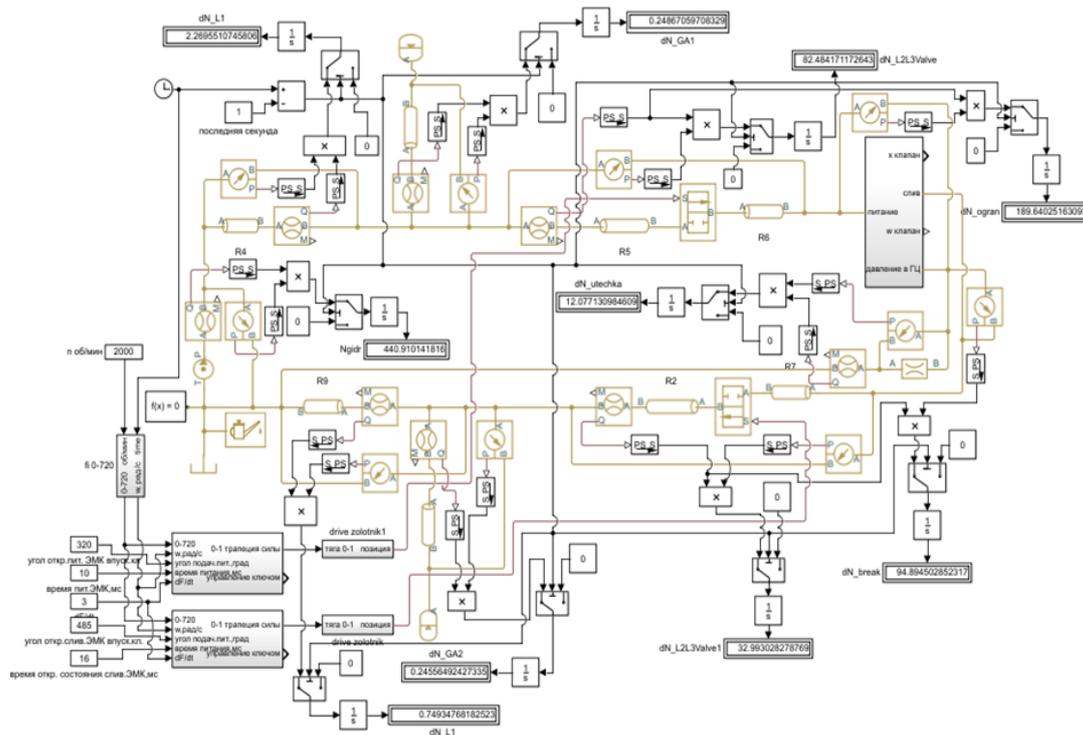


Рис. 3 – Модель гидропривода в среде Simulink

Таблица 1 – Основные конструктивные параметры гидропривода

Рабочий объем насоса, см ³	3,2
Номинальное давление за насосом, МПа	8,0
Общий КПД насоса, %	5,0
Вязкость рабочей жидкости, сСт	11,8
Жесткость клапанной пружины Н/мм	33,0
Масса поступательно движущихся элементов клапанного механизма, кг	0,5
Диаметр гидроцилиндра, мм	16
Площадь неперекрываемого отверстия гидротормоза, мм ²	1,0
F _{ЭМК} , мм ²	30
Длина магистрали нагнетания/слива, мм	1400
Диаметр трубопроводов магистралей нагнетания и слива, мм	8,0
Эффективная площадь поршневого зазора ГЦ, мм ²	0,5

Полученная модель позволила оценить требуемые энергетические затраты, и диссипативные потери энергии.

Результаты и обсуждение. На рисунке 4 показаны результаты расчета давления в ГЦ, перемещения и скорости клапана ГРМ.

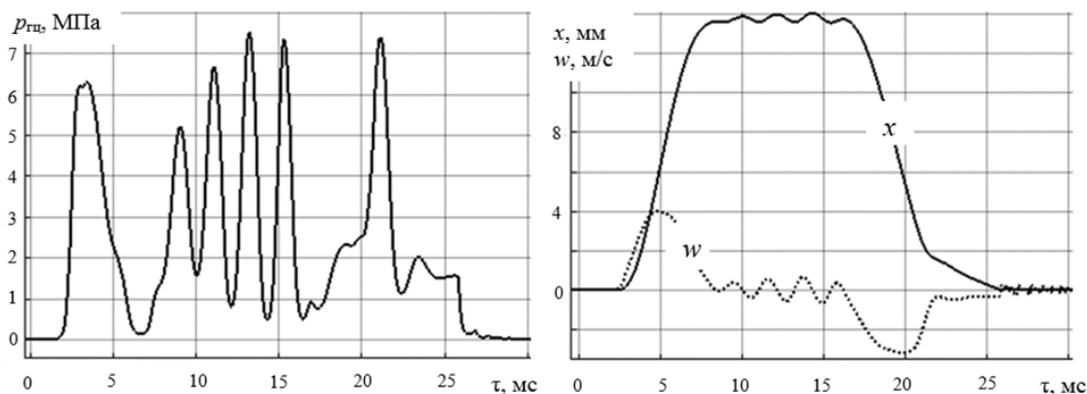


Рис. 4 – Давление в ГЦ, перемещение и скорость клапана ГРМ

При открытии питающего ЭМК масло поступает в ГЦ из насоса и ГА. Это вызывает увеличение давления во временном интервале 2÷4 мс. Клапан двигателя приходит

в движение. Его скорость нарастает и достигает 4 м/с. По мере увеличения подъема клапана в работу вступает ограничитель подъема. Он уменьшает подачу масла, что вызывает

снижение давления в ГЦ во временном интервале 4÷8 мс. Следствием этого является торможение клапана на высоте порядка 14 мм. В период удержания клапана вблизи максимального подъема наблюдаются колебания клапана с амплитудой около 1 мм. Частота колебаний при этом равна собственной частоте клапанного механизма (~500 Гц). В периоде удержания происходит закрытие питающего ЭМК. При открытии сливного ЭМК под действием клапанной пружины поршень ГЦ начинает вытеснять масло. Истечение масла из ГЦ приводит к снижению давления в нем во временном диапазоне 16÷20 мс. По мере

закрытия клапана в работу вступает гидротормоз, он ограничивает слив масла, что приводит к увеличению давления в ГЦ и торможению клапана ГРМ. Особенностью гидравлического привода является закон перемещения клапана близкий к трапецевидному.

Согласно расчету, средние затраты механической энергии на однократное срабатывание клапана ГРМ составляет 25,9 Дж. Расчет цикловых диссипативных потерь энергии продемонстрировал их слабую зависимость от скоростного режима работы привода. Распределение потерь представлено в таблице 2.

Таблица 2 – Распределение диссипативных потерь в гидроприводе

Вид потерь	Величина, %	Вид потерь	Величина, %
Потери в насосе	5,0	Потери от ГЦ до ГА2	10,4
Потери от насоса до ГА	1,2	Потери от ГА2 до насоса	0,4
Потери на перетекание в ГА	0,6	Потери с утечками	1,7
Потери от ГА1 до ГЦ	21,1	Потери на трение клапана и поршня ГЦ	1,05
Потери с утечками	1,7		
Потери на трение клапана и поршня ГЦ	1,05	Потери на тормозе	16,2
Потери на ограничителе ГЦ	39,5		

В левой части таблицы представлены потери энергии в наблюдаемые в процессе наполнения ГЦ маслом, частично к этим потерям относятся так же и потери энергии в результате утечек масла по поршневому зазору. Суммарно за цикл они составляют 70,15%. При опорожнении ГЦ диссипативные потери составляют 29,85%.

Отметим, что уменьшение потерь при наполнении цилиндра маслом на любом из элементов приводит к увеличению потерь энергии на ограничителе. Это связано с тем, что уменьшение потерь при наполнении ГЦ приводит к росту скорости клапан ГРМ. Поэтому при торможении клапана в зоне максимального подъема требуется рассеять большее количество энергии. Аналогичная ситуация наблюдается и при опорожнении ГЦ, чем меньше потери в магистрали, тем выше скорость движения клапана, что требует увеличения мощности тормоза.

Из таблицы 2 видно, что основные потери энергии при открытии клапана возникают в результате путевых потерь давления в магистрали между ГА и ГЦ и местных потерь на ЭМК и ограничителе. При этом потери энергии на ограничителе влияют на последнюю фазу открытия клапана. Они обеспечивают торможение клапана на уровне равном максимальному подъему. Для увеличения кинетической энергии клапана на этапе открытия необходимо снижать потери энергии на участке между ГА и ГЦ.

Оставшиеся в процессе наполнения ГЦ 29,85% энергии расходуются в периоде удержания клапана на сжатие клапанной пружины. В последствии эта энергия расходуется на выталкивание масла из ГЦ.

Максимальные потери энергии при сливе масла наблюдаются на участке между ГЦ и

ГА, а также на гидротормозе. В процессе закрытия клапана величины потерь меняются. Так в начале движения клапана в сторону закрытия потери в гидроприводе малы, далее увеличиваются потери энергии из-за путевых и местных потерь в магистрали между ГЦ и ГА. Перед посадкой клапана на седло резко увеличиваются потери энергии на гидротормозе, в то время как в магистрали слива потери энергии наоборот начинают снижаться.

Потери энергии на ограничителе и тормозе являются кратковременными. Они обеспечивают нужный характер движения клапана. Снижение этих потерь не позволит выдерживать требуемый закон перемещения клапана, имеющий форму близкую к трапецевидной.

В результате основными способами повышения энергоэффективности привода являются:

1. снижение потерь энергии, вызванных путевыми потерями давления на участках между гидроаккумулятором и гидроцилиндром;
2. снижение потерь энергии, вызванных местными потерями давления на ЭМК.

Первый способ реализуется уменьшением длины участков трубопроводов между ГА и ГЦ и увеличением их диаметра. Второй способ связан с увеличением пропускной способности ЭМК и скоростью их открытия. Дополнительно отметим, что увеличение рабочего давления за насосом позволяет уменьшить диаметр ГЦ, что влечет за собой снижение расхода масла, в результате местные и путевые потери давления снижаются. Однако рост рабочего давления увеличивает требования к гидроприводе и снижает объемный КПД насоса, поэтому такой способ повышения энергоэффективности в работе не рассматривается.

Было оценено влияние положения ГА в магистралях питания и слива. Каждая из магистралей имеет три участка: от насоса до ГА, от ГА до ЭМК, от ЭМК до ГЦ. Суммарная длина каждой из магистралей 1,4 м. При неизменной длине участка от ЭМК до ГЦ 0,2 м менялось соотношение первых двух участков от 200/1000 мм до 1000/200 мм. Расчеты показали, что смещение ГА от насоса в сторону

ЭМК приводит к снижению потери энергии. Смещение ГА на 400 мм в сторону ГЦ уменьшает потери в питающей магистрали на приблизительно на 1%. В магистрали слива так же желательно располагать ГА максимально близко к ГЦ.

На рисунке 5 показано влияние на максимальную скорость движения клапана смещение ГА.

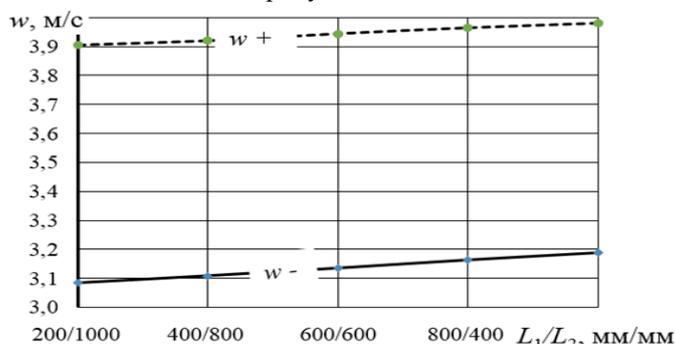


Рис. 5 – Влияние положения ГА в питающей и сливной магистралях на скорость перемещения клапана ГРМ: L_1 – длина участка от насоса до тройника ГА, L_2 – длина участка от тройника ГА до ЭМК, w^+ – скорость открытия, w^- – скорость закрытия

Оценим влияние диаметра трубопроводов на потери давления в гидроприводе. Увеличение диаметра магистрали с 4 до 8 мм снижает потери энергии в магистрали питания в 2,3 раза, а в магистрали слива – в 1,6 раза.

Увеличение диаметра трубопровода приводит к увеличению максимальной скорости перемещения клапана. Однако увеличение диаметра трубопровода свыше 8 мм слабо сказывается на работе привода (рис. 6).

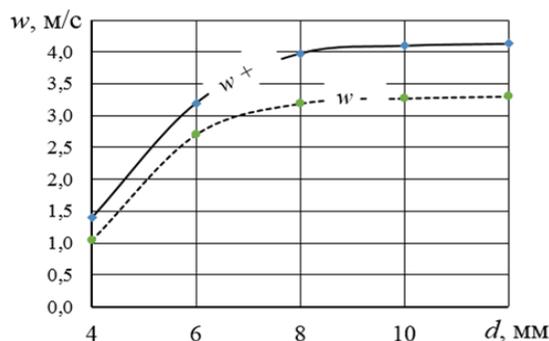


Рис.6 – Влияние диаметра трубопроводов на скорость перемещения клапана ГРМ: w^+ – скорость открытия, w^- – скорость закрытия

Отметим, что при оценке потерь энергии в магистралях, определяющим потери параметром является не величина диаметра магистрали, а отношение площади поперечного сечения магистрали к площади поршня ГЦ.

Исследовалось влияние величины проходного сечения ЭМК на характеристики привода. Исследовался диапазон площади проходного сечения ЭМК от 15 до 40 мм². Результаты исследования представлены на рисунке 7.

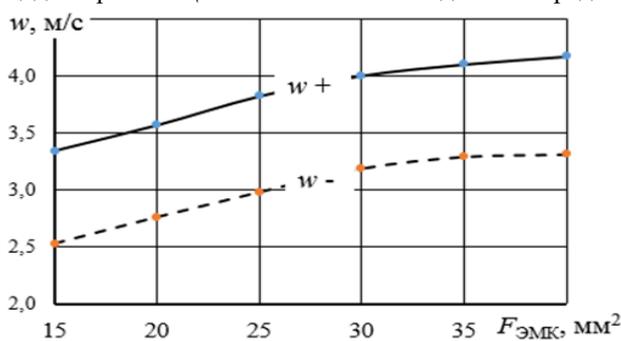


Рис.7 – Влияние площади проходного сечения ЭМК на скорость перемещения клапана ГРМ: w^+ – скорость открытия, w^- – скорость закрытия

Увеличение величины проходного сечения снижает потери энергии на ЭМК. Это приводит к росту максимальной скорости перемещения клапана ГРМ. При этом как и в случае с диаметром магистралей определяющим является не величина площади проходного сечения, а ее отношение к площади поршня ГЦ.

Выводы. Определены требуемые цикловые затраты энергии необходимые для функционирования гидравлического привода клапана газораспределительного механизма. Для однократного срабатывания клапана требуется 25,9 Дж механической энергии.

Выделены диссипативные потери энергии в гидроприводе. Наибольшие потери энергии

наблюдаются в питающей и сливной магистралях на участке между гидроаккумулятором и гидроцилиндром. Суммарно эти потери составляют более 30% подводимой к приводу механической энергии. Так же значительными являются потери энергии в ограничителе и гидротормозе, на них теряется около 56%.

Для повышения энергоэффективности гидропривода необходимо снижать гидравлические потери в магистралях питания и слива. Этого можно достичь смещением гидроаккумуляторов к гидроцилиндру, увеличением диаметра трубопроводов и площади проходного сечения электромагнитных клапанов.

Литература

1. Гидравлический привод клапанов двигателя. Принцип работы. URL: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru/dvigatel/gazoraspredeletelnyj-mehanizm-grm/gidravlicheskiy-privod-klapanov> (дата обращения: 23.03.2024)
 2. Двигатель без распределительного вала. Инновационная система клапанов экономит 20% топлива. URL: <https://naukatehnika.com/dvigatel-bez-raspredeletelnogo-vala-1.html> (дата обращения: 23.03.2024)
 3. Linear Parameter-Varying Model of an Electro-Hydraulic Variable Valve Actuator for Internal Combustion Engines / Huan Li, Ying Huang, Guoming Zhu, Zheng Lou // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. January 2018, Vol. 140
 4. Gillella, P., and Sun, Z., 2011, "Design, Modeling, and Control of a Camless Valve Actuation System With Internal Feedback," IEEE/ASME Trans. Mechatronics, 16(3), pp. 527–539.
 5. Математический аппарат расчета конструкционных решений газификационной установки / Б. Г. Зиганшин, Н. Н. Фахреев, Е. И. Байгильдеева, И. Х. Гайфуллин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2023. Т. 18. № 1(69). С. 60-67. – DOI 10.12737/2073-0462-2023-60-67.
 6. Пегачков, А. А. Повышение потенциала работоспособности регулируемых механизмов на примере системы газораспределения двигателя КАМАЗ // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2023. № 4. С. 119-126. – DOI 10.34031/2071-7318-2023-8-4-119-126.
 7. Electrohydraulic gas distributing mechanism control. Maksimov A.V., Berezovsky A.B., Zimina L.A., Gataullin N.A. International Journal of Applied Engineering Research. 2015. Т.10. №24. С.44966-44973
 8. Максимов А.В., Зими́на Л.А., Адига́мов Н.Р. Исследование гидравлического привода клапанов ГРМ // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2022. Т. 17. № 2 (66). С. 84-91.
 9. Максимов А.В., Березовский А.Б., Гатауллин Н.А. и др. Исполнительный механизм гидравлического привода клапана двигателя внутреннего сгорания (варианты) // Патент РФ 2561936 С1. 10.09.2015.
 10. Ways to increase the efficiency of using agricultural machinery in performing technological operations / D. T. Khaliullin, A. V. Belinsky, R.S. Popoldnev // Vol. 1212, 2023. – P. 12055. – DOI 10.1088/1755-1315/1212/1/012055.
 11. Гиргидов А.Д. Диссипация механической энергии в круглоцилиндрической трубе // Инженерно-строительный журнал. 2012. №6. С.6-12
 12. Зотеев В.Е. Параметрическая идентификация диссипативных механических систем на основе разностных уравнений / Под ред. В.П. Радченко. – М: Машиностроение, 2009 – 344 с.: ил.
 13. Ртищева А. С. Теоретические основы гидравлики и теплотехники: Учебное пособие. – Ульяновск, УлГТУ, 2007 – 171 с.
 14. Фокеева Л.Х. Гидравлика и нефтегазовая гидромеханика. Часть 2 Гидродинамика / Л.Х. Фокеева. – Казань: Казан. ун-т, 2017 – 85 с.
- Сведения об авторах:**
 Максимов Алексей Валерьевич – старший преподаватель кафедры автомобильные двигатели и сервис, e-mail: maks.adis@mail.ru
 Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева, г. Казань, Россия
 Шогенов Юрий Хасанович – академик РАН, доктор технических наук, заведующий сектором механизации, электрификации и автоматизации отдела сельскохозяйственных наук, e-mail: yh1961s@yandex.ru
 Российская академия наук, г. Москва, Россия
 Байгильдеева Екатерина Игоревна - кандидат технических наук, доцент кафедры переработки древесных материалов, e-mail: baigildeeva_e_i@mail.ru
 Казанский национальный исследовательский технологический университет, г. Казань, Россия
 Зими́на Лариса Александровна – старший преподаватель кафедры автомобильные двигатели и сервис, e-mail: larek.adis@mail.ru
 Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева, г. Казань, Россия
 Гайфуллин Ильнур Хамзович – старший преподаватель кафедры машин и оборудования в агробизнесе, e-mail: ilnur-gai@yandex.ru
 Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

DETERMINATION OF DISSIPATIVE LOSSES IN THE HYDRAULIC DRIVE OF THE GAS DISTRIBUTION MECHANISM OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

A.V. Maksimov, Yu. Kh. Shogenov, E. I. Baygildeeva, L. A. Zimina, I. Kh. Gayfullin

Abstract. Controlling the opening and closing times of intake and exhaust valves can improve the efficient parameters of an internal combustion engine and reduce the toxicity of combustion products. The valves are moved by an electronically controlled hydraulic drive. The energy consumption for the operation of a hydraulic valve drive is greater than when using a traditional mechanical drive. The dissipative energy losses in the accumulator one-way hydraulic valve drive are investigated. The working fluid of the hydraulic drive is SAE 5W-30 motor oil. The oil pressure behind the pump is 8 MPa, the diameter of the hydraulic cylinder is 16 mm. The main items of energy consumption are identified, and a methodology for their determination is proposed. The assessment of the efficiency of the hydraulic drive was based on the law of conservation of energy. To determine energy costs, a hydraulic drive model was compiled in the Simulink environment. A law of valve movement similar in shape to trapezoidal was obtained. The maximum speed of valve movement during the opening process is 4 m/s, during the closing process 3.8 m/s. During the period when the valve is held near the maximum lift of 14 mm, free oscillations with an amplitude of about 1 mm are observed. The energy consumption for a single actuation of the valve, which has a progressively moving mass of 0.5 kg, amounted to 25.9 J. Of this, a little more than 70% is spent on filling the hydraulic cylinder with liquid, the rest is spent when emptying it. As a result of throttling the fluid flow in the hydraulic cylinder rod stroke limiter and hydraulic brake, 56% of the energy is lost. Large energy losses are observed between the hydraulic accumulators and the hydraulic cylinder. When the cylinder is filled, 21.1% is lost here, and when it is emptied, 10.4%. Increasing the capacity of the supply and drain lines between hydraulic accumulators and hydraulic cylinders allows you to increase the speed of opening and closing valves. The main ways to increase the energy efficiency of the drive are to shift the hydraulic accumulators to the hydraulic cylinder, increase the diameter of the connecting lines, and increase the throughput of the solenoid valves.

Key words: gas distribution mechanism, hydraulic valve drive, dissipative losses, energy efficiency, modeling

References

1. Hydraulic drive of engine valves. Principle of operation. [Internet]. [cited 2024, March 23]. Available from: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru/dvigatel/gazoraspredelitelnyj-mehanizm-grm/gidravlicheskiy-privod-klapanov>
2. Engine without camshaft. The innovative valve system saves 20% fuel. [Internet]. [cited 2024, March 23]. Available from: <https://naukatehnika.com/dvigatel-bez-raspredelitelnogo-vala-1.html>
3. Huan Li, Ying Huang, Guoming Zhu, Zheng Lou Linear parameter-varying model of an electro-hydraulic variable valve actuator for internal combustion engines. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. January 2018; Vol.140.
4. Gillella P. and Sun Z. Design, modeling, and control of a camless valve actuation system with internal feedback. *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*. 2011; 16(3). 527-539 p.
5. Ziganshin BG, Fakhreev NN, Baygildeeva EI, Gayfullin IKh. [Mathematical apparatus for calculating structural solutions of a gasification plant]. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2023; Vol.18. 1(69). 60-67 p. – DOI 10.12737/2073-0462-2023-60-67.
6. Pegachkov AA. [Increasing the performance potential of adjustable mechanisms using the example of the gas distribution system of KAMAZ engine]. *Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta im. V.G. Shukhova*. 2023; 4. 119-126 p. – DOI 10.34031/2071-7318-2023-8-4-119-126.
7. Maksimov AV, Berezovskiy AB, Zimina LA, Gataullin NA. Electrohydraulic gas distributing mechanism control. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2015; Vol.10. 24. 44966-44973 p.
8. Maksimov AV, Zimina LA, Adigamov NR. [Study of the hydraulic drive of timing valves]. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2022; Vol.17. 2 (66). 84-91 p.
9. Maksimov AV, Berezovskiy AB, Gataullin NA. [Actuator mechanism of the hydraulic valve drive of an internal combustion engine (variants)]. Patent RF 2561936 C1. 10.09.2015.
10. Khaliullin DT, Belinskiy AV, Popoldnev RS. Ways to increase the efficiency of using agricultural machinery in performing technological operations. Vol.1212. 2023; 12055 p. – DOI 10.1088/1755-1315/1212/1/012055.
11. Girgidov AD. [Dissipation of mechanical energy in a round-cylindrical pipe]. *Inzhenerno-stroitelnyy zhurnal*. 2012; 6. 6-12 p.
12. Zoteev VE. Parametricheskaya identifikatsiya dissipativnykh mekhanicheskikh sistem na osnove raznostnykh uravneniy. [Parametric identification of dissipative mechanical systems based on difference equations]. edited by V.P.Radchenko. Moscow: Mashinostroenie. 2009; 344 p.
13. Rtishcheva AS. Teoreticheskie osnovy gidravliki i teplotekhniki: uchebnoe posobie. [Theoretical foundations of hydraulics and heat engineering: textbook]. Ulyanovsk. UIGTU. 2007; 171 p.
14. Fokeeva LKh. Gidravlika i neftegazovaya gidromekhanika. Chast 2 Gidrodinamika. [Hydraulics and oil and gas hydrodynamics. Part 2. Hydrodynamics]. Kazan: Kazan. un-t. 2017; 85 p.

Authors:

Maksimov Aleksey Valerievich – senior lecturer of Automotive Engines and Service Department, e-mail: maks.adis@mail.ru

Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev, Kazan, Russia

Shogenov Yuriy Khasanovich – Academician of the Russian Academy of Sciences, Doctor of Technical Sciences, Head of the Sector of Mechanization, Electrification and Automation of the Department of Agricultural Sciences, e-mail: yh1961s@yandex.ru

Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia

Baygildeeva Ekaterina Igorevna – Ph.D. of Technical Sciences, Associate Professor of Wood materials processing Department, e-mail: baigildeeva_e_i@mail.ru

Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia

Zimina Larisa Aleksandrovna – senior lecturer of Automotive Engines and Service Department, e-mail: larek.adis@mail.ru

Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev, Kazan, Russia

Gayfullin Ilnur Khamzovich – senior lecturer of Machinery and Equipment in Agribusiness Department, e-mail: ilnur-gai@yandex.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia.