

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СХЕМ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

М.С. Антонов

msantonov11@mail.ru

Н.А. Егоркина

negorkin@bk.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрены различные принципиальные схемы гидравлического привода с дроссельным регулированием. Произведены оценка потерь энергии и расчет полных КПД для различных схем. Предложен метод доработки схемы, который позволяет уменьшить потери мощности и повысить полный КПД гидравлического привода. Приведены сравнительные зависимости рабочих характеристик и зависимости полного КПД для различных схем гидроприводов с дроссельным регулированием. С помощью математических моделей оценены динамические характеристики и переходные процессы следящего гидравлического привода с дроссельным регулированием. Выявлены основные достоинства и недостаток усовершенствованной схемы

Ключевые слова

Гидравлический привод, дроссельное регулирование, динамические характеристики, переходные процессы, математическая модель

Поступила в редакцию 05.04.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

Гидравлическим приводом с дроссельным регулированием называют привод, в котором управление движением выходного звена регулируется гидродросселем, регулятором расхода или дросселирующим гидрораспределителем.

На рис. 1 изображена схема гидропривода с управляющим элементом в виде дросселирующего распределителя. Привод состоит из нерегулируемого приводимого в движение приводным двигателем насоса Н, гидробака Б, переливного клапана К, регулируемого гидрораспределителя Р и поршневого гидроцилиндра Ц. Жидкость из бака поступает во всасывающую полость насоса и нагнетается в напорную линию. Через дросселирующий распределитель расход рабочей жидкости поступает в одну из полостей гидроцилиндра, например левую. Излишки жидкости сливаются в бак через переливной клапан, который поддерживает давление в системе постоянным. Под действием силы, вызванной давлением жидкости, поршень начнет перемещаться вправо. Из правой полости гидроцилиндра жидкость будет сливаться в бак через распределитель [1].

Расход жидкости, который подводится к гидроцилиндру, равен расходу жидкости поступающей через дросселирующий распределитель и определяется по формуле:

$$Q_{гц} = \mu S_{расп} \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где $S_{расп}$ — площадь проходного сечения окна распределителя; $\mu = 0,61 \dots 0,63$; перепад давлений на распределителе $\Delta p = p_{нг} - p_1$. Давление p_1 в полости цилиндра определяется из условия равновесия сил:

$$p_1 S_{п} = R + p_2 S_{п},$$

где $S_{п}$ — площадь поршня гидроцилиндра, R — сила, приложенная к штоку гидроцилиндра. Из формулы видно, что давление зависит от нагрузки на штоке гидроцилиндра R (рис. 2).

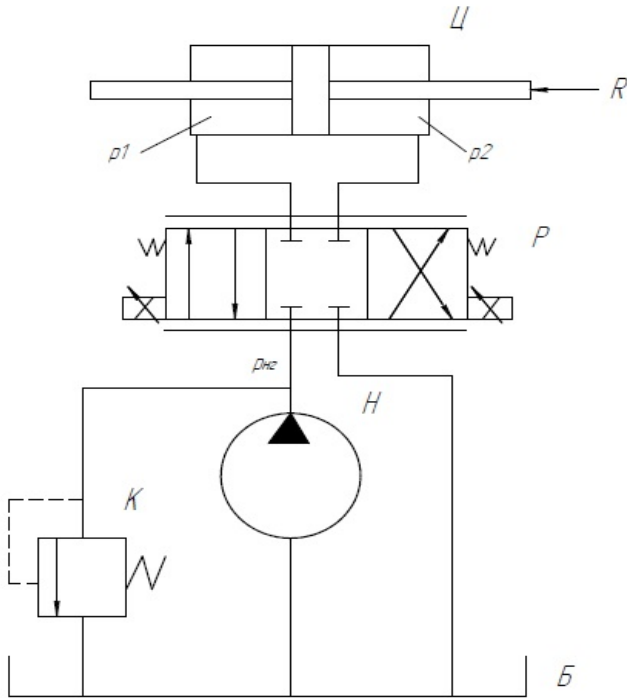


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием:

Н — нерегулируемый приводимый в движение приводным двигателем насос; Б — гидробак; К — переливной клапан; Р — регулируемый гидрораспределитель; Ц — поршневой гидроцилиндр; R — сила, приложенная к штоку гидроцилиндра; p_1 — давление в левой полости цилиндра; p_2 — давление в правой полости цилиндра; $p_{нг}$ — давление нагнетания насоса

Для данной принципиальной схемы после составления математической модели были получены зависимости скорости выходного звена гидроцилиндра и коэффициента полезного действия (КПД) от нагрузки на штоке гидроцилиндра [2]. Входными параметрами были приняты: $Q_H = 0,0004 \text{ м}^3/\text{сек}$; $p_{нг} = 20 \text{ МПа}$; $S_{п} = 1,92 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $x_{расп}$ — ширина открытия окна распределителя, $x_{расп} = 0,0005 \text{ м}$.

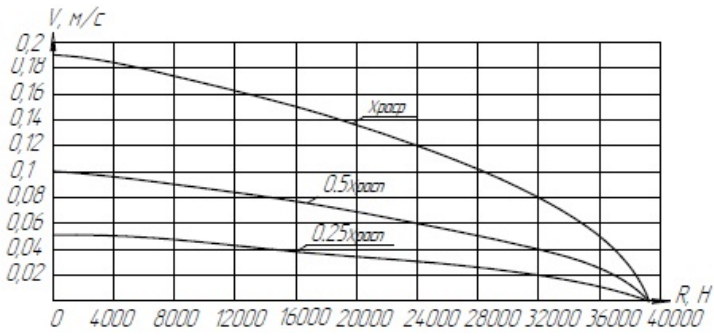


Рис. 2. Зависимость скорости движения штока гидроцилиндра от приложенной нагрузки

На рис. 3 приведена диаграмма распределения потерь энергии, из которой видно, что при необходимости преодоления нагрузки, соответствующей давлению p_A , со скоростью определяемой расходом Q_A , насос обеспечивает подачу Q_H при давлении нагнетания $p_{н\Gamma A} = p_{к\Gamma} = p_A = \Delta p_{расп}$. Тогда мощность, теряемую на гидрораспределителе, вычислим по формуле $N_{пот\ расп} = \Delta p_{расп} Q_A$, а на гидроклапане — $N_{пот\ к\Gamma} = (Q_{н\Gamma max} - Q_A)(p_A - \Delta p_{расп})$.

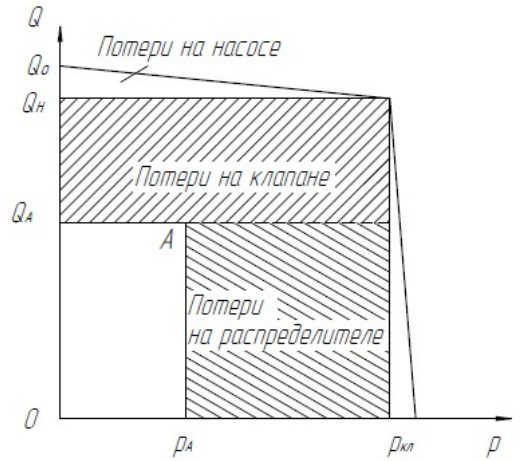


Рис. 3. Диаграмма распределения потерь энергии гидропривода с дроссельным регулированием

Отметим также, что полный КПД без учета механических потерь можно вычислить по формуле: $\eta_{гп} = p_A Q_A / p_{к\Gamma} Q_0$ (рис. 4). Для рассматриваемого привода приведена зависимость КПД от нагрузки на штоке гидроцилиндра, из которой видно, что максимальный КПД данного гидравлического привода равен 33 %.

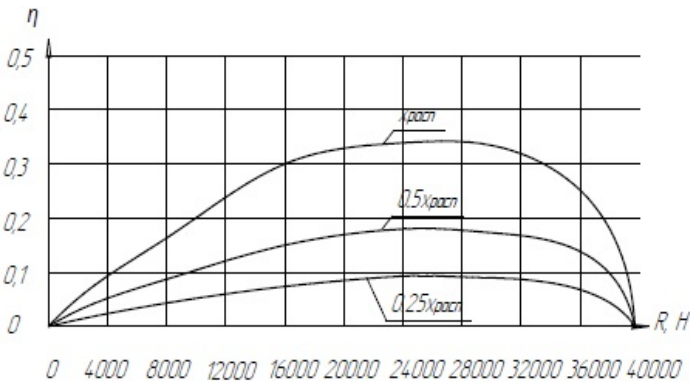


Рис. 4. Зависимость КПД от нагрузки, приложенной к штоку гидроцилиндра

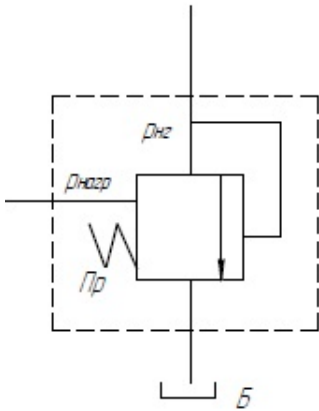


Рис. 5. Клапан разности давлений:

Пр — сила, вызванная жесткостью пружины; Б — сливной бак; $p_{нагр}$ — давление нагрузки (давление в рабочей полости цилиндра); $p_{нг}$ — давление нагнетания насоса

Для повышения КПД и жесткости рабочей характеристики данного гидравлического привода можно использовать клапан разности давлений (рис. 5). Данный клапан позволяет приблизить давление нагнетания насоса к величине давления в полости гидроцилиндра, создаваемого нагрузкой R . Если разность давлений нагнетания насоса и в полости гидроцилиндра будет создавать силу большую, чем сила пружины Пр, то излишки жидкости будут сливаться в гидравлический бак. В отличие от приведенной выше принципиальной схемы гидропривода, привод с клапаном разности давлений будет иметь переменную величину давления срабатывания переливного клапана, которая зависит от нагрузки, приложенной к штоку гидроцилиндра.

Для схемы гидравлического привода с дроссельным регулированием с использованием клапана разности давлений получена рабочая характеристика (рис. 6) и зависимость КПД от нагрузки на штоке гидроцилиндра. Скорость движения штока такого привода не зависит от приложенной к нему нагрузки, это часто бывает важно при проектировании подобных приводов. Характеристика получена при следующих параметрах клапана: жесткость пружины $C_{пр} = 70000 \text{ Н/м}$, диаметр клапана $d_{кл} = 0,025 \text{ м}$, масса клапана $m_{кл} = 0,3 \text{ кг}$.

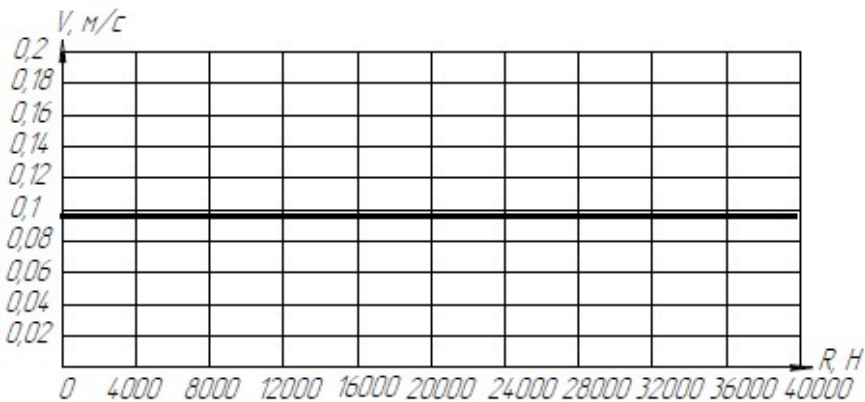


Рис. 6. Зависимость скорости движения штока от приложенной нагрузки гидропривода с клапаном разности давлений

В рассматриваемом гидравлическом приводе при использовании клапана разности давлений потери на распределителе заметно сокращаются. Это происходит

потому, что на распределитель действует давление, обусловленное разностью давлений $p_{НГ1} = p_{НГ} - p_1$. Величина этого давления всегда остается равной давлению от настройки пружины [3]. Потерянная на распределителе мощность определяется по формуле $N_{др} = Q_A (p_{НГ1} - p_A)$ (рис. 7).

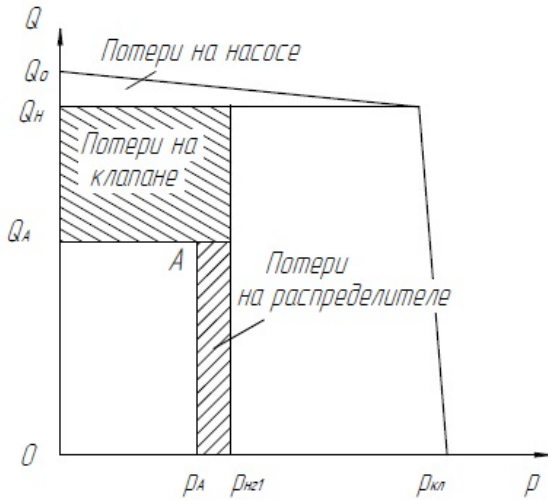


Рис. 7. Мощностная диаграмма гидропривода с клапаном разности давлений

При использовании данной схемы полный КПД определяется по формуле: $\eta = Q_A p_A / Q_H p_{НГ1}$. Зависимость полного КПД привода с клапаном разности давлений приведена на рис. 8. При принятых ранее величинах максимальное значение КПД получился равным 42 %.

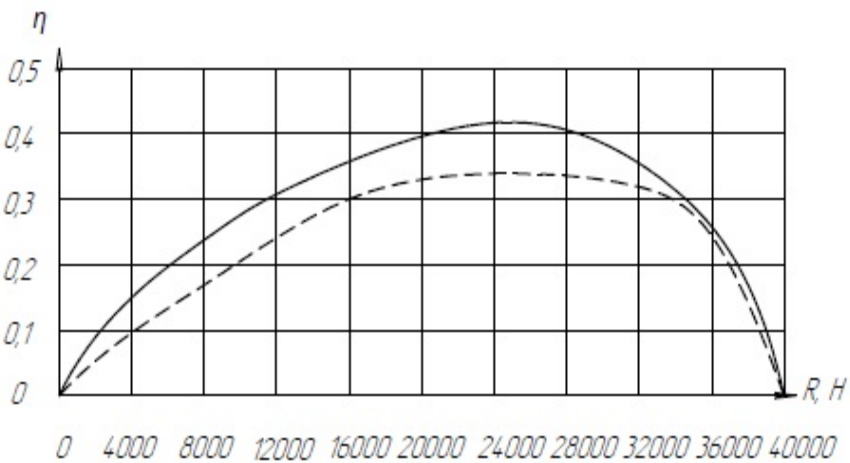
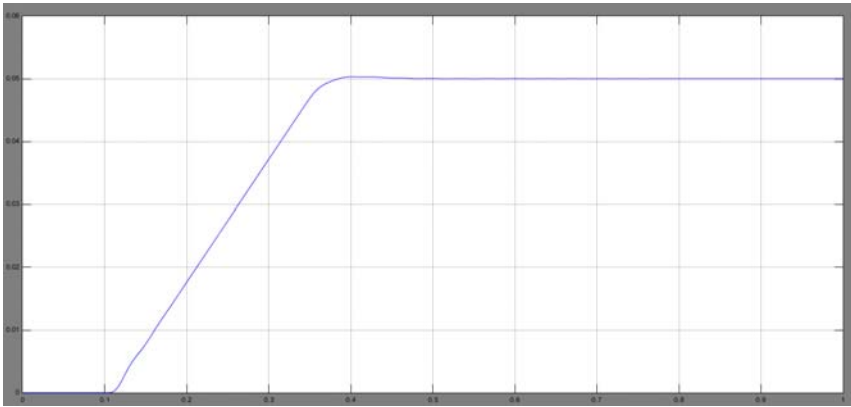


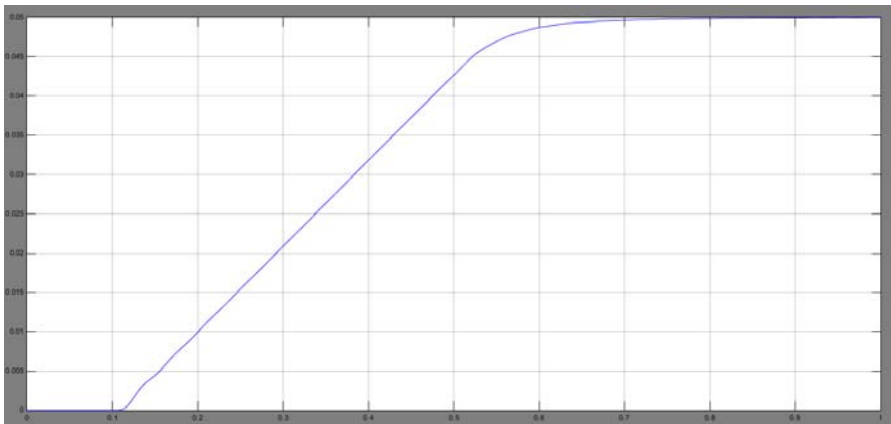
Рис. 8. Зависимости КПД от нагрузки, приложенной к штоку гидроцилиндра (пунктирная линия — без использования клапана разности давлений; сплошная — с использованием такого клапана)

На данном рисунке пунктирная линия отражает значения КПД для гидравлического привода без использования клапана. Как видно, значения КПД заметно увеличились при использовании схемы с клапаном (относительное повышение КПД до 20 %). Это объясняется тем, что потери на дросселирующем распределителе уменьшились.

Одновременно определены динамические характеристики обеих схем гидропривода (рис. 9) [4]. При использовании клапана разности давлений переходный процесс несколько замедляется, то есть уменьшается быстродействие гидравлического привода (рис. 9, б).



а



б

Рис. 9. Переходный процесс следящего гидравлического привода с дроссельным регулированием (а) с использованием клапана разности давлений (б)

Таким образом, из анализа полученных материалов можно сделать следующие выводы.

Схема с использованием клапана разности давлений позволяет получить полный КПД гидропривода выше, чем схема без использования клапана за счет уменьшения потерь энергии.

Скорость выдвигания штока гидроцилиндра перестает зависеть от приложенной к нему нагрузки, то есть рабочая характеристика привода становится более «жесткой».

Быстродействие гидравлического привода с использованием клапана разности давлений ниже, по сравнению со схемой без использования данного клапана, но может быть улучшено путем подбора параметров проводимости клапана и жесткости пружины.

Литература

- [1] Никитин О.Ф. *Гидравлика и гидропневмопривод*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 430 с.
- [2] Андреев М.А. *Математическое моделирование гидропривода*. 2017. 61 с.
URL: <https://drive.google.com/file/d/0B5epsjcum0RvQ080a3lvYnZPRlE/view> (дата обращения 01.05.2017).
- [3] Никитин О.Ф. Метод расчета высокоэффективного нерегулируемого объемного гидропривода с несколькими объемными гидродвигателями. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2016, № 1, с. 89–100.
- [4] Попов Д.Н. *Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем*. Москва, Машиностроение, 1987. 464 с.

Антонов Максим Сергеевич — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Егоркина Наталия Александровна — студентка кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — О.Ф. Никитин, канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

COMPARATIVE ANALYSIS OF HYDRAULIC DRIVE DIAGRAMS WITH THROTTLE REGULATION

M.S. Antonov
N.A. Egorkina

msantonov11@mail.ru
negorkin@bk.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

We consider various kinematic diagrams of a hydraulic drive with throttle regulation. We estimated energy losses and computed full energy conversion efficiency values for various diagrams. We suggest a way to refine the diagram that makes it possible to decrease energy losses and increase full energy conversion efficiency of a hydraulic drive. We supply comparative dependencies of operational characteristics and full energy conversion efficiency for various diagrams of hydraulic drives with throttle regulation. We use mathematical models to estimate dynamic performance and transient processes for a hydraulic actuator with throttle regulation. We reveal primary advantages and a disadvantage of the refined diagram

Keywords

Hydraulic actuator, throttle regulation, dynamic performance, transient processes, mathematical model

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

References

- [1] Nikitin O.F. *Gidravlika i gidropnevmoprivod* [Hydraulics and pneumatic drive]. Moscow, Bauman Press, 2012. 430 p.
- [2] Andreev M.A. *Matematicheskoe modelirovanie gidroprivoda* [Math simulation of pneumatic drive]. 2017, 61 p. Available at: <https://drive.google.com/file/d/0B5epsjcum0RvQ080a3lvYnZPRIE/view> (accessed 01 May 2017).
- [3] Nikitin O.F. Computational method for powerful non-adjustable volume hydraulic drive with several volume hydraulic motors. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering], 2016, no. 1, pp. 89–100.
- [4] Popov D.N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem* [Hydro and pneumatic system dynamics and regulation]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1987. 464 p.

Antonov M.S. — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Egorkina N.A. — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — O.F. Nikitin, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.