

КРИТЕРИИ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГИДРОПРИВОДОВ С АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ

А. А. ГИНЗБУРГ

*Гомельское РУП «Головное специализированное
конструкторско-технологическое бюро
Гидроаппаратуры», Республика Беларусь*

В. В. ПИНЧУК

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Введение

Для современного уровня развития техники характерно существенное увеличение количества гидрофицированных машин и технологического оборудования, к гидроприводам которых предъявляются требования одновременного осуществления нескольких операций исполнительных органов. Это вызвано как экономическими требованиями к гидрофицированному оборудованию (очевидно, что при совмещении операций растет производительность оборудования), так и в большинстве случаев функциональными требованиями к машинам. Существует целый ряд машин и технологического оборудования, в частности, манипуляторы, системы со стабилизацией положения, автоматические линии и т. п., работа которых принципиально требует одновременной работы нескольких исполнительных органов.

Кроме того, в таких системах практически всегда необходимо обеспечивать точное регулирование скоростей в ходе работы, например, с целью поддержания заданной кинематики их движения, причем точность регулирования должна обеспечиваться даже при переменных нагрузках на рабочих органах.

Методика исследования и обсуждение результатов

Как правило, основной проблемой, возникающей при независимом одновременном регулировании скоростей нескольких рабочих органов гидропривода, является чрезмерный уровень энергетических потерь и недопустимо низкий КПД гидросистемы. В системе, принципиальная схема которой приведена на рис. 1, входное давление p_0 постоянно является максимальным и не зависит от нагрузки на рабочих органах, определяющей величины давлений p_1-p_3 . При этом потребляемая гидроприводом мощность равняется произведению p_0Q_0 , где Q_0 – входящий расход, а КПД определяется выражением

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n p_i Q_i}{p_0 Q_0}, \quad (1)$$

где n – количество исполнительных органов; p_i и Q_i – соответственно расход и давление на i -м исполнительном органе.

Здесь и далее давление в сливной гидролинии считается равным нулю.

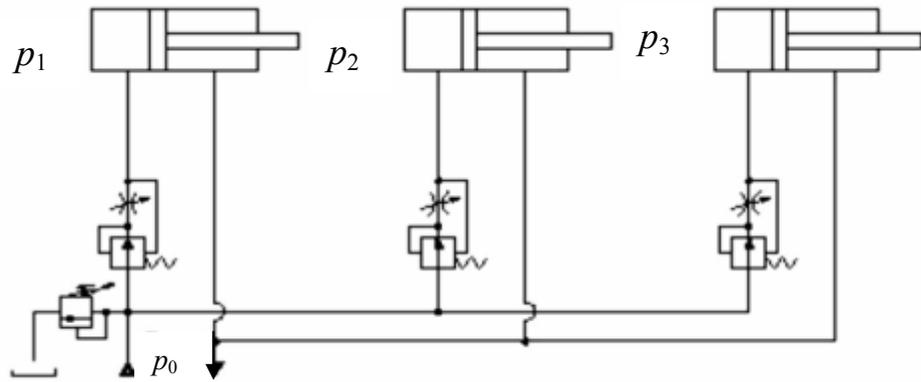


Рис. 1. Гидросхема независимого одновременного регулирования скоростей нескольких исполнительных органов

Энергетику такой системы можно наглядно представить в виде диаграммы, построенной в координатах «давление – расход» (рис. 2). На этой диаграмме потребляемая мощность численно равна площади большого прямоугольника, полезная мощность – сумме площадей малых прямоугольников (двойная штриховка), а площадь участка, заштрихованного однократной штриховкой, численно равна величине энергетических потерь в системе.

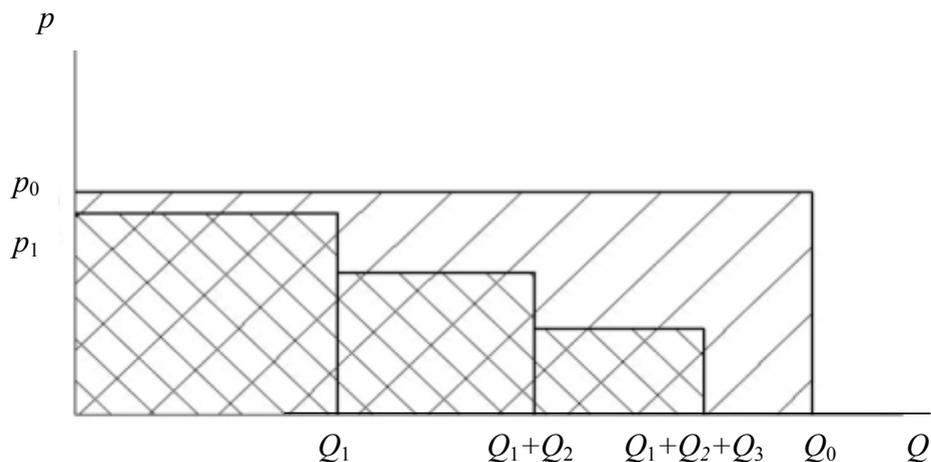


Рис. 2. Координаты «давление – расход»

Очевидно, величина энергетических потерь оказывается непосредственно зависящей от разности рабочих давлений на различных исполнительных органах, которая обусловлена характером работы последних, носит в известной степени случайный характер и определяется как

$$DN = (p_0 - p_1)Q_0 + (p_1 - p_2)(Q_0 - Q_1) + (p_1 - p_2)(Q_0 - Q_1 - Q_2) + p_3(Q_0 - Q_1 - Q_2 - Q_3). \quad (2)$$

Учитывая, что, как правило, нагрузки на исполнительных органах могут изменяться в достаточно широком диапазоне, а давление настройки переливного клапана p_0 должно превышать наибольшую из возможных уровней рабочих давлений в системе. Становится ясно, что наибольший вклад в выражение (2) вносит первое слагаемое, определяемое разностью между входным давлением системы и давлением на наиболее нагруженном органе, причем его величина обычно такова, что по уровню энергетических потерь такая схема в большинстве случаев оказывается непригодной для практического использования.

На практике в современной технике объемного гидропривода задача одновременного, точного и независимого дроссельного управления несколькими исполнительными органами в большинстве случаев решается за счет использования специального

схмотехнического принципа, известного как адаптация гидропривода к нагрузке [1]. Использование этого принципа позволяет снизить величину $p_0 - p_1$ в выражении (2) до приемлемого уровня.

Суть принципа адаптации к нагрузке видна из рассмотрения типовой гидросхемы, приведенной на рис. 3, и энергетической диаграммы системы (рис. 2).

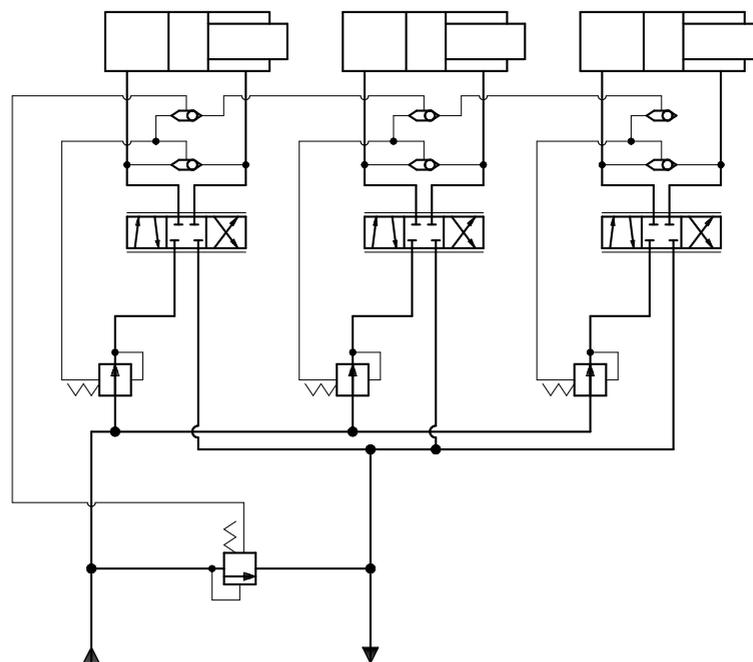


Рис. 3. Типовая гидросхема

В системе, приведенной на рис. 3, полости исполнительных органов связаны с входным гидроклапаном разности давлений через систему элементов ИЛИ таким образом, что входы последнего (крайнего правого) элемента ИЛИ подсоединены к цилиндрическим гидролиниям последних исполнительных органов, а остальные элементы ИЛИ подсоединяются одним входом к выходу предыдущего элемента, а вторым – к соответствующей цилиндрической гидролинии [2].

Давление на выходе последнего элемента ИЛИ равняется большему из давлений p_2 и p_3 . Так как его выход соединен с одним из входов первого элемента ИЛИ, а второй вход первого элемента соединен с цилиндрической гидролинией первого исполнительного органа, давление в которой равняется p_1 , давление на выходе первого элемента ИЛИ оказывается равным наибольшему из давлений p_1 , p_2 и p_3 на исполнительных органах. Это давление подается на управляющий вход гидроклапана разности давлений, настроенного на небольшой перепад Δp . Так как давление на входе гидроклапана разности давлений превосходит давление на его управляющем входе на величину настройки гидроклапана, получаем, что в этой схеме входное давление p_0 равняется

$$p_0 = \max(p_1; p_2; p_3) + \Delta p \quad (3)$$

или, в общем случае,

$$p_0 = \max(p_i) + \Delta p = \max(p_i) + \text{const}, \quad (4)$$

а потери мощности определяются как

$$\Delta N = \Delta p Q_0 + (p_1 - p_2) Q_2 + (p_1 - p_3) Q_3 + p_1 (Q_0 - Q_1 - Q_2 - Q_3) \quad (5)$$

или, в общем случае, как

$$\Delta N = \Delta p Q_0 + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i + \max(p_i) \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (6)$$

где p_i – давления в рабочих полостях исполнительных органов гидропривода; Q_i – величины расходов на исполнительных органах.

Таким образом, в системе, приведенной на рис. 3, входное давление поддерживается не постоянным, а «плавающим», и изменяется, следуя за изменением давления на наиболее нагруженном исполнительном органе. Это решение позволяет значительно снизить энергетические потери.

Разумеется, реальные гидравлические схемы приводов являются более сложными и могут включать в себя разнообразные дополнительные элементы. В частности, в большинстве случаев роль элемента, поддерживающего перепад Δp , выполняет регулируемый насос специальной схемы. Преимуществом подобных систем является отсутствие составляющей энергетических потерь, обусловленной наличием «избыточной» подачи, т. е. разности между подачей насоса и суммой расходов, настроенных на исполнительных органах.

Энергетические потери в такой системе определяются как

$$\Delta N = \Delta p Q_0 + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i. \quad (7)$$

Принцип адаптации гидропривода к нагрузке, т. е. регулирования входного давления системы по давлению на наиболее нагруженном исполнительном органе позволяет обеспечить возможность независимого одновременного управления при приемлемом уровне энергетических потерь, т. е. позволяет решить задачу дроссельного управления несколькими рабочими органами машины.

Однако необходимо отметить, что само по себе применение принципа адаптации к нагрузке отнюдь не гарантирует обеспечения приемлемого уровня КПД и энергетических потерь гидропривода.

Рассматривая совместно формулы (2) и (4), легко видеть, что в данной системе уровень энергетических потерь существенным образом определяется разностью рабочих давлений на исполнительных органах. Если эта разность велика, то применение этого принципа практически не дает выигрыша в энергетике привода, особенно в случаях, когда расходы на менее нагруженных исполнительных органах оказываются большими, чем на более нагруженных. Максимальный же КПД привода, близкий к единице, обеспечивается при равенстве давлений на исполнительных органах, что может быть достигнуто соответствующим выбором их параметров.

Так, рассматривая рис. 2, можно видеть, что наибольшие потери мощности в системе в момент времени, для которого приведена энергетическая диаграмма, имеют место на наименее нагруженном исполнительном органе 3. Если эта диаграмма является характерной для всего рабочего цикла машины или для наибольшей его части, то выбор типоразмера рабочего органа следует признать нерациональным. При проектировании этого гидропривода типоразмер органа (диаметр гидроцилиндра либо рабочий объем гидромотора) должен быть уменьшен с соответствующим увеличением уровня рабочего давления.

Рациональный выбор типоразмера исполнительного органа, осуществляемый по критерию приблизительного равенства давлений на исполнительных органах, позволяет существенно снизить уровень энергетических потерь гидропривода.

Математически указанный критерий выбора параметров исполнительных органов может быть сформулирован следующим образом.

Для набора из n исполнительных органов считаем определенными функции зависимости нагрузок на i -м исполнительном органе от времени $F_i(t)$, где F – усилие на штоке для гидроцилиндров или момент на валу для гидромоторов.

Считая давление на выходе исполнительного органа равным нулю, получаем, что давление на входе i -го исполнительного органа равняется

$$p_i(t) = \frac{F_i(t)}{x_i}, \quad (8)$$

где x_i – размерный параметр исполнительного органа, который в свою очередь определяется как $x_i = S$ для гидроцилиндра, или

$$x_i = \frac{V_0}{2\pi} \text{ для гидромотора,}$$

где S – площадь входной полости гидроцилиндра; V_0 – рабочий объем гидромотора.

Одновременно считаем заданными функции зависимости скоростей i -х исполнительных органов от времени $v_i(t)$, где v – линейная скорость гидроцилиндра или угловая скорость вала гидромотора. В таком случае расход на i -м исполнительном органе задается выражением

$$Q_i = v_i x_i. \quad (9)$$

Энергетические потери в гидроприводе с адаптацией к нагрузке за интервал времени T будут минимальными для такого набора размерных параметров исполнительных органов x_i , для которого выражение

$$\sum_{i=1}^n \int_0^T \left(\max_{k=1}^n \left[\frac{F_k(t)}{x_k} \right] - \frac{F_i(t)}{x_i} \right) v_i(t) x_i dt \quad (10)$$

является минимальным.

При этом требования по максимально допустимому уровню давлений на исполнительных органах накладывают на величины параметров x_i дополнительные условия – для любого момента времени должно выполняться требование

$$\frac{F_i(t)}{x_i} \leq p_{\max}, \quad (11)$$

где p_{\max} – максимальное допустимое давление в гидросистеме.

Выражения (10) и (11) определяют критерий выбора параметров исполнительных органов гидропривода с адаптацией к нагрузке, обеспечивающий минимум энергетических потерь в системе. На практике выбор значений параметров исполнительных органов должен осуществляться исходя из ограниченного дискретного набора их возможных значений. Эти значения определяются стандартами, регламентирующими ряды диаметров гильз и штоков гидроцилиндров и рабочих объемов гидромашин.

Анализ выражений (6) и (7) позволяет выявить еще один критерий выбора параметров исполнительных органов гидроприводов с адаптацией к нагрузке. Рассматривая их, нетрудно видеть, что энергетические потери в системе имеют постоянную составляющую $\Delta p Q_0$. Учитывая, что перепад Δp в подавляющем большинстве случаев является константой, определяемой конструкцией соответствующего элемента схемы, минимизация этой составляющей возможна только за счет снижения величины входного расхода Q_0 . В свою очередь, входной расход системы при заданной полезной мощности, а также скоростях и нагрузках на исполнительных органах может быть уменьшен только за счет повышения уровня рабочих давлений в системе. То есть при

прочих равных условиях из двух гидроприводов, реализующих равные скорости исполнительных органов при равных нагрузках, более высокий КПД и меньший уровень энергетических потерь будет иметь тот, уровень рабочих давлений в котором будет более высоким, а величины расходов – меньшими. Таким образом, для повышения энергетической эффективности гидропривода типоразмеры его исполнительных органов должны уменьшаться, а их рабочее давление – повышаться.

Для системы с объемной адаптацией к нагрузке доля входной мощности, расходуемая на поддержание перепада Δp , равна

$$\frac{\Delta N}{N} = \frac{\Delta p Q_0}{p_0 Q_0} = \frac{\Delta p}{p_0} = \frac{\Delta p}{\max(p_i) + \Delta p} \quad (12)$$

и является практически обратно пропорциональной максимальной нагрузке.

Учитывая, что практически для всех подобных систем в мировой практике величина Δp находится в пределах от 0,8 до 2,5 МПа, отсюда следует, что в норме уровень рабочих давлений гидроприводов с адаптацией к нагрузке не должен быть меньшим 10–16 МПа, а построение систем с меньшим давлением следует считать нерациональными.

Потери мощности, определяемые перепадом Δp , определяются только принципиальным схмотехническим решением систем и не имеют отношения к потерям давления в трубопроводах и на местных сопротивлениях, поскольку в выражениях (6) и (7) последние не учитывались.

Заключение

Таким образом, при проектировании гидропривода, основанного на принципе адаптации к нагрузке, разработчик должен предпринимать конструктивные меры, обеспечивающие приблизительное равенство давлений на исполнительных органах в течение всего, или хотя бы, большей части рабочего цикла машины. В первую очередь по этому критерию должны выбираться типоразмеры исполнительных органов (рабочие объемы гидромоторов или диаметры штоков и поршней гидроцилиндров). Результатом неправильного выбора размеров исполнительных органов может явиться либо неработоспособность привода, обусловленная перегревом рабочей жидкости, либо его неэкономичность. А из этого следует вывод о том, что проектирование данных систем должно проводиться на основе детального анализа параметров работы всех исполнительных органов на всех этапах рабочего цикла.

Кроме того, при разработке гидропривода следует обеспечивать достаточно высокий уровень рабочих давлений за счет соответствующего выбора элементной базы привода, прежде всего, насосной группы, гидроаппаратуры и исполнительных органов. Построение гидросистем с адаптацией к нагрузке с рабочими давлениями, меньшими 10–16 МПа, является нежелательным.

Литература

1. Н. Sculthorpe. Hydraulic Horsepower Comes out of Its Corner. *Hydraulics & Pneumatics*, 1989. – № 3.
2. Дорощенко, В. И. Гидросистемы, чувствительные к нагрузке: Проблемы и решения / В. И. Дорощенко, А. А. Гинзбург // *Строит. и дорож. машины*. –1998. – № 5.

Получено 26.12.2006 г.