

тельные требования иногда противоречивы и при их учете следует найти компромиссное решение, что составляет задачу оптимального многокритериального проектирования. На этапе выбора параметров передачи решение такой задачи представляется нецелесообразным. В связи с этим предлагается решение задачи выполнить графоаналитическим методом.

При выборе параметров закладывается, что планетарная передача должна соответствовать основным требованиям и условиям, а оптимальное решение находится с учетом дополнительных требований.

Решение основных уравнений и условий можно представить в виде так называемых *генеральных уравнений*, что дает возможность определения областей безусловного существования параметров рассматриваемых схем механических передач. Таким образом, указанная область для выбранной схемы планетарной передачи определяется основными требованиями и условиями к подбору чисел ее зубьев.

Если на указанную область безусловного существования параметров проектируемой планетарной передачи нанести линии (условия) качественных ее показателей (КПД, минимальный вес, габариты и т.д.) (дополнительные требования), то такое решение позволит конструктору на этапе выбора параметров принятой схемы передачи учитывать также качественные ее показатели.

Представляется, что такой подход к выбору зубьев планетарной передачи является доступным, не требующим затрат сил и средств на выполнение и на этапе выбора параметров проектируемой планетарной передачи с учетом качественных ее показателей представляется целесообразным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. Учебное пособие для вузов. Москва, «Высшая школа», 1985. с. 420.
2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Москва-Ленинград, «Машиностроение», 1968. с. 305.
3. Looman J. Zahnradgetriebe. Grundlagen und Konstruktion der Vorgelege- und Planetenradgetriebe. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1970. s. 287.
4. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Ленинград, «Машиностроение», 1977. с. 535.
5. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Г. Детали машин. Проектирование. Москва, «Высшая школа», 2004. с. 309.
6. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы. Оптимальное проектирование. Харьков, «ХАИ», 2003. с. 446.

УДК 681.527.3

Е.Я.Строк, С.Л.Горавский

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ДВУХКАСКАДНОГО ПЕРЕПУСКНОГО КЛАПАНА С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ В РЕЖИМЕ РАЗГРУЗКИ НАСОСА ПОСТОЯННОЙ ПОДАЧИ

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

В гидравлических системах с высоким давлением рабочей жидкости применение однокаскадных клапанов ограничено величиной их диаметра, так как при больших значениях этого параметра недопустимо повышаются усилия пружин. Использование

дифференциальных клапанов снижает чувствительность контура управления, поэтому с целью уменьшения усилия пружин при определенных требованиях по расходу и давлению рабочей жидкости, а также для повышения чувствительности клапанов и стабильности давления применяют двухкаскадные клапаны с электрическим управлением (1). Преимуществом электрического сигнала является возможность передачи его на расстоянии, устранение запаздывания во времени, которое в механических системах вызывается инерцией передаточных звеньев.

Принцип функционирования гидравлической системы, содержащей двухкаскадный перепускной клапан с электрическим управлением, отображен на рис. 1.

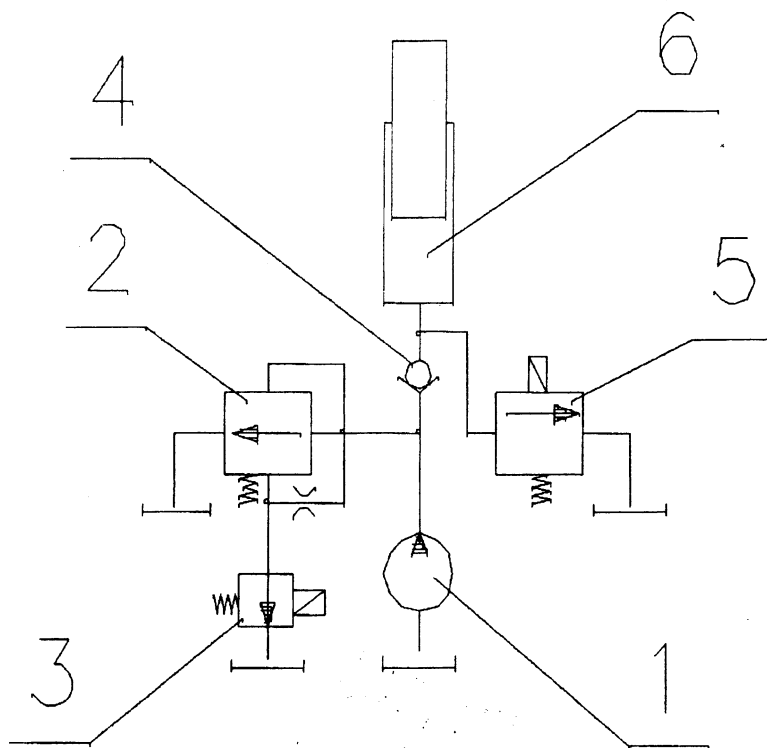


Рис. 1. Принципиальная схема гидравлической системы с разгрузкой насоса постоянной подачи

Система содержит насос 1 постоянной подачи, перепускной клапан 2, сообщающий в холостом режиме насос 1 со сливом, клапан-пилот 3 с электрическим управлением, гидравлически связанный с пружинной полостью перепускного клапана 2, обратный клапан 4, расположенный в напорной полости насоса 1, выпускной электромагнитный клапан 5 и силовой гидроцилиндр 6.

Подача рабочей жидкости от насоса 1 в силовой гидроцилиндр 6 происходит через обратный клапан 4 при поступлении электрического сигнала на электромагнитный клапан-пилот 3, который отсоединяет пружинную полость перепускного клапана 2 от слива, при этом происходит выравнивание давления рабочей жидкости на его жиклере. В результате этого под действием пружины перепускной клапан 2 закрывается, разобщая насос 1 от слива.

В случае обесточивания электромагнита клапана-пилота 3 рабочая жидкость в пружинной полости перепускного клапана 2 соединяется со сливом, так как указанный клапан-пилот под действием собственной пружины открывается. Возникающий при этом перепад давления на жиклере перепускного клапана 2 открывает его, что обеспечивает разгрузку насоса 1 постоянной подачи в холостом режиме. При разгрузке насоса 1 в случае подачи электрического сигнала на электромагнит выпускного клапана 5 реализуется сообщение напорной полости гидроцилиндра 6 со сливом.

В процессе проектирования перед проведением экспериментальных исследований возникает необходимость предварительного расчета параметров компонентов гидравлической системы, определяющих ее энергетические показатели (рис. 2).

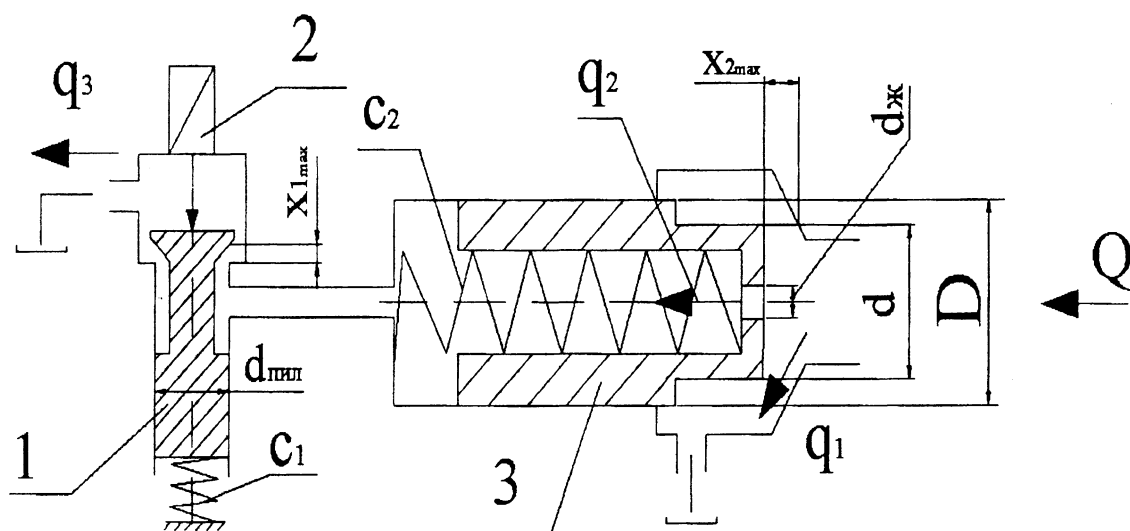


Рис.2 Конструктивная схема двухкаскадного перепускного клапана

На приведенном рисунке обозначены конструктивные параметры клапана-пилота 1, управляемого электромагнитом 2 и двухкаскадного перепускного клапана 3, а также направления потоков рабочей жидкости в режиме разгрузки насоса.

Уравнения, описывающие равновесие перепускного клапана и баланс потоков имеют вид

$$\begin{cases} p_1 f_1 + p_4 \Delta f - P - c_2 x_2^{\max} - p_2 f_2 = 0, \\ q_1 - q_2 = Q, \\ q_2 - q_3 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $f_1 = \pi d^2/4$ и $f_2 = \pi D^2/4$; p_1 , p_2 и p_4 – давления в полостях насоса, пружинной полости перепускного клапана и слива; Q – поток рабочей жидкости от насоса; q_1 – поток рабочей жидкости, идущий на слив от насоса; q_2 и q_3 – потоки рабочей жидкости, проходящие через жиклер и клапан-пилот; x_2^{\max} , c_2 и P – максимальное смещение, жесткость пружины и предварительное поджатие пружины перепускного клапана.

Потоки рабочей жидкости, циркулирующие в двухкаскадном перепускном клапане в режиме разгрузки насоса, определяются по формулам:

$$q_1 = \mu_{\text{кп}} \pi d x_2^{\text{max}} \sin \alpha_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_4)}{\rho}} \quad (2)$$

$$q_2 = \mu_{\text{дс}} \frac{\pi}{4} d_{\text{с}}^2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (3)$$

$$q_3 = \mu_{\text{кп}} \pi d_{\text{кп}} x_1^{\text{max}} \sin \alpha_2 \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} \quad (4)$$

где $\mu_{\text{кп}}$, $\mu_{\text{др}}$ – коэффициенты расхода клапана и дросселя, $d_{\text{кп}}$ – диаметр клапана-пилота, $d_{\text{жс}}$ – диаметр жиклера перепускного клапана, x_1^{max} – максимальное смещение клапана-пилота, α_1 , α_2 – углы при вершинах конического затвора перепускного клапана и клапана-пилота.

После подстановки приведенных выше выражений (2), (3) и (4) в систему уравнений (1) получим следующие зависимости

$$Q - x_2^{\text{max}} N_2 \sqrt{p_1 - p_4} - N_{\text{с}} \sqrt{p_1 - p_2} = 0, \quad (5)$$

$$N_{\text{с}} \sqrt{p_1 - p_2} - x_1^{\text{max}} N_1 \sqrt{p_2} = 0, \quad (6)$$

$$p_1 f_1 + p_4 \Delta f - P_2 - p_2 f_2 = 0. \quad (7)$$

Согласно зависимости (6) давление в пружинной полости перепускного клапана определяется по формуле

$$p_2 = \frac{N_{\text{с}}^2 p_1}{(x_1^{\text{max}})^2 N_1^2 + N_{\text{с}}} \quad (8)$$

После подстановки правой части формулы (8) в равенство (5), имеем уравнение для реализации итерационного метода с целью определения давления p_1

$$Q - x_2^{\text{max}} N_2 \sqrt{p_1 - p_4} - N_{\text{с}} \sqrt{p_1 - \left(1 - \frac{N_{\text{с}}^2}{(x_2^{\text{max}})^2 N_1 + N_{\text{с}}}\right)} = 0.$$

Давление p_2 определяется путем подстановки полученного из итерационных вычислений значения давления p_1 в формулу (8).

Жесткость пружины двухкаскадного перепускного клапана рассчитывается согласно выражению

$$c_2 = \frac{p_1 f_1 + p_4 \Delta f - P_2 - p_2 f_2}{x_2^{\text{max}}}.$$

Описанная методика расчета конструктивных параметров ЭГР реализована методом объектно-ориентированного программирования в среде C++ [2].

Приведенный расчет параметров двухкаскадного перепускного клапана с электрическим управлением может быть использован в тракторостроении при разработке автоматизированных гидроприводов, характеризующихся большими потоками и высоким давлением рабочей жидкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
2. Холлингвэрт Дж. C++Builder. Руководство пользователя – СПб: Вильямс, 2000. – 832с.