

Серия «ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ»

К вопросу об улучшении динамических характеристик гидропривода при его торможении

к.т.н. доц. Гуревич Ю.Я., к.т.н. доц. Ивочкин М.Ю.
 Университет машиностроения
 8 (495) 682-20-73, avtomex.msou@mail

Аннотация. В статье рассмотрена возможность улучшения динамических характеристик гидропривода при его торможении за счет использования в управляющих гидроустройствах золотников с двумя видами профилей рабочих элементов на них, а не с одним как применяется в настоящее время. Получены формулы для определения геометрических параметров рабочих элементов. Выполнен примерный расчет, подтверждающий справедливость предложенного варианта выполнения рабочей части золотника.

Ключевые слова: гидропривод, торможение, динамические характеристики, управляющее гидроустройство, золотник.

Исполнительные органы многих машин совершают возвратно-поступательное движение. Важным моментом в работе этих машин является торможение исполнительного органа, которое должно быть безударным и происходить за минимально возможное время и без забросов давления в гидросистеме, что особенно существенно при работе машин на больших скоростях и значительных перемещаемых массах. Решению данного вопроса для гидроприводов, выполненных по различным схемам, посвящены работы ряда исследователей [1, 2, 3, 4, 5].

В большинстве гидроприводов торможение исполнительных органов производится путем перекрытия сливной линии гидродвигателя с помощью золотника управляющего гидроустройства, рабочая часть которого представляет либо цилиндр с нарезанными на нем прямоугольными, треугольными или дисковыми канавками, либо конус. Перемещение золотника может быть согласовано с перемещением исполнительного органа с помощью вспомогательного механизма или посредством автономного привода в зависимости от времени. В работе [1] показано, что изложенные выше требования к динамике переходного процесса выполняются при торможении исполнительных органов с постоянным модулем ускорения.

Если перемещение золотника управляющего гидроустройства является функцией времени, то необходимая безразмерная площадь живого сечения потока в рабочей части золотника θ_H при условии торможения с постоянным модулем ускорения, найденная из уравнения движения исполнительного органа, должна изменяться в соответствии с уравнением [1]:

$$\theta_H = \frac{2(1 - \tau)}{\sqrt{1 - 2\kappa_1(1 - \tau) - 4\kappa_2(1 - \tau)^2}}. \quad (1)$$

В уравнении (1) κ_1 и κ_2 – безразмерные коэффициенты потерь в гидролиниях гидропривода, τ – безразмерное время ($0 \leq \tau \leq 1$).

Вид формул, описывающих изменение фактической площади живого сечения в управляющем гидроустройстве, зависит от формы рабочих элементов золотника [1]. При прямоугольных канавках:

$$\theta_{ФП} = L_{0П} - L_{1П} \tau, \quad (2)$$

при треугольных:

$$\theta_{ФТ} = L_{0Т} - 2L_{1Т} \tau + L_{2Т} \tau^2, \quad (3)$$

где: $L_{0П}, L_{1П}, L_{0Т}, L_{1Т}, L_{2Т}$ – безразмерные коэффициенты, определяемые геометрическими параметрами рабочей части золотника и скоростью его перемещения, причем коэффициенты в уравнении (3) связаны соотношением:

$$L_{2T} = \frac{L_{1T}^2}{L_{0T}}. \quad (4)$$

При $\tau = \tau_T$ сливная гидролиния полностью перекрывается и $\theta_\Phi = 0$. Время торможения τ_T при прямоугольных канавках согласно уравнению (3) будет равно:

$$\tau_{ТП} = \frac{L_{0П}}{L_{1П}}. \quad (5)$$

При треугольных канавках время торможения получим из уравнения (3) с учетом соотношения (4):

$$\tau_{ТТ} = \frac{L_{0Т}}{L_{1Т}}. \quad (6)$$

Задача синтеза управляющих гидроустройств состоит в том, чтобы найти такие значения коэффициентов фактической (приближающей) функции, описывающей изменение площади живого сечения потока для выбранной формы рабочих элементов, при которых фактический закон изменения площади как можно меньше отличался от необходимого. В этом случае и закон движения исполнительного органа при торможении будет близок к расчетному.

По условиям квадратичного приближения коэффициенты функций (2) и (3) должны быть вычислены так, чтобы среднее квадратичное отклонение от функции (1) было минимальным. Среднее квадратичное отклонение будет минимальным при таких значениях приближающей функции, при которых частные производные интеграла:

$$J = \int_0^1 (\theta_H - \theta_\Phi)^2 d\tau \quad (7)$$

по каждому из коэффициентов обращались бы в ноль.

Так, для функции (2) получим: $\partial J / \partial L_{0П} = 0$, $\partial J / \partial L_{1П} = 0$. Для функции (3), коэффициенты которой связаны между собой соотношением (4), минимум среднего квадратичного отклонения будет тогда, когда обратится в минимум выражение:

$$\Psi = J - \lambda \left(\frac{L_{1Т}^2}{L_{0Т}} - L_{2Т} \right), \quad (8)$$

где: λ – множитель Лагранжа [6].

Условие (8) содержит дополнительное ограничение, что ухудшает условия нахождения оптимальных коэффициентов приближающей функции. Анализ получающегося приближения при использовании треугольных канавок показывает, что фактический закон движения имеет ряд недостатков, в частности, увеличенное время торможения и забросы ускорения. Улучшить приближение и в какой-то степени преодолеть отмеченные недостатки можно, если исключить для приближающей функции (3) ограничение (4), что можно обеспечить, просуммировав уравнения (2) и (3). Полученная функция имеет вид:

$$\theta_{\Phi П} = L_{0ТП} - L_{1ТП} \tau + L_{2Т} \tau^2, \quad (9)$$

где:

$$L_{0ТП} = L_{0Т} + L_{0П}, L_{1ТП} = 2L_{1Т} + L_{1П}. \quad (10)$$

Физически данная процедура соответствует нарезанию на одном цилиндрическом золотнике треугольных и прямоугольных канавок.

Используя метод квадратичного приближения определим коэффициенты $L_{0ТП}$, $L_{1ТП}$, $L_{2Т}$, опираясь на исходные соотношения:

$$\partial J / \partial L_{0ТП} = 0, \partial J / \partial L_{1ТП} = 0, \partial J / \partial L_{2Т} = 0, \quad (11)$$

где: $J = \int_0^1 (\theta_H - L_{0ТП} + L_{1ТП} \tau - L_{2Т} \tau^2)^2 d\tau$.

Из уравнений (11) получим систему для определения коэффициентов функции (9):

$$\begin{aligned} \chi_0 &= L_{0ТП} - \frac{1}{2} L_{1ТП} + \frac{1}{3} L_{2Т}, \\ \chi_1 &= \frac{1}{2} L_{0ТП} - \frac{1}{3} L_{1ТП} + \frac{1}{4} L_{2Т}, \\ \chi_2 &= \frac{1}{3} L_{0ТП} - \frac{1}{4} L_{1ТП} + \frac{1}{5} L_{2Т}, \end{aligned} \quad (12)$$

где: $\chi_0 = \int_0^1 \theta_H d\tau$, $\chi_1 = \int_0^1 \theta_H \tau d\tau$, $\chi_2 = \int_0^1 \theta_H \tau^2 d\tau$.

Интегралы χ_0 , χ_1 и χ_2 могут быть определены численными методами.

Решая уравнения системы (12), получим

$$L_{0ТП} = 9\chi_0 - 36\chi_1 + 30\chi_2, L_{1ТП} = 36\chi_0 - 192\chi_1 + 180\chi_2, L_{2Т} = 9\chi_0 - 36\chi_1 + 30\chi_2. \quad (13)$$

После определения коэффициентов приближающей функции, описывающей изменение площади живого сечения потока в управляющем гидроустройстве при нарезанных на одном золотнике прямоугольных и треугольных канавках, необходимо найти формулы для определения безразмерных коэффициентов функций, описывающих изменение площади живого сечения потока, отдельно для прямоугольных и треугольных канавок. Решение данного вопроса зависит от соотношения длин этих канавок, замеренных вдоль золотника. В качестве первого решения будем считать, что канавки имеют одинаковую длину. В этом случае и время перемещения золотника до полного перекрытия гидролинии для тех и других канавок будет одинаково. То есть справедливо равенство:

$$\tau_T = \frac{L_{0П}}{L_{1П}} = \frac{L_{0Т}}{L_{1Т}}. \quad (14)$$

Используя соотношения (10), получим выражения для $L_{0П}$ и $L_{1П}$:

$$L_{0П} = L_{0ТП} - L_{0Т}, \quad L_{1П} = L_{1ТП} - 2L_{1Т}, \quad (15)$$

а из соотношения (4):

$$L_{0Т} = \frac{L_{1Т}^2}{L_{2Т}}. \quad (16)$$

Подставив (15) и (16) в соотношение (14) и выполнив преобразования, получим:

$$L_{1Т}^2 - L_{1Т}L_{1ТП} + L_{0ТП}L_{2Т} = 0. \quad (17)$$

Из уравнения (17) имеем:

$$L_{1Т} = \frac{L_{1ТП}}{2} \pm \sqrt{\frac{L_{1ТП}^2 - 4L_{0ТП}L_{2Т}}{4}}. \quad (18)$$

В соответствии с выражением (14) имеем:

$$L_{1П} = L_{1ТП} - 2L_{1Т}. \quad (19)$$

Формулы для определения $L_{0П}$ и $L_{0Т}$ найдем, подставив в числитель и знаменатель соотношения (14) зависимости (15) и выполнив преобразования:

$$L_{0Т} = L_{1Т} \frac{L_{0ТП}}{L_{1ТП} - L_{1Т}}, \quad L_{0П} = L_{1П} \frac{L_{0ТП}}{L_{1ТП} - L_{1Т}}. \quad (20)$$

Безразмерное время торможения при выбранных канавках определим из уравнения (9), принимая $\theta_{ФТП} = 0$:

$$\tau_{ТП} = \frac{L_{1ТП}}{2L_{2Т}} - \frac{1}{L_{2Т}} \sqrt{\frac{L_{1ТП}^2 - 4L_{0ТП}L_{2Т}}{4}}. \quad (21)$$

Определение геометрических параметров канавок может быть выполнено на основании полученных безразмерных коэффициентов по формулам, приведенным в работе [1].

Рассмотрим пример синтеза управляющего гидроустройства с предложенными двухпрофильными рабочими элементами и сравним с результатами, полученными в работе [1] при использовании золотника с треугольными канавками для следующих исходных параметров: $2\chi_1 = 4\chi_2 = 0,2$, $\chi_0 = 1,0653$, $\chi_1 = 0,34783$, $\chi_2 = 0,172$. Коэффициенты приближающей функции, вычисленные по уравнениям (13), (18), (19), (20), имеют следующие значения $L_{0ТП} = 2,226$, $L_{1ТП} = 2,5278$, $L_{2Т} = 0,3096$.

Таблица 1.

τ	0	0,2	0,4	0,6	0,8
θ_n	2,236	1,729	1,262	0,823	0,405
$\theta_{ФТ}$	2,34	1,723	1,2	0,771	0,437
$\theta_{ФТП}$	2,226	1,73	1,264	0,82	0,401
$\Delta_{ТП}\%$	0,44	0,057	0,158	0,72	0,98
$\Delta_T\%$	4,65	0,34	4,9	6,3	7,32

Сравнение относительных отклонений приближающих функций от необходимой для рабочих элементов в виде треугольных канавок Δ_T и двухпрофильных $\Delta_{ТП}$ (см. таблицу 1) показывает, что двухпрофильные золотники обеспечивают лучшее приближение осуществ-

ляемой площади к необходимой, чем треугольные.

Безразмерное время торможения при треугольных канавках, определенное по формуле (13), равно $\tau_{ТТ} = 1,409$, а для двухпрофильных, определенное по формуле (20), составляет $\tau_{ТТП} = 1,004$, т. е. уменьшается на 28%.

Из формул (18) и (21) следует, что использование вышеуказанных формул возможно при выполнении условия:

$$\frac{L_{ТП}^2}{4} - L_{0ТП}L_{2Т} \geq 0.$$

Заключение

Если график функции, описывающей необходимое изменение площади живого сечения потока при торможении исполнительного органа гидропривода с постоянным ускорением, близок к форме графика изменения фактической площади при использовании цилиндрического золотника с треугольными канавками, то целесообразно рассмотреть вопрос об использовании золотника с комбинированными рабочими элементами в виде треугольных и прямоугольных канавок, что технологически легко осуществимо.

Литература

- Левитский Н.И. и Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. М.: Машиностроение, 1971. – 231 с.
- Цуханова Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. М.: Наука, 1978. – 255 с.
- Косовцов О.В. Исследование гидропривода с регулируемым насосом, управляемым по давлению. Дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. – М.: ИМАШ, 1973. – 138 с.
- Гуревич Ю.Я. Расчет управляющего устройства для гидропривода с регулируемым насосом. В кн. Пневматика и гидравлика. Вып. 8. – М.: Машиностроение, 1978. – С. 56-66.
- Килина М.С. Повышение эффективности приводов установочных движений с гидравлическими амортизаторами. Автореф. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. – Ростов-на-Дону, ДГТУ. 2013. – 17 с.

Применение *shaping*-фильтров в системе управления движением быстроходной гусеничной машины

д.т.н. проф. Держанский В.Б., д.т.н. проф. Тараторкин И.А., Карпов Е.К.
ФГБОУ ВПО «Курганский государственный университет»
8(3522)23-06-03, *dvb_47@mail.ru*

Аннотация. В статье решается задача моделирования нелинейной системы управления движением быстроходной гусеничной машины с применением алгоритмов фильтрации. Особенностью работы является применение различных *shaping*-алгоритмов фильтрации, задающих воздействие водителя и идентификатора скорости движения. Также пристальное внимание уделяется анализу перерегулирования переходных процессов и фазовому отставанию реакции машины на управляющее воздействие. Приводятся результаты моделирования, сделаны выводы и даются практические рекомендации по их использованию.

Ключевые слова: гусеничные машины, *shaping*-алгоритмы фильтрации, управляемость, нелинейность, идентификация.

Одним из основных эксплуатационных свойств быстроходных гусеничных машин (БГМ) является подвижность, оцениваемая скоростными качествами. Повышение удельной мощности машин до 25 кВт/т, совершенствование трансмиссий, систем управления движением и информационного обеспечения способствует росту потенциальных скоростных качеств современных гусеничных машин. Однако реализация этого потенциала ограничивается рядом динамических явлений при прямолинейном движении и в процессе поворота: низкой