

Выводы

1. Разработаны электрические схемы всех функциональных узлов системы.
2. Рассчитаны и выбраны все элементы предлагаемых схем.
3. Выполнено макетирование указанных схем, по результатам которого осуществлена окончательная корректировка схем.
4. Созданы образцы всех слаботочных узлов системы и отработаны во взаимодействии друг с другом.
5. Апробирована работа всей системы на активную нагрузку.

Литература

1. Рогов В.А., Ушомирская Л.А., Чудаков А.Д. Основы высоких технологий. Учебное пособие. – М.: Вузовская книга, 2001. – 256 с.
2. Шандров Б.В., Морозов Е.М., Жуковский А.В. Основы технологии микродугового оксидирования. – М.: ИД «Альянс», 2008. – 80 с.
3. Прохоров В.А., Смелянский В.М. Статические преобразователи электрической энергии для технологической обработки поверхности изделий автотранспортных средств // Тезисы докладов научно-технической конференции с международным участием «Электротехнические системы и их роботизированное производство». Москва, МАМИ, 1995.
4. Прохоров В.А. Элементы и узлы полупроводниковых преобразователей электрической энергии. – М.: МГТУ «МАМИ», 2003. – 90 с.

Динамика гидропривода с моно- и бипрофильными рабочими элементами управляющих гидроустройств

к.т.н. доц. Гуревич Ю.Я., к.т.н. доц. Ивочкин М.Ю.

Университет машиностроения

8 (903)001-74-04, 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. По полученным формулам выполнен сравнительный анализ движения исполнительного органа для различных безразмерных параметров гидроприводов при использовании монопрофильных и бипрофильных рабочих элементов и уточнена процедура нахождения параметров бипрофильных рабочих элементов.

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

В станкостроении, транспортном, горном и строительном машиностроении широко используются гидрофицированные машины ввиду их известных преимуществ. Исполнительные органы этих машин совершают либо непрерывное, либо возвратно-поступательное (или возвратно-вращательное) движение.

Оптимизация работы гидроприводов с возвратно-поступательным (или возвратно-вращательным) движением состоит, в частности, в обеспечении наименьшего времени торможения при ограниченном модуле ускорения, что позволяет повысить производительность машин, особенно машин-автоматов, у которых время переходных процессов соизмеримо со временем установившегося режима, а также исключить забросы давления в гидросистеме.

Одним из решений поставленной задачи является перекрытие сливной гидролинии с помощью золотника управляющего гидроустройства, параметры рабочей поверхности которого рассчитываются по специальной методике [1, 2, 3]: на основании решения уравнения движения гидропривода находится функция, описывающая необходимое изменение площади живого сечения потока в управляющем гидроустройстве при принятом законе торможения, а затем методом квадратичного приближения определяются коэффициенты приближающей

функции, соответствующей конкретной форме рабочих элементов золотника. К типовым формам рабочих элементов золотника относятся цилиндр с нарезанными на нем прямоугольными, треугольными или дисковыми канавками, либо конус.

В работе [4] показано, что совместное использование на одном золотнике двух разных профилей – треугольного и прямоугольного – позволяет уменьшить расхождение между необходимой и приближающей функциями, что дает возможность уменьшить время торможения исполнительного органа гидропривода при ограниченном модуле ускорения.

Однако при рассмотрении данного вопроса важно также иметь представление о характере изменения закона движения гидропривода при использовании бипрофильных управляющих гидроустройств по сравнению с монопрофильными, в частности с треугольными, а также о влиянии параметров гидропривода на получающееся приближение.

Для выявления спектра параметров, влияющих на получающееся приближение, рассмотрим уравнение движения гидропривода в безразмерной форме [1]:

$$\frac{d}{d\tau} = \frac{d}{\eta} \left[1 - 2\eta - \kappa_1 u - \kappa_2 u^2 - \frac{u^2}{\theta^2} \right], \quad (1)$$

где: η – безразмерный коэффициент, зависящий от приведенной массы исполнительного органа гидродвигателя, модуля ускорения, модуля измерения давления в гидросистеме, эффективной площади поршня гидродвигателя, величина которого не может быть более 0,5; $\kappa_{1,2}$ – безразмерные коэффициенты потерь в гидролиниях гидропривода, u – безразмерная скорость, τ – безразмерное время, θ – безразмерная площадь живого сечения потока.

Решив (1) относительно θ , получим необходимый закон изменения площади θ_H , при котором будет обеспечено торможение исполнительного органа с заданным законом движения:

$$\theta_H = \frac{u}{\sqrt{1 + \eta(|\dot{u}| - 2) - \kappa_1 u - \kappa_2 u^2}}. \quad (2)$$

Безразмерные параметры выбраны таким образом, что $\theta \leq \tau \leq 1, u = 2$, а при торможении с постоянным ускорением $\tau = 2$. В этом случае уравнение (2) приобретает вид:

$$\theta_H = \frac{u}{\sqrt{1 - \kappa_1 u - \kappa_2 u^2}}. \quad (3)$$

Следовательно, θ_H определяется в зависимости от параметра τ , а η не учитывается, в то время как на фактический закон движения исполнительного органа он будет влиять. Таким образом, для того чтобы полностью оценить влияние на динамику гидропривода использование бипрофильных рабочих элементов вместо монопрофильных необходимо решить уравнение (1) при различных значениях коэффициентов τ и η .

Уравнение для определения необходимой площади после подстановки выражения $u=2$ в формулу (3) принимает вид [1]:

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

Исходя из анализа характера гидравлических потерь в гидроприводах, было предложено при определении необходимой площади считать, что $2\kappa_1 = 4\kappa_2$ [1].

Уравнение, описывающее зависимость фактической площади живого сечения потока от времени при бипрофильных рабочих элементах золотника, имеет вид [4]:

$$\theta_{\Phi} = \bar{\tau} L_{TD} - \bar{\tau} L_{IT} \tau + L_{2T} \tau^2, \quad (5)$$

а при треугольных:

$$\theta_{\Phi} = \bar{\tau} L_{0T} - L_{1T} \tau + L_{2T} \tau^2. \quad (6)$$

Задача синтеза управляющих гидроустройств состоит в том, чтобы найти такие значения коэффициентов фактической (приближающей) функции, описывающей изменение пло-

щади живого сечения потока для выбранной формы рабочих элементов, при которых фактический закон изменения площади как можно меньше отличался бы от необходимого. В этом случае и закон движения исполнительного органа при торможении будет близок к расчетному.

По условиям квадратичного приближения коэффициенты функции (5) должны быть вычислены так, чтобы среднее квадратичное отклонение от функции (4) было минимальным. Среднее квадратичное отклонение будет минимальным при таких значениях приближающей функции, при которых частные производные интеграла

$$J = \int_0^1 (\theta_H - \theta_\phi)^2 d\tau$$

по каждому из коэффициентов обращались бы в ноль. Решение полученных при этом уравнений позволило определить коэффициенты для уравнения (5):

$$L_{OT} = 9\chi_0 - 3\chi_1 + 3\chi_2, L_{1TP} = 36\chi_0 - 12\chi_1 + 12\chi_2, L_{2TP} = 30\chi_0 - 12\chi_1 + 6\chi_2,$$

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

Для оценки влияния безразмерных параметров гидропривода на фактический закон движения исполнительного органа гидропривода при различных значениях безразмерных параметров гидропривода в оболочке Microsoft Office Excel была составлена программа решения нелинейного дифференциального уравнения (1) усовершенствованным методом ломаных в соответствии с расчетными формулами:

$$\tau_{i+1} = \tau_i + \Delta\tau_{i+1}, \tau_{i+0.5} = \tau_i + \frac{\Delta\tau_{i+1}}{2}, u_{i+0.5} = u_i + \frac{d}{d}(u_i, \tau_i) \cdot \frac{\Delta\tau_{i+1}}{2}, u_{i+1} = u_i + \frac{d}{d}(u_{i+0.5}, \tau_{i+0.5}) \cdot \Delta\tau_{i+1}.$$

Шаг интегрирования $\Delta\tau_{i+1}$ менялся от 0,01 до 0,001 с целью обеспечения необходимой точности интегрирования.

Расчеты выполнялись для различных значений $\kappa = 2\kappa_1 + 4\kappa_2$ и η .

1) $\kappa = 0$.

При данной величине κ значения χ_0, χ_1, χ_2 составили $\chi_0 = 1,0$, $\chi_1 = 0,333$, $\chi_2 = 0,166$.

Коэффициенты приближающей функции для треугольных канавок равны $L_{OT} = 2,120$, $L_{1TP} = 1,442$, $L_{2TP} = 0,98083$. Безразмерное время торможения τ_{TT} (т.е. отрезок времени, по истечении которого площадь живого сечения потока в управляющем гидроустройстве станет равной нулю), определяемое по формуле $\tau_{TT} = \frac{L_{OT}}{L_{1TP}}$, составило 1,4701. Для золотника с треугольными и прямоугольными канавками получены следующие значения коэффициентов $L_{OTTP} = 2,0013$, $L_{1TP} = 2,07$, $L_{2TP} = 0,0066$.

Безразмерное время торможения, найденное по формуле

$$\tau_T = \frac{L_{1TP}}{2\eta} \frac{1}{L_{1TP} L_{2TP}} \sqrt{\frac{L_{1TP}^2 - 4L_{OT} L_{2TP}}{4}}, \tag{7}$$

составило 0,97. Таким образом, при использовании бипрофильных канавок время торможения снижается на 34%.

На рисунке 1 представлены результаты расчета ускорений и скоростей исполнительного органа при использовании двух указанных видов управляющих гидроустройств (на всех представленных диаграммах толстой линией показаны характеристики гидропривода при использовании бипрофильных элементов, а тонкими – монопрофильных). Расчет выполнен для значения $\eta = 0,055$. Анализ диаграммы показывает, что при малых значениях сопротивлений в гидрелиниях и небольших массовых и геометрических параметрах применение бипро-

фильных элементов позволяет получить динамические характеристики, идеально приближенные к заданным: уменьшить максимальное значение ускорения при уменьшении времени торможения.

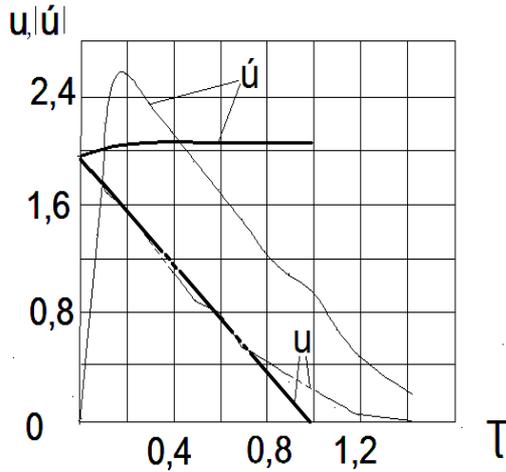


Рисунок 1

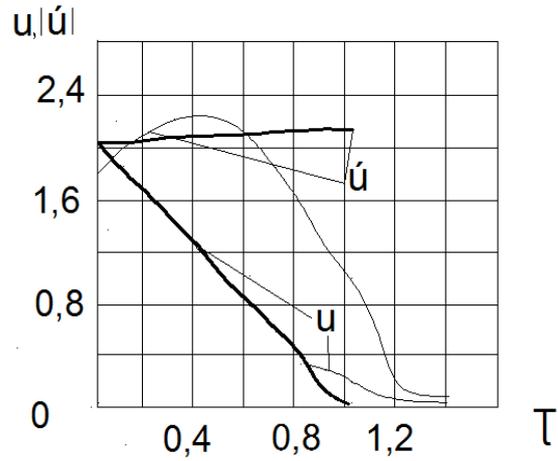


Рисунок 2

При увеличенных массово-геометрических параметрах ($\eta=0,48$, рисунок 2) ускорение исполнительного органа незначительно монотонно увеличивается начиная от заданного модуля ускорения, не превышая максимальный модуль ускорения, соответствующий треугольным канавкам. При треугольных канавках ускорение на первом этапе торможения растет, превышая заданный модуль, а затем существенно падает, что приводит к затягиванию процесса торможения.

2) $\kappa = 0,2$. При данной величине κ значения интегралов χ_0, χ_1, χ_2 составили $\chi_0=1,0653$, $\chi_1=0,34783$, $\chi_2=0,172$, коэффициенты приближающей функции для треугольных канавок: $L_{OT}=2,34$, $L_{IT}=1,661$, $L_{2T}=0,179$, $\tau_{TT}=1,40$. Для бипрофильных элементов: $L_{OПП}=2,26$, $L_{IПП}=2,5278$, $L_{2ПП}=0,3096$. При этих значениях $\tau_{TT}=1,00$, что соответствует уменьшению времени торможения на 28,7%.

Диаграммы безразмерных скоростей и ускорений для $\eta=0,03475$ представлены на рисунке 3. Из полученной диаграммы следует, что ускорение исполнительного органа при торможении посредством бипрофильных устройств незначительно колеблется относительно заданного модуля, в то время как при торможении с помощью золотника с треугольными канавками ускорение существенно возрастает на начальном этапе торможения, а затем быстро уменьшается, что затягивает процесс торможения. Близким к указанному остается характер изменения ускорений при различных формах рабочих элементов и при увеличенных массово-геометрических параметрах ($\eta=0,38$, рисунок 4).

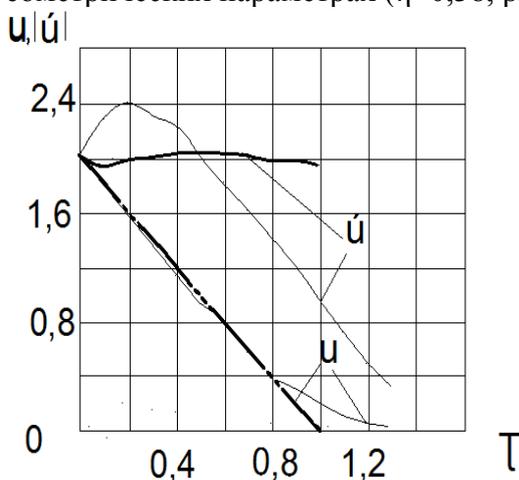


Рисунок 3

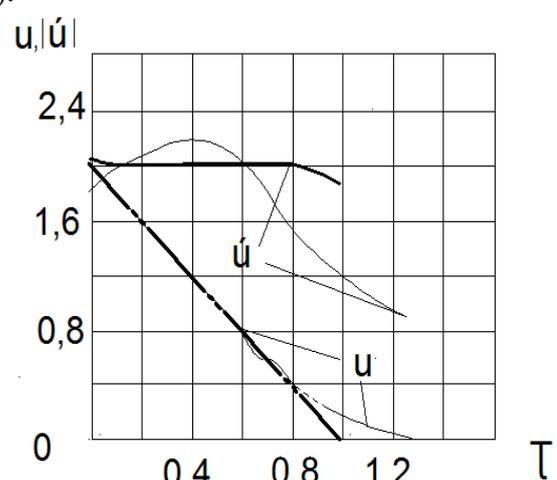


Рисунок 4

3) $\kappa = 0,6$ Данному значению коэффициента κ соответствуют следующие величины интегралов: $\chi_0=1,2663$, $\chi_1=0,3874$, $\chi_2=0,18445$. При этом безразмерные коэффициенты приближающей функции для золотника с треугольными канавками составили $L_{OT}=3,04$, $L_{1T}=2,408$, $L_{2T}=1,897896$, $\tau_{TT}=1,18$. Указанным параметрам профиля золотника соответствует безразмерное время торможения $\tau_{TT}=1,26$. Коэффициенты приближающей функции для бипрофильного управляющего устройства составляют: $L_{OП}=2,9838$, $L_{1П}=4,407$, $L_{2П}=1,458$.

Полученному значению $L_{OП}=3,1$ соответствует завышенный модуль ускорения при $\tau=0$. Поэтому целесообразно несколько увеличить значение данного коэффициента, обеспечив уменьшенное значение модуля ускорения при сокращенном времени торможения. В данном расчете принято $L_{OП}=3,1$, что обеспечило $\tau_{TTП}=1,11$. Диаграмма безразмерных ускорений и скоростей для значения $\eta=0,02$ представлена на рисунке 5.

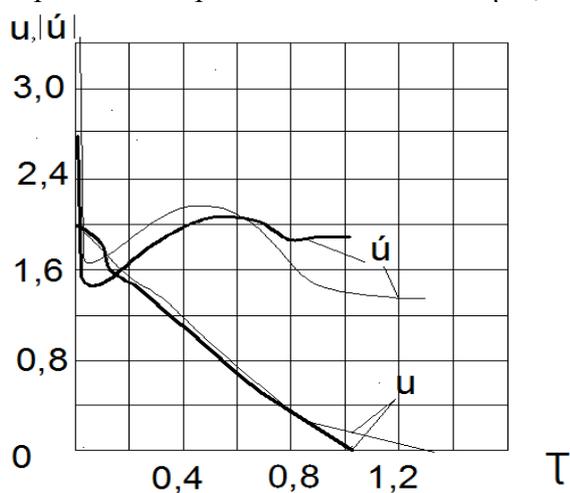


Рисунок 5

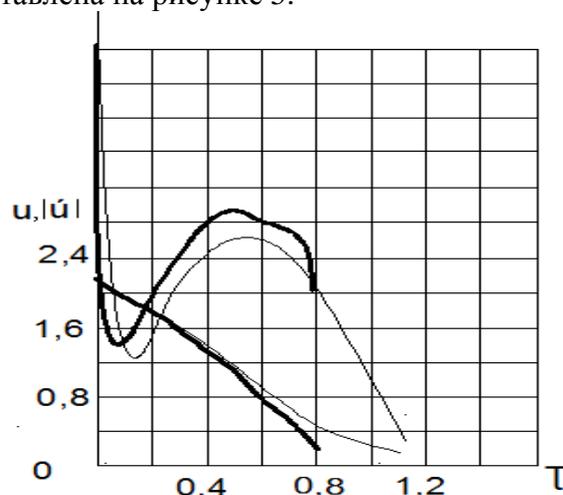


Рисунок 6

Анализ полученной диаграммы показывает, что при бипрофильных элементах удается значительно снизить модуль ускорения в начальный период времени и, несмотря на некоторое изменение модуля ускорения на протяжении торможения, удается существенно уменьшить время торможения.

4) $\kappa = 0,8$. Данной величине κ соответствуют следующие значения интегралов: $\chi_0=1,46186$, $\chi_1=0,41753$, $\chi_2=0,194686$. Коэффициенты приближающей функции для золотника с треугольными канавками равны: $L_{OT}=3,86$, $L_{1T}=3,397$, $L_{2T}=2,98953$, что обеспечивает $\tau_{TT}=1,46$. Для золотника с бипрофильными рабочими элементами коэффициенты приближающей функции составили: $L_{OП}=3,96624$, $L_{1П}=7,50468$, $L_{2П}=3,74388$.

Однако при найденных коэффициентах подкоренное выражение в формуле (7) отрицательно, т.е. приближающая функция не имеет корней, а значит, не обращается в ноль. Следовательно, полученные коэффициенты следует уточнить: либо уменьшить $L_{OП}$, либо увеличить $L_{1П}$ исходя из условия равенства нулю подкоренного выражения.

Уменьшение $L_{OП}$ приведет к забросу ускорения в начальный момент торможения, поэтому целесообразно увеличить $L_{1П}$. Находим $L_{1П}=7,706912$. При этом $\tau_{TTП}=1,00$. Таким образом, несмотря на изменение расчетного значения коэффициента $L_{1П}$, время торможения при использовании бипрофильного управляющего устройства уменьшается. Диаграмма изменения скоростей и ускорений при торможении при $\eta=0,01$ представлена на ри-

сунке 6.

Анализ полученной диаграммы показывает: применение бипрофильных элементов позволяет снизить модуль ускорения в начальный момент торможения при уменьшении времени торможения по сравнению с управлением торможением с помощью треугольных канавок.

Заключение

Использование для управления торможением исполнительного органа гидропривода управляющих устройств в виде цилиндрических золотников с бипрофильными рабочими элементами (треугольными и прямоугольными канавками) вместо монопрофильных (только треугольных канавок) позволяет существенно улучшить динамические характеристики гидропривода: исключить или уменьшить забросы ускорения и снизить время торможения, что дает возможность увеличить производительность гидрофицированных машин. Наиболее существенен данный эффект при меньших значениях безразмерных гидравлических потерь в гидролиниях.

Литература

1. Левитский Н.И. и Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. М.: Машиностроение, 1971. 231 с.
2. Цуханова Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. М.: Наука, 1978. 255 с.
3. Гуревич Ю.Я. Расчет управляющего устройства для гидропривода с регулируемым насосом. В кн. Пневматика и гидравлика. Вып. 8. – М.: Машиностроение, 1978, с. 56 – 66.
4. Гуревич Ю.Я., Ивочкин М.Ю. К вопросу об улучшении динамических характеристик гидропривода при его торможении. Известия МГТУ «МАМИ» №1(19), 2014, т.1, с. 5 – 8.

Обзор состояния и перспективы развития существующих решений в области конвертации транспортных средств в электромобили

Дергачев Д.В., д.т.н. Марсов В.И., Оспанбеков Б.К.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
8 (499) 155-03-79, dergachevdmiriy@yandex.ru

Аннотация. Развивающийся рынок автомобилей на альтернативных источниках энергии и стремление автопроизводителей перейти к производству экономичных и экологически чистых транспортных средств приводит к поиску различных вариантов воплощения данных стремлений в жизнь. Помимо проектирования и серийного производства новых электромобилей перспективным является направление конвертации находящихся в эксплуатации автомобилей и транспортных средств с ДВС. В настоящей статье представлен обзор зарубежного опыта в области конвертации существующих транспортных средств с ДВС в электромобили и автомобили с комбинированными энергетическими установками и определены перспективы развития этого направления.

Ключевые слова: электрооборудование, электромобиль, автомобили с комбинированными энергетическими установками, электрический привод, конвертация, аккумуляторная батарея.

Ситуация с ростом цен на углеводородное топливо, ужесточение норм по выбросам токсичных веществ и другие сопутствующие проблемы являются стимулирующими факторами для увеличения спроса и объемов производства экономичных и экологически чистых транспортных средств – автомобилей с комбинированными энергетическими установками и электромобилей.

Имеющиеся на сегодняшний день в распоряжении автопроизводителей электротехнические компоненты с их номинальными характеристиками позволяют создавать полноценные электромобили, способные конкурировать в своем классе с автомобилями с ДВС, что