

2. Экспериментальные данные о наличии в поверхностных пленках хлора и серы свидетельствуют о том, что в условиях ЭИП анодное растворение сталей происходит с непосредственным участием анионов раствора электролита: хлорид- и сульфат-ионов при ЭИП соответственно конструкционных углеродистых и коррозионностойких сталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Новиков, В. И.** Повышение эффективности изготовления сложнопрофильных деталей из легированных сталей методом электролитно-плазменного полирования: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.07 / В. И. Новиков; Санкт-Петербургский гос. политехн. ун-т. – Санкт-Петербург, 2010. – 19 с.
2. **Куликов, И. С.** Электролитно-плазменная обработка материалов / И. С. Куликов, С. В. Ващенко, А. Я. Каменев. – Минск: Беларуская навука, 2010. – 232 с.
3. **Влияние** электролитно-плазменной обработки на структуру и свойства поверхностного слоя стали 12Х18Н10Т / И. В. Фоминихина [и др.] // Вести НАН Беларуси. Серия физико-технических наук. – 2008. – № 3. – С. 24–29.
4. **Фиргер, И. В.** Термическая обработка сплавов / И. В. Фиргер. – Л.: Машиностроение, 1982. – 304 с.
5. **Способ** обезуглероживания стали и электролит для его осуществления: а. с. 969761 СССР, МКИЗ С 21 D 8/12, С 25 F 3/06 / С. В. Земский, А. А. Факторович, П. Н. Белкин, Е. А. Пасинковский; Ин-т прикл. физики АН МССР. – № 2904711; заявл. 20.02.80; опубл. 30.10.82 // Открытия. Изобрет. – 1982. – № 40.
6. **Жук, Н. П.** Курс теории коррозии и защиты металлов / Н. П. Жук. – М.: Металлургия, 1976. – 472 с.
7. **Атанасянц, А. Г.** Анодное поведение металлов / А. Г. Атанасянц. – М.: Металлургия, 1989. – 151 с.
8. **Роль** поверхностных пленок в анодном растворении металлов / С. А. Лилин [и др.] // Докл. АН СССР. – 1986. – Т. 289, № 2. – С. 409–412.
9. **Подобаев, А. Н.** Адсорбционное взаимодействие воды с металлами и его роль в процессах электрохимической коррозии: автореф. дис. ... докт. хим. наук: 05.17.03 / А. Н. Подобаев; Научн.-исслед. физ.-хим. ин-т им. Л. Я. Карпова. – М., 2008. – 48 с.
10. **Раствор** для полирования металлических изделий: а. с. 1665727 СССР, МКИЗ С 25 F 3/00 / С. И. Романчук, Ю. В. Синькевич, Е. Я. Головкина; Белорус. политехн. ин-т. – № 4617566; заявл. 09.12.88. – ДСП.
11. **Синькевич, Ю. В.** Фазовый состав и микроструктура электроимпульсно полированной поверхности коррозионностойких сталей / Ю. В. Синькевич, И. Н. Янковский // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: междунар. сб. науч. тр. / Донецкий национ. техн. ун-т. – Донецк, 2009. – Вып. 37. – С. 233–238.
12. **Исаевич, Л. А.** Исследование процесса получения высокопрочной проволоки из стали 12Х18Н10Т волочением с электролитно-плазменной обработкой поверхности / Л. А. Исаевич, Ю. Г. Алексеев, А. Ю. Королев // Вестник БНТУ. – 2005. – № 6. – С. 30–33.

Поступила 19.09.2012

УДК 629.113.115

ФОРМИРОВАНИЕ РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ РУЛЯ С РОТОРНЫМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕМ

Кандидаты техн. наук, доценты МИХАЙЛОВ В. В., СТРОК Е. Я.

ГНУ «Объединенный институт машиностроения» НАН Беларуси

Повышению эффективности, качества и безопасности движения современных мобильных колесных машин способствует применение автоматических саморегулирующих систем. К ним также можно отнести систему контроля курсовой устойчивости движения, в которой на

единый электронный управляющий модуль избирательно могут быть замкнуты несколько функционально независимых контуров: системы рулевого управления, тормозной системы, включая АБС, подвески, системы активного

контроля тяги, системы регулирования привода и двигателя [1].

Каждая из этих систем может создаваться самостоятельно и независимо от других. При их отработке они могут быть представлены адекватными моделями, сведенными в единый управляемый комплекс, а также совмещаться с моделями самой машины, двигателя, дороги и внешней среды [2, 3].

Из четырех известных принципов построения систем рулевого управления мобильных машин наиболее компактными и перспективными являются конструкции, созданные по принципу управления поворотными рычагами [4]. Эти конструкции обладают хорошими возможностями относительно простой нелинейной компенсации возникающих угловых отклонений осей машины, бокового увода шин, динамических и сцепных свойств поверхности и шин при движении на переменных скоростях с переменными частотами вращения двигателей и приводимых насосов. При этом в исполнительные цепи рулевого управления дополнительно вводят корректирующие звенья (вплоть до оборудования автономной системы электронной поддержки водителя), которые позволяют целенаправленно компенсировать или, по крайней мере, минимизировать возникающее искажение движения или «рыскание» машины. Присутствие в исследуемых контурах электрических, гидравлических и механических устройств одновременно ставит вопрос создания и отработки математических моделей наряду с последующим их исследованием [5].

Силовые контуры гидроусилителя как объекта управления. Для того чтобы получить приемлемые характеристики криволинейного движения автомобиля, необходимо обеспечить высокую скорость срабатывания системы управления при минимуме колебательных явлений в силовых контурах [6]. Поэтому большинство гидроусилителей сегодня имеют в своем составе роторные распределители гидравлических потоков. Они выполняются по мостовой схеме, как показано на рис. 1. Схема изменения потоков роторного распределителя показана на рис. 2.

При повороте рулевого колеса (не показано) силовое возмущение передается на рулевой механизм, преобразовывающий вращательное

движение в поступательное движение деталей рулевого привода. В зависимости от нагрузки сопротивления на управляемых колесах появляется угол рассогласования золотника U . Стабилизации элементов рулевого привода способствует гидравлический подпор жидкости в полостях A и B . В нейтральном положении гидравлический поток от насоса Q_N делится пополам кромками роторного золотника. Потоки дросселируемых участков Q_{za1} , Q_{za2} , Q_{zb1} , Q_{zb2} формируются равными площадями соответствующих сечений f_0 . В полостях A и B гидроцилиндра создается давление подпора p_N , равное удвоенному значению давлений p_A , p_B .

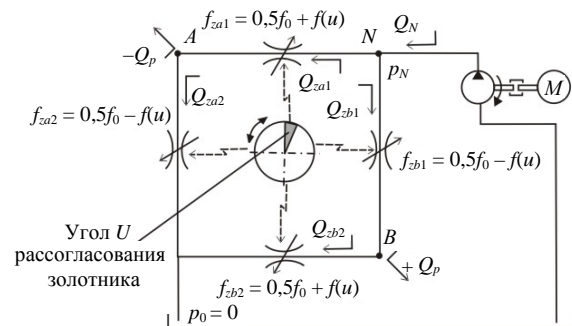


Рис. 1. Схема работы гидравлического моста

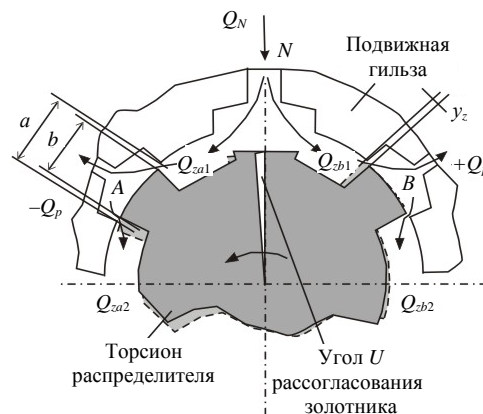


Рис. 2. Схема изменения потоков роторного распределителя

По мере роста сопротивления повороту управляемых колес торсион распределителя скручивается, что приводит вначале к выбору механических зазоров и последующему увеличению угла рассогласования U между гильзой и золотником. В соответствии с направлением вращения руля роторный распределитель, работая по принципу гидравлического моста, как

на рис. 2, одновременно и попарно открывает одни дросселирующие щели, например напора полости $A-Q_{za1}$ и слива полости $B-Q_{zb2}$, закрывая другие – Q_{za2} , т. е. слива полости A и Q_{zb1} – нагнетания полости B . При этом гидравлические проводимости формируются увеличением площадей переменных сечений $za1$ и $zb2$

$$f_{za1} = f_{zb2} = 0,5f_0 + f(u)$$

и уменьшением для дросселирующих щелей $za2$ и $zb1$

$$f_{za2} = f_{zb1} = 0,5f_0 - f(u).$$

Поворот автомобиля в нужную сторону определяется направлением вращения рулевого колеса и знаком U соответственно. Силовая «помощь» гидроусилителя осуществляется до тех пор, пока угол рассогласования U в гидравлической паре «гильза – ротор» находится в некоторых пределах $U_{\min} < U < U_{\max}$, что обеспечивает следящее действие системы. Компенсация силовых нагрузок на управляемых колесах, например наезд на препятствие или попадание в выбоину, производится вначале возникновением усилия на поршне, что вызывает возникновение давления в соответствующей полости и рулевом колесе. Далее, для приведения системы в равновесие водителю необходимо вносить корректировку путем поворота руля.

Характеристика роторного распределителя. Очевидно, что мгновенное геометрическое место точек образываемого сечения формирует не только площадь $f(u)$ потока, но и соответствующий каждой паре кромок расход Q_i . При проработке узла для $U = 0$ предварительно задаются геометрическими параметрами золотниковой пары с целью обеспечения требуемого давления питания Q_N (подпитки или подпора). Для заданной производительности насоса Q_N определяют также максимально возможный угол открытия $U < U_{\max}$, назначают допустимый люфт $|U_{\max}| - |U_{\min}|$ и вид закона дросселирования $f(u)$.

Величину потока рабочей жидкости находят для одной дросселирующей щели, перенося количество щелей на одном роторе на общее компоновочное решение. Обычно роторный распределитель содержит три элементарные щели

или пары. Таким образом, общий поток Q_N насосной магистрали питает шесть элементарных пар, которым при $U = 0$ соответствует общая площадь f_0 дросселирования.

Для рассматриваемого случая в качестве исходных параметров были заложены следующие: диаметр сопряжения «гильза – ротор» $d_z = 0,022$ м; плотность жидкости $\gamma = 900$ кг/м³; производительность насоса $Q_N = 7/(1000 \cdot 60)$ м³/с.

Зазор y_z между кромками паза гильзы и выступа ротора, а также длина паза l_z при количестве сопряжений $n = 3$ определяют начальную площадь дросселирования

$$f_0 = 2y_z l_z n.$$

Зазор y_z можно определить исходя из ширины a паза гильзы и ширины b выступа ротора при нулевом положении ротора, когда $U = 0$

$$y_z = 0,5(a - b).$$

В настоящей статье для заданных $a = 0,006$ м; $b = 0,0056$ м (рис. 2) и длины паза $l_z = 0,0195$ м получена величина давления питания $p_N = 2$ бар. Нетрудно показать, что в исходном положении давление в полостях гидроцилиндра $p_A = p_B = 0,5p_N$ для режима «нейтрали» или холостого хода, а суммарное значение площади живого сечения при этом равно $f_0 = 12,8 \cdot 10^{-6}$ м².

Поскольку геометрические размеры частей распределителя и формируемые при этом гидравлические и силовые параметры системы между собой взаимосвязаны, компромисс следует искать где-то между желаемой точностью и производственными возможностями.

Выбор закона дросселирования. Чтобы получить адекватную зависимость перемещения поршня гидроцилиндра от величины рассогласования U , необходимо проведение ряда испытаний, по результатам которых строится семейство кривых «угол рассогласования – давление» при различных величинах подачи рабочей жидкости в рабочую поршневую полость. Обычно потерями в магистралях пренебрегают. На практике нагрузочную характеристику определяют при полной блокировке поршня, а регистрируют при этом лишь давление в насосной магистрали, например, как показано на рис. 3.

Обычно такую характеристику используют лишь для оценки качества производимой про-

дукции путем сравнения замеренных точек с полем графика, определяющим допустимые разбросы давлений и углов. Использовать для моделирующих расчетов такие зависимости нельзя, поскольку они не устанавливают связей с расходом. Такую характеристику еще называют «статической». Нижнему ее участку соответствует свободный угол поворота ротора в пределах механических зазоров, который переходит в крутой подъем увеличения при дальнейшем увеличении угла рассогласования U , определяющий движение жидкости потребителям. Ширина участка крутого подъема соответствует углу полного открытия роторного распределителя и полной подаче рабочей жидкости.

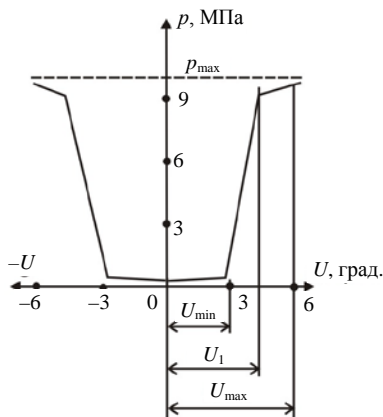


Рис. 3. Общий вид нагрузочной характеристики роторного распределителя «угол рассогласования – давление»

Закон нарастания давления (крутизны) в рабочей полости гидроцилиндра может быть представлен зависимостью $p_A = 0,5p_0 + K_p U$. Коэффициент K_p определяет закон нарастания давления и зависит от конструкции распределителя. Обычно его значения соответствуют диапазону $K_p = 1,0–1,7$ МПа/град. В силу симметричности распределителя в нейтральном положении все площади сечений должны быть равны. С появлением рассогласования влияние открываемых площадей всегда больше закрываемых.

В дальнейшем подбирают такую модель изменения геометрии сечения, которая в наибольшей степени будет соответствовать не только технологическим возможностям изготовителя, но и принятому закону дросселирования. Корректировку закона производят как продольным профилированием рабочих кромок ротора, так

и поперечным – путем нанесения поперечных впадин различного сечения (треугольных, овальных и пр.).

Для рассматриваемого случая будем считать, что площадь сечения потока по углу поворота ротора определяется двумя этапами: первым, определяющим изменение сечения прямоугольной формы, и вторым – изменением сечения профилирующих впадин на кромках до полного их перекрытия.

На рис. 4 представлен график, построенный по расчетным данным, для определения «живого» сечения при указанных значениях производительности насоса и геометрических параметрах сопряжений «гильза – ротор», полученных для профилирующих кромок треугольного сечения.

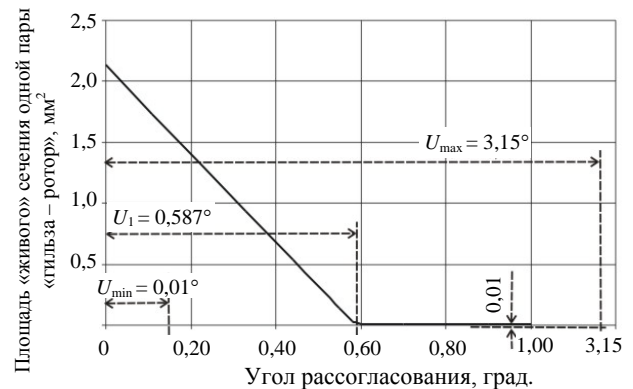


Рис. 4. График изменения «живого» сечения, полученный расчетным путем для одной пары «гильза – ротор»

Наклонный участок характеристики на рис. 4 соответствует закрытию прямоугольного сечения для угла в пределах $U_{min} < U < U_1$, и второго – горизонтального участка – для $U_1 < U < U_{max}$.

Для задания указанных геометрических параметров сопряжения «гильза – ротор» значения U_{min} были приняты следующими: $0 < U_{min} < 0,15^\circ$; $U_1 = 0,587^\circ$; $U_{max} = 3,15^\circ$. При этом значения U_{min} фактически отражают суммарный механический и гидравлический люфты.

Текущие суммарные площади живых сечений на основном участке наклонной кривой можно получить из следующих выражений для случая нагнетания давления в полость A и слива из полости B :

$$f_{zA1} = f_{zB2} = 0,5f_0 + 0,5d_z U l_z n;$$

$$f_{zA2} = f_{zB1} = 0,5f_0 - 0,5d_z U l_z n.$$

При $U > 0,587^\circ$ значения площадей «живых» потоков приняты равными $f_{\tau A2} = f_{\tau B2} = 0,03 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

ВЫВОДЫ

При разработке математической модели гидромеханического рулевого управления автомобиля, оснащенного рулевым механизмом, совмещенным с гидроусилителем и роторным распределителем, необходимым условием ее адекватности и работоспособности является получение текущего значения расхода, задаваемого распределителем и определяемого динамическим изменением проходных сечений напорных и сливных контуров. При этом расходную характеристику необходимо определять с учетом разнонаправленного кинематического возмущения, механических зазоров, возможного влияния гидравлического люфта, а также выбранного закона дросселирования. Учет этих факторов позволит получить адекватный математический аналог гидромеханического рулевого управления для проведения полноценных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сазонов, И. С. Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин / И. С. Сазонов; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск: БГПА, 2001. – 185 с.
2. Высоцкий, М. С. Расчеты кинематики, динамики и ресурса многомассовых систем мобильных машин: основные направления и перспективы развития / М. С. Высоцкий, В. Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2008. – № 1(2). – С. 17–23.
3. Cole, D. Driver steering control behavior / D. Cole, A. Odhams, A. Keen // Vehicle Dynamics International. com. – Annual Showcase. – 2011. – P. 34–37.
4. Грушников, В. А. Современные схемы рулевого управления АТС и их исполнение / В. А. Грушников // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 8. – С. 8–14.
5. Heisler, H. Advanced Vehicle Technology / H. Heisler // Butterworth – Heinemann. – Elsevir Science. – 2002.
6. Селифонов, В. В. Динамика криволинейного движения автомобиля с учетом характеристик распределительного устройства гидроусилителя рулевого управления / В. В. Селифонов, Э. Н. Цыбунов // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 2. – С. 21–23.

Поступила 02.03.2012

УДК 629.7.01

МОДЕРНИЗАЦИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЯРОСЛАВСКОГО МОТОРНОГО ЗАВОДА

Канд. техн. наук МИРОНОВ Д. Н., СОЛОМЕВИЧ В. И.

Белорусский национальный технический университет

В настоящее время в Вооруженных силах Республики Беларусь происходит замена автокранов и землеройных автомобилей на базе КраЗ, КамАЗ, «Урал», выработавших назначенный ресурс, на новые машины отечественного производства.

После мирового экономического кризиса и увеличения цен на нефтепродукты перед Вооруженными силами поставлена задача со-

крашения расхода горюче-смазочных материалов. Вместе с тем, объем выполняемых задач инженерными войсками не изменился и их выполнение при выделенном количестве горюче-смазочных материалов не представляется возможным без замены автопарка инженерных войск республики на более экономичные и с меньшим уровнем шумности машины.