ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ И ТЕХНОЛОГИЙ

УДК 681.5 DOI: 10.17587/mau.16.484-490

Б. Н. Белоусов, д-р техн. наук, проф.. belousovbn@ya.ru, **Т. И. Ксеневич,** докторант, taxen@mail.ru, **В. Л. Степнов,** гл. инженер, vlstepnov@gmail.com, **А. С. Климачкова,** аспирант, инженер, wolff_al@mail.ru, НПЦ "Специальное машиностроение" МГТУ им. Н. Э. Баумана

Проектирование и моделирование привода рулевого управления как ключевого элемента мехатронного опорно-ходового модуля

Представлены результаты исследования электрогидравлического рулевого привода поворота колес с автономной системой гидравлического питания как ключевого элемента мехатронного опорно-ходового модуля. Приводятся особенности реализации и создания комплексной математической модели. Описывается макетный образец электрогидравлического привода поворота колеса, созданный для верификации математической модели.

Ключевые слова: мехатронный опорно-ходовой модуль, автомобиль, мобильный робот, математическая модель, всеколесное рулевое управление, автономный привод, система автоматического управления

Введение

Перед современным автомобилестроением стоит глобальная проблема — создание транспортных средств будущего. Современные тенденции развития автомобиля связаны с интеграцией электронных, электрических, гидравлических, пневматических и механических элементов и существенным повышением роли электроники и систем управления, т. е. с широким внедрением мехатронных систем и модулей в конструкцию автомобиля.

Одним из важнейших принципов мехатронного подхода является принцип модульности — членение сложных систем на более простые подсистемы. Этот принцип позволяет более глубоко и детально исследовать простые подсистемы и затем встраивать их в сложную систему. В дальнейшем процессе отрабатываются уже только связи между готовыми подсистемами. Подобный подход практически исключает внутренние ошибки при проектировании подсистем [1].

Любой мобильный робот (высокомобильная телеуправляемая транспортная платформа) представляет собой совокупность трех больших систем: транспортной, специальной и системы управления. Транспортная система состоит из корпуса, опорноходовой части (опорно-ходового модуля) и энергетической установки. В зависимости от вида среды эксплуатации мобильного робота ходовая часть может быть следующих типов: колесная, гусеничная, колесно-гусеничная, шагающая, колесно-шагающая, роторная, с петлевым, винтовым, водометным, реактивным движителями или движителями какого-либо другого типа. Возможность использования опыта отработки движителя автомобиля в процессе исследования и разработки транспортной системы мобильного робота может играть существенную роль в сокращении сроков разработки. Наработки по использованию мехатроники транспортной системы мобильного робота с успехом могут быть использованы при развитии конструкции уже транспортных средств (TC).

В лаборатории научно-производственного центра "Специальное машиностроение" МГТУ им. Н. Э. Баумана проведена серия фундаментальных и прикладных исследований по разработке теоретических основ и созданию конструкции мехатронного колесного опорно-ходового модуля (ОХМ) транспортного средства и ходовой части мобильного робота. Разработка ОХМ является актуальной задачей. Совокупность ОХМ (по числу колес, например, автомобиля) составляет опорно-ходовой комплекс или комплекс ОХМ — ходовую часть машины. Комплекс ОХМ в составе автомобиля/мобильного робота (далее просто транспортного средства (ТС)), кроме функций несущей системы и обеспечения движения, выполняет управление:

- поворотом колеса (система рулевого привода поворота колеса);
- уровнем колебаний как функции вибрационной защиты экипажа и монтируемых на него аппаратуры и оборудования (система регулируемого подрессоривания колес (РСП);
- стабилизацией горизонтирования корпуса.

Материалы данной статьи освещают вопросы, связанные с созданием системы рулевого привода поворота колеса как основного элемента системы активной безопасности TC.

Обоснование выбора типа привода рулевого управления

Автомобили часто используются в сложных дорожных и климатических условиях, где особенно

важно свойство маневренности. Вопросы изучения рулевых приводов, маневренности, поворачиваемости и управляемости рассматриваются в работах многих отечественных и иностранных ученых [2—15]. На современных ТС с числом осей от 4 до 7 применяются в основном схемы рулевого управления, в которых управляемыми являются колеса передних осей. Однако увеличение числа передних управляемых колес с увеличением их общего числа не решает проблему улучшения маневренных свойств автомобилей такого типа. Одним из современных способов увеличения маневренности ТС является реализация всеколесного рулевого управления (ВРУ), в том числе путем применения ОХМ.

Исходя из анализа перспективных схем рулевого управления ТС [2—15] можно отметить, что привод рулевого управления автомобилей должен обеспечивать

- различные схемы поворота автомобиля;
- безопасность движения;
- заданный уровень показателей эксплуатационных свойств (управляемости, устойчивости движения и маневренности автомобиля), определяющих качество управляемого движения автомобиля.

Лучшим образом необходимым требованиям удовлетворяет рулевой привод поворота колеса с применением электрогидравлического рулевого привода, в котором гидравлическая часть используется в качестве силового устройства, а электрическая — как командное устройство.

Преимуществом гидравлических приводов, в сравнении с электрическими, являются меньший вес и меньшие габаритные размеры. Важным параметром гидравлических, а особенно, следящих приводов является их высокое быстродействие. Применение ВРУ с электрогидравлическим приводом рулевого управления позволяет отказаться от громоздкой системы промежуточных рычагов и тяг [2, 3, 16—21]. Эти приводы хорошо встраиваются в систему удаленного телерадиоуправления машинами, что особенно важно для мобильных роботов.

В конструкции автомобиля могут быть использованы привод с дроссельным регулированием и привод с объемным регулированием. Первый может подключаться как к централизованному источнику гидравлического питания, так и к автономному, второй — только к автономному. Основной недостаток централизованных приводов при их установке на многоосную колесную машину состоит в необходимости применения гидравлических магистралей большой длины, что повышает инертность рабочего тела и, как следствие, приводит к фазовому сдвигу поворота колес.

Применение автономных приводов с объемным регулированием и автономным источником гидравлического питания позволяет рассчитывать на целый ряд преимуществ:

 возможность увеличения КПД за счет отсутствия потерь на дросселирование рабочей жидкости;

- удобство обслуживания, эксплуатации и установки рулевого агрегата, поскольку исключаются трудоемкие операции по монтажу гидросистемы, требующие высокой квалификации и исключительной аккуратности персонала;
- повышение надежности, так как при выходе из строя одного из приводов остальные будут продолжать работать в нормальном режиме [22].

При создании САУ ВРУ с автономным приводом требуется обоснование параметров силовых и командных устройств этой системы, т. е. гидравлической и электрической частей электрогидравлического привода. Методики расчета подобных устройств для условий взаимодействия управляемого колеса ТС с опорной поверхностью не существует.

Особенности расчета параметров электрогидравлического привода с автономной системой гидравлического питания методом математического моделирования

Динамические свойства контура управления поворотом колеса с автономным приводом практически полностью определяются силовым цилиндром с нагрузкой и связанными с ним гидравлическими линиями распределителя (рис. 1). Это объясняется тем, что собственная частота силового цилиндра существенно ниже собственных частот других входящих устройств. Следует отметить также, что на характеристики контура существенно влияют нелинейности: трение, люфты, наличие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости, перекрытия золотниковой пары.

При проведении расчета заданы значения давления в гидравлической системе автомобиля и параметры нагрузки, действующей на шток гидравлического цилиндра (ГЦ). Перед авторами стоит задача расчета перемещения колеса, ускорения и

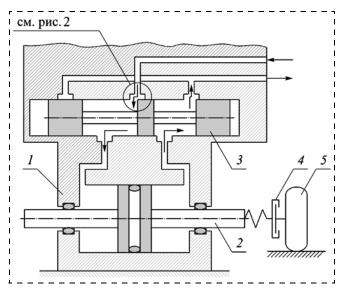


Рис. 1. Упрощенная функциональная схема золотника и гидроцилиндра с нагрузкой:

1 — силовой цилиндр; 2 — шток; 3 — золотник; 4 — кинематическая связь; 5 — колесо

угловой скорости колеса. Для нахождения искомых параметров необходимо выполнить промежуточные вычисления и рассчитать расходы рабочей жидкости через кромки золотника, которая поступает в полости силового ГЦ, и давления рабочей жидкости в полостях силового ГЦ. Универсальная модель позволяет рассчитать эти параметры, учитывая все промежуточные положения золотника, тем самым обеспечивая большую точность расчета. Рассмотрим более подробно механизм расчета.

1. Вывод уравнений расходов рабочей жидкости через кромки золотника

1.1. Вывод уравнения расхода рабочей жидкости через нагнетательную кромку полости 1

Расчетная схема вывода уравнений расходов рабочей жидкости через кромки золотника приведена на рис. 2.

• *Случай* $|X_3| \le L(X_3 -$ перемещение золотника, золотник в пределах перекрытия).

Суммарные потери давления при течении жидкости через перекрытие золотника определяются по формуле

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_{\rm BX} + \Delta P_{\rm LII} + \Delta P_{\rm BMX}, \tag{1}$$

где $\Delta P_{\rm BX}$ — потери давления при входе жидкости в зону перекрытия; $\Delta P_{\rm ДЛ}$ — потери давления при течении жидкости через перекрытие; $\Delta P_{\rm BЫX}$ — потери давления при выходе жидкости из зоны перекрытия.

Потери давления при входе жидкости в зону перекрытия ($\Delta P_{\rm BX}$) находятся по общей формуле потерь [23]:

$$\Delta P_{\rm BX} = \xi_{\rm BX} \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_{\rm H}^2}{S^2},\tag{2}$$

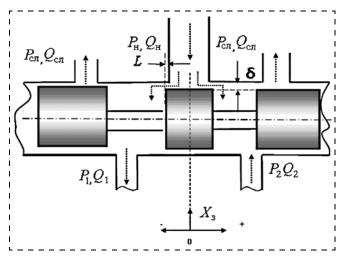


Рис. 2. Расчетная схема вывода уравнений расходов рабочей жидкости через кромки золотника:

 $P_{\rm H},\ P_{\rm CR}$ — давления в нагнетающей, сливной магистралях; $P_1,\ P_2$ — давления в полости I и полости 2 гидроцилиндра соответственно; $Q_{\rm H},\ Q_{\rm CR}$ — расходы в нагнетающей, сливной магистралях; $Q_1,\ Q_2$ — расходы в полости I и полости 2 гидроцилиндра соответственно; L— перекрытие, δ — зазор

где $\xi_{\rm BX}$ — коэффициент местных потерь на входе; $Q_{\rm H}$ — расход в нагнетающей полости золотника; ρ — плотность жидкости; S — площадь поперечного сечения трубы.

В рассматриваемом случае площадь поперечного сечения трубы (S) вычисляется по формуле

$$S = l_{\Sigma}\delta,\tag{3}$$

где δ — диаметральный зазор (рис. 2); l_{Σ} — суммарная ширина окна золотника.

Потери давления при течении жидкости через перекрытие ($\Delta P_{\text{дл}}$) находятся по общей формуле определения утечек через зазор между двумя параллельными пластинами [23]:

$$\Delta P_{\text{дЛ}} = \frac{12 \text{vp } L_3}{l \delta^2} \cdot Q_{\text{H}},\tag{4}$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости; ρ — плотность жидкости; L_3 — длина зазора; $Q_{\rm H}$ — расход в нагнетающей полости золотника; δ — диаметральный зазор (рис. 2); l — ширина окна золотника.

В рассматриваемом случае длина зазора равна

$$L_3 = L - X_3, \tag{5}$$

где L — длина перекрытия (рис. 2); X_3 — перемещение золотника.

Потери давления при выходе жидкости из зоны перекрытия ($\Delta P_{\rm BЫX}$) находятся по общей формуле потерь [23]:

$$\Delta P_{\text{BMX}} = \xi_{\text{BMX}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_{\text{H}}^2}{S^2},\tag{6}$$

где $\xi_{\text{вых}}$ — коэффициент местных потерь на выходе; $Q_{\text{н}}$ — расход в нагнетающей полости золотника; ρ — плотность жидкости; S — площадь поперечного сечения трубы.

Учтем, что

$$\rho = \frac{\gamma}{g},\tag{7}$$

где ρ — плотность жидкости; γ — удельный вес жидкости.

Таким образом, после подстановки уравнений (2)—(7) в уравнение (1) уравнение, связывающее перепад давления на нагнетательной кромке полости I золотника и расход через кромки золотника принимает вид

$$P_{H} - P_{1} = \xi_{BX} \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{Q_{H}^{2}}{(l_{\Sigma}\delta)^{2}} + \frac{12\nu\rho(L - X_{3})}{l_{\Sigma}\delta^{3}} \cdot Q_{H} + \xi_{BbiX} \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{Q_{H}^{2}}{(l_{\Sigma}\delta)^{2}} =$$

$$= (\xi_{BX} + \xi_{BbiX}) \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{Q_{H}^{2}}{(l_{\Sigma}\delta)^{2}} + \frac{12\nu\rho(L - X_{3})}{l_{\Sigma}\delta^{3}} \cdot Q_{H}, (8)$$

где $P_{\rm H}$ — давление на нагнетательной кромке золотника; P_1 — давление в полости ГЦ; ρ — плотность жидкости ($\rho = \gamma/g$).

После подстановки постоянных величин $\xi_{\rm BMX}$ + $\xi_{\rm BX}$ = 1,5, g = 981 см/с² в формулу (8) и приведения размерностей, получаем

$$\begin{split} |P_{\rm H} - P_1| &= \\ = 7,65 \cdot 10^{-7} \gamma \cdot \frac{Q_{\rm H}^2}{(l_{\Sigma}^2 \delta^2)} + 1,22 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{v \rho (L - X_3)}{l_{\Sigma} \delta^3} \cdot Q_{\rm H}. \ (9) \end{split}$$

Введем коэффициенты

$$a = 7,65 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{\gamma}{(l_{\Sigma}^2 \delta^2)}, b_{H} = 1,22 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{v \rho (L - X_3)}{l_{\Sigma} \delta^3},$$

$$c_{H} = |P_{H} - P_{1}|.$$

Тогда уравнение (9) принимает вид

$$aQ_{\rm H}^2 + b_{\rm H}Q_{\rm H} - c_{\rm H} = 0. {10}$$

Решение квадратного уравнения (9) связывает $Q_{\rm H}$ и перепад давлений на кромке:

$$Q_{\rm H} = \frac{-b_{\rm H} + \sqrt{b_{\rm H}^2 - 4ac_{\rm H}}}{2a} \cdot \text{sign}(P_{\rm H} - P_{\rm I}). \tag{11}$$

• *Случай* $|X_3| \ge L$ (золотник вышел за пределы перекрытия).

В этом случае отсутствуют потери по длине. Нетрудно заметить, что при $X_3 = L$ площадь окна совпадает с площадью окна (3) в уравнении (1). Решение уравнения (1) относительно $Q_{\rm H}$ принимает вид

$$Q_{\rm H} = 1{,}143 \cdot 10^{3} l_{\Sigma} \sqrt{\delta^{2} + (X_{3} - L)^{2}} \cdot \sqrt{\frac{|P_{\rm H} - P_{1}|}{\gamma}} \times \times \operatorname{sign}(P_{\rm H} - P_{1}),$$
 (12)

где $Q_{\rm H}$ — расход в нагнетающей полости золотника; δ — диаметральный зазор (рис. 2); l_{Σ} — суммарная ширина окна золотника; γ — удельный вес жидкости; L_3 — длина зазора; X_3 — перемещение золотника; $P_{\rm H}$ — давление на нагнетательной кромке золотника; P_1 — давление в полости Γ Ц.

1.2. Вывод уравнения расхода рабочей жидкости через сливную кромку полости 1

Очевидно, что общий вид уравнения в этом случае совпадает с общим видом уравнений (11) и (12), в которых следует заменить $P_{\rm H}-P_1$ на $P_1-P_{\rm CЛ}$ и X_3-L на $L+X_3$.

В результате получаем уравнения для двух случаев:

• при $|X_3| \le L$ (золотник в пределах перекрытия)

$$Q_{\text{CJ}} = \frac{-b_{\text{CJ}} + \sqrt{b_{\text{CJ}}^2 - 4ac_{\text{CJ}}}}{2a} \cdot \text{sign}(P_1 - P_{\text{CJ}});$$

• при $|X_3| > L$ (золотник вышел за пределы перекрытия)

$$Q_{\rm c, I} = 1.143 \cdot 10^3 l_{\Sigma} \sqrt{\delta^2 + (L + X_3)^2} \cdot \sqrt{\frac{|P_1 - P_{\rm c, I}|}{\gamma}} \times \sin(P_1 - P_{\rm c, I}).$$

1.3. Уравнение расхода через нагнетательную и сливную кромки полости 2

Аналогично выводятся уравнения для полости 2 золотника при учете соответствующих замен знаков в выражениях, связывающих перемещение золотника X_3 и зазор L.

2. Вывод уравнений давлений в полостях силового ГЦ

2.1. Вывод уравнения давления в полости 1 ГЦ

Уравнение расхода рабочей жидкости через полости силового цилиндра с учетом того, что изменение плотности рабочей жидкости пренебрежимо мало, в общем виде имеет вид [22]

$$\Sigma Q_1 - \Sigma Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{E} \cdot \frac{dP}{dt}, \tag{13}$$

где Q_1 , Q_2 — расходы рабочей жидкости через кромки золотника; V — объем полости силового Γ Ц; P — давление в полости гидроцилиндра; E — модуль упругости жидкости.

После преобразований [22] уравнение (15) принимает вид

$$\Delta P = (Q_{30\Pi} - S_{\Pi} \dot{x}_{\Pi}) \frac{E}{V_{\Pi}} \Delta t, \tag{14}$$

где ΔP — изменение давления в полости 1 ГЦ; $Q_{30Л}$ — разность расходов рабочей жидкости через кромки золотника ($Q_{30Л} = \Sigma Q_1 - \Sigma Q_2$); S_{Π} — площадь поршня; x_{Π} — перемещение поршня; E — модуль упругости жидкости; V_{Π} — объем полости силового ГЦ.

Текущее давление в полости ГЦ:

$$P_1 = \sum_{0}^{\infty} \Delta P. \tag{15}$$

Следует отметить, что наличие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости и давление в полости приводят к заметному изменению модуля упругости:

$$E' = E \cdot \frac{1}{1 + \frac{V_{\rm B}}{V_{\rm w}} \frac{E}{P_{\rm 1}}},\tag{16}$$

где $V_{\rm B}/V_{\rm ж}$ — соотношение объемов нерастворенного воздуха и жидкости; P_1 — давление в полости 1 гидроцилиндра.

После подстановки уравнений (13)—(16) окончательно уравнение расходов через полость силового цилиндра, решенное относительно давления в этой полости, принимает вид

$$P_{1} = \sum_{0}^{\infty} (Q_{30\Pi} - S_{\Pi} \dot{x}_{\Pi}) \cdot \frac{E}{(V_{0} + S_{\Pi} x_{\Pi}) \left(1 + \frac{V_{B}}{V_{X}} \frac{E}{P_{1}}\right)}, (17)$$

где P_1 — давление в полости гидроцилиндра; $Q_{3\text{ОЛ}}$ — расход рабочей жидкости через золотник; S_{Π} — площадь поршня; x_{Π} — перемещение поршня; $V_{\text{B}}/V_{\text{ж}}$ — соотношение объемов нерастворенного воздуха и жидкости.

2.2. Вывод уравнения давления в полости 2 ГЦ

Очевидно, что при увеличении одной из полостей силового цилиндра, давление в которой описывается уравнением (17), объем другой полости будет уменьшаться:

$$P_{2} = \sum_{0}^{\infty} (Q_{30\Pi} - S_{\Pi} \dot{x}_{\Pi}) \cdot \frac{E}{(V_{0} - S_{\Pi} x_{\Pi}) \left(1 + \frac{V_{B}}{V_{X}} \frac{E}{P_{2}}\right)}.$$

3. Вывод уравнения перемещения поршня гидроцилиндра

Параметры движения поршня силового гидроцилиндра определяются силами, действующими на него со стороны потока жидкости, а также внешними силами:

$$\begin{split} (P_1 - P_2) S_{\Pi} &= \\ &= m_{\Pi} \ddot{x}_{\Pi} \, + k_{\Pi} \dot{x}_{\Pi} \, + c_{\text{KUH}} (x_{\Pi} - x_{\text{K}}) + F_{\text{Tp}} \text{sign}(\dot{x}_{\Pi}), \end{split}$$

где P_1, P_2 — давление в полости 1, 2 гидроцилиндра; S_{Π} — площадь поршня; m_{Π} — масса поршня; x_{Π} — перемещение поршня; k_{Λ} — коэффициент демпфирования; $c_{\text{кин}}$ — кинематическая жесткость; $F_{\text{тр}}$ — сила трения; $x_{\text{к}}$ — перемещение колеса.

Перемещение поршня определяется как

$$x_{\Pi} = \int_{0}^{\infty} \dot{x}_{\Pi} dt.$$

4. Вывод уравнения движения колеса

Параметры движения колеса определяются действующими на него силами:

$$\begin{split} (\phi_{\rm CT} - \phi_{\rm K}) c_{\rm III} &= \\ &= J_{\rm K} \ddot{\phi}_{\rm K} \, + \, k_{\rm JK} \dot{\phi}_{\rm K} \, + \, M_{\rm TP} {\rm sign}(\dot{\phi}_{\rm K}), \end{split}$$

где $\phi_{\rm K}$ — угол поворота колеса; $\phi_{\rm CT}$ — угол поворота ступицы колеса; $c_{\rm III}$ — кинематическая жесткость шины; $k_{\rm JK}$ — коэффициент демпфирования шины; $J_{\rm K}$ — момент инерции колеса; $M_{\rm TP}$ — приведенный момент трения в кинематике рулевого управления.

Угол поворота колеса определяется как

$$\varphi_{K} = \int_{0}^{\infty} \dot{\varphi}_{K} dt.$$

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет рассчитать следующие параметры:

- расходы через кромки золотника с учетом влияния нерастворенного воздуха на динамику привода и перекрытий золотниковой пары;
- давления в полостях силового ГЦ с учетом влияния контакта колеса с дорогой, перемещения, угловых скоростей, ускорений колеса.

Макетный образец электрогидравлического привода поворота колеса

Результаты моделирования силового цилиндра и связанного с ним золотника используются в блоке математической модели электрогидравлического привода, который, в свою очередь, входит в качестве самостоятельного блока в комплексную математическую модель криволинейного движения ТС (рис. 3).

На основе результатов математического моделирования был разработан и изготовлен макетный образец электрогидравлического привода поворота колеса ТС в составе ОХМ, который использован для верификации математической модели методом физического моделирования на стенде. Для проведения испытаний на стенде установлена система с автономным регулированием питания рабочей жидкости. Конструктивно стенд (рис. 4) включает в себя механическую, гидравлическую и электронную части (АЦП — преобразователь напряжения измерительный; БП ДД — блок питания датчика давления; БУ ЭД — блок управления электродвигателем; ДД — датчик давления; ДОС — датчик обратной связи (угла поворота колеса); Н — насос гидравлический; ПГА — гидропневматический аккумулятор; ЭГР — электрогидравлический распределитель; ЭД — электродвигатель; ЭЧ ССУ ПК – электронная часть системы управления поворотом колеса).

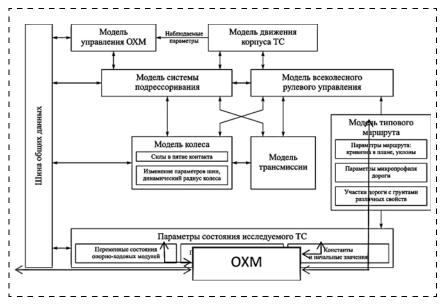


Рис. 3. Блок-схема комплексной математической модели ТС



Рис. 4. Стенд для физического моделирования электрогидравличекского привода поворота колеса опорно-ходового модуля

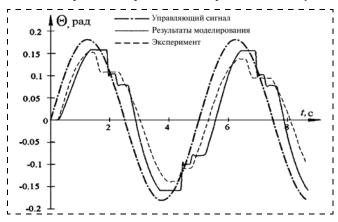


Рис. 5. Реализация имитационной модели поворота колеса "на

Результаты физического моделирования подтвердили адекватность математических моделей. Пример совпадения результатов имитационного и физического моделирования для стандартного случая испытаний поворота колеса "на месте" приведен на рис. 5.

Заключение

В качестве резюме можно сказать следующее. Созданию мехатронного колесного модуля для автомобилей и транспортных систем мобильных роботов способствовала разработка комплексной математической модели. Результаты моделирования достаточно точно обосновывают параметры составных частей электрогидравлического привода с автономной гидросистемой ВРУ. Результаты физического моделирования подтвердили адекватность математических моделей. Хорошая сходимость с результатами математического моделирования позволяют дать рекомендации о целесообразности дальнейших исследований автономного рулевого привода, а также разработки документации и изготовления макетного образца автономного привода с последующими его испытаниями в составе автомобиля и транспортной системы мобильного робота. Полученные результаты исследования являются научно-техническим заделом для создания мехатронных модулей и систем транспортных средств. Создание подобных модулей еще раз доказывает существенное сближение конструкции автомобиля и мобильного робота. А идеальный автомобиль будущего — мобильный робот различного назначения.

Список литературы

- 1. Подураев Ю. В. Мехатроника: основы, методы, применение: учеб. пособие для студентов вузов. М.: Машинострое-
- ние, 2006. 256 с. 2. **Белоусов Б. Н., Попов С.** Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 728 с.
- 3. Белоусов Б. Н., Шухман С. Б. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами. М.: Агроконсалт, 2013. 612 с.
- 4. Белоусов Б. Н., Болдорев А. Г., Наумов С. В., Федотов И. В. Модель взаимодействия управляемых систем подрессоривания колес и всеколесного рулевого управления как подсистем их активной // Автомобильная промышленность. 2007. № 2. С. 5—9.
- 5. Experimental verification of mathematical model of interaction of the wheel with the support surface at non-stationary rolling modes / B. N. Belousov et al. // Problems of Machine-Building and Reliability of Vehicles. 2009. N. 5. P. 111–115.
- 6. Autonomous Mechatronics-Based Locomotion Module for Multi-Wheel Vehicle and Terrestrial Robot Applications / B. N. Belousov et al. // Commercial Vehicle Engineering Congress 2012. URL: http:// papers.sae.org/2012-01-1913 (дата обращения 13.08.2014).
- 7. Load Estimation of an Open-Link Locomotion Module for Robotic and Commercial Multi-Wheel Applications modes / В. N. Belousov et al. // Congress SAE. 2009. N. 4. P. 11—15.

 8. ГОСТ 12.1.012—2004 Вибрационная безопасность. Об-
- щие требования
- 9. Смирнов Г. А. Многоосные многоприводные автомобили с автоматизированными системами // Автомобильная промышленность. 1997. № 9. С. 9—10.
- 10. Динамика системы "Дорога—шина—автомобиль—водитель". М.: Машиностроение, 1976. 554 с.
- 11. Брянский Ю. А. Управляемость большегрузных автомобилей. М.: Машиностроение, 1983. 176 с.
- 12. Иродов В. В. Исследование влияния эксплуатационных свойств (плавности хода, тормозных свойств, устойчивости и управляемости) на производительность автопоездов: дис. ... канд. техн. наук. М., 1982. 230 с.
- 13. Ревин А. А. Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении автотранспортных средств: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.03. Волгоград, 1983. 516 с.
- 14. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.
- 15. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. M.: Машиностроение, 1970. 176 с.
 16. Andreev A. F., Kabanau V. I., Vantsevich V. V. Driveline Sys-
- tems of Ground Vehicles. Abingdon: Theory and Design Scientific and Engineering Editor. Taylor & Francis Group/CRC Press, 2010. 792 p.
- 17. **Gordaninejad F., Kelso S. P.** Fail-Safe Magneto-Rheological Fluid Dampers for Off-Highway, High-Payload Vehicles // Journal of Intelligent Material System and Structures. 2000. Vol. 11, N. 5.
- 18. Релько П. Г. Повышение безотказности и улучшение характеристик электрогидравлических следящих приводов. М.: Янус-К, 2002. 232 с.
- 19. Miller T. J. Switched Reluctance Motors and Their Control. Oxford: Magna Physics Publishing and Clarendon Press, 1993.
- 20. Navarro R. Performance of an Electro-Hydrostatic Actuator on the F-18 Systems Research Aircraft. California: NASA/TM-97-206224, Dryden Flight Research Center.
- 21. Абрамов Е. И., Колиснеченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода (Справочник). Киев: Техніка, 1969.
- 22. Белоусов Б. Н., Наумов С. В., Климачкова А. С. Электрогидравлический привод с объемным регулированием в составе системы рулевого управления транспортного средства // Актуальные вопросы машиноведения. Вып. 2: Сб. науч. тр. VI Белорусский конгресс по теоретической и прикладной ме-
- ханике. Минск, 2013. С. 88—91. 23. **Гийон М.** Исследование и расчет гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1964. 385 с.

Mechatronics-Based Locomotion Module. Designing and Modeling Approach

B. N. Belousov, belousovbn@ya.ru, T. I. Ksenevich, taxen@mail.ru, V. L. Stepnov, vlstepnov@yandex.ru, A. S. Klimachkova, wolff al@mail.ru⊠, Scientific and production center "Special machinery" Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russian Federation

> Corresponding author: Klimachkova Anna S., Postgraduate Student, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russian Federation, e-mail: wolff al@mail.ru

> > Received on January 26, 2015 Accepted February 20, 2015

The main trend in designing of automobiles and mobile robots is a widespread use of mechatronic modules and systems. But there are many questions concerning the mechatronics-based approach. We see a constant integration of the theory and practice of an automobile and a mobile robot. Thus, research in these areas can be carried out simultaneously. The aim of the research is development of a designing approach of the mechatronics-based locomotion module for the automobiles and mobile robots. Mechatronics-based locomotion module is intended to control: (i) turning of the wheels of the axle, (ii) pressure in the chambers of the hydraulic cylinders of the axle suspensions and (in) vertical displacement of the left and right wheels of the axle. The task of the research is development of a complex mathematical model, which includes development of control algorithms for the all-wheel steering system and the regulated wheel springing system, choice of the control system components and of electro-hydraulic servo drive of wheels turning. On the basis of the mathematical model the authors studied all the components of the mechatronics-based locomotion module. All the obtained results of physical modeling were done with the use of a mechatronics-based locomotion module test bench. The article describes the study of electro-hydraulic servo drive with a centralized hydraulic system.

Keywords: mechatronics-based locomotion module, automobile, mobile robot, mathematical model, all-wheel steering system, test bench, electro-hydraulic servo drive

For citation:

Belousov B. N., Stepnov V. L., Ksenevich T. I., Klimachkova A. S. Mechatronics-Based Locomotion Module. Designing and Modeling Approacht Control Systems, Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie, 2015, vol. 16, no. 7, pp. 484-490.

DOI: 10.17587/mau.16.484-490

References

- 1. Poduraev Yu. V. Mekhatronika: osnovy, metody, primenenie: ucheb. posobie dlya studentov vuzov (Mechatronics: bases, methods, applications: study guide for students), Moscow, Mashinostroenie, 2006. 256 p. (in Russian).
- 2. Belousov B. N., Popov S. D. Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoi gruzopod"emnosti. Konstruktsiya. Teoriya. Raschet (Heavy-duty wheeled vehicles: design, theory, calculations), Moscow, Publishing house BMSU named by Bauman, 2006, 728 p. (in Russian).
- 3. Belousov B. N., Shukhman S. B. Prikladnaya mekhanika nazemnykh tyagovo-transportnykh sredstv s mekhatronnymi sistemami (Applied mechanics land vehicles with mechatronics systems), Moscow, Agrokonsalt, 2013, 612 p. (in Russian).
- 4. Belousov B. N., Boldorev A. G., Naumov S. V., Fedotov I. V. Model' vzaimodeistviya upravlyaemykh sistem podressorivaniya koles i vsekolesnogo rulevogo upravleniya kak podsistem ikh aktivnoi (Interaction of controlled systems of wheel springing and all-wheel steering as a subsystem of their active safety), Avtomobil'naya Promyshlennost',
- 2007, no. 2, pp. 5–9 (in Russian).

 5. **Belousov B. N., Shelomkov, S. A., Ksenevich, T. I., Kupreya nov A. A.** Experimental verification of mathematical model of interaction of the wheel with the support surface at non-stationary rolling modes, *Problems of Machine-Building and Reliability of Vehicles*, 2009, no. 5, pp. 111–115.
- 6. Belousov B. N., Naumov S. V., Ksenevich T. I. Autonomous Mechatronics-Based Locomotion Module for Multi-Wheel Vehicle and Terrestrial Robot Applications, Commercial Vehicle Engineering Congress 2012, available at: http://papers.sae.org/2012-01-1913 (date of access: 13.08.2014)
- 7. Belousov B. N., Naumov S. V., Ksenevich T. I., Vantsevich V. V. Load Estimation of an Open-Link Locomotion Module for Robotic and Commercial Multi-Wheel Applications modes, *Songress SAE*,
- 2009, no. 4, pp. 11–15. 8. **GOST** 12.1.012–2004 Vibratsionnaya bezopasnost', Obshchie trebovaniya (Vibrating safety. The general requirements) (in Russian).
- 9. Smirnov G. A. Mnogoosnye mnogoprivodnye avtomobili s avtomatizirovannymi sistemami (Multiaxial multidrive automobiles with automation systems Mnogoosnye), Avtomobil'naya Promyshlennost, 1997, no. 9, pp. 9-10 (in Russian).

- 10. Hachaturova A. A. ed. Dinamika sistemy "Doroga—shina—avtomobil'—voditel'" (Dynamics of system "Road—tire—automobile-driver"), Moscow, Mashinostroenie, 1976, 554 p. (in Russian).
- 11. Bryanskii Yu. A. Upravlyaemost' bol'shegruznykh avtomobilei (Control of heavy vehicles), Moscow, Mashinostroenie, 1983, 176 p. (in Russian).
- 12. **Irodov V. V.** Issledovanie vliyaniya ekspluatatsionnykh svoistv (plavnosti khoda, tormoznykh svoistv, ustoichivosti i upravlyaemosti) naproizvoditel'nost' avtopoezdov: dis. ... kand. tekhn. nauk (Research of performance properties (smooth running, break properties, stability, control) influence on road train capacity: thesis. ... Ph. D.), Moscow, 1982, 230 p. (in Russian).
- 13. Revin A. A. Povyshenie effektivnosti, ustoichivosti i upravlyaemosti pri tormozhenii avtotransportnykh sredstv: diss. ... dokt. tekhn. nauk: 05.05.03 (Increasing of efficiency, stability and control of vehicle while breaking: doctor thesis. ... full doctor). Volgograd, 1983, 516 p. (in Russian).
- 14. Antonov D. A. Teoriya ustoichivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilei (Stability theory of multiaxial vehicles), Moscow, Mashinostroenie, 1978, 216 p.
- 15. Farobin Ya. E. Teoriya povorota transportnykh mashin (Theory of vehicle turning), Moscow, Mashinostroenie, 1970, 176 p. (in Russian). 16. Andreev A. F., Kabanau V. I., Vantsevich V. V. Driveline Sys-
- tems of Ground Vehicles: Theory and Design. England: Taylor & Francis Group/CRC Press, 2010, 792 p.
- 17. Gordaninejad F., Kelso S. P. Fail-Safe Magneto-Rheological Fluid Dampers for Off-Highway, High-Payload Vehicles, Journal of Intelligent Material System and Structures, 2000, vol. 11, no. 5, pp. 395—406.
- 18. Red'ko P. G. Povyshenie bezotkaznosti i uluchshenie kharakteristik elektrogidravlicheskikh sledyashchikh privodov (Faultless increasing and improving operating characteristics of hydraulic servo drives), Moscow, Yanus-K, 2002, 232 p. (in Russian).

 19. **Miller T. J.** Switched Reluctance Motors and Their Control,
- Oxford, Magna Physics Publishing and Clarendon Press, 1993.
- 20. **Navarro R.** Performance of an Electro-Hydrostatic Actuator on the F-18 Systems Research Aircraft, California, NASA/TM-97-206224, Dryden Flight Research Center.
- 21. Abramov E. I., Kolisnechenko K. A., Maslov V. T. Elementy gidroprivoda (Spravochnik) (Hydro drive elements (reference book)),
- Kiev, Tekhnika, 1969 (in Russian). 22. **Belousov B. N., Naumov S. V., Klimachkova A. S.** *Elektrogid-ravlicheskii privod s ob'emnym regulirovaniem v sostave sistemy rulevo*go upravleniya transportnogo sredstva (Fluid power drive as a part of vehicle steering system), Up-to date machinery issues: scientific papers VI Belorussian congress connected with applied and theoretical mechanics, Minsk, 2013, pp. 88—91 (in Russian).
- 23. Giion M. Issledovanie i raschet gidravlicheskikh system (Research and calculation of hydraulic systems), Moscow, Mashinostroenie, 1964, 385 p. (in Russian).