

Ш. Р. Галлямов, А. В. Месропян, А. Т. Оразов

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ИНВАЛИДНОГО КРЕСЛА-КОЛЯСКИ

В статье предлагается математическая модель гидравлического привода, установленного на инвалидное кресло-коляску, которая позволяет определить угол поворота вала гидромотора в зависимости от скорости перемещения рычагов управления, а также от величины перепада давлений. Рассматриваются вопросы влияния определенных факторов на переходные процессы при движении инвалидного кресла по горизонтальной поверхности. *Гидромеханическое инвалидное кресло-коляска; математическая модель; потери мощности; сила трения*

ВВЕДЕНИЕ

По данным Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ) около 10 % мирового населения, что составляет 650 млн человек, являются инвалидами.

В настоящее время в РФ 13,2 млн людей с ограниченными возможностями, самая большая группа среди которых – люди с нарушением функции опорно-двигательного аппарата – 7,2 млн человек. Данная категория населения должна пользоваться теми же правами и возможностями, что и все другие люди, но, на самом деле, они не могут вести полноценный образ жизни из-за существующих в обществе социальных и физических барьеров, препятствующих их полноценному участию. В результате этого миллионы детей и взрослых вынуждены вести такой образ жизни, который ведет к их сегрегации. Именно поэтому в 2010 г. в нашей стране в рамках реализации Конвенции ООН о правах инвалидов была разработана государственная программа «Доступная среда», целью которой является формирование условий для обеспечения равного доступа инвалидов наравне с другими людьми к физическому окружению, транспорту, информации и связи, а также объектам и услугам, открытым или предоставляемым для населения. Необходимо применение новых методов для решения этой проблемы, в частности, создание инновационных технических средств медицинской реабилитации, позволяющих обеспечить доступные, комфортные и безопасные условия жизни инвалидов в современном быстроразвивающемся мире [1].

АНАЛИЗ

ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНВАЛИДНЫХ КРЕСЕЛ

Обзор средств медицинской реабилитации для людей с нарушением функции опорно-двигательного аппарата позволяет выявить потребительские свойства и определить основных производителей инвалидных кресел, к которым относятся: Китай (совместно с ЗАО «ВЗСО» г. Владимир) – 70 % произведенной продукции; ФГУП «УЗМПИ» г. Уфа – 15 %; Meura и Ortopedia, Германия – 3 %; остальные – менее 1 %. Наиболее востребованными являются инвалидные кресла-коляски с ручным приводом, которые составляют 90 % от общего спроса.

В результате анализа параметров и технических характеристик была проведена классификация инвалидных кресел (рис. 1). Представленные инвалидные кресла делятся на кресла-каталки, применяющиеся, в основном, для транспортировки людей, не передвигающихся по разным причинам самостоятельно, которые не могут использовать силу рук для движения. Они отличаются простотой конструкции ходовой части. Наиболее распространены кресла-коляски, которыми управляют люди с нарушением статодинамической функции [2].

Инвалидные кресла-коляски классифицируются по способу управления: с ручным приводом или механические; с мотором (электрические и на топливных элементах) и комбинированные. Помимо положительных качеств, к которым относятся универсальность и компактность конструкции, был выделен ряд существенных недостатков представленных кресел. Механические обладают относительно сложной системой управления и необходимостью прикладывания больших физических усилий (до 160 Н).



Рис. 1. Классификация инвалидных кресел

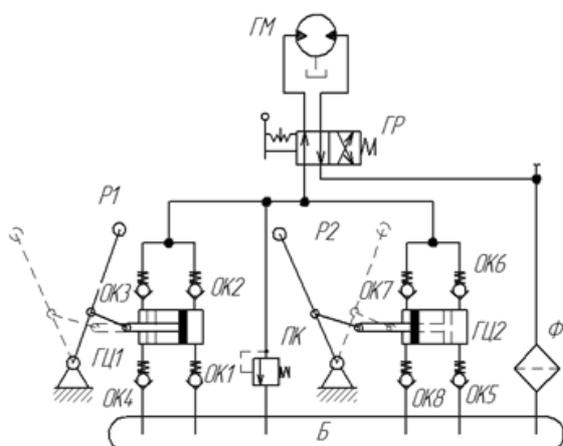


Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема инвалидного кресла-коляски

К недостаткам инвалидных кресел-колясок с мотором относятся большие массогабаритные характеристики (до 95 кг), необходимость постоянной подзарядки аккумуляторной батареи (ограниченный запас хода 10–20 км), высокая стоимость (60–300 тыс. руб.) и сложность обслуживания.

Инвалидные кресла-коляски с комбинированным или гибридным электромеханическим приводом имеют значительные преимущества по сравнению с другими видами кресел, а именно: улучшенные массогабаритные характеристики, минимальные затрачиваемые усилия при передвижении, независимость от внешних источников питания. Важным ограничением данного типа инвалидных кресел, которое делает его недоступным для большинства людей с ограничениями жизнедеятельности, является высокая стоимость импортной техники и отсутствие отечественных разработок. На сегодняшний день одним из перспективных направлений

в развитии инвалидных кресел-колясок является разработка кресел с гидромеханическим приводом.

В состав гидравлического привода инвалидного кресла-коляски входят следующие составные элементы: реверсивный шестеренный гидромотор (ГМ), гидрораспределитель ручного управления с пружинно-возвратным механизмом (ГР), 2 гидравлических цилиндра (ГЦ), 8 обратных клапанов (ОК), предохранительный клапан (ПК), фильтр (Ф) и гидравлический бак (Б) (рис. 2, 3).

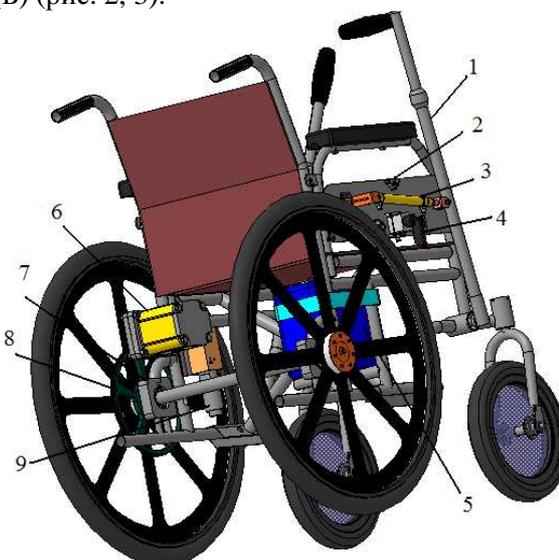


Рис. 3. Компоновочная схема инвалидного кресла-коляски: 1 – рычаг управления; 2 – тройник; 3 – гидроцилиндр; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидробак с фильтроэлементом; 6 – гидромотор; 7 – подшипник; 8 – редуктор; 9 – предохранительный клапан

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ИНВАЛИДНОГО КРЕСЛА

При проектировании инвалидного кресла-коляски с гидромеханическим приводом одной из актуальных задач является снижение потребных усилий для перемещения, что обуславливает необходимость моделирования различных режимов движения инвалидного кресла-коляски, расчетов и исследований статических и динамических характеристик гидравлического привода кресла.

Для того чтобы осуществлять преобразование затрачиваемой энергии с минимальными потерями по КПД, необходимо произвести учет существенно влияющих факторов, к числу которых можно отнести: люфты, которые возникают вследствие нежесткости крепления гидравлических цилиндров на инвалидное кресло-коляску; изменения температуры; приведенный модуль объемной упругости жидкости; суммарная сила трения, действующая в гидравлическом цилиндре [3]:

$$F_{\text{тр}\Sigma} = F_{\text{тр}1} + F_{\text{тр}2}. \quad (1)$$

Здесь $F_{\text{тр}1} = f_{\text{тр}1} p_{\text{деф}} b_{\text{кп}} \pi d_{\text{п}1}$ – сила трения в паре «поршень – корпус ГЦ», $F_{\text{тр}2} = f_{\text{тр}2} p_{\text{деф}} b_{\text{кп}} \pi d_{\text{шт}}$ – сила трения в паре «шток – корпус ГЦ», где $f_{\text{тр}1}, f_{\text{тр}2}$ – коэффициенты трения в трущихся парах, $d_{\text{шт}}$ – диаметр штока ГЦ; $p_{\text{деф}}$ – контактное напряжение в уплотнительном кольце, $b_{\text{к}}$ – ширина зоны контакта, $d_{\text{п}1}$ – диаметр канавки в поршне под уплотнительные кольца, $d_{\text{кп}}$ – внутренний диаметр уплотнительного кольца поршня ГЦ.

Разработана математическая модель гидравлического привода, которая позволяет проанализировать динамические характеристики проектируемых исполнительных элементов гидросистемы; приняты следующие допущения [4]:

- модуль объемной упругости рабочей жидкости, коэффициент ее вязкости, коэффициент расхода управляемого гидродвигателя, а также давления подачи и слива – величины постоянные;

- температура жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяется;

- гидравлические потери в подводящих гидролиниях гидрораспределителя и гидродвигателя малы и ими можно пренебречь;

- люфты в механической проводке не учитываются;

- нежесткость связи между штоком исполнительного гидроцилиндра и нагрузкой не учитывается;

- золотник идеальный (перекрытие отсутствует, щели симметричные).

Расчетная схема представлена на рис. 4.

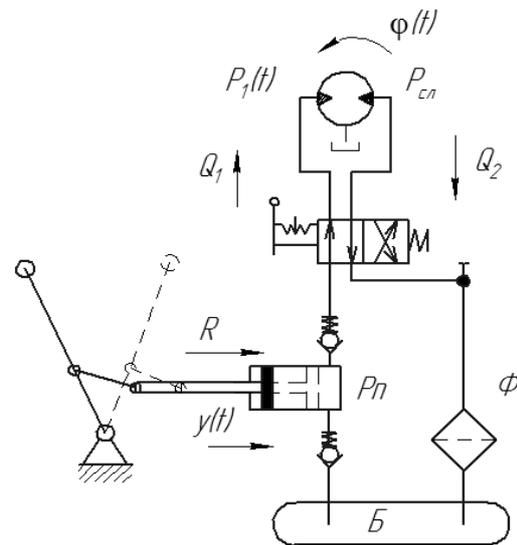


Рис. 4. Расчетная схема гидропривода инвалидного кресла-коляски

Система дифференциальных уравнений гидравлического привода включает в себя следующие уравнения:

- уравнение движения поршня гидроцилиндра:

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 y_{\text{п}}(t)}{dt^2} = R - A_{\text{эф}} P_1(t) - F_{\text{тр.ц}} \text{sign} \left(\frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt} \right) - b_v \frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt},$$

где $m_{\text{п}}$ – масса поршня гидроцилиндра (кг); $y_{\text{п}}$ – перемещение поршня (м); $A_{\text{эф}}$ – эффективная площадь гидроцилиндра (м²); $P_1(t)$ – давление на входе в гидромотор (Па); $F_{\text{тр.ц}}$ – сила сухого трения между поршнем и корпусом гидроцилиндра (Н); b_v – коэффициент вязкого трения в гидроцилиндре (Н·с/м); R – величина полезной нагрузки (Н).

- уравнение баланса расходов на гидроцилиндре и гидромоторе:

$$\frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt} A_{\text{эф}} = q_{\text{м}} \frac{d\varphi(t)}{dt} + \frac{(A_{\text{эф}} y_{\text{max}} + q_{\text{м}}) \frac{dP_1(t)}{dt}}{2E_1},$$

где $q_{\text{м}}$ – характерный объем гидромотора (м³/рад); φ – угол поворота вала гидромотора (рад); $E_1 = 4 \cdot 10^8$ Па – приведенный модуль объемной упругости жидкости [5]; y_{max} – макси-

мальное перемещение поршня гидроцилиндра (м).

- уравнение вращения вала гидромотора:

$$J \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} = (P_1(t) - P_{sl})bm(d_0 - m) - M_n - b_m \frac{d\varphi(t)}{dt},$$

где J – момент инерции вала гидромотора (м^4); P_{sl} – давление слива (Па), b – ширина шестерни гидромотора (м); m – модуль зацепления (м); d_0 – диаметр основной окружности шестерни (м); M_n – момент нагрузки (Нм); b_m – коэффициент вязкого трения в гидромоторе ($\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}$).

Для того чтобы выполнить имитацию возвратно-поступательного движения штоков гидроцилиндров, необходимо сделать допущение, что величина полезной нагрузки изменяется по синусоидальной зависимости:

$$R = A_{\text{эф}} \cdot P_{\text{max}} \cdot \sin(\omega t), \quad (2)$$

где P_{max} – максимальное давление в гидросистеме [Па], ω – угловая скорость перемещения рычагов инвалидного кресла-коляски [рад/с].

При перемещении штока в обратную сторону гидроцилиндр производит всасывание рабочей жидкости, поэтому расход на гидромоторе равняется нулю:

$$\begin{cases} A_{\text{эф}} \cdot \frac{dy_n(t)}{dt} > 0, \\ 0 \end{cases} \quad \frac{dy_n(t)}{dt} \leq 0. \quad (3)$$

где $\frac{dy_n(t)}{dt}$ – скорость перемещения поршня гидроцилиндра (м/с).

Для ограничения максимального перемещения поршня гидроцилиндра вводится следующее условие:

$$\begin{cases} R \frac{dy_n(t)}{dt} > 0 \text{ and } y_n(t) \leq 0.156, \\ R \frac{dy_n(t)}{dt} \leq 0 \text{ and } y_n(t) > 0, \\ 0 \end{cases} \quad \textit{otherwise}. \quad (4)$$

Результаты численного моделирования представлены на графиках (рис. 5–8).

Сила, прикладываемая к штоку гидроцилиндра, обуславливает перепад давлений, реализуемый на гидромоторе. На рис. 5 и 6 представлены затрачиваемые усилия на перемещение поршня гидроцилиндра и перепад давлений на гидромоторе для различных типоразмеров диаметра поршня гидроцилиндра.

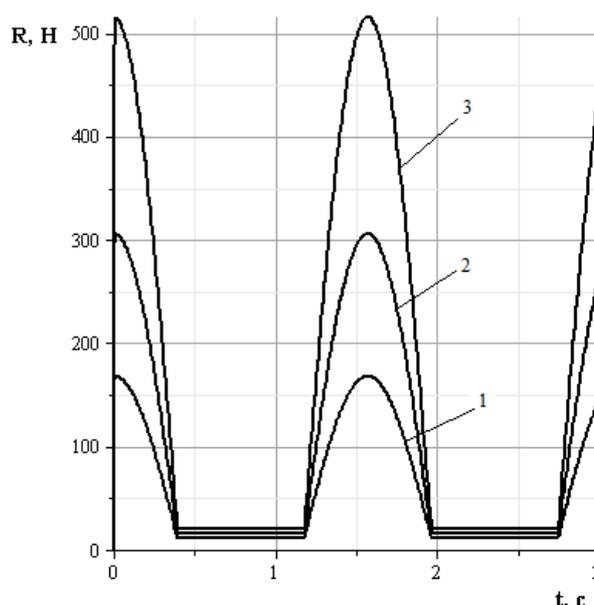


Рис. 5. Затрачиваемые усилия на перемещение поршня гидроцилиндра
1 – $d_{\text{п}} = 12$ мм; 2 – $d_{\text{п}} = 14$ мм; 3 – $d_{\text{п}} = 16$ мм

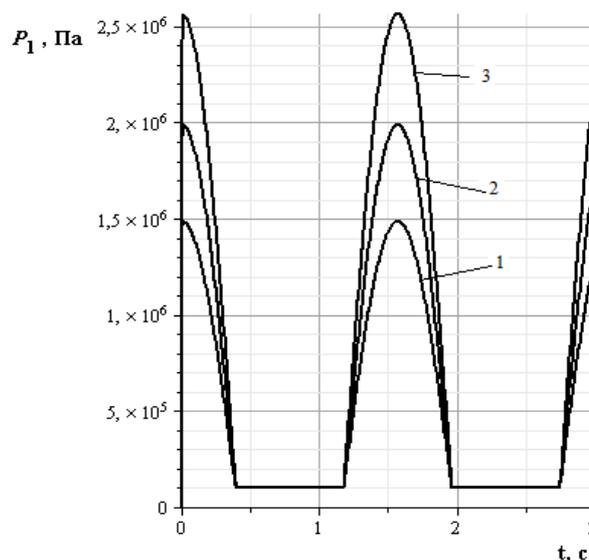


Рис. 6. Перепад давлений на гидромоторе
1 – $d_{\text{п}} = 12$ мм; 2 – $d_{\text{п}} = 14$ мм; 3 – $d_{\text{п}} = 16$ мм

Определив максимальную силу, необходимую для перемещения поршня гидроцилиндра, из графика развиваемых усилий, можно рассчитать затрачиваемые усилия на рычагах управления инвалидного кресла:

$$F_{\text{усл}} = 0,33R_{\text{max}}. \quad (5)$$

Зависимость (5) получена исходя из конструктивного исполнения крепления штока гидроцилиндра к рычагам инвалидного кресла.

Перемещение поршня гидроцилиндра изменяется в пределах $0 \leq y_{\text{п}} \leq 0,156$ (рис. 7).

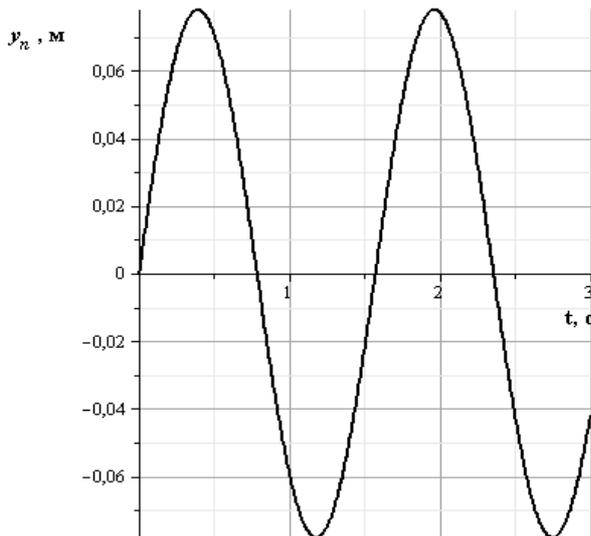


Рис. 7. Перемещение поршня гидроцилиндра

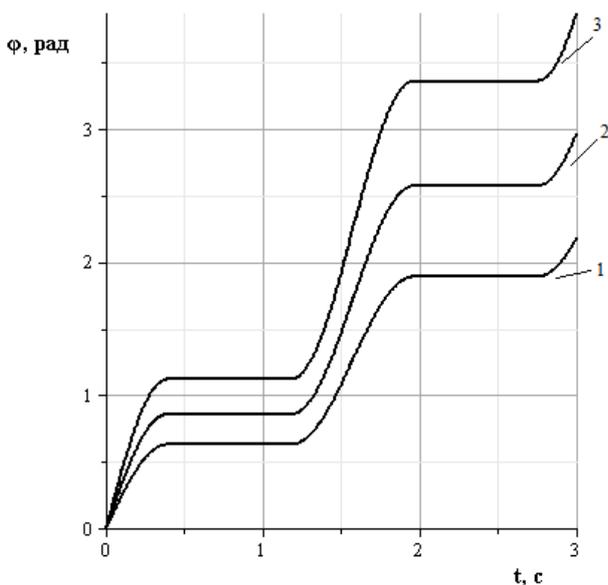


Рис. 8. Угол поворота вала гидромотора
1 — $d_{\text{п}} = 12$ мм; 2 — $d_{\text{п}} = 14$ мм; 3 — $d_{\text{п}} = 16$ мм

Графики угла поворота вала гидромотора представленные на рис. 8, иллюстрируют движение одного гидроцилиндра одностороннего действия.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате обзора инвалидных кресел была представлена их классификация и проанализированы основные технические и эксплуатационные характеристики, к которым относятся: способ управления, массогабаритные параметры, стоимость, зависимость от внешних источников питания. Выявлено наиболее перспективное направление в разработке инвалидных кресел-колясок — инвалидные кресла-коляски с гидромеханическим приводом.

Разработана математическая модель движения инвалидного кресла-коляски с гидромеханическим приводом, позволяющая определить максимальные затрачиваемые усилия на передвижение при заданном возвратно-поступательном перемещении штоков гидроцилиндров, а также получить выходную характеристику угла поворота вала гидромотора.

Из графиков, представленных на рис. 5–8, видно, что при увеличении диаметра поршня гидроцилиндра на 2 мм происходит увеличение максимального давления в гидросистеме на 30 % (при максимально допустимом давлении выбранного гидравлического оборудования 2,5 МПа) и, соответственно, угла поворота вала гидромотора на 50 %. С другой стороны, возрастают затрачиваемые усилия на перемещение поршня R на 90 %.

В дальнейшем для повышения адекватности разработанной модели планируется учет сил трений в подвижных соединениях, которые обуславливают величину нагрузочного момента, влияния эксплуатационных и климатических условий на работу гидравлического привода инвалидного кресла-коляски, а также проведение тестирования и отладки математической модели по результатам верификации результатов экспериментальных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галлямов Ш. Р., Месропян А. В., Оразов А. Т. Проектирование инвалидной кресло-коляски с гидромеханическим приводом // Механика жидкости и газа: сб. тр. в 5 т. Т. 4. Уфа: УГАТУ, 2011. С. 52–56.

2. ГОСТ Р 51079-2006. Технические средства реабилитации людей с ограничениями жизнедея-

тельности. Введ. 01.01.2007. М.: Стандартинформ, 2006. 48 с.

3. **Месропян А. В.** Влияние трения на переходные процессы в исполнительных гидроприводах систем управления ЛА // Полет. 2010. № 3. С. 21–28.

4. **Попов Д. Н.** Динамика и регулирования гидро- и пневмосистем: учебник. М.: Машиностроение. 1987. 424 с.

5. **Цуханова Е. А.** Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. М.: Машиностроение, 1990. 243 с.

ОБ АВТОРАХ

Галлямов Шамиль Рашитович, ст. преп. каф. прикл. гидромеханики. Дипл. магистр по энергомашиностроению (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. пневмогидросистем, разработки перспективной малогабаритной техники.

Месропян Арсен Владимирович, проф. той же каф. Дипл. инженер-механик (УГАТУ, 1996). Д-р техн. наук по гидромашинам и гидропневмоагрегатам (УГАТУ, 2010). Иссл. в обл. гидроприводов систем управления ЛА и гидрофицированных систем испытаний и вскрытия нефтеносных пластов.

Оразов Артем Тимурович, магистрант той же каф. Дипл. бакалавр по гидравлическ., вакуумн. и компрессорн. технике (УГАТУ, 2010). Готовит магистерскую диссертацию в обл. проектирования инвалидного кресла-коляски с комбинированным гидромеханическим приводом.