

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЭКЗОСКЕЛЕТОНА

© 2006 г. Г.К. Боровин, А.В. Костюк, Дж. Сит, В.В. Ястребов

ИПМ им.М.В.Келдыша РАН

ОАО «Ливгидромаш» (г.Ливны, Орловской области)

Robotics Research Centre (RRC) of Nanyang Technological University (Singapore)

Работа выполнена при поддержке РФФИ (Грант 04-01-00475)

Приведена структурная схема гидравлической системы управления экзоскелетона, дано её описание и входящих в неё элементов. Подробно описана математическая модель гидравлической системы управления. Приведены результаты математического моделирования гидравлической системы для двух режимов движения экзоскелетона.

COMPUTER SIMULATION OF HYDRAULIC SYSTEM OF EXOSKELETON

G.K. Borovin, A.V. Kostyuk, G. Seet, V.V. Iastrebov

Keldysh Institute of Applied Mathematics RAS

“Livgidromash”

Robotics Research Centre (RRC) of Nanyang Technological University (Singapore)

The diagram of a hydraulic control system of exoskeleton is given. Hydraulic control system description and its components are presented. The mathematical model of a hydraulic control system is described in details. Results of mathematical modeling of hydraulic system for the two regimes of exoskeleton motion are given.

Введение

Экзоскелетон – это устройство, предназначенное для расширения возможностей человека. В частности, для увеличения усилий, которые может он развивать (рис.1). Применение этого устройства может быть использовано при выполнении тяжелых работ, погрузочно-разгрузочных работ в местах, где нет возможности применения колёсных погрузчиков, при ремонтных работах на крупных объектах, при аварийно-спасательных операциях и др. Кроме того, экзоскелетон может служить для реабилитации людей, получивших травмы конечностей и/или позвоночника. Экзоскелетон может применяться и в военных целях.

В качестве привода звеньев экзоскелетона целесообразно применить гидропривод, так как гидропривод по сравнению с электро- и пневмоприводами имеет ряд преимуществ. Главными из них являются высокое быстродействие и высокая удельная мощность, что позволяет создать достаточно компактный привод. В качестве движителей можно применять поворотные гидродвигатели и гидроцилиндры. Источником энергии может служить двигатель внутреннего сгорания.

1. Гидравлическая система управления экзоскелетона

Внешний вид экспериментального макета экзоскелетона представлен на рис.1. Число активных степеней подвижности на ногах и руках экзоскелетона равно десяти. Кинематическая схема экзоскелетона разработана в Robotics Research Centre (RRC) of Nanyang Technological University (Singapore) с использованием поворотных гидродвигателей. Принципиальная кинематическая схема экзоскелетона с использованием гидроцилиндров в качестве гидродвигателей представлена на рис.2. Максимальные расчётные моменты в суставах экзоскелетона приведены в табл.1.



Рис.1. Общий вид экзоскелетона

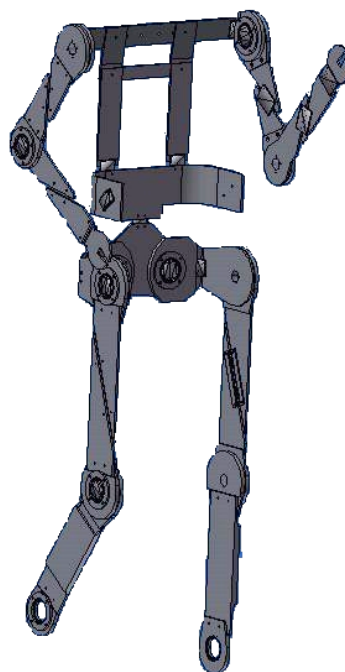


Рис.2. Кинематическая схема экзоскелетона

В данной работе рассматривается вариант, в котором в качестве гидродвигателей используются гидроцилиндры, так как это более соответствует физиологическому строению мускулатуры человека. Кроме того, применение гидроцилиндров в качестве гидродвигателей может привести к созданию компактной схемы и с лучшими весовыми характеристиками, чем поворотные гидродвигатели, имеющие большие габариты и массу, небольшие крутящие моменты, меньшие надёжность и ресурс по сравнению с гидроцилиндрами.

Кинематические схемы ноги и плечевого сустава экзоскелетона с применением гидроцилиндров показаны на рис.3а,б. На рисунках показаны положения ног и рук в крайних положениях и соответствующие им положения гидроцилиндров.

Гидравлическая схема включает в себя десять исполнительных гидродвигателей, по числу активных степеней подвижности, насосную станцию и управляющую гидроаппаратуру (рис.4).

Таблица 1

	Вращающий момент в суставе (Н*м)	Кол. приводов
Плечо	296.1	2
Локоть	164.4	2
Бедро	403.8	2
Колено	370.1	2
Голень	370.1	2

Насосная станция экзоскелетона включает в себя насос с регулятором давления. На рис.5 (а,б) представлена принципиальная схема насоса с регулятором давления фирмы Rexroth A10 VSODR [1]. Регулятор давления служит для поддержания постоянного давления нагнетания насоса, при этом насос поставляет только то количество жидкости, которое необходимо гидроприводам. Давление же будет постоянным и определяется характеристиками пружины распределителя ограничителя давления. Гидроприводы, в которых используются насосы подобного

типа, имеют достаточно хорошие энергетические характеристики (рис.6а,б). Для улучшения габаритных характеристик и компоновки гидропривода, а также с целью улучшения теплового баланса, целесообразно разместить насос в баке с рабочей жидкостью.

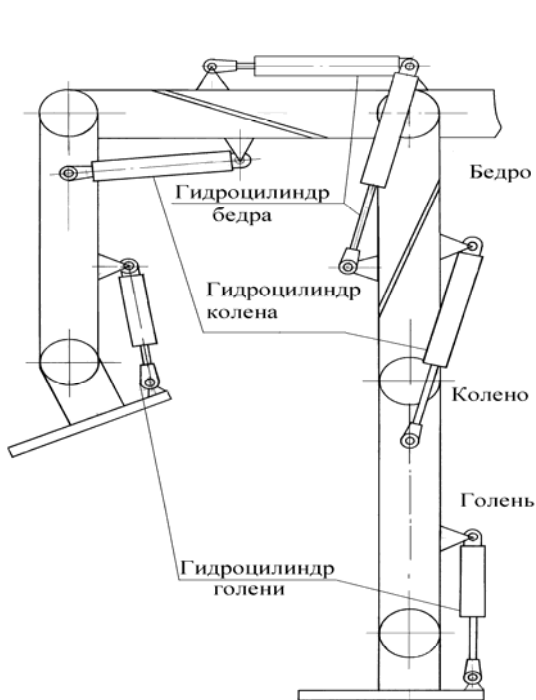


Рис.3а. Принципиальная кинематическая схема с использованием гидроцилиндров



Рис.3б. Кинематическая схема экзоскелетона с использованием гидроцилиндров

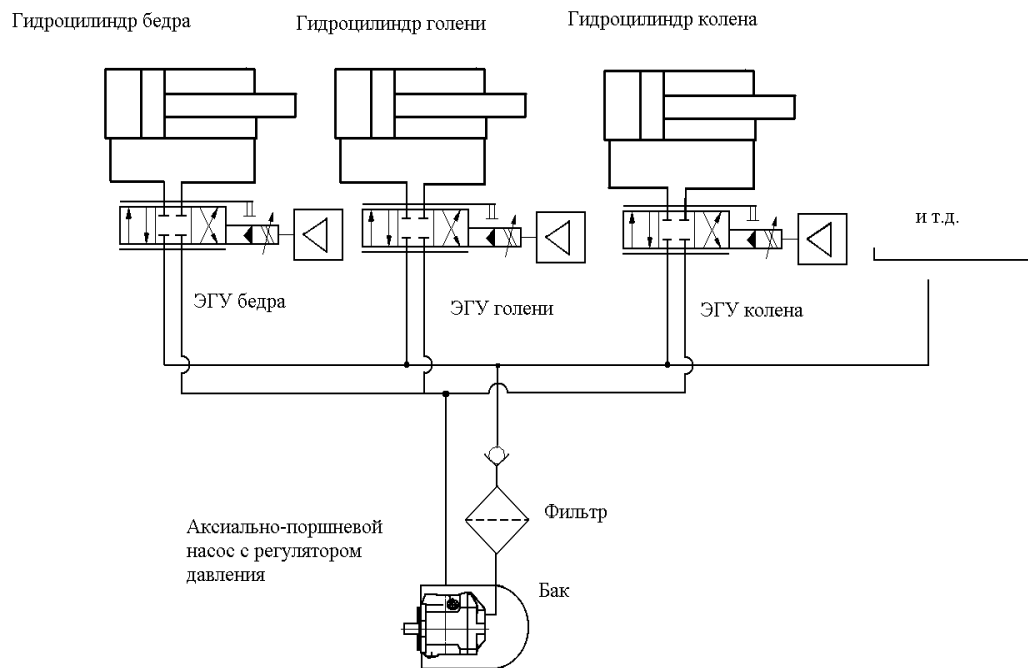


Рис.4. Принципиальная гидравлическая схема экзоскелетона

В качестве регулирующей аппаратуры применяются электрогидравлические усилители (ЭГУ) типа сопло-заслонка (серво клапан), которые широко распространены в робототехнике и авиации. Они имеют малые размеры и массу, и высокие динамические характеристики. Наиболее широкое распространение получили ЭГУ с механической обратной связью. На рис.7 приведена конструктивная схема ЭГУ фирмы Rexroth [1].

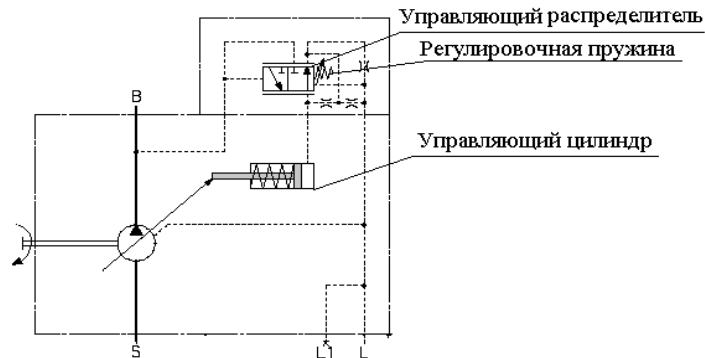


Рис.5а. Принципиальная гидравлическая схема насоса с ограничителем давления

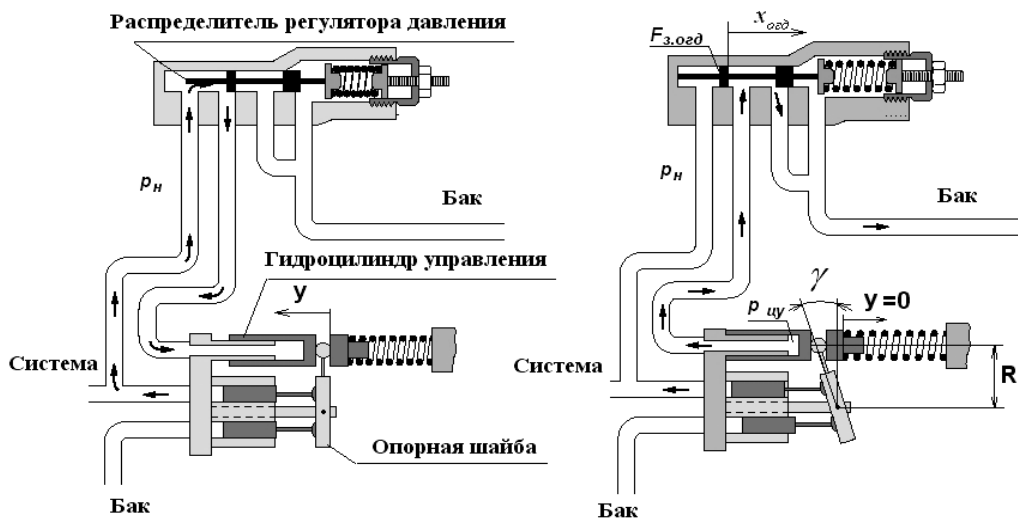


Рис.5б. Принципиальная гидравлическая схема насоса с ограничителем давления



Рис.6а. Энергетическая характеристика гидропривода, с насосом, работающего на постоянное давление

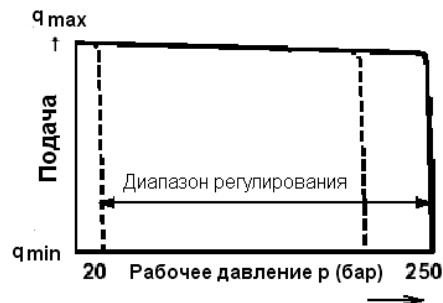


Рис.6б. Характеристика насоса, работающего на постоянное давление

Электрогидравлический усилитель (рис.7) представляет собой совокупность электромеханического преобразователя (ЭМП) 1, гидравлического усилителя типа сопло-заслонка и золотника, который соединён с заслонкой при помощи упругого стержня 9. Сопла и заслонки вместе представляют собой регулируемые дроссели, сопротивление которых может изменяться при помощи изменения расстояния между соплами и заслонкой. Электрический сигнал подаётся на обмотки ЭМП, под действием электромагнитной силы, сердечник 6 поворачивается на определённый угол, который зависит от уровня входного напряжения. Заслонка 7, скреплённая с сердечником также поворачивается, при этом изменяется расстояние между заслонкой и соплами 8, соответственно изменяются сопротивления регулируемых дросселей, что приводит к изменению перепада давлений на торцах золотника 3. Под действием этого перепада золотник начинает смещаться от нейтрального положения, тем самым, соединяя линии нагнетания и слива с полостями гидроцилиндра. Золотник смещается до тех пор, пока момент от стержня не станет равным электромагнитному моменту ЭМП. Смещение золотника, а, следовательно, и поток рабочей жидкости через золотник пропорциональны входному электрическому сигналу. Расчетная схема ЭГУ приведена на рис.8 [1,2,6].

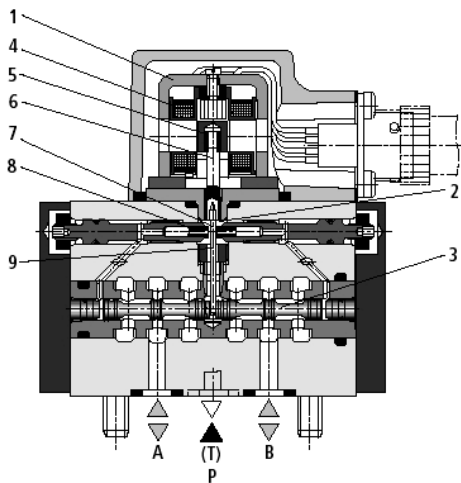


Рис.7. Электрогидравлический усилитель типа сопло-заслонка (servo valve)

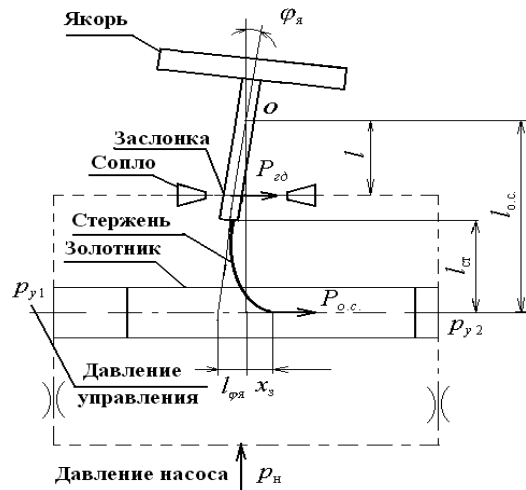


Рис.8. Расчётная схема электрогидравлического усилителя с силовой обратной связью от золотника к заслонке

Поскольку каждое звено экзоскелетона осуществляет независимое движение, то каждый гидродвигатель должен иметь независимый алгоритм управления движением. Поэтому для управления необходимо использовать десять ЭГУ, по числу активных степеней подвижности. Гидравлическая система управления включает в себя насос с регулятором давления, исполнительные гидродвигатели, электрогидравлические усилители (рис.4). На рис.9 приведена структура системы управления гидропривода одной степени подвижности экзоскелетона.

2. Математическая модель гидросистемы

Математическая модель гидросистемы основана на уравнениях, определяющих расходы жидкости через дроссельные устройства, на уравнениях неразрывности течения, на уравнениях состояния рабочей жидкости и на уравнениях движения отдельных механических звеньев. Математическая модель включает в себя математические модели ЭГУ, гидроцилиндра, насоса с регулятором давления. При составлении математической модели были приняты следующие допущения: коэффициенты расходов дросселей и рабочих окон золотника являются постоянными, перетечки рабочей жидкости через радиальные зазоры золотников и гидроцилиндров пренебрежимо малы, нагружающий момент на шайбе насоса создается только приведенной к

штоку гидроцилиндра массой подвижных частей, давление слива постоянно, гидродинамические силы, действующие на золотники, учитываются как действия гидродинамических пружин, силы сухого трения в распределителях и гидроцилиндрах не учитывались [2-5].

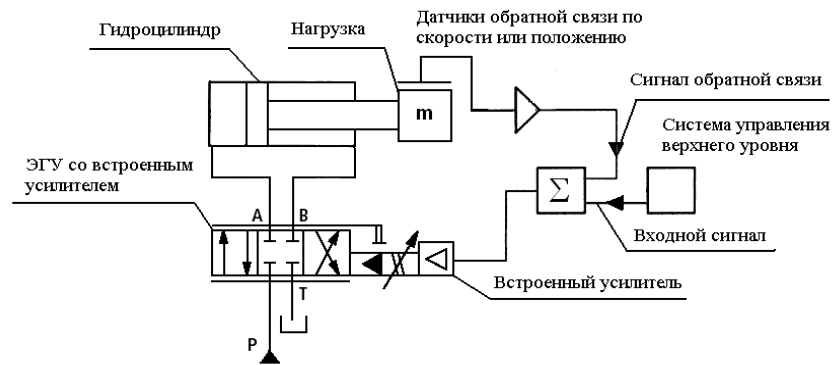


Рис.9. Структура системы управления гидроцилиндра

2.1. Математическая модель электрогидравлического усилителя. Математическая модель ЭГУ состоит из уравнений, описывающих процессы, протекающие в электрической цепи электромагнита, уравнения движения якоря с заслонкой и уравнения движения золотника гидроусилителя [2-5]. Расчётная схема ЭГУ приведена на рис.8.

Уравнение напряжений в электрической цепи электромагнита:

$$U_{yc} = R_y I_y + L_y dI_y / dt + C_l d\varphi_y / dt, \quad (2.1)$$

где U_{yc} – напряжение на выходе электронного усилителя; R_y – активное сопротивление обмотки управления электромагнита; L_y – индуктивность обмотки управления электромагнита; C_l – коэффициент противо-ЭДС; I_y – ток в обмотке управления; φ_y – угол поворота якоря ЭМП и жёстко связанной с ним заслонки. Значение коэффициента противо-ЭДС определяют по соотношению $C_l = L_y (I_y^2 / \delta^2) I_y$, где l_y – длина средней линии якоря; $\delta = 3\delta_0$, δ_0 – воздушный зазор между якорем и сердечником.

Уравнение движения якоря с заслонкой

$$J_y d^2\varphi_y / dt^2 + k_{mp} d\varphi_y / dt + c_{эм} \varphi_y + M_{з\delta 1} = P_{элм}, \quad (2.2)$$

где J_y – момент инерции якоря электромагнита; k_{mp} – коэффициент, учитывающий вязкое демпфирование якоря; $M_{з\delta 1}$ – момент гидродинамической силы $P_{з\delta}$; $P_{элм}$ – сила электромагнита; $c_{эм}$ – жесткость пружины подвески заслонки, $P_{з\delta} = (1.03 - 1.06)(p_{y1} - p_{y2})F_c$; $M_n = P_{з\delta} l + P_{o.c.} l_{o.c.}$, где $P_{o.c.}$ – сила, изгибающая стержень при повороте заслонки и перемещении золотника; $P_{o.c.} = 3E_{cm} J_{cm} z_{cm} / l_{cn}^3$, где E_{cm} – модуль упругости материала, из которого изготовлен стержень, J_{cm} – момент инерции сечения стержня относительно главной центральной оси, перпендикулярной к плоскости изгибающей силы, z_{cm} – прогиб конца стержня, равен сумме прогибов, вызванных поворотом заслонки относительно центра «О» на угол φ_y и перемещением x_3 золотника, $z_{cm} = l_{o.c.} \varphi_y + x_3$.

Уравнение расходов рабочей жидкости в управляющем каскаде

$$Q_{y1} = F_3 \frac{dx_3}{dt} + k_{сж1} \frac{dp_{y1}}{dt}, \quad Q_{y2} = F_3 \frac{dx_3}{dt} + k_{сж2} \frac{dp_{y2}}{dt}, \quad (2.3)$$

где Q_{yi} – расходы рабочей жидкости, обеспечивающие управление золотником; F_3 – площадь торца плунжера основного золотника; x_3 – перемещение плунжера основного золотника; $k_{сжж} = V_{yi}/B_{жс}$ – коэффициент, учитывающий сжимаемость рабочей жидкости в торцевых камерах основного золотника; V_{yi} – объём торцевой камеры золотника; $B_{жс}$ – модуль объёмной упругости рабочей жидкости; p_{yi} – давление жидкости в камерах управления под торцами плунжера основного золотника. Расход Q_{yi} определяется известными из гидравлики соотношениями

$$Q_{y1} = k_{оп1} \sqrt{|p_n - p_{y1}|} \operatorname{sign}(p_n - p_{y1}) - k'_c f_1(h) \sqrt{|p_{y1} - p_{cl}|} \operatorname{sign}(p_{y1} - p_{cl}),$$

$$Q_{y2} = -k_{оп2} \sqrt{|p_n - p_{y2}|} \operatorname{sign}(p_n - p_{y2}) + k'_c f_2(h) \sqrt{|p_{y2} - p_{cl}|} \operatorname{sign}(p_{y2} - p_{cl}),$$

где $k_{опi} = \mu_{опi} f_{оп} \sqrt{2/\rho}$ – проводимость дросселя гидроусилителя; p_n – давление насоса; $\mu_{опi}$ – коэффициент расхода жидкости через дроссель; $f_{оп}$ – площадь дросселя, k'_{ci} – удельная проводимость сопла при нейтральном положении заслонки, $f_1(h) = (1 + h/h_0)h_0$, $f_2(h) = (1 - h/h_0)h_0$, $f_i(h)$ – функция, определяющая проходное сечение между торцом сопла и заслонкой, $h=l/\varphi_n$ – перемещение заслонки, h_0 – расстояние от сопла до заслонки при нейтральном положении.

Уравнение движения золотника ЭГУ

$$m_3 d^2 x_3 / dt^2 + k_{мпз} dx_3 / dt + c_{мпз} x_3 + R_{з\partial 3} + R_{мпз} = F_3 \Delta p_y, \quad (2.4)$$

где m_3 – масса золотника; $k_{мпз}$ – коэффициент, учитывающий вязкое трение в зазоре между плунжером золотника и гильзой; $c_{мпз}$ – жесткость пружины золотника; $R_{з\partial 3}$ – гидродинамическая сила, действующая на плунжер золотника со стороны рабочей жидкости; $R_{мпз}$ – сила вязкого трения действующая на плунжер золотника; $\Delta p_y = p_{y1} - p_{y2}$ – перепад давления рабочей жидкости на торцах плунжера золотника; F_3 – площадь торца плунжера золотника.

Уравнение расхода жидкости через основной золотник

$$Q_{31} = \mu_3 \pi d_3 k_{нз} x_3 \sqrt{2/\rho} \sqrt{|p_n - p_{з\partial 1}|} \operatorname{sign}(p_n - p_{з\partial 1}),$$

$$Q_{32} = \mu_3 \pi d_3 k_{нз} x_3 \sqrt{2/\rho} \sqrt{|p_{з\partial 2} - p_{cl}|} \operatorname{sign}(p_{з\partial 2} - p_{cl}),$$

где μ_3 – коэффициент расхода окна золотника; d_3 – диаметр плунжера основного золотника; x_3 – перемещение плунжера золотника; $k_{нз}$ – коэффициент перекрытия окон гильзы золотника; p_n – давление насоса; $p_{з\partial i}$ – давление в полостях гидроцилиндра.

2.2. Математическая модель процессов в гидроцилиндре. Уравнение давлений в полостях гидроцилиндра

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{B_{жс}}{V_{з.ц}} \left(Q_{31} - F_{ноп} \frac{dz_{з.ц.}}{dt} \right) \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{B_{жс}}{V_{з.ц}} \left(F_{умт} \frac{dz_{з.ц.}}{dt} - Q_{32} \right) \end{aligned} \right\}. \quad (2.5)$$

Здесь $F_{ноп}$ – площадь поршня гидроцилиндра, $F_{умт}$ – площадь штоковой поверхности поршня гидроцилиндра; $B_{жс}$ – модуль объёмной упругости рабочей жидкости, $V_{з.ц.}$ – объём жидкости под торцом поршня гидроцилиндра, $B_{жс}/V_{з.ц.}$ – коэффициент, учитывающий сжимаемость рабочей жидкости.

Уравнение движения поршня гидроцилиндра

$$m_{z.ц.} d^2 z_{z.ц.} / dt^2 + k_{mp.z.ц.} dz_{z.ц.} / dt + P_{z.ц.} = (p_1 - p_2) F_{z.ц.}, \quad (2.6)$$

где $m_{z.ц.}$ – масса звена прикреплённого к штоку гидроцилиндра; $z_{z.ц.}$ – перемещение поршня гидроцилиндра, $k_{mp.z.ц.}$ – коэффициент трения гидроцилиндра, p_1, p_2 – давление в полостях гидроцилиндра, $P_{z.ц.}$ – внешняя сила, приложенная к штоку гидроцилиндра.

2.3. Математическая модель насоса с регулятором давления

Математическая модель насоса включает в себя математические модели распределителя ограничителя давления, цилиндра управления, а также соотношения, определяющие подачу насоса, и расходы рабочей жидкости в управляющем каскаде. Схема насоса с регулятором давления приведена на рис.4а. Подача насоса Q_n определяется соотношением

$$Q_n = \frac{q_n}{\gamma_{\max}} \omega_n \gamma,$$

где q_n – характерный объём насоса; γ_{\max} – максимальный угол поворота шайбы; ω_n – угловая скорость вращения вала насоса; γ – текущее значение угла поворота шайбы насоса. Зависимость между перемещениями поршня управляющего гидроцилиндра и углом наклона шайбы насоса определяется соотношением

$$\gamma = \arctg \frac{y_{\max} - y}{R},$$

где y – координата, определяющая положение поршня гидроцилиндра; y_{\max} – максимальное значение, которое может принимать y ; R – радиус опорной шайбы насоса.

Трубопроводы, соединяющие насос с гидроцилиндрами, считаем достаточно короткими, чтобы процессы в них можно было рассматривать без учёта распределённости параметров рабочей среды по длине гидролинии. Тогда, исходя из условия неразрывности течения жидкости, уравнение расходов в напорной гидролинии можно записать в виде

$$K_{сж} \frac{dp_n}{dt} = Q_n - Q_s - Q_y, \quad (2.7)$$

где Q_n – подача насоса, Q_s – расход, необходимый для работы гидроприводов; Q_y – расход жидкости, идущей на управление; $K_{сж}$ – коэффициент, учитывающий сжимаемость рабочей жидкости в трубопроводах; p_n – давление насоса. Расход жидкости, необходимый для работы гидроприводов $Q_s = \sum_{i=1}^n Q_i$, где Q_i – расход, потребляемый i -м гидроприводом; n – число гидроприводов, подключенных к насосу.

Уравнение движения плунжера ограничителя давления имеет вид

$$m_{z.озд} \frac{d^2 x_{озд}}{dt^2} + k_{mp.озд} \frac{dx_{озд}}{dt} + c_{np.озд} x_{озд} + P_{n.озд} + R_{зд.озд} = (p_n - p_{cl}) F_{z.озд}, \quad (2.8)$$

где $m_{z.озд}$ – масса плунжера и присоединенных к нему подвижных частей золотника ограничителя давления; $x_{озд}$ – перемещение плунжера золотника ограничителя давления; $k_{mp.озд}$ – коэффициент, учитывающий вязкое трение в зазоре между плунжером золотника и гильзой; $c_{np.озд}$ – жесткость пружины ограничителя давления; $P_{n.озд}$ – сила предварительного поджатия пружины; $R_{зд.озд}$ – гидродинамическая сила, действующая на золотник со стороны рабочей жидкости; $F_{z.озд}$ – площадь торца плунжера золотника ограничителя давления.

Уравнение движения шайбы насоса и цилиндров управления имеет вид

$$m_{цв} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{мрцв} \frac{dy}{dt} + c_{прцв} y + P_{nn} + P_{po} = (p_{цв} - p_{cl}) F_{цв}, \quad (2.9)$$

где $m_{цв}$ – масса поршня гидроцилиндра управления и присоединенных к нему подвижных частей механизма регулировки подачи насоса; $k_{мрцв}$ – коэффициент вязкого трения в зазоре между поршнями и гильзами гидроцилиндра управления; $c_{прцв}$ – жёсткость пружины гидроцилиндра управления; P_{nn} – сила предварительного поджатия пружины; $F_{цв}$ – площадь поршня гидроцилиндра управления; P_{po} – суммарный момент сопротивления, приложенный к органу регулирования насоса, y – перемещение штока гидроцилиндра управления, $p_{цв}$ – давление в полости цилиндра управления.

3. Об управлении экзоскелетом

Сигналы с датчиков поверхностной электромиограммы (Surface Electromyography (SEMG)), размещённых в разных частях тела оператора (рис.10), должны поступать в систему управления для управления движением экзоскелетона и сравниваться с сигналами обратной связи о действительном положении элементов экзоскелетона. Схема прохождения сигнала от мышцы до управляющего элемента привода приведена на рис.11.

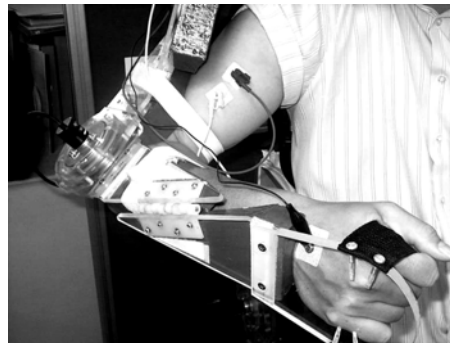


Рис.10



Рис.11. Схема прохождения сигнала от мышцы до управляющего элемента

Электромиограмма – это электрические сигналы, которые могут быть определены во время мышечной активности. Эти сигналы могут быть получены при помощи датчиков, прикрепленных к коже над интересующей мышцей руки. С их помощью создается соединение с тканью с малым сопротивлением. Отсюда возник термин поверхностная электромиограмма. Существуют разработки электронных схем, с помощью которых распознаются SEMG- сигналы, вызванные движениями руки. Это в свою очередь даёт возможность определить намерение человека через SEMG.

Поверхностная электромиограмма состоит в следующем. Электроды располагаются над

мышцей, сигналы активности которой предполагается замерить. Измеряются два сигнала от мышцы и от эталонного электрода, который помещается на коже над костью. Измеренные сигналы через усилитель увеличиваются до уровня сигнала нужного уровня и фильтруются для удаления помех. Затем сигналы проходят через оптоизолятор, в котором сигналы с низким напряжением и маленьким током отделяются от сигналов со средним уровнем напряжения и высоким уровнем тока.

Сигналы с SEMG-датчиков должным образом обрабатываются. Каждый сигнал идентифицируется и определяется показание сигнала с образцового датчика, в зависимости от движения и задействованных мышц. Для достижения наилучшего значения сигнала и определения направления движения конечностей необходимо определить оптимальное расположение датчиков. Пример сигнала с SEMG-устройства приведен на рис. 12.

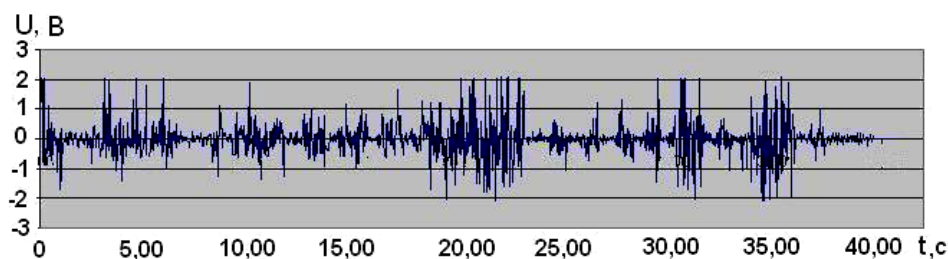


Рис.12. Пример сигналы с SEMG-устройства

4. Результаты моделирования

Каждая нога экзоскелетона имеет три активных степени подвижности. Соответственно на одну ногу приходится три исполнительных гидроцилиндра, три ЭГУ. На одну руку приходится два гидроцилиндра, два ЭГУ. Таким образом, экзоскелетон включает в себя десять гидроцилиндров. Все они питаются от одного насоса.

Система уравнений (2.1)-(2.9), описывающих работу гидроприводов двух ног, двух рук и насоса с регулятором давления, приведённая к нормальной форме Коши, представляет собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений (ОДУ) порядка 116. Для решения системы ОДУ использовался метод интегрирования Рунге-Кутты в модификации Мерсона.

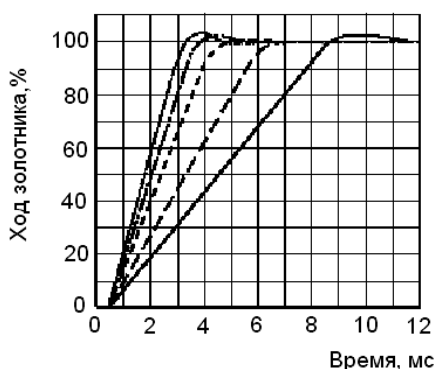


Рис.13. Характеристика ЭГУ при ступенчатом воздействии

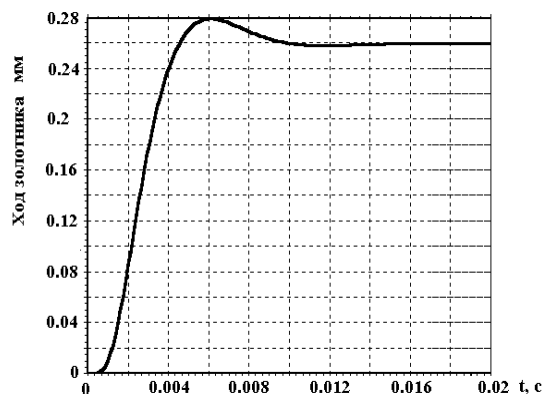


Рис.14. График перемещения золотника ЭГУ при ступенчатом воздействии

Для определения адекватности составленных математических моделей элементов, входящих в гидропривод, было проведено математическое моделирование отдельных элементов, в частности ЭГУ фирмы Rexroth. Результаты моделирования ЭГУ были сравнены с характери-

ками ЭГУ, взятыми из каталога [1]. Характеристики ЭГУ фирмы Rexroth приведены на рис.13, которые представляют собой реакцию ЭГУ на ступенчатый входной электрический сигнал при различных значениях давления питания. Основными характеристиками переходного процесса является время переходного процесса и его вид. На рис.14 приведена аналогичная характеристика, полученная при моделировании ЭГУ. На вход ЭГУ подавался ступенчатый сигнал. Давление питания ЭГУ при этом составляло 210 бар. Из графика видно, что характер и время переходного процесса, полученные при моделировании работы ЭГУ, соответствуют экспериментальным данным, приведённым в каталоге для данного ЭГУ.

Программа для моделирования гидравлической системы управления экзоскелетона позволяет задавать входное напряжение в виде ступенчатого воздействия или в виде гармонического сигнала.

При задании усилий, действующих на исполнительные гидродвигатели, можно выбирать либо постоянную нагрузку, либо меняющуюся по гармоническому закону. Нагрузки, которые действуют на исполнительные гидроцилиндры экзоскелетона при движении, получены из данных RRC Nanyang Technological University. В табл.1 приведены моменты в каждом из суставов. Исходя из геометрических размеров звеньев экзоскелетона, были определены усилия, действующие на гидроцилиндры. Если считать, что моменты, приведённые в материалах RRC, имеют максимальное значение, то расчёт проведён для положений звеньев экзоскелетона, при которых в суставах возникают максимальные моменты. Для ног это положение, когда угол в коленном суставе равен 90°.

Т а б л и ц а 2

Наименование звена	Величина момента, Н*м	Величина силы, кН
Колено	370.1	2.96
Бедро	403.8	4.038
Голень	370.1	2.96
Плечо	296.1	4.23
Локоть	164.4	2.342

На рис.15-24 приведены результаты моделирования работы гидропривода экзоскелетона. Для моделирования были выбраны два режима движения, характерных для движения человека.

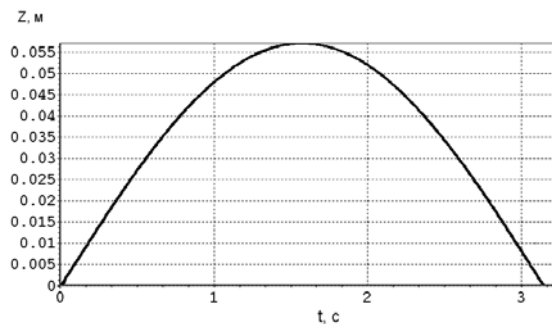


Рис.15. Перемещение гидроцилиндра бедра при вставании и приседании экзоскелетона

Первый режим соответствует вставанию человека из полусидящего положения и одновременного поднятия рук. Движение осуществляется из положения, когда нога в коленном суставе согнута на 90°, а звено от колена до таза находится в горизонтальном положении. Конечное положение соответствует моменту, когда человек находится в вертикальном положении. Такое движение характерно для человека при поднятии тяжестей. На вход каждого следящего привода подавались напряжения, имеющие синусоидальный характер. Период синусоиды соответствует вставанию экзоскелетона из полусидячего положения за 1.52с. и приседанию за тот

же период. Максимальные нагрузки, действующие на гидроцилиндры, получены, исходя из величин крутящих моментов в каждом из суставов (данные RRC). Исходя из кинематической схемы экзоскелетона, в которой в качестве исполнительных гидродвигателей применяются гидроцилиндры, были получены значения нагрузок, которые действуют на штоки гидроцилиндров. Принято, что нагрузки, действующие на гидроцилиндры, имеют постоянное значение. Значения величин нагрузок, действующих на штоки гидроцилиндров, приведены в табл.2.

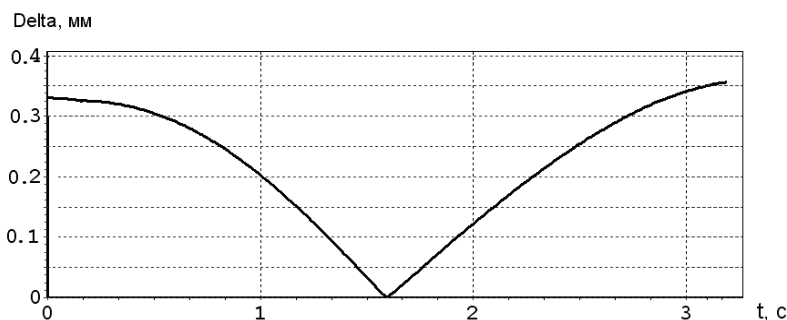


Рис.16. График абсолютной ошибки движения гидропривода бедра при вставании экзоскелетона

При вставании экзоскелетона гидроцилиндры, принадлежащие противоположным сторонам экзоскелетона, движутся в одной фазе с одинаковыми скоростями. Перемещения штоков гидроцилиндров соответствуют максимальным значениям перемещений звеньев, полученным исходя из кинематической схемы экзоскелетона.

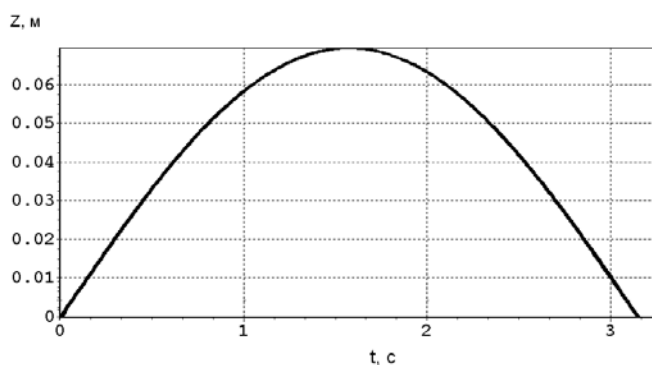


Рис.17. График перемещения гидроцилиндра локтя при вставании

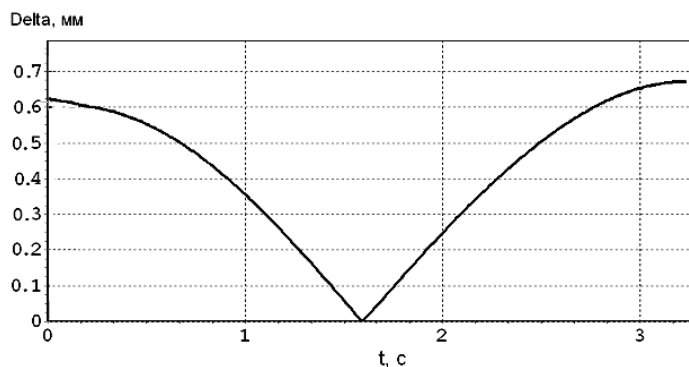


Рис.18. Абсолютная ошибка гидроцилиндра локтя при поднятии руки

На рис.15 приведен график перемещения штока гидроцилиндра бедра при вставании из полусидящего положения. Для оценки точности отслеживания входного сигнала гидроприводами были получены графики абсолютных ошибок, которые были получены как разность между входным сигналом, который вырабатывается на верхнем уровне системы управления экзоскелетона и поступает на вход ЭГУ, и действительным значением перемещения штока гидроцилиндра. На рис.16. приведён график абсолютной ошибки отслеживания гидроприводом бедра входного сигнала. Максимальное значение ошибки составляет 0.35 мм. Аналогичные характеристики были получены и для других гидроприводов ног, которые по виду соответствуют графику для гидроцилиндра бедра, а значения их абсолютной ошибки не превышает 0.35 мм. На рис.17 приведен график перемещения штока гидроцилиндра локтя. График перемещения соответствует поднятию рук при одновременном вставании из полусидящего положения. На рис.18 приведен график абсолютной ошибки при отслеживании гидроприводом локтя входного сигнала. Максимальное значение ошибки не превышает 0.6 мм. Аналогичные характеристики были получены и для гидропривода плеча. Как видно из этих графиков для данного режима движения экзоскелетона, который является одним из основных, выбранный гидропривод обеспечивает движение всех звеньев экзоскелетона. На рис.19 приведены графики мощности, развиваемой насосом, и полезной мощности, развиваемой гидроцилиндрами всех звеньев экзоскелетона. Эти графики характеризуют энергетическую эффективность гидропривода. Как видно из графика коэффициент полезного действия гидропривода составляет в среднем 50% и выше, что для гидропривода с объёмно- дроссельным регулированием является вполне удовлетворительным.

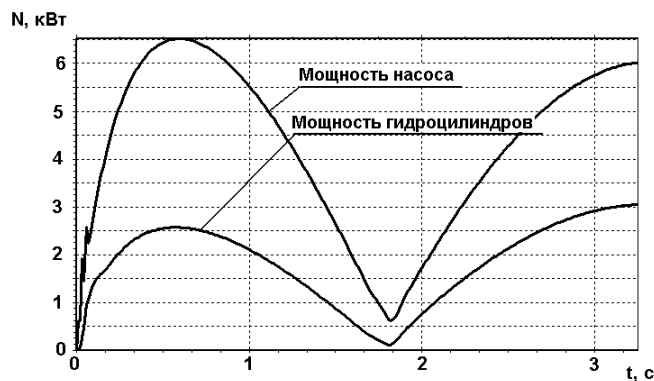


Рис.19. Графики мощности, развиваемой насосом, и полезной мощности, развиваемой гидроцилиндрами экзоскелетона

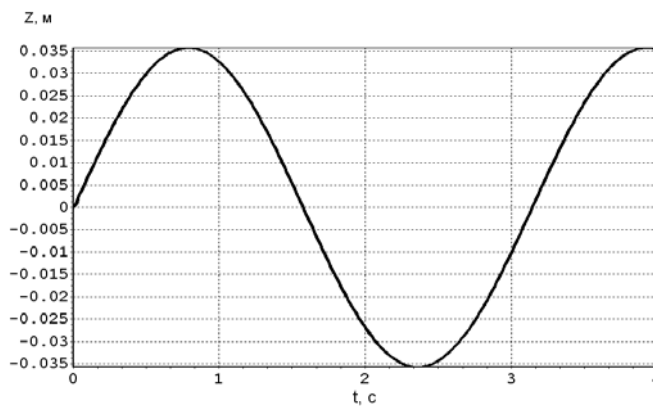


Рис.20. Перемещение штока гидроцилиндра бедра при ходьбе

Второй режим движения моделирует ходьбу человека. При движении одна нога находится в фазе опоры, эта фаза характеризуется сравнительно высокими нагрузками, особенно при движении по пересечённой местности, и малыми скоростями, вторая нога в фазе переноса, которая характеризуется сравнительно малыми нагрузками и высокими скоростями. Поскольку зависимости между величинами перемещений штоков гидроцилиндров и нагрузками, приложенными к ним, нет, то для моделирования был выбран синусоидальный закон изменения нагрузок с амплитудой, равной максимальной нагрузке. Следует отметить, что нагрузки, действующие на штоки гидроцилиндров, а также их скорости могут значительно отличаться при разных режимах работы экзоскелетона. В качестве нагрузочных характеристик были приняты синусоидальные законы изменения нагрузок и ходов штоков гидроцилиндров. Амплитуда нагрузок в степенях подвижности: колено – 1000Н, голень – 1200Н, бедро – 1500Н. При этом как входной сигнал, так и нагрузки, действующие на одноименные гидроцилиндры, принадлежащие противоположным сторонам, изменяются в противофазе. Как и в случае для первого режима были получены графики перемещения штоков гидроцилиндров и соответствующие им графики абсолютных ошибок при отслеживании входных сигналов. На рис.20 приведен график перемещения штока гидроцилиндра бедра. На рис.22 приведен график перемещения штока гидроцилиндра голени. На рис.21 и 23 приведены графики абсолютной ошибки при отслеживании входного сигнала для гидроприводов бедра и голени. Величина ошибки не превышает соответственно 0,45 мм для бедра и 0,37 мм для голени. Перемещения штоков гидроцилиндров, принадлежащих противоположной стороне, имеют тот же вид графиков, только с противоположной фазой. Энергетические характеристики гидропривода можно оценить по графикам мощности, развиваемой насосом, и полезной мощности, развиваемой гидроприводами экзоскелетона (рис.24). Коэффициент полезного действия в среднем равен 30%. Было проведено математическое моделирование нескольких режимов с различными значениями частоты и амплитуды. Результаты моделирования показывают, что для всех режимов гидропривод отслеживает входной сигнал с достаточно высокой степенью точности и имеет к.п.д. 30-40%, что является хорошим значением для гидропривода с объёмно-дрессельным регулированием.

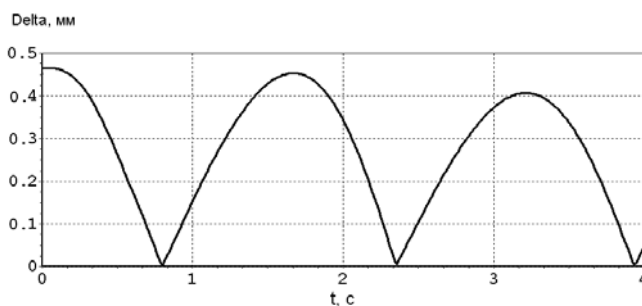


Рис.21. График абсолютной ошибки перемещения штока гидроцилиндра бедра при ходьбе

Выводы

По полученным результатам моделирования гидропривода можно сделать следующие выводы. Насос, работающий при постоянном давлении, поддерживает в системе постоянное давление. Поэтому такой насос не может обеспечить высокие энергетические характеристики во всём диапазоне изменения рабочих давлений гидроприводов экзоскелетона. Это видно из энергетической характеристики, приведенной на рис.6а. Если давление в гидроцилиндрах близко к давлению настройки насоса, то потери в гидросистеме будут минимальными, так как потери давления на ЭГУ будут меньше. Таким образом, регулировка рабочего давления насоса в зависимости от режима движения экзоскелетона может улучшить энергетические характеристики гидропривода.

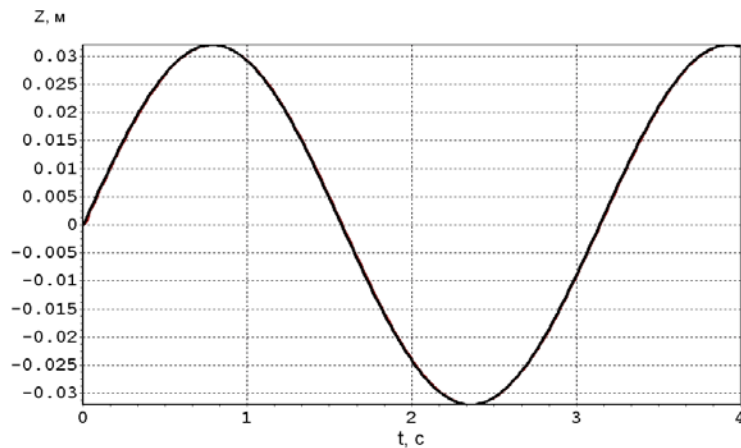


Рис.22. Перемещение штока гидроцилиндра голени при ходьбе

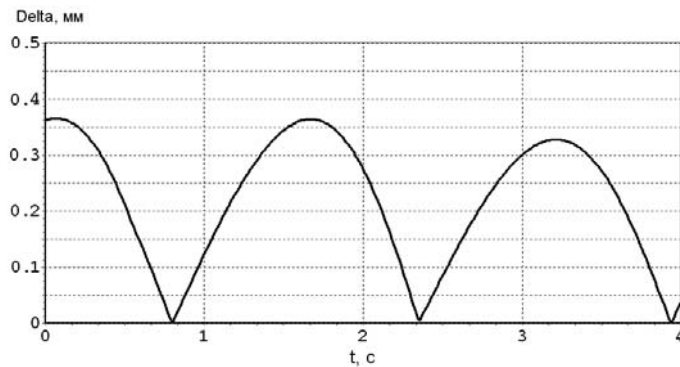


Рис.23. График абсолютной ошибки перемещения штока гидроцилиндра голени при ходьбе

Изменение характеристики насоса, в частности, диапазон изменения рабочего давления, в зависимости от настройки пружины показано на рис.6б (штриховая линия). Регулятор давления может изменять рабочее давление насоса в диапазоне от 20 до 210 бар. Это обеспечивается величиной предварительного поджатия пружины золотника ограничителя давления. В течение работы экзоскелетона нет возможности регулировать величину поджатия пружины золотника ограничителя давления насоса. Однако существует модификация насоса с регулятором давления, который управляется дистанционно, т.е. в процессе работы гидропривода можно управлять величиной рабочего давления насоса. Например, когда экзоскелетон преодолевает значительные нагрузки и требуется высокое давление, то в гидроцилиндрах регулятор давления должен быть настроен на высокое давление. Примером могут служить результаты моделирования первого режима: когда экзоскелетон встаёт из полусидящего положения с нагрузкой. Во время же ходьбы при малой нагрузке, когда не требуется высокого давления в гидроцилиндрах, регулятор может быть настроен на меньшее давление, и тем самым снизить потери давления на ЭГУ. Таким образом, изменяя давление настройки регулятора давления насоса в зависимости от нагрузки и режима движения можно оптимизировать энергетические характеристики. Сигналом для изменения настройки регулятора давления насоса может служить сигнал с датчика нагрузки (тензодатчика), который может быть установлен в каком-либо звене экзоскелетона, например спине, тазе и т.д. В зависимости от величины сигнала с этого датчика можно определить нагрузки, которые будут действовать на гидроцилиндры и в зависимости от этого установить рабочее давление насоса. В целом рассматриваемый гидропривод обеспечивает работу экзоскелетона при различных режимах движения.

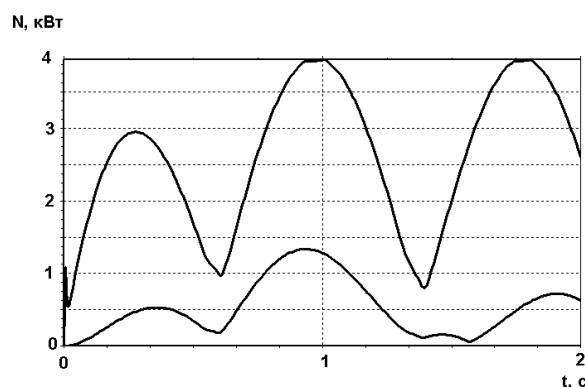


Рис.24. Графики мощности, развиваемой насосом, и полезной мощности, развиваемой гидроцилиндрами экзоскелетона

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Manesmann Rexroth, Brueninghaus Hydromatik. "Product Catalogue Axial Piston Units", Horb, Germany, 1997.
2. *Borovin G.K., Kostyuk A.V., Seet G.* Computer Simulation of the Hydraulic Control System for Exoskeleton. Preprint KIAM RAS, 2004, №54, 28p.
3. *Боровин Г.К.* Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины: Препринт ИПМ им. М.В.Келдыша РАН, 1995, №106, 28с.
4. *Боровин Г.К., Костюк А.В.* Математическое моделирование гидравлического привода с LS-управлением шагающей машины: Препринт ИПМ им. М.В.Келдыша РАН, 2001, №54, 28с.
5. *Боровин Г.К., Костюк А.В.* Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины // Теория и системы управления, 2002, №4.
6. *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмо- систем. -М.; 1987, 464 с.

Поступила в редакцию 17.10.05