

РОССИЙСКАЯ АКАДЕМИЯ НАУК  
Ордена Ленина Институт прикладной математики  
имени М.В.Келдыша

Г.К.Боровин, А.В.Костюк, Д.Сит

**Математическое моделирование  
гидравлической системы управления экзоскелетона**

Москва, 2004

Г.К.Боровин, А.В.Костюк, Д.Сит Математическое моделирование гидравлической системы управления экзоскелетона.

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.

Ключевые слова и фразы: экзоскелетон, гидравлическая система управления, математическая модель, электрогидравлический усилитель.

G.K.Borovin, A.V.Kostryuk, G.Seet Computer simulation of hydraulic control of exoskeleton.

The diagram of a hydraulic control system exoskeleton is given. Hydraulic control system description and elements included in it is given. The mathematical model of a hydraulic control system is in detail described. Results of mathematical modeling of hydraulic system for two modes of motion exoskeleton are given.

Key words and phrases: exoskeleton, hydraulic system, mathematical model, servo valve.

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

## *Содержание*

Введение.....	3
1. Описание гидравлической системы управления экзоскелетона.....	3
2. Математическая модель гидравлической системы управления экзоскелетона .....	6
2.1. Электрогидравлический усилитель .....	6
2.2. Гидродвигатель.....	8
2.3. Насос с регулятором давления.....	9
3. Результаты моделирования.....	11
Список литературы.....	15

## Введение

Экзоскелетон – это устройство, которое одевается на человека и предназначено для расширения его возможностей. В частности, для увеличения усилий, которые может развивать человек (рис.1). Применение этого устройства может быть полезно 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. 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 более компактный привод.

В качестве источника энергии может служить двигатель внутреннего сгорания.

### 1. Описание гидравлической системы управления экзоскелетона

Внешний вид экзоскелетона представлен на рис.1. Число активных степеней подвижности на ногах и руках экзоскелетона равно 10-ти. Кинематическая схема экзоскелетона разработана в Robotics Research Centre (RRC) of Nanyang Technological University (Singapore). Принципиальная кинематическая схема экзоскелетона с использованием гидроцилиндров в качестве гидродвигателей представлена на рис.2. Она включает в себя десять исполнительных гидродвигателей, по числу активных степеней подвижности, насосную станцию и управляющие гидроаппараты. В настоящее время гидропривод, разрабатываемый в RRC, в качестве исполнительных гидродвигателей предполагает использовать поворотные гидродвигатели, которые должны монтироваться в суставах экзоскелетона. Максимальные моменты и массовые характеристики этого гидропривода и элементов экзоскелетона приведены в таблице 1.

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

Окончательное решение о применении поворотных гидродвигателей или гидроцилиндров может быть принято после макетного изготовления экзоскелетона и его испытаний.

Кинематические схемы ноги и плечевого сустава с применением гидроцилиндров показаны на рис.2, 3. На рисунке показаны положения ног и рук в крайних положениях и соответствующие им положения гидроцилиндров.

Таблица №1

	Вращающий момент в суставе (Н*м)	Вес гидро-двигателя (кг)	Кол-во приводов	Общий вес гидро-двигателей
Вес гидродвигателя плеча	296.1	10.00	2	20.00
Вес звена от плеча до локтя	-	4.29	2	8.58
Вес гидродвигателя локтя	164.4	6.00	2	12.00
Вес звена от локтя до кисти	-	2.16	2	4.32
Вес гидродвигателя кисти	-	3.00	2	6.00
Вес руки	-	3.00	2	6.00
Вес спины	-	5.61	1	5.61
Вес компонентов и спины	-	20.00	1	20.00
Вес гидродвигателя бедра	403.8	15.00	2	30.00
Weight of link from hip to knee cap (thigh)	-	4.67	2	9.34
Вес гидродвигателя колена	370.1	12.00	2	24.00
Вес звена между коленом и голенью	-	4.39	2	8.78
Вес гидродвигателя голени	370.1	12.00	2	24.00
Вес ступни	-	2.50	2	5.00
<b>Общий вес экзоскелетона (кг)</b>				<b>183.63</b>

**Насосная станция.** Насосная станция включает в себя насос с регулятором давления. На рис. 4а,б представлена принципиальная схема насоса с регулятором давления фирмы Rexroth A10 VSODR [9]. Регулятор давления служит для поддержания постоянного давления нагнетания насоса, при этом насос поставляет только то количество жидкости, которое необходимо гидроприводам. Поэтому данный насос имеет достаточно хорошие энергетические характеристики (рис.5а,б). Давление же будет постоянным и определяется характеристиками пружины распределителя ограничителя давления. Для улучшения габаритных характеристик и компоновки гидропривода, а также с целью улучшения теплового баланса, целесообразно разместить насос в баке с рабочей жидкостью (рис. 6).

В качестве регулирующей аппаратуры применяются электрогидравлические усилители (ЭГУ) типа сопло-заслонка (серво клапан), которые широко распространены в робототехнике и авиации. Они имеют

малые размеры (приблизительно 80x46x80 мм) и массу (~0.64 кг), высокие динамические характеристики. Наиболее широкое распространение в технике получили электрогидравлические усилители с механической обратной связью. На рис.7 приведена конструктивная схема ЭГУ фирмы Rexroth.

Электрогидравлический усилитель представляет собой совокупность электромеханического преобразователя (ЭМП) 1, гидравлического усилителя типа сопло-заслонка 2 и золотника, который соединён с заслонкой при помощи упругого стержня. 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. При этом изменяются сопротивления регулируемых дросселей, что приводит к изменению перепада давлений на торцах золотника 3. Под действием это перепада золотник начинает смещаться от нейтрального положения, тем самым, соединяя линии нагнетания и слива с полостями гидродвигателя. 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.

Поскольку каждое звено экзоскелетона осуществляет независимое движение, то каждый гидродвигатель должен иметь независимый алгоритм управления движением. Поэтому для управления необходимо использовать 10 ЭГУ, по числу активных степеней подвижности.

Принципиальная гидравлическая схема экзоскелетона приведена на рис. 9. Она включает в себя насос с регулятором давления, исполнительные гидродвигатели, электрогидравлические усилители. На рис.10 приведена структура системы управления гидродвигателя.

Массы элементов гидропривода экзоскелетона приведены в таблице №2.

Таблица №2

Название Привода	Вес гидроцилиндра кг	Вес ЭГУ и монтажной плиты кг	Вес насоса и бака с рабочей жидкостью	Вес гидравлической системы
Колено	2.02	2.64	-	
Бедро	2.06	2.64	-	
Голень	1.71	2.64	-	
Плечо	1.91	2.64	-	
Плечо	2.132	2.64	-	
Общий вес	9.832x2=19.66 4	13.2x2=26.4	8+10=18	64.1

Общая масса гидропривода экзоскелетона без учёта массы трубопроводов равна ~64.1 кг, что на 46 кг меньше, чем при использовании поворотных гидродвигателей.

## 2. Математическая модель гидравлической системы экзоскелетона

### 2.1. Электрогидравлический усилитель

#### Уравнение напряжений в электрической цепи электромагнита

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

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;  $\varphi_y$  – смещение пилотного золотника и жёстко связанного с ним якоря электромагнита.

Значение коэффициента противо-ЭДС определяют по соотношению

$$C_l = L_y \cdot \frac{l_y^2}{\delta^2} \cdot I_y, \quad (2.2)$$

где  $l_y$  – длина средней линии якоря;  $\delta = 3 \cdot \delta_0$ ;  $\delta_0$  – воздушный зазор между якорем и сердечником.

#### Уравнение движения плунжера пилотного золотника

$$J_y \frac{d^2\varphi_y}{dt^2} + k_{mp} \frac{d\varphi_y}{dt} + c_{эмп} \varphi_y + M_{z\partial 1} = P_{эlm}, \quad (2.3)$$

где  $J_y$  – момент инерции якоря электромагнита;  $k_{mp}$  – коэффициент, учитывающий вязкое демпфирование якоря;  $M_{z\partial 1}$  – момент гидродинамической силы  $P_{z\partial}$ ;  $P_{эlm}$  – сила электромагнита;  $c_{эмп}$  – жесткость пружины подвески заслонки,  $P_{z\partial} = (1,03 - 1,06) \cdot (p_{y1} - p_{y2}) \cdot F_c$ .

$M_n = P_{гд} \cdot l + P_{o.c.} \cdot l_{o.c.}$ , где  $P_{o.c.}$  – сила, изгибающая стержень при повороте заслонки и перемещении золотника.

$P_{o.c.} = \frac{3 \cdot E_{ст} \cdot J_{ст}}{l_{ст}^3} \cdot z_{ст}$ , где  $E_{ст}$  – модуль упругости материала, из которого изготовлен стержень,  $J_{ст}$  – момент инерции сечения стержня относительно

главной центральной оси, перпендикулярной к плоскости изгибающей силы,  $z_{ст}$  – прогиб конца стержня, равен сумме прогибов, вызванных поворотом заслонки относительно центра «О» на угол  $\varphi_{я}$  и перемещением  $x_3$  золотника,  $z_{ст} = l_{о.с.} \cdot \varphi_{я} + x_3$ .

### Уравнение расходов рабочей жидкости в управляющем каскаде

$$\begin{aligned} Q_{y1} &= F_3 \frac{dx_3}{dt} + k_{сж1} \frac{dp_{y1}}{dt}, \\ Q_{y2} &= F_3 \frac{dx_3}{dt} + k_{сж2} \frac{dp_{y2}}{dt}, \end{aligned} \quad (2.4)$$

где  $Q_{yi}$  – расходы рабочей жидкости, обеспечивающие управление основным золотником;  $F_3$  – площадь торца плунжера основного золотника;  $x_3$  – перемещение плунжера основного золотника;  $k_{сжи} = \frac{V_{yi}}{B_{жс}}$  – коэффициент, учитывающий сжимаемость рабочей жидкости в торцовых 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:

$$\begin{aligned} Q_{y1} &= k_{др1} \sqrt{|p_n - p_{y1}|} \cdot \text{sign}(p_n - p_{y1}) - k'_c \cdot f_1(h) \cdot \sqrt{|p_{y1} - p_{сл}|} \cdot \text{sign}(p_{y1} - p_{сл}) \\ Q_{y2} &= -k_{др2} \sqrt{|p_n - p_{y2}|} \cdot \text{sign}(p_n - p_{y2}) + k'_c \cdot f_2(h) \cdot \sqrt{|p_{y2} - p_{сл}|} \cdot \text{sign}(p_{y2} - p_{сл}) \end{aligned}$$

где  $k_{дри} = \mu_{дри} \cdot f_{др} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$  – проводимость дросселя гидроусилителя;

$p_n$  – давление насоса;  $\mu_{дри}$  – коэффициент расхода жидкости через дроссель;  $f_{др}$  – площадь дросселя,  $k'_{ci}$  – удельная проводимость сопла при

нейтральном положении заслонки,  $f_1(h) = \left(1 + \frac{h}{h_0}\right) \cdot h_0$ ,  $f_2(h) = \left(1 - \frac{h}{h_0}\right) \cdot h_0$ ,

$f_i(h)$  – функция, определяющая проходное сечение между торцом сопла и

заслонкой,  $h = l \cdot \varphi_{\text{я}}$  – перемещение заслонки,  $h_0$  – расстояние от сопла до заслонки при нейтральном положении.

### Уравнение движения золотника ЭГУ

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} + k_{mpз} \frac{dx_3}{dt} + c_{npз} x_3 + R_{\partial\partialз} + R_{mpз} = F_3 \Delta p_y, \quad (2.5)$$

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

### Уравнение расхода жидкости через основной золотник

$$Q_{31} = \mu_3 \pi \cdot d_3 \cdot k_{nz} \cdot x_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_n - p_{\partial\partial 1}|} \cdot \text{sign}(p_n - p_{\partial\partial 1}),$$

$$Q_{32} = \mu_3 \pi \cdot d_3 \cdot k_{nz} \cdot x_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_{\partial\partial 2} - p_{cl}|} \cdot \text{sign}(p_{\partial\partial 2} - p_{cl}),$$

где  $\mu_3$  – коэффициент расхода окна золотника;  $d_3$  – диаметр плунжера основного золотника;  $x_3$  – перемещение плунжера золотника;  $k_{nz}$  – коэффициент перекрытия гильзы золотника;  $p_n$  – давление насоса;  $p_{\partial\partial i}$  – давление в полостях гидродвигателя.

## 2.2. Гидроцилиндр

### Уравнение давлений в полостях гидроцилиндра

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{B_{жс}}{V_{\text{с.ч}}} \left( Q_{31} - F_{nop} \cdot \frac{dz_{\text{с.ч.}}}{dt} \right) \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{B_{жс}}{V_{\text{с.ч}}} \left( F_{um} \cdot \frac{dz_{\text{с.ч.}}}{dt} - Q_{32} \right) \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$



Здесь  $F_{пор}$  – площадь поршня гидроцилиндра,  $F_{шт}$  – площадь штоковой поверхности,  $B_{ж}$  – упругость рабочей жидкости,  $V_{з.ц}$  – объём жидкости под торцом поршня гидродвигателя,  $\frac{B_{ж}}{V_{з.д}}$  – коэффициент сжимаемости рабочей жидкости.

### Уравнение движения гидродвигателя

$$m_{г.д.} \frac{d^2 z_{з.ц.}}{dt^2} + k_{тр.гд} \frac{dz_{з.ц.}}{dt} + P_{зд} = p_1 \cdot F_{пор} - p_2 \cdot F_{шт}, \quad (2.7)$$

где  $m_{г.д.}$  – масса звена прикреплённого к гидроцилиндру и поршня гидроцилиндра;  $z_{з.ц.}$  – перемещение поршня гидроцилиндра,  $k_{тр.гд}$  – коэффициент трения гидродвигателя,  $p_1, p_2$  – давление в полостях гидроцилиндра,  $P_{з.д.}$  – внешняя сила, приложенная к штоку гидроцилиндра.

### 2.3. Насос с регулятором давления

Схема насоса с регулятором давления приведена на рис.7. Подача насоса  $Q_n$  определяется соотношением:

$$Q_n = \frac{q_n}{\gamma_{\max}} \cdot \omega_n \gamma, \quad (2.8)$$

где  $q_n$  – характерный объём насоса;  $\gamma_{\max}$  – максимальный угол поворота шайбы;  $\omega_n$  – угловая скорость вращения вала насоса;  $\gamma$  – текущее значение угла поворота шайбы насоса.

Зависимость между перемещениями поршня управляющего гидроцилиндра и углом наклона шайбы насоса определяется соотношением:

$$\gamma = \arctg \frac{y_{\max} - y}{R}, \quad (2.9)$$

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:

$$K_{сж} \cdot \frac{dp_n}{dt} = Q_n - Q_s - Q_y, \quad (2.10)$$

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:

$$Q_s = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (2.11)$$

где  $Q_i$  – расход, потребляемый  $i$  – м гидроприводом;  $n$  – число гидроприводов, подключенных к насосу.

**Уравнение движения плунжера ограничителя давления:**

$$m_{з.огд} \frac{d^2 x_{огд}}{dt^2} + k_{мп.огд} \frac{dx_{огд}}{dt} + c_{пр.огд} x_{огд} + P_{н.огд} + R_{гд.огд} = (p_n - p_{сл}) \cdot F_{з.огд}, \quad (2.12)$$

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

**Уравнение движения шайбы насоса и цилиндров управления**

$$m_{цy} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{мпцy} \frac{dy}{dt} + c_{прцy} y + P_{m1} + P_{po} = (p_{цy} - p_{сл}) \cdot F_{цy}, \quad (2.13)$$

где  $m_{цy}$  – массы поршней гидроцилиндров управления и присоединенных к ним подвижных частей механизма регулировки подачи насоса;  $k_{мпцy}$  – коэффициенты вязкого трения в зазорах между поршнями и гильзами

цилиндров управления;  $C_{пруж}$  – жёсткость пружины гидроцилиндра управления №1;  $P_{nn}$  – сила предварительного поджатия пружины;  $F_{цв}$  – площади поршней гидроцилиндров управления;  $P_{po}$  – суммарный момент сопротивления, приложенный к органу регулирования насоса,  $U$  – перемещение штока гидроцилиндра управления,  $P_{цв}$  – давление в полости цилиндра управления.

### 3. Результаты моделирования

Каждая нога экзоскелетона имеет три активных степени подвижности. Соответственно на одну ногу приходится три исполнительных гидроцилиндра и три ЭГУ.

На одну руку приходится два гидроцилиндра и два ЭГУ. Таким образом, экзоскелетон включает в себя 10 гидроцилиндров. Все они питаются от одного насоса.

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

Для определения адекватности составленных математических моделей элементов, входящих в гидропривод, были проведено математическое моделирование отдельных элементов, в частности ЭГУ фирмы Rexroth. Результаты моделирования ЭГУ были сравнены с характеристиками ЭГУ взятыми из каталога.

Характеристики ЭГУ фирмы Rexroth приведены на рис.11, 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.12 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 таблице №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 котором в суставах возникают максимальные моменты. Для ног это положение, когда угол в коленном суставе равен  $90^\circ$ .

Таблица №3

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. 13-22 приведены результаты моделирования работы гидропривода экзоскелетона. Для моделирования были выбраны два режима движения характерных для человека.

Первый режим соответствует вставанию человека из полусидящего положения и одновременного поднятия рук. Движение осуществляется из положения, когда нога в коленном суставе согнута на  $90^\circ$ , 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 полусидящего положения за 1.5с 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.

Принимаем, что нагрузки, действующие на гидроцилиндры, имеют постоянное значение. Значение величин нагрузок, действующих на штоки гидроцилиндров, приведены в таблице №3.

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

Из графиков перемещения штоков гидроцилиндров бедра (рис.15), колена (рис.14), голени (рис.13), локтя (рис.16), плеча (рис.17) видно, что штоки гидроцилиндров отслеживают входной сигнал.

На рис.18 приведены графики мощности насоса 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.

Второй режим движения моделирует ходьбу человека. При движении одна нога находится в фазе опоры, эта фаза характеризуется сравнительно высокими нагрузками и малыми скоростями, вторая нога в фазе переноса, которая характеризуется сравнительно малыми нагрузками и высокими скоростями.

Поскольку зависимости между величинами перемещений штоков гидроцилиндров и нагрузок, приложенных к ним, нет, то для моделирования был выбран синусоидальный закон изменения нагрузок с амплитудой равной максимальной нагрузке. Следует отметить, что нагрузки, действующие на штоки гидроцилиндры, а также их скорости могут значительно отличаться при разных режимах работы экзоскелетона.

Поскольку данных о нагрузках, возникающих в суставах экзоскелетона при ходьбе в настоящее время не имеется, то в качестве нагрузочных характеристик были приняты синусоидальные законы изменения. Нагрузка изменялась по синусоиде с частотой 2 Гц для гидропривода ног и частотой 1 Гц для гидропривода рук. Амплитуда нагрузок в степенях подвижности: колено – 1000 Н, голень – 1200 Н, бедро – 1500 Н, плечо – 1000 Н, локоть – 1000Н. При этом как входной сигнал, так и нагрузки, действующие на одноименные гидроцилиндры, принадлежащие противоположным сторонам, изменяются в противофазе.

Гидропривод хорошо отслеживает входные сигналы (рис. 20-22). Перемещения штоков гидроцилиндров, принадлежащих противоположной стороне имеют тот же вид графиков, только с противоположной фазой.

Энергетические характеристики гидропривода можно оценить по графику мощностей насоса и полезной мощности (рис.23). Коэффициент полезного действия в среднем равен 30 %. Было проведено математическое моделирование нескольких режимов с различными значениями частоты и амплитуды.

Можно отметить, что для всех режимов гидропривод хорошо отслеживает входной сигнал и имеет к.п.д. 30-40%, что является хорошим значением для гидропривода с объёмно-дрессельным регулированием.

Более точные результаты можно получить, зная нагрузочные характеристики для каждого сустава экзоскелетона.

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.5. 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.

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 с дистанционным управлением. Принципиальная гидравлическая схема такого насоса приведена на рис. 4б.

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 сервоклапанах. 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 предлагаемый гидропривод обеспечивает работу экзоскелетона при различных режимах работы.

### Список литературы

1. Borovin G.K. Computer Simulation of Hydraulic Control System of the Walking Machine. Proceedings 2<sup>nd</sup> Tampere Intern. Conf. on Machine Automat, ICMA '98, p.p. 179-192.
2. Боровин Г.К. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им. М.В.Келдыша №106, М., 1995г. 28с.
3. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование гидравлического привода с LS-управлением шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им. М.В.Келдыша №54, М., 2001г. 28с.
4. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование гидросистемы шагающей машины. // Материалы 11-ой Научно-технической конференции «Экстремальная робототехника», С-Петербург: Изд-во СПбГТУ, 2001г. С.с. 96-106.
5. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины. // Труды научной школы-конференции «Мобильные роботы и мехатронные системы», Москва, МГУ, декабрь 2001г., 15с.
6. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины. // Теория и системы управления. 2002г., №4.
7. Боровин Г.К., Костюк А.В. Моделирование динамики гидропривода ноги шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им.М.В.Келдыша №8, М., 2002г. 28с.
8. Боровин Г.К., Костюк А.В. Программный комплекс для моделирования динамики гидравлической системы управления шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им.М.В.Келдыша № 46, М., 2002г. 28с.
9. Manessmann Rexroth, Brueninghaus Hydromatik. "Product Catalogue Axial Piston Units", Horb, Germany, 1997.

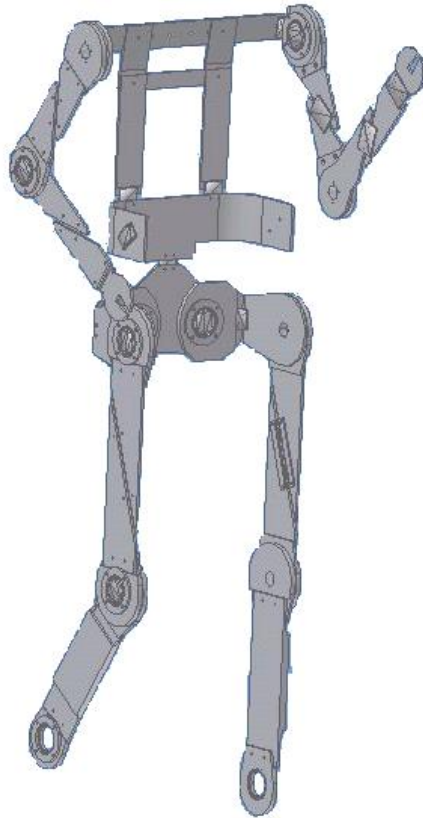


Рис.1. Кинематическая схема экзоскелетона

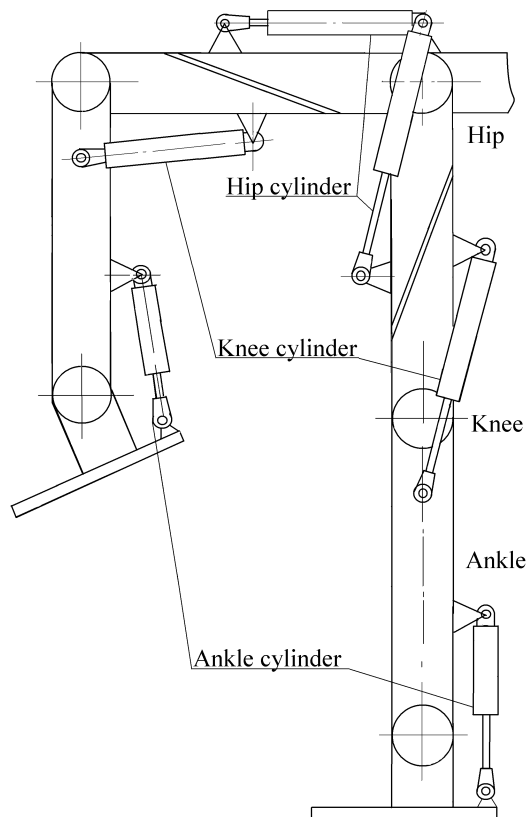


Рис.2. Принципиальная кинематическая схема с использованием гидроцилиндров



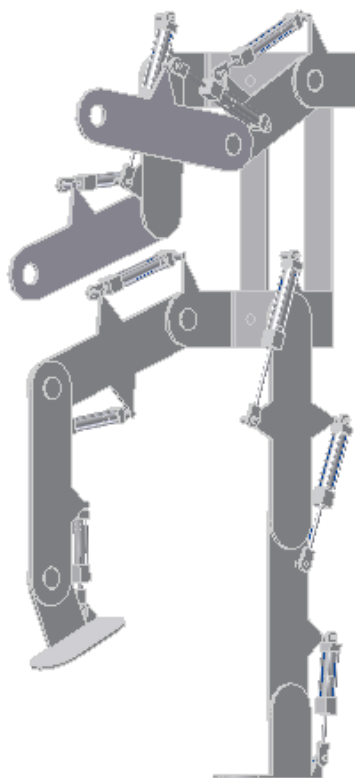


Рис. 2а. Кинематическая схема экзоскелетона с использованием гидроцилиндров

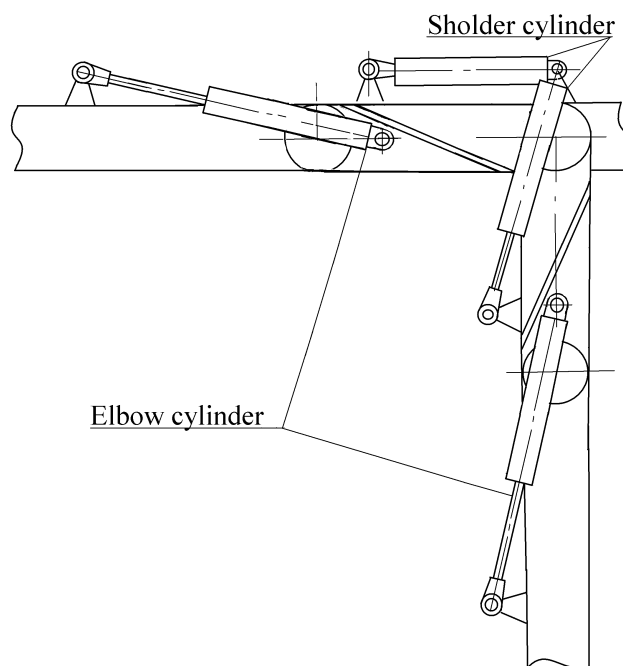


Рис.3. Кинематическая схема плеча и руки с применением гидроцилиндров

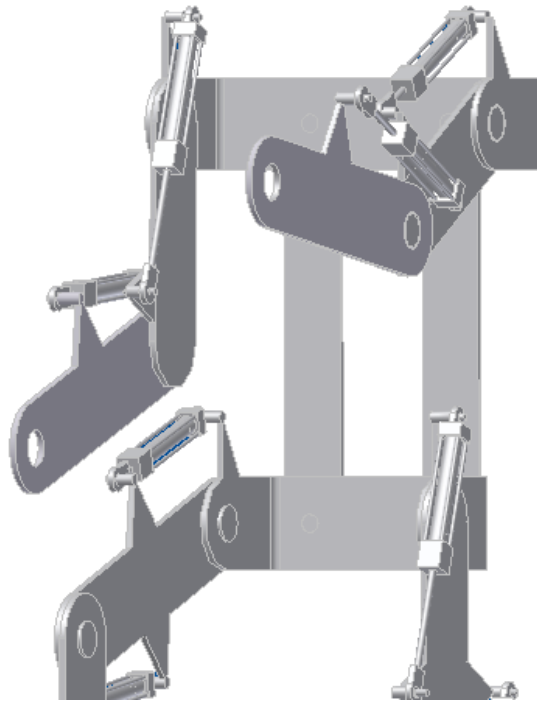


Рис.3а. Кинематическая схема рук и плеч экзоскелетона с использованием гидроцилиндров.

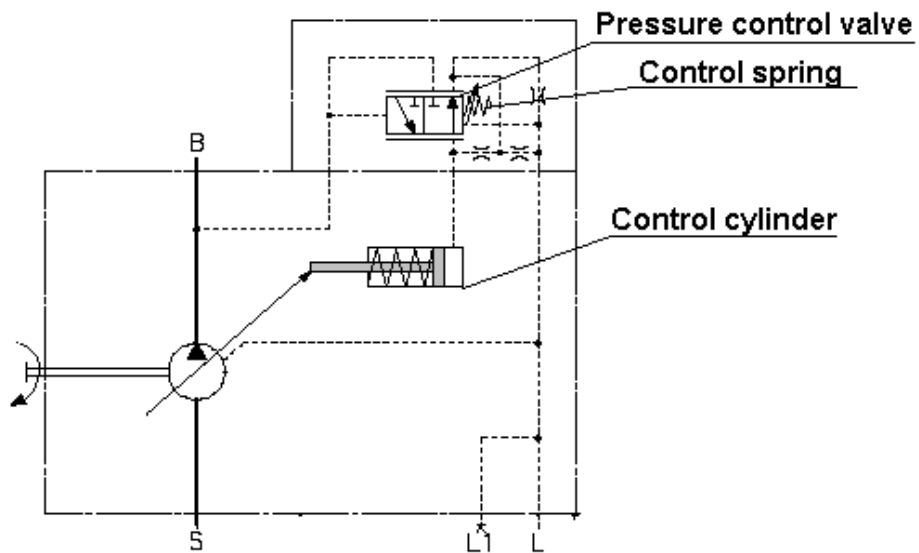


Рис. 4а. Принципиальная гидравлическая схема насоса с ограничителем давления с дистанционным управлением.

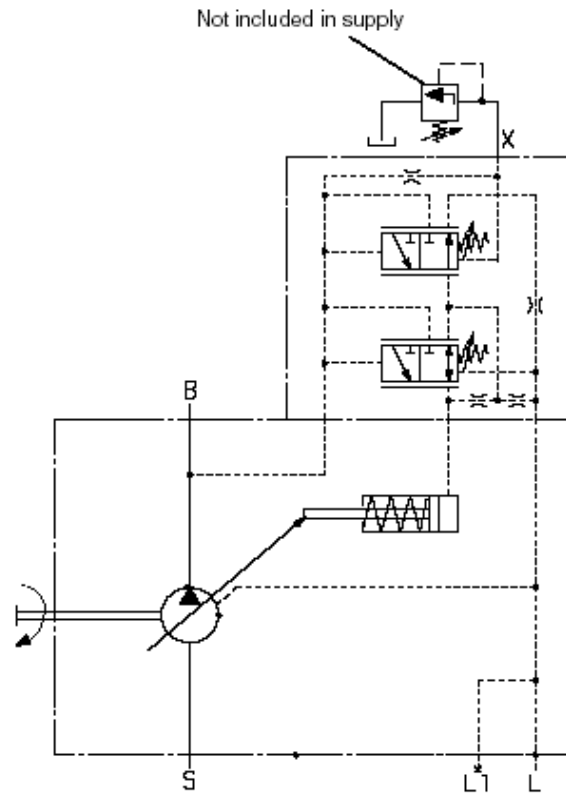


Рис. 4б. Принципиальная гидравлическая схема насоса с ограничителем давления с дистанционным управлением.

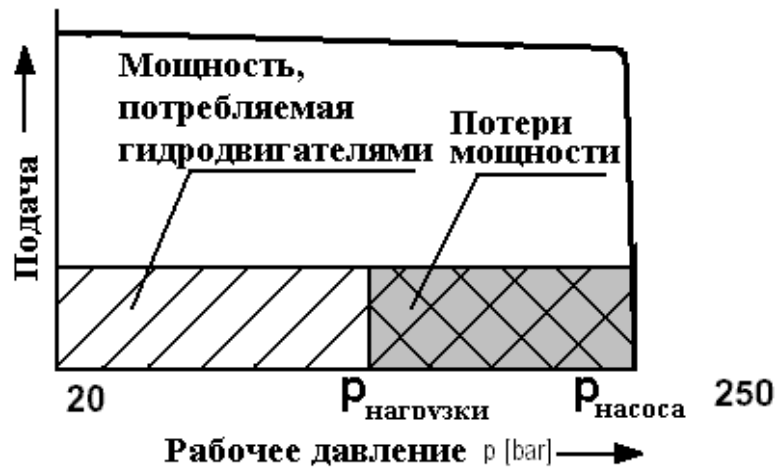


Рис.5а. Характеристика гидропривода с насосом, работающим на постоянное давление.

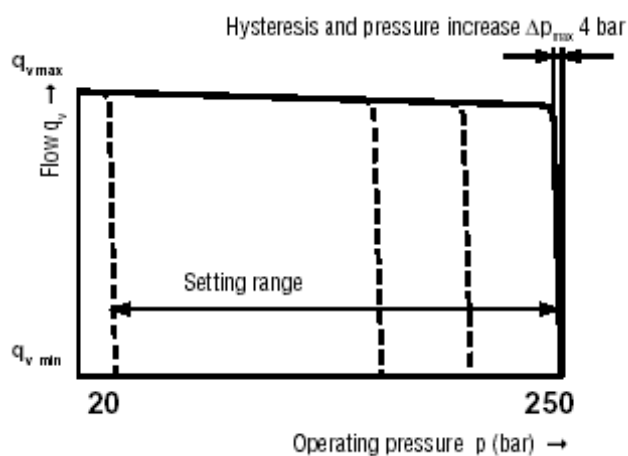


Рис. 5б. Характеристика насоса, работающего на постоянное давление

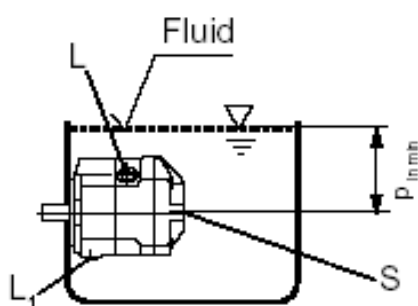


Рис. 6. Схема расположения насоса внутри бака.

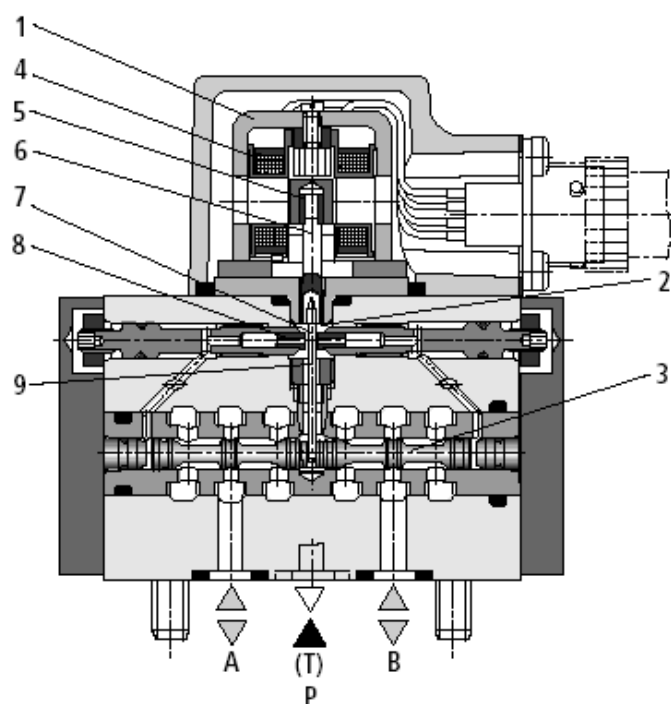


Рис. 7. Электрогидравлический усилитель типа сопло-заслонка (servo valve)

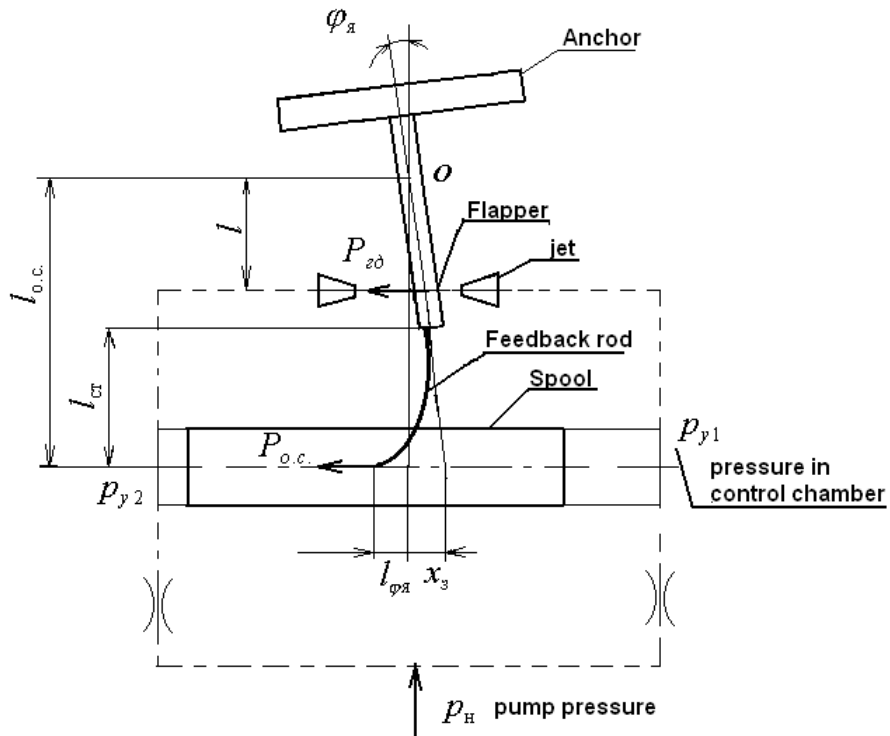


Рис. 8. Схема для расчёта электрогидравлического усилителя с силовой обратной связью от золотника к заслонке

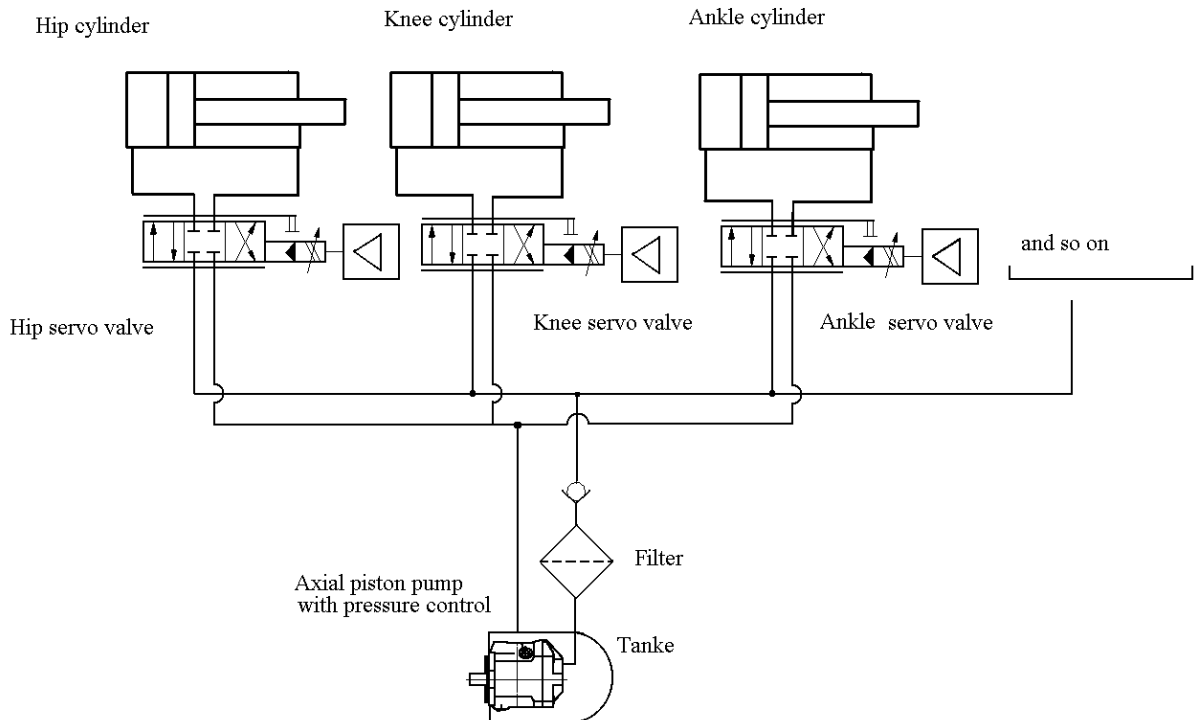


Рис.9. Принципиальная гидравлическая схема экзоскелетона

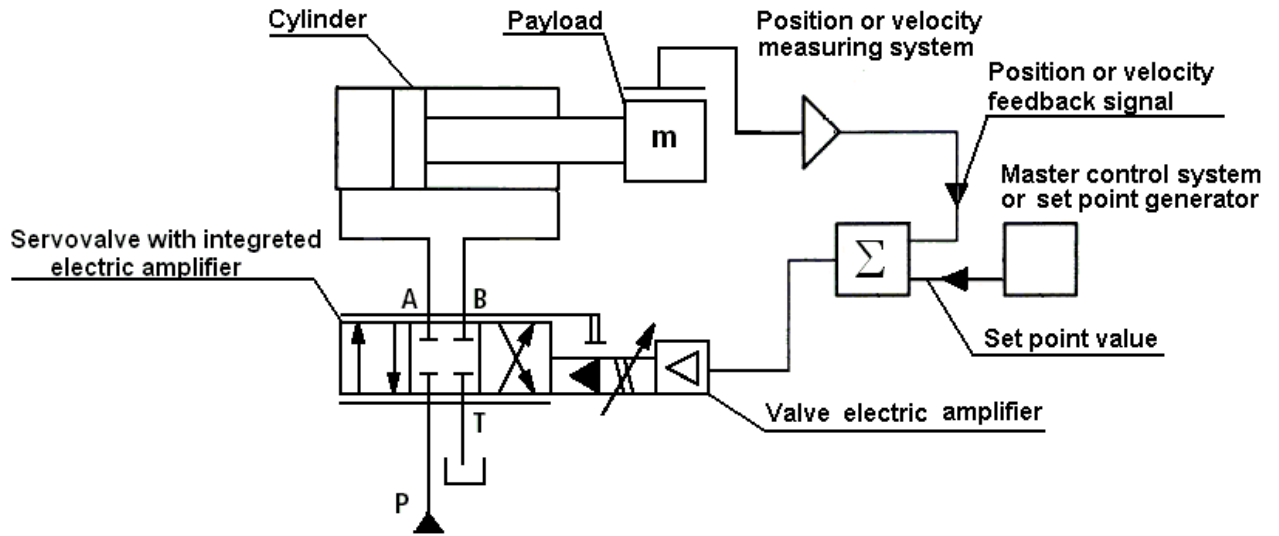


Рис.10. Структура системы управления гидродвигателя

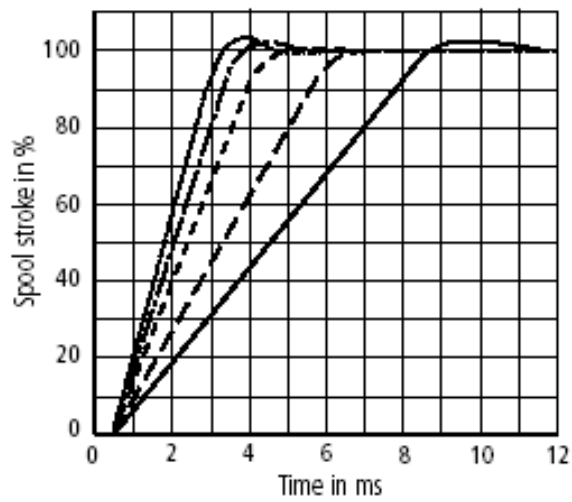


Рис.11. Характеристика ЭГУ при ступенчатом воздействии.

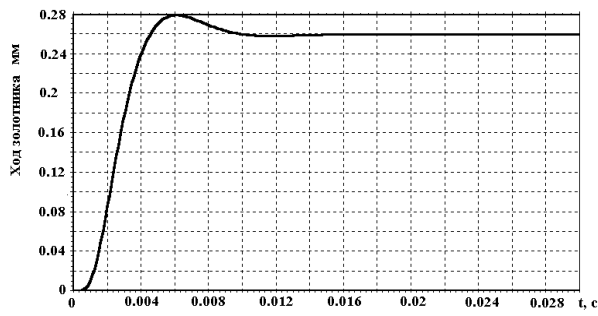


Рис.12. График перемещения золотника ЭГУ при ступенчатом воздействии

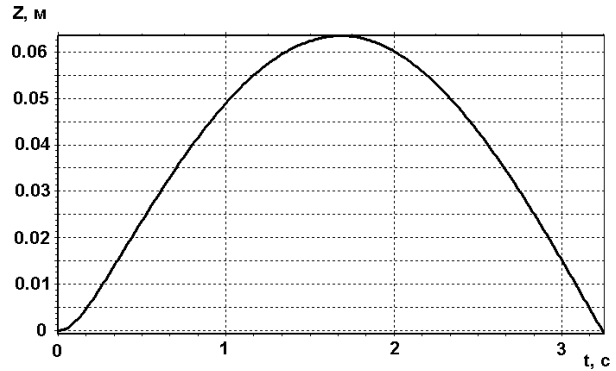


Рис.13. Перемещение гидроцилиндра голени при вставании и приседании экзоскелетона

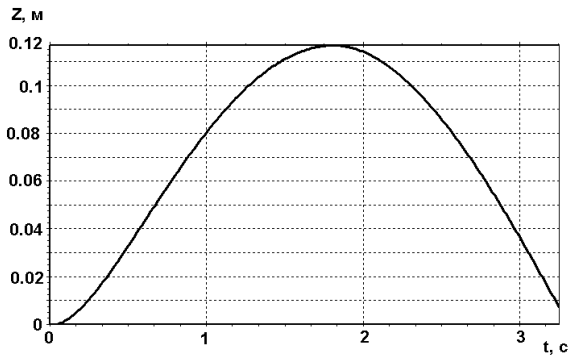


Рис.14. Перемещение гидроцилиндра колена при вставании и приседании экзоскелетона

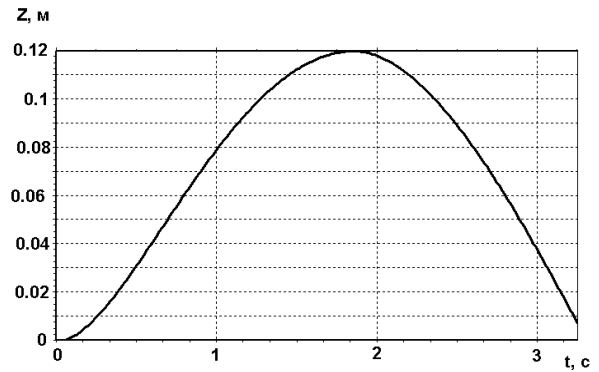


Рис.15. Перемещение гидроцилиндра бедра при вставании и приседании экзоскелетона

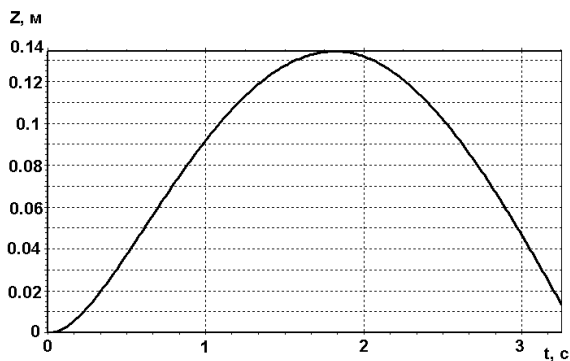


Рис.16. Перемещение гидроцилиндра локтя при поднятии и опускании рук экзоскелетона

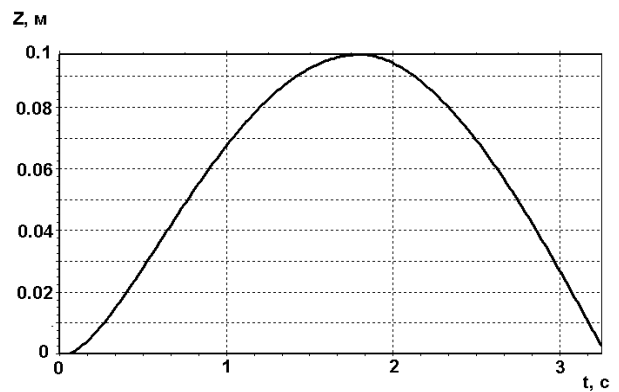


Рис.17. Перемещение гидроцилиндра плеча при поднятии и опускании рук экзоскелетона

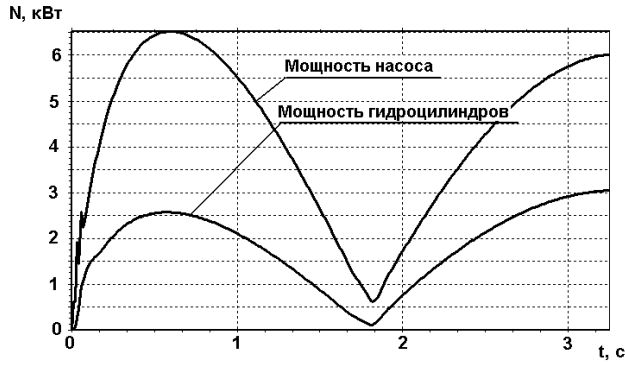


Рис.18. Графики мощности насоса и полезной мощности всех гидроцилиндров

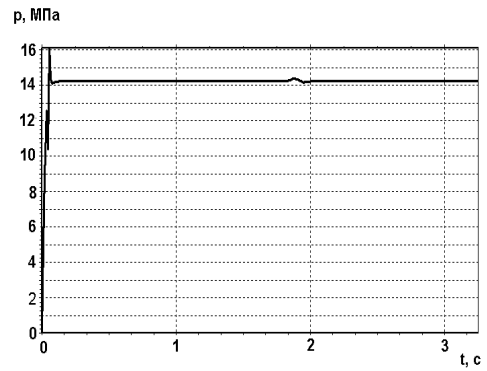


Рис.19 График давления жидкости, поступающей из насоса

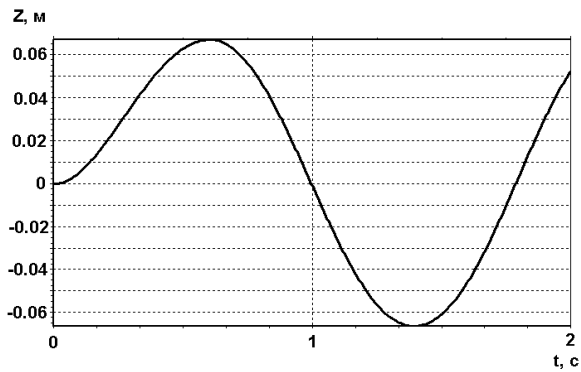


Рис.20. Перемещение гидроцилиндра бедра при ходьбе

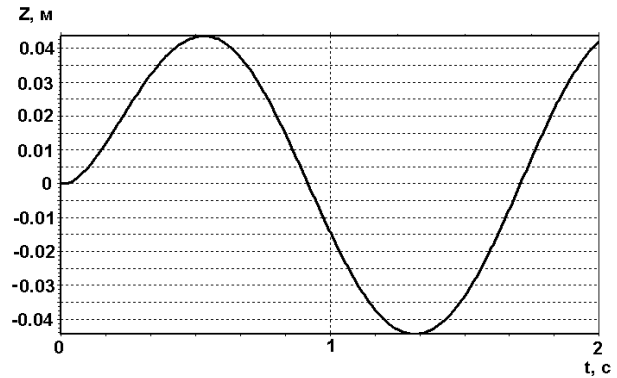


Рис. 21. График перемещения гидроцилиндра голени при ходьбе

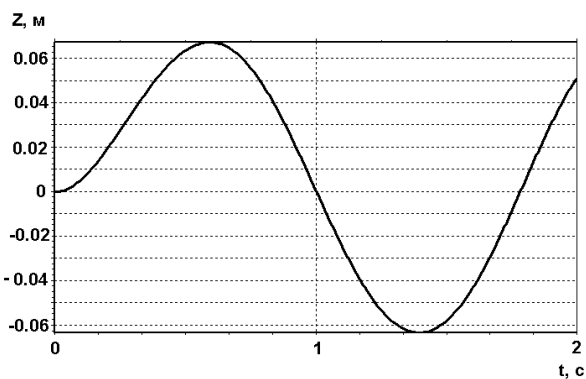


Рис. 22. Перемещение гидроцилиндра колена при ходьбе

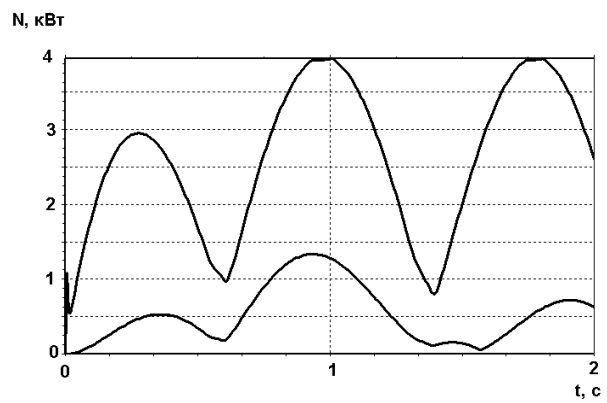


Рис.23. Графики мощностей насоса и полезной мощности гидроцилиндров экзоскелетона