



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ  
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Гидравлика гидропневмоавтоматика и тепловые  
процессы»

## **Проектирование гидропневмосистем**

Методические указания к выполнению  
курсового проекта по дисциплинам

**“Инновационные методы  
проектирование ГПС ”**

**“ Проектирование ГМ, ГП и средств  
ГПА ”**

Составители:

Сидоренко В.С., Антоненко В.И., Чернавский В.А.

Ростов-на-Дону, 2013



## Аннотация

Данные методические указания используются при выполнении курсового проекта (работы) по дисциплине “Инновационные методы проектирование ГПС” и “Структурное и параметрическое проектирование ГПС”, студентами направления 222000 «Инноватика» профиль «Управление инновациями в промышленности» и «Проектирование ГМ, ГП и Средств ГПА» студентами направления 141100 «Энергетическое машиностроение» профиль «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника» для всех форм обучения. В указаниях приведена методика расчета, правила проектирования и порядок оформления курсового проекта (работы).

## Составители

докт. техн. наук, проф. В.С. Сидоренко

канд. техн. наук, доц. В.И. Антоненко

канд. техн. наук, доц. В.А. Чернавский





## Оглавление

<b>1. Цель курсового проектирования .....</b>	<b>4</b>
<b>2. Состав и содержание задания .....</b>	<b>5</b>
<b>на курсовое проектирование .....</b>	<b>5</b>
<b>3. Содержание курсового проекта .....</b>	<b>6</b>
<b>4. Этапы и общая методика курсового проектирования .....</b>	<b>7</b>
<b>Список рекомендуемой литературы .....</b>	<b>23</b>
<b>Приложение1 .....</b>	<b>24</b>
<b>Приложение2 .....</b>	<b>34</b>



## 1. ЦЕЛЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Выполнение курсового проекта(работы) – заключительный этап изучения студентами дисциплин “Электрогидропневмоавтоматика инновационных проектов”, “ Средства электроавтоматики инновационных проектов ГПС”, “ Гидравлические и пневмомеханические системы в инновационных проектах машиностроения”, “ Инновационные технологии проектирования объемных машин”, Гидравлические и пневмомеханические системы в инновационных проектах машиностроения “,”Автоматизированное управление и динамика ГПС” , “Инновационные методы проектирование ГПС”.

Целью проектирования является закрепление полученных студентами по данным дисциплинам теоретических знаний, а также освоение ими инновационных методов конструирования и проектирования ГПС.

Для успешного выполнения курсового проекта студент должен:

- обладать необходимым объемом теоретических знаний по основным дисциплинам специальности;
- уметь анализировать результаты расчетов и принимаемые проектные решения с целью обеспечения необходимых технико-экономических показателей проектируемой ГП;
- выполнять требования нормативов к оформлению курсового проекта;
- уметь работать с технической литературой, гостами и другими нормативными документами.



## **2. СОСТАВ И СОДЕРЖАНИЕ ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Тема курсового проекта(работы):

Описание устройства механизма или машины, для которых проектируется ГПС.

Предварительная компоновка и требования к массе и габаритным размерам устройства.

Характеристики управляющего воздействия и внешней нагрузки, режимы движения выходного звена и работа ГПС в целом.

Требованиям к точности движения или позиционирования, к качеству переходного процесса.

Требования к К.П.Д, ограничения по мощности, условия эксплуатации.



### 3. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект(работа), который является основой эскизного проекта ГПС, должен содержать:

- чертежи новых агрегатов, машин и аппаратов ГПС;
- чертежи общего вида ГПС;
- чертежи компоновок серийно выпускаемого оборудования;
- принципиальные схемы (гидравлическую, пневматическую, кинематическую, электрическую и т.д.)
- пояснительную записку;
- ведомость проекта.

В пояснительной записке дается задание, описание и обоснование выбранных схем и конструкций, приводят энергетический, гидравлический, тепловой и динамический расчет ГПС. При необходимости определяют параметры оптимизации и способы решения оптимизационной задачи. По результатам проектирования делается заключение.

Графическая часть проекта(работы) оформляется на 5(4) листах формата А1. Пояснительная записка оформляется из листов формата А4 и брошюруется в обложку из плотной чертежной бумаги, на лицевой стороне оформляется титульный лист.



## 4. ЭТАПЫ И ОБЩАЯ МЕТОДИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

**4.1. Анализ задания, подбор литературы, выбор аналогов, прототипов.**

**4.2. Разработка общего вида конструкции ГПС.**

**4.3. Разработка принципиальных схем (гидравлических, пневматических, электрических) производится в соответствии с указаниями . Дается описание функционирования ГПС.**

**4.4. Энергетический расчет исполнительной части ГП, выбор типоразмера гидродвигателей.**

Энергетический расчет производится по разработанной принципиальной схеме в соответствии с циклограммой для всех элементов цикла.

Исходным данными являются:

$L_n$  - ход двигателя;  $t_n$  - время работы;  $m_B$  - масса (момент инерции) приведенные к выходному звену;  $H_c$  - результирующая внешних статических сил или моментов сил;  $V_M$  – скорость рабочего хода (медленных перемещений).

Для быстрых перемещений необходимо рассчитать оптимальные значения предельных скоростей для трапецидальных тахограмм в следующем порядке:

$$v_{max} = 2L_n/t_n$$

$$\varepsilon_H = \frac{V_{max}^2 \cdot m_B}{(2H_c \cdot L_n)}$$

Из уравнения

$$\varepsilon_H = \bar{v}_n^2 (2 \bar{v}_n - 1,5) / (\bar{v}_n - 1,5) + 1 = 0$$

или



по графику  $\bar{v}_n = f(\varepsilon_H) / 4$  определяется оптимальное значение относительной предельной скорости  $\bar{v}_n$

$$v_n = \bar{v}_n \cdot v_{max}$$

$$W_n = \frac{V_n^2}{(V_n \cdot t_n - L_n)}$$

$$H_B = m_B \cdot W_n + H_C$$

$$N_n = V_n \cdot H_B$$

Для медленных перемещений, соответствующих рабочим движениям, скорости не оптимизируются, т.к. они заданы и по ним сразу определяют мощность двигателя

$$N_n = H_C \cdot V_M,$$

где  $V_M$  - скорость рабочего хода (медленного перемещения).

В итоге энергетического расчета выбираются типоразмеры объемных двигателей, которые должны обеспечить максимальную из скоростей быстрого перемещения и преодоление максимальной внешней нагрузки

$$q_g = \frac{H_q}{P_{ном} \cdot \eta_{га}' \cdot \eta_{дм}}$$

где  $q_g$  - удельный рабочий объем (рабочий объем или эффективная площадь);  $H_q$  - максимальная нагрузка для контура;  $P_{ном}$  - номинальное давление, соответствующее принятому в данной отрасли;  $\eta_{га}$  - КПД линий и аппаратов 0,75-0,9;  $\eta_{дм}$  - КПД гидродвигателей механический



По результату энергетического расчета исполнительная часть выбирается двигатель и определяется его давление и расход для всех элементов цикла.

В ходе энергетического расчета корректируются исходные данные технического задания.

#### 4.5. Выбор схемы и энергетический расчет насосной установки

*В результате энергетического расчета исполнительной части были определены :*

$$V_{n,н}, V_M, H_B, H_m, t_n, t_M, t_B, t_H,$$

где  $V_{n,н}$  – быстрое перемещение вперед, назад;  $V_M$  – скорость рабочего движения;  $t_n, t_H$  – время быстрого перемещения вперед, назад;  $t_M$  – время рабочего движения;  $t_B$  – время выстоя.

*и соответствующие подачи и давления для всех элементов цикла:*

$$Q_{н1}, Q_{н2}, Q_{н3}, \dots, P_{н1}, P_{н2}, P_{н3}, \dots$$

В соответствии с требованиями технического задания по массогабаритным показателям, стоимости и к.п.д. и возможностью реализации требуемого алгоритма функционирования выбирается один из вариантов насосной установки и производится ее расчет по соответствующей методике.

**Однонасосная установка с переливным клапаном** используется при невысоких требованиях по К.П.Д. и существенных ограничений по массе, габаритам и по стоимости ГПС.

Насос выбирается из соотношений

$$Q_{НОМ} \approx Q_{н1}; P_{НОМ} \approx P_{н2}$$



Переливной клапан выбирается по

$$Q_{\text{НОМ}}, P_{\text{НОМ}}$$

Если  $Q_{\text{НОМ}} > 1 \text{ дм}^3/\text{с}$ , выбирается двухкаскадный клапан.

Потери мощности в рабочем режиме

$$\Delta N = P_{\text{Н2}} (Q_{\text{НОМ}} - Q_{\text{Н2}})$$

**Двухнасосная установка с двумя переливными клапанами** применяется, если необходимо иметь более высокий КПД, но нет ограничений по массе и габаритам.

Насос высокого давления выбирается из соотношений:

$$Q_{\text{НОМ1}} \approx Q_{\text{Н2}}; P_{\text{НОМ1}} = P_{\text{Н2}}$$

Насос низкого давления

$$Q_{\text{НОМ2}} \approx Q_{\text{Н1(3)}} - Q_{\text{НОМ1}}; P_{\text{НОМ2}} \approx P_{\text{Н1(3)}}$$

**Насосно-аккумуляторная установка** позволяет получить еще более высокий КПД и снизить массогабаритные показатели. Её целесообразно использовать, если есть периоды пауз и выдержки.

Для расчета и выбора насоса необходимо использовать уравнение баланса объемов:

$$Q_{\text{Н}} = Q_{\text{Н1}} \cdot t_{\text{п}} / (t_{\text{п}} + t_{\text{в}}); Q_{\text{Н}} = (Q_{\text{Н2}} \cdot t_{\text{м}} + Q_{\text{Н3}} \cdot t_{\text{н}}) / (t_{\text{м}} + t_{\text{н}})$$

По большему из  $Q_{\text{Н}}$  и  $P_{\text{Н2}}$  выбирают насос  $Q_{\text{НОМ}}, P_{\text{НОМ}}$ .

По величинам маневренного объёма

$$V_{\text{М1}} = (Q_{\text{Н1}} - Q_{\text{НОМ}}) \cdot t_{\text{п}}; V_{\text{М3}} = (Q_{\text{Н3}} - Q_{\text{НОМ}}) \cdot t_{\text{н}}$$

выбираем маневренный объём аккумулятора  $V_{\text{М}}$ .

Нижний уровень давления в аккумуляторе  $P_{\text{мин}} = P_{\text{Н1(3)}}$ .

Давление зарядки газом выбирается из соотношения

$$P_{\text{зар.}} = (0,9 \div 0,94) P_{\text{мин}}$$

По полученным значениям выбирается аккумулятор

Для получения max КПД при min массогабаритных показателей необходимо использовать насосную установку с автомати-



ческой регулировкой по давлению

$$Q_{\text{НОМ}} \approx Q_{\text{Н1}} (Q_{\text{Н3}}); \quad P_{\text{max}} = P_{\text{min}} \cdot (P_{\text{Н2}} - P_{\text{min}}) / (q_{\text{max}} - q_{\text{Н2}});$$

$$P_{\text{min}} = q_{\text{Н2}} \cdot P_{\text{Н2}} / q_{\text{max}}; \quad q_{\text{max}} = Q_{\text{НОМ}} / V_n$$

где  $V_n$  — скорость приводного элемента насоса;  $P_{\text{min}}$  — минимальное давление настройки регулятора.

#### 4.6. Методика гидравлического расчета ГП.

В процессе гидравлического расчета выбираются аппараты, по стандартным методикам определяются проходные сечения трубопроводов и аппаратов, а также основные параметры потока при течении рабочей среды, для всех участков и всех элементов цикла/б/.

При первом приближении проходные сечения трубопроводов и аппаратов выбирают по стандартным методикам на основании рекомендованных значений скоростей рабочей среды и давлений. Далее оценивают размеры трубопроводов и аппаратов и рассчитывают гидравлические потери в них. Сравнивают потери с рекомендуемыми при первом приближении ( $\eta_{\text{га}} \approx 0,75 \div 0,8$ )

$\sum \Delta P_{\text{потер}} = (0,25 \div 0,1) \cdot P_{\text{НОМ}}$  и заданными массогабаритными параметрами.

Если необходимо изменить  $\eta_{\text{га}}$  или массогабаритные показатели во втором приближении корректируют проходные сечения трубопроводов и аппаратов и вновь осуществляют выбор трубопроводов и аппаратов, и рассчитывают гидравлические потери. В большинстве случаев двух-трех приближений для решения поставленной оптимизационной задачи оказывается достаточным.

При гидравлическом расчете расстояния между элементами привода,

объемный или массовый расход рабочей среды, число и типы аппаратов и трубопроводов определяются на основании составленной в самом течении проектирования схемы.

Для расчета гидравлических потерь удобно использовать объемный расход.

Объемные расходы рабочей среды определяется по формуле:



$$Q_q = q_q \cdot V_D / h_{D,0} ;$$

в сливной

$$Q_c = q_q \cdot V_D \cdot \sigma_D \cdot \eta_{D,0},$$

где  $\sigma_D$  - коэффициент асимметрии полостей машины, коэффициент мультипликации;  $q_q$  - уд. рабочий объем и  $V_D$  - скорость движения вых. зв. определяются в процессе энергетического расчета;  $\eta_{D,0}$  - КПД двигателя объектов.

При определении давления насосной установки для различных элементов цикла необходимо предварительно рассчитать перепады давления на регуляторах потока и дросселях, позволяющих обеспечить требуемые скоростные режимы двигателей. Расчет произвести графоаналитическим способом, используя характеристики насосных установок/11/.

Основной параметр аппаратов  $d_y$  соответствует диаметру круга, площадь которого равна минимальной площади проходного сечения аппарата.

На направление коррекции могут влиять и массогабаритные параметры привода, которые определяются по геометрическим зависимостям с учетом плотности материалов.

На этапе гидравлического расчета необходимо выбрать компоновку (способ монтажа) гидропневмоаппаратов привода на машине. Промышленность выпускает аппараты трубного соединения, стыкового и модульного монтажа и встраиваемого исполнения. Возможно использование аппаратов, а также вспомогательных элементов и машин с разными способами монтажа.

#### 4.7. Тепловой расчет ГП.

В зависимости от типа гидромашин назначается минимальная кинематическая вязкость жидкости: для шестеренных - 15сСт, для пластинчатых - 12сСт, роторно-поршневых - 8сСт и уточняется выбор типа параметров рабочей жидкости. Оцениваем местный нагрев жидкости при течении через существенные местные сопротивления:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta P_m}{(c_{ж} \cdot \rho_{ж})} \cdot 1880 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$$

где  $c_{ж}$  - удельная массовая теплоемкость жидкости.



Определяем осредненное приращение температуры по всей гидросистеме с расчётом тепловыделений и теплоотдач:

$$\Delta T = \Delta T_n \cdot e^{-\gamma t} + N_{\text{ТИ}} / P_{\text{ТП}} (1 - e^{-\gamma t});$$

$$\Delta T_n = T_n - T_0,$$

где  $T_n$  - начальная температура жидкости;  $T_0$  - начальная температура окружающей среды;

$$\gamma = p_{\text{ТП}} / c_{\text{T}}$$

$p_{\text{ТП}}$  - удельная плотность теплоотдачи в окружающую среду.

$$p_{\text{ТП}} = \sum_{i=1}^n K_{\text{ТП}i} \cdot F_{c_i}$$

где  $K_{\text{ТП}i}$  - коэффициент теплоотдачи в окружающую среду  $8 \div 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$ ;  $F_{c_i}$  - площадь поверхности  $i$ -го элемента системы

$$C_{\text{T}} = C_{\text{ж}} \cdot m_{\text{ж}} + C_{\text{с}} \cdot m_{\text{с}}$$

где  $m_{\text{ж}}$ ,  $m_{\text{с}}$  - масса жидкости и стенок;  $C_{\text{ж}}$ ,  $C_{\text{с}}$  - удельная массовая теплоемкость жидкости и стенок.

$$C = 5000 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$$

$$N_{\text{ТИ}} = N_{\text{ВИ}} + \Delta N,$$

где  $N_{\text{ТИ}}$  - мощность тепловых источников;  $N_{\text{ВИ}}$  - мощность внешних тепловых источников;  $\Delta N$  - внутренние потери энергии,  $N_{\text{ВИ}} = 0$

Далее определяем объем бака

$$V_6 = Q_{\text{нц}} \cdot Z_{\text{МИН}}.$$



$$\text{Площадь бака } F_6 = 6,7 \cdot V_6^{2/3}$$

$$t_y = (3 \div 4) / \gamma ,$$

где  $t_y$  – время достижения установившегося температурного режима

$$\Delta T = \Delta N / p_{\text{ТП}} ,$$

Далее сравниваем  $t_y$  и  $t_{\text{цикла}}$ ; если  $t_y > t_{\text{цикла}}$ , определяем осредненное приращение температуры по осредненной мощности  $\Delta N$ :

$$\Delta N_{\text{сред}} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta N_i \cdot t_i}{t_{\text{ц}}} ;$$

искомая установившаяся температура жидкости

$$T_{\text{ж}} = T_n + \Delta T ,$$

Если температура жидкости выше допустимой, то необходимо установить теплообменный аппарат с мощностью

$$N_{\text{та}} = N_{\text{ти}} - \rho_{\text{ТП}}(t_6 - t_0)$$

где  $t_6$  - допустимая температура жидкости в баке;  $t_0$  - температура окружающей среды.

Если  $t_y \leq t_{\text{цикла}}$ , то тепловой расчёт производится для каждого элемента цикла.

За начальную температуру перед насосом принимается температура окружающей среды. За начальную температуру перед гидродвигателем принимается установившаяся температура в баке.

#### 4.8. Динамический расчет ГП.

Динамический расчёт производится с целью определения величины скачка давления (максимальной динамической погрешности) и времени переходного процесса и других параметров качества регулирования перехода на самый нагруженный элемент цикла.



Динамический расчет гидропривода можно производить с использованием пакетов Matlab, MathCad или HydroCad.

Расчет производится с использованием математической модели, содержащей перечень допущений математической модели и дифференциальные уравнения, описывающие гидропривод.

В качестве примера рассмотрен динамический расчет гидропривода дроссельного регулирования. Система уравнений для гидропривода (рис.1), составлена при следующих допущениях:

- 1) поршень гидроцилиндра при разгоне и торможении перемещается вправо (рис.1);
- 2) клапан КП открыт, давление перед клапаном равно давлению поршневой полости гидроцилиндра;

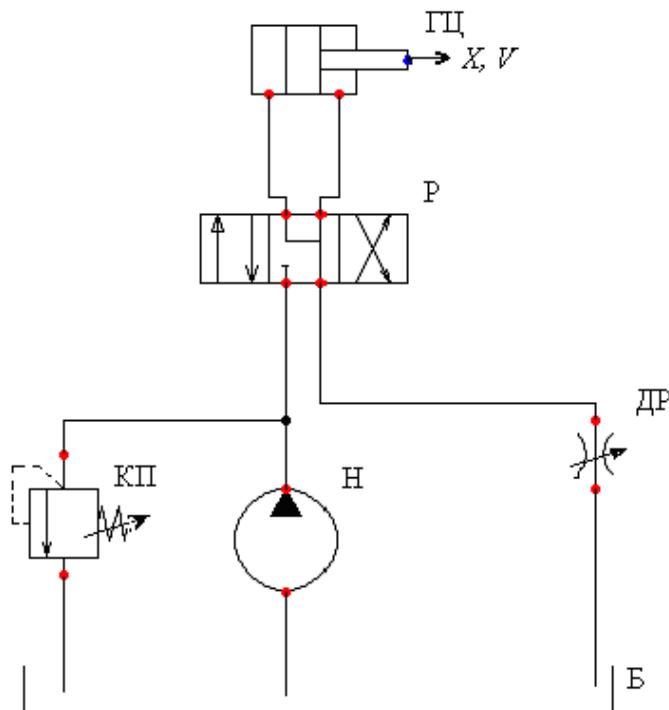


Рис. 1 Типовая принципиальная схема гидропривода дроссельного регулирования: ГЦ – гидроцилиндр; Р – распределитель типа 4/3; Н – насос; КП – предохранительно-переливной клапан; ДР – дроссель; Б – бак.



- 3) давление перед дросселем равно давлению в штоковой полости гидроцилиндра, а давление после дросселя равно нулю;
- 4) волновые процессы не учитываются, сжимаемость жидкости учитывается в объеме между поршнем гидроцилиндра и дросселем, а также между поршнем гидроцилиндра, насосом и клапаном;
- 5) модуль объемной упругости жидкости принят постоянным;
- 6) при разгоне поршня гидроцилиндра распределитель Р переключается из средней в левую позицию;
- 7) при торможении поршня гидроцилиндра распределитель находится в левой позиции, а нагрузка на поршень возрастает (или проходное сечение дросселя ДР уменьшается);
- 8) расход насоса при разгоне и торможении не меняется.

Математическая модель гидропривода содержит уравнение движения поршня гидроцилиндра и уравнения расходов.

Уравнение движения имеет вид:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{\pi}{4} D^2 p_2 - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_1 - R - F_{тр} \operatorname{sign} \frac{dx}{dt},$$

где  $M$  – приведенная к поршню гидроцилиндра масса подвижных частей гидропривода;  $x$  – перемещение поршня гидроцилиндра;  $t$  – время;  $D$  и  $d$  – диаметры поршня и штока гидроцилиндра;  $p_2$  и  $p_1$  – давление в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра;  $R$  – постоянная сила сопротивления на штоки гидроцилиндра;  $F_{тр}$  – сила трения (рис.1).

Уравнение расходов сливной линии имеет вид:

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{dx}{dt} - \mu \frac{\pi}{4} d_{др}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1} - \frac{W_1}{E} * \frac{dp_1}{dt} = 0,$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода дросселя ДР;  $d_{др}$  – диаметр условного прохода дросселя;  $\rho$  – плотность жидкости;  $W_1$  – объем жидкости между поршнем гидроцилиндра и дросселем;  $E$  – объёмный модуль упругости жидкости.

Уравнение расходов нагнетательной линии:



$$Q_H = \frac{\pi}{4} D^2 \frac{dx}{dt} + (p_2 - p_{кп}) \frac{Q_H}{\Delta p_H} + \frac{W_2}{E} * \frac{dp_2}{dt},$$

где  $p_{кп}$  - давление настройки клапана КП;  $\Delta p_H$  – подъем характеристики клапана, когда он пропускает жидкость с расходом насоса  $Q_H$ ;  $W_2$  – объем жидкости между поршнем гидроцилиндра, клапаном и насосом.

Решение уравнений с использованием пакета Matlab выполнить в следующей последовательности.

- 1) написать вектор функцию для системы уравнений;
- 2) написать файл – функцию для вызова солвера;
- 3) получить решения уравнений в виде графиков

$$x(t), V = \frac{dx}{dt}(t), p_2(t), p_1(t).$$

При написании вектора – функции вводятся обозначения:

$$x = y(1);$$

$$\frac{dx}{dt} = y(2);$$

$$p_1 = y(3);$$

$$p_2 = y(4).$$

Уравнения математической модели записываются в форме Коши:

$$\frac{dy(1)}{dt} = y(2);$$

$$\frac{dy(2)}{dt} = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{M} \left( \frac{\pi}{4} D^2 y(4) - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) y(3) - R - F_{TP} \text{sign} \frac{dx}{dt} \right);$$

$$\frac{dy(3)}{dt} = \frac{E}{W_2} \left( \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot y(2) - \frac{\pi}{4} \mu d_{ДР}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot y(3)} \right);$$



$$\frac{dy(4)}{dt} = \frac{E}{W_1} \left( Q_H - \frac{\pi}{4} D^2 \cdot y(2) - (y(4) - p_{кп}) \cdot \frac{Q_H}{\Delta p_H} \right).$$

Вектор – функция:

```
function F1 = RTskp(t,y)
F1 = [y(2);
(0.785*0.05^2*y(4)-0.785*(0.05^2-0.025^2)*y(3)-1500-
1000*sign(y(2)))/500;
(0.785*(0.05^2-0.025^2)*y(2)-0.9*0.785*(0.002^2)*
(2*y(3)/900)^0.5 ) *1.75e9/1e-3;
(60/60000-0.785*(0.05^2)*y(2)-(y(4)-
1e7)*60/(60000*5e5))*1.75e9/1e-3];
```

Вектор – функция при следующих значениях параметров гидропривода:

$M = 500 \text{ кг}$ ,  $R = 1500 \text{ Н}$ ,  $D = 0,05 \text{ м}$ ,  $d = 0,025 \text{ м}$ ;  
 $p_{кп} = 10^7 \text{ Па}$ ,  $W_1=W_2 = 0,001 \text{ м}^3$ ,  $E = 1.75 \cdot 10^9 \text{ Па}$ ,  
 $F_{тр} = 1000 \text{ Н}$ ,  $d_{др} = 0,002 \text{ м}$ ,  $\rho = 900 \text{ кг}$ ,  
 $\mu = 0,9$ ,  $\Delta p_H = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ,  $Q_H = 60/60000 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Файл – функция:

```
Y0 = [0; 0; 0; 10.5e6];
[T, Y] = ode23 ('RTskp', [0 1], Y0);
plot(T, Y(:,1), 'k')
hold on
plot(T, Y(:,2), 'k')
hold on
grid on
hold of
```

В первой строке файл – функция приведен вектор начальных условий:

$$x|_{t=0} = 0, \quad \frac{dx}{dt} \Big|_{t=0} = 0, \quad p_1|_{t=0} = 0 \quad p_2|_{t=0} = p_{кп} + \Delta p_H$$

Во второй строке приведена вектор-программа для вызо-



ва солвера ode23, реализующего метод решения Рунге –Кутты.

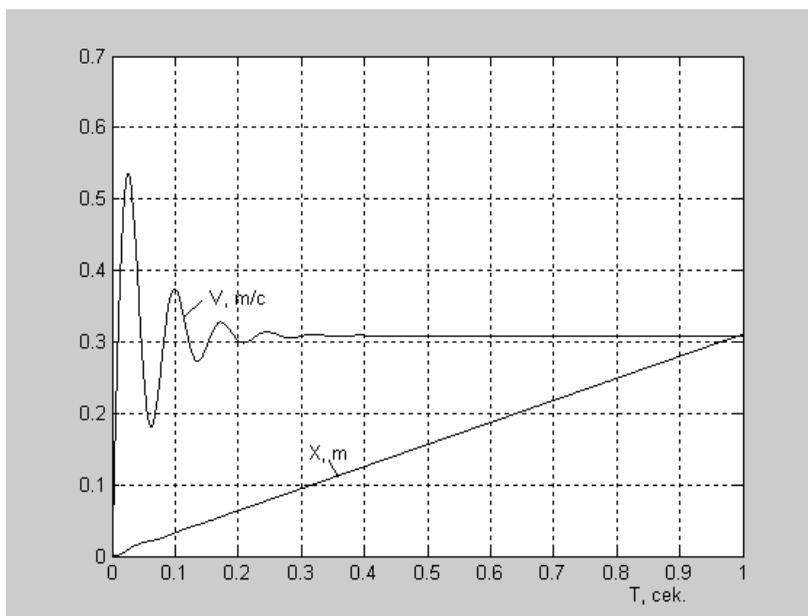
Обозначение RTskp вызывает функцию «Разгон-торможение», вектор – функция;

в квадратных скобках указан интервал счета от 0 до 1 сек.

Обозначение  $y(0)$  вызывает вектор начальных условий.

В последующих строках указаны данные для печати графика, где по горизонтали откладывается время «Т», а по вертикали – шкала для построения графика функции  $y(i)$ , где  $i$  номер функции. В результате расчета, после переходного процесса скорость поршня гидроцилиндра устанавливается на уровне 0.31 м/с, а давление  $p_1 = 11,6$  МПа,  $p_2 = 10,25$  МПа.

Изменение параметров: перемещения поршня гидроцилиндра  $X$ , скорости поршня  $V$  и давлений в полостях гидроцилиндра  $p_1$  и  $p_2$  в процессе разгона показано на рис.2, а в процессе торможения – на рис.3



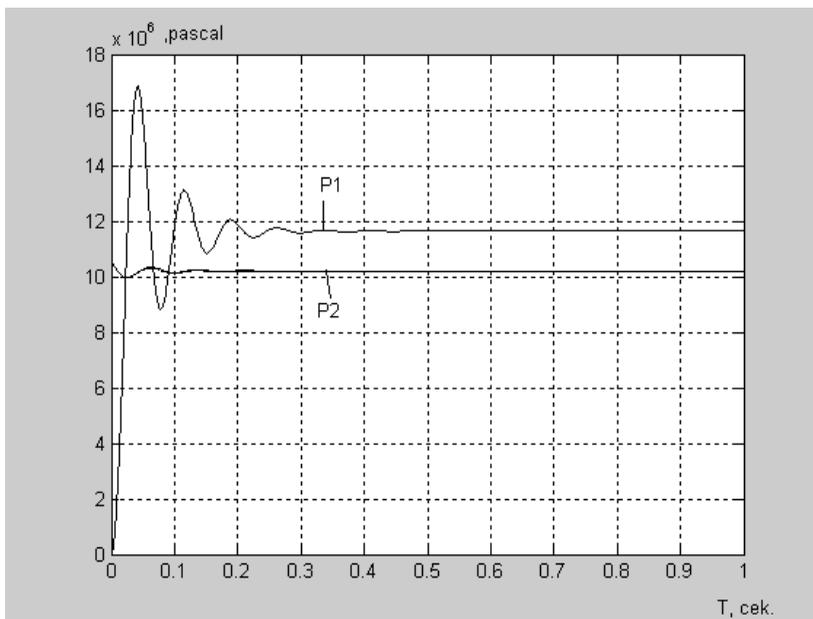


Рис.2 Переходные процессы при разгоне поршня гидроцилиндра

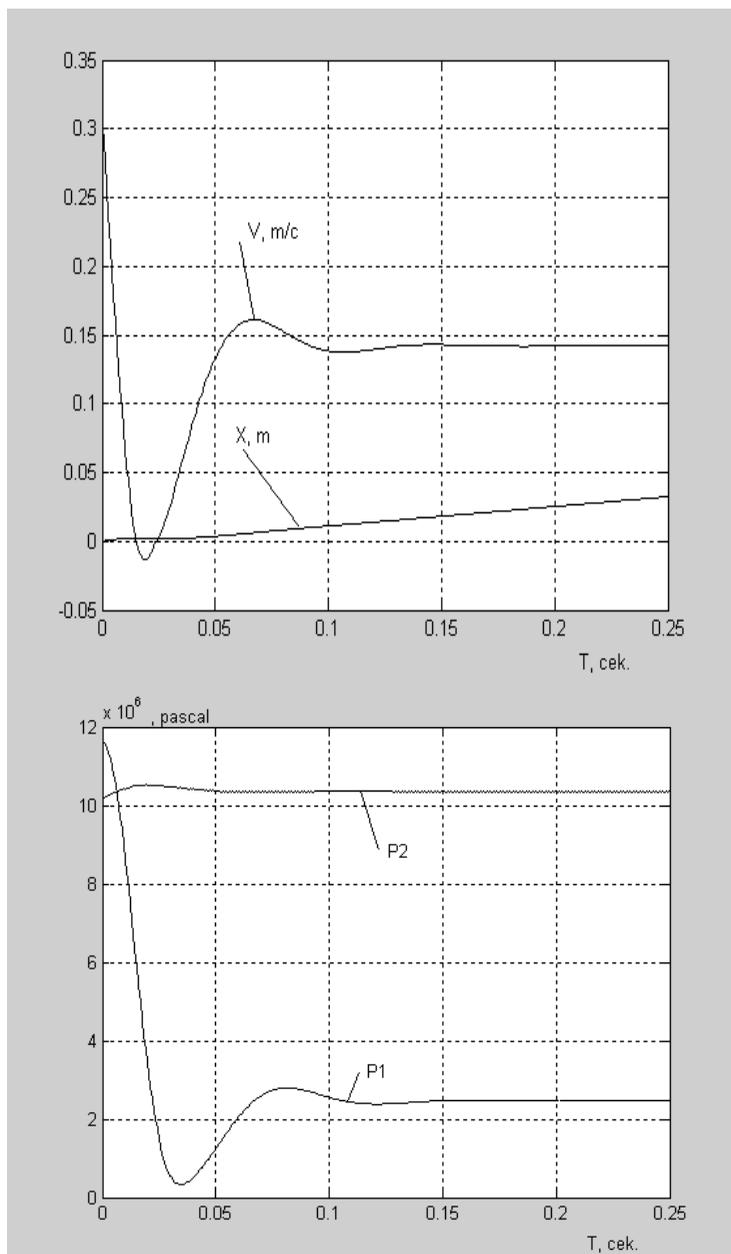


Рис.3 Переходные процессы при торможении поршня гид-роцилиндра



При расчете торможения используется вектор начальных условий

$$УО = (0; 0.31; 11.6e6; 10,25e6).$$

Увеличение нагрузки после переходного процесса с 1500 до 15000Н приводит к уменьшению скорости поршня гидроцилиндра до 0,14 м/с.

Как показывают дальнейшие расчеты, одновременное возрастание нагрузки с 1500 до 15000Н и увеличение диаметра условного прохода дросселя с 0.002м до 0.003м, практически не изменяет скорость поршня. Скорость остается на уровне 0,32 м/с.

Полученные в процессе динамического расчета графики дают возможность вычислить параметры качества регулирования.

По результатам динамического расчета корректируются параметры системы так, чтобы добиться заданных величин пере-регулирувания , времени переходного процесса и других параметров качества регулирования.

Методику динамического расчёта согласовать с руководителем проекта(работы).



## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Казмиренко В.Ф. Электрогидравлические мехатронные модули движения, - М.: Радио и связь, 2001.
2. Свешников В.К. Станочные гидроприводы, - М.: Машиностроение, 2007.
3. Иванов Г. М. Проектирование гидравлических систем машин, - М.: Машиностроение, 1992.
4. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов, - М.: Машиностроение, 1991.
5. Бажин И. И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода, - М.: Машиностроение, 1988.
6. Антоненко В. И., Тумаков А. А., Чернавский В. А. Расчет магистралей гидравлических и пневматических приводов машин и механизмов. Методические указания и задания по выполнению курсовой работы и типовых расчетов, - Ростов н/Д: ДГТУ, 2005.
7. Чернавский В. А. Кожухова А.В. Динамика и регулирование гидро и пневмо систем, - Ростов н/Д: ДГТУ, 2007.
8. Гудилин А. П. Гидравлика и гидропривод, - Горная книга, 2001.
9. Калицун Б. Л. Основы гидравлики и аэродинамики, - :Строй издат, 2001.
10. Чернавский В. А. Гидравлический расчет расходомеров, - Ростов нД: Издательский центр ДГТУ, 2002.
11. Сидоренко В. С. Изучение и разработка схмотехнических решений промышленного гидропривода, - Ростов нД: Издательский центр ДГТУ, 2006.
12. Сидоренко В. С., Абрамова В. Н., Рыбак А. Т. и др. Курсовое и дипломное проектирование гидрофицированной техники, - Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2005.



## ПРИЛОЖЕНИЕ 1

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГПС УЧАСТКОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ЛИНИЙ

#### Варианты задаваемых рабочих циклов и дополнительные требования

##### № 1

Заданный рабочий цикл привода подачи стола фрезерного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .
3. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- расположение цилиндра горизонтальное;
- скорость рабочего хода регулируемая, стабилизирована по нагрузке;
- скорости быстрого подвода и отвода постоянные с использованием полной производительности насосной установки;
- в положении «Стоп» насосная установка разгружена на гидробак при минимальном давлении;
- более низкая скорость быстрого перемещения обеспечивается регулируемым дросселем;
- время реверсирования движения стола регулируемое.

**№ 2**

Заданный рабочий цикл привода инструмента протяжного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Рабочий ход протяжки с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
3. Выдержка на упоре.
4. Быстрый отвод протяжки  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируемые;
- скорости обратного хода постоянные максимальные;
- разгрузка насоса в положении «Стоп»;
- управление распределителем гидравлическое от упоров стола;
- время реверсирования движения протяжки не регулируется;
- остановка протяжки в любом положении поршня гидроцилиндра;
- система остается заполненной при отключенном насосе.

**№ 3**

Заданный рабочий цикл подачи сверлильной головки вертикально-сверлильного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вверх с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .
3. Рабочий ход вверх с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
4. Реверсирование движения.
5. Быстрый отвод вниз с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра подачи вертикальное;
- рабочая скорость головки регулируемая;
- скорость  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$  и  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$  постоянные, более низкая скорость обеспечивается регулируемым дросселем;
- уравнивание веса перемещающихся частей вертикально-сверлильной головки;
- разгрузка насоса при остановке цилиндра в любом положении;
- управление распределителем для реверсирования движения гидравлическое.

**№ 4**

Заданный рабочий цикл привода подачи хонинговального станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Рабочий ход вниз с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
3. Реверсирование движения.
4. Обратный ход вверх с  $\mathcal{G}_{\text{БО}} = \mathcal{G}_{\text{РП}}$ .

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра вертикальное;
- подключение силового цилиндра дифференциальное (для обеспечения равных скоростей рабочего и обратного ходов несимметричного силового цилиндра);
- уравнивание веса перемещающихся частей хонинговальной головки;
- разгрузка насоса в любом положении гидроцилиндра;
- управление рабочим циклом головки от конечных выключателей;
- давление в системе управления пониженное;
- регулирование скоростей головки дроссельное;
- управление распределителями электрогидравлическое с регулированием времени реверсирования движения.



## № 5

Заданный рабочий цикл привода поперечной подачи токарного

полуавтомата:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .
3. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{РП1}}$ .
4. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
5. Обратный ход с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- скорости рабочих и обратного хода регулируемые, независимые;
- разгрузка насоса в положении «Стоп»;
- стабилизация скорости во время рабочих ходов,  $\mathcal{G}_{\text{РП1}} = 1,3 * \mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
- при быстрых перемещениях скорости не стабилизированы, более низкая обеспечивается дросселем;
- управление распределителем электрогидравлическое от упоров стола, без регулирования времени реверса;
- движение стола обеспечивает гидромотор через зубчатую передачу с  $U=1/3$  и передачу винт-гайка с  $t_{\text{в}}=2,5$  мм.

**№ 6**

Заданный рабочий цикл агрегатной головки:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .
3. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
4. Выдержка на упоре  $t_{\text{в}} = 3 \text{ с}$ .
5. Быстрый отвод с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорость рабочего хода регулируемая;
- скорость обратного хода постоянная с использованием полного расхода насосной установки;
- разгрузка насосной установки в положении «Стоп»;
- скорость быстрого подвода нерегулируемая с использованием суммарного расхода насосов.

**№ 7**

Заданный рабочий цикл агрегатной головки:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод влево с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .
3. Рабочий ход влево с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- расположение силового механизма горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируются дросселем, но без стабилизирующих расход устройств;
- скорость обратного хода нерегулируемая с использованием полного расхода насосной станции;
- разгрузка насосной установки в положении «Стоп»;
- управление распределителями электрогидравлическое;
- движение стола обеспечивает гидромотор через зубчатую передачу с  $U=1/2$  и передачу шестерня-рейка с  $Z_k=20$ ,  $m=3\text{мм}$ .

**№ 8**

Заданный рабочий цикл привода подачи радиально-сверлильного станка:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вниз с  $\mathcal{G}_{\text{БП}}$ .
3. Рабочий ход вниз с  $\mathcal{G}_{\text{РП}}$ .
4. Реверс движения.
5. Быстрый отвод вверх с  $\mathcal{G}_{\text{БО}}$ .

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра вертикальное;
- скорости рабочих ходов регулируются дросселем на «выходе» со стабилизацией расхода;
- обратный ход поршня цилиндра с постоянной максимальной скоростью;
- команда на реверс движения поршня от конечных выключателей;
- управление распределителем электрогидравлическое;
- уравнивание веса перемещаемых частей;
- принудительный теплоотвод из системы;
- останов в любом положении поршня с разгрузкой насоса.



## № 9

Заданный рабочий цикл привода подачи стола фрезерного полуавтомата:

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод стола вправо с  $\mathcal{G}_{БП}$ .
3. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{РП1}$ .
4. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{РП}$ .
5. Реверс движения.
6. Быстрый отвод стола с  $\mathcal{G}_{БО}$ .

Дополнительные требования:

- расположение силового цилиндра горизонтальное;
- скорости рабочего хода регулируются дросселями, стабилизированы по нагрузке  $\mathcal{G}_{РП1} = 1,2 * \mathcal{G}_{РП}$ ;
- команда на реверс стола, изменение скорости поступает от упоров, действующих на конечные выключатели;
- обратный ход с постоянной скоростью;
- управление циклом работы – от распределителя;
- в положении «СТОП» обеспечить разгрузку насоса;
- дроссель совместно с 3-позиционным распределителем образуют трехскоростную панель.



## № 10

Заданный рабочий цикл привода подачи отрезного станка

1. Исходное положение «Стоп».
2. Быстрый подвод вправо с  $\mathcal{G}_{БП}$ .
3. Торможение цилиндра, медленный подвод с  $\mathcal{G}_{РП1}$ .
4. Рабочий ход вправо с  $\mathcal{G}_{РП}$ .
5. Реверс движения.
6. Быстрый отвод с  $\mathcal{G}_{БО}$ .

Дополнительные требования:

- расположение цилиндра горизонтальное;
- быстрый подвод и отвод отрезного суппорта обеспечивается за счет полной производительности насоса;
- медленный подвод обеспечивает обычный дроссель, подключаемый распределителем,  $\mathcal{G}_{РП1} = 1,1 * \mathcal{G}_{РП}$ ;
- регулятор расхода обеспечивает скорость рабочего хода;
- останов в любом положении суппорта с разгрузкой насоса;
- время реверса регулируется;
- регулируемое подпорное давление на сливе.



## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

## Исходные данные

Вариант	№ Вариантов рабочих циклов	Расчет -ная нагруз -ка	Время ускорений перемещения привода		Ско-рости рабо-чего хода, $V_{п}$ , м/мин.	Дли-на хода $L_{н}$ , М	Дли-на рабочего хода $L_{м}$ , М	Длина трубопро- вода, м		Тре-бова-ние по К.П.Д	Требования по мас-сога-баритным показателям	Требуется-ние по стоимости	Приведенная масса, кг тмв
		Нс	$t_{п}$ , с	$t_{н}$ , с				нап	сл				
		КН, Н·м											
1	1,2	400,50 0	5,0	4,0 3,5	0,8 1,0	0,5	0,25	2,5	3,0	б/о	min	min	400,200
2	3,4	500,60 0	4,0	4,0 4,0	1,0 1,0	0,3	0,15	4,0	3,0	max	min	min	300,300
3	5,6	100,50 0	4,0 4,5	4,0 4,1	0,8 0,9	0,3	0,1	5,5	5,5	max	б/о	б/о	200,200
4	7,8	60,600	5,0 4,0	4,0 3,5	0,6 1,0	0,4	0,3	4,0	4,5	б/о	min	min	500,400
5	9,10	400,60 0	6,0 5,0	5,5 3,5	1,1 0,9	0,6	0,3	4,0	4,0	max	min	б/о	250,300
6	2,3	600,24 0	4,0	5,1 4,2	0,6 0,7	0,4	0,2	3,0	5,0	max	min	min	350,300
7	4,5	450,10 0	3,0	3,5 4,1	0,7 0,6	0,5	0,2	5,0	6,0	max	б/о	б/о	450,500
8	6,7	500,90	5,1 5,3	4,0 3,5	0,5 1,0	0,7	0,4	6,5	3,0	max	б/о	min	500,500
9	8,5	450,50 0	4,5 4,1	3,8 4,0	1,0 0,9	0,4	0,1	2,5	5,0	б/о	min	б/о	550,400
10	1,3	500,40 0	4,4 4,0	4,0 3,8	0,5 1,0	0,45	0,2	5,5	3,0	max	min	min	450,200
11	2,4	400,40 0	-	5,0 5,1	0,6 0,9	0,6	0,25	4,0	4,0	б/о	min	min	400,300
12	5,7	90,120	5,5 4,5	4,5 5,1	0,7 0,8	0,7	0,2	6,0	4,04	max	б/о	б/о	300,300
13	6,8	500,50 0	6,8 5,8	5,0 5,1	0,9 0,9	0,3	0,15	5,5	4,0	max	б/о	min	360,400
14	5,2	600,28 0	5,3	4,8 4,7	0,9 1,0	0,4	0,3	3,5	5,05	max	min	б/о	450,250
15	10,4	550,43 0	5,5	4,0 4,1	1,0 0,7	0,6	0,2	2,5	5,0	max	min	б/о	550,250



## Инновационные методы проектирование ГПС

16	2,5	400,10 0	3,0	5,5 3,5	0,5 1,0	0,5	0,2	3,5	4,5	б/о	min	б/о	500,500
17	3,6	500,35 0	5,0 4,8	4,0 3,5	0,9 0,8	0,4	0,2	6,5	5,5	max	min	min	260,250
18	4,7	450,12 0	4,0	5,0 3,0	0,8 0,6	0,5	0,25	6,0	3,0	max	б/о	min	300,300
19	5,8	90,450	3,0 4,8	3,2 3,3	0,6 0,7	0,3	0,1	3,0	6,0	max	б/о	б/о	400,300
20	6,5	580,48 0	5,0 6,0	4,0 5,0	0,8 0,6	0,35	0,15	4,0	6,0	max	min	б/о	500,300
21	7,10	100,60 0	9,2 5,5	4,1 4,3	1,0 0,8	0,6	0,3	5,0	5,0	б/о	min	б/о	550,250
22	8,2	480,55 0	5,3	4,0 4,8	0,6 0,7	0,7	0,4	4,0	4,0	max	min	min	350,500
23	9,3	400,60 0	4,0 5,0	4,5 4,4	0,7 0,9	0,6	0,25	2,0	2,0	max	б/о	б/о	400,500
24	10,8	450,68 0	5,8 5,5	5,0 4,5	1,0 0,9	0,4	0,3	1,0	1,3	б/о	min	б/о	400,400
25	5,10	600,90	5,9 5,1	4,0 4,2	0,5 0,8	0,7	0,2	4,5	4,0	max	min	б/о	560,250