

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПАРОВОЗДУШНОГО МОЛОТА ЕК6-АМ ПУТЕМ ЗАМЕНЫ ПРИВОДА НА ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ

Андрей Игоревич Фирсов

Студент 6 курса

Кафедра «Технологии обработки металлов давлением»

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель: В.А. Кривошеин,

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Технологии обработки металлов давлением»

Введение

Гидравлические молоты – новый прогрессивный вид кузнечно-прессовых машин. Обладая всеми преимуществами паровоздушных молотов, они лишены многих их недостатков – быстроходны, имеют высокий коэффициент полезного действия, снабжены индивидуальным приводом, не требуют дорогих котельных или компрессорных установок.

Практически любой ковочно-штамповочный молот устаревшей конструкции может быть легко модернизирован путем установки индивидуально адаптируемой гидравлической приводной системы.

Современные электронные системы управления обеспечивают возможность работы штамповочных молотов в полностью автоматическом режиме.

Разработанная гидравлическая система с насосно-аккумуляторным приводом и дроссельным регулированием имеет следующие преимущества по сравнению с паровоздушной:

- Высокая точностьковки
- Высокая частота производимых ударов
- Высокая точность дозирования энергии
- Простое и комфортное управление
- Возможность автоматизации
- Оптимальный срок службы штамповочного инструмента
- Высокая экономичность благодаря низкому энергопотреблению в сравнении с пневматическими силовыми агрегатами
- Высокая эксплуатационная гибкость вследствие отсутствия необходимости подвода паро- и пневмомагистралей. Постоянная готовность к работе
- Снижение рабочего шума, улучшенные экологические условия труда

Принцип действия паровоздушного молота:

Паровоздушный молот оснащен пневматическим сервоуправлением.

Управление паровоздушным молотом (рис.1.) осуществляется с помощью рычага управления 1. В зависимости от положения рычага молот осуществляет 3 режима работы: одиночными ходами, медленное сближение или удержание бабы на весу, автоматические удары. При автоматических ударах обратная связь осуществляется с помощью устройства автоуправления 2. Рабочим цилиндром является верхняя баба 3, внутри которой находится главный распределительный клапан 7 (рис.2). При рабочем ходе воздух по главной магистрали 8 через отверстия подается в рабочую полость цилиндра 9. Возвратный ход осуществляется за счет более тяжелой нижней бабы 4. Смазка осуществляется автоматически: посредством обратной связи при каждом рабочем устройстве смазки 6 подает новую порцию смеси.

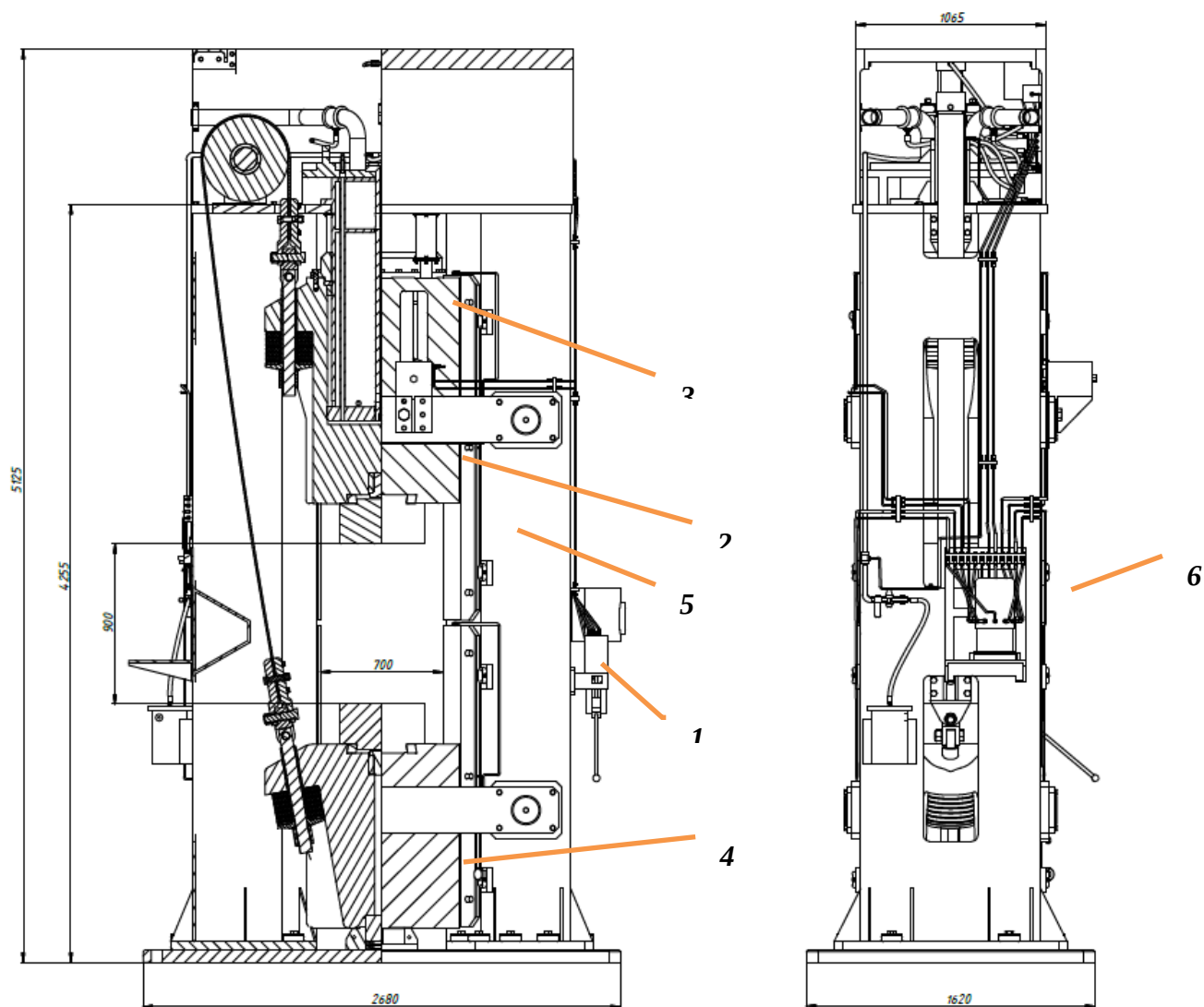


Рис.1. Общий вид паровоздушного молота

1-рычаг управления, 2-устройство автоуправления, 3-верхняя баба, 4-нижняя баба, 5-станина, 6-устройство смазки

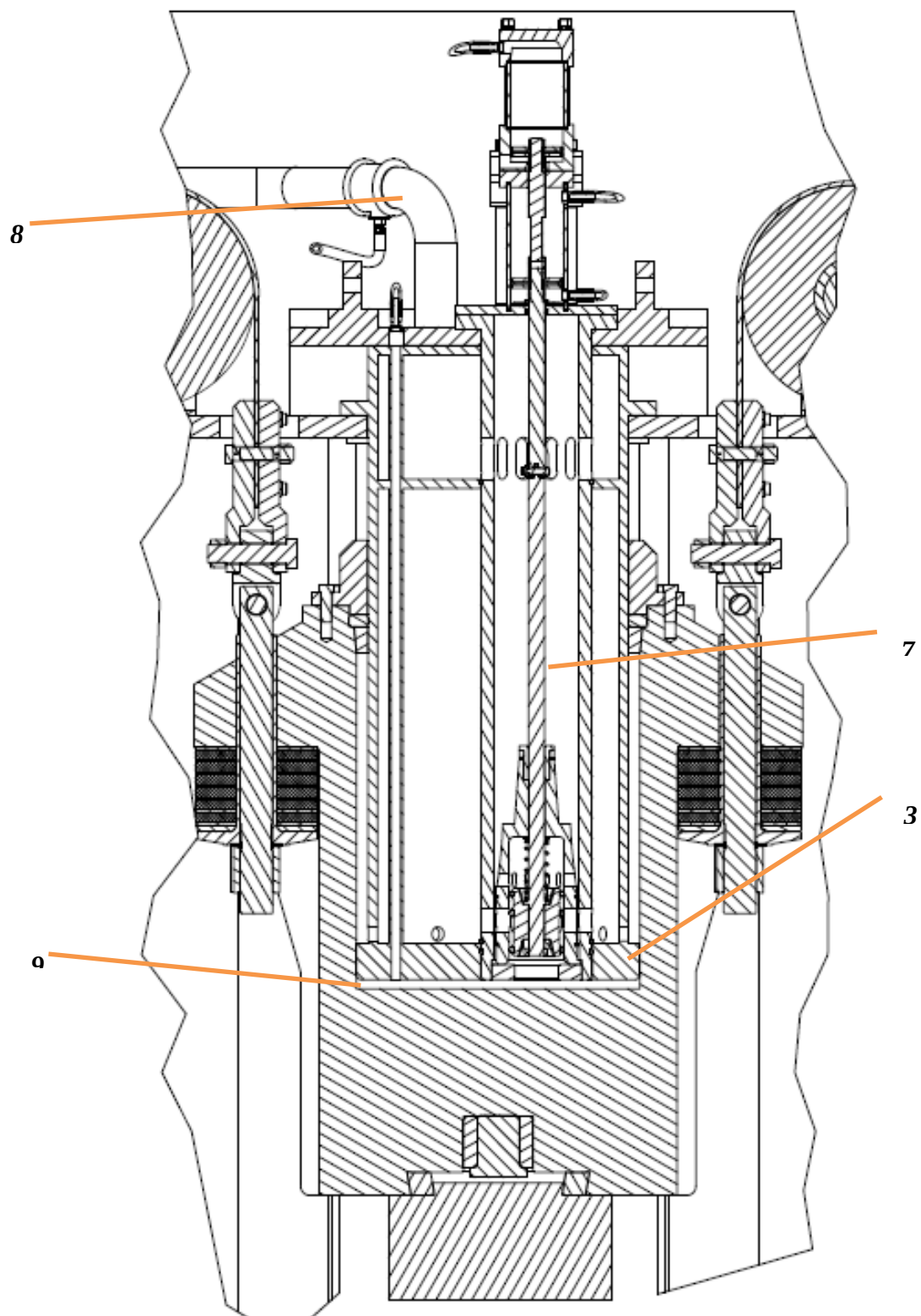


Рис.2. Исполнительный механизм паровоздушного молота.
3-верхняя баба, 7-главный распределительный клапан, 8-главная магистраль, 9-рабочая полость цилиндра

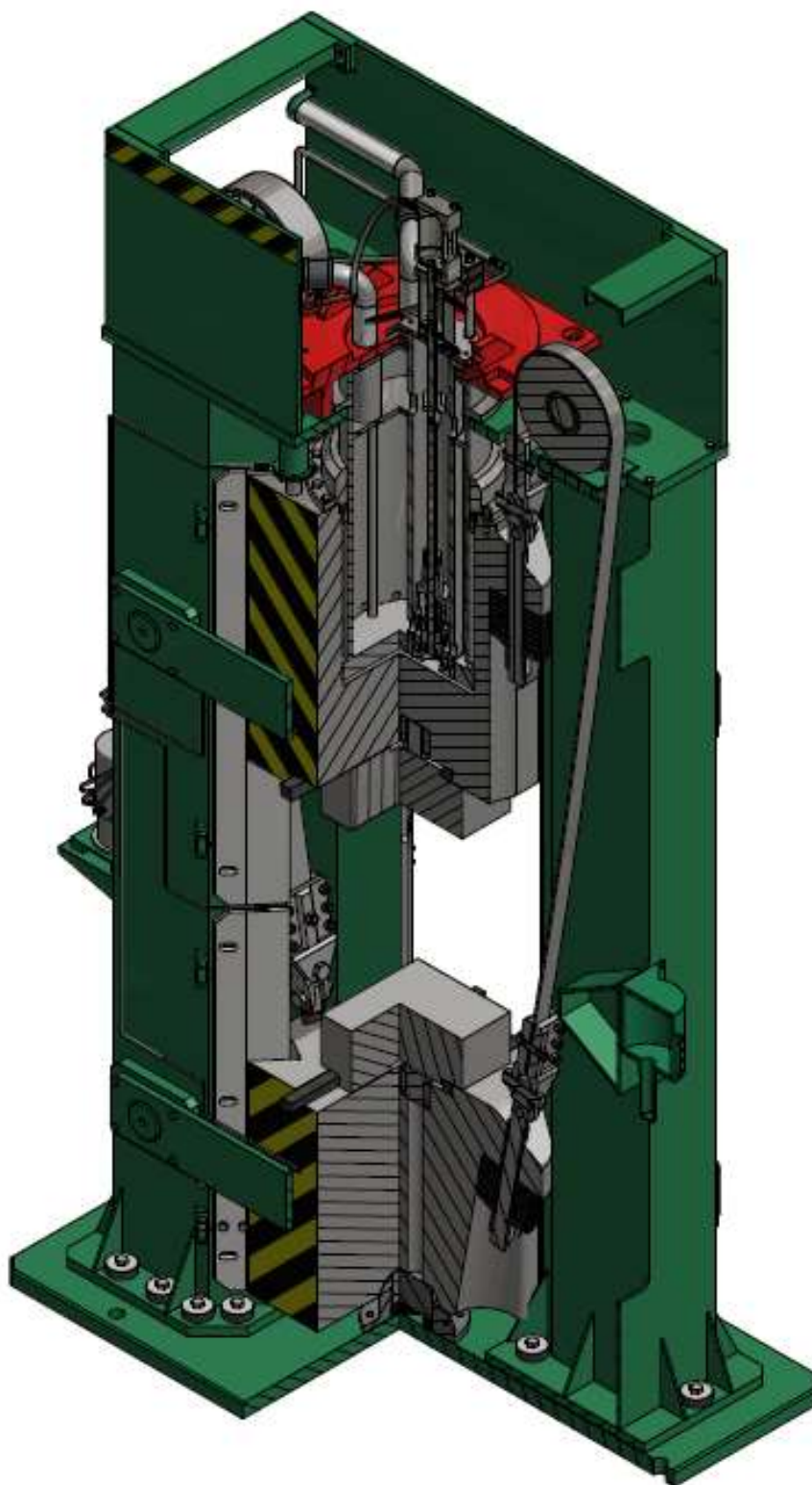


Рис.3. Изометрический вид паровоздушного молота.

Устройство системы управления позволяет добиться высокой производительности (до 80 ударов/мин). Однако большое количество управляющих элементов и ее сложность может привести к частому выходу из строя.

С появлением новых технологий и систем ЧПУ становится возможным точно дозировать энергию удара и практически полностью автоматизировать работу, тем самым повысить производительность и технологичность производства.

На основании выше изложенного рассмотрим замену устаревшего паровоздушного привода на гидравлический.

Расчет системы управления гидравлического привода:

В программной среде РТС Mathcad 14 произведены следующие расчеты:

Допущения:

- Твердые звенья – абсолютно жесткие
- Жидкость вязкая, несжимаемая, нетеплопроводная
- Трубы не деформируются
- Давление в сливных баках постоянное
- Силы сопротивления в уплотнения и направляющих постоянны

Исходные данные:

- Эффективная энергия удара $T_3=63\text{кДж}$
- Масса верхней бабы $M_в=2250\text{кг}$
- Масса нижней бабы $M_н=2750\text{кг}$
- Давление газа $p_{03}=10\text{Мпа}$
- Показатель адиабаты $n=1$
- Приведенные длины трубопровода $l_1=l_2=8\text{м}$
- Плотность минерального масла $\rho=900\text{кг/м}^3$
- Коэффициенты сопротивлений трубопровода $\varepsilon_1=50, \varepsilon_2=25$

Получив значения площади поршня($d=125\text{мм}$) и кольца($d_{\text{штока}}=70\text{мм}$), можно решить уравнение Риккати

$$a \frac{dv}{dt} + bV^2 + kx - c = 0$$

$$a = M + \Delta M + 0.97\rho l_1 f_1 + 1.03\rho l_2 f_2 = 5.563 \times 10^3 \text{ кг}$$

$$b = 0.485\rho\varepsilon_1 f_1 + 0.515\rho\varepsilon_2 f_2 = 167.967 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

$$k = 0.97np_{03} \frac{f_1^2}{V_{03}} = 2.612 \times 10^4 \frac{\text{кг}}{\text{с}^2}$$

$$c = 0.97p_{03}f_1 - 1.03p_5f_2 + 0.95Mg = 1.08 \times 10^5 \text{ Н}$$

Т.к величина b мала, то ее можно исключить из расчета, примем $b=0$

$$V(x) = \sqrt{2 \frac{c}{a} x - \frac{k}{a} x^2}$$

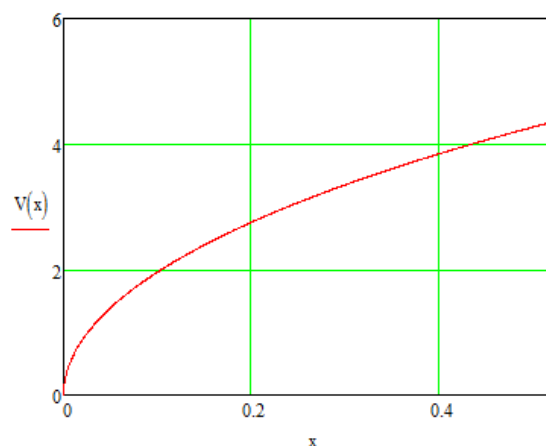


Рис.4. График зависимости скорости V от перемещения бабы x

$$t(x) = \sqrt{\frac{a}{k} \left(\arcsin\left(\frac{k}{c}x - 1\right) + \frac{\pi}{2} \right)}$$

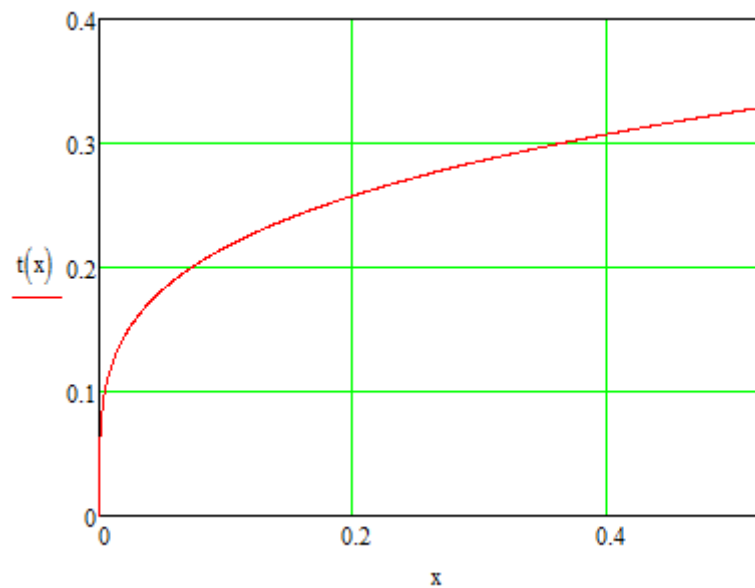


Рис.5. График зависимости времени t от перемещения бабы x

Из полученных графиков рис.4 и рис.5 видно, что максимальная скорость бабы составляет $V=4.12$ м/с, время рабочего хода $t_p=0.311$ сек.

Моделирование режима автоматических ударов в программном комплексе ПА9:

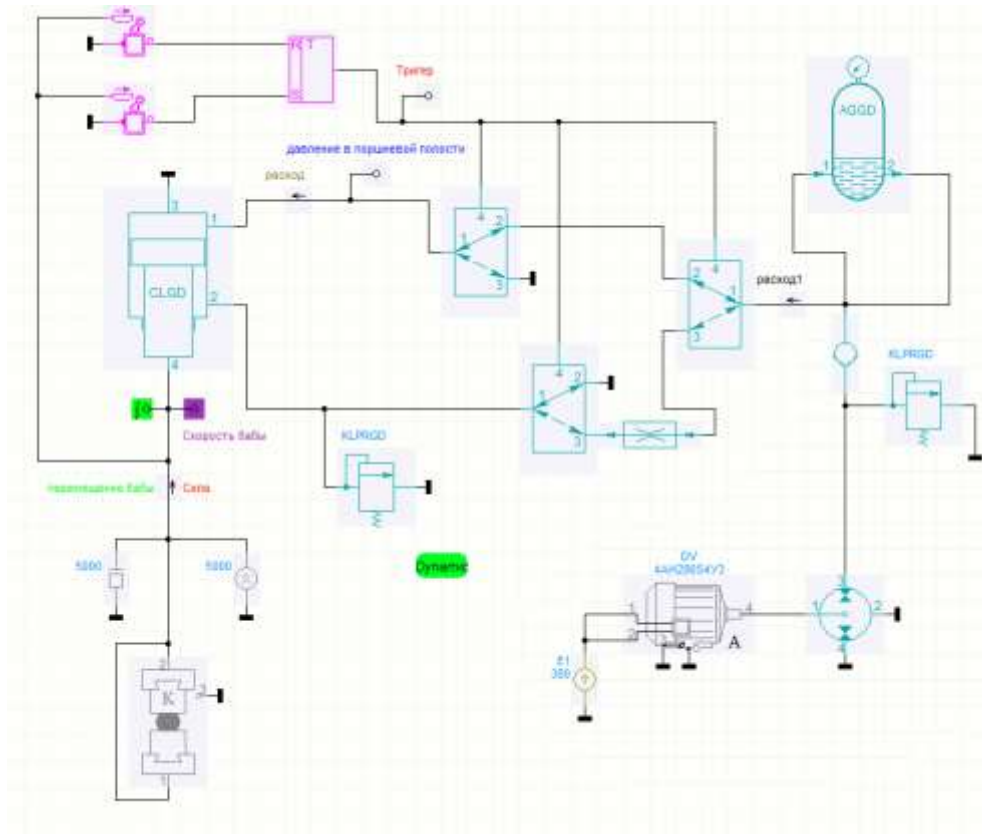


Рис.7. Схема управления в ПА9

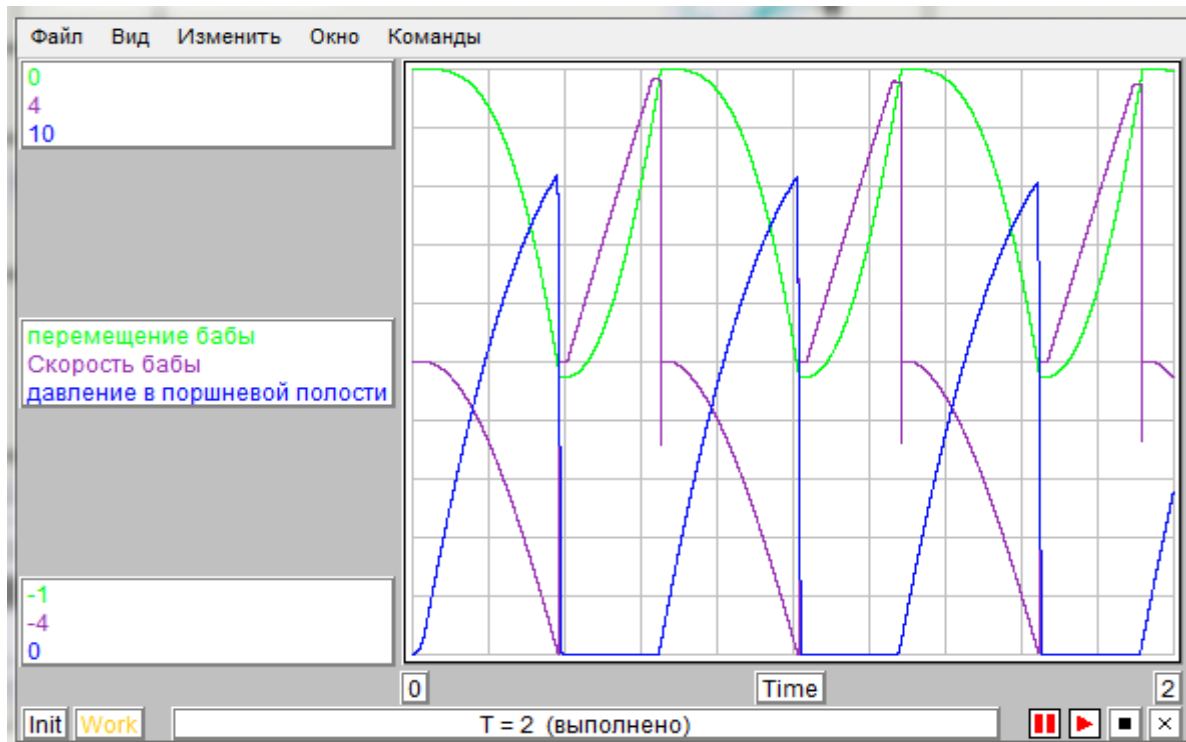


Рис.8. Циклограмма работы молота

Из циклограммы, полученной в ПА9 видно:

- максимальная скорость бабы составляет $V=4$ м/с
- давление в поршневой полости $p=10$ МПа
- время рабочего хода $t_p=0.355$ сек

Параметры аккумулятора:

Параметры модели:			
1	DU1	0.07	Диаметр входной магистрали, м
2	DU2	0.07	Диаметр выходной магистрали, м
3	P0	10	Начальное давление газа, МПа
4	V0	10	Начальный объем газа, м³
5	VM	1	Маневровый объем аккумулятора, м³
6	RO	980	Плотность рабочей жидкости кг/(м³)
7	K	1.4	Показатель адиабаты рабочего газа
8	SP	1	Площадь поверхности газовой части аккумулятора, м²
9	DLTST	0.008	Толщина стенки аккумулятора, м
10	CST	0.45	Уд.теплоемк.матер.стенки аккумулятора, кДж/(кг*град)
11	LAMBDST	5.4	Уд.теплопров.матер.стенки аккумулятора, кДж/(м²*с*град)
12	KST	11.5	Уд.теплоотдача поверхн.газовой части аккумулятора, кДж/(м²*с*град)
13	ROST	7850	Плотность материала стенки ресивера, кг/(м³)
14	TSR	20	Температура наружной среды, град

Рис.9. Параметры аккумулятора.

Параметры насоса:

		Параметры модели:	
1	PN	32	Номинальное давление, МПа
2	QN	0.0033	Номинальная производительность (расход), м³*м³/с
3	WN	150.8	Номинальная частота вращения, 1/с
4	KPDMN	0.85	Механический КПД в номинальном режиме
5	KPDVN	0.96	Объемный КПД в номинальном режиме
6	JR	0.45	Момент инерции ротора, кг*м²
7	JK	2.1	Момент инерции корпуса, кг*м²

Рис.10. Параметры насоса

Параметры электродвигателя:

			Параметры модели:
1	PNOM	132	Номинальная мощность, кВт
2	W0	157.1	Синхронная частота вращения, 1/с
3	V1FN	380	Номинальное фазное напряжение, В
4	KPDNOM	0.930	КПД в номинальном режиме
5	COSFIN	0.89	cos fi в номинальном режиме
6	J	1.80	Момент инерции ротора, кг*м*м

Рис.11. Параметры электродвигателя.

Параметры гидроцилиндра:

			Параметры модели:
1	DP	0.125	Диаметр поршня, м
2	HP0	0	Начальная высота поршневой полости, м
3	DHP0	0.02	Прив.высота вредн.пространства поршневой полости, м
4	HUPP	0.02	Высота уплотнения поршня, м
5	KTUPP	0.08	Козффициент трения в уплотнении поршня
6	PUPP	50	Сила трения в упл.поршня от предв.поджатия, Н
7	DMP	0.07	Диаметр входа в поршневую полость, м
8	DSH	0.07	Диаметр штока, м
9	HS0	0.525	Начальная высота штоковой полости, м
10	DHS0	0.02	Прив.высота вредн.пространства штоковой полости, м
11	HUPSH	0.02	Высота уплотнения штока, м
12	KTUPSH	0.08	Козффициент трения в уплотнении штока
13	PUPSH	50	Сила трения в упл.штока от предв.поджатия, Н
14	DMSH	0.07	Диаметр входа в штоковую полость, м
15	S	0.02	Толщина стенки цилиндра, м
16	EM	2e11	Модуль упругости материала корпуса цилиндра, Па
17	EG	2e9	Модуль объемной упругости рабочей жидкости, Па
18	RO	980	Плотность рабочей жидкости, кг/м*м*м

Рис12.Параметры гидроцилиндра

Гидроцилиндр:

Спроектированный гидроцилиндр рис.13 имеет сварную конструкцию, рабочее давление $p_{ном}=10$ Мпа, материал Сталь40Х.

Цилиндр крепится болтами к верхней плите молота. Для большей жесткости конструкции имеются 3 ребра жесткости.

Цилиндр прост по своей конструкции и технологичен при изготовлении.

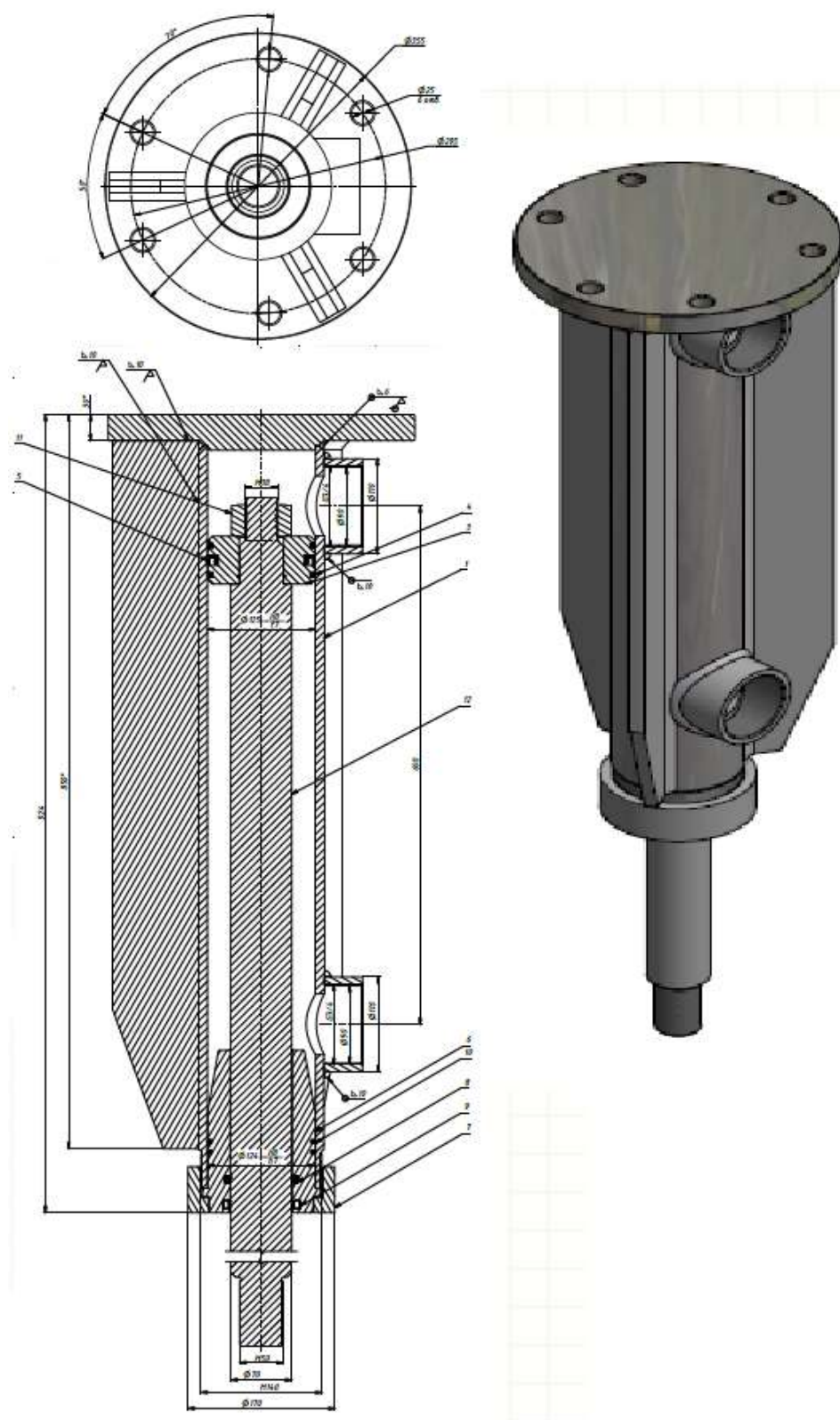


Рис.13.Гидроцилиндр.

Гидроаккумулятор:

Гидроаккумулятор поршневого типа рис.14 имеет сборную конструкцию, рабочее давление $p_{ном}=10$ МПа, материал Сталь40Х.

Аккумулятор имеет воздушный ресивер для накопления потенциальной энергии сжатого газа.

Простая конструкция технологична при изготовлении и удобна при монтаже на станину молота.

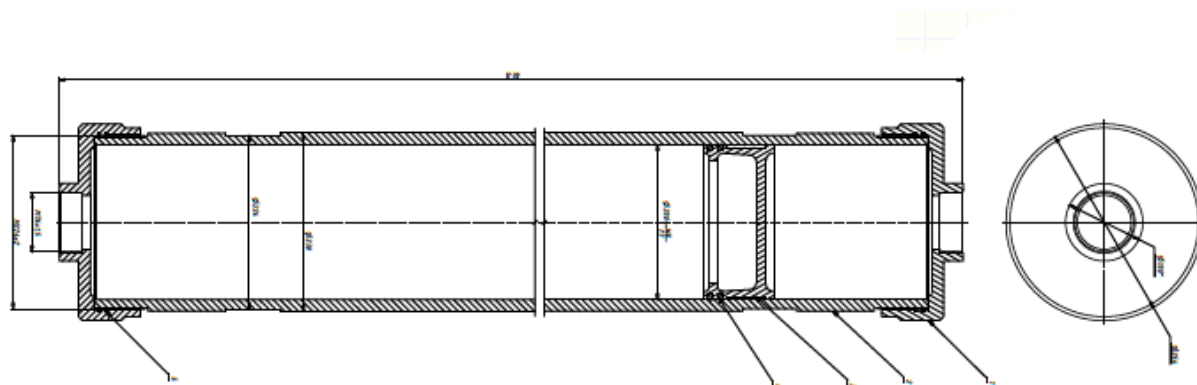


Рис.14. Гидроаккумулятор.

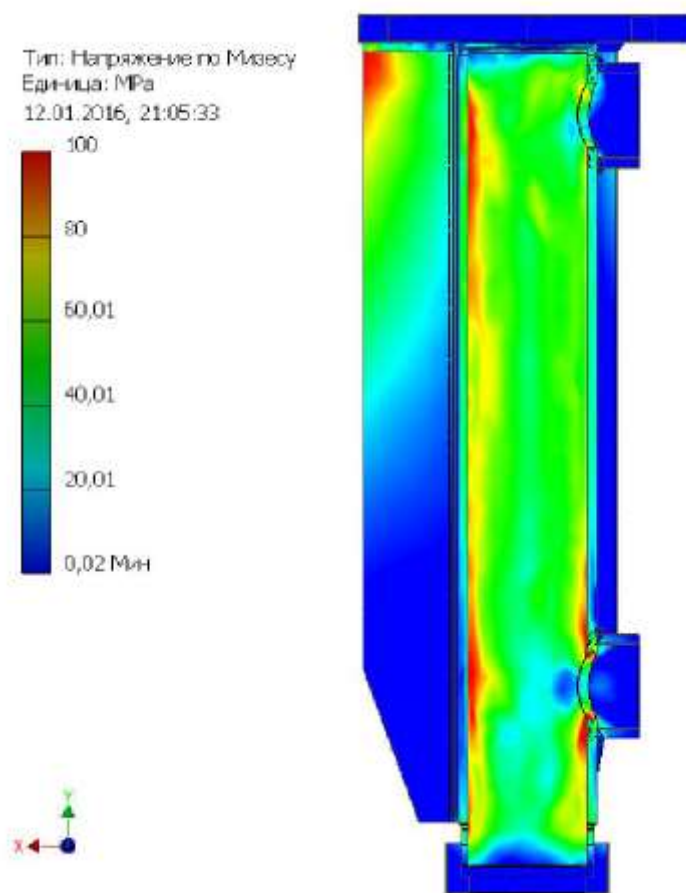
Расчет на прочность исполнительных механизмов:

Рис.15. Моделирование гидроцилиндра

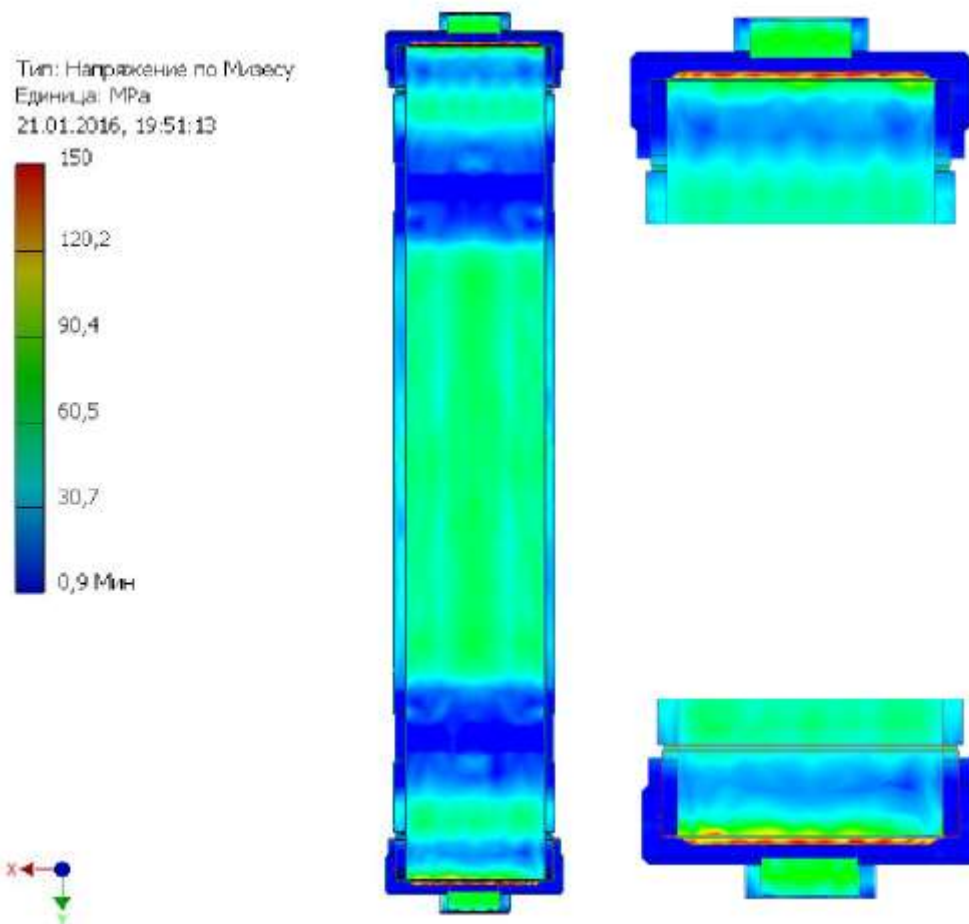


Рис.16. Моделирование гидроаккумулятора.

В результате моделирования в среде AutodeskInventor 2015 рис.15, рис.16 были подобраны и рассчитаны на прочность конструкции аккумулятора и гидроцилиндра. получены следующие результаты:

- Максимальное напряжение в цилиндре $\sigma_{\max}=98.6$ МПа
- Запас прочности гидроцилиндра $n=4.56$
- Максимальное напряжение в аккумуляторе $\sigma_{\max}=149.7$ МПа
- Запас прочности аккумулятора $n=3.1$

Конструкция и принцип действия гидравлического молота:

В конструкции молота полностью заменена система управления на гидравлическую. Все элементы привода гидроаккумулятор 1, гидроцилиндр 2, электродвигатель 3, аксиально-поршневой насос 4 расположены на верхней плите молота. Такая компоновка компактна и эргономична.

Шток 5 гидроцилиндра имеет на конце резьбу и соединен с шайбой 6, которая крепится к верхней бабе 7 болтами на предварительно подготовленной площадке.

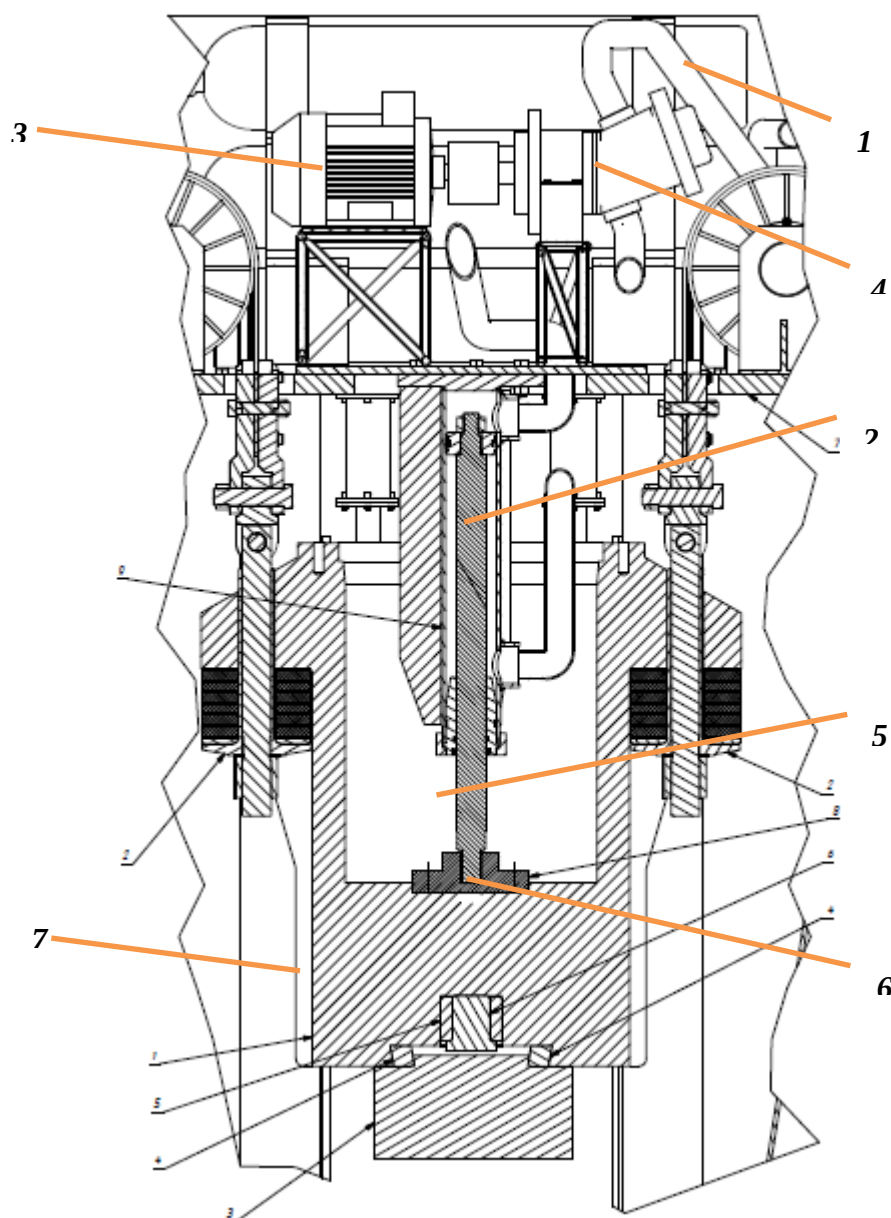


Рис.17. Исполнительный механизм гидравлического молота
1-гидроаккумулятор, 2-гидроцилиндр, 3-электродвигатель, 4-аксиально-поршневой насос, 5-шток, 6-шайба, 7-
верхняя баба

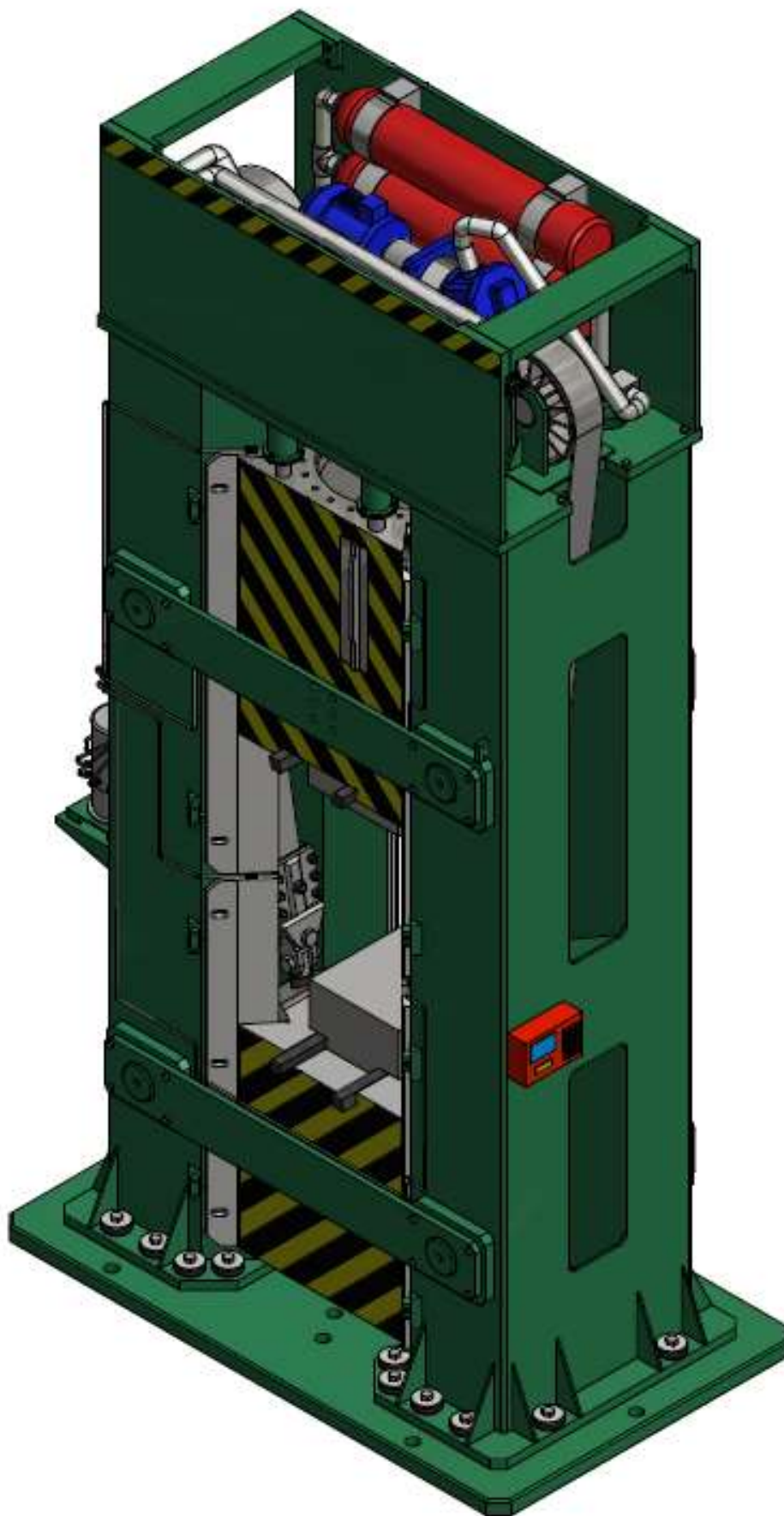


Рис.18. Изометрический вид гидравлического молота

Управление молотом осуществляется по схеме управления рис.19

Первоначально насос 1 подает рабочую жидкость в аккумулятор 2, тем самым происходит зарядка. При рабочем ходе распределитель 3 становится в положение, при котором жидкость подается в поршневую полость. Во время возвратного хода распределитель меняет свое крайнее положение и жидкость подается в штоковую полость. Подача жидкости регулируется дроссельным управлением 4. Источником обратной связи является PID регулятор 5 и датчик линейного положения 6.

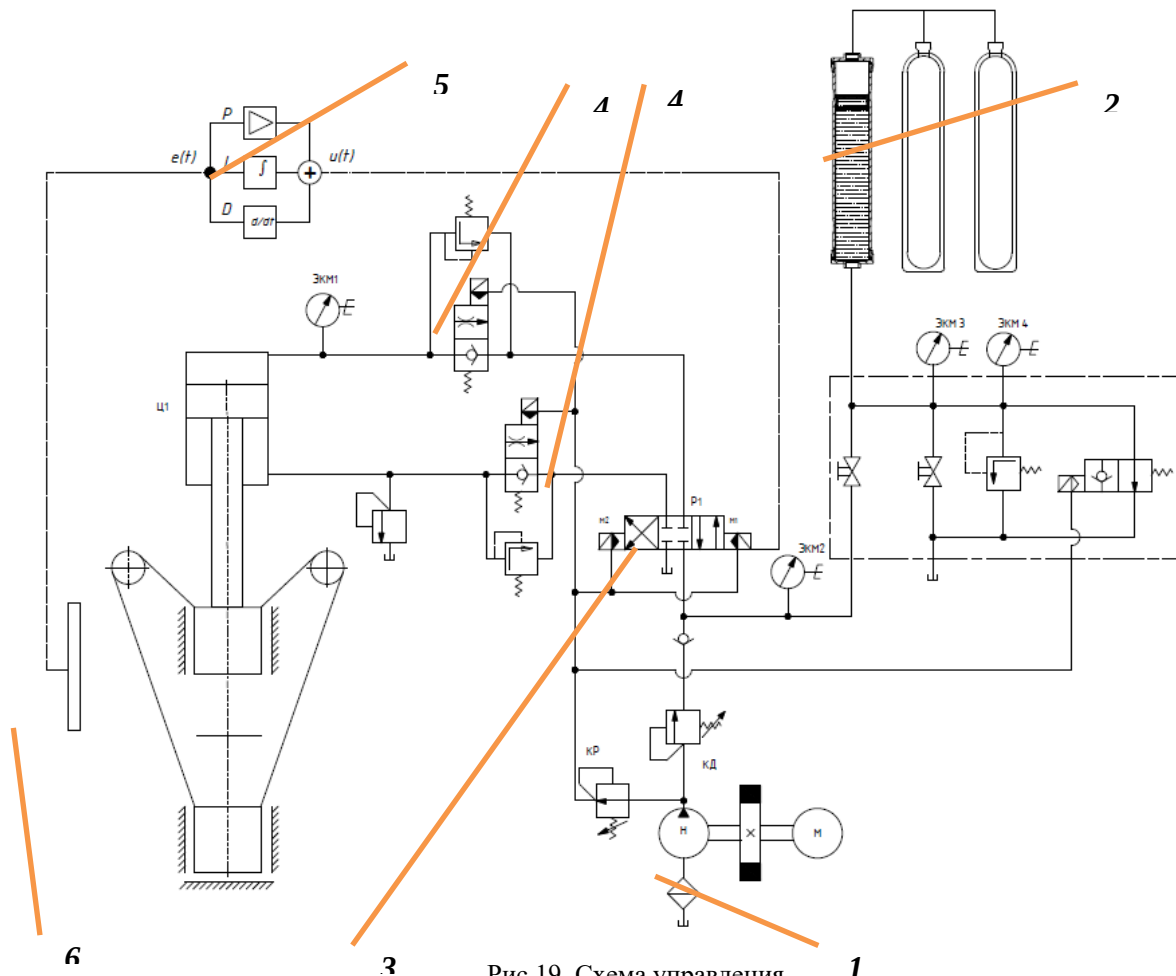


Рис.19. Схема управления

1-насос, 2-аккумулятор, 3-распределитель, 4-дроссельное управление, 5- PID-регулятор, 6-датчик линейного положения

Выводы:

- По результатам аналитического расчета энергия удара завышена на 5%
- По результатам аналитического расчета запас прочности: гидроцилиндра $n=6.2$, аккумулятора $n=4.1$.
- По результатам моделирования в ПА9 энергия удара завышена на 2%
- По результатам моделирования в Autodesk Inventor 2015 запас прочности: гидроцилиндра $n=4.56$, аккумулятора $n=3.1$.
- Производительность машины $\Pi=80$ л/с.

Литература

1. Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для студ. высш. учеб. заведений / -М.: издательский центр «Академия», 2008. – 480с.
2. Шмитт А. Учебный курс гидравлики / -М.: издательство «Маннессманн Рексрот ГмбХ», Германия, 2008. - 258с.