

УДК 621.876

Вудвуд А. Н.

Одесский национальный политехнический университет

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРУЖИННО-ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗА

**Аннотация:** Приведено экспериментальное обоснование работы пружинно-гидравлического тормоза. На экспериментальном стенде проведены испытания пружинно-гидравлического тормоза. Получены графики характера нарастания силы при установке в тормоз пружин различной жесткости и с учетом сил трения и гидравлического сопротивления

**Ключевые слова:** пружинно-гидравлический тормоз, тормозная сила, экспериментальный стенд.

**Анотація:** Наведено експериментальне обґрунтування роботи пружинно-гидравлічного гальма. На експериментальному стенді проведені випробування пружинно-гидравлічного гальма. Отримано графіки характеру наростання сили при установці в гальмо пружин різної жорсткості і з урахуванням сил тертя і гидравлічного опору

**Ключові слова:** пружинно-гидравлічне гальмо, гальмівна сила, експериментальний стенд.

**Abstract:** The experimental rationale for the operation of the spring-hydraulic brake is given. At the experimental test bench, the spring-hydraulic brake was tested. The graphs of the nature of the increase in force are obtained when springs of different stiffness are installed in the brake, taking into account friction forces and hydraulic resistance

**Keywords:** spring-hydraulic brake, braking force, experimental stand.

### Постановка научной проблемы

В связи с постоянным ростом производительности грузоподъемных машин, а именно их рабочих скоростей возникает острая необходимость в совершенствовании конструкций тормозных устройств, которые в свою очередь позволят обеспечить надежную остановку машины с сохранением на протяжении всего своего срока службы стабильных параметров и надежности в целом. С целью обеспечения безопасности, новые устройства необходимо подвергать предварительным испытаниям на стенде [1], где можно провести обоснование их работоспособности и получить численные показатели работы.

В ходе экспериментальной проверки пружинно-гидравлического тормоза были обоснованы его работоспособность, определены тормозная сила, характер нарастания тормозной силы и

© Вудвуд А. Н.

зависимость характера нарастания от конструктивных параметров тормоза.

**Цель и задачи исследования**

Целью настоящей работы является экспериментальная проверка конструкции пружинно-гидравлического тормоза. Установка закономерности влияния параметров тормозного устройства на характер и величину тормозной силы; получение зависимости изменения выходных параметров конструкции тормозного устройства от типа поглощающего элемента в нем.

**Основной материал исследования**

**Описание экспериментального образца пружинно-гидравлического тормоза.**

В качестве объекта для испытаний был принят пружинно-гидравлический тормоз (рис. 1) с внутренним диаметром гильзы 100 мм с ходом штока на величину 180 мм (полный ход без пружины в поршневой полости, с пружинами ход – 110 -130 мм), и комплектом пружин (наружным диаметром от 55 мм до 85 мм) различной жесткости (табл.-1), в качестве жидкости использовалось гидравлическое масло Агринол МГЕ-22Б (ТУ У 23.2-30802090-016-2003 - соответствие классификациям ISOVG ISO 6743 ( DIN51524 )) с температурным диапазоном применения – от минус 10°С до 80°С, вязкость кинематическая при 40°С – более 4,5 мм<sup>2</sup>/с, диаметр условного прохода 12 мм.

Таблица – 1. Характеристики пружин (по результатам измерений) использованных в эксперименте.

Пружина	Наружный диаметр, D (мм)	Диаметр проволоки, d (мм)	Длина пружины в свободном состоянии, L (мм)	Количество полных витков, n	Сила сжатия пружины при полной деформации, P <sub>пр</sub> (Н)	Жесткость пружины, с (Н/мм)
Образец №1	85	7	202	8	700	5,84
Образец №2	80	6	200	9	493	3,79
Образец №3	55	5	213	11	377	2,95
Составная пружина	85	7	110	5	700	8,7
	55	5	95	6	377	5,4

Экспериментальный образец пружинно-гидравлического тормоза (рис.-1) работает следующим образом: при открытом клапане

4 штоковая и поршневая полости цилиндра сообщены между собой, под действием силовой пружины 5 (даная пружина в процессе торможения воспринимает кинетическую энергию крана) поршень со штоком 1 выдвигается в крайнее положение – пружинно-гидравлический тормоз находится в расторможенном состоянии (рис. 1.а). В процессе торможения шток 1 перемещается, сжимает пружину в поршневой полости цилиндра, тем самым создавая тормозную силу. Клапан 4 открыт гидравлическая жидкость перетекает по магистрали 3 из поршневой в штоковую полость, пружина в поршневой полости сжимается. Процесс торможения будет проходить до тех пор пока не произойдет остановка машины. После остановки клапан 4 перекрывается тем самым блокируя перетекание жидкости из штоковой полости обратно в поршневую. Гидравлическая жидкость в штоковой полости удерживает пружину в поршневой полости в сжатом состоянии не давая возможности двигаться машине на которую установлен тормоз (заторможенное состояние рис. 1.б).

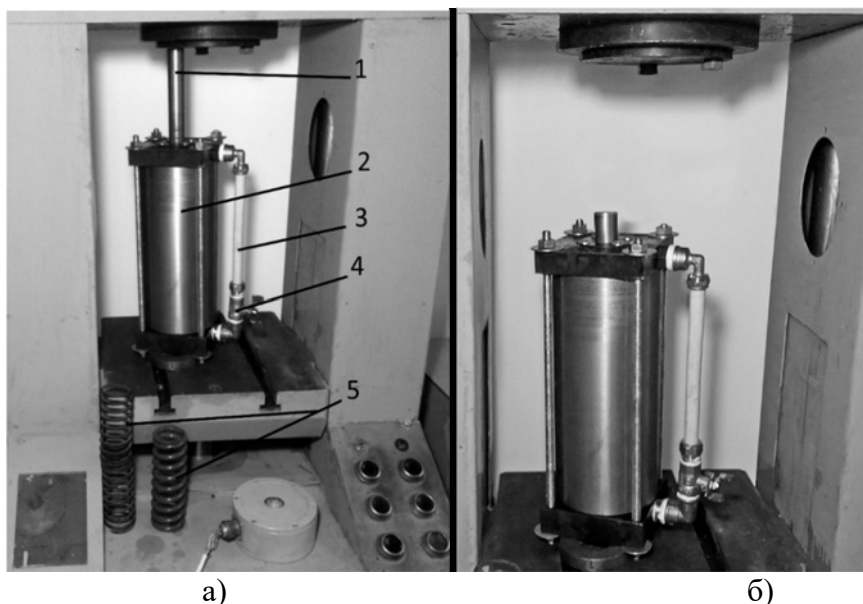


Рисунок – 1. Пружинно-гидравлическое тормозное устройство:  
а) - расторможенное состояние, б) – заторможенное состояние (1 – шток, 2 – гильза цилиндра, 3 – перепускная магистраль, 4 – запорный вентиль, 5 – пружины различной жесткости).

Для растормаживания и возможности повторения рабочего цикла штоковая и поршневая полости тормоза снова сообщаются в результате чего происходит его разрядка и подготовка к новому торможению.

## Экспериментальное обоснование принципа работы пружинно-гидравлического тормоза

Перед тем как перейти непосредственно к измерениям величины тормозной силы и характера ее изменения в процессе торможения подтвердим на стенде теоретически обоснованный принцип работы пружинно-гидравлического тормоза.

Пружинно-гидравлический тормоз в расторможенном состоянии установим на стенде, к которому прикреплен мерная шкала (рис. 2). Клапан на цилиндре открыт. Длина штока в расторможенном состоянии 180 мм ( $720-540 = 180$  мм по мерной шкале). После установки включаем пресс, шток утапливается в цилиндр сжимает пружину в нем и выталкивает гидравлическую жидкость в штоковую полость цилиндра. Сжимаемая пружина в тормозе создает тормозную силу.



Рисунок – 2. Пружинно-гидравлический тормоз в расторможенном состоянии.

Торможение производим на треть хода штока  $l_1 = 40$  мм ( $720 - 680 = 40$  мм) после чего останавливаем пресс и перекрываем вентиль. После отсечения штоковой полости от поршневой включаем снова пресс и опускаем тормозное устройство в исходное положение (рис. 3.). При опускании тормозного устройства наблюдается небольшое движение штока около 2 мм (682 мм по измерительной шкале), а затем шток полностью фиксируется жидкостью в штоковой полости. Небольшой откат штока 1-2 мм связан с отклонением объемов жидкости в штоковой и поршневой полости цилиндра тормоза, что для нормальной эксплуатации не является критичным и может быть

улучшено в реальной конструкции гидроаккумулятором или компенсационной полостью для гидравлической жидкости. Считаем, что шток тормозного устройства фиксируется надежно.



Рисунок – 3. Пружинно-гидравлический тормоз при срабатывании на  $1/3$  (ход штока  $l_1 = 40$  мм) в заторможенном состоянии.

Аналогично первому срабатыванию тормоза проведем эксперимент с торможением (ходом штока) на  $2/3$  -  $l_2 = 80$  мм и полным ходом штока  $l_3 = 120$  мм.

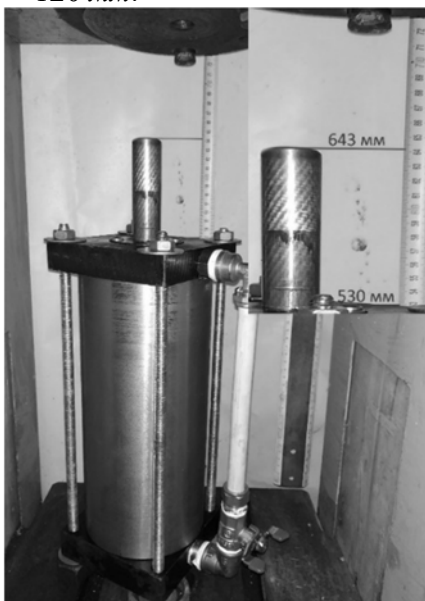


Рисунок – 4. Пружинно-гидравлический тормоз при срабатывании на  $2/3$  (ход штока  $l_2 = 80$  мм) в заторможенном состоянии.

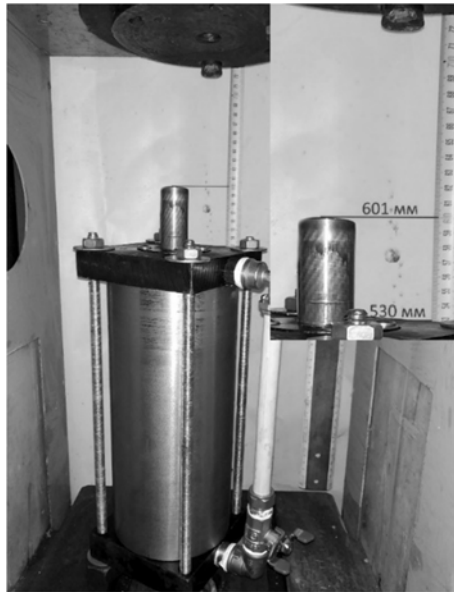


Рисунок – 5. Пружинно-гидравлический тормоз при срабатывании на полный ход штока  $l_3 = 120$  мм.

По результатам проведенного эксперимента (рис. 3 - 5) можно сделать вывод, что предложенный пружинно-гидравлический тормоз - работоспособен как при полном сжатии пружины, так и частичном, что соответствует торможению полного или частично загруженного крана с номинальной скорости до нуля так, и с долей скорости от номинальной.

#### **Методика проведения экспериментальных исследований**

После сборки стенда и его наладки была разработана методика проведения экспериментальных исследований и алгоритм программы.

Промежуточные испытания проводились с помощью двух измерительных систем: 1 – на программируемом логическом контроллере Simens (CPU 314C-2 DP); 2 – на микроконтроллере Arduino.

Так как вариант на микроконтроллере Arduino позволяет выводить график в реальном времени и выводить результат в виде последовательности чисел с последующим экспортом в MS Excel, все контрольные испытания проводились на этой платформе. Было предусмотрено два режима вывода данных на монитор: непрерывный (режим осциллографа) и однократный (вывод на монитор 500 значений опроса датчика).

Для передачи данных измерений в компьютер можно использовать встроенные инструменты IDE Arduino, а именно, "Монитор порта" для вывода численных данных и "Плоттер по последовательному соединению" для вывода графиков в режиме реального времени. Ось Y показывает данные, которые передаются по

последовательному порту (USB). Ось X состоит из 500 позиций, и каждую из которых последовательно выводится значение, соответствующее одному выполнению команды `Serial.println()`. Частота вывода данных на экран соответствует частоте выполнения команды `Serial.println()`. Была составлена программа вывода данных в виде графика. При запуске программы осуществляется тарировка с помощью функции `scale.tare()`, калибровка с помощью функции `scale.set_scale(calibration)`, а также установка коэффициента усиления 128 (диапазон  $\pm 20$  мВ) с помощью функции `scale.set_gain(128)` или 64 (диапазон  $\pm 40$  мВ) с помощью функции `scale.set_gain(64)`. Считывание данных осуществляется с помощью функции `scale.get_units()`.

На рис. 6 приведены блок-схемы основной программы, определяющей режим работы, а также подпрограмм непрерывного вывода результатов опроса датчика на монитор и однократного вывода 500 значений, которые остаются на экране.

В модуле HX711 установлена частота опроса датчика 80 Гц, при этом период опроса составляет 12,5 мс (время измерения сигнала датчика). При этом время измерения 500 значений составит 6,25 с. Для изменения частоты опроса в программе предусмотрена задержка периода опроса. Так, например, для частоты опроса 50 Гц период должен составлять 20 мс, поэтому задержка должна быть равна 7,5 мс ( $7,5 \text{ мс} + 12,5 \text{ мс} = 20 \text{ мс}$ ). В этом случае время измерения будет равно 10 с. Аналогично определяется величина задержки для других значений частоты опроса. В ходе эксперимента была реализована запись 500 значений с максимальной скоростью записи - 30 измерений в секунду. При этом время записи составляло 16 с, что достаточно для определения фронта нарастания силы тормозного устройства, так как время срабатывания пружинно-гидравлического устройства в зависимости от установленной пружины (комплекта пружин) составляет 8 – 11 с.

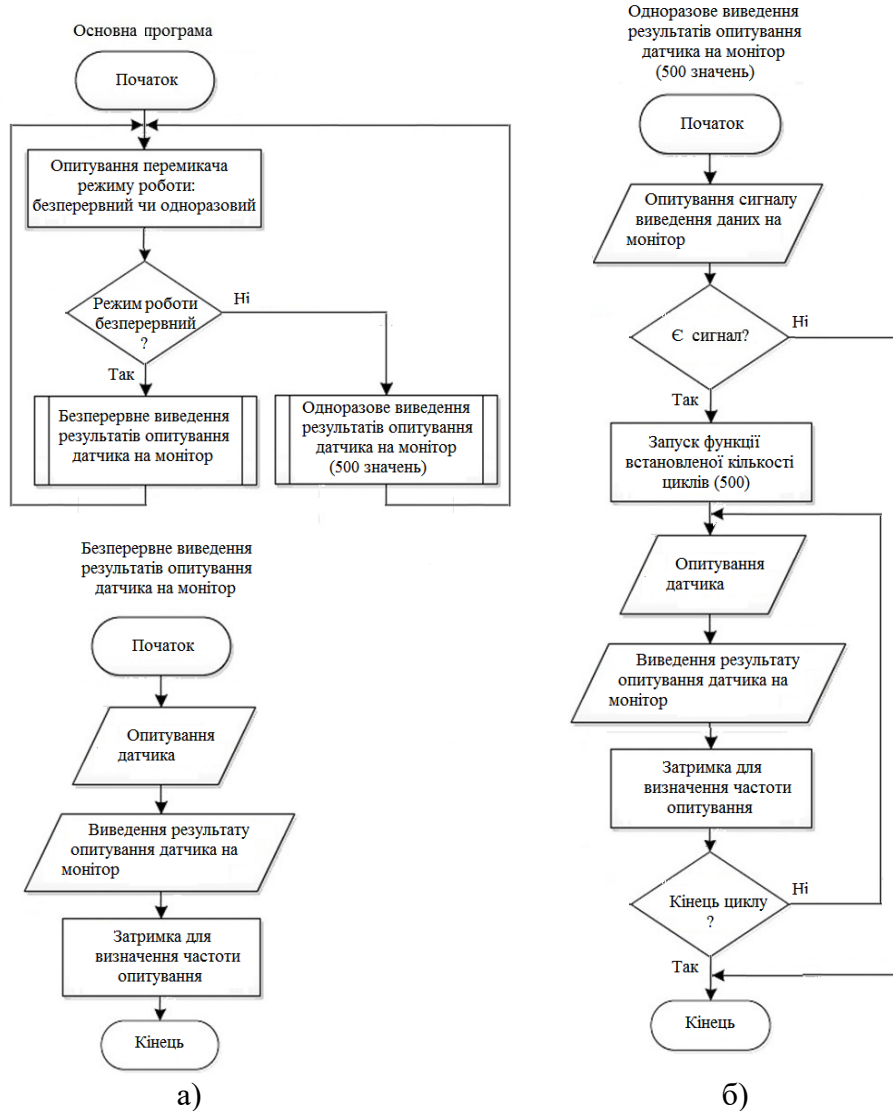


Рисунок – 6. Блок схеми програм вивода даних на монітор: а – основная программа в непрерывном режиме; б - однократное выведение результатов датчика.

Предварительно перед установкой пружины были проведены испытания пружинно-гидравлического тормоза без установки пружины и гидравлического масла (рис. 7.), и без установки пружины, но с маслом (рис. 8.), с целью определения и оценки величины силы сопротивления передвижению штока.



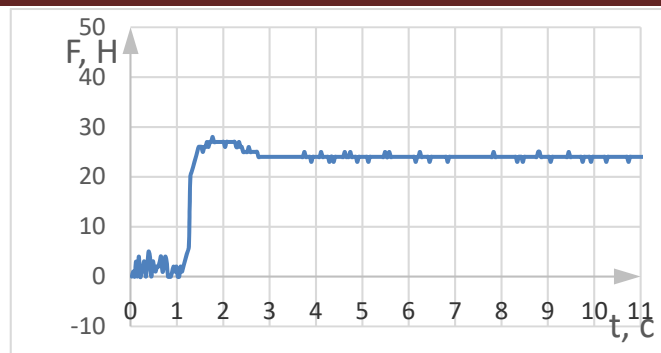


Рисунок – 7. График силы сопротивления передвигению штока цилиндра пружинно-гидравлического тормоза без жидкости и пружины.

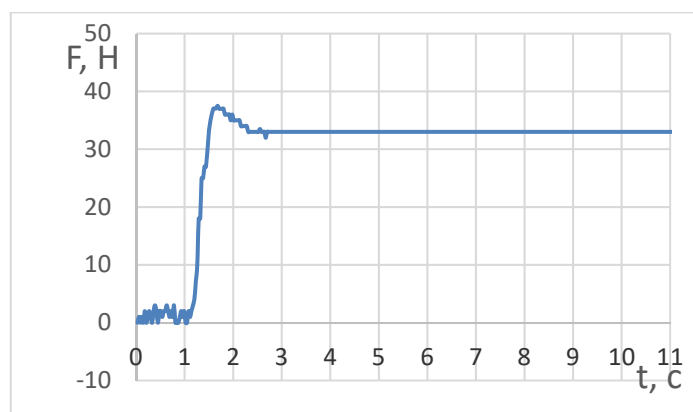


Рисунок – 8. График силы сопротивления передвигению штока цилиндра пружинно-гидравлического тормоза с гидравлическим маслом МГЕ-22Б без упругого элемента.

Из эксперимента видно (рис. 7), что при движении штока тормоза без пружины и гидравлического масла сила сопротивления равна  $28 Н$ . А при движении штока тормоза с гидравлическим маслом (рис. 8.) сила сопротивления возрастает до  $36 Н$ . Из графиков видно, что сила сопротивления имеет максимальное значение при пуске (на графиках время 1-1,5 секунды рис. 7 - 8), затем в процессе движения штока значение сопротивления стабилизируется (на графиках прямая линия). Очевидно эти силы сопротивления возникают в результате сил трения в уплотнениях поршень-гильза, шток- крышка, в результате неточности форм сопряженных деталей и шероховатости поверхностей, и от перетекания гидравлического масла между полостями цилиндра.

**Экспериментальная оценка влияния жесткости пружины на величину и характер изменения тормозной силы**

После оценки работоспособности и величины сил сопротивления проводились испытания пружинно-гидравлического тормоза с пружинами различной жесткости из таблицы 1.

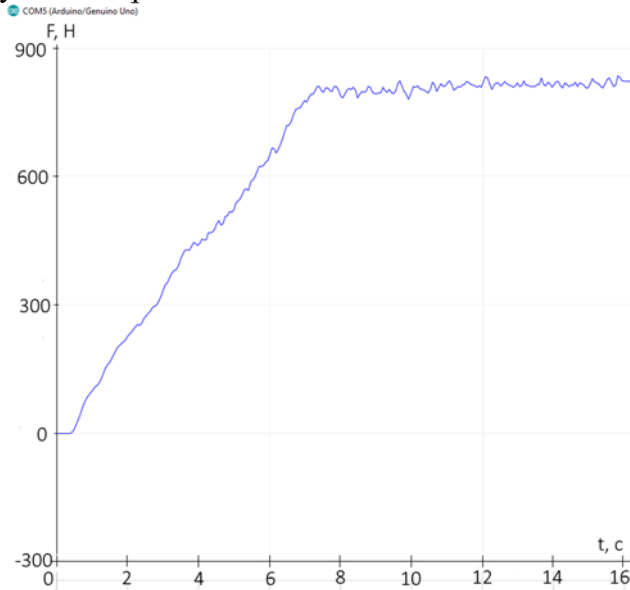


Рисунок – 9. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с пружиной №1 (наружный диаметр  $D = 85$  мм, диаметр проволоки,  $d = 7$  мм,  $R_{пр} = 700$  Н, жесткость пружины  $c = 5,84$ Н/мм). Максимальное значение тормозной силы  $F_m = 795$  Н.

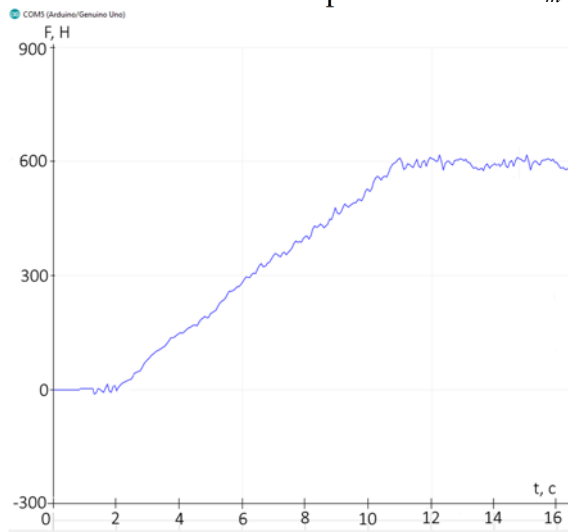


Рисунок – 10. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с пружиной №2 (наружный диаметр  $D = 80$  мм, диаметр проволоки,  $d = 6$  мм,  $R_{пр} = 493$  Н,  $c = 3,79$  Н/мм). Максимальное значение тормозной силы  $F_m = 609$  Н.

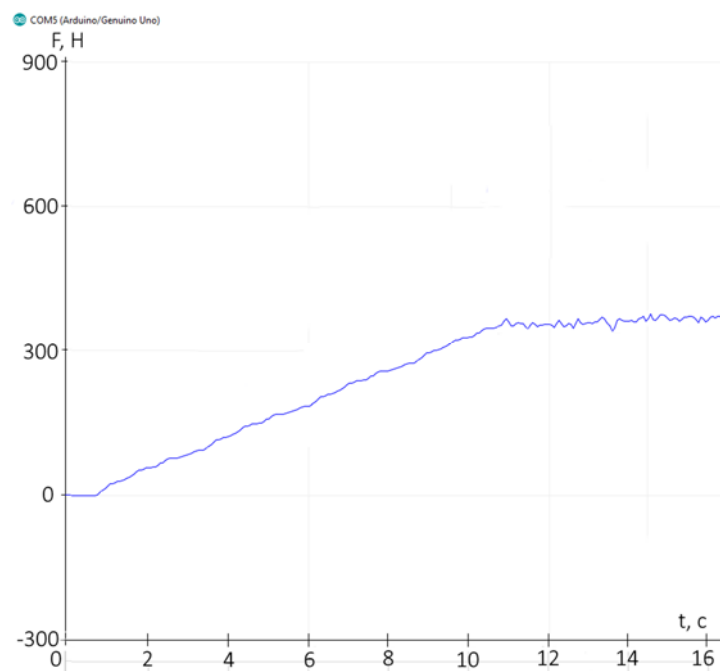


Рисунок – 11. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с пружиной №3 (наружный диаметр  $D = 55$  мм, диаметр проволоки,  $d = 5$  мм,  $R_{пр} = 377$  Н,  $c = 2,95$  Н/мм). Максимальное значение тормозной силы  $F_m = 421$  Н.

Анализ полученных результатов и построенных графиков 9 - 11 показал, что тормозная сила пружинно-гидравлического тормоза плавно возрастает от нуля до своего максимального значения (которое зависит от жесткости пружины), что в свою очередь позволяет избежать всплесков внутренних сил (динамических нагрузок в элементах и узлах мостового крана). Характер нарастания тормозной силы плавный, близок к линейному. Такой характер изменения силы пружинно-гидравлического тормоза подтверждает ранее полученные теоретические зависимости о способности данного тормоза плавно с минимальными динамическими нагрузками останавливать кран [2]. Из графиков 9 – 11 видно, что с уменьшением жесткости пружины характер прироста силы торможения более плавный, так за 10 с непосредственно процесса торможения максимальное значение с самой жесткой пружиной (образец №1,  $c = 5,84$  Н/мм) – 795 Н, с пружиной средней жесткости (образец №2,  $c = 3,79$  Н/мм) – 609 Н, с наиболее мягкой пружиной (образец №3,  $c = 2,95$  Н/мм) – 421 Н.

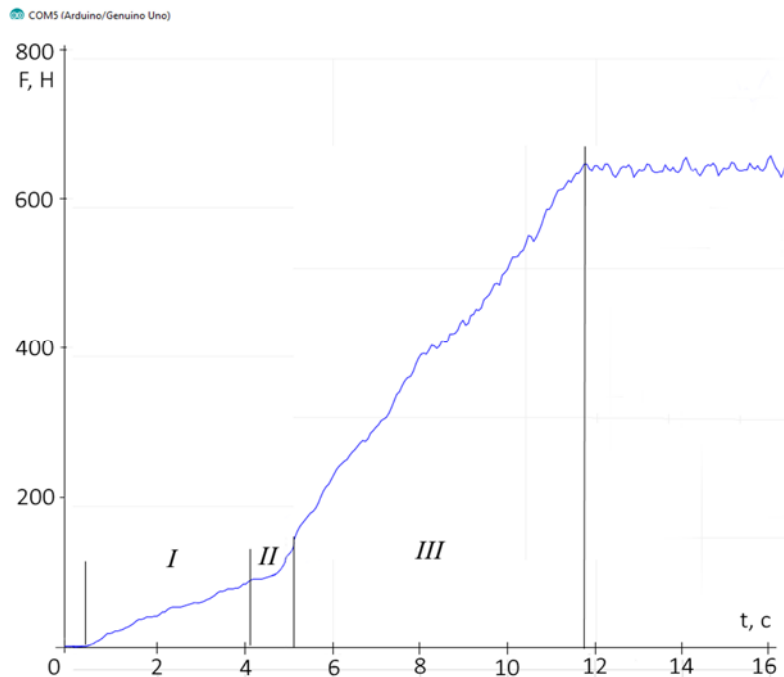


Рисунок – 12. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с двумя последовательно установленными пружинами.

Учитывая то, что в пружинно-гидравлический тормоз может устанавливаться сразу несколько пружин с параллельным или последовательным подключением на стенде были проведены дополнительные исследования (рис.12) с параллельной установкой двух коротких пружин с различной жесткостью (табл. 1). Из графика рис.12 видно, что на первом этапе в основном работаем пружина с меньшей жесткостью ( $c = 5,4 \text{ Н/мм}$ ), на втором этапе кроме сжатия первой пружины начинает сжиматься более жесткая пружина, на третьем этапе основной прирост силы торможения дает жесткая пружина ( $c = 8,7 \text{ Н/мм}$ ). Максимальное значение тормозной силы  $F_m = 643 \text{ Н}$ .

#### **Экспериментальная оценка влияния гидравлического сопротивления на величину и характер изменения тормозной силы**

Пружинно-гидравлический тормоз позволяет создавать тормозную силу не только с помощью пружины (комплекта пружин), но и с помощью гидравлического сопротивления, создаваемого гидроаппаратурой. Так как экспериментальный образец пружинно-гидравлического тормоза не оборудован сложной системой гидравлического управления, а имеет только вентиль, сопротивление будем создавать с помощью вентиля перекрывая его на 50% и 80%.

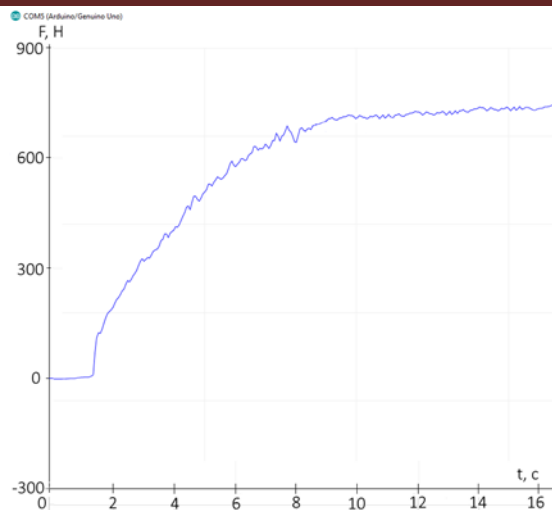


Рисунок – 13. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с пружиной №3 и гидравлическим сопротивлением, созданным за счет запорного устройства – перекрытие запорного устройства на 50%. Максимальное значение тормозной силы  $F_m = 641 H$ .

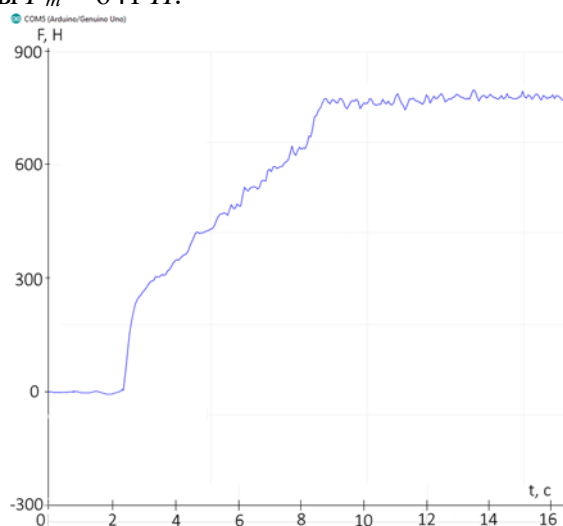


Рисунок – 14. График изменения силы пружинно-гидравлического тормоза с пружиной №3 и гидравлическим сопротивлением, созданным за счет запорного устройства – перекрытие запорного устройства на 80%. Максимальное значение тормозной силы  $F_m = 795 H$ .

Анализ графиков 13 – 14 показывает, что при различных комбинациях пружин и гидравлического сопротивления предлагаемого тормоза возможно получить разный характер нарастания тормозной силы, тем самым более гибко настроить тормозное устройство под конкретный объект, на который оно будет установлено. Так с пружиной №3 без гидравлического сопротивления тормозная сила нарастала плавно и достигла своего максимального значения в 421 Н

(рис. 11), а при перекрытии 50% тормозная сила нарастала более стремительно до величины 641 Н. При чем на графике 13 видно, что с момента срабатывания тормоза возникает всплеск силы (сила растет практически вертикально), зависящий от гидравлического сопротивления, затем кривая становится более пологой, характер нарастания тормозной силы не линейный.

При закрытии вентиля на 80% тормозная сила достигла 795 Н подойдя к пределу измерительной аппаратуры стенда. При перекрытии на 80% на начальном этапе срабатывания вертикальный всплеск тормозной силы более выражен и достигает порядка 280 Н, затем сила плавно растет до своего максимального значения.

Можно сделать вывод, что при необходимости уменьшить размеры пружины или их количество, тормозную силу можно создать за счет гидравлического сопротивления в тормозе.

#### **Выводы:**

- в предложенном пружинно-гидравлическом тормозе тормозная сила плавно возрастает практически от нуля до своего максимального значения при котором происходит полная остановка крана. Такой характер изменения тормозной силы подтверждает ранее полученные теоретические зависимости о способности тормоза поглощать энергию движущегося мостового крана;

- установлено, что на характер нарастания тормозной силы пружинно-гидравлического тормоза влияет жесткость и конструкция пружины, количество установленных пружин и характер их установки. Так с ростом жесткости пружины возрастает и максимальная тормозная сила;

- на характер нарастания и на максимальное значение тормозной силы кроме жесткости пружины влияет также гидравлическое сопротивление в системе пружинно-гидравлического устройства;

#### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Вудвуд А. Н. Стенд для испытания пружинно-гидравлического тормоза/ А. Н. Вудвуд, Е. П. Михайлов, А. Б. Кнюх// Підйомно-транспортна техніка. - 2018. - № 2(59). - С. 47-56.

2. Вудвуд А. Н. Способ повышения эффективности торможения механизма передвижения мостового крана// Підйомно-транспортна техніка. - 2018. - № 1(58). - С. 76-81.