

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ХИМИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра: «Машины и оборудование пищевой промышленности – основы механики»

РЕФЕРАТИВНАЯ РАБОТА

по предмету «Прикладная механика»

НА ТЕМУ **УСТРОЙСТВО, НАЗНАЧЕНИЕ, ПРИНЦИП
РАБОТЫ СОВРЕМЕННЫХ РАЗРЫВНЫХ МАШИН**

Подготовил Ким Владимир

Группа 11-11р

Принял ст. преп. Лямин А.В.

Ташкент – 2012

ПЛАН

1. РАЗРЫВНЫЕ МАШИНЫ – ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
2. КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА РАЗРЫВНОЙ МАШИНЫ
3. ВИДЫ РАЗРЫВНЫХ МАШИН
4. ОПИСАНИЕ НАГРУЖАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА НА ПРИМЕРЕ – ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ РАЗРЫВНОЙ МАШИНЫ
5. МОДЕРНИЗАЦИЯ РАЗРЫВНЫХ МАШИН
6. ИСПОЛЬЗУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

Разрывные машины

Назначение и принцип действия:

Разрывные машины используются для проведения статических испытаний образцов металлов, арматурной стали, образцов из листового и круглого проката на растяжение при нормальной температуре, а также резин, пластиков, тканей и бумаг.

Общее описание:

Разрывные машины оснащены системой измерения, позволяющей производить испытания с заданной скоростью нагружения, обеспечивающей измерение перемещения активного захвата разрывной машины и его индикацию, запись результата на самопишущем двухкоординатном приборе. Разрывные машины оснащены торсионным блоком измерения нагрузки.

Управление

Благодаря использованию компьютерного управления, в разрывных машинах доступен широкий спектр испытаний: растяжение, сжатие, циклические, гистерезисные испытания, (пределы нагружения могут задаваться по нагрузке, напряжению, времени, удлинению)

Испытание на прокол (опционально)

Комплектность

В комплект разрывных машин обычно входят обоймы для испытания плоских образцов, цилиндрических и цилиндрических с головками. По отдельному заказу машины разрывные комплектуются приспособлениями для испытания на изгиб, сплющивание, а также может поставляться с удлиненными колоннами для испытания трансформаторов давления.

Технические требования:

Технические требования к разрывной машине и характеристики могут дополняться и изменяться по предложению Заказчика.

Кроме того, существует возможность дальнейшего увеличения функциональных возможностей данной разрывной машины, без внесения изменений в её конструкцию, путем обновления программного обеспечения.

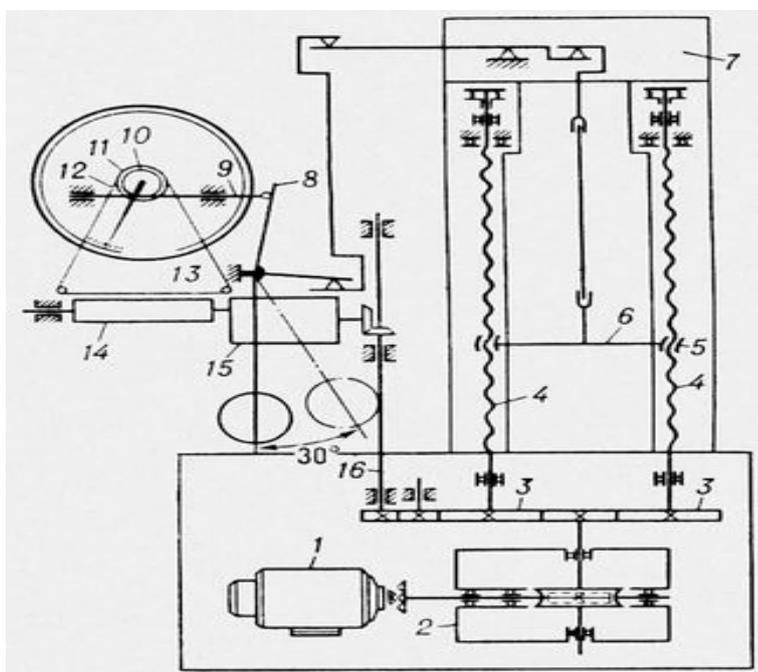
Испытания

Калибровка разрывной машины проводится по стандартной методике для универсальных разрывных машин. Первичная калибровка проводится на заводе .

В ходе испытания на экране компьютера отображаются все измеряемые параметры, строятся кривые нагружения.

После проведения испытания производится статистическая обработка, и результаты могут быть экспортированы (в табличном и графическом представлении) в другие программы например в MsWord.

Кинематическая схема разрывной машины



Кинематическая схема разрывной машины

1 — электродвигатель; 2 — силовой редуктор; 3 — цилиндрические шестерни; 4 — вращающиеся винты; 5 — гайки подвижной траверсы; 6 — подвижная траверса; 7 — неподвижная траверса; 8 — поводок; 9 — рейка; 10 — шестерня реечной передачи; 11 — шкив; 12 — тросик; 13 — перо; 14 — барабанлентопротяжного механизма; 15 — редуктор масштаба записи; 16 — валик.

ВИДЫ РАЗРЫВНЫХ МАШИН



Настольные разрывные машины						
Модель	2800 5	2802 5	2803	2805	2810	2820
Тип привода	Электромеханический					
Число колонн	1		2			
Максимальное усилие, N	500	2500	3 k	5 k	10 k	20 k
Рабочая высота, мм	640	980	1000	1080	1080	1060
Рабочая ширина, мм	-		390	450	450	450
Рабочая глубина, мм	38	90	-			
Максимальный ход, мм	550	900	880	960	960	940
Габариты, мм	840x 450x 400	1200 x 450x 500	1250 x 900x 340	2000 x 1000 x 500	2000 x 1000 x 500	2020 x 960x 560
Вес, кг	35	55	85	185	200	225
Разрешение, мм, не хуже	0,1					
Максимальная тестовая скорость, мм/мин	500	800	500	500	500	500

Максимальная скорость возврата, мм/мин	500	1200	800	600	600	600
Потребление, ВА	200				400	700
Электропитание	1 ~ 230 V AC					



Напольные электромеханические разрывные машины

Модель	2850	28100	28300	28500	28600
Тип привода	Электромеханический				
Число колонн	2			4	
Максимальное усилие, kN	50	100	300	500	600
Рабочая высота, мм	1080	1100	1320	1500	1700
Рабочая ширина, мм	450	580	650	650	750
Рабочая глубина, мм	-				
Максимальный ход, мм	990	1080	1240	1300	1300
Габариты, мм	2080x 1000x 510	2120x 1260x 700	2300x 1550x 950	2600x 1550x 1100	2600x 1800x 1000
Вес, кг	330	870	1600	2500	3000
Разрешение, мм, не хуже	0,1				
Максимальная тестовая скорость,	500	500	200	200	200

мм/мин					
Максимальная скорость возврата, мм/мин	500	500	200	200	200
Потребление, ВА	1500	3000	3000	6000	6000
Электропитание	1 ~ 230	3 ~ 400			

Гидравлические разрывные машины (600 kN – 2000 kN)

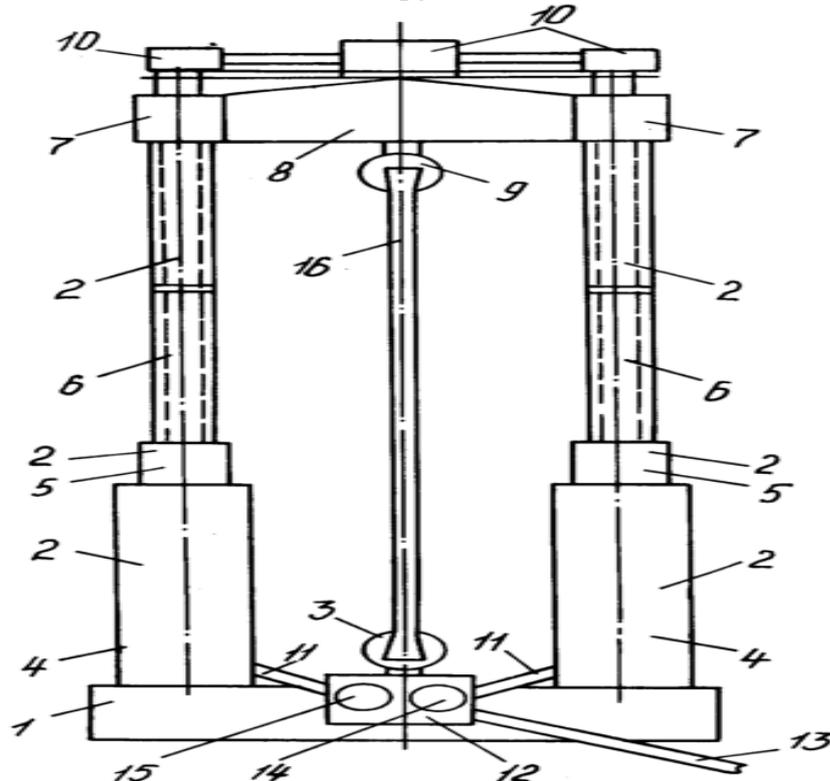


Гидравлические разрывные машины					
Модель	UPC 600	UPC 1000	UPC 1500	UPC 2000/2	UPC 2000/4
Тип привода	Гидравлический				
Число колонн	2			4	
Максимальное усилие, kN	600	1000	1500	2000	2000
Рабочая высота, мм	1080	1100	1320	1500	1700
Рабочая ширина, мм	750	900	900	900	750
Рабочая глубина, мм	-			550	
Максимальный ход, мм	200				
Максимальное расстояние между захватами, мм	700	800	1000	1000	1000
Габариты, мм	2900х 1750х 3800	3000х 1800х 3900	4500х 2500х 4750	4500х 2500х 4750	1400х 1150х 3900
Вес, кг	5000	7500	12000	12000	11000
Разрешение, мм, не хуже	1 на 100 мм удлинения				
Номинальное давление, бар	280				
Максимальное давление, бар	350				

Номинальный поток масла, л/мин	15	30
Объем масляной канистры, л	70	200
Потребление, кВА	15	20
Электропитание	3 ~ 400	

НАГРУЖАЮЩИЙ МЕХАНИЗМ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ РАЗРЫВНОЙ МАШИНЫ

Изобретение относится к испытательной технике. Нагружающий механизм состоит из основания, верхнего и нижнего захвата и механического привода. Причем нагружающий механизм выполнен в виде однорамной конструкции, на основании которой закреплены два и более гидравлических домкрата, размещенных нормально основанию, симметрично друг другу и центру основания. Подъемные двухходовые или одноходовые винты гидравлических домкратов верхними концами соединены с траверсой. Равномерное движение поршней домкратов регулируется с помощью синхронизирующего механизма путем увеличения или уменьшения количества подаваемой в цилиндры рабочей жидкости. Технический результат: уменьшение и облегчение конструкции. 2 табл., 1 ил.



Изобретение относится к гидравлическим разрывным машинам, предназначенным для испытаний материалов статической нагрузкой, а более конкретно - к нагружающему механизму (НМ) этой машины.

Любая гидравлическая разрывная машина, как правило, состоит из трех основных механизмов: нагружающего механизма; силоизмерительного механизма с регистрирующей аппаратурой; гидропривода (электродвигателя и гидронасоса с арматурой, обеспечивающего его эксплуатацию).

Известны разрывные машины, нагружающий механизм которых приводится в действие с помощью электродвигателя и механических устройств, например машина ИМ-12А (1, с.62-66). Основным недостатком машин этого класса является сложная конструкция нагружающего механизма и ограниченная величина создаваемого ими нагружающего усилия.

Известны гидравлические разрывные машины с гидравлическим приводом НМ.

Эти машины получили широкое применение на металлургических, металлообрабатывающих предприятиях и научно-исследовательских учреждениях благодаря простоте конструкции и большим нагружающим усилиям, создаваемым их НМ.

Однако машины данной конструкции имеют ряд недостатков. Сказанное выше подтверждает анализ таблицы 3 (1, с.71-74), где приведены их технические характеристики. Рассмотрим те из них, которые относятся, прежде всего, к НМ. Это - нагружающее усилие, вес машины, ее габариты (особенно высота), максимальная длина испытуемого образца. Усреднив данные параметры пяти машин (ГУРМ-20; УГ-20/2; ИМЧ-30; УИМ-50; ГМС-50) и разделив нагружающее усилие на вес, а высоту - на длину испытуемого образца, получим неутешительные результаты: при увеличении нагружающего усилия в 2 раза вес машины увеличивается в 1,9 раза, на килограмм веса машины приходится 12 кг нагружающего усилия, а на 1 м испытуемого образца - 4,34 м высоты машины.

Из приведенного следует, что основным недостатком машин являются большие габариты и вес по сравнению с параметрами испытуемых образцов. Так как все машины имеют практически одинаковую конструкцию (отличаются количеством колонн, оформлением некоторых узлов и деталей, габаритами, дизайном) и, как следствие, один и тот же принцип действия. Рассмотрим это на примере конкретной машины ГМС-50 (прототип, 2, с.69-72; рис.38).

Принцип действия ГМС-50 (как и всех остальных машин) заключается в том, что нагружающее усилие, прикладываемое к испытуемому образцу, создается за счет движения подвижной рамы НМ относительно неподвижной.

Неподвижная рама НМ прототипа состоит из основания 1, на котором закреплены две колонны 2 и нижний захват. Противоположные концы колонн 2 соединены между собой неподвижной перекладиной 3, в центре которой установлен цилиндр 4.

Подвижная рама содержит поршень 5, который своей головкой упирается в центр подвижной перекладины 6. На концах перекладины закреплены два подъемных винта 9, которые приводятся во вращательное движение механическим приводом 8. Подъемные винты 9 ввинчены в гайки подвижной поперечины 7, в центре которой установлен верхний захват.

Действие НМ ГМС-50.

Механическим приводом 8, путем вращения подъемных винтов 9, между захватами устанавливается расстояние, равное длине испытуемого образца, который закрепляется в захватах. По напорному маслопроводу 24 в цилиндр 4 (под давлением) гидронасосом подается масло, и поршень 5 перемещается вверх, приводя в движение всю подвижную раму. Испытуемый образец нагружается растягивающим усилием и при достижении усилия, равного пределу его прочности, разрывается. Гидронасос останавливается, масло из цилиндра сливается в масляный бачок, разорванный образец извлекается из захватов. Испытание закончено.

Функции неподвижной рамы более просты - она передает основанию реакцию нагружающего усилия и создает условия для перемещения подвижной рамы.

Предлагаемый автором НМ практически лишен недостатков прототипа. При одинаковых с прототипом основных параметрах - величине нагружающего усилия, длине рабочего хода поршней, диаметре и длине испытуемого образца, предлагаемый НМ имеет более чем в 3 раза меньшую высоту и в 24 раз легче прототипа.

Технический результат (эффект) достигается за счет следующих конструктивных особенностей, благодаря которым изменился принцип действия НМ.

НМ имеет однорамную конструкцию, на основании которой установлено два и более гидравлических домкрата по нормали к основанию, симметрично друг другу и центру основания. В центре основания закреплен нижний захват. Подъемные винты домкратов верхними концами соединены с червячными гайками траверсы, закрепленными жестко на ее концах. Подъемные винты домкратов могут быть одноходовыми, например с правой резьбой по всей длине винта, или двухходовыми, у которых половина длины винта выполнена с правой, а вторая - с левой резьбой. В центре траверсы установлен верхний захват. Изменение расстояния между захватами осуществляется механическим приводом, который посредством червячных пар приводит во вращение подъемные винты, в результате чего траверса с верхним захватом поднимается вверх или опускается вниз. Чтобы не было перекосов траверсы при растяжении испытуемого образца, поршни домкратов должны двигаться равномерно (синхронно). Эту функцию выполняет установленный на НМ синхронизирующий механизм, который путем увеличения или уменьшения количества рабочей жидкости, подаваемой в цилиндры домкратов, выравнивает движение поршней.

На чертеже схематично представлен НМ, где позициями обозначены следующие элементы: 1 - основание НМ; 2 - домкраты; 3 - нижний захват; 4 - цилиндры домкратов; 5 - поршни домкратов; 6 - подъемные винты домкратов; 7 - червячные гайки траверсы; 8 - траверса; 9 - верхний захват; 10 - механический привод подъемных винтов; 11 - напорные маслопроводы; 12 - распределительная коробка; 13 - напорный маслопровод гидронасоса; 14 - золотниковый механизм; 15 - синхронизирующий механизм; 16 - испытуемый образец.

Анализ конструкции нагружающего механизма прототипа и его принципа действия показал, что без существенного изменения его устройства технического результата по уменьшению его габаритов и веса достичь невозможно. Поэтому автором из нескольких вариантов проектно-конструкторских разработок был выбран вариант, приведенный ниже.

НМ выполнен в виде однорамной конструкции, на основании 1 которой установлено два и более гидравлических домкрата 2 по нормали к основанию, симметрично друг другу и центру основания, где закреплен нижний захват 3. Каждый домкрат состоит из цилиндра 4, поршня 5 и подъемного винта 6. Винты 6 могут быть двухходовыми, у которых половина резьбы правая, а вторая - левая. Между резьбами выполнен разделительный переход высотой 10 мм. Внутри поршней 5 выполнена резьба, в которую ввинчен нижний конец подъемного винта, а верхний - в гайку 7 траверсы 8.

Домкраты могут быть укомплектованы и одноходовыми подъемными винтами с одинаковой резьбой по всей их длине. Одноходовые винты закрепляются в поршнях 5 с возможностью вращения относительно поршня. В центре траверсы 8 закреплен верхний захват 9. Над траверсой установлена перекладина, на которой закреплен механический привод 10, который посредством червячных пар приводит во вращательное движение подъемные винты 6. В нижней части каждого цилиндра 4 закреплены напорные маслопроводы 11, которые через распределительную коробку 12 подают масло под определенным давлением в полости цилиндров.

Маслопроводом 13 распределительная коробка соединена с гидронасосом. В распределительной коробке 12 установлено два механизма: золотниковый 14 и синхронизирующий 15. Золотниковый механизм 14 открывает и закрывает напорный маслопровод 13 и регулирует скорость движения поршней 5 (скорость растяжения испытуемого образца 16).

Синхронизирующий механизм 15 предназначен для одновременного (синхронного) движения поршней 5.

Для доказательства существенности признаков НМ рассмотрим их функции, связи, взаимодействие, форму выполнения и место установки в конструкции механизма.

Из прототипа в НМ перешли 3 ограничительные признака со своими функциями, местом установки, формой и взаимодействием с другими элементами (отличительными признаками) конструкции. Это основание 1, захваты и механический привод 10.

К отличительным признакам относятся домкраты 2, траверса 8 и синхронизирующий механизм 15.

Домкраты 2 установлены на основании 1 и выполняют функции неподвижных колонн 2 прототипа, при этом расстояние до центра основания (они установлены против подъемных винтов 9 прототипа) уменьшилось на 125 мм (200 мм вместо 325 мм), т.е. более чем в 1,6 раза. Следовательно, во столько же раз уменьшился и изгибающий момент, действующий на основание, и как результат - уменьшение веса основания.

Они создают нагружающее усилие и через подъемные винты 6 передают его траверсе 8.

Винтами домкратов (при их вращении механическим приводом 10) осуществляется вертикальное перемещение траверсы 8, и устанавливается заданное расстояние между захватами 3 и 9. Если в домкратах установлены двухходовые винты 6, то скорость движения траверсы 8 и захвата 9 возрастает в два раза. Так как половина винта ввинчивается в поршень, то одновременно с уменьшением расстояния между захватами 3 и 9 уменьшается и высота НМ.

Домкраты позволяют увеличить длину испытуемых образцов путем увеличения длины подъемных винтов 6. Так, при диаметре винтов $d=60$ мм длину винтов можно увеличить на 200 мм, при этом коэффициент запаса устойчивости уменьшится на единицу (с 8 до 7). Высота прототипа в данном случае увеличилась бы не на 200, а на 920 мм.

Траверса 8 заменила 3 элемента конструкции прототипа: подвижную перекладину 6; неподвижную 3 и подвижную 7. Она принимает нагружающее усилие, создаваемое домкратами, через захват 9 передает его на испытуемый образец 16, посредством своих гаек 7 сочленяет винты домкратов на определенном расстоянии между ними, совместно с винтами домкратов изменяет расстояние между захватами.

Синхронизирующий механизм 15 выполняет одну, но очень важную функцию - обеспечивает одновременное (синхронное) движение поршней домкратов. Установлен он в распределительной коробке против отверстий напорных маслопроводов 11. Известно, что рабочие поверхности цилиндров и поршней выполняются с высоким классом точности (хонингованием, притиркой и т. д.) для уменьшения силы трения между ними. Однако разность между силами трения пусть небольшая, но все же будет. Вторая причина, вызывающая несинхронное движение поршней, - это разность между гидравлическими сопротивлениями напорных маслопроводов 11. Эта разность также очень маленькая (длина маслопроводов в прототипе в 50 раз больше). Как первая, так и вторая разности сил трения и гидравлического сопротивления имеют статический характер, величину которых и должен скомпенсировать синхронизатор. Регулировка синхронного движения поршней с помощью данного механизма осуществляется на заводе-изготовителе. В дополнение к сказанному необходимо добавить, что есть и автоматические синхронизирующие механизмы. Такие механизмы получили широкое применение в гидроприводах самолетов и ракет - в узлах управления движением рулей, при этом синхронность движения гидроприводов осуществляется с микронной точностью.

Все перечисленные выше признаки, как ограничительные, так и отличительные - существенные. Стоит убрать хотя бы одну деталь или механизм, изменить место его установки, связи между ними, форму выполнения - и предлагаемый нагружающий механизм станет неработоспособным.

Действие нагружающего механизма.

В нижний захват 3 устанавливается и закрепляется испытуемый образец. Механическим приводом 10 траверса 8 с захватом 9 опускается на верхний конец образца, который закрепляется в захвате. Включается электродвигатель, и гидронасос по напорному маслопроводу 13 подает под давлением масло в распределительную коробку 12. Золотник 14 открывается, и масло через синхронизирующий механизм 15 и маслопроводы 11 поступает в цилиндры 4 домкратов. Поршни 5 с винтами 6 перемещаются вверх и через гайки 7 приводят в движение траверсу 8 с захватом 9. Под действием нагружающего усилия испытуемый образец 16 начинает растягиваться и, при достижении предельного для него усилия, разрывается. Электродвигатель гидронасоса останавливается, и золотник 14 закрывается. С захватов снимается разорванный образец. Золотник открывается, и масло под давлением веса траверсы, подъемных винтов и поршней вытесняется в масляный бачок. Механизм готов к проведению следующего испытания.

Технический результат обосновывается ориентировочным проектным расчетом, осуществляемым обычно в процессе конструкторской разработки, а также техническими характеристиками механизмов и деталей, уже находящихся в эксплуатации.

Расчет основных деталей НМ на прочность, устойчивость, надежность с определением их весовых и габаритных характеристик.

Расчет основания.

Основание имеет корытную форму.

Длина основания $L=600$ мм.

Ширина основания $b=300$ мм.

Высота основания $h=120$ мм.

Толщина стенок основания $t=10$ мм.

Расстояние от центра домкрата до центра основания $l=200$ мм. Действующая нагрузка $P=50000$ кг. В центре основания выполнено отверстие под нижний захват $d=75$ мм. Опасным сечением основания является сечение, проходящее через центр отверстия под захват. Тогда

$$[\sigma_{\text{изг}}] = 3P/(b-d)h^2 = 3 \times 50000 \times 200 / (300-75) \times 120^2 = 9,3 \text{ кг/мм}^2.$$

Т.к. основание (и все остальные детали) изготовлено из стали с пределом прочности изгибу $\sigma_{\text{изг}}=60$ кг/мм², то коэффициент запаса прочности

$$\eta_{\text{пр}} = 60 / 9,3 = 6,5.$$

Вес основания

$$M_0 = [(L \times b) - \pi \times d^2 / 4 + (L \times h) \times 2 + (b \times h) \times 2] \times \gamma = [(600 \times 300) - 3,14 \times 75^2 / 4 + (600 \times 120) \times 2 + (300 \times 120) \times 2] \times 7,8 = 30,2 \text{ кг},$$

γ - удельный вес стали,

$h_0=120$ мм - высота основания.

Расчет траверсы аналогичен расчету основания, поэтому автор приводит только параметры траверсы:

$$L_T = 520 \text{ мм}; l = 200 \text{ мм}; b_T = 150 \text{ мм}; h_T = 150 \text{ мм}; d = 75 \text{ мм};$$

$$M_T = 15 \text{ кг}; \eta_{\text{пр}} = 4,6.$$

Расчет домкратов.

Домкраты создают не только нагружающее усилие в 50000 кг, но и выполняют функции колонн прототипа. Кроме прочности и жесткости к домкратам предъявляются требования устойчивости. Предел усилия, сжимающего упругий стержень, за которым первоначальная форма равновесия становится неустойчивой, называется критической нагрузкой.

$$P_{кр} = \pi^2 \times E \times j / \ell^2 \quad (1),$$

где j - момент инерции сечения подъемных винтов домкратов, E - модуль нормальной упругости, ℓ - свободная длина винтов ($\ell=610$ мм). Выразив $P_{кр}$ через приложенную силу P , получим

$$P_{кр} = k \times P,$$

где k - коэффициент надежности. Подставив $P_{кр}$ в (1), получим

$$P = \pi^2 \times E \times j / k \times \ell^2,$$

откуда

$$k = \pi^2 \times E \times j / P \times \ell^2 \quad (2).$$

Так как $j = \pi^4 / 64 \times d^4$, то (2) примет вид (при $d=60$ мм)

$$\begin{aligned} k &= \pi^3 \times 2 \times 10^4 \times d^4 / 64 \times (P/2) \times \ell^2 = \\ &= 31 \times 2 \times 10^4 \times 60^4 / 64 \times 25 \times 10^3 \times 610^2 = 13,5 \quad (3). \end{aligned}$$

Внутреннее сечение подъемного винта домкрата ($d=60$ мм) должно удовлетворять условию прочности

$$\sigma_p = P / Y \times F \leq [\sigma],$$

где σ_p - расчетное (условное) напряжение, P - нагрузка, воспринимаемая винтом, F - площадь сечения по внутреннему диаметру винта, φ - коэффициент, зависящий от гибкости винта, $[\sigma]$ - допускаемое напряжение; λ - гибкость стержней.

$$\lambda = \ell / i = 4 \times \ell / d = 4 \times 610 / 60 = 40,7.$$

При $\lambda=40,7$ в таблице находим $\varphi=0,9$. Тогда

$$\sigma_p = 4 \times P / \pi \times Y \times d^2 = 4 \times 25000 / 3,14 \times 0,9 \times 60^2 = 9,8 \text{ кг/мм}^2.$$

$$\eta_{\text{пр}} = 60 / 9,8 = 6,1.$$

Винты домкратов двухходовые. Длина винта $L=850$ мм. Из них 400 мм с правой и 400 мм с левой резьбой, 10 мм - переход между резьбами, $l_1=50$ мм - цилиндрический верхний конец для крепления поперечины и червячной шестерни. Резьба винтов - упорная, т.к. обладает высокой прочностью и КПД и малым люфтом. Нижняя часть винта ввинчена в поршень (400 мм), из них 300 мм длины резьбы - рабочая и 100 мм - для защемления нижнего конца в поршне. 100 мм верхнего конца ввинчены в гайку траверсы с той же целью. Высота резьбы $h=5$ мм. Тогда наружный диаметр винта

$$D_n = d + 2h = 60 + 10 = 70 \text{ мм.}$$

Вес винта

$$M_v = [(\pi \times d^2 \times L \times Y) / 4 + (\pi \times D_n^2) \times (L - l_1) / 4 - (\pi \times d^2) \times (L - l_1) / 4] \times 0,5 \times Y \\ = (3,14 \times 60^2 \times 850 \times 7,8) / 4 + (3,14 \times 7^2) \times (850 - 50) / 4 - (3,14 \times 60^2) \times (850 - 50) / 4 \times (0,5 \times 7,8) = 22,3 \text{ кг,}$$

где l_1 - длина цилиндрической верхней части винта для установки переключины и червячной шестерни механического привода 10. Вес двух подъемных винтов $M_v = 44,6$ кг.

Расчет поршней домкратов.

Рабочее максимальное давление такое же, как у прототипа $P=250$ кг/см². Тогда площадь дна поршня

$$F_n = 25000 / 250 = 10000 \text{ мм}^2.$$

Длина поршня $L=410$ мм. Из них $l=400$ мм - для подъемного винта и 10 мм - высота дна.

Диаметр поршня

$$D_{\text{пн}} = \sqrt{4F / \pi} = \sqrt{4 \times 10000 / 3,14} = 112,8 \text{ мм.}$$

При $\eta_{\text{пр}} = 6,5 [\sigma] = 60 / 6,5 = 9,23 \text{ кг / мм}^2$. Площадь поперечного сечения

$$F_c = 25000 / 9,23 = 2708 \text{ мм}^2.$$

Внутренний диаметр поршня

$$D_{\text{пв}} = \sqrt{4(F_n - F_c) / \pi} = \sqrt{4(10000 - 2708) / 3,14} = 96,4 \text{ мм.}$$

Толщина стенок поршня

$$t = (D_{\text{пн}} - D_{\text{пв}}) / 2 = (112,8 - 96,4) / 2 = 8,3 \text{ мм.}$$

Вес поршня равен сумме веса дна поршня и его цилиндра.

$$M_{\text{п}}=M_{\text{д}}+M_{\text{ц}}=(F_{\text{п}}\times h_{\text{д}}+F_{\text{с}}\times l)\gamma=(10000\times 10+2708\times 400)\times 7,8=9,2 \text{ кг.}$$

Вес двух поршней

$$2M_{\text{п}}=9,2\times 2=18,4 \text{ кг.}$$

Расчет цилиндров домкратов.

Диаметр цилиндра рассчитывается по формуле

$$D_{\text{цн}} = D_{\text{н}} \sqrt{([\sigma] + 0,4P)/([\sigma] - 1,3P)}.$$

Длина цилиндра $L_{\text{ц}}=450$ мм. Т.к. для изготовления цилиндров применяются высокопрочные стали, $[\sigma]$ которых равно 10-14 кг/мм², принимаем $[\sigma]=12$ кг/мм². Р - давление в цилиндре. Тогда

$$D_{\text{цн}} = 112,8 \sqrt{(1200 + 0,4 \times 250)/(1200 - 1,3 \times 250)} = 130 \text{ мм.}$$

Толщина стенок цилиндра

$$t=(130-112,8)/2=8,6 \text{ мм.}$$

$$F_{\text{ц}}=\pi \times D_{\text{цн}}^2/4=3,14 \times 130^2/4=13266 \text{ мм}^2 .$$

Тогда вес цилиндра составит

$$M_{\text{ц}}=M_{\text{д}}+M_{\text{цл}}=\gamma [F_{\text{ц}}\times t+(F_{\text{ц}}-F_{\text{п}})\times l_{\text{ц}}]=[13266\times 8,6+(13266-10000)\times 441,4]\times 7,8=12,1 \text{ кг.}$$

Вес двух цилиндров

$$2M_{\text{ц}}=12,1\times 2=24,2 \text{ кг.}$$

Вес домкратов равен

$$2M_{\text{в}}+2M_{\text{п}}+2M_{\text{ц}}=18,4+24,2+44,6=87 \text{ кг.}$$

Высота между основанием и траверсой равна 1060 мм. Захваты, механический привод винтов, гидронасос и электродвигатель не рассчитывались, а их параметры определялись по известным разрывным машинам. Так, параметры захватов и механического привода определялись по 30000 кг машины фирмы Амслера и умножались на коэффициент 1,65. В результате, высота захватов составила $h_3=130$ мм, вес двух захватов $2M_3=24$ кг, высота механического привода $h_{\text{пр}}=120$ мм, а вес - $M_{\text{пр}}=12,4$ кг. Маслопроводы вообще не "принимали" участия в габаритно-весовых характеристиках, т.к. их длина в прототипе \approx в 30 раз больше, чем в НМ. Необходимо еще сказать несколько слов о жесткости НМ и прототипа. Злейшими врагами не

только прототипа, но и любой другой машины являются большая длина узлов и деталей, изобилие сочленений и изгибающих моментов. Здесь сравнение тоже не в пользу прототипа. У него 12 сочленений и 8 изгибающих моментов. В НМ их вдвое меньше. Определим итоговый результат габаритно-весовых характеристик и сведем их в таблицу.

Таблица 1.									
Технические характеристики.									
тип машины	параметры	Максимальное нагружающее усилие, кг	Рабочий ход поршня, мм	Рабочее давление, кг/см ²	Длина испытуемого образца, мм	Вес механизма, кг	Количество сочленений, шт	Количество изгибающих моментов, шт	Высота механизма, мм
ГМС-50		50000	300	250	1000	4100	12	8	4600
Предлагаемый НМ		50000	300	250	1000	170	6	4	1450 max 1150 min

Примечание:

200 кг прототипа - это вес силоизмерительного механизма, величина которого автору не известна. Не учитывался также вес гидронасоса с арматурой как у прототипа, так и у НМ.

Сравнение характеристик прототипа и предлагаемого НМ показывает, что при равном нагружающем усилии, величине хода рабочего поршня, рабочего давления и одинаковой длине испытуемого образца, НМ в 24 раза легче, занимает \approx в 20 раз меньший объем и имеет более чем в 3 раза меньшую высоту.

НМ присущ и недостаток - он не универсален. Но, укомплектовав его неподвижной траверсой и закрепив ее на основании, а траверсу съемными штангами реверсной тяги, на НМ можно будет проводить испытания образцов на сжатие, прогиб и продавливание.

Но этот недостаток с избытком компенсируется другим универсальным свойством НМ - широким диапазоном увеличения нагружающего усилия и длины испытуемого образца.

При установке на основании 1 не двух, а четырех домкратов и замене двухплечевой траверсы четырехплечевой нагружающее усилие НМ увеличится в два раза, т.е. до 100000 кг. При этом НМ потяжелеет лишь на 240 кг.

Внутренний диаметр поршней (96,4 мм) позволяет установить в них подъемные винты с таким же наружным диаметром. При этом внутренний диаметр винта составит не менее 75 мм. А это дает возможность при коэффициенте надежности $k=10$ увеличить длину испытуемого образца до 1500 мм. Естественно, что при этом

увеличатся габариты, высота и вес НМ. Аналогией в данном случае может быть ГМС-100 (2, с.62, таблица 4).

тип машин	параметры	Максимальное нагружающее усилие, кг	Рабочий ход поршня, мм	Длина испытуемого образца, мм	Вес механизма, кг	Ширина, мм	Длина, мм	Высота механизма, мм
ГМС-100		100000	300	1500	9250	1850	3100	5600
Предлагаемый НМ		100000	300	1500	412	300	600	1970

Источники информации

- 1. В.И.Кирносков и И.И. Яновский. Машины и приборы для испытания материалов. М.: Машгиз, 1957, с.62-66, таблица 3, с.61.**
- 2. Б.А.Авдеев. Испытательные машины и приборы. М.: Машгиз, 1957, с.69-72, рис. 38, с.104-115, таблица 4, с.62.**

Формула изобретения

Нагружающий механизм гидравлической разрывной машины, содержащий основание, верхний и нижний захваты и механический привод, отличающийся тем, что он выполнен в виде однорамной конструкции, на основании которой закреплены два и более гидравлических домкрата, размещенных нормально основанию, симметрично друг другу и центру основания, подъемные двухходовые или одноходовые винты которых верхними концами соединены с траверсой, а равномерное движение поршней домкратов регулируется с помощью синхронизирующего механизма путем увеличения или уменьшения количества подаваемой в цилиндры рабочей жидкости

Модернизация разрывных машин

может включать в себя:

- Полное восстановление(ремонт) разрывной машины
- Установку современных высокоточных датчиков силы и перемещения траверсы
- Установку современного электронного блока измерения с выводом на персональный компьютер (Вариант 1)
- Установку новой электронной автоматической масляной станции на гидравлические разрывные машины (Вариант 2)
- Установку нового привода с электронным автоматическим управлением на механические разрывные машины (Вариант 2)
- Возможность подключения экстензометра (датчика деформации образцов)
 - Установку автоматических захватов для образцов
 - Програмное обеспечение - [программа РМ](#) для разрывных машин

В результате модернизации разрывных машин можно получить современную разрывную машину, которая не будет уступать дорогим импортным аналогам

Используемая литература

Ресурсы интернет WWW.GOOGLE.UZ