

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS, CON ACCESORIO PARA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA DE TREN DE RODAJE; PARA LA EMPRESA PROYECTOS MECÁNICOS KBM EL RASTRO”

Ing. Miguel Carvajal¹ / Ing. Juan Rocha² / Cristian Carrera³ / William Cepeda⁴

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica
Quijano y Ordoñez y Marqués de Maenza s/n

Email: macarvajal@espe.edu.ec¹, jcrocha@espe.edu.ec², kristyanpunk@hotmail.com³, williameduardocepeda@hotmail.com⁴
Latacunga – Ecuador

RESUMEN:

Diseño, construcción e implementación del sistema electrohidráulico de 25 toneladas, en el cual existirá un trabajo adecuado en la extracción y colocación de pines de maquinaria pesada y equipo caminero, de tal manera que el cliente quede complacido con el trabajo realizado. Luego de terminar la construcción se procedió a las pruebas y evaluación de la máquina para determinar la eficiencia de la misma, regular los sistemas hidráulicos para obtener el mejor desempeño de la máquina.

ABSTRACT

Design, construction and implementation of the electro-hydraulic system of 25 tons , in which there will be an adequate job in the removal and placement of pins of heavy machinery and road equipment, so that the customer is pleased with the work done. After construction is completed we proceeded to the testing and evaluation of the machine to determine the efficiency of it, regulate hydraulic systems for the best performance of the machine.

I. INTRODUCCIÓN

En nuestro país no hay la facilidad para aplicaciones especiales en maquinaria pesada como es la extracción de pines de cadenas del tren de rodaje, la cual ha provocado la pérdida de dinero y tiempo en los propietarios de las mismas.

Al realizar el diseño y construcción de un sistema electrohidráulico con un accesorio innovador para este tipo de aplicaciones se dotará a la empresa una herramienta muy eficiente para poder reducir los tiempos de mantenimiento de maquinaria pesada; así como la reducción de esfuerzos y deformaciones en los pines.

II. DESARROLLO DEL PROYECTO

a. JUSTIFICACIÓN

Mejorar la calidad del servicio en mantenimiento de la empresa en la cual será implementada; será de gran utilidad ya que reducirá los tiempos y costos en el mantenimiento de maquinaria pesada así como la reutilización de componentes. El proyecto para remoción de pines se indica en la figura 1.

Figura1. Remoción de pines de maquinaria pesada



Fuente: Autores

b. DISEÑO DEL PROYECTO

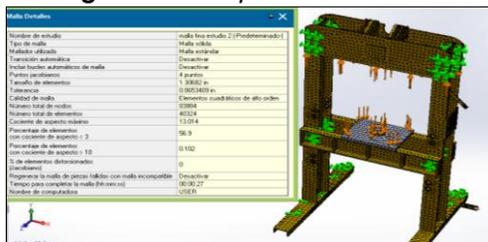
DISEÑO MECÁNICO

PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

Partiendo de los requerimientos de la empresa se han tomado en cuenta varios aspectos para la selección de materiales y el diseño de la prensa hidráulica.

- El peso de la estructura es de 1340.99 libras
- Tonelaje máximo = 25000 Kgf
- Peso de la estructura = 1340,99 lb
- Material = Acero ASTM A36
- Límite elástico de 250 MPa.
- Malla de alta calidad de elementos cuadráticos de alto orden de 40324 elementos, como se muestra en la figura2.

Figura2. Malla prensa hidráulica

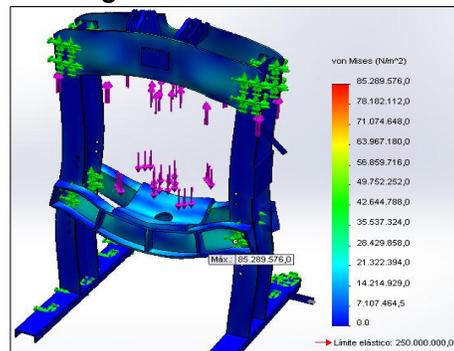


Fuente: Autores

- Esfuerzo máximo de 85.289 MPa.

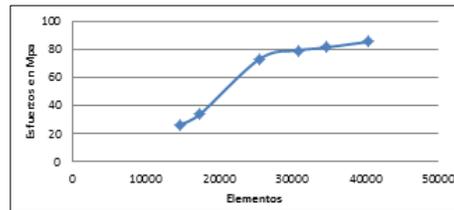
- Desplazamientos máximos que podrían darse en la estructura es de 0,1551 mm.
- Factor de seguridad de 2,93. Como se indica a continuación en la figura3.
- En la figura 4 se evidencia la convergencia de la estructura, el análisis se torna más efectivo dependiendo del número de elementos analizados en el software de diseño.

Figura3. Prensa hidráulica



Fuente: Autores

Figura4. Diagrama de convergencia prensa hidráulica

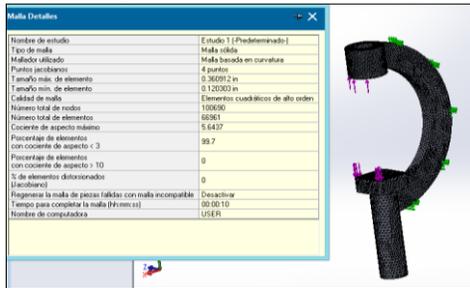


Fuente: Autores

PARÁMETROS DE DISEÑO DEL ACCESORIO

- Tonelaje máximo 5.500 Kgf
- Límite elástico de 250 MPa.
- Malla de alta calidad de elementos cuadráticos de alto orden basado en curvatura de 66961 elementos, como se muestra en la figura 5.

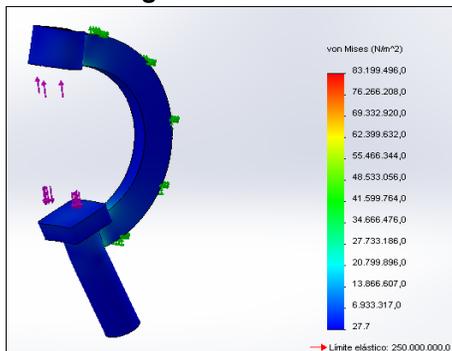
Figura5. Malla accesorio



Fuente: Autores

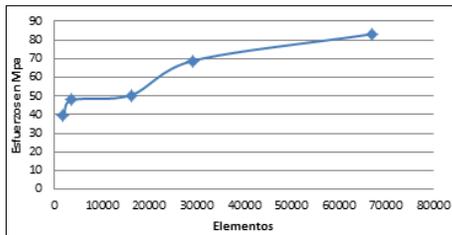
- Esfuerzo máximo de 83.119 MPa.
- Desplazamientos máximos que podrían darse en la estructura es de 0,0471 mm
- Factor de seguridad de 3 Como se indica a continuación en la figura6.
- En la figura 7 se demuestra la convergencia del accesorio se va tornando efectiva.

Figura6. Accesorio



Fuente: Autores

Figura7. Diagrama de convergencia accesorio



Fuente: Autores

DISEÑO HIDRÁULICO

- Área del pistón del cilindro hidráulico $182,41\text{cm}^2$
- Potencia necesaria para generar 25 toneladas es de 1.949,34 psi.
- Volumen de llenado 2,88 gal
- Gasto volumétrico 6,91 GPM
- Potencia hidráulica requerida basada en la presión ejercida por el pistón 8,67 HP.
- Potencia sugerida de la bomba con una eficiencia del 85%; basada en la potencia hidráulica es de 9,23 HP \approx 10 HP.

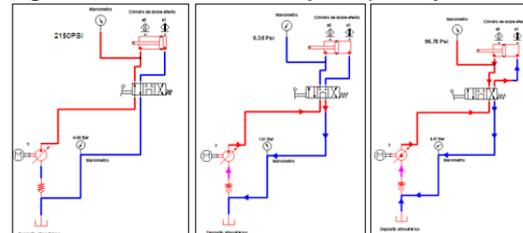
CÁLCULO DE LA TUBERÍA

- Para evitar la turbulencia en el flujo y pérdidas de presión $v= 4.5\text{ m/s}$
- El caudal es de $4,35 \times 10^{-4}\text{ m}^3/\text{s}$
- Diámetro interior de 1/2 in
- Numero de Reynolds $430,65 < 2000$ Flujo laminar.
- Factor de fricción 0,53

FUNCIONAMIENTO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

- En la figura 8 se muestra los tiempos de funcionamiento de la prensa hidráulica para la remoción de pines de maquinaria pesada y equipo caminero.

Figura8. Carrera de trabajo, reposo y retorno



Fuente: Autores

c. CONSTRUCCIÓN DE LA PRENSA HIDRÁULICA Y ACCESORIO

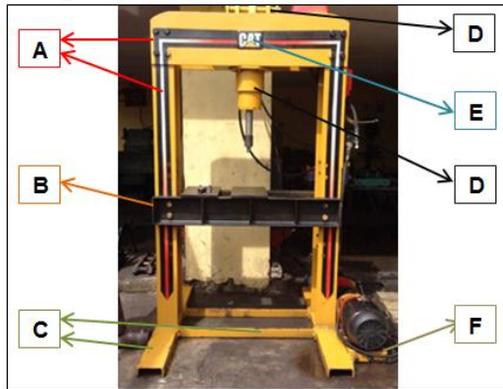
Para la construcción se utilizó acero ASTM A36, perfil en IPN 250 MM X 170 y acero micro aleado de chasis como se indica en la tabla 1, el cual soportara todos los elementos de la prensa hidráulica de 25 toneladas; mientras que el accesorio se utilizará planchas de acero ASTM A36 de diferentes medidas; los cuales se encuentran especificados en los planos realizados en Solidworks.

Tabla1. Diagrama de procesos

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO				RESUMEN		
ACTIVIDAD: CONSTRUCCIÓN DE LA PRENSA HIDRÁULICA Y ACCESORIO:	ACTIVIDAD	ACTUAL	PRESPUEST	TARIFARIO		
FECHA: 03 Julio 2014	Operación	0	9 h			
OPERADOR: CARRERA CRISTIAN - CEPEDA VILLJAN	Transporte	0	0			
ANALISTA: CARRERA CRISTIAN - CEPEDA VILLJAN	Inspección	0	0			
METODO: Actual	retraso	0	0			
TIPO: Trabajo	Almacenaje	0	0			
MATERIAL: Perfil PE ASTM A360-50 y acero estructural ASTM A36	TIEMPO	0	257 h			
COMENTARIO: Construcción de la prensa hidráulica de 25 toneladas y el accesorio de 5.5 toneladas.	DISTANCIA	0	255m			
	COSTOS	0	\$ 457.00			
DESCRIPCION DE LA ACTIVIDAD	SIMBOLO	TIEMPO (HORA)	DISTANCIA (m)	METODO RECOMENDADO		
TRAVESAÑOS Y PARTE SUPERIOR		9	16			
MESA SOPORTE		29	50			
SOPORTE INFERIOR		14	13			
SOPORTE DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO		33	48			
ACCESORIOS Y ELEMENTOS ADICIONALES		31	34			
SOPORTES PARA ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS		37	35			
LIJNEZA Y PRINTADO		37	29			
ARMADO		37	38			

Fuente: Autores

Figura9. Prensa hidráulica terminada



Fuente: Autores

- A. Travesaños y parte superior
- B. Mesa soporte
- C. Soporte inferior
- D. Soporte del cilindro de doble efecto
- E. Accesorios y elementos adicionales
- F. Soportes para elementos hidráulicos, mecánicos y eléctricos

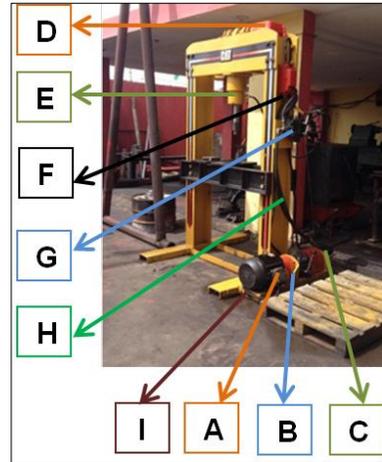
Figura10. Accesorio



Fuente: Autores

Los componentes hidráulicos, eléctricos y mecánicos se detallan a continuación en la figura 11.

Figura11. Componentes prensa hidráulica



Fuente: Autores

- A. Motor eléctrico
- B. Caja reductora
- C. Bomba hidráulica
- D. Tanque hidráulico
- E. Cilindro de doble efecto 25 toneladas
- F. Cajetín de seguridad
- G. Mando hidráulico
- H. Mangueras
- I. Cables eléctricos protegidos por manguera corrugada

d. PRUEBAS DEL PROYECTO.

Se ejecutaron pruebas para afirmar que el sistema eléctrico, mecánico e hidráulico trabaje eficientemente. Las pruebas más significativas fueron las siguientes:

- Comprobación del amperaje que va a soportar el cajetín de seguridad cuando esté trabajando a máximo el motor eléctrico de 10HP; el cual será de 60A.
- Presión que utilizará el sistema electrohidráulico para los diferentes trabajos oscilará de 200 a 1945 PSI; la cual será verificada mediante el manómetro.
- Desplazamiento correcto del vástago del cilindro de doble efecto de 25 toneladas y del accesorio de 5,5 toneladas.

Luego de superar todas las verificaciones anteriores y de haberse montado el mecanismo en el sistema electrohidráulico, se confirmó el funcionamiento de todo el sistema en conjunto.

MEDICIÓN TIEMPO DE SALIDA DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO DE 25 TONELADAS EN FUNCIÓN DE LA REMOCIÓN DE PINES DE CADENA

La prueba que consiste en colocar distintas cadenas, realizar la remoción de pines de cadena y observar las variaciones de tiempo que se tarda en salir el pin de cadena debido

a la carga sometida como se muestran en la tabla2.

Tabla2. Tiempo de salida

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Area Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de salida del vástago(seg)
1	6	28,274	7.87	1620	20,82	4
2	6	28,274	7.87	1660	21,33	4,5
3	6	28,274	7.87	1710	21,98	5
4	6	28,274	19.69	1740	22,36	6,5
5	6	28,274	19.69	1790	23,01	7
6	6	28,274	19.69	1825	23,45	7,5
7	6	28,274	31.50	1850	23,78	9
8	6	28,274	31.50	1910	24,55	9,5
9	6	28,274	31.50	1940	24,93	10

Fuente: Autores

MEDICIÓN DEL TIEMPO DE RETORNO DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO DE 25 TONELADAS.

Se observa las variaciones de tiempo que se tarda en salir el pin de cadena debido a la carga sometida como se muestran en las tablas; procedemos a generar las mediciones cuando esta retorna a su punto original como se muestra en la tabla 3.

Tabla3. Tiempo de retorno

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Area Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de retorno del vástago(seg)
1	6	28,274	7.87	600	7,71	2
2	6	28,274	7.87	635	8,16	2,4
3	6	28,274	7.87	650	8,35	2,6
4	6	28,274	19.69	760	9,77	4
5	6	28,274	19.69	780	10,02	4,4
6	6	28,274	19.69	800	10,28	4,6
7	6	28,274	31.50	970	12,47	6
8	6	28,274	31.50	980	12,59	6,4
9	6	28,274	31.50	1000	12,85	6,6

Fuente: Autores

MEDICIÓN DEL TIEMPO DE SALIDA Y RETORNO DEL VÁSTAGO DEL ACCESORIO DE 5,5 TONELADAS

Sé somete a prueba el accesorio para observar las variaciones de tiempo que se tarda en salir el vástago debido a la carga sometida como se demuestra en la tabla 4; y las mediciones cuando esta retorna a su punto original como se muestra en la tabla 5.

Tabla4. Tiempo de salida del accesorio

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Area Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de salida del vástago(seg)
1	2,5	4,9088	11,81	850	1,90	2,8
2	2,5	4,9088	11,81	1000	2,23	3,6
3	2,5	4,9088	11,81	1345	3,00	5,1

Fuente: Autores

Tabla5. Tiempo de retorno del accesorio

# Prueba	Ø Embolo cilindro (in)	Area Embolo cilindro (in ²)	Nivel mesa de trabajo (in)	Presión Aplicada (Psi)	Carga sometida (Ton)	Tiempo de retorno del vástago(seg)
1	2,5	4,9088	11,81	850	1,90	2
2	2,5	4,9088	11,81	1000	2,23	2,7
3	2,5	4,9088	11,81	1345	3,00	3,4

Fuente: Autores

ANALISIS DE RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

Analizando las tablas de resultados de salida como de ingreso del vástago del cilindro de doble efecto de 25 toneladas va a variar 5 % en cada remoción en la misma altura; sin embargo al cambiar de altura se tendrá una variación del 15%. Mientras que el tiempo de retorno del vástago del cilindro de doble efecto de 25 toneladas con los diferentes cargas es menor que el de salida, va a variar 2% entre cada carga analizada; sin embargo de acuerdo a la distancia de las 3 alturas utilizadas será de un 14% como se puede apreciar en la figura 12.

Figura12. Tiempo de trabajo del cilindro de doble efecto

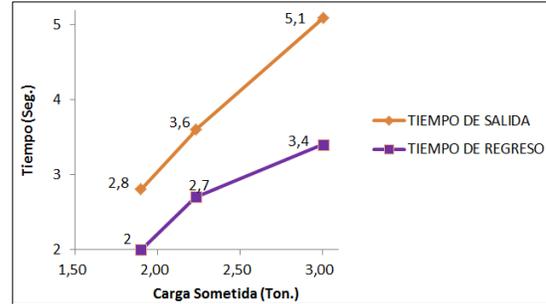


Fuente: Autores

El trabajo del accesorio de 5,5 toneladas con los diferentes cargas; el tiempo de salida del vástago va a variar 11,5% en la remoción de pines de menor tonelaje, mientras que su

retorno será de 7% como se ilustra en la figura 5.8.

Figura13. Tiempo de trabajo del accesorio



Fuente: Autores

CONCLUSIONES

- Se construyó un sistema electrohidráulico, con un accesorio para remoción de pines de cadena con el cual se obtuvo resultados satisfactorios cumpliendo con el objetivo de remover los pines de cadena de tren de rodaje con una presión hidráulica de 1950 psi se logró obtener una fuerza de empuje en el vástago de 25 toneladas, cumpliendo los objetivos.
- Este diseño tiene un factor de seguridad mínimo requerido de 3 lo que ayuda a manejar adecuadamente los esfuerzos producidos al momento de realizar la remoción de pines de maquinaria pesada.
- Se analizó el sistema en base a de elementos finitos tales como los esfuerzos máximos deformaciones unitarias y factor de seguridad para alargar la vida útil de los pines de maquinaria pesada.

- Se simuló mediante el programa de diseño Dessault Systems Solidworks por el método de análisis por elementos finitos (FEA) presentes en la mecánica computacional.
- Se verificó las presiones y caudales del sistema electrohidráulico y el funcionamiento mediante Automation Studio.
- La retroalimentación del proceso se realizó mediante la ejecución de pruebas con cargas de trabajo reales. Estas pruebas se efectuaron sin reportar novedad alguna.
- Para el diseño y construcción de este proyecto es necesario la investigación y estudio de materias como diseño de elementos, sistemas hidráulicos y lubricantes.
- Constatar que no exista fugas en el circuito hidráulico ya que si esto sucede la prensa no realizará su trabajo adecuadamente.

RECOMENDACIONES

- Asumir un control continuo del nivel de aceite en el depósito antes de poner en funcionamiento el sistema hidráulico.
- El acople de la bomba hidráulica - moto reductor y motor eléctrico debe ser óptimo para evitar fallas de bombeo y llegar a la presión indicada para la remoción de pines de cadena de maquinaria pesada y equipo caminero.
- Tomar en cuenta las conexiones eléctricas del sistema ya que al trabajar con un módulo trifásico se debe manejar correctamente el amperaje de los elementos.

BIBLIOGRAFÍA

- Creus Solé, A. (2011). *Neumática e Hidráulica*. México: Alfaomega
- Duarte A., N. R. (2011). *Introducción a la mecánica de fluidos*. Bogotá: Universidad Nacional de Colombia
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos*. México: Pearson education.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson education.
- Wildi, T. (2007). *Maquinas Eléctricas y Sistema de Potencia*. México: Pearson Education.

NETGRAFÍA

- Reidar B., *Guía para la elección del tipo de acero en estructuras*. (14 Agosto 2014) http://www.acesta.com.mx/boletin/5/Grados_Tipos_Aceros.pdf

BIOGRAFÍA:



Miguel Alberto Carvajal, nació en Ambato, Ecuador, Es Ingeniero Mecánico, dispone estudios de Magister en tecnología de la información y

multimedia educativa, Docencia Universitaria, Docente Tiempo Parcial en la Escuela Politécnica del Ejército desde 2012.



Cristian Iván Carrera, nació en Latacunga, Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como asesor en mecánica automotriz.



Juan Carlos Rocha, nació en Quito, Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, dispone estudios de Posgrado en Sistemas Automotrices,

Autotrónica, Docencia Universitaria, Docente Tiempo Parcial en la Escuela Politécnica del Ejército desde 2008. Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en mecánica automotriz.



William Eduardo Cepeda, nació en Salcedo, Ecuador, Es Ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales como técnico de

mantenimiento de maquinaria pesada.