

ESEIAAT

Tesis universitaria



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH**

**Escola Superior d'Enginyeries Industrial,
Aeroespacial i Audiovisual de Terrassa**

Estudio de sistemas para el accionamiento hidráulico de mecanismos de elevación

Anexo II: Tratamiento de datos

Grado: Grado Universitario en Tecnologías Industriales

Fecha de entrega: 10 – 05 - 2019

Estudiante: Enric Carreras Olaizola

Director: Esteve Codina Macià

Índice de contenidos Anexo II

1. Caracterización de elementos	4
1.1 Caracterización Retroexcavadora	4
1.2 Caracterización Válvula y cilindro	9
2. Tratamiento de datos en régimen estático	10
1.1 Modelo teórico	10
1.2 Modelo experimental	11

Índice de imágenes y tablas

Fig. 1: Representación esquemática montaje experimental brazo.....	4
Fig. 2: Ubicación centro de masas.....	5
Fig. 3: Condiciones iniciales brazo articulado.....	6
Fig. 4: Dimensionamiento cilindro y válvula.....	8
Fig. 5: Resultado presiones y posición para masa disco 0 kg	11
Fig. 6: Tabla de velocidades para las 5 repeticiones para carga 0 kg	12
Fig. 7: Curva de fuerzas en función de la posición para carga 0 kg	12
Fig. 8: Tabla de fuerzas asociadas a posiciones del cilindro para carga 0 kg.....	13
Fig. 9: Gráfico presiones en función fuerza del cilindro	13
Fig. 10: Gráfico presiones en función fuerza del cilindro (puntos anómalos corregidos).....	14

1. Caracterización de elementos

1.1 Caracterización Retroexcavadora

Debemos definir dos aspectos para el brazo articulado. En primer lugar, debemos ubicar el **centro de masas** del brazo, puesto que este nos genera un momento y hay que tenerlo en cuenta para nuestro análisis estático. Por otro lado, debemos definir la distancia entre el punto que conecta la entrada al cilindro al empalme del brazo. Cuando sepamos esa distancia, seremos capaces de caracterizar el cilindro.

Para determinar el centro de masas del brazo, hemos utilizado el montaje experimental siguiente, sintetizado en el siguiente esquema:

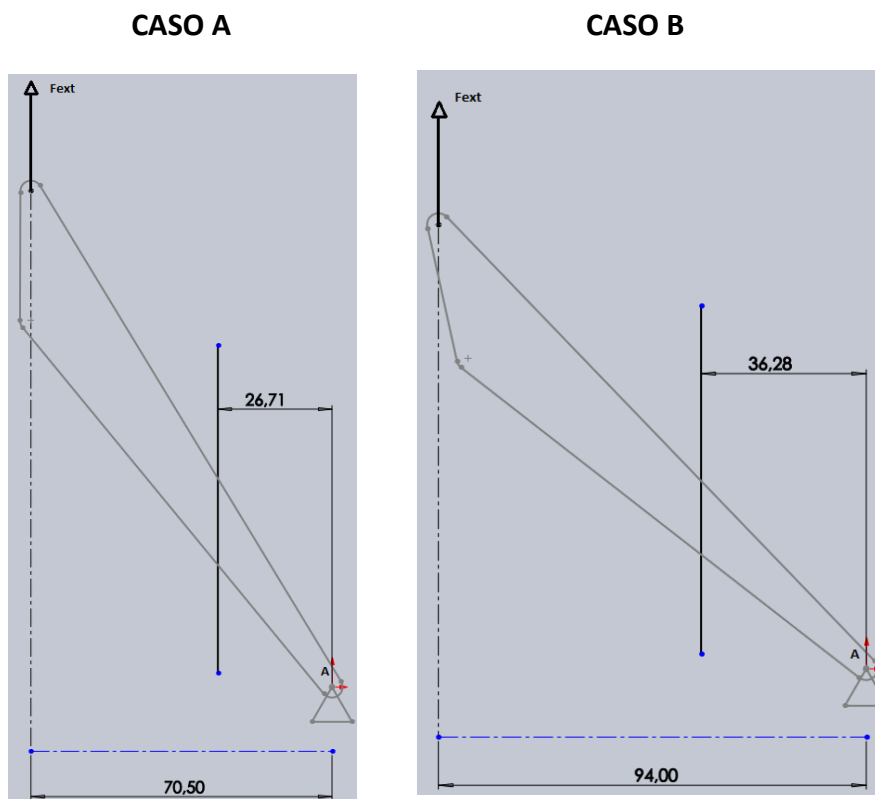


Fig. 1: Representación esquemática montaje experimental brazo.

En la imagen, observamos tres posiciones distintas para el brazo. Para cada una de ellas, se ha medido la fuerza necesaria para sostener el brazo (en kg). Aplicando suma de momentos en cada caso:

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{ext} \cdot D + P \cdot d = 0$$

$$d = \frac{F_{ext} \cdot D}{P}$$

Se ha pesado el brazo y se ha obtenido una masa de 142.5 kg.

Para el **caso A** se ha aplicado una fuerza de 54 kg para aguantar el brazo, y hemos determinado una distancia al centro de masas de 26.71 cm, como se indica en la **Fig. 1**.

Para el **caso B** se ha aplicado una fuerza de 55 kg para aguantar el brazo, y hemos determinado una distancia al centro de masas de 36.28 cm, como se indica en la **Fig. 1**.

En ambos casos, la línea de fuerza debe tomar el sentido vertical.

Una vez hemos determinado las distancias, si solapamos ambas imágenes determinaremos en el cruce de las líneas de fuerza del peso del brazo su centro de masas:

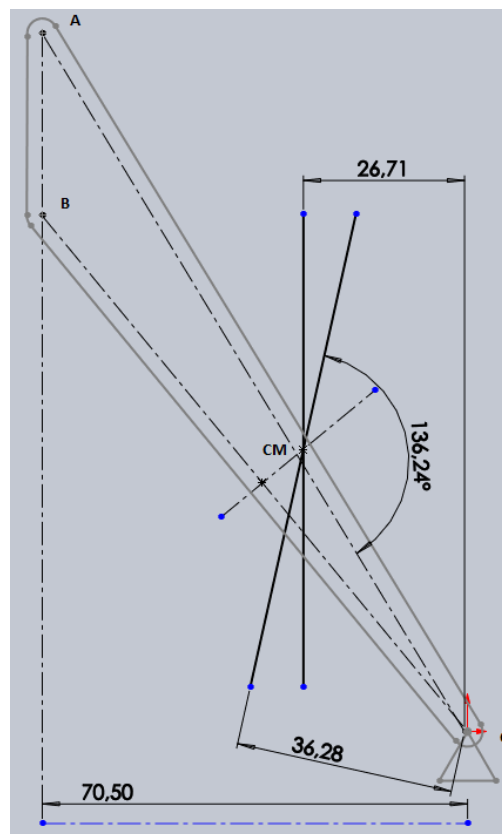


Fig. 2: Ubicación centro de masas

Donde podemos definir las distancias para determinar geoméricamente el centro de masas de nuestro cuerpo:

$$\widehat{B \text{ CM}} = 730 \text{ mm}$$

$$\widehat{C \text{ CM}} = 520 \text{ mm}$$

Una vez definida la distancia al centro de masas, debemos ver como varían las distancias donde se ubican las fuerzas en nuestro mecanismo con respecto a B, el centro de la articulación. Para ello, vamos a definir unas condiciones iniciales para nuestro mecanismo:

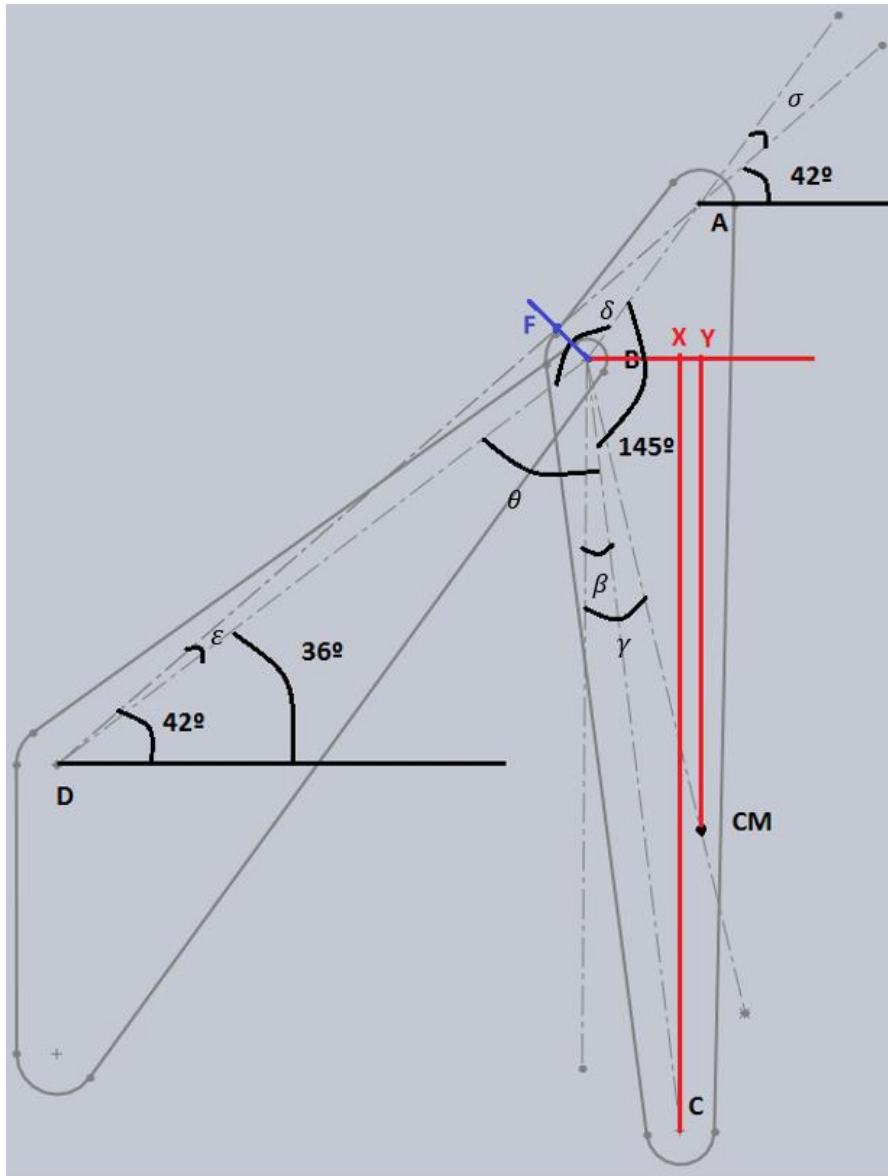


Fig. 3: Condiciones iniciales brazo articulado

Conocida toda la geometría de la figura en condiciones iniciales:

$$\begin{array}{llll}
 \overline{DC} = 1070 & \overline{BA} = 285 & \beta_0 = 6,5^\circ & \theta_0 = 61^\circ \\
 \overline{DA} = 1250 & \overline{DB} = 985 & \gamma_0 = 14^\circ & \sigma_0 = 10^\circ \\
 \overline{BC} = 1120 & \overline{B CM} = 730 & \varepsilon_0 = 6^\circ &
 \end{array}$$

Para encontrar las relaciones trigonométricas, aplicaremos el teorema del coseno en el **triángulo DAB**:

$$DA^2 = BA^2 + DB^2 + 2 \cdot DB \cdot DA \cdot \cos \delta$$

$$\cos \delta = \frac{DA^2 - DB^2}{2 \cdot DB \cdot DA}$$

Y relacionaremos los ángulos:

$$\delta + \theta + 145 = 360$$

$$\beta = \theta - 54^\circ$$

$$\gamma = \beta + 7,5^\circ$$

Para encontrar la última relación trigonométrica que une ángulos y distancias, aplicaremos el teorema del seno:

$$\frac{DA}{\sin \delta} = \frac{BA}{\sin \varepsilon} = \frac{DB}{\sin \sigma}$$

Con esta última expresión hemos definido todas las variables en función de la distancia DA, que es la que nos va a proporcionar, mediante el método Bond Graph, nuestro software de simulación 20sim.

Definamos las variables que nos interesan para nuestra simulación:

$$BX = BC \cdot \sin \theta$$

$$BF = BA \cdot \sin \sigma$$

$$BY = B CM \cdot \sin \gamma$$

Con todos estos datos caracterizados, determinaremos el balance de momentos que actúan sobre el centro B de la figura 3:

$$\sum M_B = -F_{EXT} \cdot BF + F_{LOAD} \cdot OX + F_{BRAZO} \cdot OY = I \cdot \alpha$$

Si imponemos la condición de régimen estático:

$$\sum M_B = -F_{EXT} \cdot BF + F_{LOAD} \cdot OX + F_{BRAZO} \cdot OY = 0$$

1.2 Caracterización Válvula y cilindro

Definimos en el siguiente cuadro adjunto el dimensionamiento del cilindro y la válvula empleados.

	Referencia	Valor	Unidades
Eaton 1CEB90	D1	8,00	mm
	D2	0,00	mm
	D3	18,00	mm
	D4	20,50	mm
	S1	50,27	mm ²
	S2	0,00	mm ²
	S3	204,20	mm ²
	S4	330,06	mm ²
7J282	Dp	50,00	mm
	Dv	30,00	mm
	Sp	1963,50	mm ²
	Spv	1256,60	mm ²

Fig. 4: Dimensionamiento cilindro y válvula

2. Tratamiento de datos en régimen estático

1.1 Modelo teórico

Para empezar el desarrollo del modelo teórico, partiremos de las ecuaciones deducidas (7) y (8) obtenidas y explicadas en la memoria:

$$P_1 = \frac{F_{MUELLE}}{S_1} \left[\frac{1}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \right] + \frac{P_4 \frac{S_4}{S_1} - P_2 \frac{S_2}{S_1}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} - \frac{F_{EXT}}{S_P} \left[\frac{\frac{S_x}{S_1}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \right] \quad (7)$$

$$P_x = P_3 = \frac{F_{EXT}}{S_P} \frac{1}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} + \frac{F_{MUELLE}}{S_1} \frac{\frac{S_{PV}}{S_P}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} + P_4 \frac{S_4}{S_1} - P_2 \frac{S_2}{S_1} \frac{\frac{S_{PV}}{S_P}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \quad (8)$$

Con estas ecuaciones y el resumen de datos de la válvula Eaton 1CEB90 y el cilindro 7J282, detallados en la Fig. 4, obtendremos el comportamiento ideal de la válvula:

$$P_1 = F_{muelle} \cdot 5526,2 - F_{ext} \cdot 574 + P_4 \cdot 1,824$$

$$P_3 = F_{muelle} \cdot 3536,74 + F_{ext} \cdot 141,47 + P_4 \cdot 6,57$$

Con estas dos ecuaciones obtenidas, procederemos a ajustar los valores de F_{muelle} y P_4 con el objetivo de asemejarnos al modelo experimental. De antemano podemos decir que el valor de P_4 debería ser bajo, puesto que la válvula descarga a atmosfera a través de una membrana. La fuerza que ejerce el muelle de la overcenter puede depender de cuanto se haya apretado la válvula, que con nuestra experimentación ha sido al máximo posible. Representaremos las ecuaciones dando valores a la fuerza del cilindro, dentro de las magnitudes que detallaremos en el siguiente apartado. Se ha desarrollado un fichero Excel con todos los cálculos.

1.2 Modelo experimental

Una vez se han exportado los datos de LabVIEW a Excel, se obtiene para cada masa de carga del mecanismo una tabla del formato:

X_Value	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	Posición (mm)
20,767176	144,389507	4,715578	87,902638	585,387941
20,777176	149,896127	1,483601	86,82189	590,861013

En la que X_Value es el tiempo (s). La casilla Posición (mm) debe ser corregida sumando 200 mm de error de calibración del sensor.

Si representamos para cada masa los gráficos en función del tiempo, deberíamos obtener un resultado similar al siguiente, evidentemente para cada masa habrá diferentes valores de presión y velocidad.

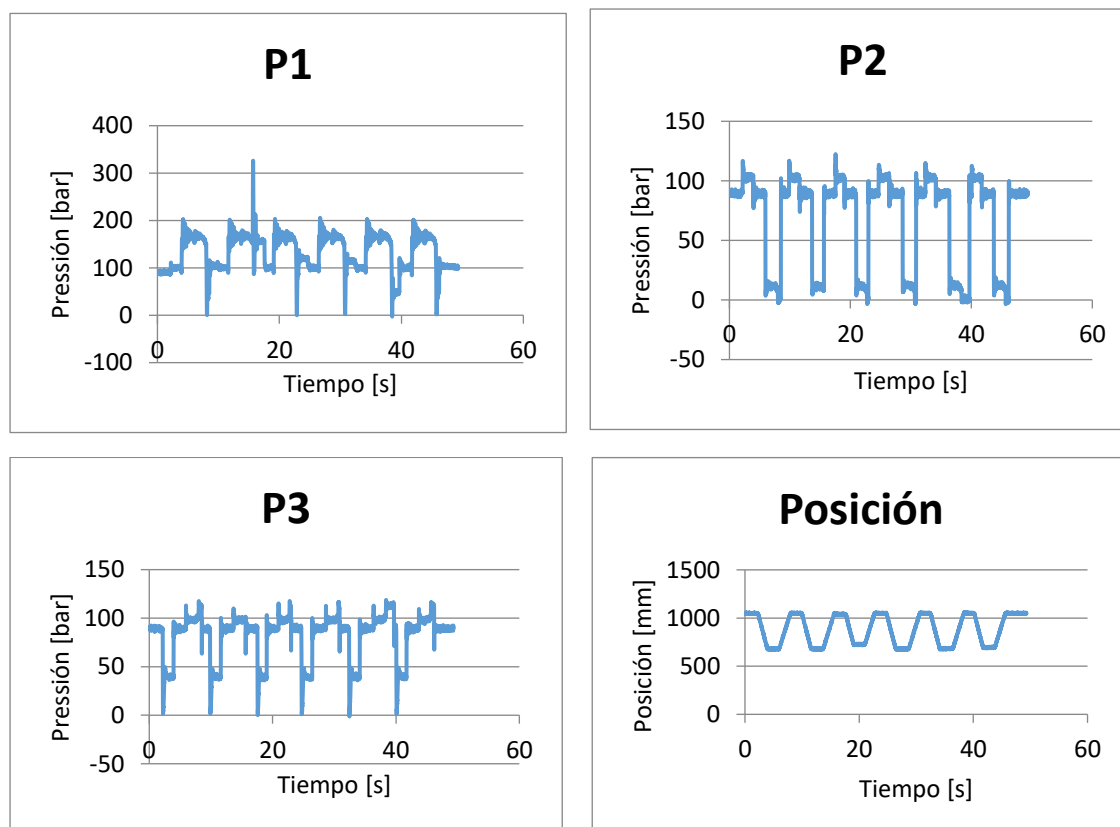


Fig. 5: Resultado presiones y posición para masa disco 0 kg

Una vez se ha representado y se observan unos comportamientos similares a los anteriores, determinaremos la velocidad media de la bajada en los cinco ciclos de aplicación, observando el cambio de posición, que utilizaremos más adelante:

X_Value	P1	P2	P3	Posición (mm)	Posición real (cm)	V (cm/s)
6,118294	167,42	7,78	100,13	700,91	90,09	19,24
7,864412	154,12	11,27	98,54	1036,94	123,69	
13,844765	169,97	10,39	97,74	698,84	89,88	19,58
15,600883	151,83	9,18	99,05	1042,61	124,26	
21,213177	175,31	16,48	96,99	763,14	96,31	19,05
22,719294	147,87	7,93	101,59	1050,10	125,01	
28,679588	153,01	6,68	101,44	678,68	87,87	18,69
30,696706	100,79	-2,39	115,32	1055,77	125,58	
36,367059	168,00	60,17	104,82	678,82	87,88	19,06
38,362176	137,40	6,91	105,18	1059,08	125,91	
						19,13

Fig. 6: Tabla de velocidades para las 5 repeticiones para carga 0 kg

A continuación, procederemos a calcular la fuerza del cilindro de manera teórica, con el balance de momentos que hemos descrito en la caracterización de la retroexcavadora. Para ello se ha creado el fichero de Excel "fuerza cilindro.xlsx". Para cada una de las masas de carga, generaremos la curva de fuerza del cilindro, que tomará la siguiente forma:



Fig. 7: Curva de fuerzas en función de la posición para carga 0 kg

Encontraremos la función polinómica de grado 5 (nos da la suficiente precisión numérica para validar resultados) asociada la curva anterior y determinaremos la fuerza para cada posición del cilindro en cada una de las experiencias con diferente carga, obteniendo unas tablas tales como:

Masa (kg)	Tiempo (s)	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	Posición (mm)	Posición real (mm)	F (N)	F (HeN)
0	13,844765	169,97	10,39	97,74	698,84	898,84	3490,51	-34,91
0	13,854765	173,09	10,33	98,22	709,30	909,30	3509,39	-35,09
0	13,864765	175,15	10,24	98,51	711,07	911,07	3512,76	-35,13
0	13,874765	175,69	9,79	96,17	712,30	912,30	3515,12	-35,15

Fig. 8: Tabla de fuerzas asociadas a posiciones del cilindro para carga 0 kg

Para juntar todos los datos, escogeremos un tramo de bajada al azar dentro de las 5 repeticiones para cada masa. Representaremos las 3 presiones P1, P2 y P3 en función de la fuerza del cilindro, dándonos como resultado:

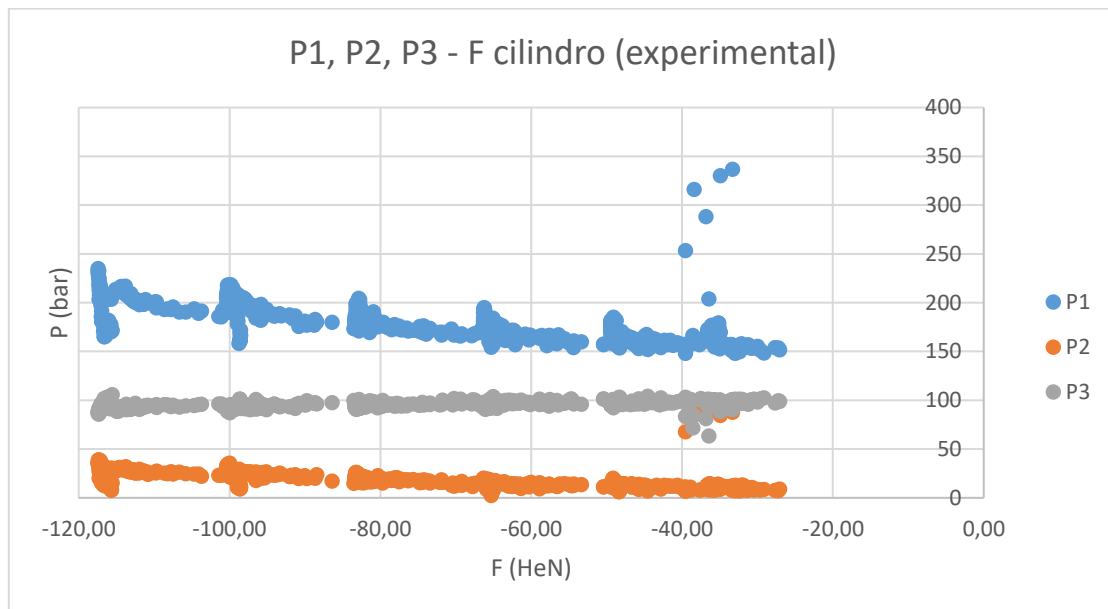


Fig. 9: Gráfico presiones en función fuerza del cilindro

Corrigiendo los puntos anómalos que se desvían claramente del comportamiento esperado, obtenemos las ecuaciones de las presiones en función de la fuerza exterior:

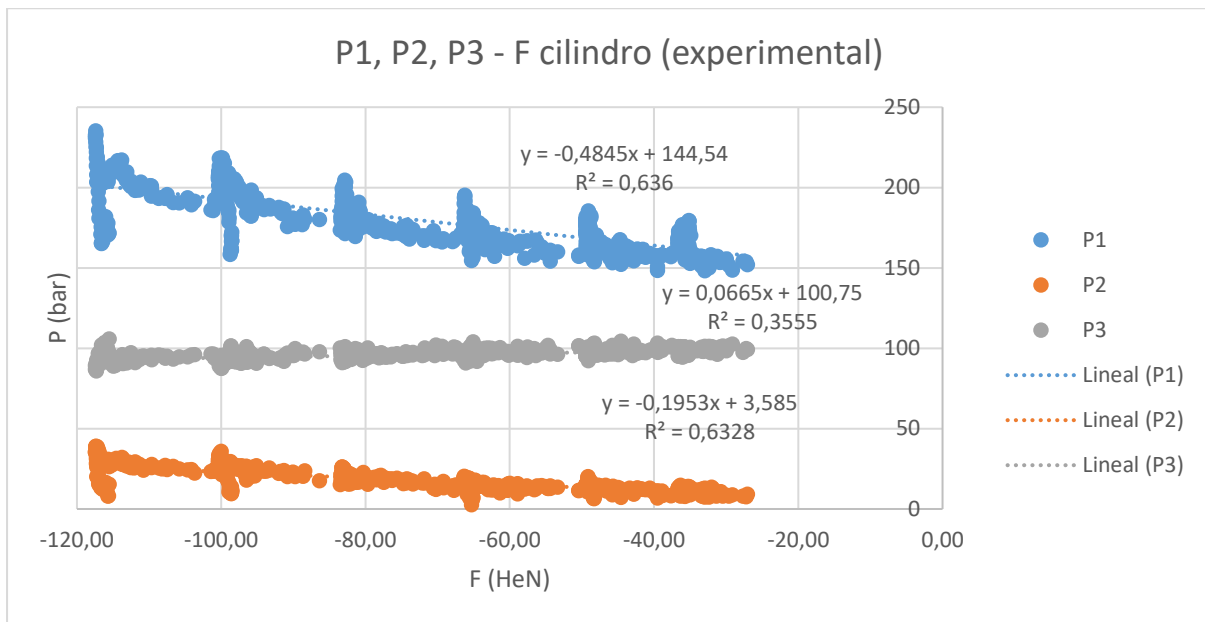


Fig. 10: Gráfico presiones en función fuerza del cilindro (puntos anómalos corregidos)