



**UNIVERSIDAD DE ALMERÍA**

Escuela Superior de Ingeniería

---

# **MÁQUINAS HIDRÁULICAS**

**Práctica III: Ensayo de Turbina Pelton**

---

**GRUPO A1**

**ALBERTO CRUZ GARCÍA**

## Índice

<b>1. Introducción</b>	<b>3</b>
<b>2. Objetivos</b>	<b>3</b>
<b>3. Fundamento Teórico</b>	<b>3</b>
3.1. Análisis energético y cálculo de potencias . . . . .	3
3.2. Sistema de medida y control . . . . .	4
<b>4. Materiales y Métodos</b>	<b>4</b>
4.1. Descripción del banco de ensayos . . . . .	4
4.2. Especificaciones técnicas . . . . .	6
<b>5. Datos Experimentales</b>	<b>6</b>
5.1. Posición 5 - Apertura máxima . . . . .	7
5.2. Posición 3 - Apertura media . . . . .	8
5.3. Posición 1 - Apertura mínima . . . . .	9
<b>6. Calcular las variables que definen el funcionamiento de la turbina:     potencia hidráulica de entrada, par motor, potencia de salida y     rendimiento global para cada régimen de trabajo</b>	<b>9</b>
6.1. Posición 5 - Apertura máxima . . . . .	10
6.2. Posición 3 - Apertura media . . . . .	11
6.3. Posición 1 - Apertura mínima . . . . .	12
<b>7. Dibujar las curvas de par motor (M) en función de N (rpm), para     cada posición de la aguja del inyector.</b>	<b>13</b>
7.1. Posición 5 – Apertura máxima . . . . .	13
7.2. Posición 3 – Apertura media . . . . .	14
7.3. Posición 1 – Apertura mínima . . . . .	14
<b>8. Dibujar las curvas de potencia de salida (Pe) en función de N     (rpm), para cada posición de la aguja del inyector</b>	<b>15</b>
8.1. Posición 5 – Apertura máxima . . . . .	15
8.2. Posición 3 – Apertura media . . . . .	16
8.3. Posición 1 – Apertura mínima . . . . .	17
<b>9. Dibujar las curvas de rendimiento en función de N (rpm), para     cada posición de la aguja del inyector</b>	<b>18</b>
9.1. Posición 5 – Apertura máxima . . . . .	18

9.2. Posición 3 – Apertura media . . . . .	18
9.3. Posición 1 – Apertura mínima . . . . .	19
<b>10. Conclusiones</b>	<b>20</b>
10.1. Comportamiento del Par Motor . . . . .	20
10.2. Comportamiento de la Potencia de Salida . . . . .	20
10.3. Rendimiento Energético . . . . .	20

## 1. Introducción

La turbina Pelton es una turbina de acción que consiste en una rueda dotada de cucharas en su periferia, especialmente diseñadas para convertir la energía cinética de un chorro de agua en energía mecánica. Puede tener uno o varios inyectores y se emplea para relaciones caudal-altura reducidas (velocidades específicas bajas).

## 2. Objetivos

- Caracterizar el proceso de transferencia de energía del agua a una turbina tipo Pelton
- Analizar el funcionamiento de la turbina Pelton
- Determinar las variables significativas que describen el funcionamiento (par, potencia y rendimiento)
- Representar las curvas de par, potencia y rendimiento en función del régimen de trabajo
- Estudiar el efecto de diferentes posiciones de la aguja de la tobera

## 3. Fundamento Teórico

### 3.1. Análisis energético y cálculo de potencias

La caracterización del comportamiento de la turbina requiere la determinación de las diferentes potencias involucradas en el proceso:

La **potencia hidráulica** disponible en el chorro incidente se calcula como:

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H$$

donde  $\gamma = \rho g$  es el peso específico del agua (aproximadamente 9810 N/m<sup>3</sup> para agua),  $Q$  el caudal volumétrico en m<sup>3</sup>/s, y  $H$  la altura neta en metros.

La **potencia mecánica** efectivamente aprovechada por la turbina se determina a partir de las medidas de par y velocidad angular:

$$P_m = M \cdot \omega = M \cdot \frac{2\pi N}{60}$$

siendo  $M$  el par motor en N·m,  $\omega$  la velocidad angular en rad/s, y  $N$  la velocidad de rotación en revoluciones por minuto (rpm).

El **rendimiento global** de la turbina expresa la eficiencia con que se realiza la conversión energética:

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} \times 100 \% = \frac{M \cdot \omega}{\gamma \cdot Q \cdot H} \times 100 \%$$

### 3.2. Sistema de medida y control

El dispositivo experimental incorpora varios sistemas de medida que permiten caracterizar completamente el comportamiento de la turbina:

El **caudal** se determina mediante medición volumétrica, cronometrando el tiempo necesario para acumular un volumen conocido de agua en el depósito:

$$Q = \frac{V}{t}$$

La **altura neta** se obtiene indirectamente a partir de la lectura del manómetro situado a la entrada de la tobera, despreciando las contribuciones de las energías cinética y potencial:

$$H = \frac{P}{\gamma}$$

donde  $P$  representa la presión manométrica en Pascales.

El **par motor** se mide mediante un freno de cinta conectado a dos dinamómetros. La fuerza neta  $F = F_1 - F_2$  aplicada tangencialmente, combinada con el radio  $r$  del tambor, proporciona el valor del par:

$$M = F \cdot r$$

## 4. Materiales y Métodos

### 4.1. Descripción del banco de ensayos

El sistema experimental consta de una turbina Pelton de laboratorio instalada sobre un banco hidráulico completo. Los principales componentes del dispositivo son:

- **Turbina Pelton** con rodete de 132 mm de diámetro exterior, dotado de 14 álabes de 33.5 mm de ancho.
- **Sistema de alimentación** mediante bomba centrífuga con control de caudal.
- **Tobera de aguja** con mecanismo de regulación de la sección de paso.
- **Freno de cinta** con sistema de carga variable y dos dinamómetros para medida de fuerza.
- **Manómetro analógico** para medida de la presión de entrada (rango 0-1 bar).
- **Tacómetro digital** para medida de la velocidad de rotación.
- **Depósito de aforo** con sistema de cronometraje para medida volumétrica del caudal.

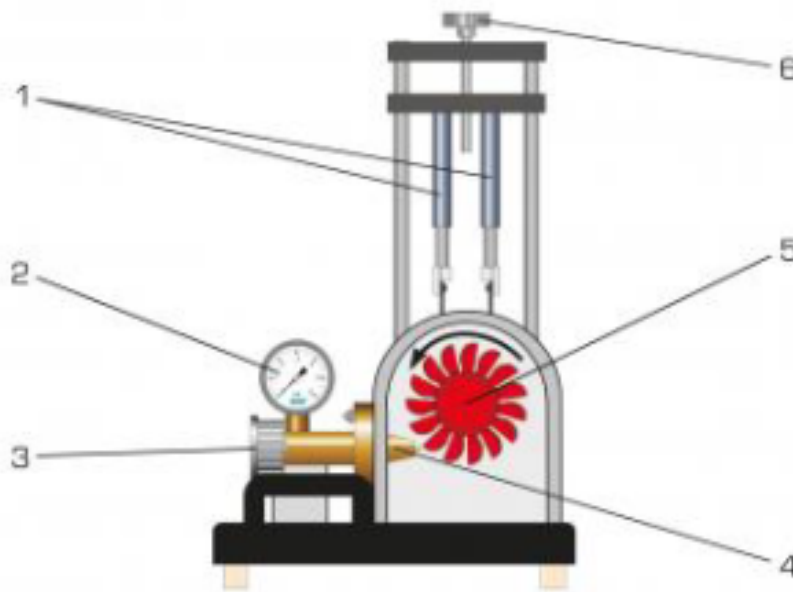


Figura 1: Vista general del dispositivo experimental mostrando los principales elementos: 1) Dinamómetros, 2) Manómetro, 3) Ajuste de la sección de la tobera, 4) Inyector, 5) Rueda Pelton, 6) Ajuste del freno de cinta.

## 4.2. Especificaciones técnicas

Las características nominales de la turbina Pelton utilizada son:

- Potencia máxima: 5 W a 500 rpm
- Caudal nominal: 30 L/min ( $0.0005 \text{ m}^3/\text{s}$ )
- Altura neta nominal: 2 m
- Diámetro del chorro: 10 mm
- Rango de medida de dinamómetros: 0-10 N
- Rango de medida del manómetro: 0-1 bar

## 5. Datos Experimentales

En esta sección se presentan todos los datos brutos recogidos durante la realización de la práctica, organizados según las tres posiciones de la aguja de la tobera estudiadas (5, 3 y 1).

### 5.1. Posición 5 - Apertura máxima

Cuadro 1:  $V = 25$  L,  $t = 45.27$  s,  $P = 0.2$  bar

Velocidad (rpm)	F1 (N)	F2 (N)
856	0.5	0.1
808	1.0	0.25
780	1.5	0.45
757	2.0	0.6
730	2.5	0.75
702	3.0	1.0
675	3.5	1.2
655	4.0	1.4
637	4.5	1.6
610	5.0	1.9
585	5.5	2.1
555	6.0	2.3
495	7.0	2.8
455	8.0	3.2
380	9.0	3.6
310	10.0	4.1
235	11.0	4.5
160	12.0	5.1



## 5.2. Posición 3 - Apertura media

Cuadro 2:  $V = 20$  L,  $t = 45.98$  s,  $P = 0.2$  bar

Velocidad (rpm)	F1 (N)	F2 (N)
850	0.5	0.2
815	1.0	0.4
785	1.5	0.5
745	2.0	0.6
710	2.5	0.8
685	3.0	1.0
655	3.5	1.2
620	4.0	1.5
590	4.5	1.7
560	5.0	1.9
530	5.5	2.2
505	6.0	2.3
455	6.5	2.5
445	7.0	2.7
395	7.5	2.9
375	8.0	3.1
320	8.5	3.4
280	9.0	3.6
235	9.5	3.8
190	10.0	4.1

### 5.3. Posición 1 - Apertura mínima

Cuadro 3:  $V = 15 \text{ L}$ ,  $t = 62.50 \text{ s}$ ,  $P = 0.2 \text{ bar}$

Velocidad (rpm)	F1 (N)	F2 (N)
720	0.5	0.2
657	1.0	0.4
588	1.5	0.5
530	2.0	0.6
493	2.5	0.8
439	3.0	1.0
370	3.5	1.2
315	4.0	1.5
262	4.5	1.7
180	5.0	1.9
105	5.5	2.2

## 6. Calcular las variables que definen el funcionamiento de la turbina: potencia hidráulica de entrada, par motor, potencia de salida y rendimiento global para cada régimen de trabajo

Para caracterizar completamente el funcionamiento de la turbina Pelton, se calcularon sistemáticamente las variables fundamentales que definen su comportamiento en cada régimen de trabajo. El análisis se basó en las siguientes relaciones físicas establecidas:

La **potencia hidráulica de entrada**  $P_h$  representa la energía disponible en el chorro de agua y se calcula mediante:

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H$$

donde  $\gamma = \rho g = 1000 \times 9,81 = 9810 \text{ N/m}^3$  es el peso específico del agua,  $Q$  el caudal volumétrico en  $\text{m}^3/\text{s}$ , y  $H$  la altura neta en metros.

El **par motor**  $M$  desarrollado por la turbina se determina a partir del sistema de freno de cinta:

$$M = (F_1 - F_2) \cdot r$$

utilizando el radio del tambor  $r = 0,025 \text{ m}$  especificado en el equipo experimental.

La **potencia mecánica de salida**  $P_m$  corresponde a la energía útil en el eje y se obtiene como:

$$P_m = M \cdot \omega = M \cdot \frac{2\pi N}{60}$$

donde  $N$  es la velocidad de rotación medida en rpm y  $\omega$  la velocidad angular en rad/s.

Finalmente, el **rendimiento global**  $\eta$  cuantifica la eficiencia de la conversión energética:

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} \times 100 \%$$

Los parámetros constantes utilizados en todos los cálculos fueron: presión de entrada  $P = 0,2 \text{ bar} = 20000 \text{ Pa}$ , altura neta  $H = 2,04 \text{ m}$  calculada a partir de la presión, y radio del tambor  $r = 0,025 \text{ m}$ . Estas condiciones se mantuvieron uniformes durante todos los ensayos experimentales.

### 6.1. Posición 5 - Apertura máxima

- Volumen:  $V = 25 \text{ L} = 0,025 \text{ m}^3$
- Tiempo:  $t = 45,27 \text{ s}$
- Caudal:  $Q = \frac{0,025}{45,27} = 0,000552 \text{ m}^3/\text{s}$
- Potencia hidráulica:  $P_h = 9810 \times 0,000552 \times 2,04 = 11,04 \text{ W}$

Cuadro 4: Resultados para posición de aguja 5 ( $P_h = 11,04$  W)

N (rpm)	Par (N·m)	$\omega$ (rad/s)	$P_m$ (W)	$\eta$ (%)
856	0.0100	89.6	0.90	8.2
808	0.0188	84.6	1.59	14.4
780	0.0263	81.7	2.15	19.5
757	0.0350	79.3	2.78	25.2
730	0.0438	76.4	3.34	30.3
702	0.0500	73.5	3.68	33.3
675	0.0575	70.7	4.07	36.9
655	0.0650	68.6	4.46	40.4
637	0.0725	66.7	4.84	43.8
610	0.0775	63.9	4.95	44.9
585	0.0850	61.3	5.21	47.2
555	0.0925	58.1	5.38	48.7
495	0.1050	51.8	5.44	49.3
455	0.1200	47.6	5.71	51.7
380	0.1350	39.8	5.38	48.7
310	0.1475	32.5	4.80	43.5
235	0.1625	24.6	4.00	36.2
160	0.1725	16.8	2.90	26.3

## 6.2. Posición 3 - Apertura media

- Volumen:  $V = 20$  L = 0,020 m<sup>3</sup>
- Tiempo:  $t = 45,98$  s
- Caudal:  $Q = \frac{0,020}{45,98} = 0,000435$  m<sup>3</sup>/s
- Potencia hidráulica:  $P_h = 9810 \times 0,000435 \times 2,04 = 8,70$  W

Cuadro 5: Resultados para posición de aguja 3 ( $P_h = 8,70$  W)

N (rpm)	Par (N·m)	$\omega$ (rad/s)	$P_m$ (W)	$\eta$ (%)
850	0.0075	89.0	0.67	7.7
815	0.0150	85.3	1.28	14.7
785	0.0250	82.2	2.06	23.7
745	0.0350	78.0	2.73	31.4
710	0.0425	74.4	3.16	36.3
685	0.0500	71.7	3.59	41.3
655	0.0575	68.6	3.95	45.4
620	0.0625	64.9	4.06	46.7
590	0.0700	61.8	4.33	49.8
560	0.0775	58.6	4.54	52.2
530	0.0825	55.5	4.58	52.6
505	0.0925	52.9	4.89	56.2
455	0.1000	47.6	4.76	54.7
445	0.1075	46.6	5.01	57.6
395	0.1150	41.4	4.76	54.7
375	0.1225	39.3	4.81	55.3
320	0.1275	33.5	4.27	49.1
280	0.1350	29.3	3.96	45.5
235	0.1425	24.6	3.51	40.3
190	0.1475	19.9	2.94	33.8

### 6.3. Posición 1 - Apertura mínima

- Volumen:  $V = 15 \text{ L} = 0,015 \text{ m}^3$
- Tiempo:  $t = 62,50 \text{ s}$
- Caudal:  $Q = \frac{0,015}{62,50} = 0,000240 \text{ m}^3/\text{s}$
- Potencia hidráulica:  $P_h = 9810 \times 0,000240 \times 2,04 = 4,80 \text{ W}$

Cuadro 6: Resultados para posición de aguja 1 ( $P_h = 4,80$  W)

N (rpm)	Par (N·m)	$\omega$ (rad/s)	$P_m$ (W)	$\eta$ (%)
720	0.0075	75.4	0.57	11.9
657	0.0150	68.8	1.03	21.5
588	0.0250	61.6	1.54	32.1
530	0.0350	55.5	1.94	40.4
493	0.0425	51.6	2.19	45.6
439	0.0500	46.0	2.30	47.9
370	0.0575	38.7	2.23	46.5
315	0.0625	33.0	2.06	42.9
262	0.0700	27.4	1.92	40.0
180	0.0775	18.8	1.46	30.4
105	0.0825	11.0	0.91	19.0

## 7. Dibujar las curvas de par motor ( $M$ ) en función de $N$ (rpm), para cada posición de la aguja del inyector.

El objetivo de esta sección es representar gráficamente la variación del **par motor** ( $M$ ) con la **velocidad de rotación** ( $N$ ) de la turbina Pelton para las tres posiciones de la aguja del inyector. Dado que el caudal de agua incide directamente sobre la cantidad de energía transmitida al rodete, se espera que el par sea mayor cuanto mayor sea la apertura del inyector.

### 7.1. Posición 5 – Apertura máxima

En esta condición, la aguja se encuentra completamente abierta, permitiendo el máximo caudal de agua y, por tanto, el máximo par motor desarrollado por la turbina.

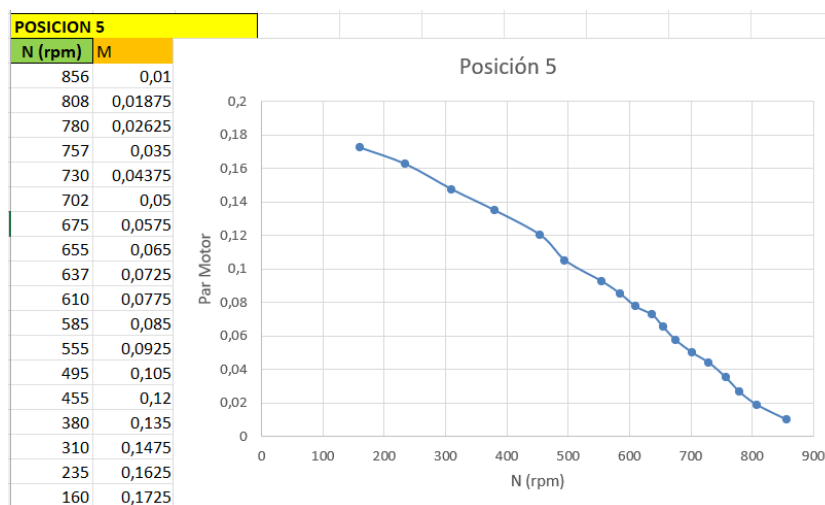


Figura 2: Curva característica del par motor para posición 5 (apertura máxima).

## 7.2. Posición 3 – Apertura media

Al reducir parcialmente la apertura de la aguja, disminuye el caudal y, en consecuencia, la potencia hidráulica disponible.

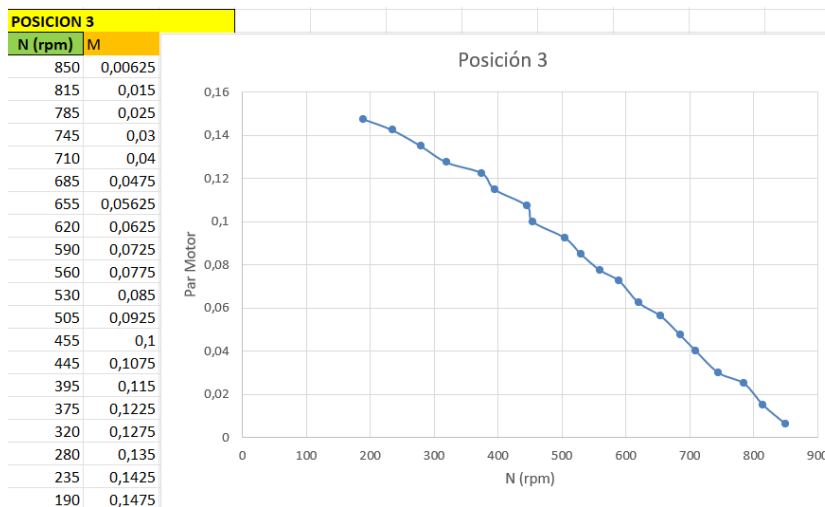


Figura 3: Curva característica del par motor para posición 3 (apertura media).

## 7.3. Posición 1 – Apertura mínima

Finalmente, con la aguja casi cerrada, el caudal que incide sobre los alabes de la rueda es considerablemente menor. Esto provoca una reducción del par motor

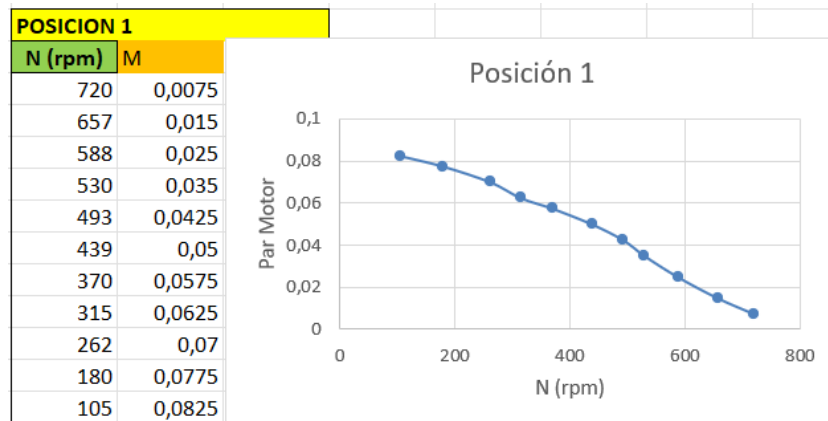


Figura 4: Curva característica del par motor para posición 1 (apertura mínima).

## 8. Dibujar las curvas de potencia de salida ( $P_e$ ) en función de $N$ (rpm), para cada posición de la aguja del inyector

En este apartado se representan las curvas de **potencia mecánica de salida** ( $P_e$  o  $P_m$ ) de la turbina Pelton en función de la velocidad de giro del eje ( $N$ ), para cada posición de apertura de la aguja del inyector.

### 8.1. Posición 5 – Apertura máxima

En la Figura 5 se observa que, para la apertura total del inyector, la turbina desarrolla la mayor potencia de salida.



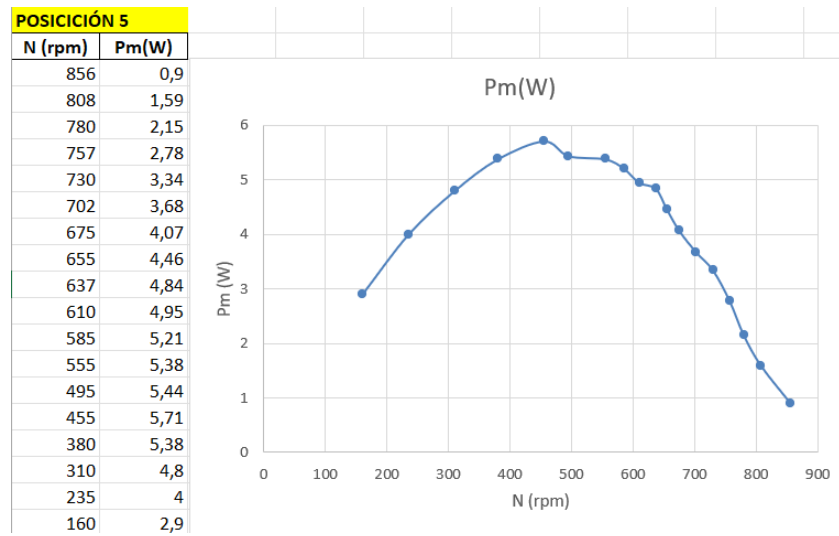


Figura 5: Curva de potencia de salida  $P_m$  en función de la velocidad de rotación para posición 5 (apertura máxima).

## 8.2. Posición 3 – Apertura media

Para una apertura intermedia (Figura 6), la potencia máxima alcanzada es menor. La forma de la curva se mantiene similar a la anterior, confirmando que la potencia de salida depende directamente del caudal suministrado al inyector. El punto de máxima potencia se desplaza ligeramente hacia velocidades inferiores, lo que indica que la turbina entrega su máximo rendimiento a regímenes algo más bajos cuando el caudal disminuye.

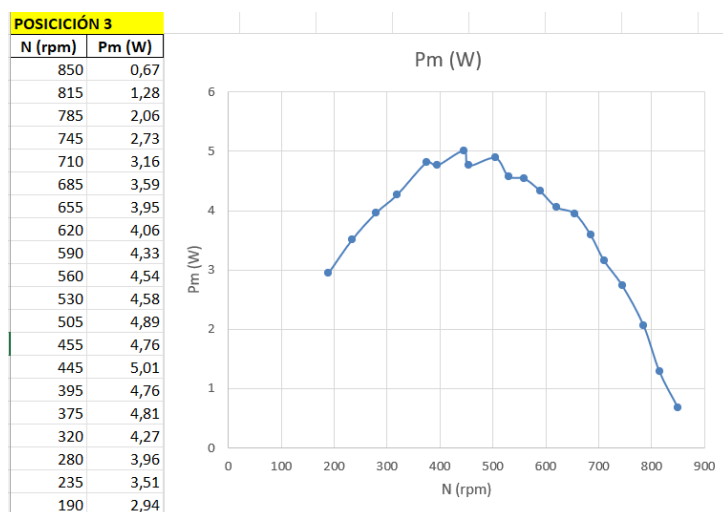


Figura 6: Curva de potencia de salida  $P_m$  en función de la velocidad de rotación para posición 3 (apertura media).

### 8.3. Posición 1 – Apertura mínima

Con la aguja del inyector casi cerrada (Figura 7), el caudal y la energía hidráulica disponibles se reducen de forma considerable. Como consecuencia, la potencia de salida máxima apenas alcanza **2.3 W**, con una forma de curva más estrecha y desplazada hacia menores velocidades de rotación.

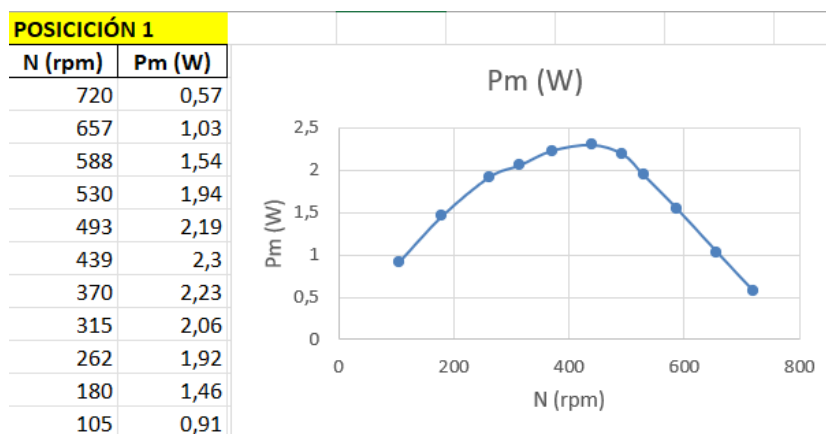


Figura 7: Curva de potencia de salida  $P_m$  en función de la velocidad de rotación para posición 1 (apertura mínima).

## 9. Dibujar las curvas de rendimiento en función de $N$ (rpm), para cada posición de la aguja del inyector

### 9.1. Posición 5 – Apertura máxima

Se observa que el rendimiento aumenta progresivamente con la velocidad hasta alcanzar un máximo del 51.7 % alrededor de 455 rpm, disminuyendo posteriormente a velocidades más altas. Este comportamiento muestra la zona óptima de operación para esta configuración.

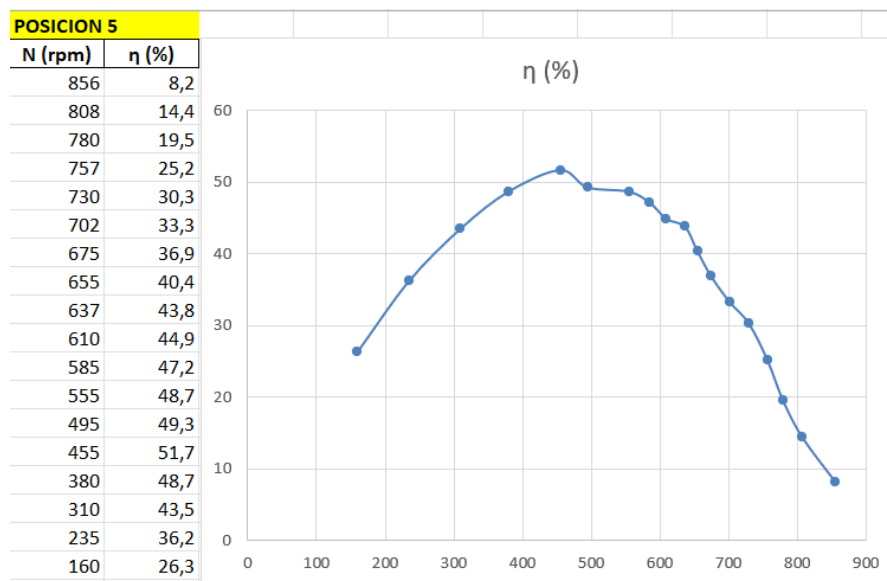


Figura 8: Curva de rendimiento para posición de aguja 5 (apertura máxima). .

### 9.2. Posición 3 – Apertura media

Presenta el mejor rendimiento global de todas las configuraciones, alcanzando un máximo del 57.6 % a 445 rpm.

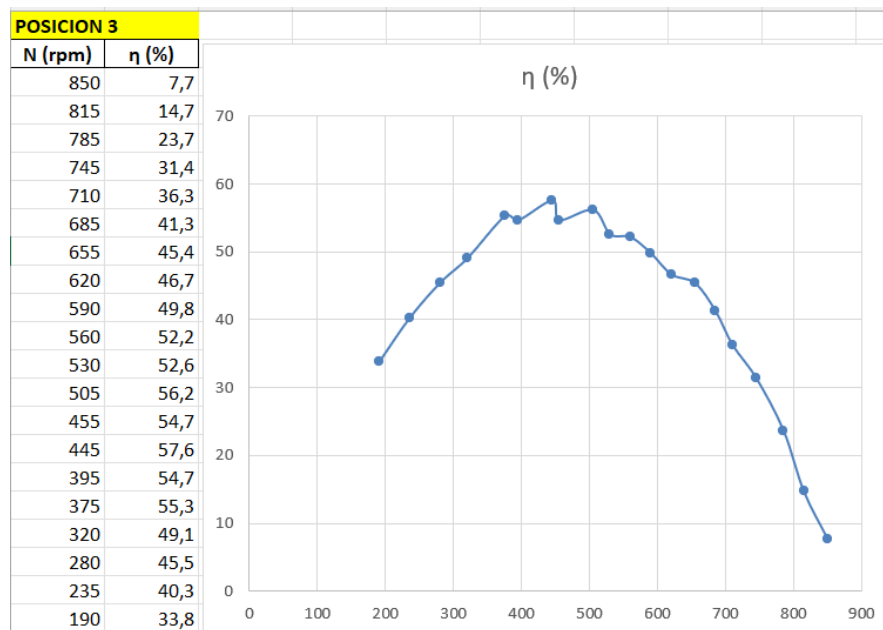


Figura 9: Curva de rendimiento para posición de aguja 3 (apertura media).

### 9.3. Posición 1 – Apertura mínima

El rendimiento máximo alcanza el 47.9% a 439 rpm. Se observa que tanto los valores de rendimiento como el rango de velocidades con alta eficiencia son más reducidos comparado con las otras posiciones, debido al menor caudal disponible

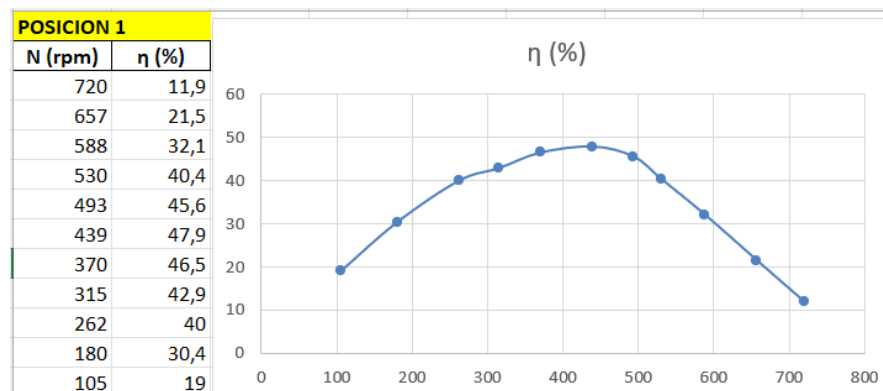


Figura 10: Curva de rendimiento para posición de aguja 1 (apertura mínima). .

## 10. Conclusiones

El análisis experimental de la turbina Pelton ha permitido extraer conclusiones significativas sobre su comportamiento bajo diferentes condiciones de operación. Los resultados obtenidos proporcionan una comprensión completa de las relaciones entre las variables fundamentales que gobiernan el funcionamiento de esta turbina de acción.

### 10.1. Comportamiento del Par Motor

Comparando las tres curvas del Par motor obtenidas, se puede observar que:

- El **par máximo** se alcanza siempre a bajas velocidades y disminuye progresivamente con el aumento de  $N$ .
- A mayor **apertura de la aguja**, mayor es el par desarrollado, debido al incremento del caudal y la energía cinética del chorro.
- Todas las curvas presentan una forma similar, lo que indica que el comportamiento dinámico de la turbina es coherente con el principio de conversión de energía hidráulica en energía mecánica rotacional.

### 10.2. Comportamiento de la Potencia de Salida

Las curvas de potencia mecánica revelan aspectos fundamentales del desempeño energético:

- Se confirma el **comportamiento parabólico** característico, donde la potencia aumenta hasta un máximo y luego disminuye, reflejando el compromiso entre par y velocidad angular.
- La reducción progresiva de la potencia máxima desde la posición 5 hasta la posición 1 evidencia la **dependencia lineal** con el caudal disponible.

### 10.3. Rendimiento Energético

El análisis de las curvas de rendimiento proporciona información crucial sobre la eficiencia de la conversión energética:

- La **posición 3** (apertura media) demuestra ser la configuración óptima, alcanzando el máximo rendimiento global del 57.6 %, lo que sugiere la existencia de un caudal óptimo para el diseño específico de esta turbina.

- El hecho de que la posición 5 (máxima apertura) no proporcione el mejor rendimiento indica la presencia de **pérdidas por turbulencia** y efectos de choque que se intensifican con el aumento del caudal.