

Bomba de calor

Nieto González, Jaime

20 de marzo de 2023

Índice

1. Introducción y objetivos	3
2. Montaje experimental	5
3. Análisis y tratamiento de datos	6
3.1. Caudal $(50,0 \pm 1,0)$ g/s	7
3.2. Caudal $(40,0 \pm 1,0)$ g/s	8
3.3. Caudal $(30,0 \pm 1,0)$ g/s	9
3.4. Caudal $(20,0 \pm 1,0)$ g/s	10
3.5. Caudal $(10,0 \pm 1,0)$ g/s	11
4. Conclusiones	12
5. Apéndice	14

1. Introducción y objetivos

El objetivo de una bomba de calor, que es una máquina térmica, es extraer calor del foco frío (Q_1^+) y transmitirlo a un foco caliente (Q_2^-), siendo necesario de esta forma un trabajo que se le aporte a la bomba (W^+).

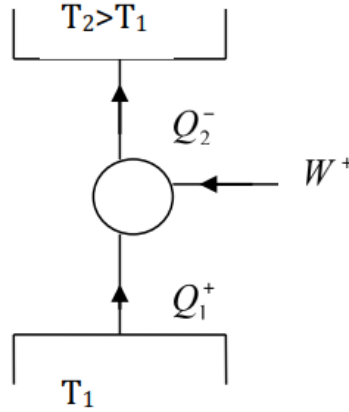


Figura 1: Diagrama de la máquina

Resulta ser el mismo esquema que el de una cámara frigorífica, pero se diferencian en su finalidad, ya que esta última enfría el foco, mientras la bomba de calor trata de calentar el foco caliente. El coeficiente más importante de una bomba es el coeficiente de rendimiento (CoP) que se define:

$$CoP = \frac{-Q_2^-}{W^+} = \frac{Q_2^-}{Q_2^- + Q_1^+} \quad (1)$$

Dado que Q_1^+ es positivo y Q_2^- es negativo, $CoP \geq 1$. El valor máximo del coeficiente de rendimiento es el que realiza el teorema de Carnot, obteniendo:

$$CoP_{max} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (2)$$

El tipo de bomba que empleamos en el laboratorio es aire-agua. La compresión se va a realizar en fase vapor totalmente. Es por eso que se conoce al ciclo de compresión de fase vapor.

Nuestra página utilizará como sustancia de refrigerante diclorodifluorometano (CCl_2F_2), el cual es conocido como freón R-12.

En el diagrama de Mollier vemos representado el ciclo de entalpía frente a la presión. La diferencia resulta es que en el ciclo de Carnot, los procesos de intercambios de calor (4-1 y 2-3) son isobáricos en vez de isotérmicos, y el proceso de expansión (3-4) es isoentálpico. Analizando el ciclo podemos ver a

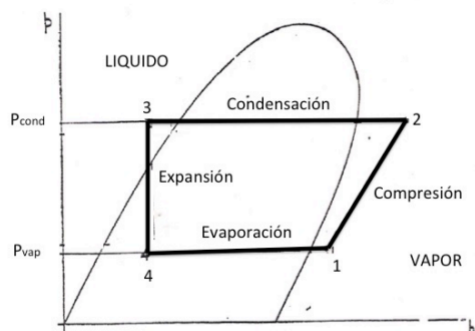


Figura 2: Diagrama de Mollier

base física del funcionamiento de la bomba de calor:

- Proceso 1-2 (compresión del vapor): el compresor induce una compresión isoentrópica del vapor desde la presión de evaporación (baja presión) a la de condensación (alta presión).
- Proceso 2-3 (intercambio de calor con el foco caliente): el vapor a alta presión no es estable, por lo que se necesita retirar el calor latente para pasar a la fase estable líquida. Se produce en un intercambiador de calor llamado condensador.
- Proceso 3-4 (expansión isoentálpica): tenemos una expansión brusca del líquido a alta presión a través de la válvula de expansión desde la presión del condensador a la del evaporador. El líquido está ahora a baja presión.
- Proceso 4-1 (intercambio de calor con el foco frío): el líquido a baja presión no es estable, por lo que tenemos que aportarle calor latente en el evaporador para que pase a la fase vapor estable. En nuestro caso, este calor se obtendrá del aire del laboratorio, volviendo al punto de partida.

Definimos el rendimiento del ciclo en función de nuestras entalpías, y teniendo en cuenta que en los procesos isobáricos $\Delta H = Q_p$:

$$CoP_{ciclo} = \frac{h_3 - h_2}{(h_3 - h_2) + (h_1 - h_4)} = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_2}$$

donde tuvimos en cuenta que $h_3 = h_4$.

El CoP nos proporciona el valor más real del rendimiento de nuestra bomba, tal que:

$$CoP_{real} = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta T_{agua}}{W}$$

Si trabajamos en el mismo intervalo de tiempo Δt , podemos usar las energías por unidad de tiempo obteniendo:

$$CoP_{real} = \frac{q \cdot c_p \cdot \Delta T_{agua}}{P}$$

donde $q = \frac{dm}{dt}$ es el caudal, c_p el calor específico del agua ($c_p = 4,186 J/g \cdot grad$), $\Delta T_{agua} = (T_6 - T_5)$ es la diferencia de temperaturas de entrada y de salida del agua y P es la potencia suministrada.

Mediremos 8 diferentes temperaturas en esta práctica, siendo T_1, T_2, T_3 y T_4 son las temperaturas del freón en cada punto del ciclo indicado en el diagrama de Mollier. Mientras que T_5 y T_6 son las temperaturas de entrada y de salida del agua con las cuales podemos calcular la temperatura estimada del foco caliente:

$$T_C = \frac{T_5 + T_6}{2} \quad \Delta T_{agua} = T_6 - T_5$$

Finalmente, T_{aire1} y T_{aire2} nos indican las temperaturas tanto de entrada como de salida del aire del ventilador, que son medidas con un termómetro externo, permitiendonos calcular la temperatura del foco frío tal que:

$$T_F = \frac{T_{aire1} + T_{aire2}}{2}$$

2. Montaje experimental

La bomba que usaremos es del tipo aire-agua, la cual usa como foco frío el aire como foco frío el aire y como foco caliente el agua. Mostramos a continuación el montaje experimental y los materiales empleados en la práctica:

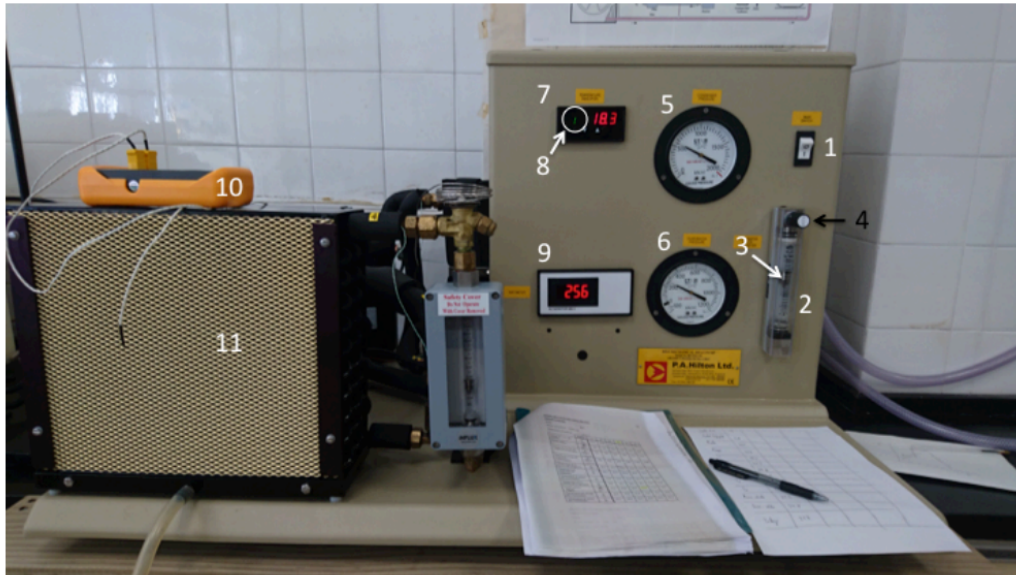


Figura 3: Bomba de calor del laboratorio

El material empleado es el siguiente:

1. Interruptor de encendido y apagado.
2. Caudalímetro de área variable.
3. Flotador interno del caudalímetro (nos sirve de referencia para medir el caudal).
4. Rueda (nos sirve para regular el caudal.)
5. Barómetro de altas presiones.
6. Barómetro de bajas presiones.
7. Display que nos proporciona las 4 temperaturas do ciclo más la temperatura de entrada y salida del auga.
8. Sabremos en cada instante que estamos leyendo la temperatura t_i de estas 6 temperaturas mediante el número en color verde que aparece en la pantalla digital y que corresponde a i .
9. Display que nos proporciona la potencia empleada.
10. Termómetro digital que nos permite obtener las temperaturas de entrada y salida.
11. Evaporador.

La bomba nos proporciona todos los instrumentos que necesitamos para las mediciones de esta práctica. Tenemos dos brómetros, el que está más arriba se encarga de las altas presiones, y de abajo, de las bajas presiones. Están calibrados en kN/m^2 .

El marcador de temperaturas nos proporciona las 4 temperaturas del ciclo más dos de entrada y salida del agua. Tenemos un termómetro digital para medir las temperaturas de entrada y salida del aire.

Tenemos un marcador que nos da información digital sobre la potencia empleada e un caudalímetro que mide el caudal en g/s.

Nuestro procedimniento consiste en fijar un caudal y esperar alrededor de unos 15-20 minutos para alcanzar el estado estacionario. Sabemos que llegamos a este cuando las temperaturas del marcador se mantengan constantes. Una vez alcanzado, medimos las 6 temperaturas que nos proporciona la bomba, las otras dos temperaturas que nos da el termómetro digital, las dos presiones y el valor de la potencia. Obtendremos una estadística tras medir las variables repetidas veces, excepto del caudal y de las presiones, ya que no tienen variación cualificable (si que varían, pero debido a la imprecisión instrumental no podemos cuantificarla). Repetimos todo el proceso para los diferentes caudales.

El objetivo de la práctica es comparar los calores del CoP para los distintos caudales, que hará de foco caliente.

3. Análisis y tratamiento de datos

Antes del análisis de los resultados obtenidos en el laboratorio, trataremos las incertezas de los datos medidos.

En cuanto a las presiones, el barómetro para altas presiones tenía divisiones de $50\text{ kN}/m^2$ y el de las bajas presiones de $25\text{ kN}/m^2$. Pero como fuimos capaces de distinguir hasta la mitad de cada división,

tomaremos como valor la mitad del valor.

Para las temperaturas y potencias que medimos en el marcador digital no teníamos el manual para obtener las incertezas de acuerdo con el fabricante, por lo que tomamos como incerteza la última cifra significativa de estos.

En cuanto al caudal, este tenía subdivisiones de 2g/s, por lo que tendríamos que dividir entre $\sqrt{12}$ suponiendo una distribución rectangular de probabilidad. Pero el medidor oscilaba entre las mitades de las subdivisiones, por lo que tomamos como incerteza 1 g/s.

Por lo que tomamos las siguientes incertezas de tipo B:

$$s(p_1) = 25kN/m^2 \quad s(p_2) = 12kN/m^2 \quad s(q) = 1g/s$$

$$s(P) = 1W \quad s(T) = 0,1C$$

Las presiones que medimos son las relativas, por lo que al poner los datos de la presión presentaremos las absolutas sumando 1 atm = 101325 Pa.

3.1. Caudal ($50,0 \pm 1,0$) g/s

Cambiamos las unidades al SI para el cálculo de los rendimientos. Solo tenemos que cambiar el caudal y las presiones, ya que si cambiamos las temperaturas a K no implica un cambio en las incertezas. Por lo que $1kN/m^2 = 1000Pa$ y $1g/s = 10^{-3}kg/s$.

$$q = (50,0 \pm 1,0) \cdot 10^{-3}kg/s \quad p_1 = (651 \pm 25) \cdot 10^3Pa \quad p_2 = (326 \pm 12) \cdot 10^3Pa$$

Mostramos a continuación una tabla con los valores de las 8 temperaturas y la potencia:

T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{aire1}	T_{aire2}	$P(W)$
12,4	49,7	22	3,3	18,6	27,7	16,4	8,4	254
13,2	50,1	22,2	3,8	18,7	23,8	17,3	9	255
13,6	50,4	22,2	3,9	18,8	24,1	16,8	8,6	257
13,7	50,4	22,5	4	18,8	24,1	16,8	9	257
13,8	50,6	22,5	3,9	18,7	24	16,7	9	257
13,8	50,5	22,3	4,2	18,7	23,9	17,4	9	255
13,8	50,6	22,4	4,1	18,7	23,9	17,2	9,1	256
14	50,8	22,5	4,2	18,8	24,2	17,5	9	257

Cuadro 1: Datos obtenidos en laboratorio (caudal=50g/s)

Ahora mostraremos los valores medios con su respectiva incertidumbre combinada:

	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{aire1}	T_{aire2}	$P(W)$
\bar{x}	13,54	50,39	22,33	3,93	18,73	24,46	17,01	8,89	256,0
s_c	0,21	0,16	0,12	0,14	0,10	0,48	0,17	0,13	1,1

Cuadro 2: Medias e incertidumbres calculadas (caudal=50g/s)

Calculamos ahora las temperaturas del foco frío y del caliente utilizando las ecuaciones que mostramos antes. Para calcular la incerteza empleamos la fórmula de propagación de incertezas y obtenemos que la incerteza de ambas temperaturas se obtiene como: $s(T) = \frac{1}{2}\sqrt{s^2(T_i) + s^2(T_j)}$. Vamos a expresar el resultado ya en Kelvin:

$$T_C = \frac{291,88 + 297,61}{2} = (294,75 \pm 0,25)K \quad T_F = \frac{290,16 + 282,04}{2} = (286,1 \pm 0,11)K$$

Con estas fórmulas calculamos el rendimiento en el caso ideal empleando la fórmula (1) y propagando incertezas obtenemos que:

$$s(CoP_{Ideal}) = \sqrt{\left(-\frac{T_F}{(T_C - T_F)^2}\right)^2 \cdot s^2(T_C) + \left(\frac{T_C}{(T_C - T_F)^2}\right)^2 \cdot s^2(T_F)}$$

Por tanto la eficiencia de la máquina ideal será:

$$\boxed{CoP_{Ideal} = (34,10 \pm 1,02)}$$

Calculamos el rendimiento asociado al ciclo mediante los valores tabulados de las entalpías. Vamos a tomar como incerteza de la entalpía la división que hay en el diagrama, $s(h)=5\text{kJ/kg}$. Por lo que las entalpías son:

$$h_1 = (309,9 \pm 5,0)\text{kJ/kg} \quad h_2 = (338,1 \pm 5,0)\text{kJ/kg} \quad h_3 = h_4 = (130,7 \pm 5,0)\text{kJ/kg}$$

y para la propagación de incertidumbres:

$$s(CoP_{ciclo}) = s(h) \sqrt{\frac{1}{(h_1 - h_2)^2} + \frac{(h_1 - h_3)^2}{(h_2 - h_1)^4} + \frac{(h_3 - h_2)^2}{(h_1 - h_2)^4}}$$

Haciendo los cálculos obtenemos que la eficiencia del ciclo es:

$$\boxed{CoP_{ciclo} = (7,4 \pm 1,7)}$$

Finalmente calculamos la eficiencia real y propagando incertidumbres obtenemos:

$$s(CoP_{real}) = \frac{cp}{P} \sqrt{(T_6 - T_5)^2 \cdot s^2(q) + q^2 \cdot s^2(T_5) + \frac{q^2(T_6 - T_5)^2}{P^2} \cdot s^2(P)}$$

Obtenemos este valor para la eficiencia real:

$$CoP_{real} = (4,68 \pm 0,41)$$

3.2. Caudal(40,0±1,0)g/s

$$q = (40,0 \pm 1,0) \cdot 10^{-3}\text{kg/s} \quad p_1 = (751 \pm 25) \cdot 10^3\text{Pa} \quad p_2 = (351 \pm 12) \cdot 10^3\text{Pa}$$

A continuación, mostramos una tabla con los datos recogidos en el laboratorio:

T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{aire1}	T_{aire2}	$P(W)$
13,8	51,4	24,4	5,2	20,1	26,9	17,5	9,8	266
13,8	51,8	25	4,8	20,2	26,8	17,4	9,7	264
14,3	52	24,8	4,8	20,3	27	17,7	9,7	264
14,2	52,2	25	5	20,5	27,3	17,8	10	267
14,4	52,3	25,2	5	20,4	27,1	17,7	10,2	264
14,4	52,3	25,3	5,3	20,6	27,2	17,9	10,2	267
14,6	52,4	25,4	5,4	20,7	27,4	17,6	10,2	265
14,7	52,7	25,7	5,5	20,8	27,7	17,6	10,2	266

Cuadro 3: Datos obtenidos en laboratorio (caudal=40g/s)

Ahora, otra con las media e incertidumbres combinadas:

	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{aire1}	T_{aire2}	$P(W)$
\bar{x}	14,27	52,14	25,10	5,13	20,45	27,17	17,65	10,00	265,4
s_c	0,15	0,17	0,17	0,14	0,13	0,14	0,11	0,13	1,1

Cuadro 4: Medias e incertidumbres calculadas (caudal=40g/s)

$$T_C = \frac{293,60 + 300,32}{2} = (296,960 \pm 0,096)K \quad T_F = \frac{290,8 + 283,15}{2} = (286,975 \pm 0,085)K$$

La eficiencia de la máquina en el caso ideal es $CoP_{carnot} = (29,74 \pm 0,38)$

Ahora obtendremos los valores tabulados de las entalpías para obtener el rendimiento asociado al ciclo, tal que:

$$h_1 = (309,9 \pm 5,0)kJ/kg \quad h_2 = (344,7 \pm 5,0)kJ/kg \quad h_3 = h_4 = (134,7 \pm 5,0)kJ/kg$$

siendo la eficiencia del ciclo $CoP_{carnot} = (6,0 \pm 1,1)$

El valor de la eficiencia real es $CoP_{real} = (4,24 \pm 0,16)$

3.3. Caudal($30,0 \pm 1,0$)g/s

$$q = (30,0 \pm 1,0) \cdot 10^{-3}kg/s \quad p_1 = (851 \pm 25) \cdot 10^3Pa \quad p_2 = (351 \pm 12) \cdot 10^3Pa$$

A continuación, mostramos una tabla con los datos recogidos en el laboratorio:

T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{aire1}	T_{aire2}	$P(W)$
14,2	53,7	28,5	6,4	22,7	31,7	17,9	11	700
14,5	54,3	29,3	6,2	23	32,3	17,7	10,9	750
14,5	54,7	29,6	6,4	23	32,2	17,5	10,8	750
14,1	54,8	29,6	6,4	22,9	32,1	17,4	10,8	750
14,5	54,7	29,3	6,2	22,7	31,8	17,6	10,9	750
14,5	54,8	29,5	6,3	22,8	31,9	17,8	10,9	750
14,5	54,8	29,4	6,3	22,9	31,8	17,7	11	750
14,7	54,8	29,4	6,5	23	32,1	17,8	11	750

Cuadro 5: Datos obtenidos en laboratorio (caudal=30g/s)

Ahora, otra con las media e incertidumbres combinadas:

	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{aire1}	T_{aire2}	$P(W)$
\bar{x}	14,44	54,58	29,33	6,34	22,88	31,99	17,68	10,91	280,5
s_c	0,12	0,17	0,16	0,11	0,11	0,13	0,12	0,10	1,3

Cuadro 6: Medias e incertidumbres calculadas (caudal=30g/s)

$$T_C = \frac{296,03 + 305,14}{2} = (300,585 \pm 0,085)K \quad T_F = \frac{291,02 + 284,06}{2} = (287,54 \pm 0,078)K$$

La eficiencia de la máquina en el caso ideal es $\boxed{CoP_{Ideal} = (22,04 \pm 0,18)}$

Ahora obtendremos los valores tabulados de las entalpías para obtener el rendimiento asociado al ciclo, tal que:

$$h_1 = (310,1 \pm 5,0)kJ/kg \quad h_2 = (338,8 \pm 5,0)kJ/kg \quad h_3 = h_4 = (140,8 \pm 5,0)kJ/kg$$

siendo la eficiencia del ciclo $\boxed{CoP_{Ciclo} = (6,9 \pm 1,6)}$

El valor de la eficiencia real es $\boxed{CoP_{real} = (4,08 \pm 0,16)}$

3.4. Caudal $(20,0 \pm 1,0)$ g/s

$$q = (20,0 \pm 1,0) \cdot 10^{-3}kg/s \quad p_1 = (1001 \pm 25) \cdot 10^3Pa \quad p_2 = (376 \pm 12) \cdot 10^3Pa$$

A continuación, mostramos una tabla con los datos recogidos en el laboratorio:

T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{aire1}	T_{aire2}	$P(W)$
14,4	56,4	33,2	7	25,2	38,4	17,5	11,3	302
14,8	57,7	35	7	25,8	39	17,5	11,4	306
14,9	58,3	35,4	7,2	25,9	39,5	18	11,4	306
15	58,7	35,8	7,3	26,2	39,9	17,8	11,3	306
15	59	36	7,4	26,1	39,8	18	11,4	309
15,2	59,4	36,3	7,5	26,1	40,3	18,1	11,4	311
15,2	59,5	36	7,5	26	39,6	18,2	11,5	307
15,1	59,5	36	7,4	26	39,7	18,2	11,6	308
15,1	59,5	36	7,4	26	39,7	18,2	11,6	308

Cuadro 7: Datos obtenidos en laboratorio (caudal=20g/s)

Ahora, otra con las media e incertidumbres combinadas:

	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{aire1}	T_{aire2}	$P(W)$
\bar{x}	14,95	58,56	35,46	7,29	25,91	39,53	17,91	11,41	306,9
s_c	0,14	0,39	0,37	0,12	0,15	0,23	0,14	0,11	1,4

Cuadro 8: Medias e incertidumbres calculadas (caudal=20g/s)

$$T_C = \frac{299,06 + 312,68}{2} = (305,87 \pm 0,14)K \quad T_F = \frac{291,06 + 284,56}{2} = (287,810 \pm 0,089)K$$

La eficiencia de la máquina en el caso ideal es $CoP_{Ideal} = (16,94 \pm 0,15)$

Ahora obtendremos los valores tabulados de las entalpías para obtener el rendimiento asociado al ciclo, tal que:

$$h_1 = (309,5 \pm 5,0)kJ/kg \quad h_2 = (350,3 \pm 5,0)kJ/kg \quad h_3 = h_4 = (149,7 \pm 5,0)kJ/kg$$

siendo la eficiencia del ciclo $CoP_{Ciclo} = (4,96 \pm 0,81)$

El valor de la eficiencia real es $CoP_{real} = (3,71 \pm 0,20)$

3.5. Caudal(10,0 ± 1,0)g/s

$$q = (10,0 \pm 1,0) \cdot 10^{-3}kg/s \quad p_1 = (1351 \pm 25) \cdot 10^3Pa \quad p_2 = (376 \pm 12) \cdot 10^3Pa$$

A continuación, mostramos una tabla con los datos recogidos en el laboratorio:

T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{aire1}	T_{aire2}	$P(W)$
14,7	63,1	42,3	8,1	28,4	50,8	17,8	12	345
15,2	65,2	45,1	8	29	52,1	18	11,9	349
15,2	66,2	46	8,3	29,2	52,5	17,8	11,9	347
15,2	66,8	46,2	8,3	29,4	52,6	17,9	11,8	347
15,3	67,2	46,4	8,4	29,5	53,1	17,8	11,8	348
15,2	67,2	46,5	8,3	29,5	53	17,8	11,8	349
15,1	67,9	46,7	8,2	29,4	53,7	17,6	11,8	348
15,1	68,3	46,9	8,2	29,5	53,5	17,8	11,8	345
15,1	59,5	36	7,4	26	39,7	18,2	11,6	308

Cuadro 9: Datos obtenidos en laboratorio (caudal=10g/s)

Ahora, otra con las media e incertidumbres combinadas:

	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_{aire1}	T_{aire2}	$P(W)$
\bar{x}	15,13	66,49	45,76	8,23	29,24	52,66	17,81	11,85	347,3
s_c	0,12	0,60	0,54	0,11	0,17	0,34	0,11	0,10	1,1

Cuadro 10: Medias e incertidumbres calculadas (caudal=10g/s)

$$T_C = \frac{302,55 + 325,81}{2} = (314,18 \pm 0,19)K \quad T_F = \frac{290,96 + 285}{2} = (287,980 \pm 0,074)K$$

La eficiencia de la máquina en el caso ideal es $CoP_{Ideal} = (12,025 \pm 0,087)$

Ahora obtendremos los valores tabulados de las entalpías para obtener el rendimiento asociado al ciclo, tal que:

$$h_1 = (310,1 \pm 5,0)kJ/kg \quad h_2 = (342,4 \pm 5,0)kJ/kg \quad h_3 = h_4 = (162,5 \pm 5,0)kJ/kg$$

siendo la eficiencia del ciclo $CoP_{Ciclo} = (5,5 \pm 1,1)$

El valor de la eficiencia real es $CoP_{real} = (2,82 \pm 0,29)$

4. Conclusiones

A continuación vamos a sacar algunas conclusiones de los datos obtenidos. Vamos a mostrar los 3 rendimientos calculados de cada caudal ya que el objetivo de esta práctica es la comparación del funcionamiento de la bomba de calor en función del caudal de agua. Los resultados obtenidos son:

$Caudal$	CoP_{Ideal}	CoP_{Ciclo}	CoP_{real}
50	34,10	7,4	4,68
40	29,74	6,0	4,24
30	22,04	6,9	4,08
20	16,94	4,96	3,71
10	12,025	5,5	2,82

Cuadro 11: Datos finales obtenidos

Podemos observar que siempre se cumple que $CoP_{Ideal} > CoP_{Ciclo} > CoP_{real}$. Esto es debido a que en el caso del CoP_{Ideal} , como el nombre dice, trabaja como un ciclo de Carnot ideal. Nuestra bomba trabaja bajo un ciclo de compresión de fase vapor.

Debido al rozamiento, los rendimientos reales son menores que los del ciclo.

Cabe destacar en cuanto los rendimientos del ciclo que, al tener que hallar las entalpías en el diagrama de Mollier, tenemos unas incertidumbres mayores al resto.

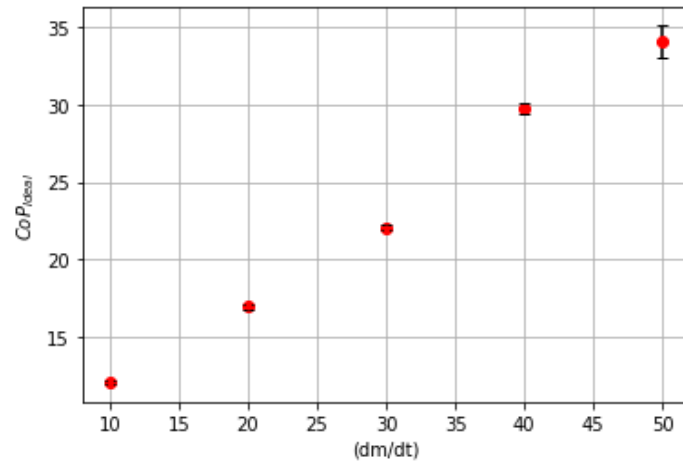


Figura 4: CoP_{Ideal}

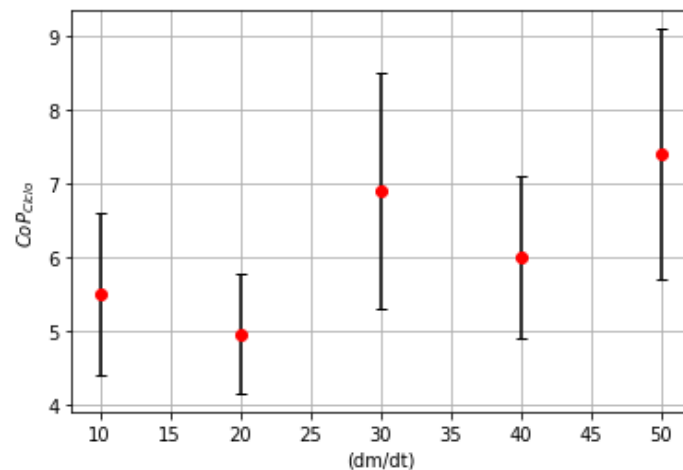


Figura 5: CoP_{Ciclo}

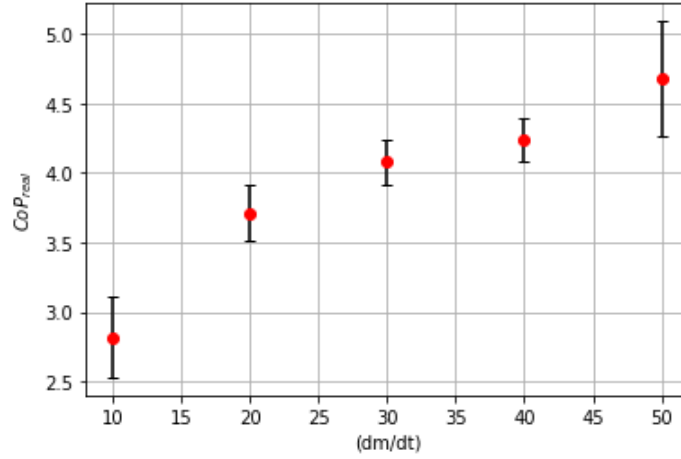


Figura 6: CoP_{real}

En la segunda gráfica, en la del CoP_{Ciclo} , cabe destacar la bajada del cuarto punto. Esto puede deberse por la poca precisión del diagrama de Mollier, pequeñas variaciones del caudal, diferencias de temperatura y presión... Todo esto provoca que la obtención de la entalpías sea dificultosa y no todo lo precisa que desearíamos, afectando a nuestro rendimiento.

Concluyendo, podemos decir que, salvo el punto estudiado anteriormente, los resultados son satisfactorios, ya que los resultados de CoP_{Ideal} son coherentes, los de CoP_{Ciclo} teniendo en cuenta las dificultades se adecuan y finalmente los de CoP_{real} , que son los mejores ya que varían muy poco entre si.

5. Apéndice

La ecuación de incertezas es tal que:

$$s(y) = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 \cdot s^2(x_i)}$$

mientras que las ecuaciones empleadas para realizar el tratamiento estadístico de los datos tomados en cada caudal:

Media aritmética:

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i}{n}$$

Desviación típica de la muestra:

$$s_A(x_i) = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}}$$

Desviación típica de la muestra:

$$s_A(\bar{x}) = \frac{s_A(\bar{x})_i}{\sqrt{n}}$$

Incertidumbre combinada:

$$s_C = \sqrt{s_A^2(\bar{x}) + s_B^2}$$