

Informe N°5: Laboratorio de Máquinas: Comportamiento del compresor recíproco

Lucas Villalobos Burgos ¹

¹Escuela de Ingeniería Mecánica

Pontificia Universidad Católica de Valparaíso

cristobal.galleguillos@pucv.cl

3 de noviembre de 2020

1. Introducción y Objetivos

El presente informe trae consigo el análisis de datos experimentales para un compresor reciprocante, del cual se puede inferir por las fórmulas y gráficos entregados que es de multietapas, bajo la condición de free air deliver, funcionando isoentropicamente.

Objetivo General: Reconocer las características, rangos de operación y capacidades de los compresores recíprocos (desplazamiento positivo).

Objetivos Específicos: Establecer un análisis a partir de la data experimental sobre las características de estos compresores y de cada cilindro, análisis de gráficos, parámetros de uso, correcto manejo de diagramas y anexos con datos relevantes para el cálculo.

2. Desarrollo

2.1. Fórmulas

2.1.1. Capacidad

La capacidad, medida en $[m^3/hr]$, depende de un coeficiente alfa (0,6 [-]), la sección (S) del orificio del diafragma en $[cm^2]$, la temperatura absoluta de aspiración del compresor (T_a) y del estanque de baja presión (T) en [K], la presión diferencial manométrica (H) y la presión barométrica (P_a) en [cmca].

$$V = 8,62 * \alpha * S * T_a * \sqrt{\frac{H}{T * P_a}}$$

2.1.2. Cilindrada

La cilindrada se mide en $[m^3]$, con un diámetro de cilindro de baja presión en (D_{CBP}) y la carrera en [m].

$$Cl = \frac{1}{4} * \pi * D_{CBP}^2 * L$$

2.1.3. Desplazamiento

El desplazamiento por minuto $[m^3/min]$ es un producto de la cilindrada con la Velocidad rotacional medida en $[rpm]$.

$$Dl = Cl * n$$

2.1.4. Rendimientos volumétricos

El rendimiento volumétrico real es una diferencia de la capacidad y el desplazamiento, con un factor de conversión de 60 para el tiempo y 100 para llevarlo a porcentaje.

$$\eta_r = \frac{V}{60 * Dl} * 100$$

El rendimiento volumétrico convencional consta del espacio muerto (definido por la división del volumen del espacio muerto del CBP y la cilindrada), la relación de compresión total y el coeficiente politrópico, que en nuestro caso equivale a 1,4 debido a que el compresor se asume que funciona bajo régimen isoentrópico.

$$\eta_{vc} = \left(1 - C \left(r^{\left(\frac{1}{k} \right)} - 1 \right) \right) * 100$$

$$C = \frac{\text{Volumen espacio Muerto}_{CBP}}{Cl}$$

El rendimiento volumétrico indicado es la división de la capacidad y la cilindrada indicada en los diagramas.

Se escalaron los diagramas para el cálculo del rendimiento volumétrico indicado y la presión media indicada, sumando las distancias de ambos diagramas contando sus espacios muertos, y restandole el largo de carrera (debido a que la suma consideraría dos veces esa carrera) de 66 $[mm]$.

$$\eta_{vci} = \frac{l_{\text{Capacidad}}}{l_{ci}} * 100$$

2.1.5. Presión Media Indicada

La presión media indicada $[kp/cm^2]$ se define por el área y el largo del diagrama, ambos para cada cilindro $[cm^2]$, y la constante del resorte de 6 $[kp/cm^2]/[mm]$.

$$Pmi = \frac{A_{DICXP}}{L_{DICXP}} * K_{\text{Resorte CXP}}$$

2.1.6. Potencia Indicada

La potencia indicada [kW] depende de los factores indicados, como por ejemplo la PMI y el área del diagrama, además de la carrera del compresor y las revoluciones por minuto, y sumado a otros factores correctivos.

$$N_{iCXP} = \frac{P_{miCXP} * A_{CXP} * L * n * 9,80665}{60 * 1000}$$

2.1.7. Corriente y Potencia Eléctrica

La corriente y potencia eléctrica dependen de los datos entregados. La corriente total [A] es el promedio entre las corrientes trifásicas.

$$I = \frac{I_1 + I_2 + I_3}{3}$$

La potencia eléctrica [kW] es una suma de potencias consumidas por etapa.

$$N_{Elec} = W_1 + W_2$$

2.1.8. Caudal de agua y Calor Transferido

El caudal de agua [l/min] para la refrigeración está dado por un tiempo definido para el cual circulan los litros de agua.

$$V_{agua} = \frac{10}{\tau} * 60$$

El calor cedido al refrigerante es un producto entre la densidad del agua [kg/m³], el caudal, el calor específico [kcal/kg]

$$Q = \rho * V_{agua} * c * (t_s - t_E)$$

3. Tabla de valores calculados

		Cilindrada	Despl	Capac	Rendimiento			Presion MI		Area Diagrama	
		CL	DL	V	Real	Conv	Indic	CBP	CAP	CBP	CAP
		m3	m3/min	m3/hr	-	-	-	kp/cm2	kp/cm2	m2	m2
1	7,0	0,002951	1,4733	73,4853	83,1298	83,174	77,78	550,45	590,23	0,0005	0,000557
2	6,0	0,002951	1,4715	75,4786	85,4874	85,529	81,75	446,09	464,73	0,0005	0,000511
3	4,9	0,002951	1,4777	74,5226	84,0507	88,254	88,89	367,8	331,86	0,0005	0,000447
4	3,9	0,002951	1,4842	76,0316	85,3776	90,888	73,68	279,09	219,17	0,0005	0,000371
5	2,8	0,002951	1,4854	77,0994	86,5079	94,022	82,96	207,58	113,02	0,0005	0,000266
6	1,8	0,002951	1,4907	78,3051	87,5476	97,2	84,85	129,44	38,564	0,0005	0,000141
7	1,0	0,002951	1,496	78,3295	87,264	100,13	84,85	66,742	7,6818	0,0004	5,07E-05

Potencia (N)				Corriente	Caudal	Calor Transf
CBP	CAP	Total	Electr	I	Vagua	Q
kW	kW	kW	kW	A	l/min	kcal/min
3,0906	3,5534	6,6439	9,81	16,36667	7,6923	65,31923077
2,3652	2,567	4,9322	9,59	15,73333	8	63,936
1,9771	1,6096	3,5867	8,43	14,3	7,7922	62,21304935
1,4365	0,8859	2,3225	7,93	13,46667	7,8947	63,03164211
1,1078	0,3284	1,4362	7,4	12,63333	7,8947	63,03164211
0,6724	0,0597	0,7321	6,81	11,43333	8,1081	64,7352
0,323	0,0043	0,3272	5,74	9,933333	7,7922	62,21304935

alfa	S	C	r			calor	rho
-	cm2	-	CBP	CAP	Total	kcal/kg	kg/m3
0,6	3,801	0,05761	2,602	2,602	6,77	1	999
0,6	3,801	0,05761	2,409	2,409	5,8	1	999
0,6	3,801	0,05761	2,177	2,177	4,74	0,999	999
0,6	3,801	0,05761	1,942	1,942	3,77	0,999	999
0,6	3,801	0,05761	1,646	1,646	2,71	0,999	999
0,6	3,801	0,05761	1,32	1,32	1,74	0,999	999
0,6	3,801	0,05761	0,984	0,984	0,97	0,999	999

3.1. Gráficos y Análisis

Todos los gráficos están en función de la presión de descarga en $[kp/cm^2]$.

3.1.1. Rendimiento Volumétrico Real, Convencional, Convencional Indicado y Capacidad

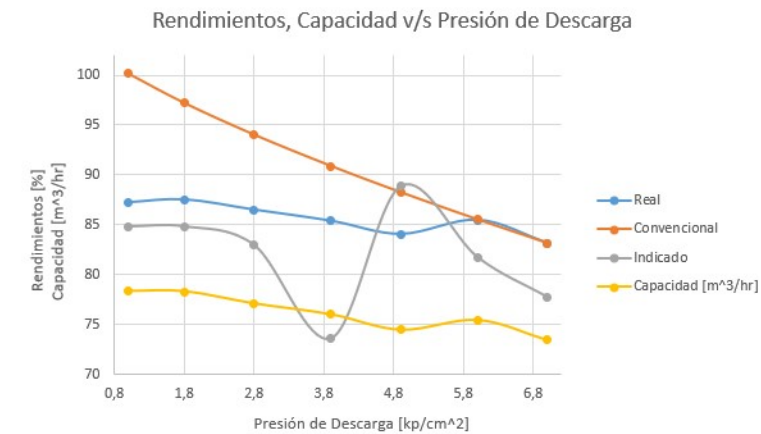


Figura 1: Rendimientos y Capacidad

- ¿La forma de las curvas es la correcta?

La curva de rendimiento real es errática debido a la capacidad, la cual toma valores dispares producto de las diferencias de la presión en el manómetro diferencial, siguiendo una forma de curva peculiar, que no se relaciona a una curva normal de rendimiento, la cual debiera aumentar a mayores presiones de descarga.

La curva de rendimiento convencional es normal, de hecho, sigue la lógica de la curva debido a que disminuye respecto al aumento de la relación de compresión, por lo que se dan menores eficiencias a mayor presión de descarga.

La curva indicada no es fiable, esto se puede evidenciar con los dos valores o "crestas" que existen, esto debido a la medición de los diagramas, por lo que, excluyendo esos dos valores peak, la curva sería

- ¿Los valores del rendimiento volumétrico real están en el rango que le corresponde?

Sí y no, tomando como referencia los apuntes de turbomáquinas y el libro del profesor Mége, el rendimiento real para los compresores suele tener valores ligeramente mayores a 80 % de eficiencia para relaciones de compresión bajas, decreciendo en una razón del 30 % para las relaciones de compresión mayores (para un compresor de doble etapa, que puede alcanzar 8 $[kp/cm^2]$), por efecto de la compresibilidad del aire y de su imposibilidad de ser considerado un gas ideal en condiciones ambiente. Entonces, los valores son normales pero debiesen tener valores extremos mas pronunciados, sobretodo en las relaciones de compresión mayores, estando entre los límites anteriormente expuestos (80 ~ 50 %).

- ¿Cómo explica las diferencias entre el rendimiento volumétrico real y los otros rendimientos?

Debido a las consideraciones que toman las diferentes fórmulas, ya que los rendimientos convencionales consideran valores correctivos para el cambio de densidad del fluido, fugas, el hecho de que el aire entrante no es ideal, el llenado incompleto del cilindro independiente de su espacio muerto, lubricación, viscosidad. Por lo tanto, es normal que estos rendimientos sean menores al volumétrico real.

3.1.2. Temperatura de aspiración y descarga de cada cilindro

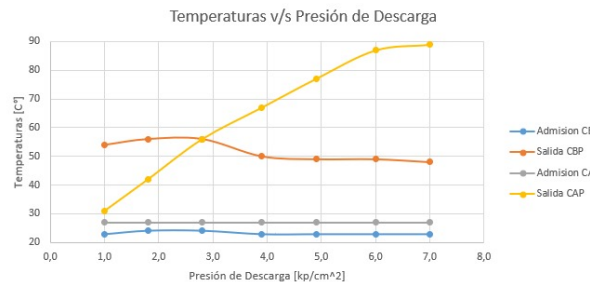


Figura 2: Temperaturas de aspiración y descarga

- ¿La posición relativa de las curvas es la correcta? Si es necesario explique.

Son correctas, los valores de entrada es evidente que se tienen que mantener invariables y el de admisión al CAP es ligeramente mayor al de admisión del CBP debido a la excitación que ya lleva el fluido. La refrigeración del aire para las diferentes presiones de descarga se lleva de igual manera, por lo que los valores de temperatura a la salida del CAP son ligeramente menores a su admisión, ya que solo circulan por esa etapa y se calientan debido al rozamiento. En cambio, para las mayores presiones de descarga, siguiendo la lógica de la ley de los gases ideales, el CAP logra aumentar la temperatura del gas por comprimirlo.

- ¿Los valores están en el rango que le corresponde?

Están en un rango aceptable, el agua refrigera alrededor del 15 ~ 40 % del calor total y un 30 ~ 40 % en la refrigeración posterior al CBP, traduciendo en un aumento de 5 ~ 10 $[°C]$ la admisión al CAP versus la admisión del CBP, y aumentando en 40 ~ 50 $[°C]$ en cada etapa de compresión, alcanzando en las mayores presiones de descarga, temperaturas cercanas a 90 $°C$. Además, se entiende que la compresión minimamente se puede hacer en la isoterma, algo imposible en la práctica pero que nos da pie para poder entender que la temperatura a la entrada del CAP va a ser mayor, en nuestro caso, o igual en el caso teórico.

3.1.3. Presión de aspiración y descarga de cada cilindro, y la presión intermedia

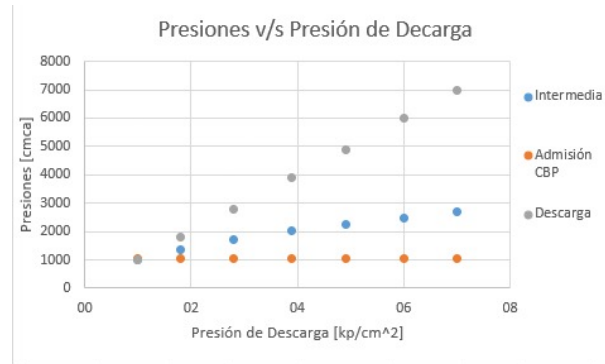


Figura 3: Presión de aspiración y descarga, y la presión intermedia

- ¿La posición relativa de las curvas es la correcta? Si es necesario explique.

No hay mucho que explicar para las presiones ya que, se entiende que la admisión es a una atmósfera, la descarga es variable y que la presión intermedia es la raíz del producto entre ambos, siendo valores que se condicen con la teoría de los compresores de 2 etapas, que pueden alcanzar un rango de $2 \sim 8,8 [kp/cm^2]$. Está claro que la disposición de las curvas va a ser lineal y creciente a medida que la relación de compresión aumenta.

- ¿Los valores están en el rango que le corresponde?

Todos los valores relativos a las presiones están dentro del rango.

3.1.4. Potencia indicada de cada cilindro, total, potencia y corriente eléctrica

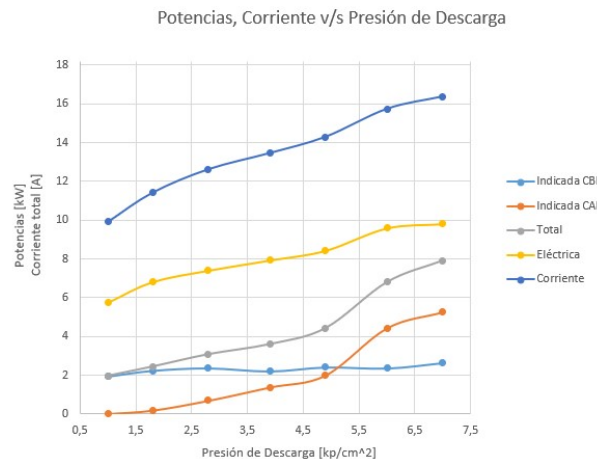


Figura 4: Potencias

- ¿La posición relativa de las curvas es la correcta? Si es necesario explique.

La potencia eléctrica siempre va a ser mayor que la potencia total, puesto que hay perdidas en el motor y en la transmisión, además de que se gasta más energía a mayor presión de descarga, debido a que se "fuerza" mas al compresor, necesitando mas energía para poder mover el fluido en el cilindro con mayor velocidad y mayores fuerzas.

Los valores de potencia indicada en el CAP tienden a ser cero a bajas presiones, porque todo el trabajo del compresor se lo lleva el CBP.

- ¿Los valores están en el rango que le corresponde?

Correctos, es normal que en un compresor de este tipo se gaste energía que bordan los 10[hp] o 7,7 [kW].

3.1.5. Temperatura de entrada y salida del refrigerante, caudal de agua y calor cedido

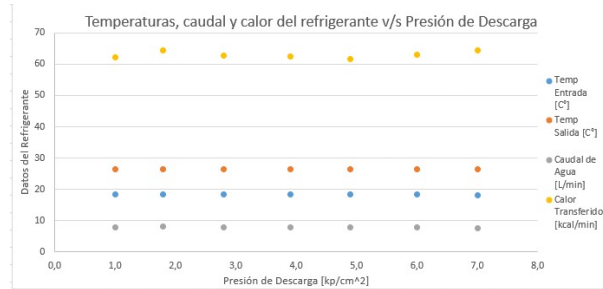


Figura 5: Datos relacionados al refrigerante y caudal de agua

- ¿La posición relativa de las curvas es la correcta? Si es necesario explique.

Podemos establecer que los datos de las temperaturas de entrada y salida del refrigerante, al igual que el caudal de agua, son constantes debido a que la refrigeración se mantiene bajo régimen constante, por lo que podemos inferir que el flujo de calor extraído al fluido de trabajo del compresor se mantiene para todas las presiones de descarga y para cada caso de trabajo, y la posición relativa de las curvas sería la correcta.

- ¿Los valores están en el rango que le corresponde?

Al ser datos obtenidos experimentalmente, los valores relativos a caudales y calor extraído son correctos en la medida de que las temperaturas lo sea, las cuales están fuera de los rangos de funcionamiento, con temperaturas muy bajas en la salida, las cuales debiesen estar entre los 60 ~ 80 [°C] en el intercambiador intermedio, pero como el rango operacional del caudal para el que se piensa este rango es de 2 a 3 [l/min], no es ilógico pensar que la temperatura tome valores tan bajos considerando que el volumen de agua que pasa por el intercambiador es de 7 [l/min] aproximadamente para cada caso.

3.1.6. Relaciones de compresión de cada cilindro

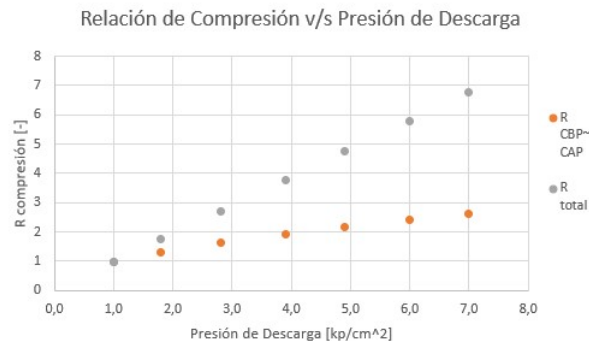


Figura 6: Relaciones de compresión

- ¿La posición relativa de las curvas es la correcta? Si es necesario explique.

Correctas, se entiende que al comparar un valor que es proporcional a la relación de compresión versus ella, se obtienen gráficos ascendentes y lineales.

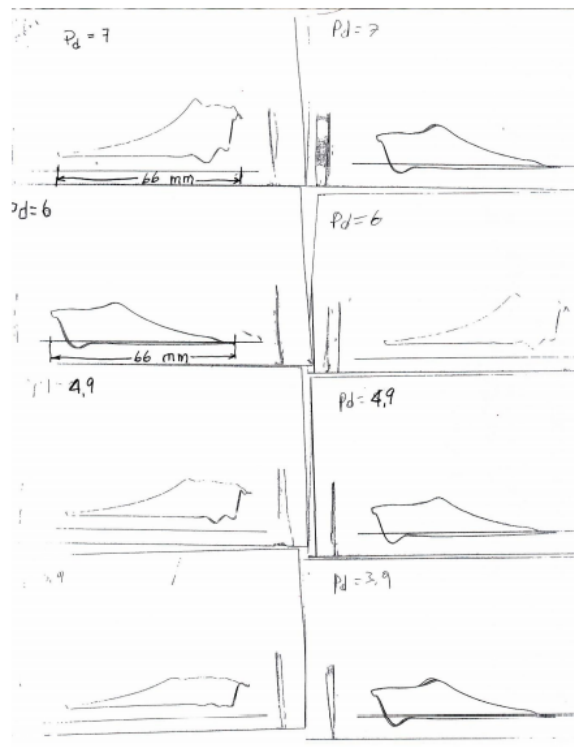
- ¿Los valores están en el rango que le corresponde?

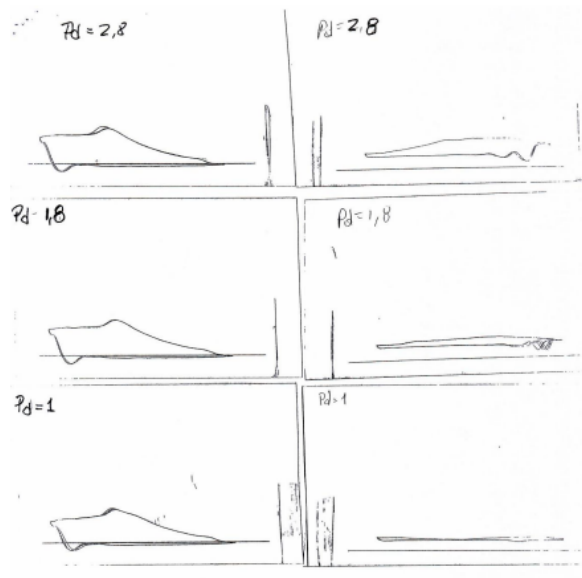
Tiene completa relación al funcionamiento de un compresor recíproco de dos etapas, llegando al rango usual de uso que es entre $1,2 \sim 4$ para cada etapa, por lo que se encuentra dentro de los valores calculados.

4. Conclusión

Para el compresor recíproco, se han estudiado los conceptos relativos a turbomáquinas, mas específicamente los compresores de desplazamiento negativo y que se hacían necesarios para la descripción y el correcto análisis de los valores calculados, abarcando un tipo de compresor específico con buenas capacidades para trabajo pesado (Recíproco con prestaciones de 10 a 5000 [hp], refrigerado por agua), presiones bajas y medias (entre 0,7 y 3500 kp/cm^2), eficiente a grandes rasgos.

5. Anexo





DIAGRAMAS INDICADOS		
CBP	CAP	CBP y CAP
Área	Área	L_d
[m ²]	[m ²]	[mm]
0,000519	0,0005565	66
0,0004907	0,0005112	66
0,0004954	0,000447	66
0,0004723	0,0003709	66
0,0004893	0,0002664	66
0,0004746	0,0001414	66
0,0004405	0,0000507	66

Diámetro CBP	170,0 [mm]
Diámetro CAP	110,0 [mm]
Carrera	130,0 [mm]
Volumen espacio muerto CBP	170,0 [cm ³]
Volumen espacio muerto CAP	94,0 [cm ³]
Velocidad nominal	600,0 [rpm]
Caudal de aire nominal	1,5 [m ³ /min]
Presión nominal	7,0 [kp/cm ²]
Volumen del estanque de acumulación	585,3 [l]

Los valores del escalado de los diagramas están a continuación:

CBP	CAP	Ic=CBP+CAP-66
mm	mm	Icapacidad
75,4286	75,429	84,85714286
70,125	76,607	80,73214286
70,7143	69,536	74,25
81,3214	74,25	89,57142857
69,5357	76,018	79,55357143
68,3571	75,429	77,78571429
68,3571	75,429	77,78571429

Referencias

- [1] Compresores y ventiladores, Pedro Fernández Díez, Universidad de Cantabria
- [2] Turbomáquinas, Ramiro Mége Thierry, Pontificia Universidad Católica de Valparaíso
- [3] <https://www.turbomachinerymag.com/centrifugal-vs-reciprocating-compressor>