

MODELO FLUIDO-DINÁMICO DE UN COMPRESOR ALTERNATIVO PARA REFRIGERACIÓN: IMPLICACIONES EN EL DISEÑO

AUTORES: EXPÓSITO MOYA, JESÚS; JIMÉNEZ ESPADAFOR AGUILAR, FRANCISCO JOSÉ; CHACARTEGUI RAMÍREZ, RICARDO; MUÑOZ BLANCO, ANTONIO;

Grupo de Motores Térmicos. Dep. Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos
Escuela Superior de Ingenieros (Universidad de Sevilla)
Avda Camino de los descubrimientos . s/n 41092 SEVILLA
TLF: 954487245/ FAX:954487243/

RESUMEN.

El presente trabajo se ocupa del modelado fluidodinámico de un compresor de seis cilindros dispuestos en W por medio de un modelo matemático 0 – dimensional de avance temporal, basado en la metodología “Filling and Emptying”. Para ello, se estudia su configuración geométrica para poder así establecer una discretización espacial del mismo, se le aplican las ecuaciones básicas a dicho modelo teniendo en cuenta las particularidades del fluido de trabajo y se ensayan experimentalmente las válvulas para representar el flujo a través de ellas. Todo lo anterior se integra en un algoritmo de resolución para poder enjuiciar la bondad del modelo comparándolo con unos resultados experimentales sobre una máquina real. Una vez validado, se varían algunos parámetros para optimizar las variables fundamentales potencia consumida y gasto suministrado.

1.-INTRODUCCIÓN.

Una de las características básicas de los modelos “Filling and Emptying” reside en que las distintas zonas de una máquina son representadas por volúmenes finitos. Esto significa que dichas zonas son capaces de acumular gas; aquí no se conectan los componentes con una única corriente de fluido, como ocurre en un análisis cuasiestacionario.

El resultado son un grupo de ecuaciones diferenciales ordinarias no lineales de primer orden, las cuales definen las condiciones del fluido de trabajo en las cámaras de la máquina(colectores, cilindros, etc.). Todas las variables termodinámicas son homogéneas en cada volumen, aunque variables en el tiempo, quedando el estado del fluido caracterizado por su presión y temperatura en cada instante de tiempo.

2.-DISCRETIZACIÓN ESPACIAL DEL COMPRESOR.

En la fig.1 se muestra una perspectiva de la máquina y la discretización utilizada para el modelado del compresor.

Básicamente consta de un volumen común de admisión (V_{am}), tres precámaras en aspiración(V_{va}), los seis cilindros, seis volúmenes para el destino de las fugas (V_s , en la fig. 1 sólo se representa uno de ellos para simplificar la representación), tres precámaras de escape (V_{ve}) y un volumen común final de salida

(Vem). El hecho de no existir conductos largos de conexión entre las distintas partes y la existencia física de grandes volúmenes que contribuyen el amortiguamiento de los efectos dinámicos, justifican el uso de la metodología "Filling and Emptying".

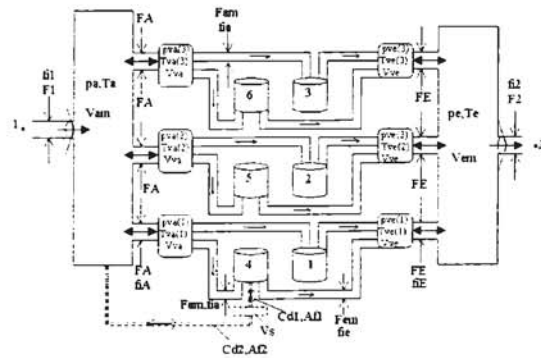
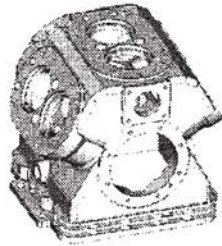


Fig. 1. Esquema del compresor

3.-MODELO MATEMÁTICO.

A cada uno de los volúmenes anteriores, de geometría variable(cilindros) o no (resto), se le aplicarán las ecuaciones básicas de la Termodinámica (ecuación de la energía y conservación de la masa), concatenándolos entre sí por medio de unas funciones de flujo.

$$\dot{Q} = \frac{\partial E_{\text{volumen}}}{\partial t} + h_{\text{escape}} \cdot \dot{m}_{\text{escape}} - h_{\text{admisión}} \cdot \dot{m}_{\text{admisión}} + P_{\text{volumen}} \cdot \frac{dV_{\text{volumen}}}{dt} \quad (1)$$

$$\frac{dm_{\text{volumen}}}{dt} = \dot{m}_{\text{admisión}} - \dot{m}_{\text{escape}} \quad (2)$$

Los reducidos gradientes térmicos y la velocidad de giro (relativamente alta), permiten despreciar el término de transferencia de calor [3].

Las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo (R-134a) han sido evaluadas a partir del diagrama presión – entalpía de éste.

Para avanzar en el tiempo, discretizamos temporalmente con $\delta t = \delta\alpha/6N$ ($\delta\alpha$: incremento de giro del cigüeñal), quedando:[1]:

$$-p_{\text{vol}} \cdot \delta V_{\text{vol}} = \delta(m_{\text{vol}} \cdot (Cp_{\text{vol}} - R) \cdot T_{\text{vol}}) + \delta m_{\text{esc}} \cdot Cp_{\text{vol}} \cdot T_{\text{vol}} - \delta m_{\text{ad}} \cdot Cp_{\text{ad}} \cdot T_{\text{ad}} \quad (3)$$

$$\delta m_{\text{vol}} = \delta m_{\text{ad}} - \delta m_{\text{esc}} \quad (4)$$

$$\frac{\delta p_{\text{vol}}}{p_{\text{vol}}} + \frac{\delta V_{\text{vol}}}{V_{\text{vol}}} = \frac{\delta m_{\text{vol}}}{m_{\text{vol}}} + \frac{\delta T_{\text{vol}}}{T_{\text{vol}}} \quad (5)$$

De donde podremos calcular δT_{vol} y δp_{vol} .

La caracterización del flujo a través de las válvulas se ha llevado a cabo experimentalmente. Se ha controlado el salto de presiones, la apertura de la válvula y el gasto. La fig. 2 representa los resultados experimentales con aire como fluido de trabajo (en forma de curvas adimensionales: p_o/p_s , $(m \cdot (\gamma \cdot R \cdot T_o)^{1/2})/p_o$).



fig. 2 Curvas experimentales: admisión(izquierda); escape(derecha).

El modelo considera la posibilidad de fugas entre pistón y cilindro. El flujo a través de estos se define por[2]:

$$\text{si } \frac{p_o}{p_s} > \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \text{ el flujo estará bloqueado y evaluaremos s:} \quad (6)$$

$$r_{fugas} = Cd \cdot A_l \cdot \frac{p_o}{R \cdot T_o} \cdot (\gamma \cdot R \cdot T_o)^{0.5} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma-1}{2(\gamma-1)}}$$

En otro caso, el flujo será subsónico y:

$$r_{fugas} = Cd \cdot A_l \cdot \frac{p_o}{R \cdot T_o} \cdot (\gamma \cdot R \cdot T_o)^{0.5} \cdot \left\{ \frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_s}{p_o}\right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_s}{p_o}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

En la figura 3 se muestra el algoritmo de resolución que finaliza cuando las presiones y temperaturas para todos los volúmenes coinciden en 0° y 360° del giro del cigüeñal.

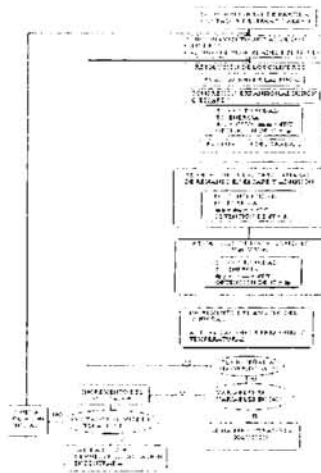


Fig. 3.Esquema de resolución

4.-VALIDACIÓN DEL MODELO. RESULTADOS NUMÉRICOS.

Para validar el modelo se comparan los resultados obtenidos con éste en cuatro situaciones distintas con unos ensayos experimentales realizados por la Universidad de Dresden (Alemania). En la tabla 1 se resumen dichos resultados:

Tabla 1

		MODELO	EXPERIMENTAL	ERROR REL./DIFERENCIA
Caso 1	Gasto (Kg/s)	0.0980	0.09462	3.4%-3.5%
	Potencia (Kw)	5.6428	6.25	0.6
	Temperatura(k)	376	377	0.27%
	P1(Pa)	2.9254e5	2.92e5	0.18%
	P2(Pa)	18.6967e5	18.70e5	0.01%
	T1(k)	293	293	-
	V1(m ³ /kg)	0.0766257	0.0767984	-
	λ_v	0.75	0.73	2.67%-2.74%
Régimen (r.p.m.)	1000	1001	-	
Caso 2	Gasto (Kg/s)	0.0780	0.07461	4.3%-4.5%
	Potencia (Kw)	3.1854	3.73	0.54
	Temperatura(k)	341	344	0.87%-0.88%
	P1(Pa)	2.0537e5	2.02e5	1.6%
	P2(Pa)	7.8353e5	7.83e5	0.06%
	T1(k)	283	283	-
	V1(m ³ /kg)	0.1070436	0.108604	-
	λ_v	0.83	0.81	2.41%-2.47%
Régimen (r.p.m.)	1000	999	-	
Caso 3	Gasto (Kg/s)	0.1990	0.19128	3.8%-4%
	Potencia (Kw)	11.8610	13.07	1.20
	Temperatura(k)	377	380	0.79%-0.8%
	P1(Pa)	3.0202e5	2.89e5	4.3%
	P2(Pa)	18.6319e5	18.64e5	0.04%
	T1(k)	292.8	292.8	-
	V1(m ³ /kg)	0.0737692	0.077689068	-
	λ_v	0.73	0.73	-
Régimen (r.p.m.)	2000	2000	-	
Caso 4	Gasto (Kg/s)	0.1511	0.14461	4.3%-4.4%
	Potencia (Kw)	6.6510	8.25	1.6
	Temperatura(k)	344	352	2.27%-2.33%
	P1(Pa)	2.0372e5	2.00e5	1.4%
	P2(Pa)	7.7336e5	7.72e5	0.17%
	T1(k)	284.1	284.1	-
	V1(m ³ /kg)	0.1083115	0.11004040	-
	λ_v	0.81	0.80	1.23%-1.25%
Régimen (r.p.m.)	2000	2000	-	

La temperatura a la que hace referencia la tabla anterior, es la temperatura a la salida de la máquina.

T1 : temperatura a la entrada.

P1: presión a la entrada.

V1 : volumen específico a la entrada.

P2: presión a la salida.

$$\lambda_v : \text{rendimiento volumétrico} = \frac{r_{\text{real}} \cdot V1}{V_{\text{teórico}}}$$

En la fig.4 se muestra la evolución de la presión en los cilindros 1(azul) y 4(gris) (así como las correspondientes a los volúmenes de fugas(roja y negra respectivamente)) y el diagrama P-V asociado al caso I de la tabla anterior.

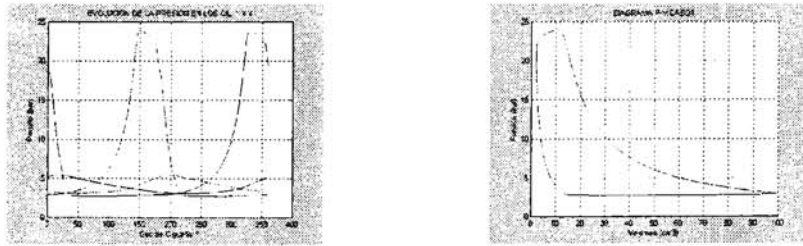


Fig. 4 evolución de la presión en cilindros y diagrama P-V.

5.-OPTIMIZACIÓN Y CONCLUSIONES.

Primeramente, se observa que al disminuir los volúmenes V_{am} , V_{va} , V_{ve} y V_{em} las variables gasto suministrado y potencia consumida varían muy poco, lo cual permite reducir el tamaño de la máquina y los correspondientes costes de fabricación. También se varían de forma sistemática los parámetros: características de la válvula de admisión, características de la válvula de escape, volumen muerto e incremento de presión necesario para mantener la válvula de escape(admisión) abierta y se observa que los más influyentes son los tres primeros. En la fig. 5 se muestra por ejemplo el efecto de aumentar la capacidad de la válvula de admisión:

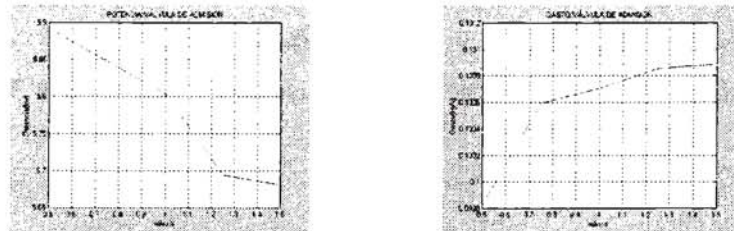


Fig. 5 efecto de la mejora de la válvula de admisión

En la tabla 2 se muestran los resultados correspondientes al caso I después de otorgar a los parámetros anteriores los valores que optimizan la potencia y el gasto.

Tabla 2

	POT. (Kw)	GASTO (Kg/s)	Reducción rel. en potencia*	Ganancia rel. en gasto*
NOMINAL	5.6428	0.0980	-	-
MIN. POTENCIA	4.8633	0.0937	13.81% + 16.03%	-4.59% + -4.39%
MAX. GASTO	5.5034	0.1069	2.47% + 2.53%	8.33% + 9.08%

En la fig. 6 se muestran los diagramas P-V y la evolución de los gastos para los tres casos anteriores.

*respecto al nominal.

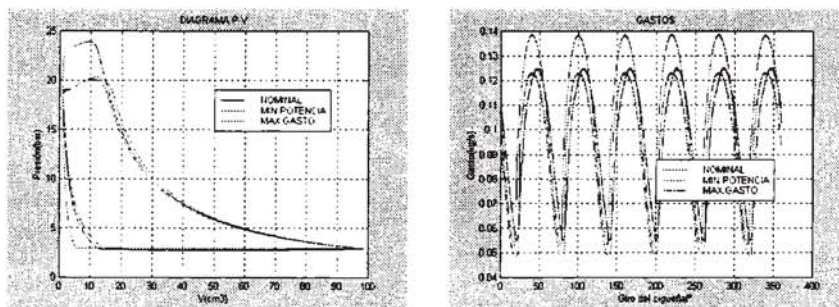


Fig. 6. diagramas P-V y evolución de gastos.

De la tabla 2 vemos que podríamos reducir hasta un 16% la potencia consumida aunque perdiendo un 4% de gasto para el caso de mínima potencia, o bien, para el caso de máximo gasto, ganar un 9% y reducir la potencia un 2.5%.

6.-BIBLIOGRAFÍA.

1. Horlock J.H., D.E. Winterbone (1986), "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines Vol. I and II." Oxford, Clarendon Press.
2. Knoll G., H. Peeken, R. Lechtape-Grüter, J. Lang (1996), "Computer-Aided Simulation of Piston and Piston Ring Dynamics", *Journal of engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.118 pp. 880-886.
3. Roy Dossat J., (1961) "Principles of Refrigeration" John Wiley & Sons.