

7. Redes de conductos y ventiladores

Ingeniería energética en las instalaciones industriales

Manuel Ruiz de Adana Santiago

Octubre 2018



UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

**ESCUELA POLITÉCNICA
SUPERIOR DE CÓRDOBA**
Universidad de Córdoba

**EP
SC**



Índice

- 1 Introducción a los sistemas de transporte de energía térmica
- 2 Fundamentos teóricos
- 3 Balance energético en conductos de aire
- 4 Pérdidas de presión en tramos rectos de conductos de aire
- 5 Pérdidas de presión en accesorios de conductos de aire
- 6 Pérdidas de presión en equipos de conductos de aire
- 7 Métodos de diseño de redes de conductos
- 8 Curva resistente o curva de la instalación en redes de conductos
- 9 Fundamentos de ventiladores
- 10 Curvas características en ventiladores
- 11 Punto de funcionamiento en redes de conductos
- 12 Regulación del punto de funcionamiento



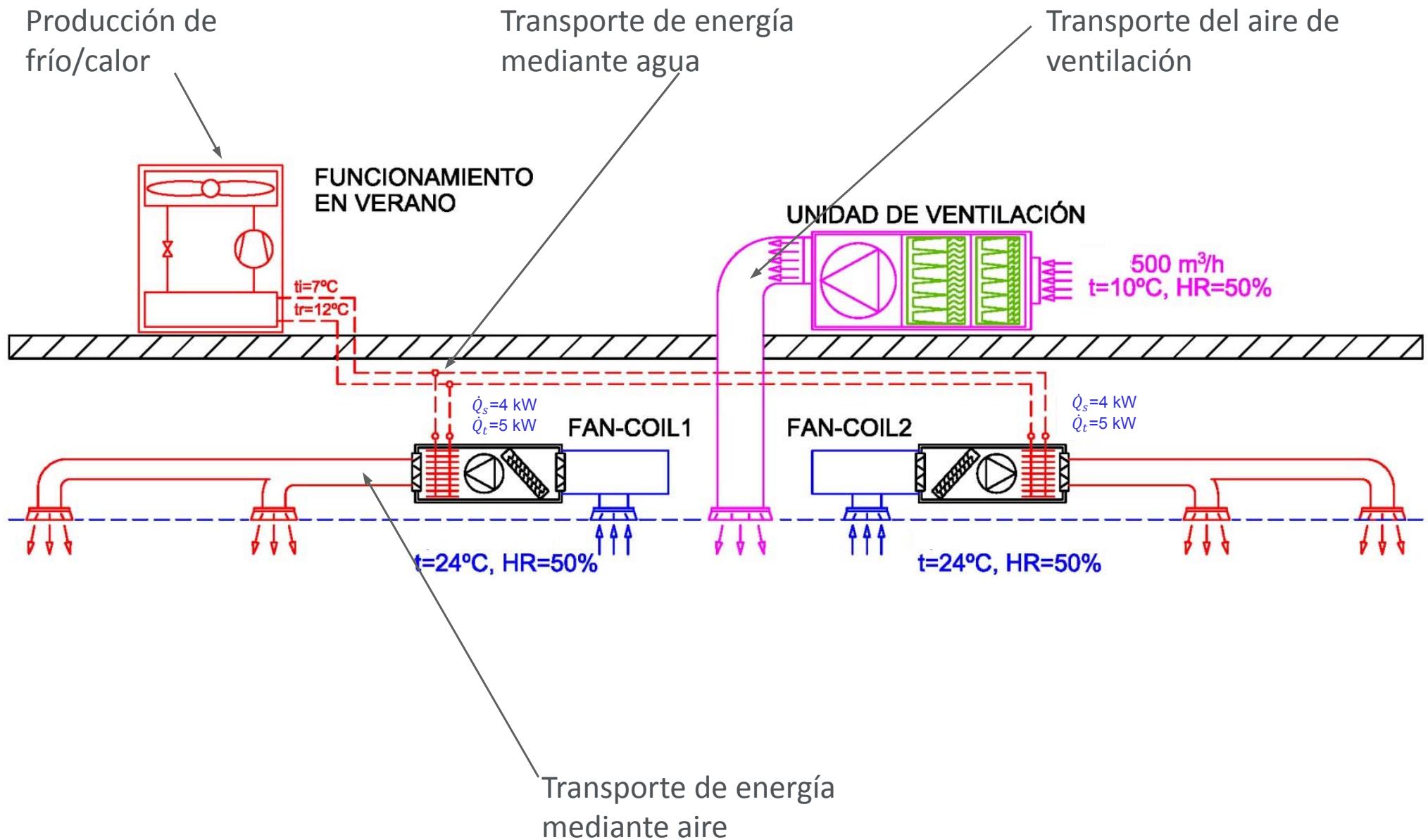
Introducción a los sistemas de transporte de energía térmica



Introducción

- El transporte del fluido en estas instalaciones se realiza con el objeto de transportar energía entre distintos elementos de la instalación.
- Se trata de aplicaciones donde lo que se pretende es transportar energía con el aire.
- Ventiladores: dispositivos mecánicos empleados para el transporte de aire por las redes de conductos de aire.
- El correcto diseño de las redes de conductos, así como la selección del ventilador más adecuado afecta de forma muy importante al consumo energético.

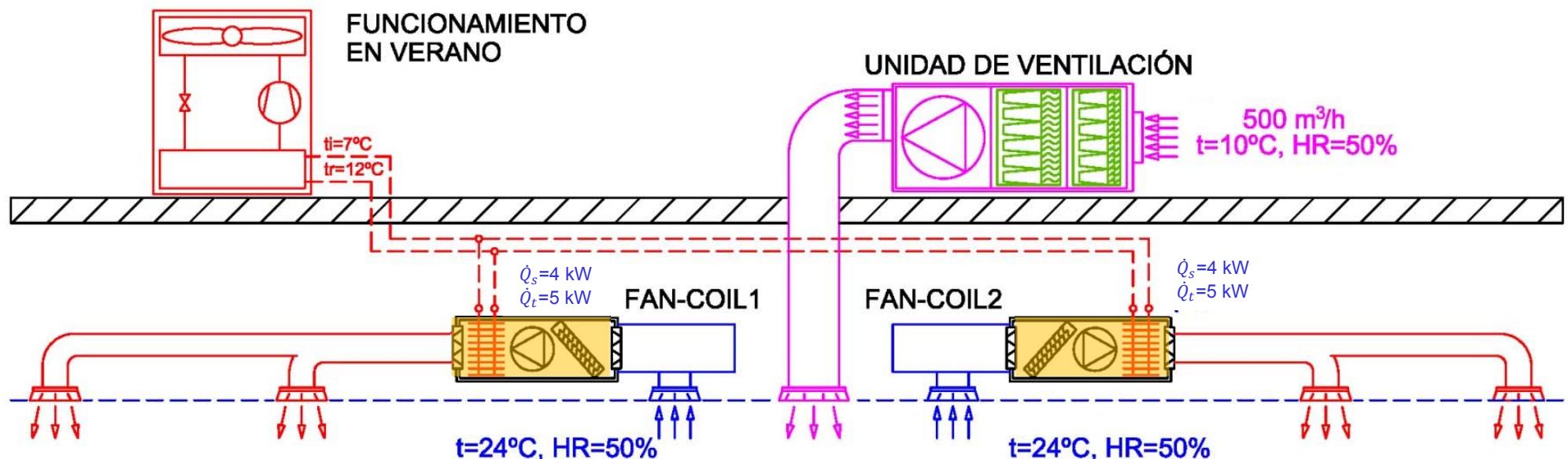
Introducción





Introducción

- Caudal nominal en refrigeración:
 - Fancoils: el agua se calienta el agua de 7 a 12°C.
 - Fancoils: el aire enfriá de 24 a 18°C.
- Caudal nominal en calefacción:
 - Fancoils: el agua se enfriá de 50 a 45°C
 - Fancoils: el aire se calienta de 22 a 27°C.



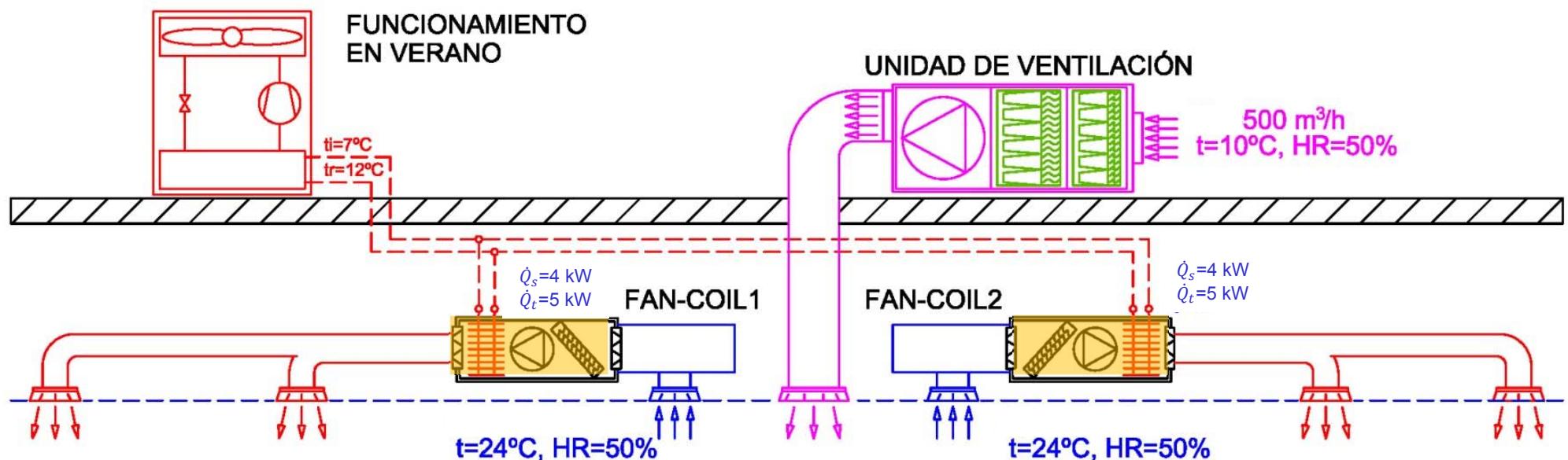
Introducción

- Caudal de aire a circular por cada fan-coil:

$$\dot{Q}_s = \dot{m} c_p \Delta T \rightarrow 4 = \dot{m} 1,004 (24 - 18)$$

$$\dot{m} = 0,66 \text{ kg/s}$$

$$\dot{V} = \frac{0,66 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,55 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1.980 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$



Fundamentos teóricos



Fundamentos teóricos. Presión estática y dinámica del aire

- La energía mecánica del aire en la sección del conducto se presenta en forma de presión y energía cinética (se desprecia la energía potencial)
- Energía de presión: $e_{pr} = \frac{P_e}{\rho}$
- Energía potencial: $e_p = g z \approx 0$
- Energía cinética: $e_c = \frac{V^2}{2}$
- Energía mecánica específica en una sección del conducto:
 - $w_{esp} = \frac{P_t}{\rho} = \frac{P_e}{\rho} + \frac{V^2}{2}$ [m²/s²] ó [kJ/kg]
- Energía mecánica específica expresada en términos de presión total:
 - $P_t = P_e + \rho \frac{V^2}{2}$ [Pa] → $P_t = P_e + P_d$ [Pa]



Fundamentos teóricos. Ecuación de Bernoulli

■ El teorema de Bernoulli aplicado a conductos de aire:

- En un fluido ideal, incompresible, en movimiento en régimen permanente en un conducto, la suma de la presión estática, P_e , y de la presión dinámica, P_d , permanece constante:

$$P_e + \rho \frac{V^2}{2} = cte \rightarrow \boxed{P_t = P_e + P_d = cte}$$

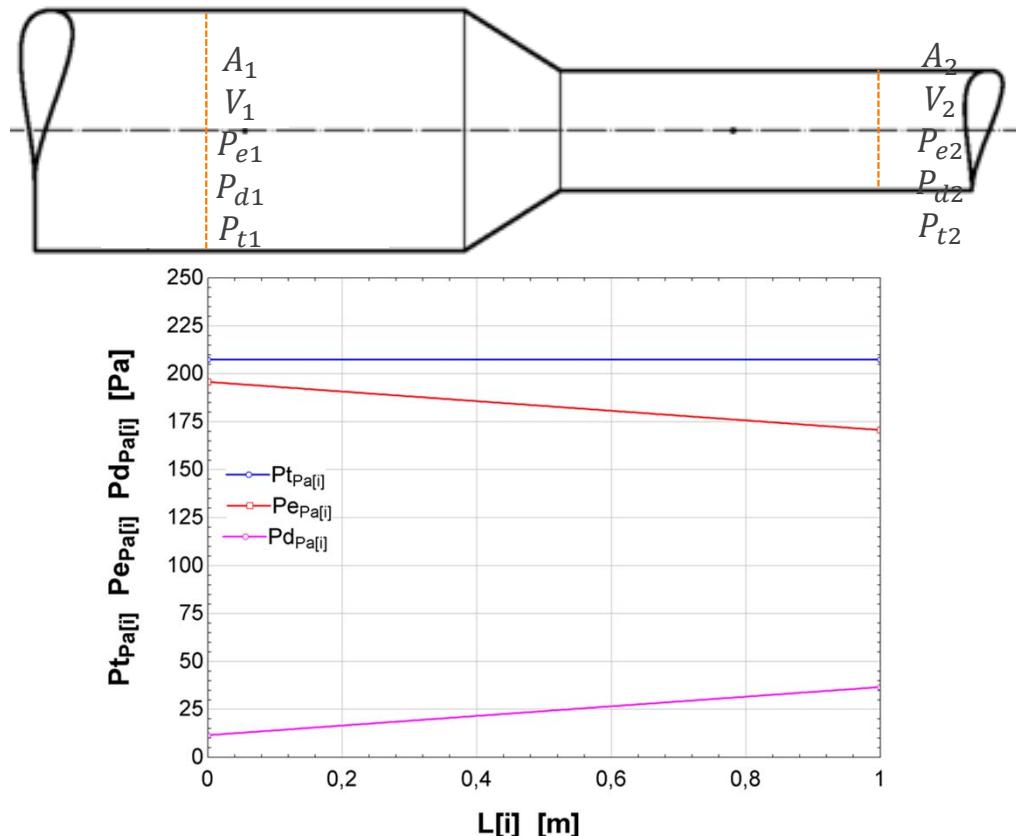
- Es decir, en un fluido ideal la presión total entre dos secciones del conducto permanece constante, aunque puede pasar de presión estática a dinámica o viceversa siempre que la presión total permanezca constante

$$P_{e1} + P_{d1} = P_{e2} + P_{d2} \rightarrow P_{t1} = P_{t2}$$

- Potencia del flujo: $\dot{W} = \rho \dot{V} w_{esp} = \dot{V} P_t [W]$

Ejercicio 7.1. Presión en un conducto

- Un flujo de aire de $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ que circula por un conducto de 400 mm de diámetro sufre una reducción en el paso a un diámetro de 300 mm. Determinar la presión estática, en Pa, en el conducto de menor diámetro cuando la presión estática en el conducto mayor es de 20 mmca. Considerar presión atmosférica 1 bar y 20°C .

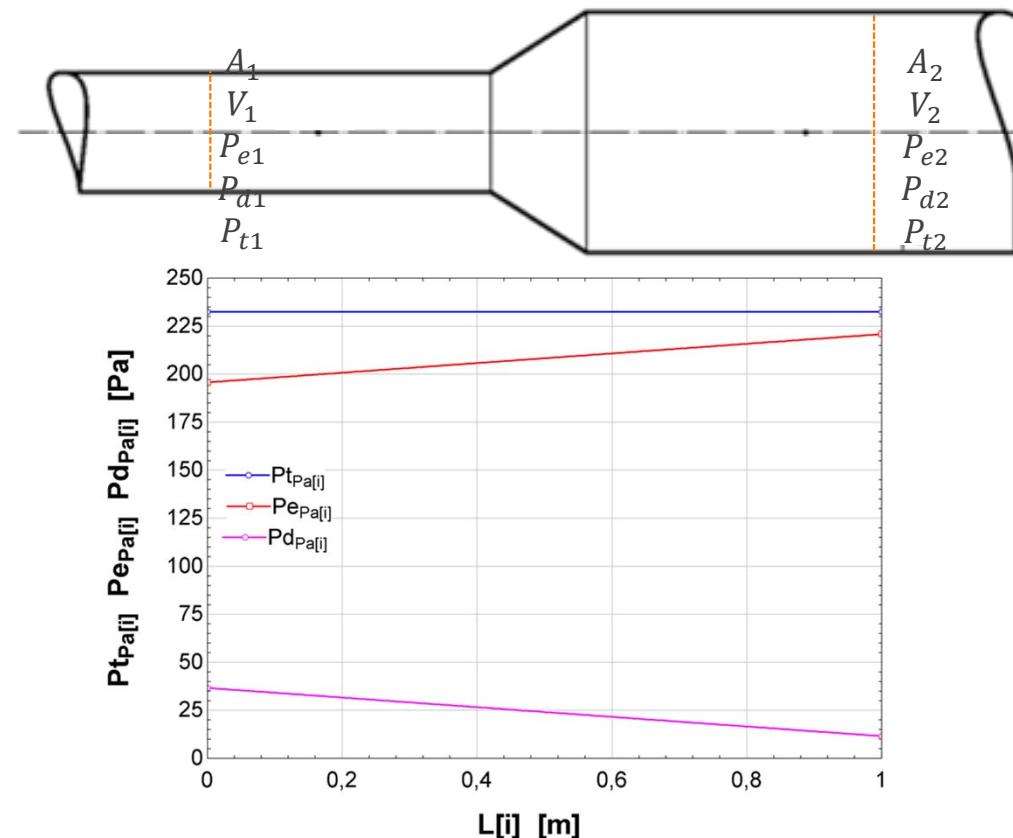


Solución: 170,7 Pa

Recuperación estática

■ Recuperación estática

- Es el aumento de presión estática producido en un tramo de la red de conductos cuando se reduce la velocidad del aire





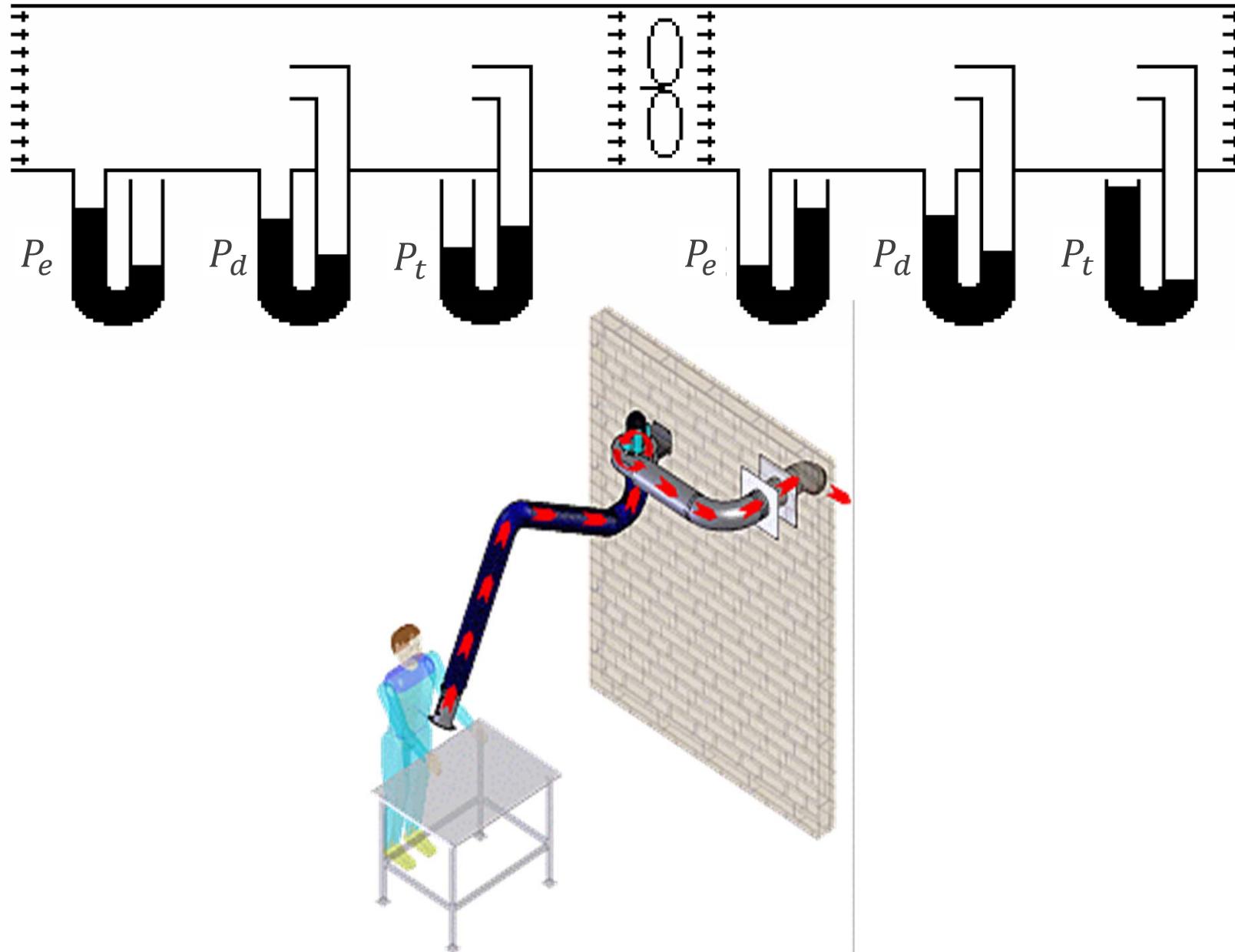
Ejercicio 7.2. Recuperación estática

- Un flujo de $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ de aire circula por un conducto de 400 mm de diámetro con una presión estática de 20 mmca. En una rejilla se desvía un caudal de $1000 \text{ m}^3/\text{h}$, y queda un flujo de $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ en el conducto del mismo diámetro. Determinar la recuperación estática, en Pa. Considerar presión atmosférica 1 bar y 20°C .



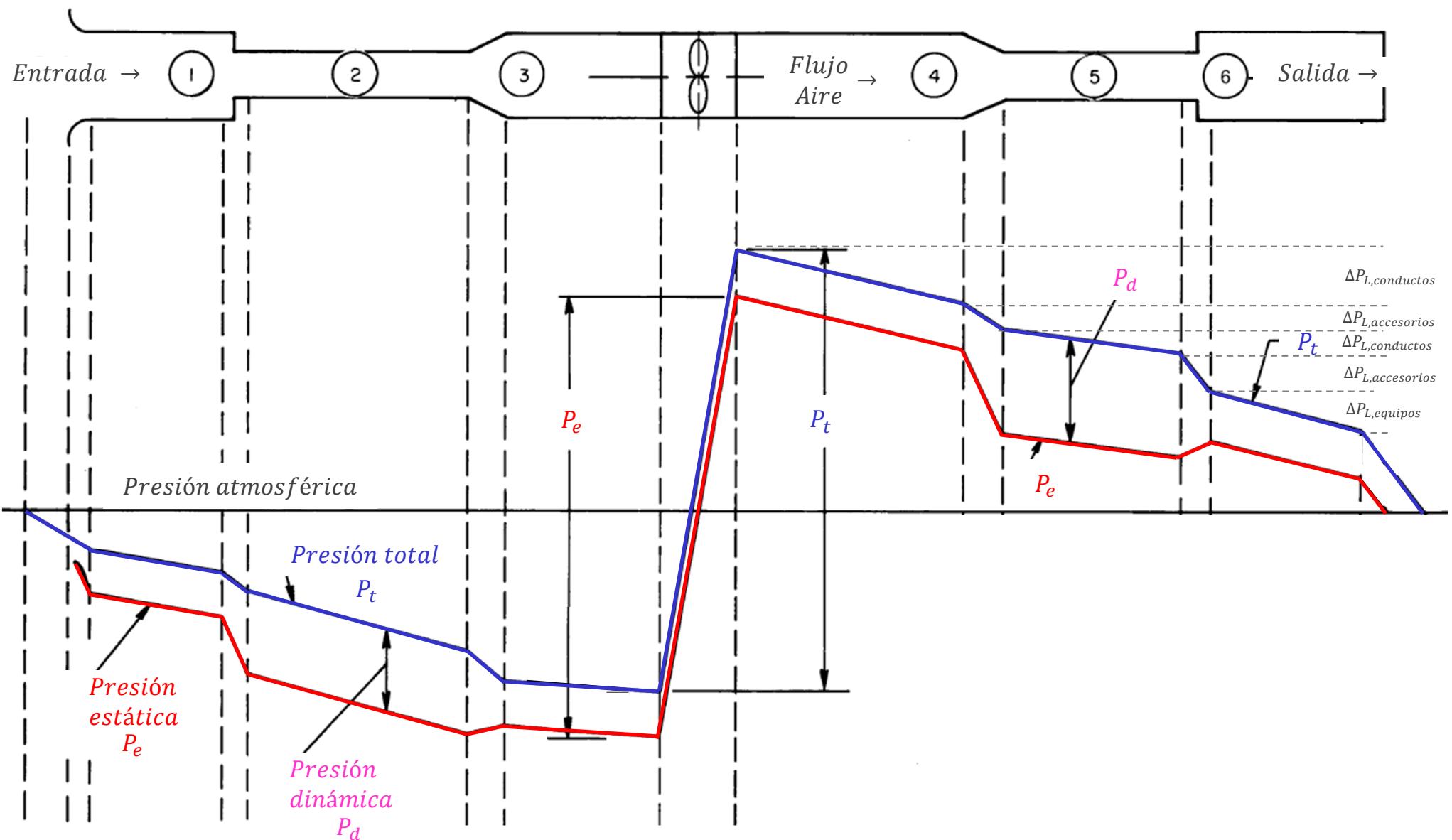


Flujo de aire en conductos. Presión estática, dinámica y total





Flujo real de aire en conductos. Pérdidas de presión



Balance energético en conductos de aire



Flujo real de aire en conductos. Pérdidas de presión

- En un flujo real se producen pérdidas energéticas por fricción del fluido con las paredes de los conductos (tramos rectos), por choques producidos en los cambios de velocidad y dirección del flujo (accesorios) y por equipos
- Dada una red de conductos, se determinará la pérdida de carga a vencer por el ventilador para la situación de caudal nominal
- Se determina la pérdida de carga en el tramo más desfavorable:
 - Pérdidas de carga en tramos rectos de conductos
 - +
 - Pérdidas de carga en accesorios
 - +
 - Pérdidas de carga en equipos: elementos terminales (difusores, rejillas), filtros, recuperadores, baterías, etc.



Balance energético en conductos de aire

- Flujo real de un fluido en una red de conductos, incluyendo pérdidas:

$$P_{e1} + \rho \frac{V_1^2}{2} = P_{e2} + \rho \frac{V_2^2}{2} + \Delta P_L \rightarrow P_{e1} + P_{d1} = P_{e2} + P_{d2} + \Delta P_L \rightarrow P_{t1} = P_{t2} + \Delta P_L$$

- Pérdidas de presión total, ΔP_L : $\Delta P_L = \Delta P_{L,conductos} + \Delta P_{L,accesorios} + \Delta P_{L,equipos}$

- Pérdidas presión en tramos rectos de conductos:

$$\Delta P_{L,conductos} = f \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \rho V^2 \rightarrow \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

- Pérdidas presión en accesorios:

$$\Delta P_{L,accesorios} = K_L \rho \frac{V^2}{2}$$

- Pérdidas en equipos:

elementos terminales (difusores, rejillas), filtros, recuperadores, baterías, etc

$$\Delta P_{L,equipos}$$



Pérdidas de presión en tramos rectos de conductos de aire



Pérdida de presión en tramos rectos de conductos

- Las pérdidas primarias dependen de la viscosidad del fluido, forma de la sección del conducto y de la rugosidad de las paredes del conducto.
- La pérdida de presión por fricción en tramos rectos de conductos, $\Delta P_{L,conductos}$, se calcula mediante:

$$\Delta P_{L,conductos} = f \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \rho V^2 \quad [Pa]$$

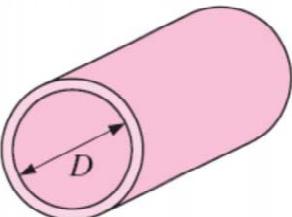
- donde:
 - D_h es el diámetro hidráulico del conducto: $D_h = 4 \frac{\text{Área de paso}}{\text{Perímetro mojado}}$
 - f es el factor de fricción que depende de la rugosidad del tubo, ε , y de las características del flujo definidas mediante el número de Reynolds, Re y se calcula mediante la ecuación de White-Colebrook:

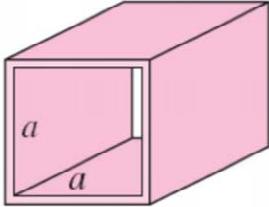
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D_h}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

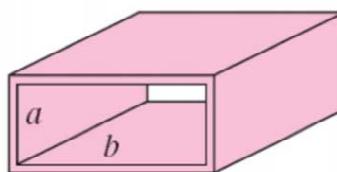


Ejemplos de cálculo de diámetro hidráulico en conductos

- D_h diámetro hidráulico del conducto →
$$D_h = 4 \frac{\text{Área de paso}}{\text{Perímetro mojado}}$$

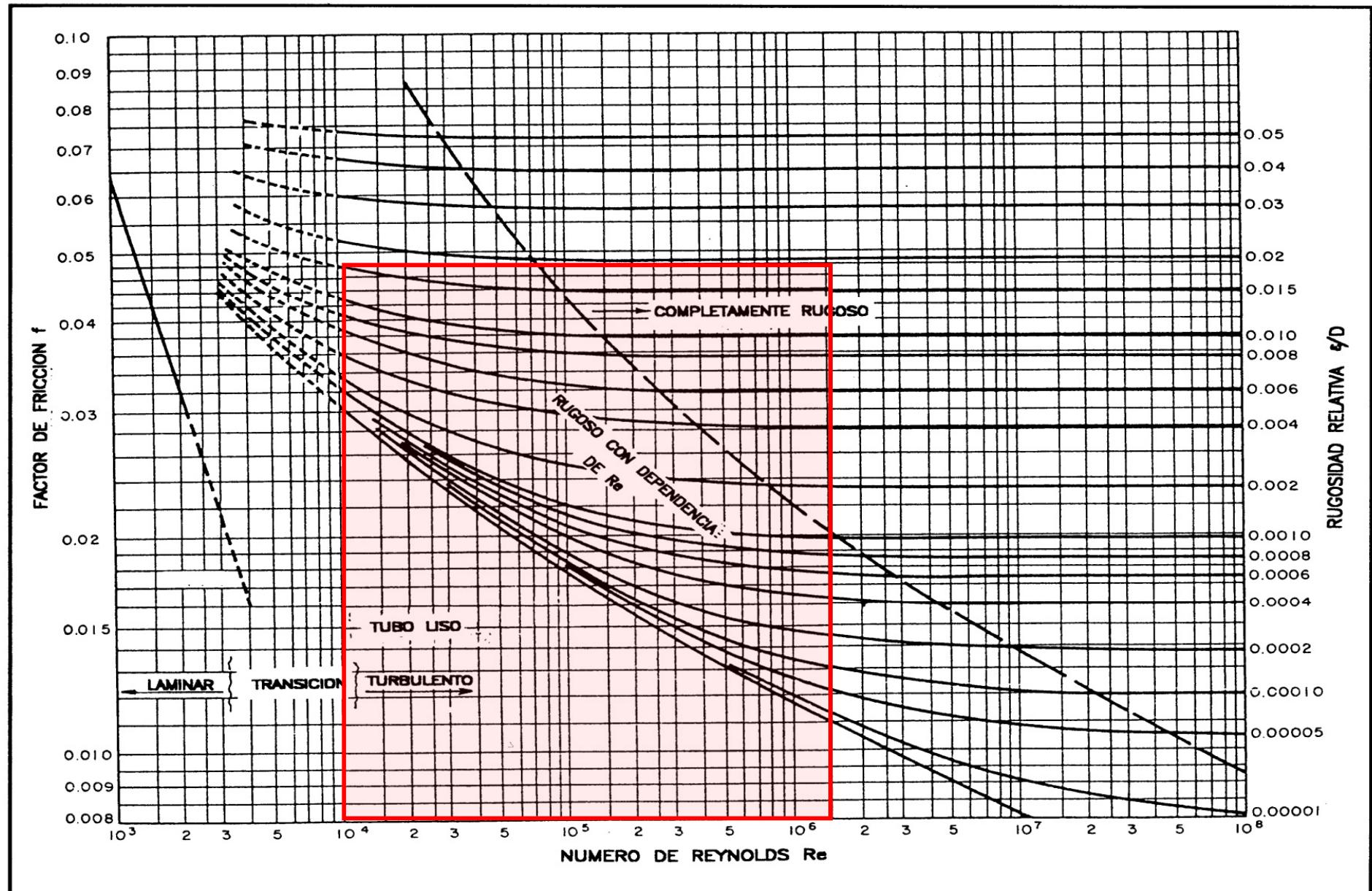
- Conducto circular:  →
$$D_h = 4 \frac{\pi D^2 / 4}{\pi D^2} = D$$

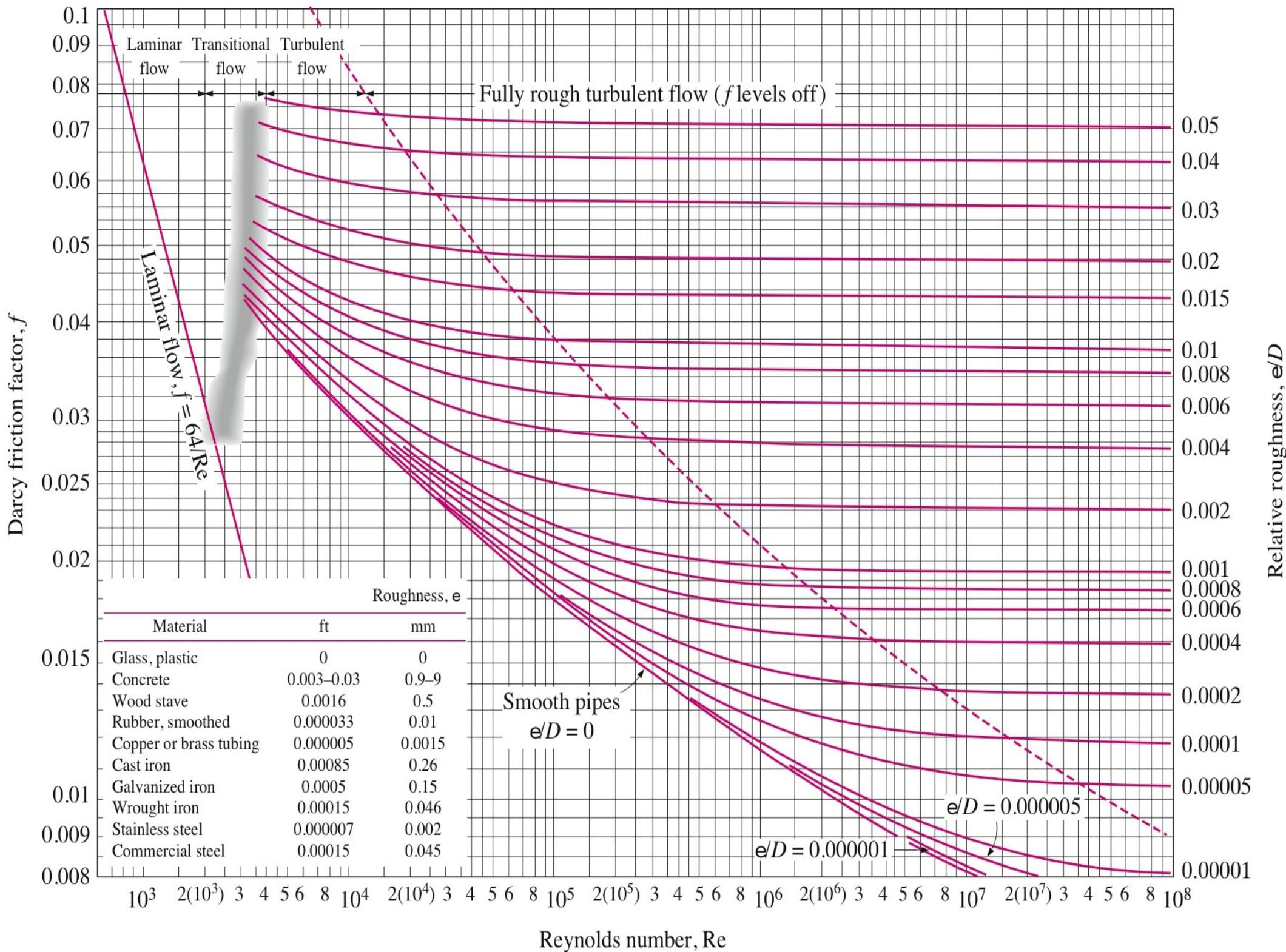
- Conducto cuadrado:  →
$$D_h = 4 \frac{a^2}{4a} = a$$

- Conducto rectangular:  →
$$D_h = 4 \frac{ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}$$



Pérdida de presión en tramos rectos de conductos. Gráfico de Moody



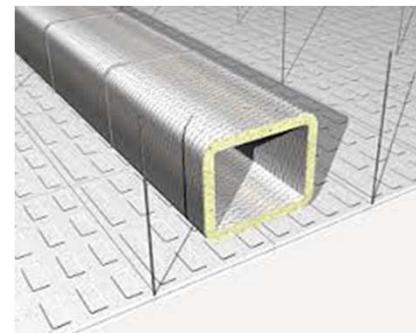


Pérdida de presión tramos rectos conductos. Tipos de conductos

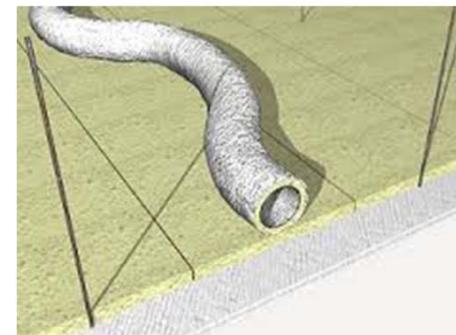
- Chapa



- Fibra

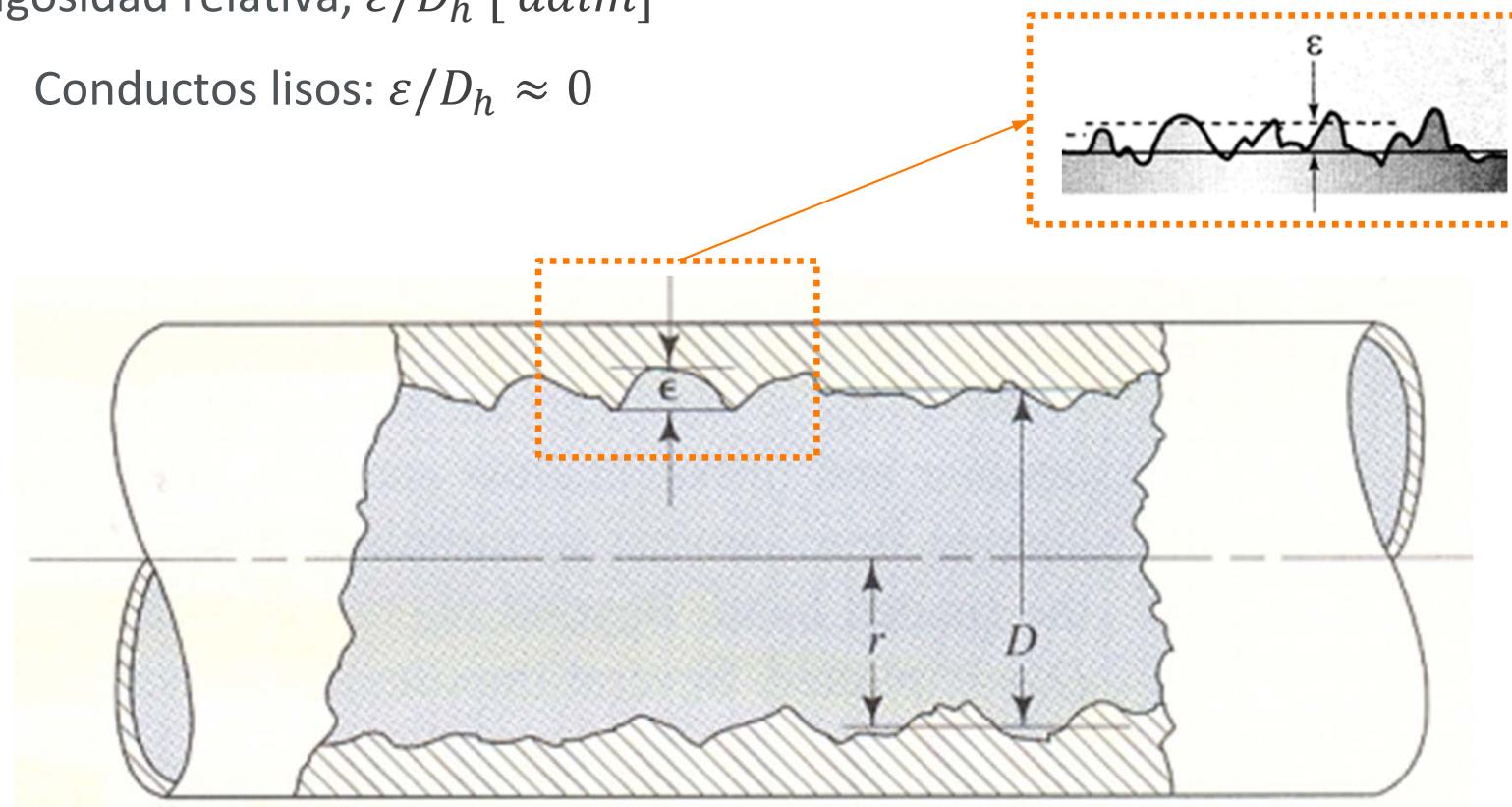


- Flexibles



Pérdida de presión tramos rectos conductos. Rugosidad en conductos

- Rugosidad absoluta, ε [mm]:
 - Conductos lisos: ejemplo conducto recubierto aluminio $\rightarrow \varepsilon = 0,03$ mm
 - Conductos rugosos: ejemplo conducto flexible $\rightarrow \varepsilon = 3$ mm
- Rugosidad relativa, ε/D_h [adim]
 - Conductos lisos: $\varepsilon/D_h \approx 0$



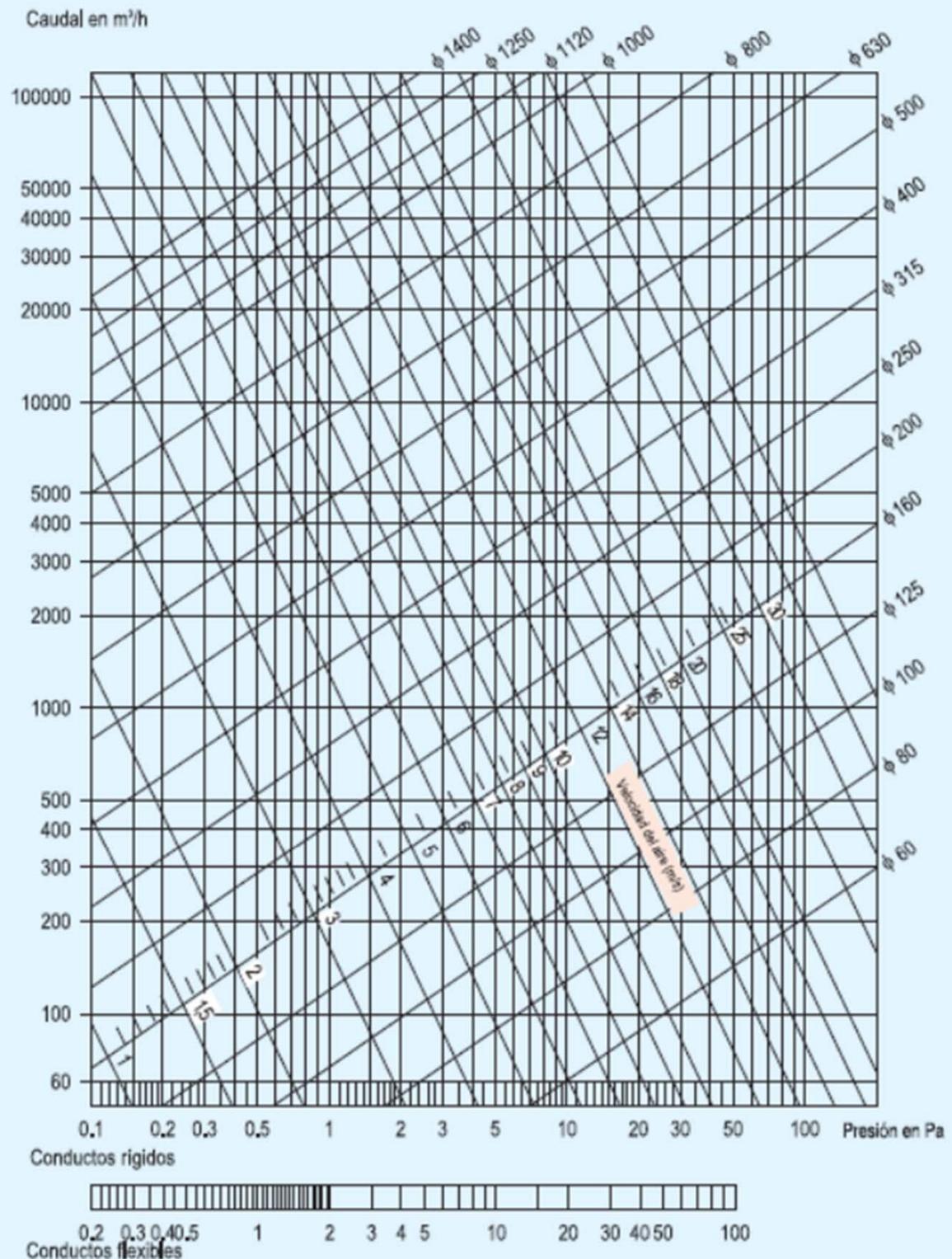


Pérdida de presión tramos rectos conductos. Rugosidad absoluta

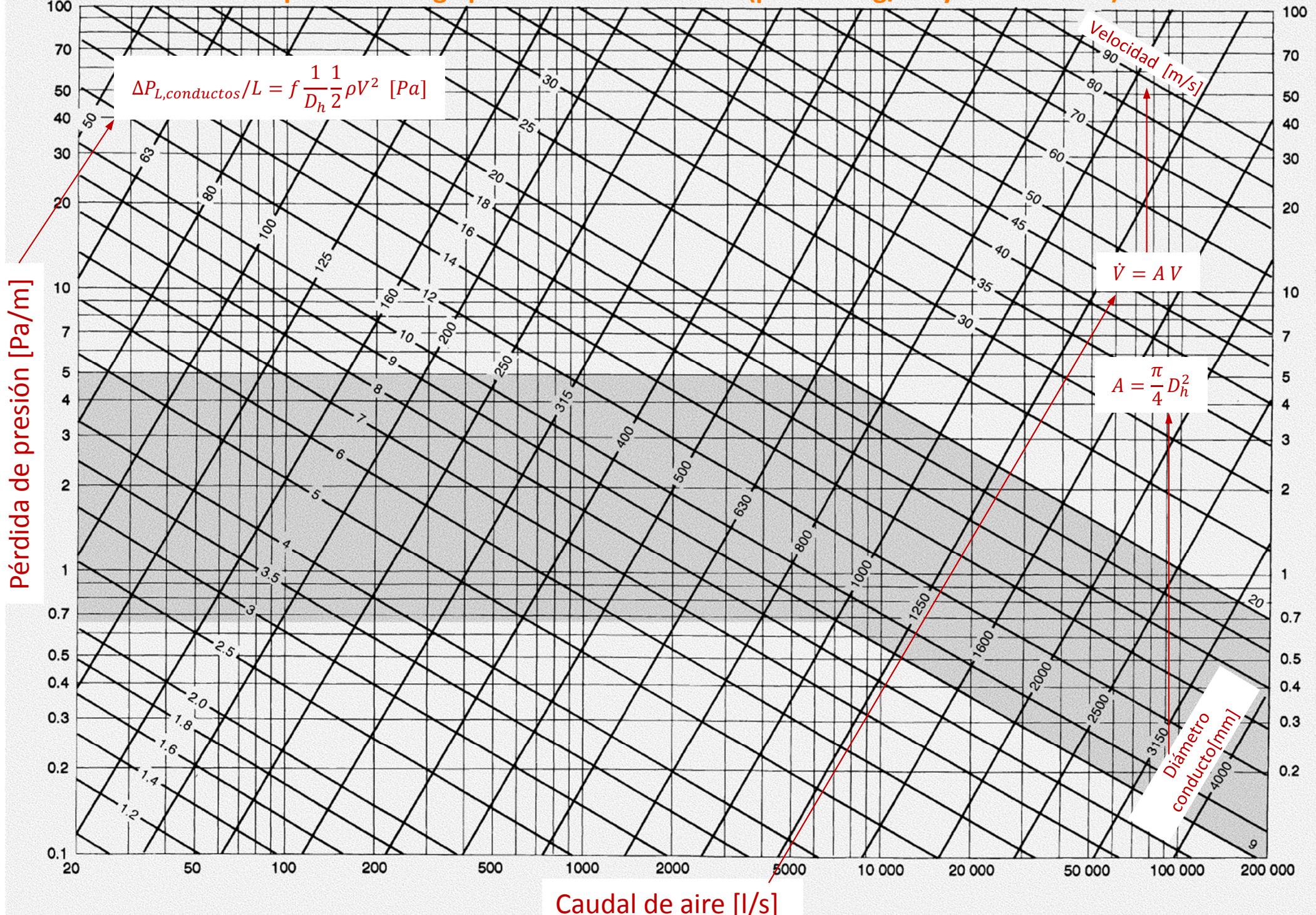
- La rugosidad absoluta en conductos, ε , depende del material del conducto.
- Rugosidad absoluta de materiales empleados habitualmente para construir conductos:
 - Conductos de chapa de acero al carbono: $\varepsilon = 0,03 \text{ mm}$
 - Conductos de plancha de aluminio: $\varepsilon = 0,03 \text{ mm}$
 - Conductos de chapa de acero galvanizado: $\varepsilon = 0,09 \text{ mm}$
 - Planchas de fibra de vidrio: $\varepsilon = 0,09 \text{ mm}$
 - Planchas de fibra con aluminio interior: $\varepsilon = 0,08 \text{ mm}$
 - Conductos metálicos flexibles: $\varepsilon = 3 \text{ mm}$

Pérdida de presión tramos recto

- Las pérdidas de carga se pueden calcular empleando ábacos que representan caudales y pérdidas de carga para los diferentes diámetros del conducto y velocidades



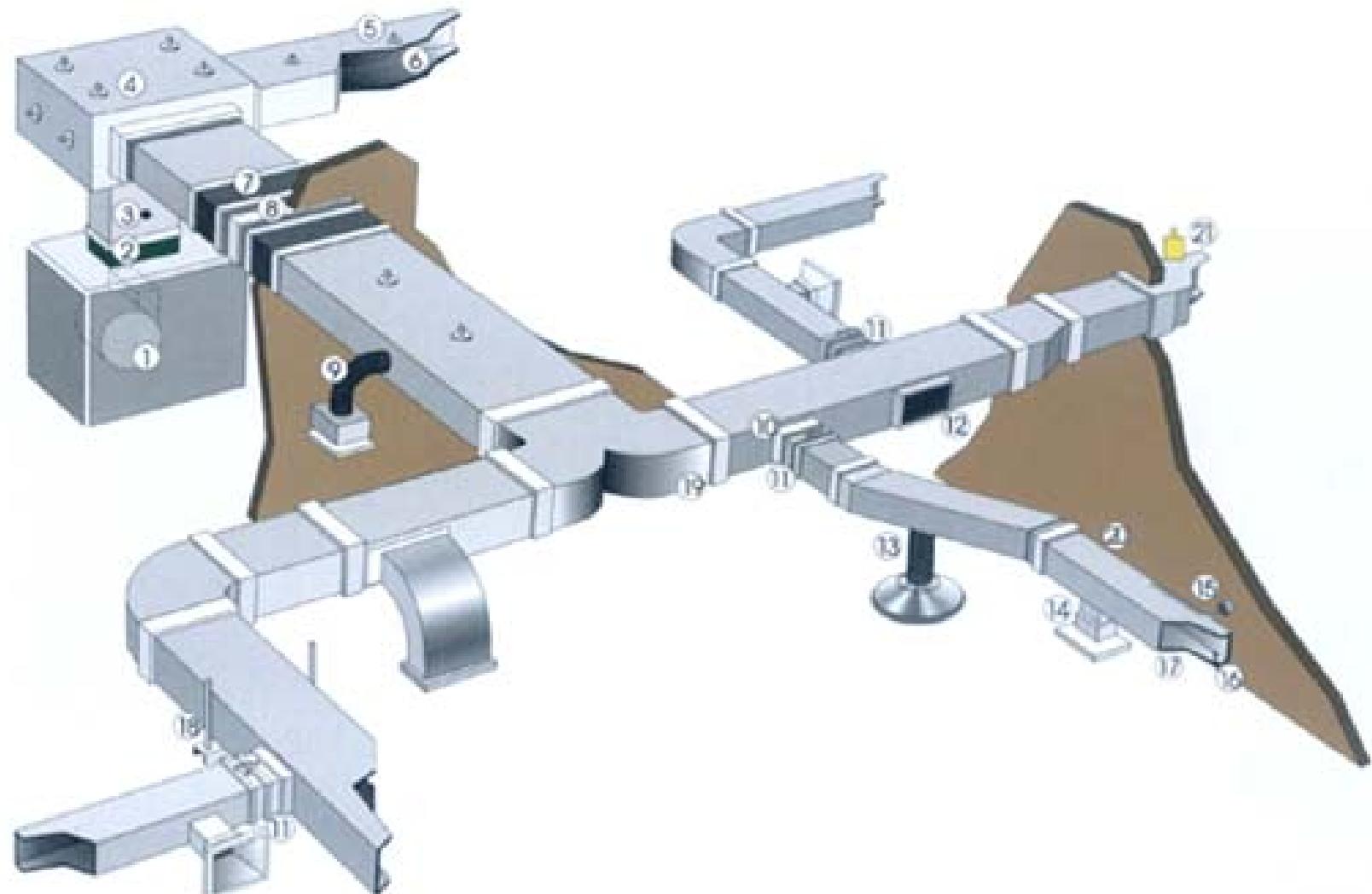
Ábaco perdidas carga para conducto circular ($\rho = 1.20 \text{ kg/m}^3$ y $\varepsilon = 0.09 \text{ mm}$)



Pérdidas de presión en accesorios de conductos de aire

Pérdida de presión secundarias o en accesorios

- Se producen debido a cambios de velocidad o dirección del flujo que ocurren en los accesorios: cambios de sección, codos, derivaciones, compuertas, etc.





Pérdida de presión secundarias o en accesorios

- Se calculan mediante la ecuación:

$$\Delta P_{acc} = K_L \frac{1}{2} \rho V^2 = K_L P_d \quad [Pa]$$

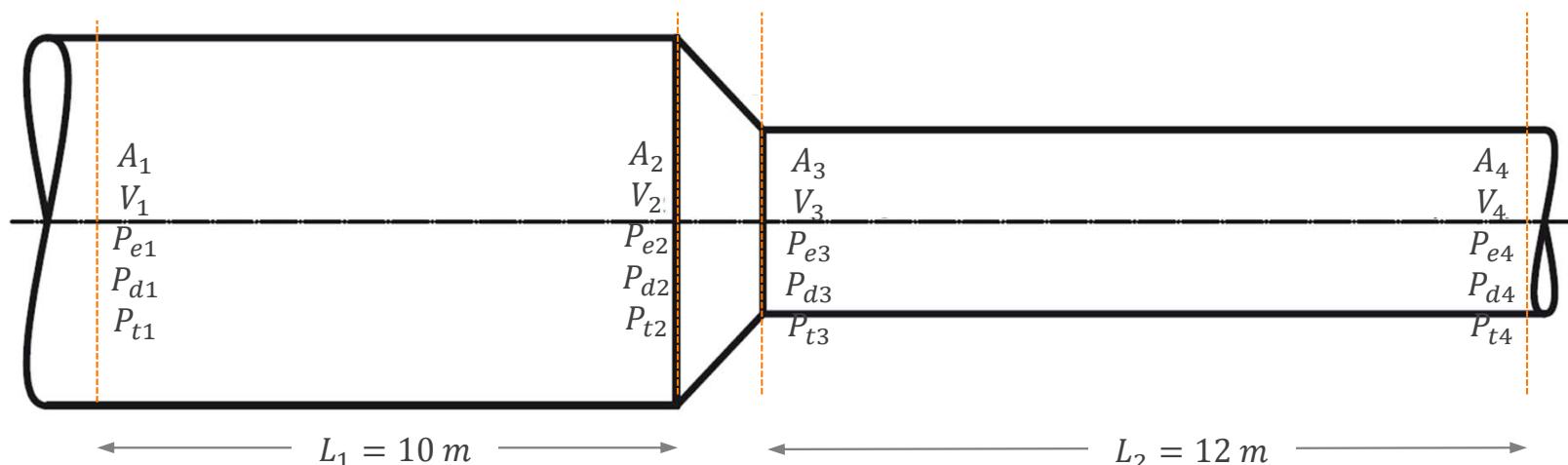
- La constante K_L es característica de cada accesorio y está tabulada en libros, manuales y tablas (Ashrae) para diferentes accesorios
- Estas pérdidas también se expresan en términos de longitud equivalente de conducto:

$$\Delta P_{acc} = f \frac{L_{eq}}{D_h} \frac{1}{2} \rho V^2 = f \frac{L_{eq}}{D_h} P_d \quad [Pa]$$

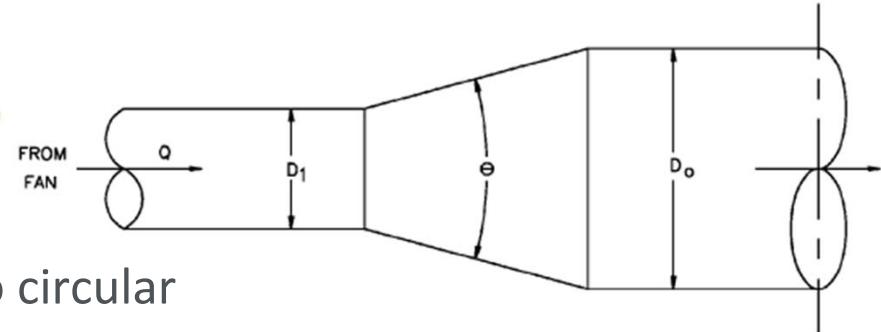


Ejercicio 7.3. Pérdidas de presión en conductos y accesorios

- Un flujo de aire de $2.000 \text{ m}^3/\text{h}$ que circula por un tramo de 10 m de un conducto de 400 mm de diámetro sufre una reducción (con ángulo de 120°) en el paso a un diámetro de 200 mm en un tramo de 12 m. Si la presión estática en la sección 1 del tramo 1 es de 20 mmca, determinar la presión estática, dinámica y total en las 4 secciones del conducto teniendo en cuenta las pérdidas de carga existentes. Considerar presión atmosférica 1 bar y 20°C .
Dato: coeficiente de rugosidad absoluta 0,08 mm



Ejercicio 7.3. Pérdidas de presión en conducto



- Coeficiente de pérdida. Transición de conducto circular

K_L

SD4-1 Transition, Round to Round, Supply Air Systems

Referidos a V_o

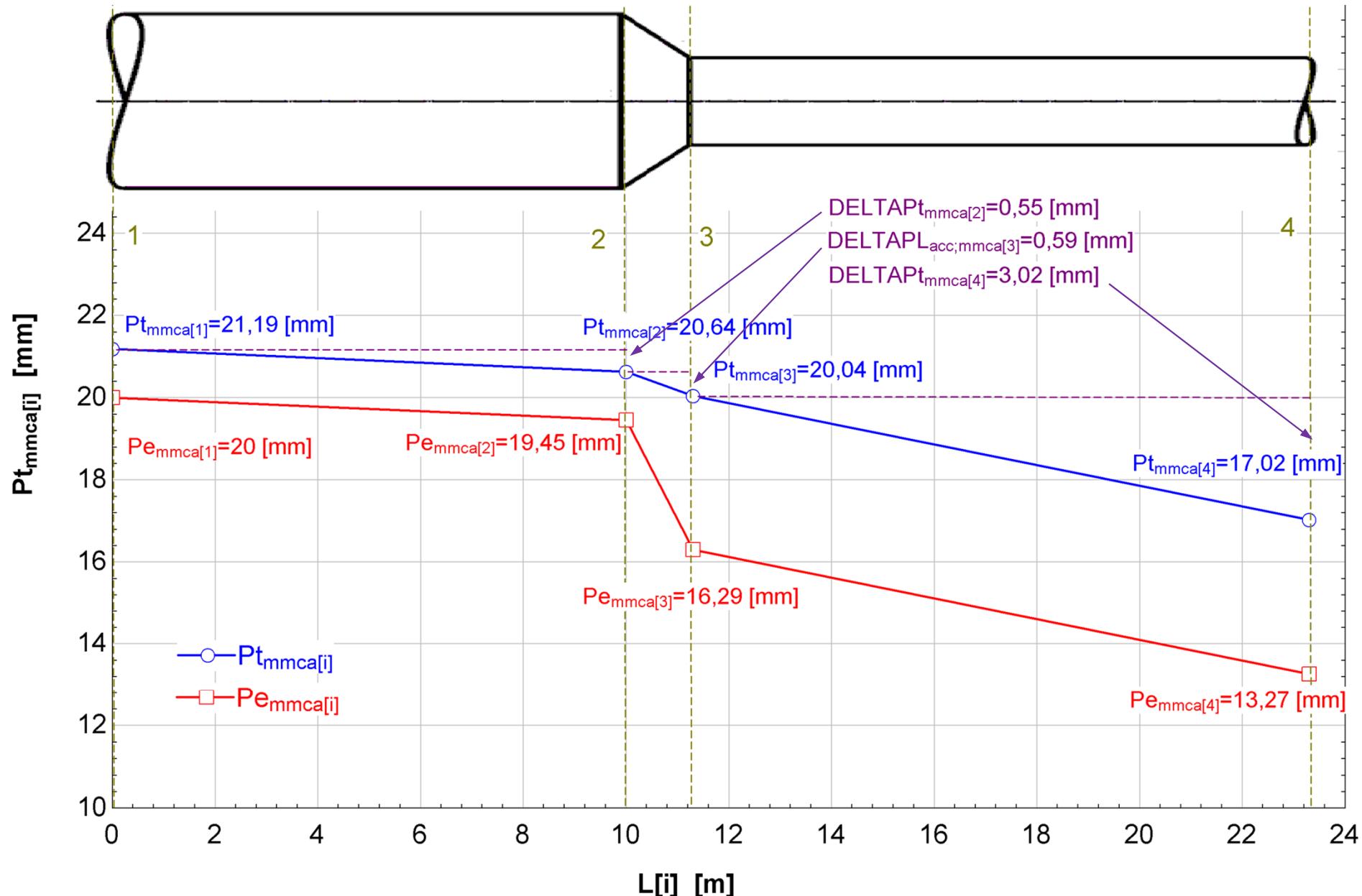
$$A_o/A_1 = 0,56 \rightarrow$$

A_o/A_1	θ									
	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180
0.10	0.05	0.05	0.05	0.05	0.07	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43
0.17	0.05	0.04	0.04	0.04	0.06	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42
0.25	0.05	0.04	0.04	0.04	0.06	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
0.50	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.44	0.52	0.76	1.28	1.32	1.32	1.28	1.24	1.20	1.20
4.00	2.56	3.52	4.80	7.36	9.76	10.88	10.24	10.08	9.92	9.92
10.00	21.00	28.00	38.00	59.00	76.00	80.00	83.00	84.00	83.00	83.00
16.00	53.76	74.24	97.28	153.60	215.04	225.28	225.28	225.28	225.28	225.28

$$\rightarrow K_L = 0,1584$$



Ejercicio 7.3. Pérdidas de presión en conductos y accesorios



Pérdidas de presión en equipos en conductos de aire



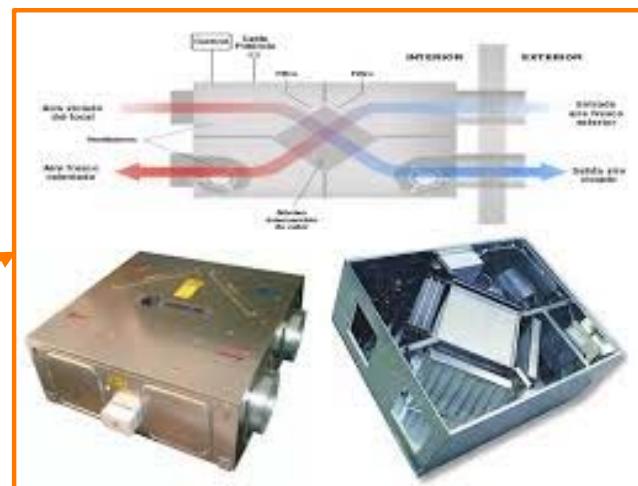
Pérdida de presión en equipos

- Depende del caudal de aire que atraviese el equipo
- La información de pérdidas de presión en equipos está disponible en los manuales técnicos y especificaciones de los fabricantes de equipos:
 - elementos terminales de difusión de aire (difusores, rejillas)
 - baterías de frío y de calor (lado aire)
 - filtros de aire
 - recuperadores de calor aire-aire

Pérdida de presión en equipos. Ejemplos

- Pérdidas de presión máximas admisibles según RITE:

Baterías de calentamiento	40	Pa
Baterías de refrigeración en seco	60	Pa
Baterías de refrigeración y deshumectación	120	Pa
Recuperadores de calor	80 a 120	Pa
Atenuadores acústicos	60	Pa
Unidades terminales de aire	40	Pa
Elementos de difusión de aire	40 a 200	Pa (dependiendo del tipo de difusor)
Rejillas de retorno de aire	20	Pa



Métodos de diseño de redes de conductos



Métodos de diseño de redes de conductos

- El diseño de una red de conductos debe considerarse el balance entre:
 - Costes de inversión inicial debido al tamaño de los conductos
 - Costes de operación debido al consumo energético del ventilador
 - Ruido (depende de la velocidad del aire en el conducto)
- Ejemplo: los conductos de poca sección conducen a pérdidas de presión elevadas y elevados consumo energético, es decir, altos costes de explotación
- Los métodos de diseño de redes de conductos tienen en cuenta ambos costes y tratan de conseguir un diseño óptimo.





Métodos de diseño de redes de conductos

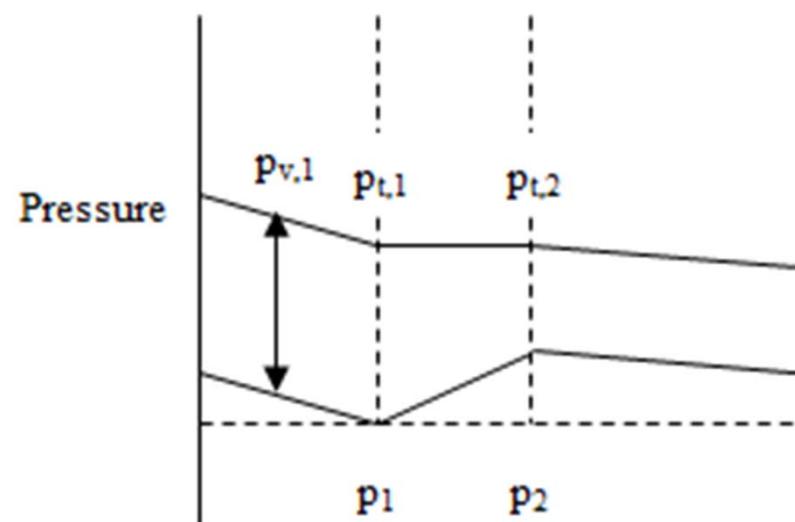
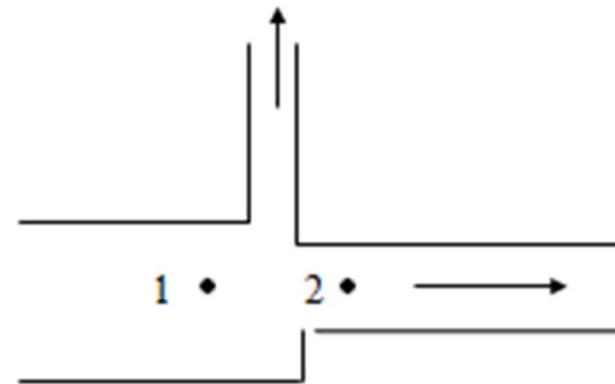
- Para el control del ruido en las instalaciones de conductos de aire se recomiendan las siguientes velocidades de aire en el conducto:

Componente	Residencial [m/s]	Edificios comerciales y públicos [m/s]	Industrial [m/s]
Conductos principales	3,5 - 4,5	5 - 6,5	6 - 9
Conductos secundarios	3	3	4 - 5
Conductos verticales	2,5	2,5	4
Descarga de ventiladores	5 - 8,5	6,5 - 10	8 - 12
Baterías	2,25	2,5	3
Tomas de aire exteriores	2,5	2,5	2,5



Métodos de diseño de redes de conductos

- Predimensionamiento mediante tablas
- Método de la pérdida de presión constante
 - Se establece un pérdida de presión fija (habitualmente entre 0,05-0,1 mmca/m)
- Método T o ciclo de vida
 - El objetivo en este método es minimizar el coste de vida de la instalación
- Método de recuperación estática
 - La pérdida de presión es compensada por la disminución de velocidad en el tramo siguiente, y por tanto, la recuperación estática





Predimensionado de conductos mediante tablas

DIMENSIONADO DE CONDUCTOS. DP=0,07 mm c.a./ml

Caudal (m ³ /h)	Velocidad (m/s)	DP (mmc.a./m)	D (cm)	SECCIÓN RECTANGULAR ALTO (cm) x ANCHO (cm)			
1090	4,28	0,070	30	20 x 38	22 x 34	24 x 32	26 x 28
	4,01	0,060	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30

$$\dot{V} = A V$$
$$A = \frac{\pi}{4} D_h^2$$
$$D_h = 4 \frac{ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}$$
$$\frac{h_L}{L} = f \frac{1}{D_{int}} \frac{V^2}{2g}$$
$$Re = \frac{VD_h \rho}{\mu}$$
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Rugosidad $\varepsilon = 0,03 \text{ mm}$



Predimensionado de conductos mediante tablas

DIMENSIONADO DE CONDUCTOS. DP=0,07 mm c.a./ml

Caudal (m ³ /h)	Velocidad (m/s)	DP (mmc.a./m)	D (cm)	SECCIÓN RECTANGULAR			
				ALTO (cm) x ANCHO (cm)			
170	2,67	0,071	15				
	2,35	0,052	16				
200	2,76	0,069	16				
	2,45	0,052	17				
230	2,81	0,066	17				
	2,51	0,051	18				
270	2,95	0,067	18				
	2,65	0,052	19				
320	3,14	0,070	19				
	2,83	0,055	20				
370	3,27	0,071	20				
	2,97	0,056	21				
420	3,37	0,070	21				
	3,07	0,056	22	20 x 20			
470	3,43	0,069	22	20 x 20			
	3,14	0,056	23	20 x 22			
530	3,54	0,069	23	20 x 22			
	3,25	0,056	24	20 x 24	22 x 22		
600	3,68	0,070	24	20 x 24	22 x 22		
	3,40	0,058	25	20 x 26	22 x 24		
670	3,79	0,070	25	20 x 26	22 x 24		
	3,51	0,058	26	20 x 28	22 x 26	24 x 24	
740	3,87	0,070	26	20 x 28	22 x 26	24 x 24	
	3,59	0,058	27	20 x 30	22 x 28	24 x 26	
820	3,98	0,070	27	20 x 30	22 x 28	24 x 26	
	3,70	0,059	28	20 x 32	22 x 30	24 x 28	26 x 26
900	4,06	0,069	28	20 x 32	22 x 30	24 x 28	26 x 26
	3,78	0,059	29	20 x 36	22 x 32	24 x 30	26 x 28
990	4,16	0,069	29	20 x 36	22 x 32	24 x 30	26 x 28
	3,89	0,059	30	20 x 38	22 x 34	24 x 32	26 x 28
1090	4,28	0,070	30	20 x 38	22 x 34	24 x 32	26 x 28
	4,01	0,060	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30



Predimensionado de conductos mediante tablas

DIMENSIONADO DE CONDUCTOS. DP=0,07 mm c.a./ml

Caudal (m ³ /h)	Velocidad (m/s)	DP (mmc.a./m)	D (cm)	SECCIÓN RECTANGULAR				
				ALTO (cm) x ANCHO (cm)				
1090	4,28	0,070	30	20 x 38	22 x 34	24 x 32	26 x 28	
	4,01	0,060	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30	
1190	4,38	0,070	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30	
	4,11	0,060	32	20 x 44	22 x 40	24 x 36	26 x 34	
1290	4,46	0,070	32	20 x 44	22 x 40	24 x 36	26 x 34	
	4,19	0,060	33	20 x 46	22 x 42	24 x 38	26 x 36	
1400	4,55	0,070	33	20 x 46	22 x 42	24 x 38	26 x 36	30 x 30
	4,28	0,060	34	20 x 50	22 x 44	24 x 40	26 x 38	30 x 32
1520	4,65	0,070	34	20 x 50	22 x 44	24 x 40	26 x 38	30 x 32
	4,39	0,061	35	20 x 54	22 x 48	24 x 44	26 x 40	30 x 34
1650	4,76	0,070	35	20 x 54	22 x 48	24 x 44	26 x 40	30 x 34
	4,50	0,062	36	20 x 56	22 x 50	24 x 46	26 x 42	30 x 36
1770	4,83	0,070	36	20 x 56	22 x 50	24 x 46	26 x 42	30 x 36
	4,57	0,061	37	20 x 60	22 x 54	24 x 48	26 x 44	30 x 38
1900	4,91	0,070	37	20 x 60	22 x 54	24 x 48	26 x 44	30 x 38
	4,65	0,061	38		22 x 58	24 x 52	26 x 48	30 x 40
2050	5,02	0,070	38		22 x 58	24 x 52	26 x 48	30 x 40
	4,77	0,062	39		22 x 60	24 x 54	26 x 50	30 x 42
2200	5,12	0,070	39		22 x 60	24 x 54	26 x 50	30 x 42
	4,86	0,062	40		22 x 64	24 x 60	26 x 52	30 x 44
2350	5,19	0,070	40		22 x 64	24 x 60	26 x 52	30 x 44
	4,94	0,062	41			24 x 62	26 x 56	30 x 48
2500	5,26	0,070	41			24 x 62	26 x 56	30 x 48
	5,01	0,062	42			24 x 66	26 x 58	30 x 50



Ejercicio 7.4. Cálculo diámetro de conductos mediante tablas

- Se desea diseñar un primer tramo de conductos por el que circulan $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ y un segundo tramo de conductos por el que circulan $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ con una pérdida de carga de $0,05 \text{ mmca/m}$. Determinar:
1. el diámetro del conducto para ambos tramos de conducto, en m
 2. la recuperación estática, en mmca, en todo el tramo si su longitud es de 7 m
 3. las pérdidas de carga en todo el tramo, en mmca

DIMENSIONADO DE CONDUCTOS. DP=0,05 mm c.a./ml

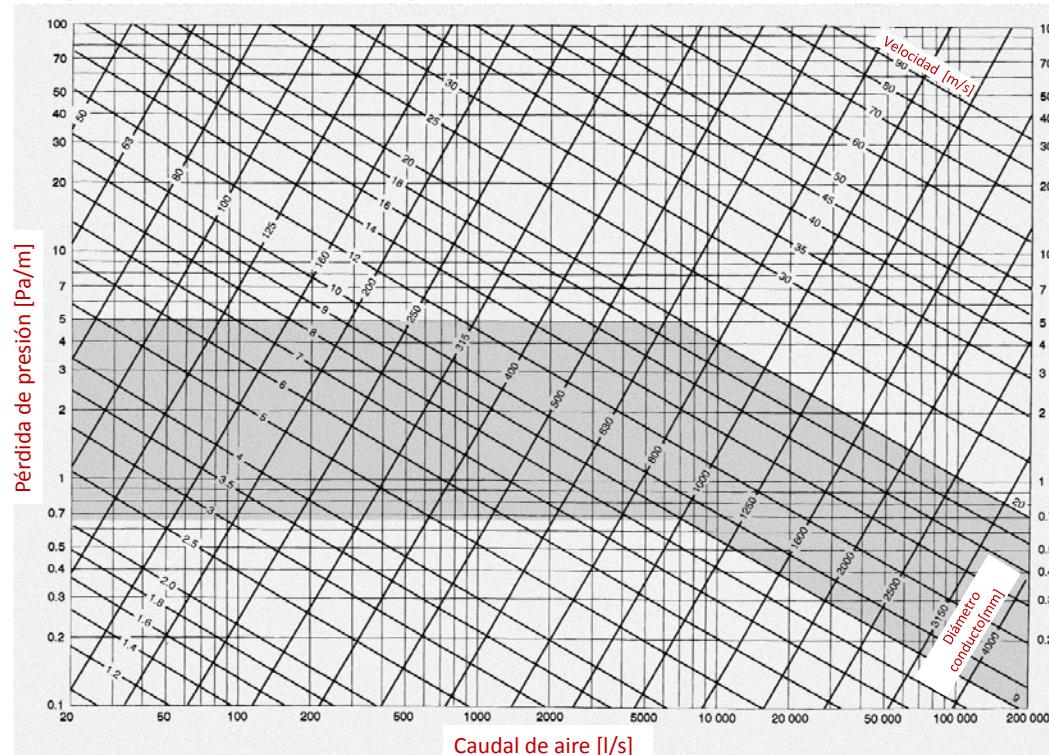
Caudal (m^3/h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	SECCIÓN RECTANGULAR				
				ALTO (cm) x ANCHO (cm)				
990	3,64	0,050	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30	
	3,42	0,043	32	20 x 44	22 x 40	24 x 36	26 x 34	
1080	3,73	0,051	32	20 x 44	22 x 40	24 x 36	26 x 34	
	3,51	0,044	33	20 x 46	22 x 42	24 x 38	26 x 36	30 x 30
1950	4,31	0,050	40		22 x 64	24 x 60	26 x 52	30 x 44
	4,10	0,044	41			24 x 62	26 x 56	30 x 48
2080	4,38	0,050	41			24 x 62	26 x 56	30 x 48
	4,17	0,044	42			24 x 66	26 x 58	30 x 50

Solución: 1) $D_1=41 \text{ cm}$; $D_2=32 \text{ cm}$; 2) $0,35 \text{ mmca}$; 3) $0,35 \text{ mmca}$



Métodos de diseño. Método de la pérdida de presión constante

- Se impone una pérdida de presión por unidad de longitud constante en cada tramo recto de la red de conductos:
 - La pérdida de presión se refiere a la pérdida de presión en tramos rectos y no se considera la pérdida de presión por accesorios o equipos.
 - En este método la instalación resulta con menor coste, si el coste de la energía es alto y el coste de instalación bajo
- Los rangos sugeridos de trabajo corresponden a la zona sombreada de la figura:





Métodos de diseño. Método de la pérdida de presión constante

■ Proceso de cálculo:

1. Datos: \dot{V}_i, L_i , número de accesorios
2. Especificar una presión en cada zona (típicamente todas las zonas trabajan a la misma presión)
3. Especificar la caída de presión por unidad de longitud (una vez terminado el proceso de diseño puede cambiarse si el tamaño de conductos no es adecuado)

$$\Delta P_{L,conductos}/L$$

4. Para cada sección de conducto determinar el diámetro de conducto para el que se obtiene la caída de presión establecida:

$$\Delta P_{L,conductos,i} = f_i \frac{L_i}{D_{h,i}} \frac{1}{2} \rho V_i^2 \rightarrow \Delta P_{L,conductos,i}/L_i = f_i \frac{1}{D_{h,i}} \frac{1}{2} \rho V_i^2$$

$$\dot{V}_i = A_i V_i$$

Se itera entre hasta alcanzar la solución, V_i y $D_{h,i}$, que satisface los criterios de diseño, $\Delta P_{L,conductos}/L$



Métodos de diseño. Método de la pérdida de presión constante

5. Determinar la caída de presión en cada accesorio:

$$\Delta P_{acc,i} = K_{L,i} \frac{1}{2} \rho V_i^2$$

6. Determinar la caída de presión total en cada sección

$$\Delta P_{t,i} = \Delta P_{L,conductos,i} + \Delta P_{L,acc,i}$$

7. Determinar la presión en cada tramo del circuito

$$P_{t,i} = P_{t,i-1} + \Delta P_{t,i}$$

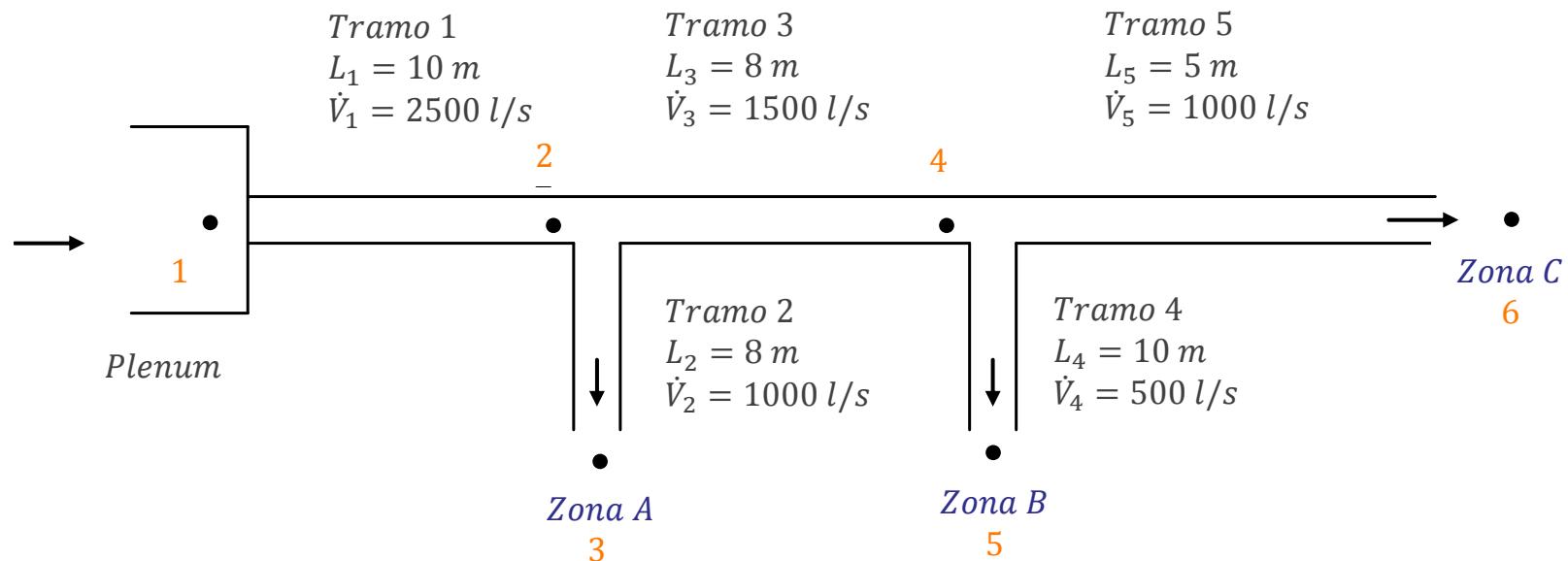
8. Comprobar si los diámetros de conducto y presiones son adecuados



Ejercicio 7.5. Método de la pérdida de presión constante

- Se desea diseñar una red de conductos de sección circular mediante el método de la pérdida de presión constante. La red de conductos da servicio a 3 zonas a partir del plenum de una UTA. Considerar los siguientes accesorios: 2 codos de 90º en tramo 1, 2 codos de 90º en tramo 2, ninguno en tramo 3, 2 codos de 90º en tramo 4 y 4 codos de 90º en tramo 5. Hay difusores al final de cada ramal de la red de conductos. Las derivaciones a cada ramal son todas a 45º. Cada zona se mantiene a una presión de 50Pa. Determinar los diámetros, velocidades, presiones y caídas de presión de todo el circuito si se establece un caída de presión unitaria de 1 Pa/m

Datos: P=1 bar; T=20ºC; epsilon=0,09 mm; K_L_ent = 0,05; K_L_codo_90º = 0,1; K_L_deriva_ppal = 0,13 ; K_L_deriva_rama = 1,3; K_L_difusor = 0,1



Curva resistente o curva de la instalación en redes de conductos



Curva característica de la instalación en redes de conductos

- La energía del ventilador se destina a vencer las pérdidas en la red de conductos, accesorios y equipos:

$$\Delta P_L = \Delta P_{L,conductos} + \Delta P_{L,accesorios} + \Delta P_{L,equipos} \quad [Pa]$$

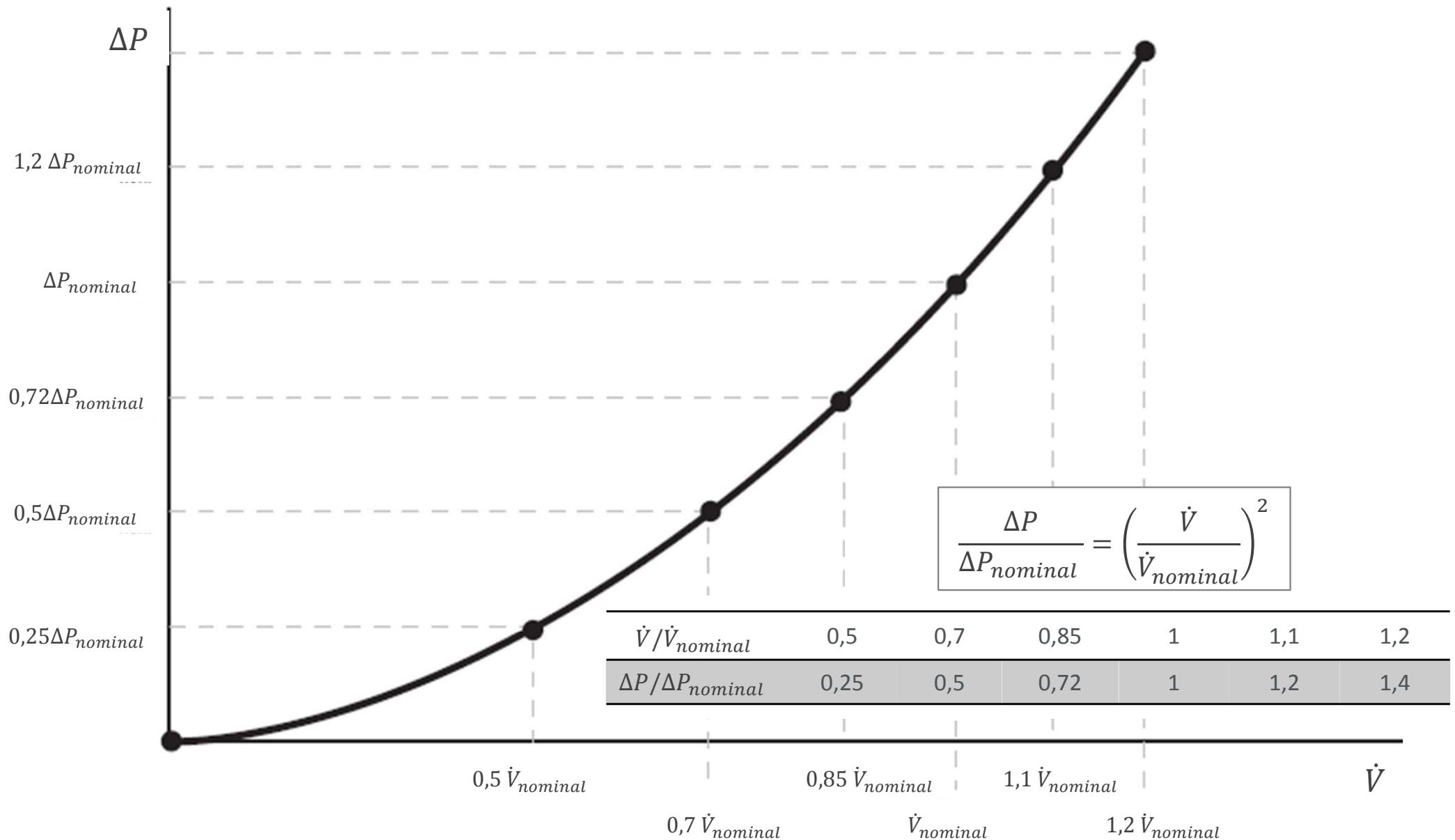
- En la práctica, la curva resistente se calcula a partir del punto de funcionamiento deseado o nominal $\dot{V}_{nominal}$, $\Delta P_{nominal}$
- El trazado de la curva resistente se realiza directamente: la pérdida de carga es proporcional al caudal al cuadrado:

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_{nominal}} = \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{nominal}} \right)^2$$

- La curva resistente de la instalación es función del cuadrado del caudal y pasa por el origen.



Curva característica de la instalación en redes de conductos



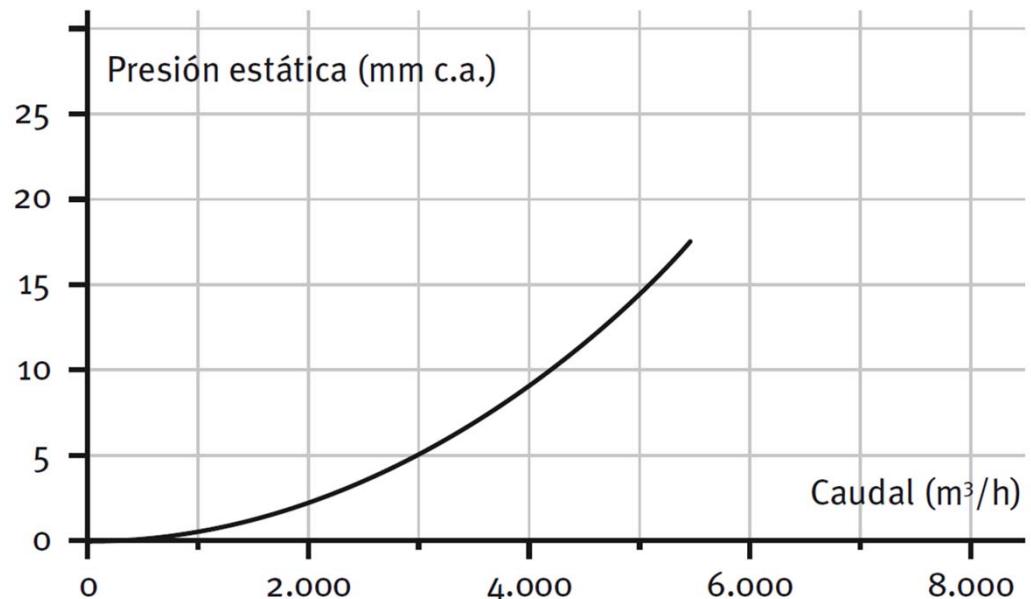


Ejercicio 7.6. Curva característica de una red de conductos

- Determinar la curva característica de una red de conductos en la que se ha determinado que el caudal y perdida de presión nominal es:

$$\dot{V}_{nominal} = 4500 \text{ m}^3/\text{h}$$
$$\Delta P_{nominal} = 12 \text{ mmca}$$

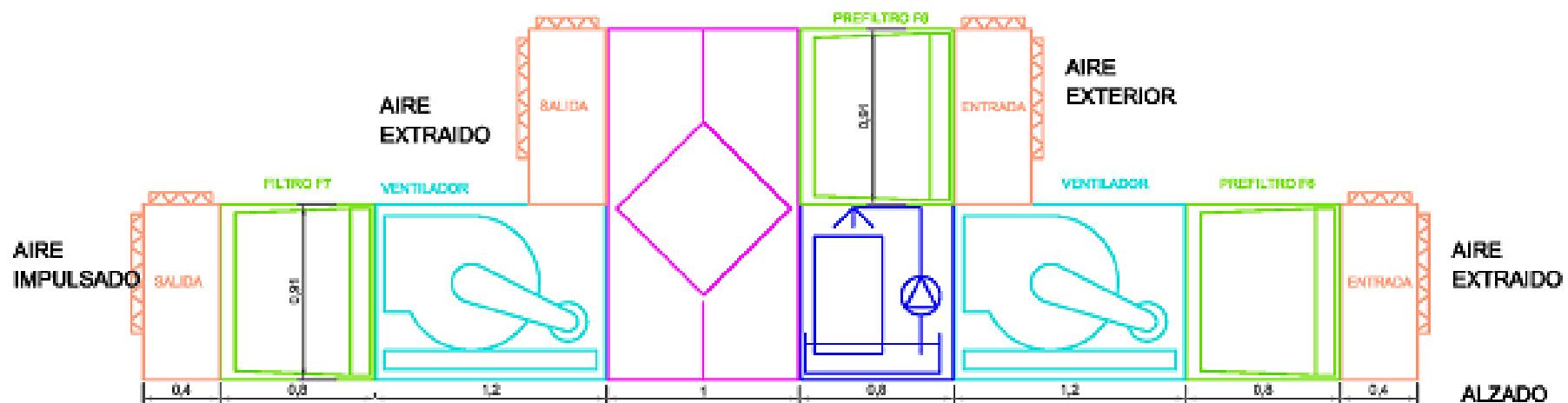
$\dot{V}/\dot{V}_{nominal}$	$\Delta P/\Delta P_{nominal}$	\dot{V} [m^3/h]	ΔP [mmca]
0,5	0,25	2250	3,0
0,7	0,5	3150	6,0
0,85	0,72	3825	8,6
1	1	4500	12,0
1,1	1,2	4950	14,4
1,2	1,4	5400	16,8





Ejercicio 7.7. Curva característica de UTA y conductos

- Determinar la curva característica de la instalación de ventilación de impulsión de la unidad de tratamiento de aire, UTA, de la figura. Caudal de impulsión 8000 m³/h, longitud de la red de conductos de 50 metros. El ventilador de impulsión deberá vencer las siguientes pérdidas:
 - Prefiltro F6: $\Delta P_{inicial} = 50 \text{ Pa}$; $\Delta P_{final} = 350 \text{ Pa}$
 - Recuperador calor: $\Delta P_{rec} = 100 \text{ Pa}$
 - Filtro F7: $\Delta P_{inicial} = 100 \text{ Pa}$; $\Delta P_{final} = 350 \text{ Pa}$
 - Red de conductos: $\Delta P_{cond} = 1,3 \cdot 50 \cdot 0,05 = 31,9 \text{ Pa}$
 - Difusores: $\Delta P_{rec} = 19,6 \text{ Pa}$





Ejercicio 7.7. Curva característica de UTA y conductos

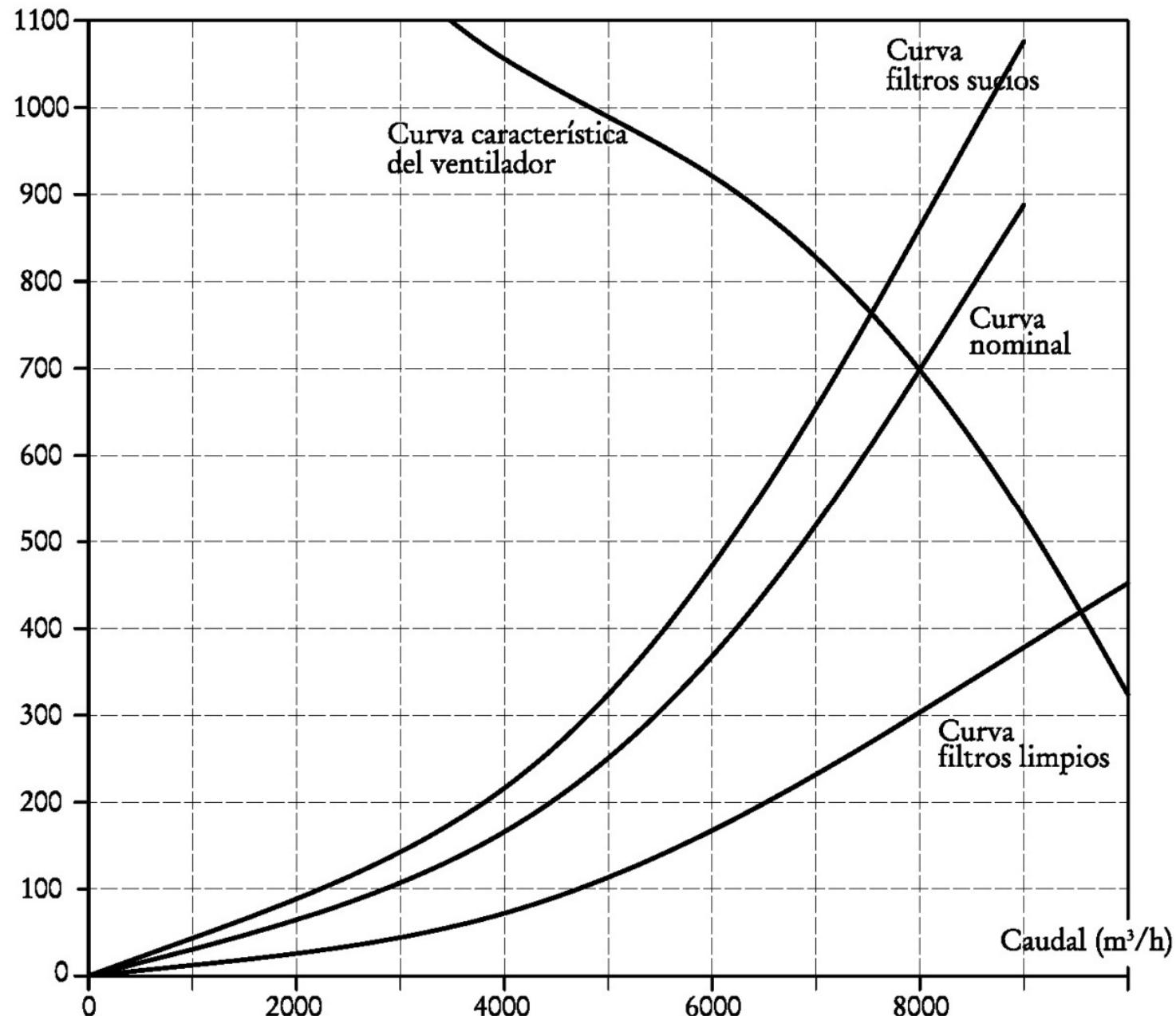
- Se selecciona el ventilador para prefiltro semisucio y filtro sucio:

$$\Delta P_{diseño} = \frac{350 + 50}{2} + 100 + 350 + 19,6 = 701,5 \text{ Pa}$$

- La presión estática de diseño a vencer por el ventilador será de 701,5 Pa
- Sin embargo, se deberá tener en cuenta que:
 - Con los dos filtros limpios, la pérdida de presión será de 301,5 Pa
 - Con los dos filtros sucios la pérdida de presión será de 851,5 Pa



Ejercicio 7.7. Curva característica de UTA y conductos



Fundamentos de ventiladores



Fundamentos de ventiladores

- Los ventiladores son dispositivos mecánicos empleados para el transporte de energía mediante aire en conductos de ventilación.
 - En climatización, el transporte del aire se emplea para las funciones de renovación del aire (higiene) y de climatización de recintos (confort).
 - A nivel industrial sirven para mantener caudales de aire de ventilación o extracción
- En muchas instalaciones la energía primaria empleada para el transporte del aire por los conductos de ventilación es superior al 25% de la demanda de energía primaria de la instalación.
- Los ventiladores suelen estar en funcionamiento un gran número de horas y cada kWh de energía eléctrica que consumen requiere entre 2 y 3,3 kWh de energía primaria.
- El Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RD 1027/2007) establece la obligación de seleccionar el ventilador de forma que su rendimiento sea máximo en las condiciones calculadas de funcionamiento. Además, para cada circuito deberá justificarse la potencia específica de bombeo (SFP).

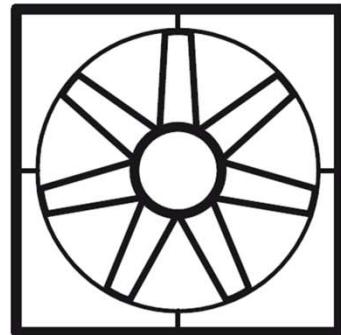


Fundamentos. Tipos de ventiladores

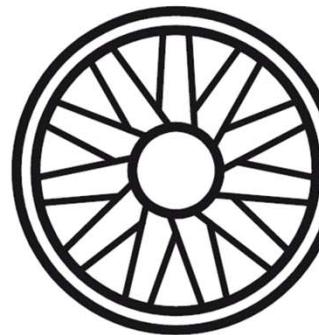
- Clasificación en función de la dirección del flujo:
 - Ventiladores axiales o helicoidales: el flujo entra y sale del rodamiento en dirección axial.
 - Ventiladores centrífugos: el flujo entra y sale del rodamiento en dirección radial.
 - Ventiladores helicocentrífugos: el flujo entra al rodamiento en dirección axial y sale del rodamiento en dirección radial (poco empleados).
- Los ventiladores centrífugos:
 - proporcionan mayores presiones
 - se emplean en climatizadoras donde además de vencer las pérdidas de la red de conductos deben vencer las pérdidas de los filtros y de las baterías (muy superiores).
- Los ventiladores axiales:
 - se emplean en sistemas de ventilación que presentan pequeñas pérdidas de carga

Fundamentos. Tipos de ventiladores. Axiales

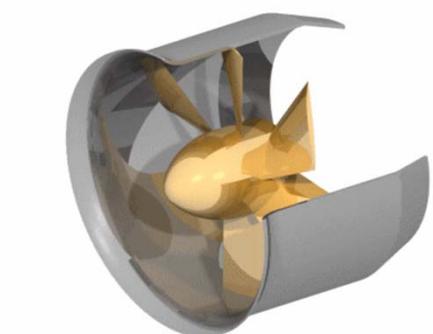
- En los ventiladores axiales el aire circula en la dirección del eje del rodamiento y su diseño permite proporcionar elevados caudales pero a pequeñas pérdidas de carga.
- Existen dos tipos de ventiladores axiales: murales y tubulares.



a) Ventilador axial en panel



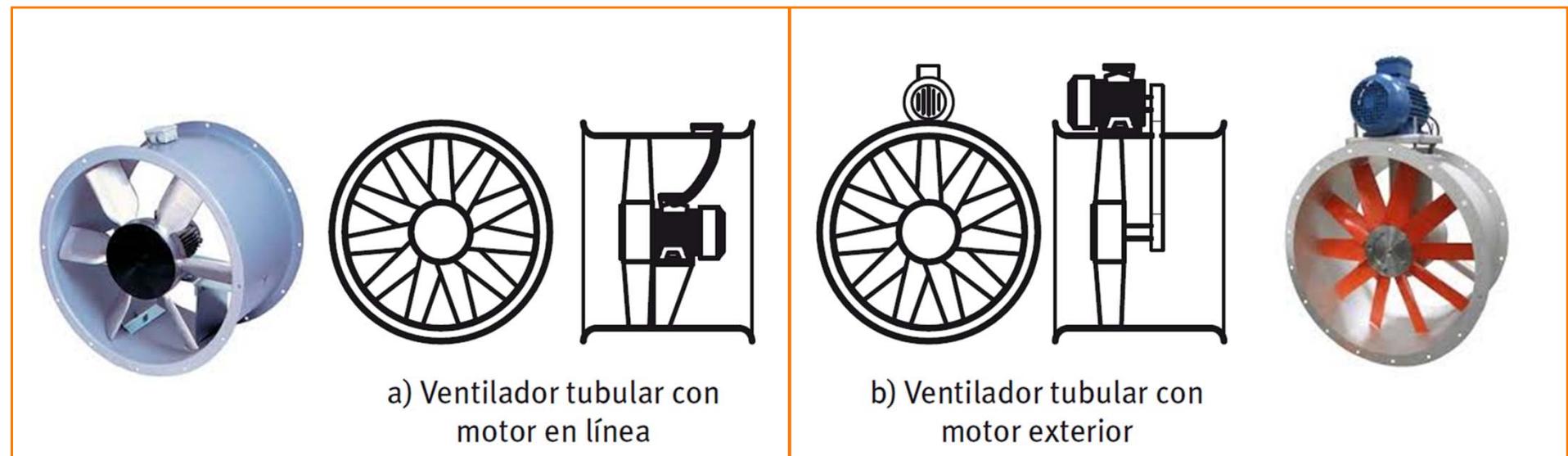
b) Ventilador axial tubular





Fundamentos. Tipos de ventiladores. Axiales

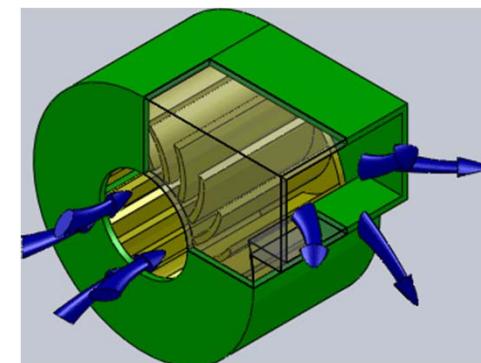
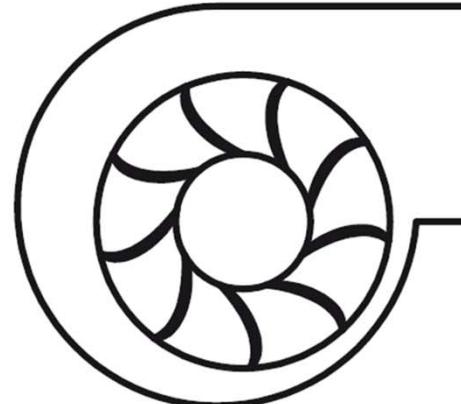
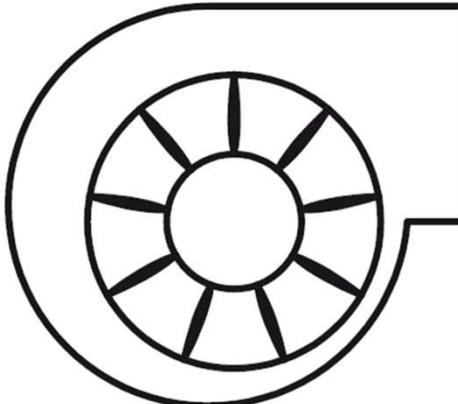
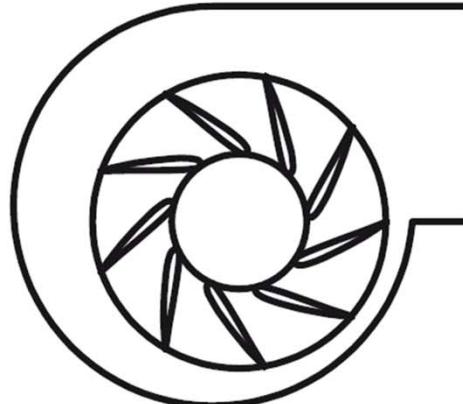
- Los ventiladores axiales tubulares comerciales impulsan caudales entre 2.000 y 100.000 m³/h, proporcionando presiones estáticas generalmente inferiores a 40 mm c.a.
- Para obtener resistencia al fuego, o facilitar el mantenimiento, el motor eléctrico puede instalarse al exterior del conducto:





Fundamentos. Tipos de ventiladores. Centrífugos

- Los ventiladores centrífugos son capaces de proporcionar mayores presiones y suelen emplearse en instalaciones de climatización con redes de conductos.
- En este tipo de ventiladores, los álabes pueden estar curvados hacia atrás, rectos o curvados hacia delante



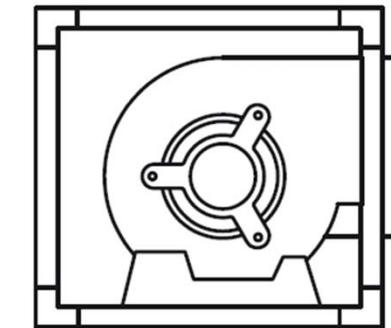
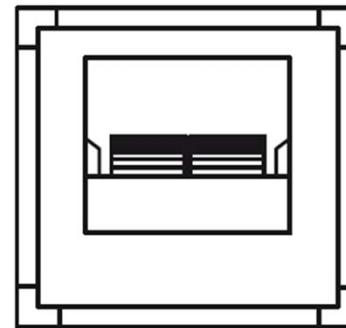


Fundamentos. Tipos de ventiladores. Centrífugos

- Los ventiladores centrífugos se clasifican en función de la presión estática que producen:

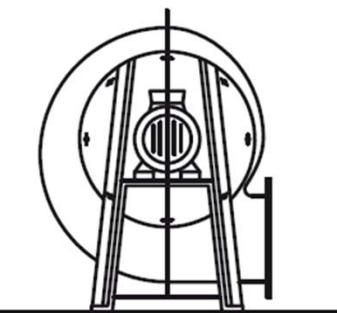
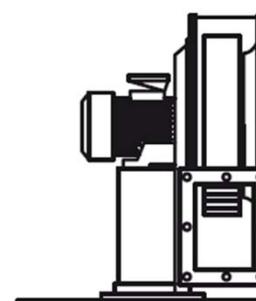
- ventiladores de baja presión →

$$\Delta P_e < 50 \text{ mmca}$$



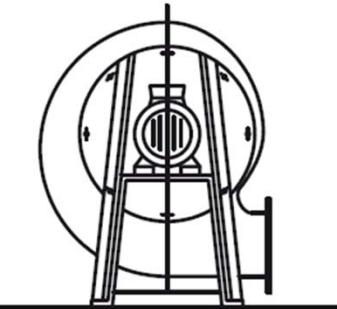
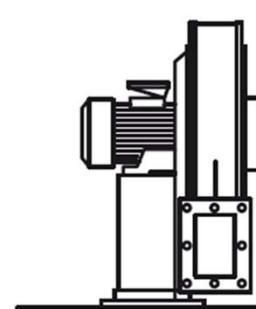
- ventiladores de media presión →

$$100 \text{ mmca} < \Delta P_e < 200 \text{ mmca}$$



- ventiladores de alta presión →

$$\Delta P_e > 300 \text{ mmca}$$





Criterios de selección de ventiladores

- Factores a considerar en la selección del ventilador:
 - **Caudal y presión** estática nominal.
 - Características del **motor**: monofásico o trifásico.
 - **Regulación** todo-nada, mediante 2-3 velocidades o variador de frecuencia.
 - **Ruido**.
 - Configuración de la instalación: **local** a sobrepresión o depresión.
 - **Tipo de fluido** a transportar: aire de ventilación, climatización.



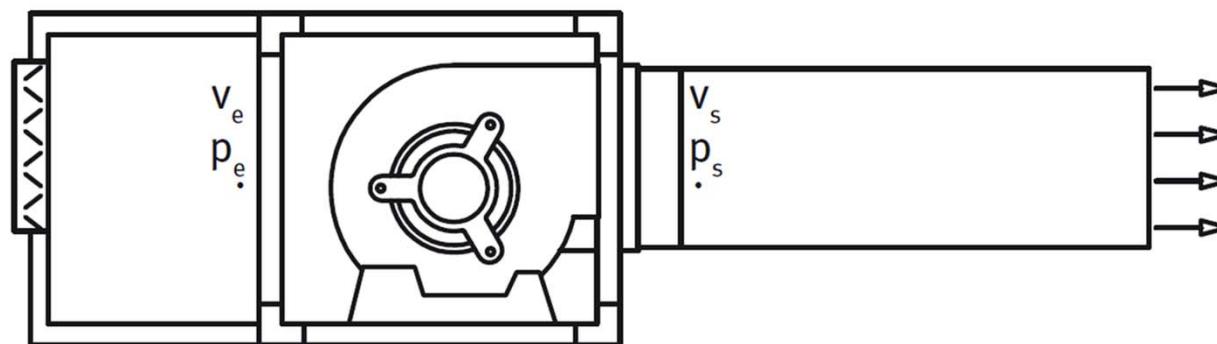
Balance energético en ventiladores

- La energía mecánica útil que el ventilador entrega al aire es igual al incremento de energía dinámica y estática entre las secciones de entrada y de salida:

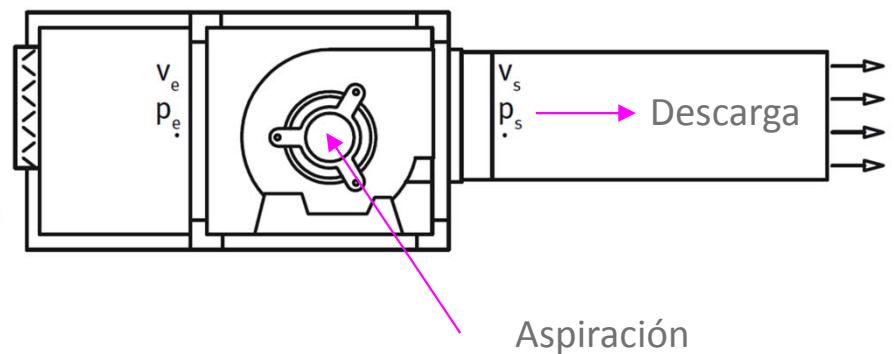
$$w_{esp} = \left[\frac{P_t}{\rho} \right]_e^s = \frac{P_{t,s} - P_{t,e}}{\rho} \quad [m^2/s^2] \text{ ó } [kJ/kg]$$

- La potencia útil suministrada al fluido, \dot{W}_u :

$$\dot{W}_u = \rho \dot{V} w_{esp} = \dot{V} (P_{t,s} - P_{t,e}) [W]$$

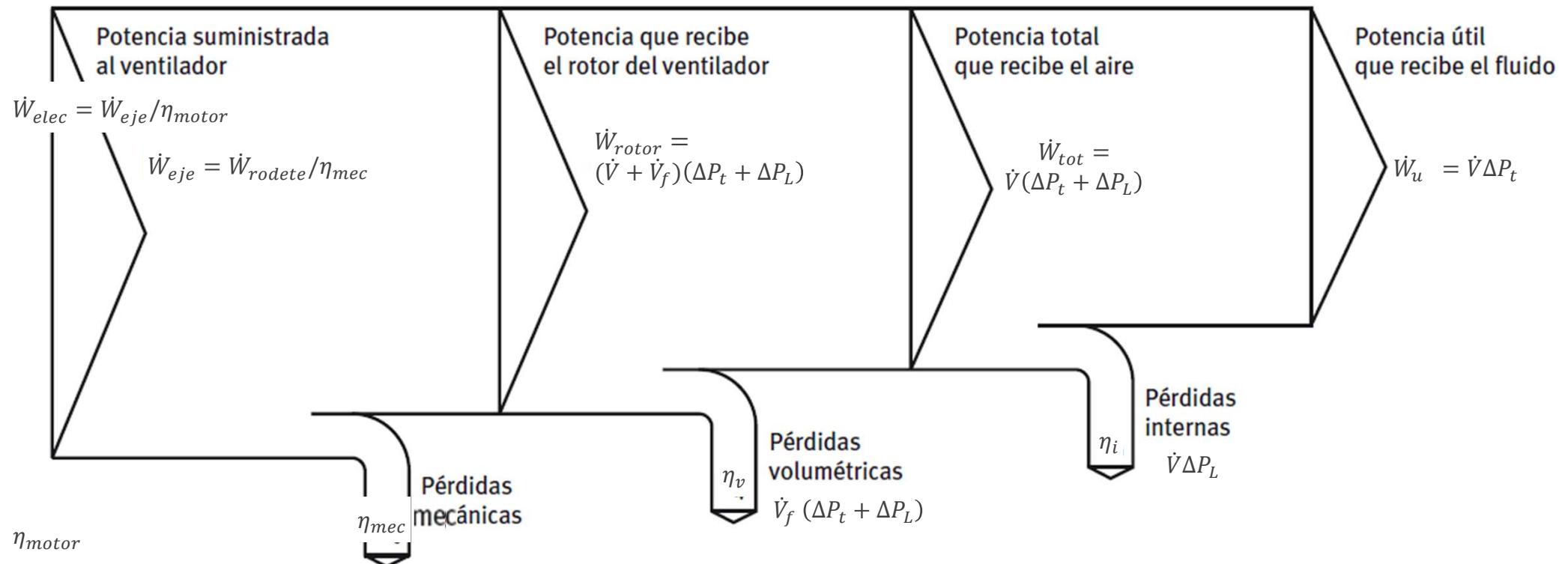


Balance energético en ventilador

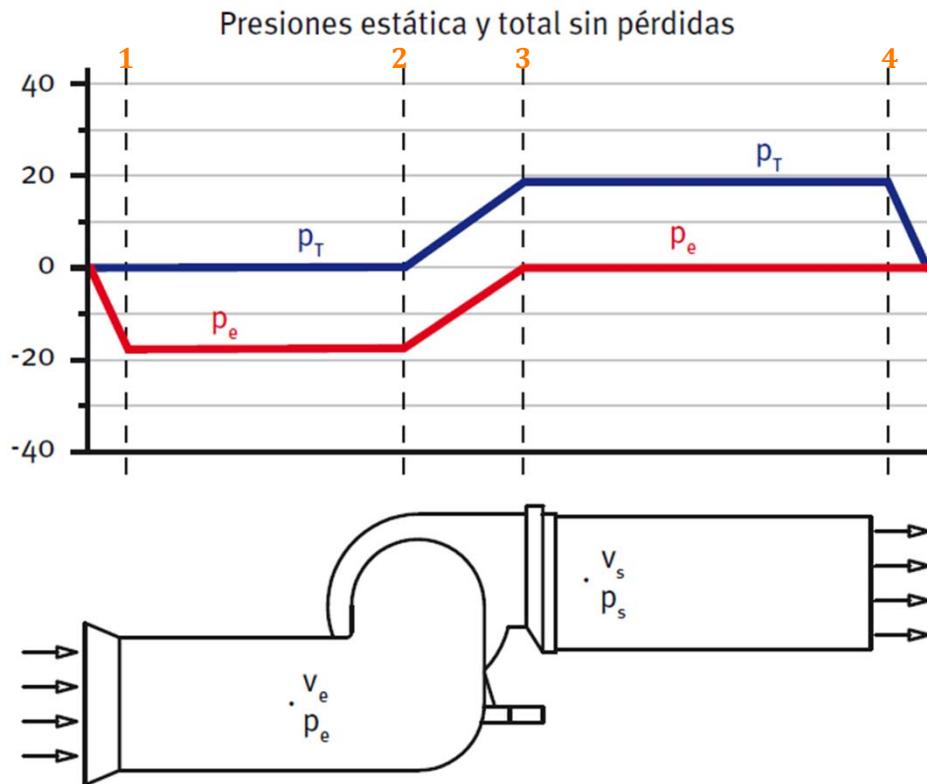


- Diagrama de Sankey de un ventilador:

$$\eta_{\Delta P_t} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{elec}} = \frac{\dot{V}\Delta P_t}{\dot{W}_{elec}}$$



Balance energético ventilador sin pérdidas. Conducto entrada y salida

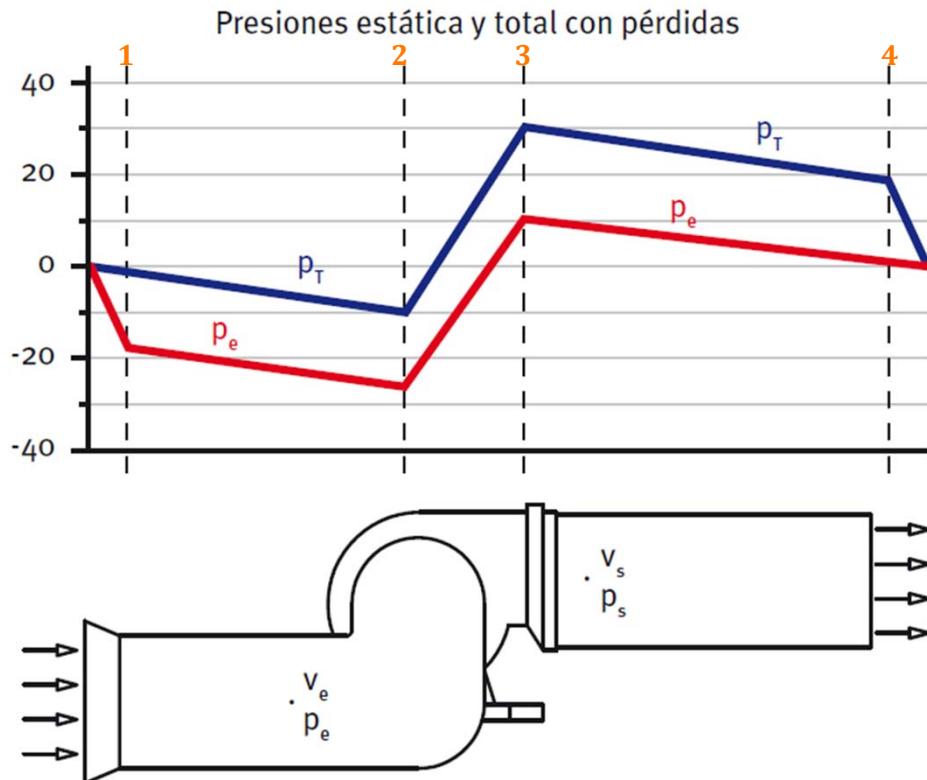


$$1-2 \quad P_{e1} + P_{d1} = P_{e2} + P_{d2}$$

$$2-3 \quad \Delta P_{t,ventilador} = P_{t3} - P_{t2}$$

$$\text{Si } A_3 = A_2 \rightarrow P_{d3} = P_{d2} \rightarrow \Delta P_{t,ventilador} = P_{t3} - P_{t2} = P_{e3} - P_{e2} = P_{d3}$$

Balance energético ventilador con pérdidas. Conducto entrada y salida

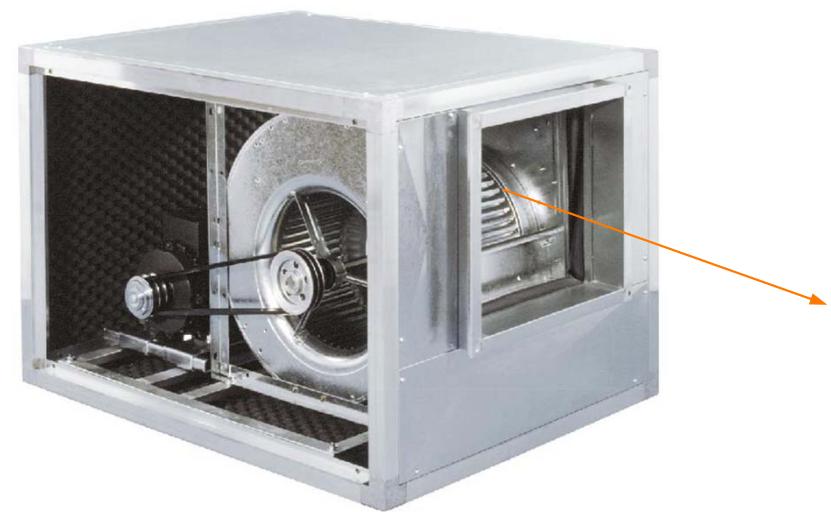
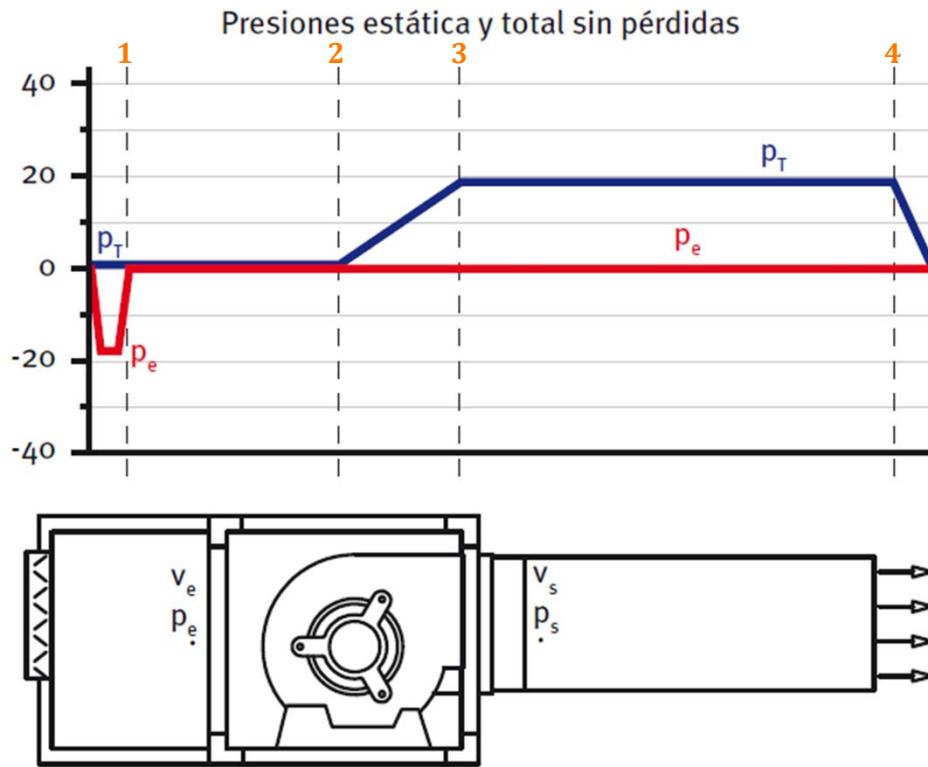


$$1-2 \quad P_{e1} + P_{d1} = P_{e2} + P_{d2} + \Delta P_{L,12}$$

$$2-3 \quad \Delta P_{t,ventilador} = P_{t3} - P_{t2}$$

$$\text{Si } A_3 = A_2 \rightarrow P_{d3} = P_{d2} \rightarrow \Delta P_{t,ventilador} = P_{t3} - P_{t2} = P_{e3} - P_{e2} = P_{d3} + \Delta P_{L,12} + \Delta P_{L,34}$$

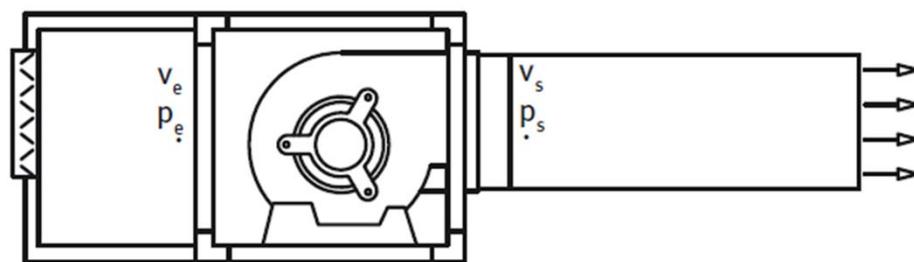
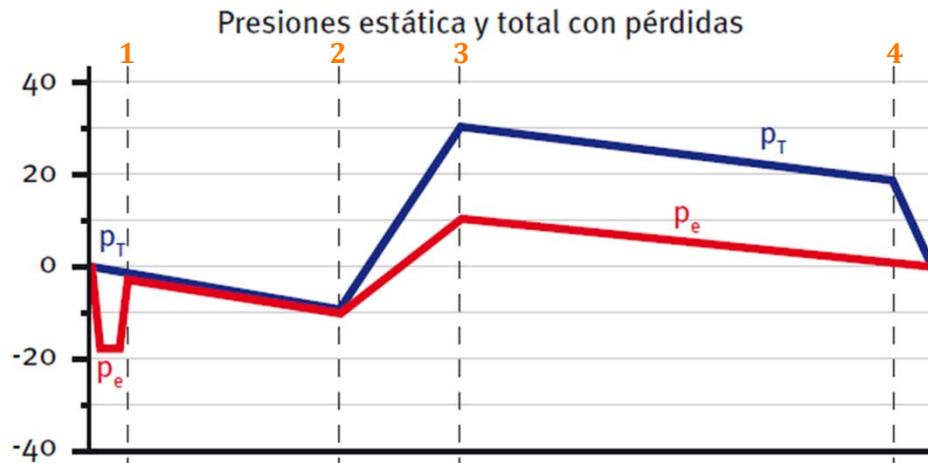
Balance energ. ventilador sin pérdidas. Plenum entrada conducto salida



$$2 - 3 \quad \Delta P_{t,ventilador} = P_{t3} - P_{t2}$$

$$\Delta P_{t,ventilador} = P_{t3} - P_{t2} = P_{d3}$$

Balance energ. ventilador con pérdidas. Plenum entrada conducto salida



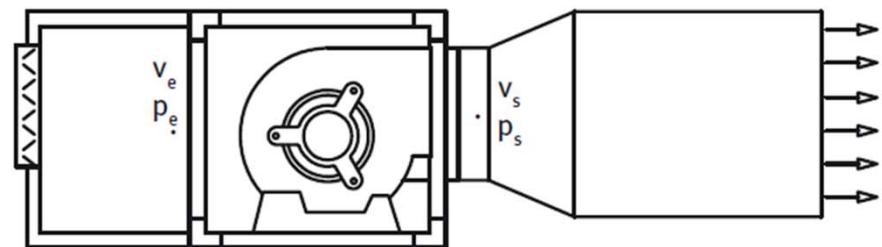
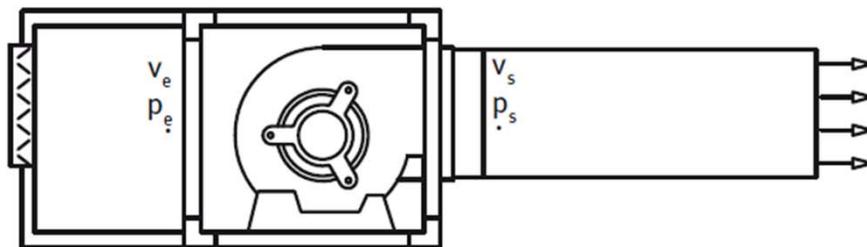
$$2 - 3 \quad \Delta P_{t,ventilador} = P_{t3} - P_{t2}$$

$$\Delta P_{t,ventilador} = P_{t3} - P_{t2} = P_{d3} + \Delta P_{L,12} + \Delta P_{L,34}$$



Balance energético en ventilador y recuperación estática

- Es habitual que los fabricantes proporcionen la curva del ventilador en forma de incremento de presión estática.
- En el caso de configuración con plenum a la entrada, el incremento de presión estática podría ser nulo.
- Si se reduce la velocidad del flujo, parte de la energía cinética o presión dinámica puede transformarse a presión estática, produciéndose una recuperación estática.



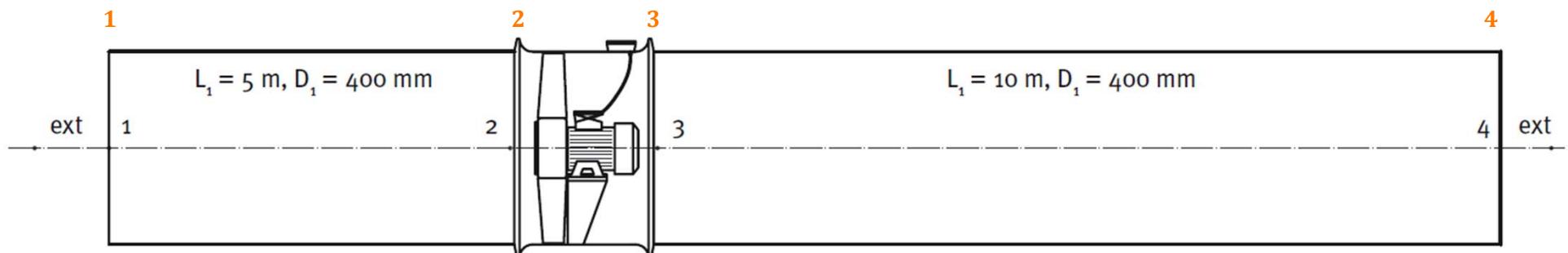
- Si se dispone de la curva de presión estática del ventilador, el incremento de presión estática a proporcionar será igual a las perdidas de presión del circuito menos la recuperación estática producida:

$$\Delta P_{e,ventilador} = \Delta P_L - \Delta P_{recuperacion estatica}$$



Ejercicio 7.8. Ventilador y presiones estática y dinámica

- Determinar la presión estática y dinámica en los 4 puntos del sistema de la figura cuando el caudal impulsado es de $2.000 \text{ m}^3/\text{h}$. Calcular la potencia del ventilador si su rendimiento total es de un 30%.
1. Flujo ideal sin pérdidas.
 2. Flujo real con pérdidas



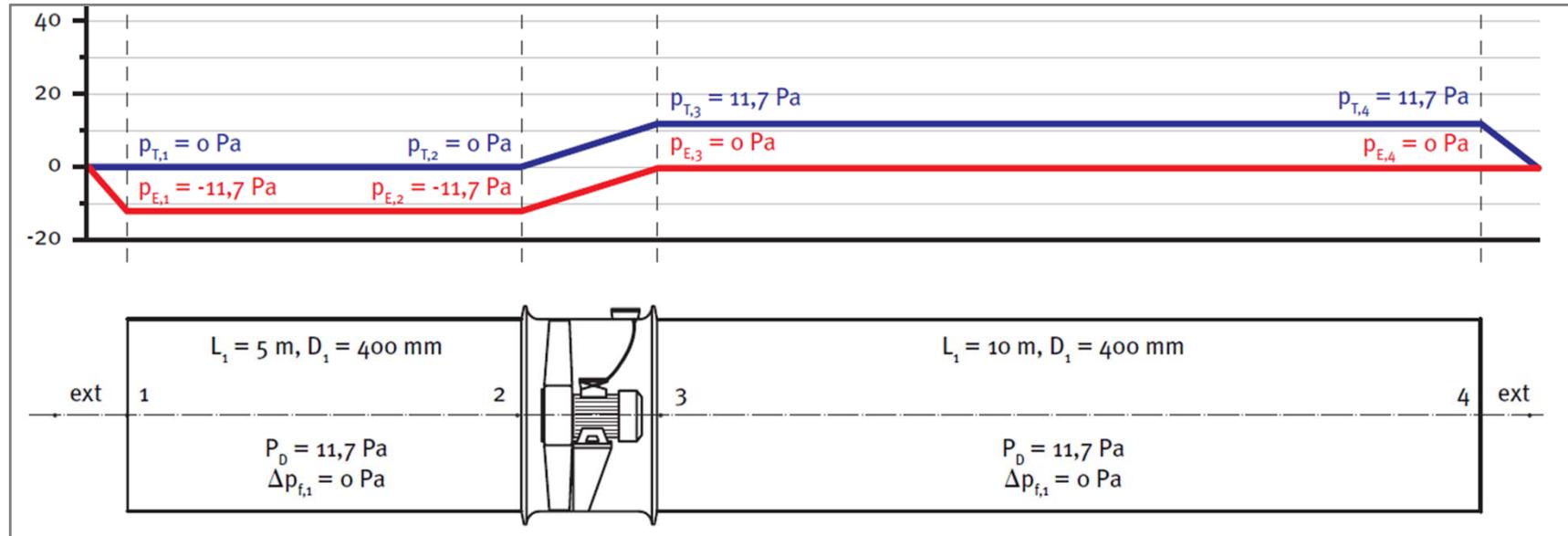
$$\varepsilon = 0,08 \text{ mm}; \rho = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; \mu = 1,824 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

Solución: 1) $P_{e1} = -11,7 \text{ Pa}; P_{d1} = 11,7 \text{ Pa}; P_{t1} = 0 \text{ Pa}; P_{e2} = -11,7 \text{ Pa}; P_{d2} = 0 \text{ Pa}; P_{t2} = 0 \text{ Pa}; P_{e3} = 0 \text{ Pa}; P_{d3} = 11,7 \text{ Pa}; P_{t3} = 11,7 \text{ Pa}; P_{e4} = 0 \text{ Pa}; P_{d4} = 11,7 \text{ Pa}; P_{t4} = 11,7 \text{ Pa}; \dot{W}_{elec, \text{sin perdidas}} = 21,5 \text{ W}; \dot{W}_{elec, \text{con perdidas}} = 36,8 \text{ W}$

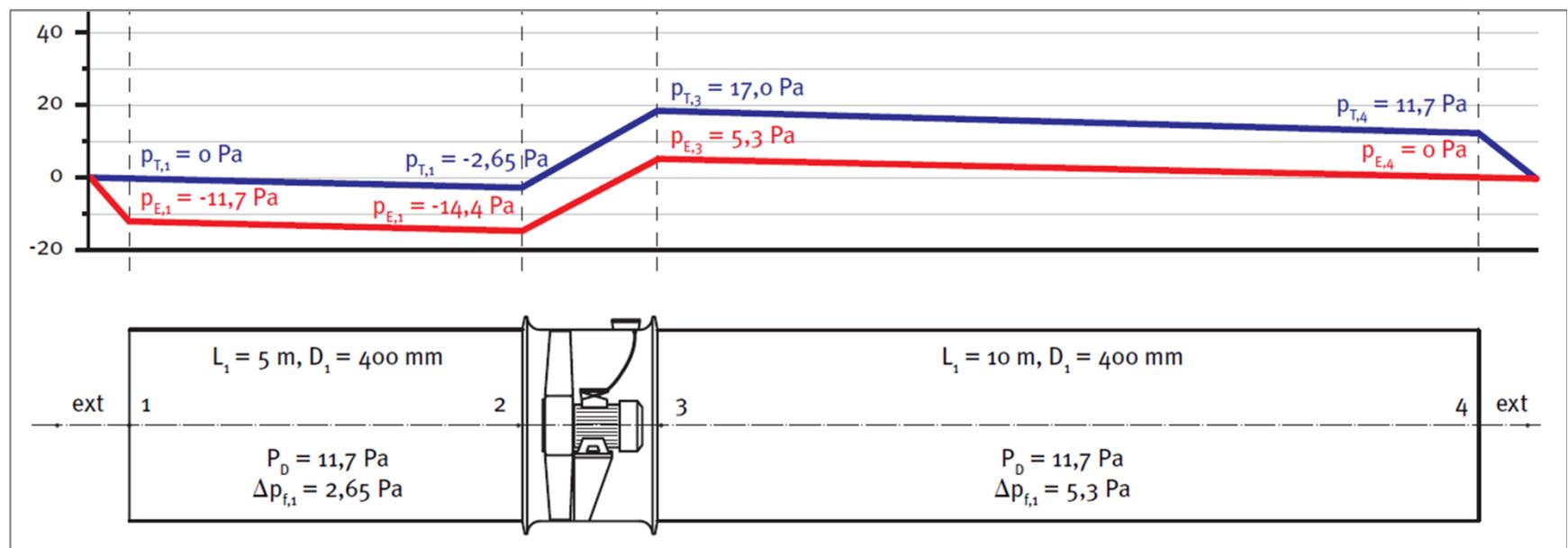


Ejercicio 7.8. Ventilador y presiones estática y dinámica

Solución 1):



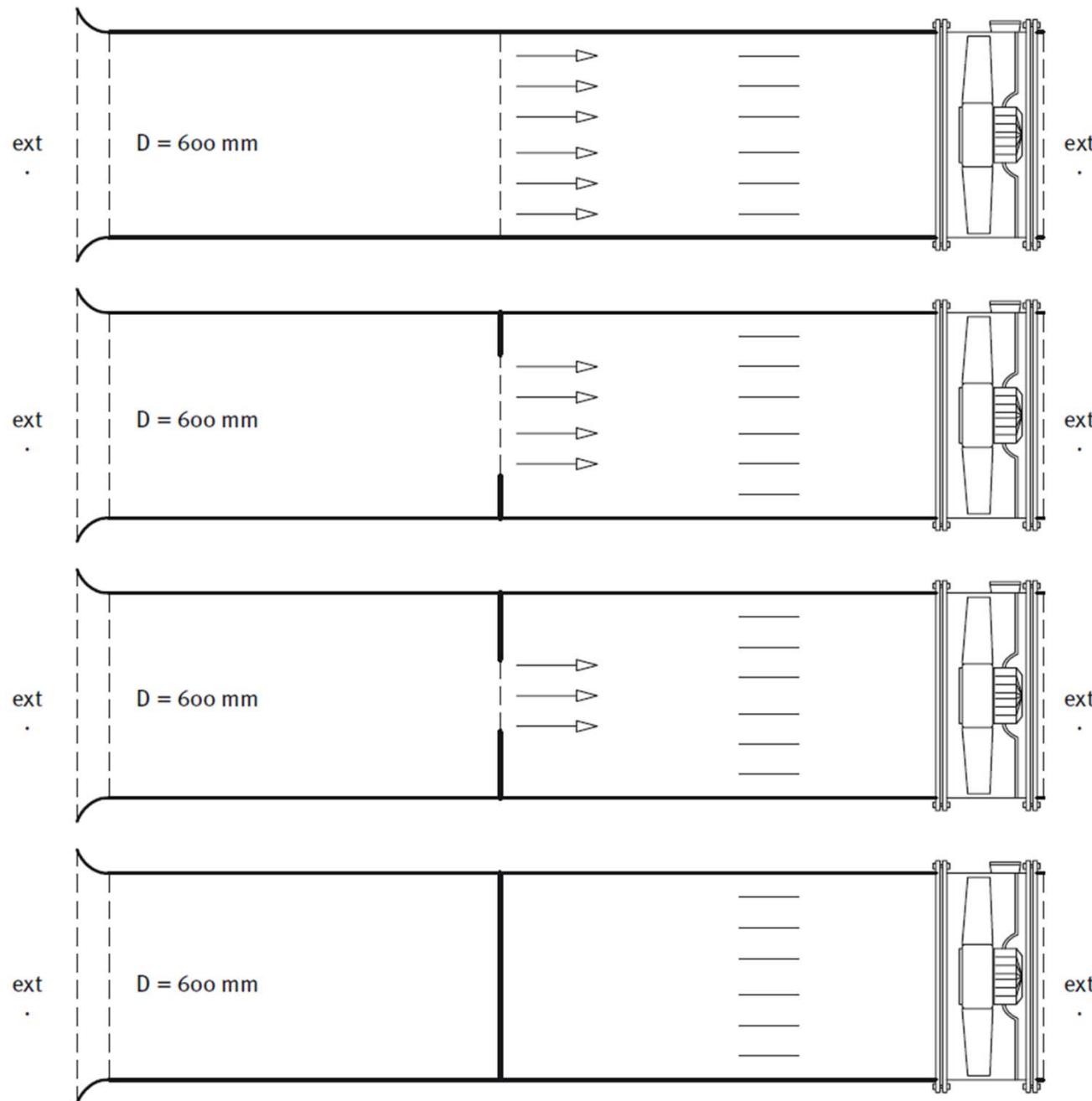
Solución 2):



Curvas características en ventiladores



Curvas características de ventiladores. Ensayos según UNE 100-212-90



Punto 1. Compuerta abierta

$$\dot{V} = 18.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P_e = 0 \text{ mmca}$$

$$P_d = 19,1 \text{ mmca}$$

$$\Delta P_{t,v} = 19,1 \text{ mmca}$$

Punto 2. Compuerta 50% cerrada

$$\dot{V} = 13.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P_e = 31 \text{ mmca}$$

$$P_d = 10 \text{ mmca}$$

$$\Delta P_{t,v} = 41 \text{ mmca}$$

Punto 3. Compuerta 75% cerrada

$$\dot{V} = 8.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P_e = 26 \text{ mmca}$$

$$P_d = 3,8 \text{ mmca}$$

$$\Delta P_{t,v} = 29,8 \text{ mmca}$$

Punto 4. Compuerta cerrada

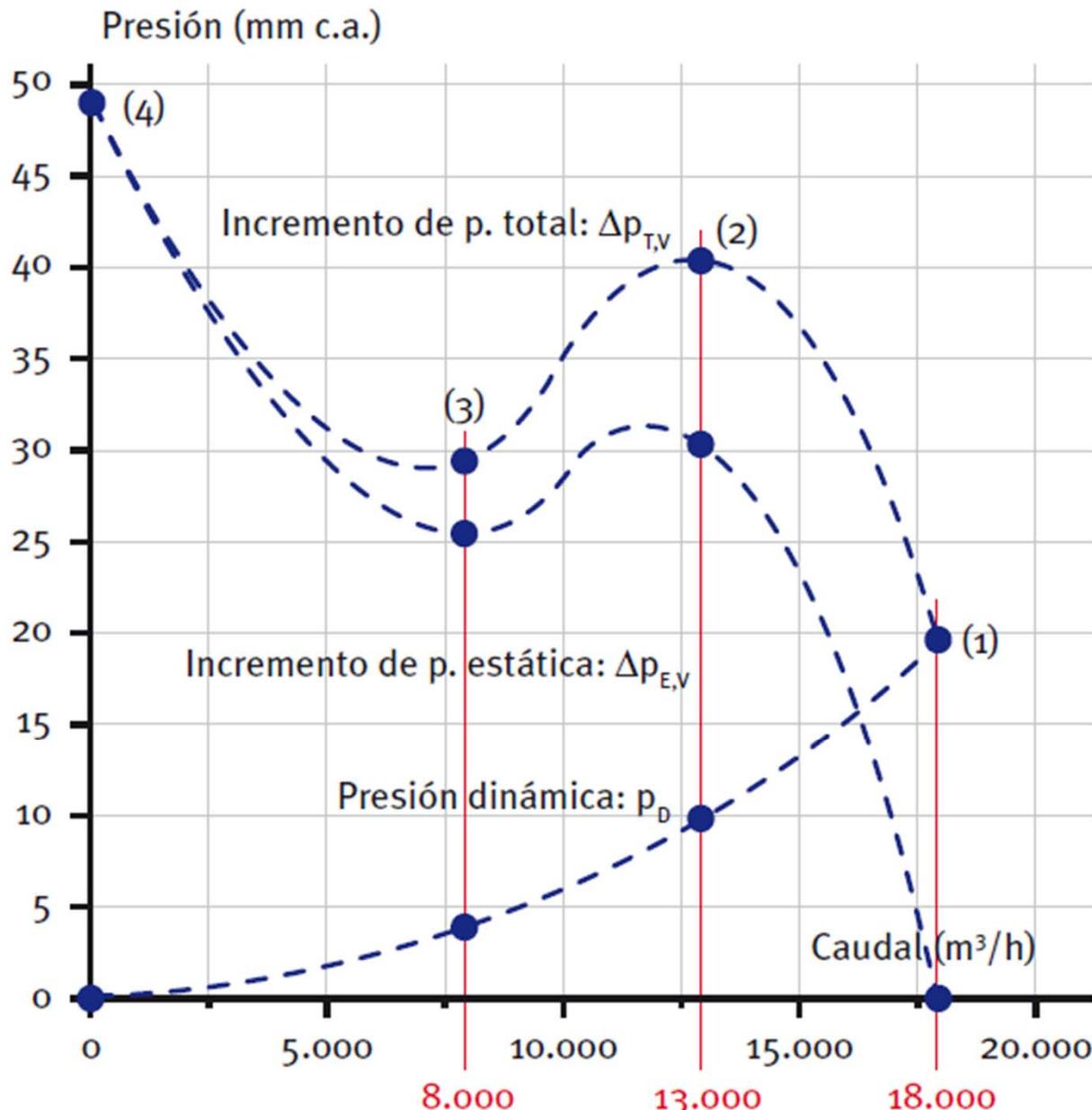
$$\dot{V} = 0 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P_e = 48 \text{ mmca}$$

$$P_d = 0 \text{ mmca}$$

$$\Delta P_{t,v} = 48 \text{ mmca}$$

Curvas características de ventiladores



Punto 1. Compuerta abierta

$$\dot{V} = 18.000 \text{ } m^3/\text{h}$$

$$\Delta P_e = 0 \text{ mmca}$$

$$P_d = 19,1 \text{ mmca}$$

$$\Delta P_{t,V} = 19,1 \text{ mmca}$$

Punto 2. Compuerta 50% cerrada

$$\dot{V} = 13.000 \text{ } m^3/\text{h}$$

$$\Delta P_e = 31 \text{ mmca}$$

$$P_d = 10 \text{ mmca}$$

$$\Delta P_{t,V} = 41 \text{ mmca}$$

Punto 3. Compuerta 75% cerrada

$$\dot{V} = 8.000 \text{ } m^3/\text{h}$$

$$\Delta P_e = 26 \text{ mmca}$$

$$P_d = 3,8 \text{ mmca}$$

$$\Delta P_{t,V} = 29,8 \text{ mmca}$$

Punto 4. Compuerta cerrada

$$\dot{V} = 0 \text{ } m^3/\text{h}$$

$$\Delta P_e = 48 \text{ mmca}$$

$$P_d = 0 \text{ mmca}$$

$$\Delta P_{t,V} = 48 \text{ mmca}$$



Curvas características de ventiladores

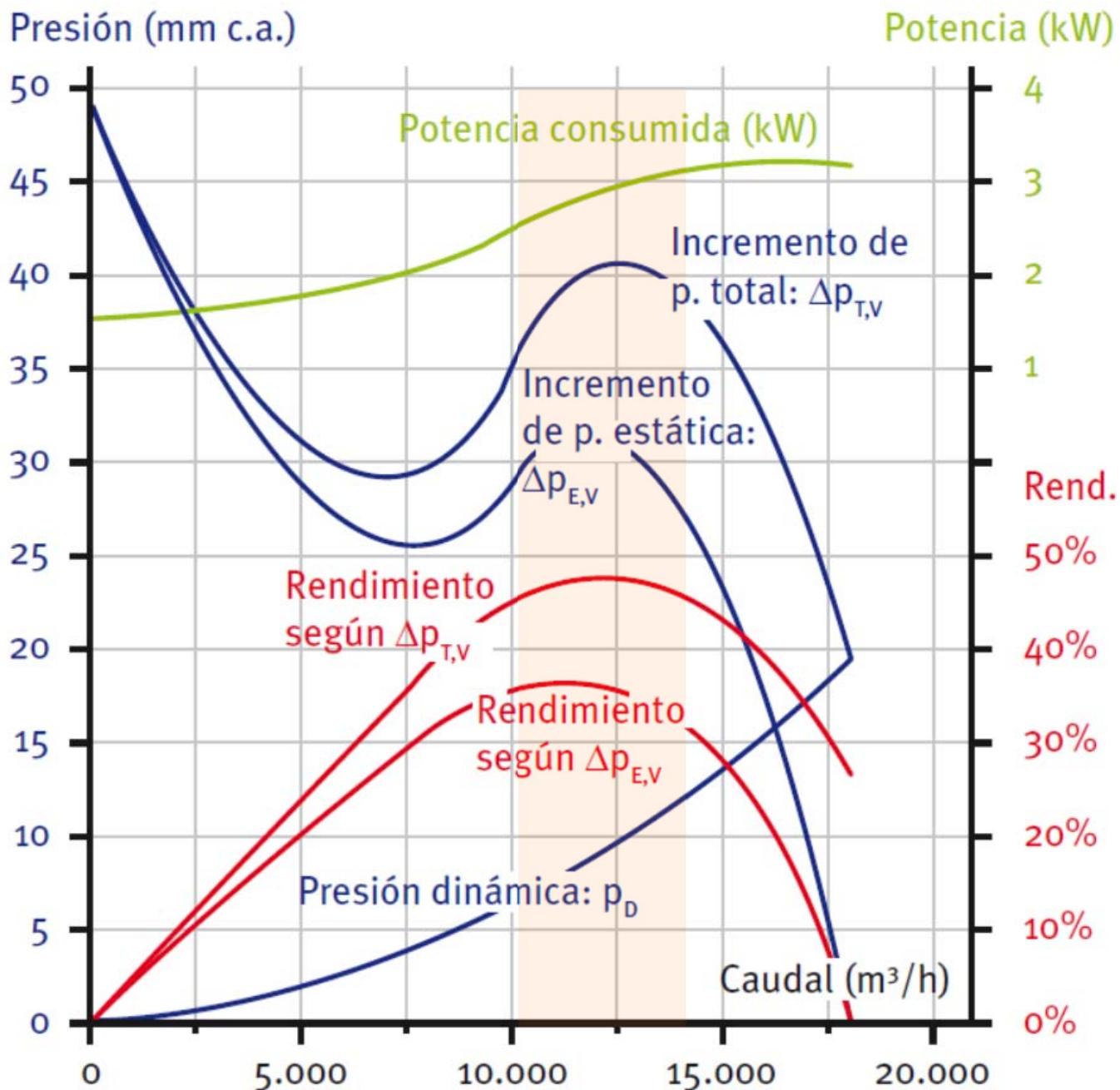
- Las curvas características de los ventiladores se realizan experimentalmente a partir de datos de este tipo más el dato de potencia consumida
- Existe una doble definición de rendimiento:
 - Rendimiento basado en el incremento de presión total:

$$\eta_{\Delta P_t} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{elec}} = \frac{\dot{V}\Delta P_t}{\dot{W}_{elec}}$$

- Rendimiento basado en el incremento de presión estática:

$$\eta_{\Delta P_e} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{elec}} = \frac{\dot{V}\Delta P_e}{\dot{W}_{elec}}$$

Curvas características de ventiladores



$$\eta_{\Delta P_t} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{elec}} = \frac{\dot{V} \Delta P_t}{\dot{W}_{elec}}$$

$$\eta_{\Delta P_e} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{elec}} = \frac{\dot{V} \Delta P_e}{\dot{W}_{elec}}$$

Pressione totale
Total pressure
Gesamtdruck
Pression totale
Presión total

359 Pa

Volume d'aria
Air volume
Volumen
Débit d'air
Caudal del aire

6400 m³/h

Pressione dinamica
Velocity pressure
Dynamischer Druck
Pression dynamique
Presión dinámica

52 Pa

Numero giri della ventola
R.p.m. of the impeller
Drehzahl des Laufrades
Vitesse de rotation de la turbine
Número de vueltas del rodamiento

743 rpm

Rendimento
Total efficiency
Gesamt Wirkungsgrad

68.43 % (*)

Rendement total

$$\text{Rendimiento total} \quad (\ast) \eta_{aB} = \eta_{rB} \cdot \frac{W_r}{(W_r + W_b)} \quad 69.1 \cdot \frac{0.92}{0.9289} = 68.43\%$$

$$(\ast\ast) W = W_r + W_b \quad 0.9200 + 0.0089 = 0.9289 \text{ kW}$$

Potenza assorbita

Absorbed power

Aufgenommene Leistung

0.9289 kW (**)

Puissance absorbée

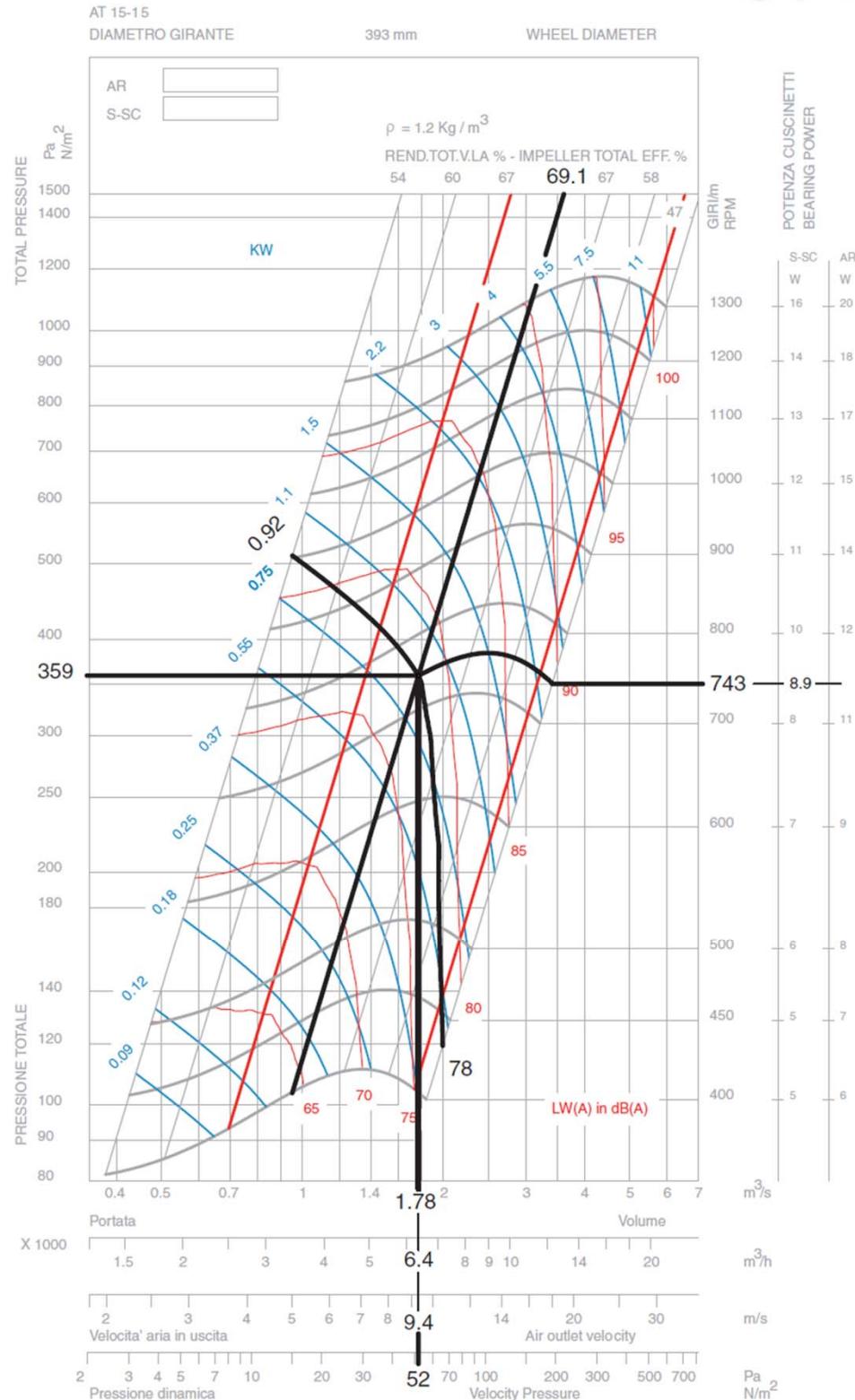
Potencia absorbida

Livello di potenza sonora
Sound power level
Schalleistungsgrad
Niveau de puissance sonore
Nivel de potencia sonora

78 dB (A)

Velocità aria in uscita
Air outlet velocity
Ausblasgeschwindigkeit
Vitesse de sortie d'air
Velocidad de salida del aire

9.4 m/s

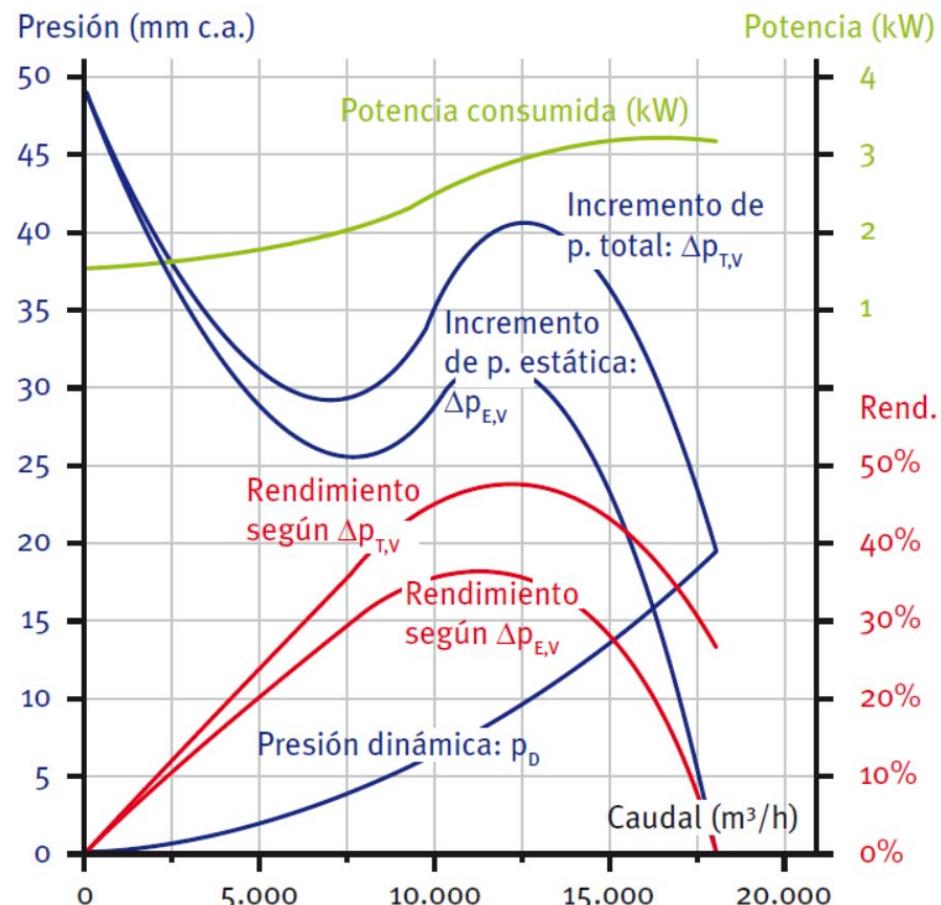


Ejercicio 7.9. Rendimiento de un ventilador

- Considerar el ventilador cuyas curvas características se muestran para un caudal de $12.500 \text{ m}^3/\text{h}$ con una sección de salida de $0,29 \text{ m}^2$.

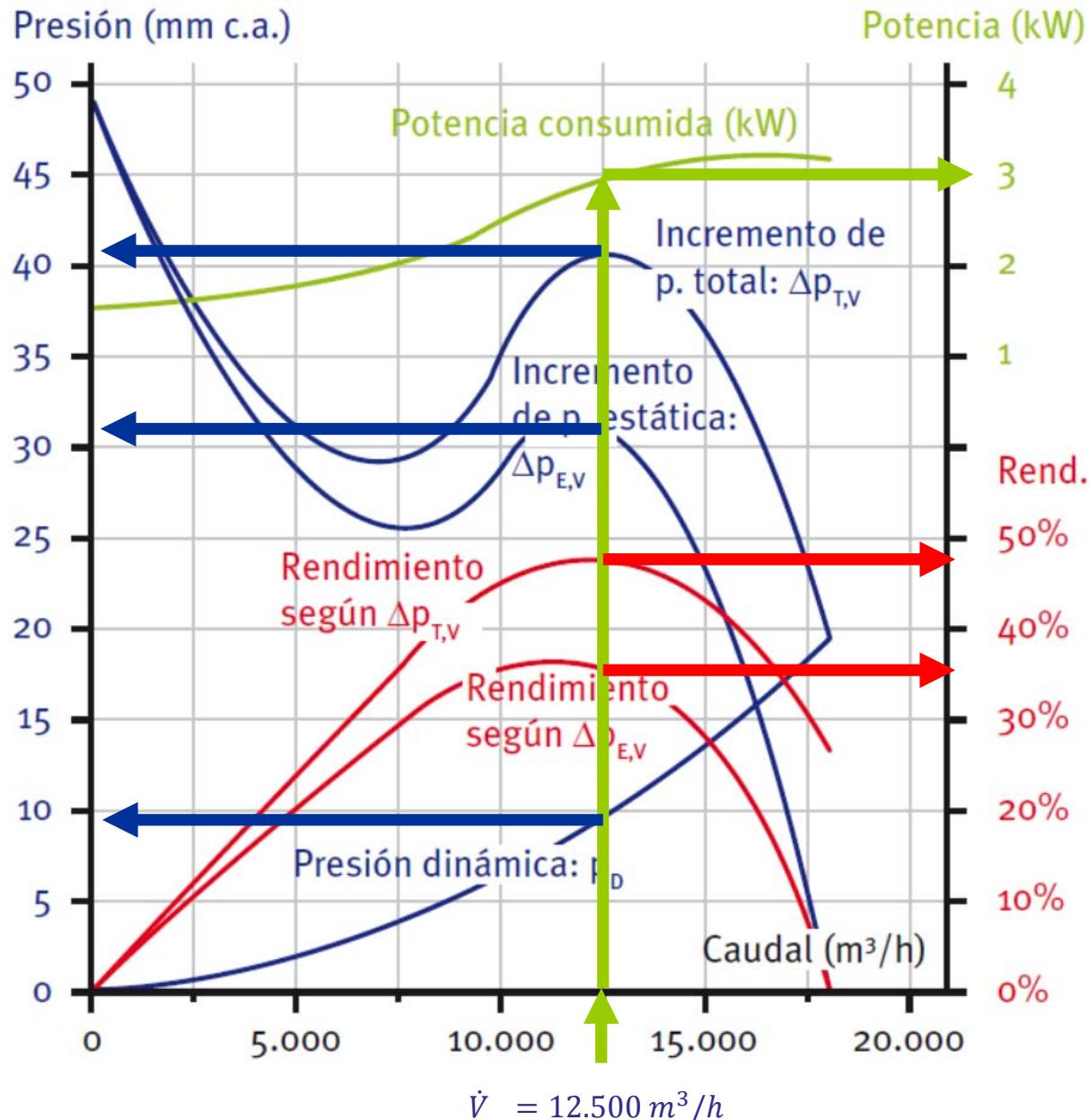
Determinar:

- rendimiento del ventilador basado en la presión total y
- rendimiento del ventilador basado en la presión estática.





Ejercicio 7.9. Rendimiento de un ventilador



$$V = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\left(\frac{12500}{3600}\right)}{0,29} = 12,4 \text{ m/s}$$

$$P_d = \rho \frac{V^2}{2} = 1,2 \frac{12,4^2}{2} = 92,3 \text{ Pa} = 9,4 \text{ mmca}$$

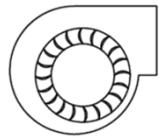
$$\begin{aligned} \dot{V} &= 12.500 \text{ m}^3/\text{h} \\ \Delta P_e &= 31,6 \text{ mmca} \\ P_d &= 9,4 \text{ mmca} \\ \Delta P_{t,v} &= 41 \text{ mmca} \end{aligned}$$

$$\eta_{\Delta P_t} = \frac{\dot{V} \Delta P_t}{\dot{W}_{elec}} = \frac{\left(\frac{12500}{3600}\right) (10^3 9,81 41 10^3)}{3000} = 46,1\%$$

$$\eta_{\Delta P_e} = \frac{\dot{V} \Delta P_e}{\dot{W}_{elec}} = \frac{\left(\frac{12500}{3600}\right) (10^3 9,81 31,6 10^3)}{3000} = 35,4\%$$

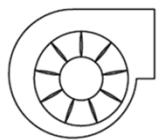


Tipos ventiladores centrífugos según geometría álabes del rodete



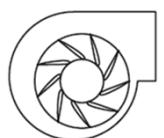
Ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia adelante:

- Diseño de rodete menos eficiente, pero se consigue impulsar más caudal y a mayor presión y, por lo tanto, con un mayor consumo de energía.
- Curva del ventilador más horizontal que en ventiladores de álabes curvados hacia atrás o radiales.



Ventiladores centrífugos de álabes radiales:

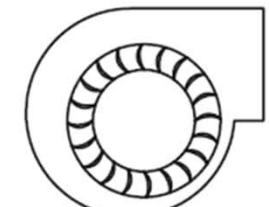
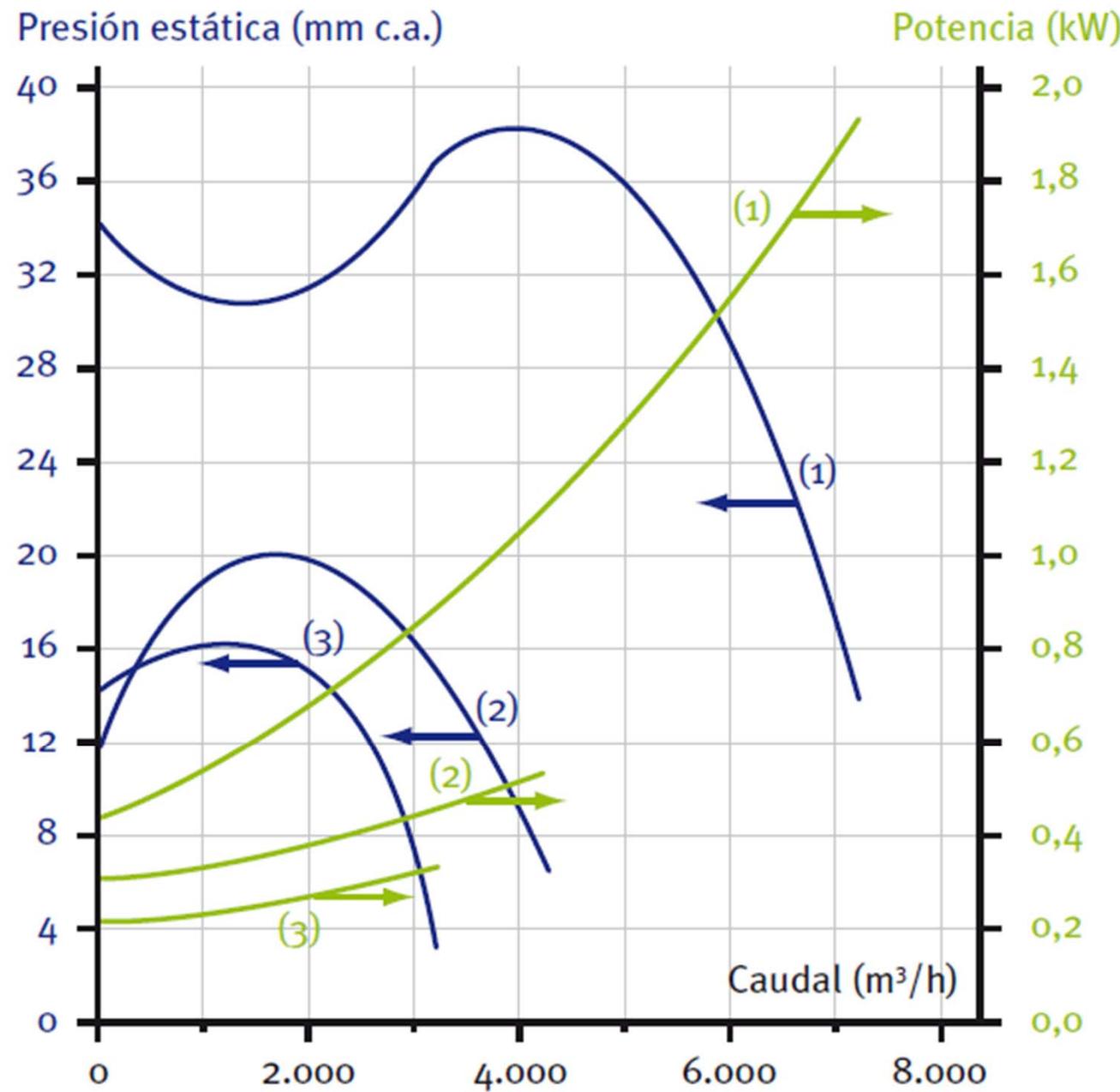
- Diseño de rodete de fácil construcción.
- Se consiguen elevados incrementos de presión con caudales bajos.
- La curva de potencia aumenta con el caudal hasta llegar a descarga libre, punto donde se seleccionará el caudal.



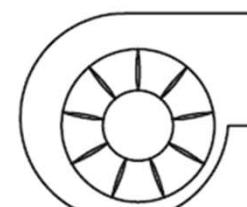
Ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia atrás:

- Son los ventiladores centrífugos más eficientes (mayor rendimiento), ya que el diseño de los álabes se realiza para que el flujo entre y salga tangente a los mismos.
- La velocidad de salida del flujo es inferior a la velocidad en el extremo de los álabes.
- Para la misma velocidad de giro, proporciona menos caudal.

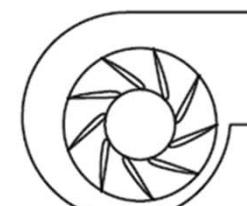
Curvas características según el tipo de ventilador centrífugo



(1)
Ventilador centrífugo
de álabes curvados
adelante



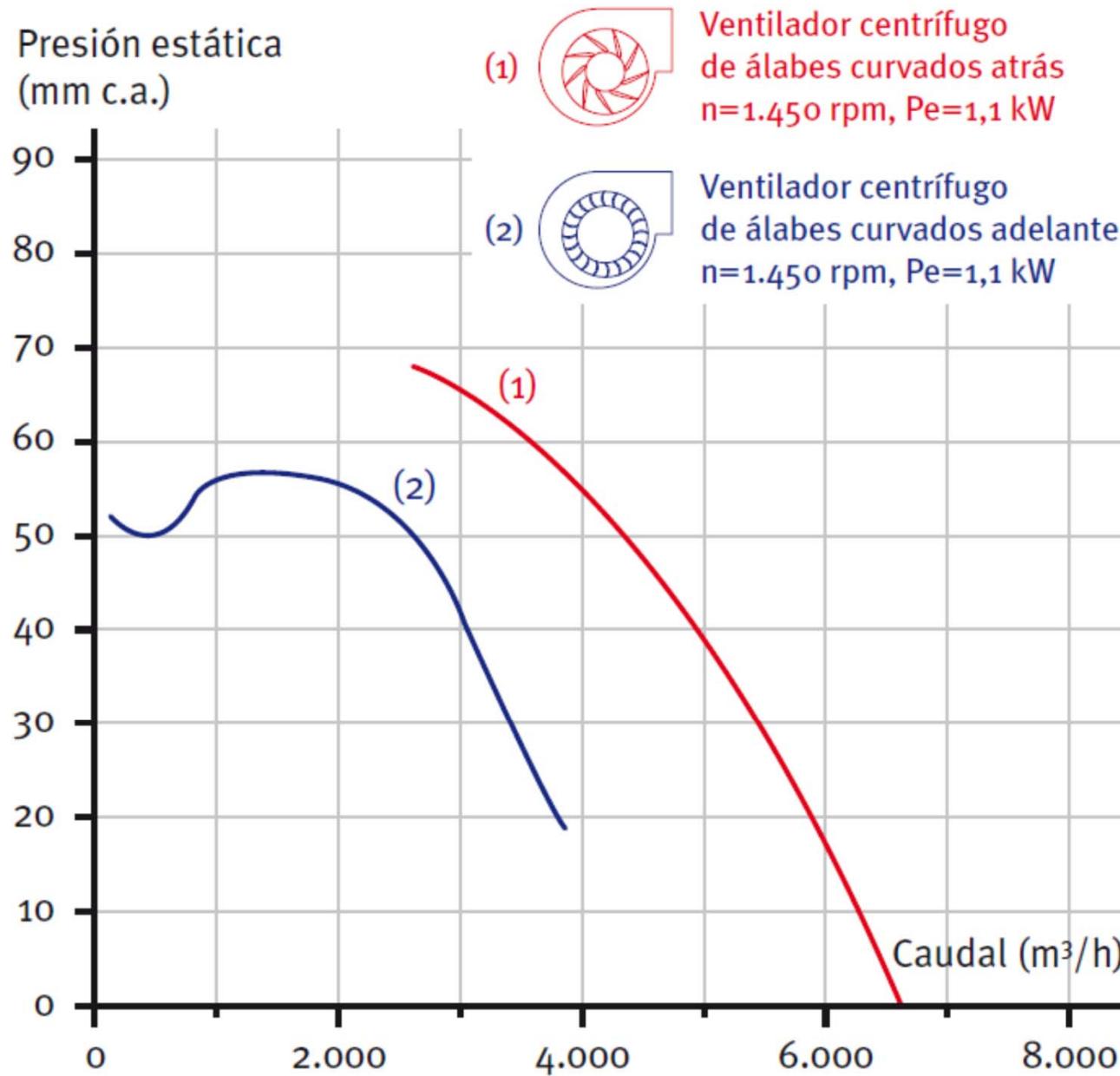
(2)
Ventilador
centrífugo de
álabes radiales



(3)
Ventilador centrífugo
de álabes curvados
atrás

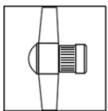
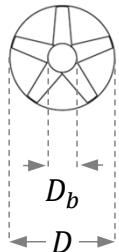


Comparativa curvas características de ventiladores centrífugos. Misma potencia y velocidad de giro



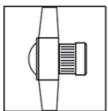
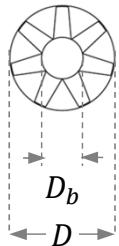


Tipos de ventiladores axiales según relación diámetro ventilador/buje



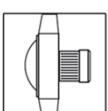
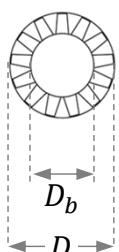
Ventiladores de relación $D_b/D < 0,35$:

- Pequeño diámetro de buje, $D_b \rightarrow$ muy bajos $\Delta P \rightarrow$ ventiladores murales.
- La mayor parte de la ΔP_t se transforma en P_d produciendo poca P_e
- Son los ventiladores axiales de menor rendimiento.



Ventiladores de relación $0,35 < D_b/D < 0,7$:

- Muy empleado en aplicaciones de ventilación y extracción de aire de edificios.
- La curva presenta un mínimo a la izquierda del punto de máxima presión, siendo necesario evitar que el ventilador trabaje en esta zona



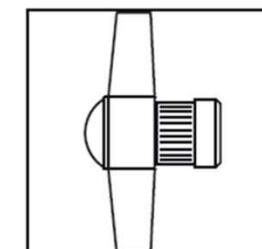
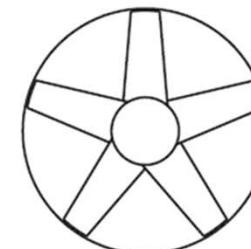
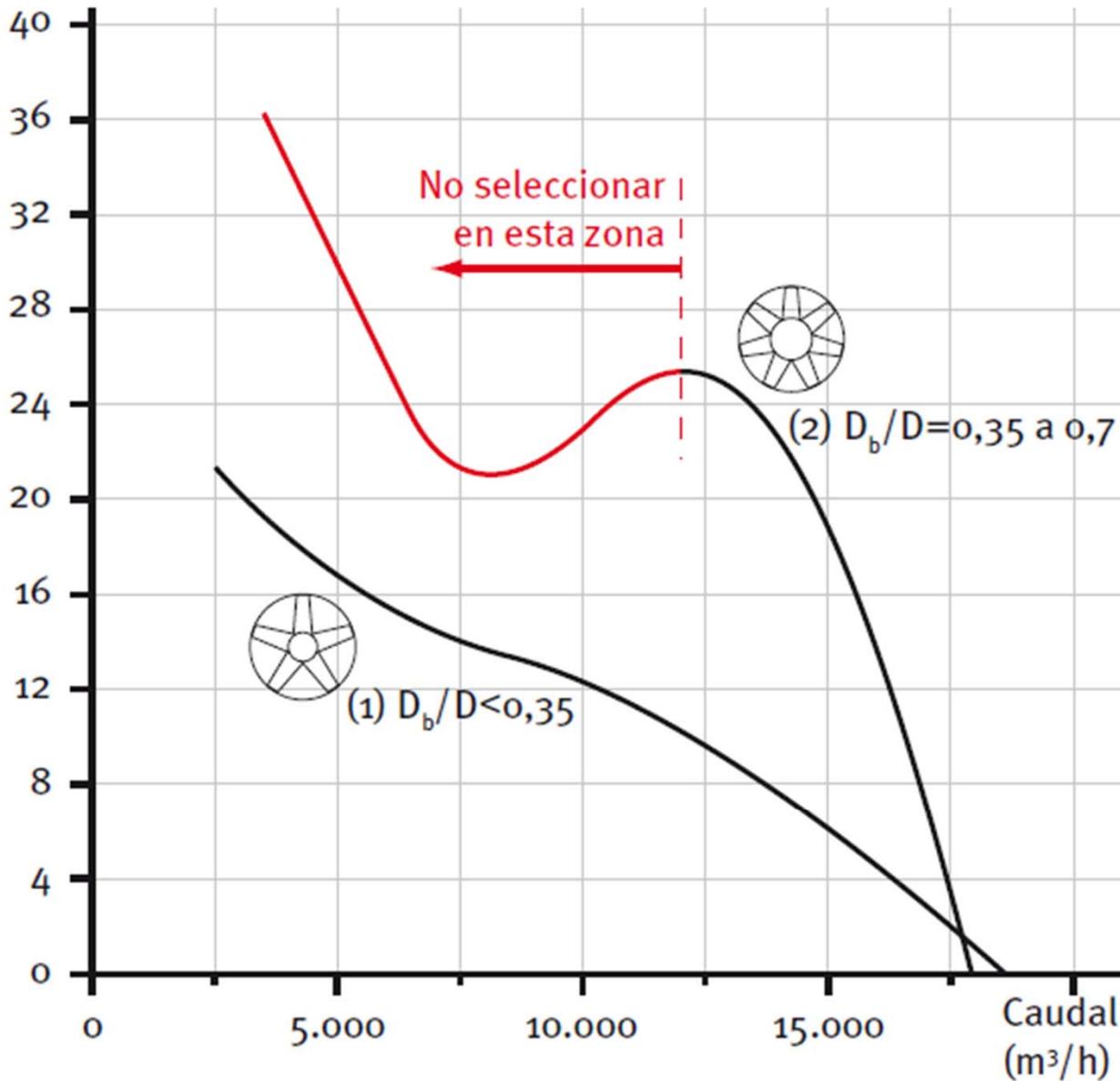
Ventiladores de relación $D_b/D > 0,7$:

- Producen altas presiones con caudales medios.
- Para el mismo punto de funcionamiento son más compactos que los centrífugos.
- El diseño de los álabes es aerodinámico.
- Se produce un mínimo en la curva de presión a la izquierda del punto de presión máxima debido a la separación del flujo en los álabes.
- El ventilador no debe trabajar nunca en la zona del mínimo local que aparece a la izquierda del punto de máxima presión.

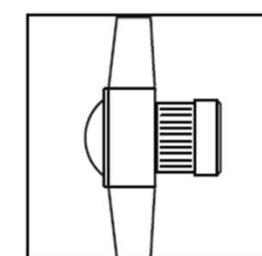
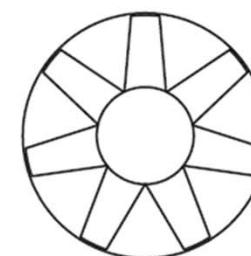


Curvas características según el tipo de ventilador axial

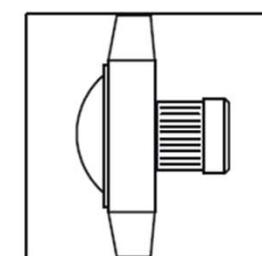
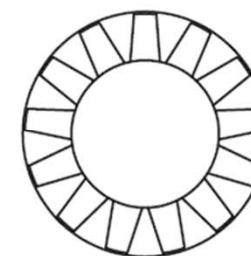
Presión estática (mm c.a.)



(1) Relación $D_b / D < 0,35$



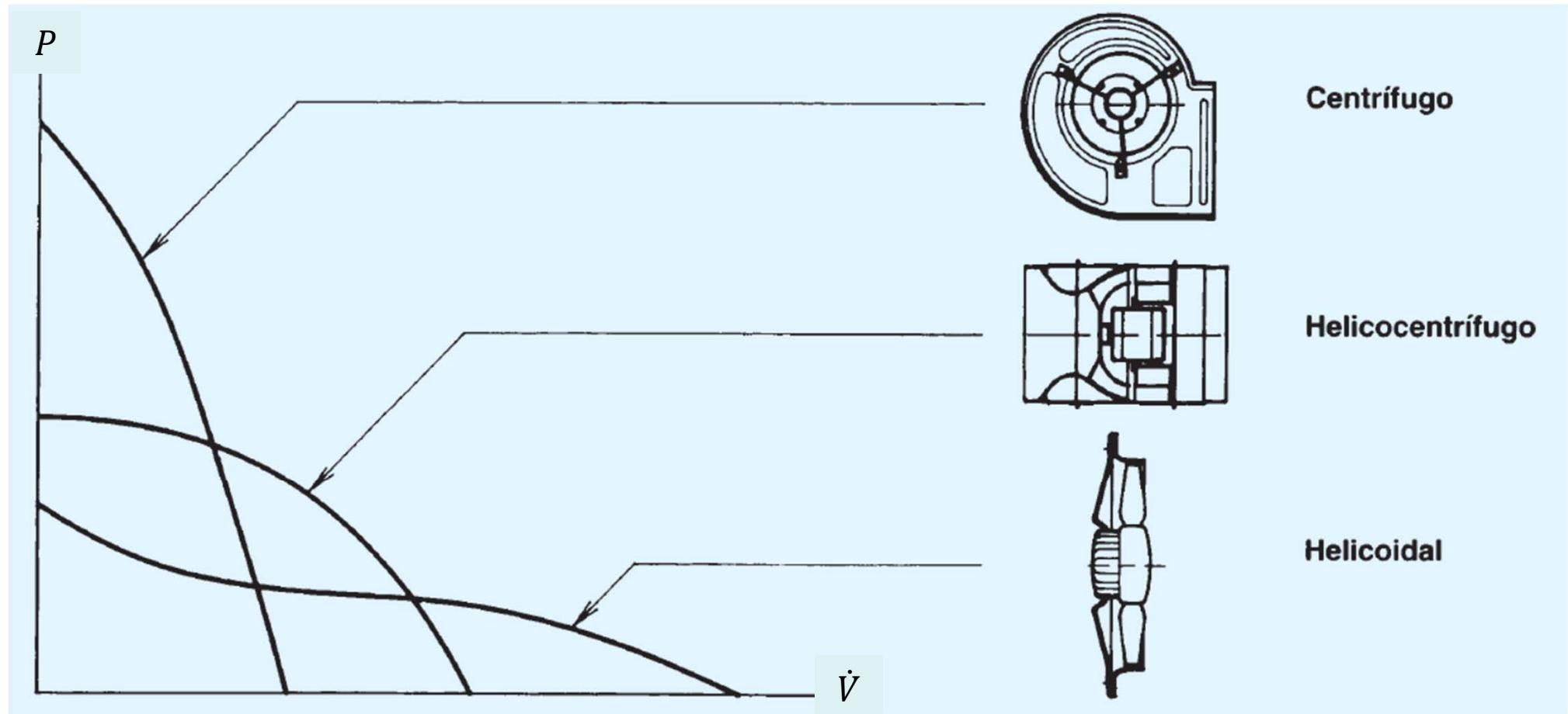
(2) Relación $D_b / D = 0,35 \text{ a } 0,7$



(3) Relación $D_b / D > 0,7$

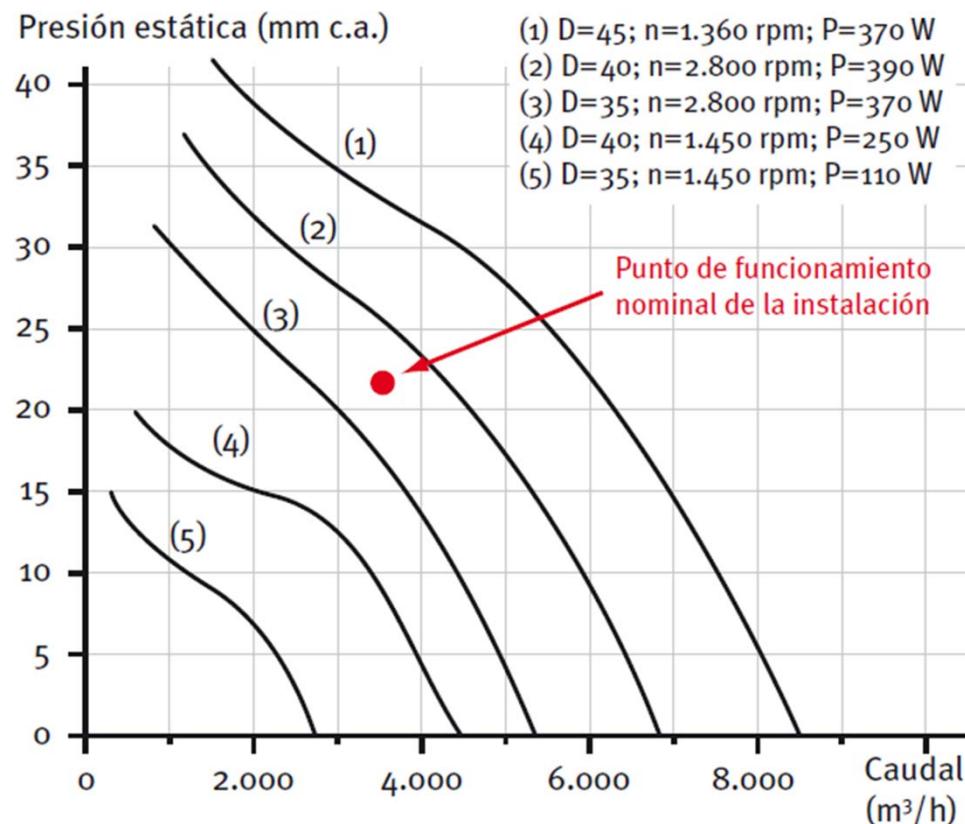


Comparativa curvas características de distintos tipos de ventiladores



Ejercicio 7.10. Selección ventilador axial

- Seleccionar el ventilador tubular helicoidal más adecuado para impulsar un caudal de $3.600 \text{ m}^3/\text{h}$ por una red de conductos que tiene una pérdida de presión estática de 22 mm c.a.



- Elección del ventilador (2) o del (3). Por defecto, se tenderá a elegir el modelo 2 por estar sobredimensionado, asegurándose siempre el caudal nominal.
- Analizar la curva de funcionamiento de la instalación así como sus características y método de regulación para descartar la posibilidad de seleccionar el ventilador (3).
- La selección del ventilador más pequeño (3) es más adecuada por el menor consumo energético

Punto de funcionamiento en redes de conductos



Punto de funcionamiento en redes de conductos

- La energía entregada por el ventilador al aire se destina a vencer las pérdidas en la red de conductos, accesorios y equipos.
- Presión dinámica del aire en la sección de salida:
 - Se considera que esta presión dinámica generalmente se pierde, aunque en algunos casos puede haber recuperación estática (paso de energía cinética a presión estática).
- El incremento de presión total del ventilador resulta:

$$\Delta P_{t,ventilador} = \Delta P_L + P_d - \Delta P_{rec,estatica}$$

donde:

- P_d es la presión dinámica del aire a la salida del ventilador,
- ΔP_L son las pérdidas en conductos accesorios y equipos
- $\Delta P_{rec,estatica}$ es la recuperación estática de la red de conductos (de existir) y



Punto de funcionamiento en redes de conductos

- En el caso de tener la curva de incremento de presión estática del ventilador, el punto de funcionamiento se calcula mediante:

$$\Delta P_{e,ventilador} = \Delta P_L - \Delta P_{rec,estatica}$$

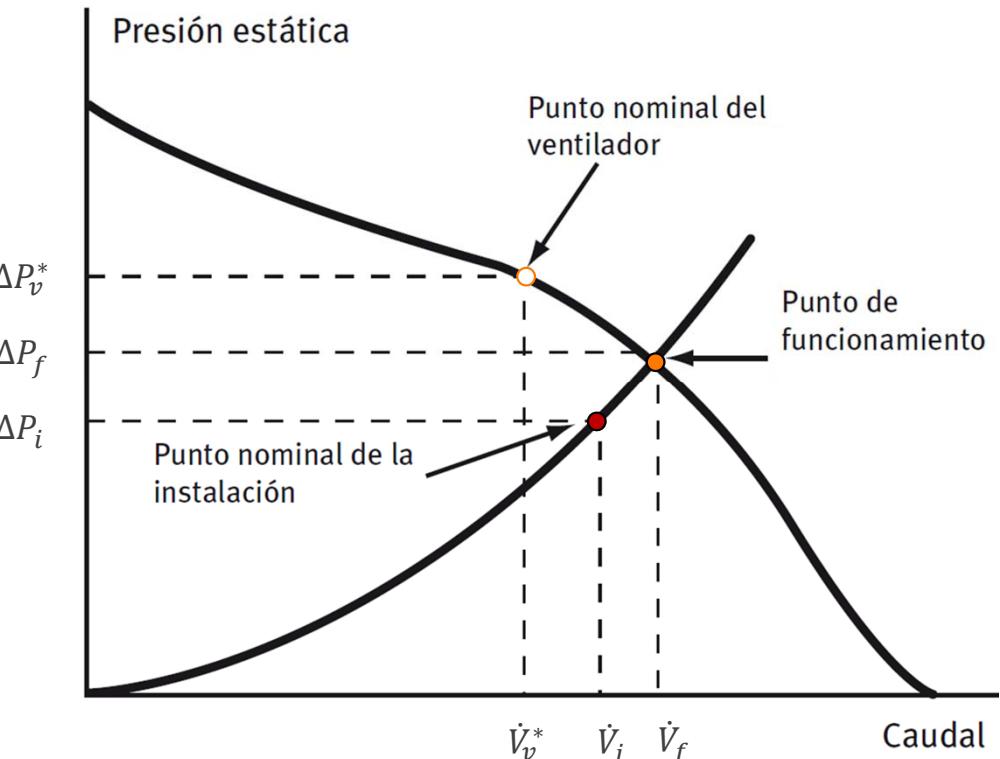
- La curva característica de la instalación $\Delta P_i = f(\dot{V})$ se calcula generalmente mediante:

$$\Delta P_i = \Delta P_L - \Delta P_{rec,estatica}$$

- empleándose directamente cuando se dispone la curva de incremento de presión estática del ventilador.
- El punto de funcionamiento de la instalación se determina de la intersección de la curva característica de la instalación $\Delta P_i = f(\dot{V})$ con la curva característica del ventilador $\Delta P_{e,ventilador} = f(\dot{V})$

Punto de funcionamiento en redes de conductos

- Es la intersección entre la curva de la ventilador y la curva resistente de la instalación
- Debe asegurarse:
 - Que el ventilador proporcione el caudal deseado, es decir, que esté próximo al **punto nominal de la instalación** (\dot{V}_i , ΔP_i)
 - Que se sitúe lo más próximo al punto de rendimiento máximo del ventilador, es decir al **punto nominal del ventilador** (\dot{V}_v^* , ΔP_v^*)
 - Que ambos puntos se sitúen lo más próximos posible al **punto de funcionamiento de la instalación** (\dot{V}_f , ΔP_f)





Punto funcionamiento instalación. Caudal distinto al nominal

- Si el caudal de funcionamiento es inferior al caudal nominal, $\dot{V}_f < \dot{V}_i$:
 - Si la corriente de aire atraviesa una batería de frío:
 - el aire se enfriará a una menor temperatura, produciéndose mayor condensación.
 - si la batería es de expansión directa, la potencia suministrada al aire será prácticamente constante, pero bajará la presión de evaporación, disminuyendo el COP.
 - si la batería está refrigerada con agua, la potencia intercambiada disminuirá ligeramente.
 - En el caso de baterías de calor el aire
 - El aire se calentará a mayor temperatura, produciéndose problemas similares al caso de la batería de frío.
 - En ambos casos, cambian las condiciones del aire respecto a diseño produciéndose problemas de confort.
 - En el caso de instalaciones de ventilación, se renovará un volumen de aire inferior al de diseño, produciéndose problemas de higiene por baja calidad del aire interior.

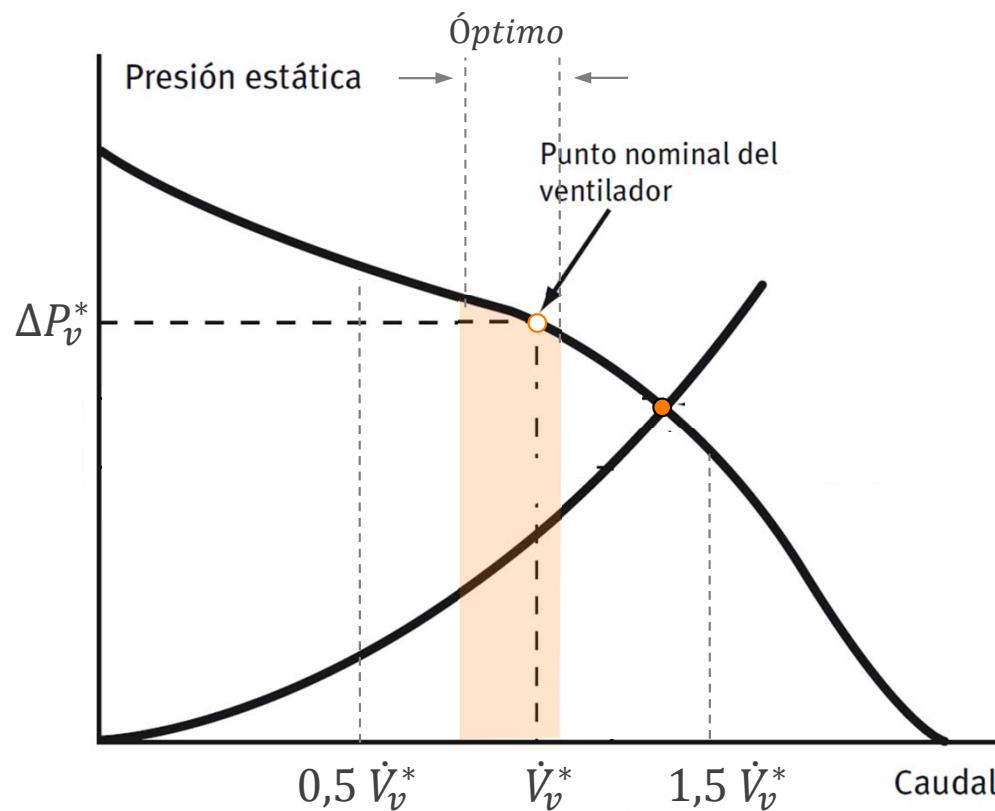


Punto funcionamiento instalación. Caudal distinto al nominal

- Si el caudal de funcionamiento es superior al nominal, $\dot{V}_f > \dot{V}_i$:
 - Se tendrá un mayor consumo energético del ventilador: las pérdidas de presión son proporcionales al cuadrado del caudal $\Delta P = f(\dot{V}^2)$, y la potencia es proporcional al cubo del caudal $\dot{W} = f(\dot{V}^3)$.
 - La potencia suministrada por las baterías será similar a la nominal y las temperaturas de impulsión serán más cercanas a la del local.
 - Sin embargo, una mayor velocidad del aire a la salida puede disminuir el confort térmico y aumentar el ruido de la instalación.
 - En el caso de ventilación, el exceso de caudal de aire exterior produce además un aumento de la demanda energética de la instalación de climatización o calefacción.

Punto de funcionamiento de la instalación. Rangos posibles

- **Óptimo:** $0,85 \dot{V}_v^* < \dot{V}_f < 1,05 \dot{V}_v^*$ → Rendimiento próximo al máximo → RITE
- **No admisible:** $\dot{V}_f < 0,50 \dot{V}_v^*$ → Inestabilidades en vent. álabes hacia atrás
- **No admisible:** $\dot{V}_f > 1,50 \dot{V}_v^*$ → Rendimiento muy bajo





Variaciones en la curva de la instalación

- La curva la instalación de conductos suele ser muy variable debido a:
 - Regulación de la instalación por volumen de aire variable:
 - En este caso debe considerarse las distintas situaciones a las que puede verse sometido el ventilador.
 - Ensuciamiento de filtros:
 - La curva resistente de la instalación cambia a medida que se ensucian los filtros.
 - El ensuciamiento de los filtros puede modificar la curva resistente de la instalación de forma importante, en algunos casos se puede duplicar la pérdida de carga total al ensuciarse los filtros.
 - En el caso de que la curva resistente se modifique de forma importante será necesario emplear alguno de los sistemas de regulación que se describen en la siguiente sección.

Regulación del punto de funcionamiento



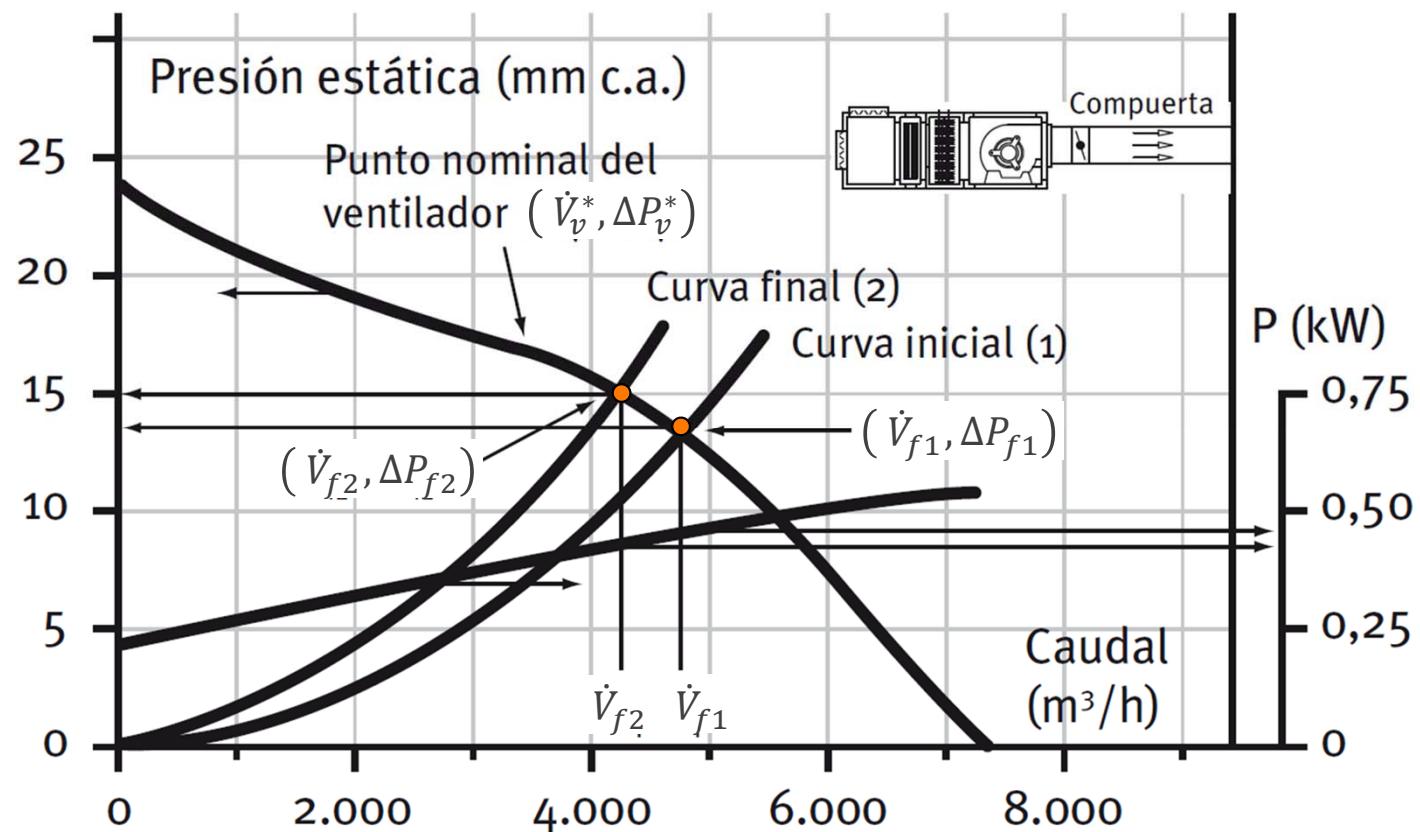
Regulación del punto de funcionamiento. Tipos

- Necesario para ajustar el caudal de funcionamiento \dot{V}_f al caudal nominal de la instalación \dot{V}_i
- Tipos de regulación:
 - Regulación por estrangulamiento mediante compuerta en serie.
 - Regulación por by-pass mediante compuerta en paralelo.
 - Regulación mediante variación de la velocidad de giro del ventilador.

Regulación por compuerta en serie

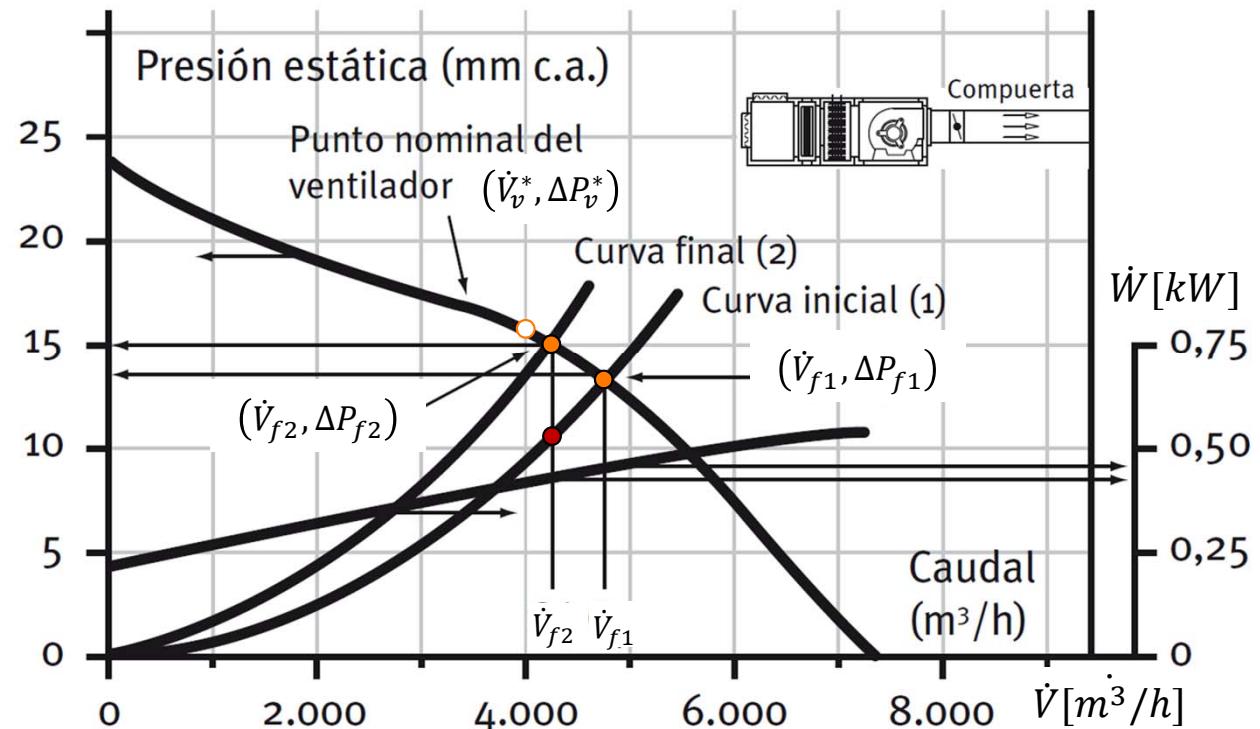
■ Regulación por compuerta en serie:

- La reducción de caudal producirá por lo general una reducción en la potencia consumida por el ventilador.
- Se trata de una regulación del caudal económica, aunque desde el punto de vista energético no sea lo mejor ya que genera pérdida de presión en la compuerta



Ejercicio 7.11. Regulación por compuerta en serie

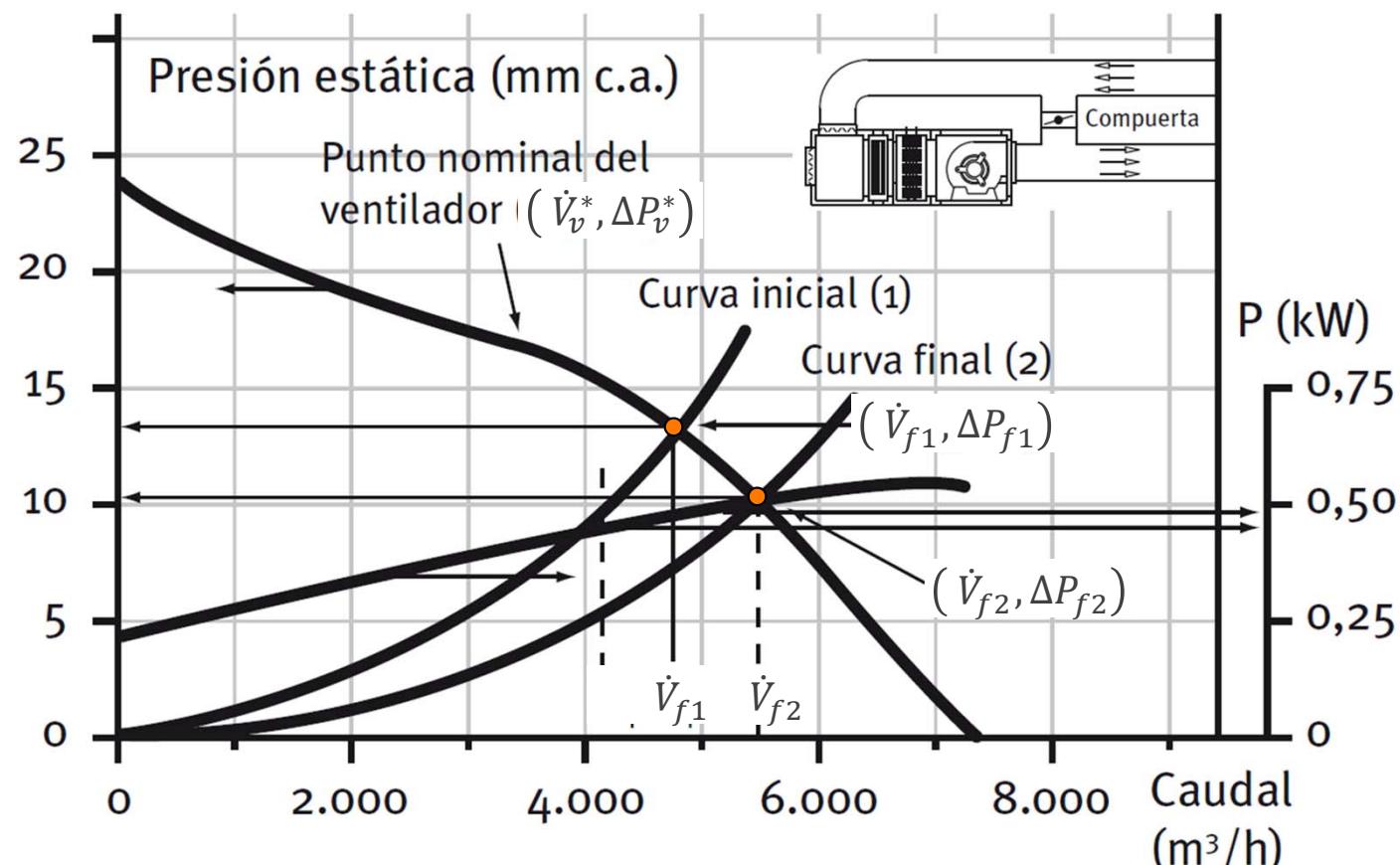
- Determinar la regulación a realizar por compuerta serie del sistema: $\dot{V}_v^* = 4000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P_v^* = 16 \text{ mmca}$ $\eta_v^* = 40,6\%$. El caudal nominal de funcionamiento de la instalación es $\dot{V}_i = 4250 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Punto inicial de funcionamiento: $\dot{V}_{f1} = 4750 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta P_{f1} = 13,5 \text{ mmca}$; $\dot{W}_1 = 460 \text{ W}$; $\eta_1 = 38\%$
- Punto final de funcionamiento:
 - $\dot{V}_{f2} = 4250 \text{ m}^3/\text{h}$;
 - $\Delta P_{f2} = 15 \text{ mmca}$;
 - $\dot{W}_2 = 440 \text{ W}$
 - $\eta_2 = 39,5\%$
- Es decir, el ventilador impulsa $4250 \text{ m}^3/\text{h}$ consumiendo 440 W con rendimiento $39,5\%$



Regulación por by-pass mediante compuerta en paralelo

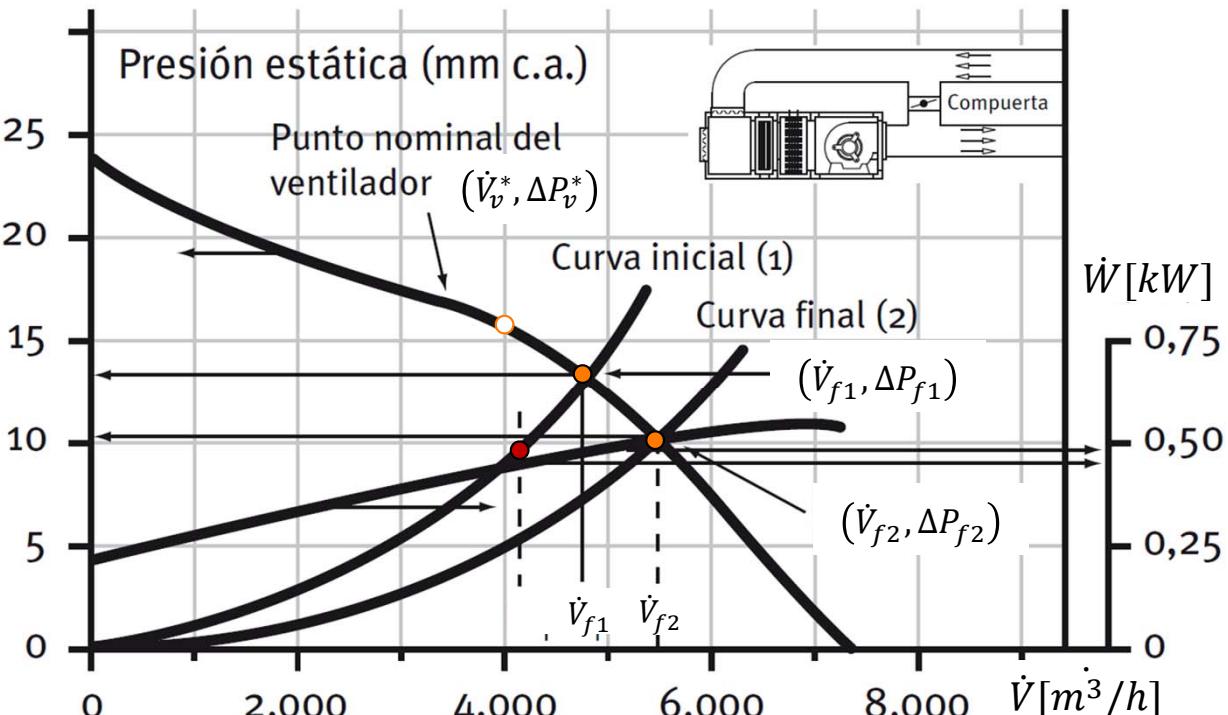
■ Regulación por by-pass mediante compuerta en paralelo:

- Se consigue una regulación del caudal impulsado a la instalación sin reducir el caudal de aire que pasa por la batería de frío o calor.
- Se utiliza para evitar sobrepresiones en los conductos o caudales bajos en las baterías.
- Sistema ineficiente desde el punto de vista del consumo energético del ventilador.



Ejercicio 7.12. Regulación por by-pass mediante compuerta en paralelo

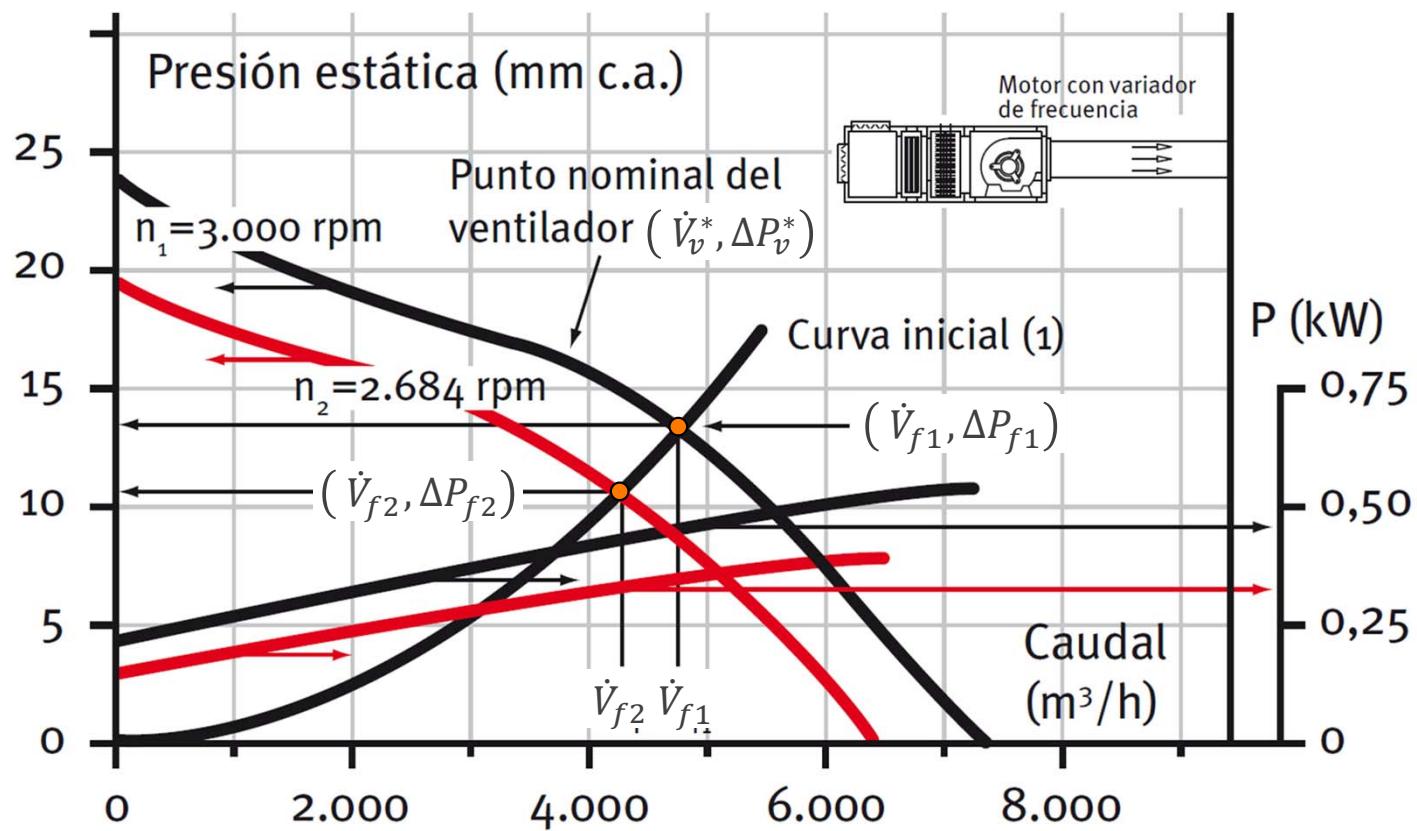
- Determinar la regulación a realizar por compuerta serie del sistema: $\dot{V}_v^* = 4000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P_v^* = 16 \text{ mmca}$ $\eta_v^* = 40,6\%$. El caudal nominal de funcionamiento de la instalación es $\dot{V}_i = 4250 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Punto inicial de funcionamiento: $\dot{V}_{f1} = 4750 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta P_{f1} = 13,5 \text{ mmca}$; $\dot{W}_1 = 460 \text{ W}$; $\eta_1 = 38\%$
- Punto final de funcionamiento: $\dot{V}_{f2} = 5400 \text{ m}^3/\text{h}$;
 - ↑ $\Delta P_{f2} = 10,7 \text{ mmca}$;
 - ↓ $\dot{W}_2 = 486 \text{ W}$
 - ↑ $\eta_2 = 29,4\%$
 - ↓
- Es decir, el ventilador impulsa $5400 \text{ m}^3/\text{h}$ consumiendo 486 W con rendimiento $29,4\%$



Regulación por variación del régimen de giro

■ Regulación por variación del régimen de giro:

- Sistema habitual de regulación en los sistemas de ventilación y climatización con caudal de aire variable con poca penalización energética.
- El variador de frecuencia consume aproximadamente el 10% de la potencia y puede regular el caudal de aire entre el 15% y el 100% del caudal nominal.



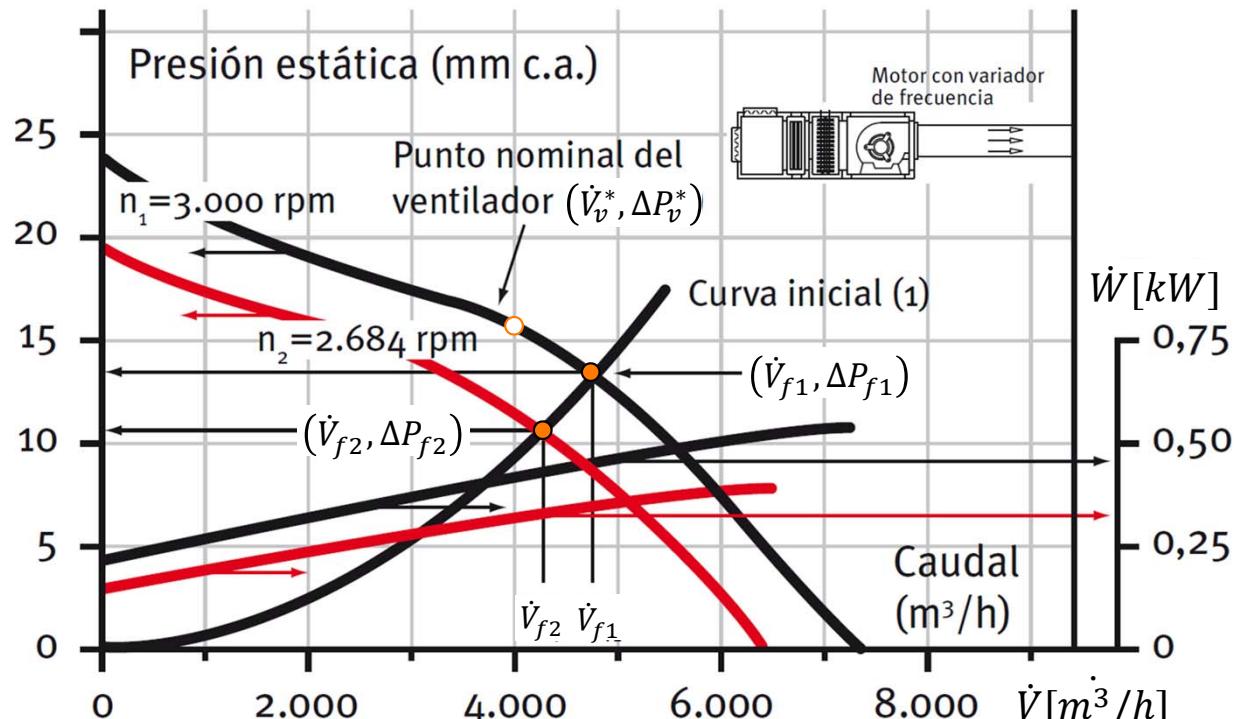
Ejercicio 7.13. Regulación por variación del régimen de giro

- Determinar la regulación a realizar por compuerta serie del sistema: $\dot{V}_v^* = 4000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P_v^* = 16 \text{ mmca}$ $\eta_v^* = 40,6\%$. El caudal nominal de funcionamiento de la instalación es $\dot{V}_i = 4250 \text{ m}^3/\text{h}$ y $10,7 \text{ mmca}$.

- Punto inicial de funcionamiento:
 $\dot{V}_{f1} = 4750 \text{ m}^3/\text{h}$;
 $\Delta P_{f1} = 13,5 \text{ mmca}$;
 $\dot{W}_1 = 460 \text{ W}$;
 $n_1 = 3000 \text{ rpm}$; $\eta_1 = 38\%$

- Punto final de funcionamiento:
 $\dot{V}_{f2} = 4250 \text{ m}^3/\text{h}$;
 $\Delta P_{f2} = 10,7 \text{ mmca}$;
 $\dot{W}_2 = 326 \text{ W}$
 $n_2 = 2684 \text{ rpm}$; $\eta_2 = 38\%$

- Es decir, el ventilador impulsa $4250 \text{ m}^3/\text{h}$ consumiendo 326 W con rendimiento 38%



Referencias



Referencias

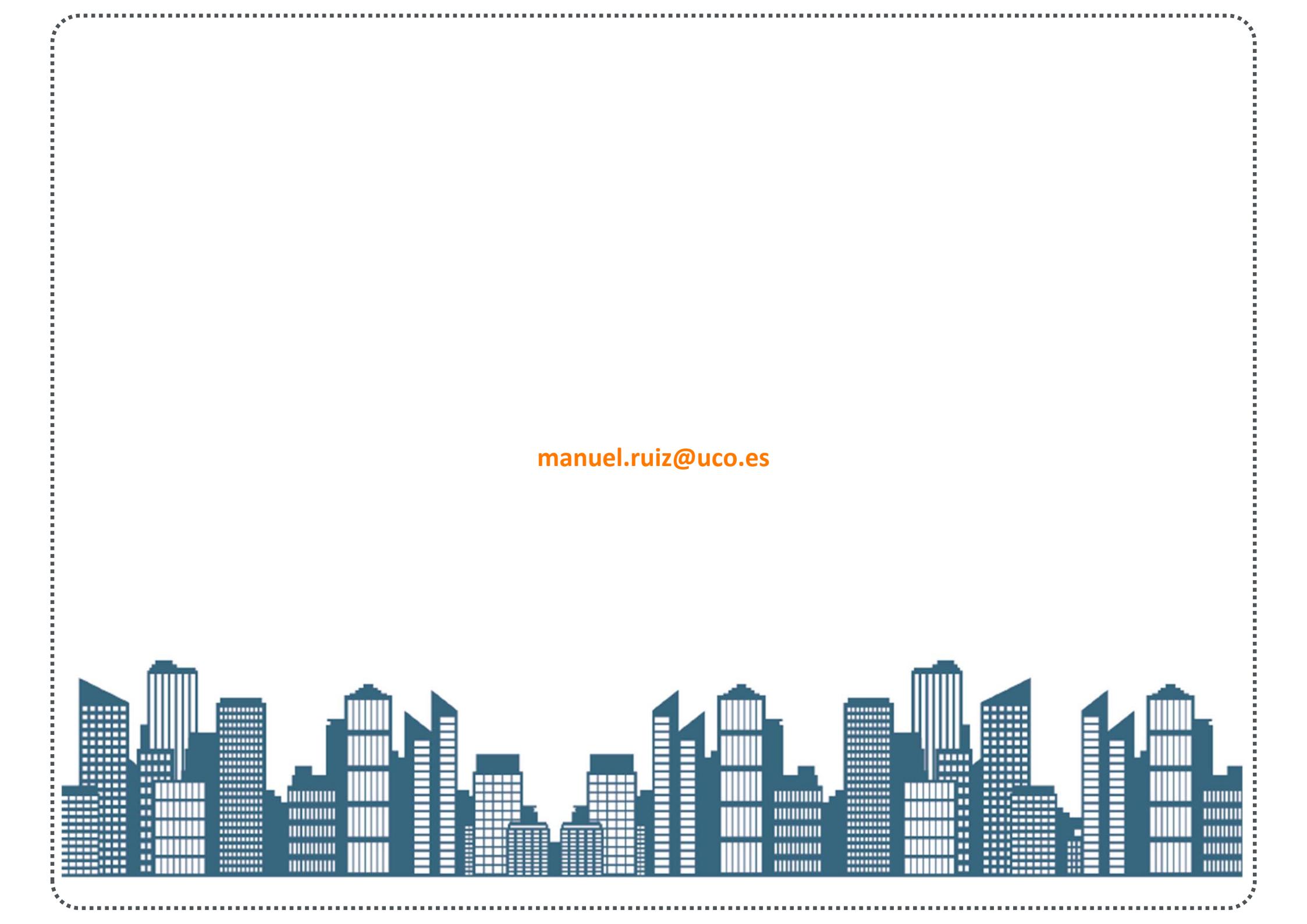
- Mayoristas equipos transporte de fluidos :
 - Sedical: <http://www.sedical.com>
 - Salvador Escoda: <http://www.salvadorescoda.com>
- Manual de Ventilación – Salvador Escoda
- Fabricantes de ventiladores:
 - <http://www.solerpalau.es/producto.html>
 - <http://www.sodeca.com/>
 - <http://www.ziehl-abegg.com/ww/fans.html>
 - <http://www.nicotra-gebhardt.com/en/>



Referencias

- RITE. Documentos reconocidos. Guías Técnicas de instalaciones de Climatización:
 - <http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/eficienciaenergetica/rite/reconocidos/>
- Guía Técnica Nº10: Selección de equipos de transporte de fluidos:
 - http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10_Guia_tecnica_seleccion_de_equipos_de_transporte_de_fluidos_Bombas_y_ventiladores_758f070c.pdf





manuel.ruiz@uco.es