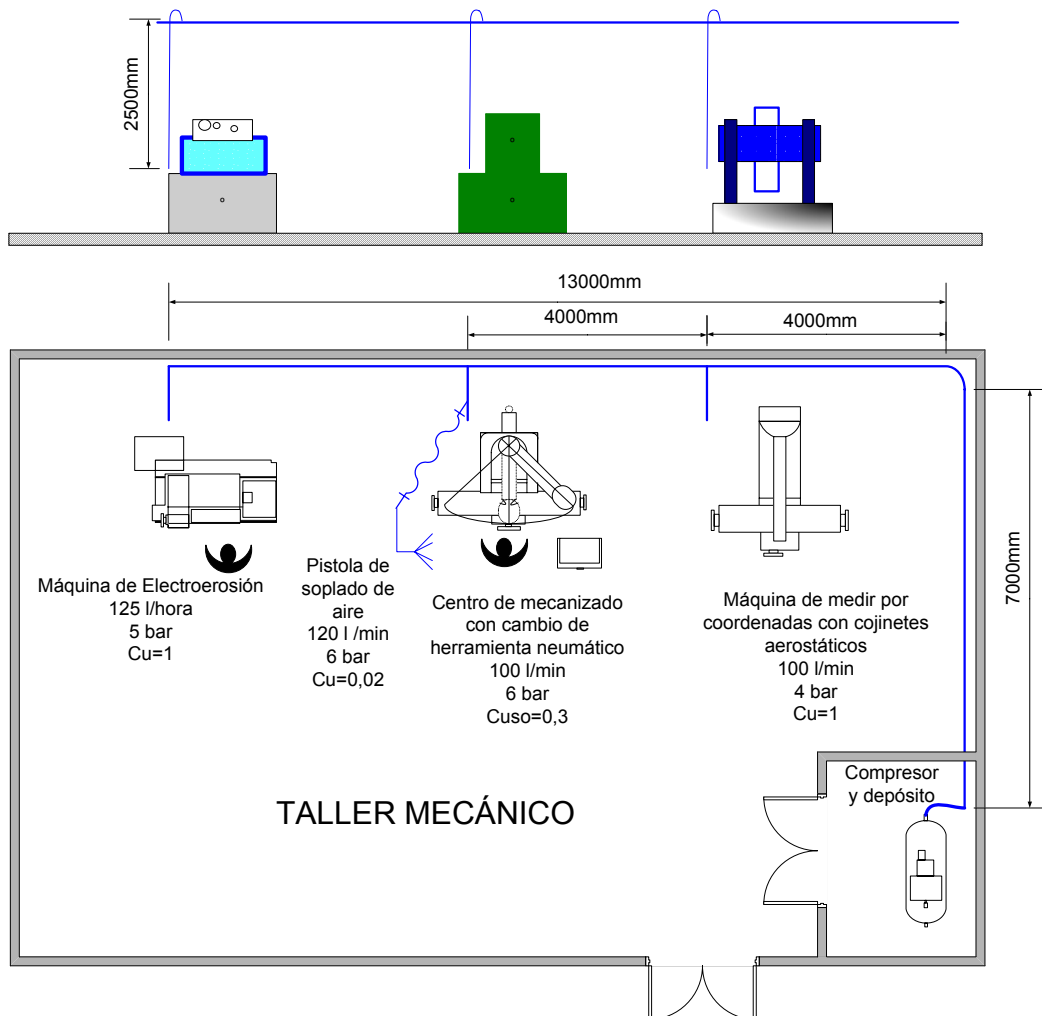


PRACTICA 3: CÁLCULOS EN INSTALACIONES NEUMÁTICAS

Se pretende dimensionar una instalación de aire comprimido para abastecer un taller mecánico con las siguientes máquinas:

- Una máquina de electroerosión con un consumo de aire de **125 l/hora a 5 bar**. El consumo de aire se produce el **100%** del tiempo en el que está en marcha la máquina.
- Un centro de mecanizado de control numérico que utiliza **100 l/min a 6 bar** de aire comprimido para el cambio de herramienta. El consumo de aire se produce el **25%** del tiempo en el que está en marcha la máquina.
- Además en este puesto se dispone de una pistola de soplado de piezas que consume **120 l/min a 6 bar**. Se utiliza una vez terminada de fabricar la pieza, durante un corto espacio de tiempo que se cifra en un **2%** del total.
- Finalmente se dispone de una máquina de medir por coordenadas con cojinetes aerostáticos con un consumo de **100 l/min a 4 bar**. Los cojinetes aerostáticos funcionan el **100%** del tiempo en el que la máquina está en marcha.



DATOS GENERALES

Las longitudes de los tramos de instalación vienen indicadas en el esquema de la distribución en planta. Se desea que la *presión de servicio* de la instalación (presión en el depósito) esté comprendida entre 6,5 y 7 bar. La presión antes de la unidad de mantenimiento de cada consumo no debe ser menor que 6,2 bar. Se puede suponer que la presión atmosférica es de 1 bar (abs.) y la temperatura de 20 °C.

Se desea dimensionar la instalación de aire comprimido, eligiendo los diámetros de las tuberías, el compresor y el volumen del depósito más adecuados.

CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN PASO A PASO

1. Dimensionamiento de las tuberías de la instalación

Para elegir el diámetro de las tuberías se debe considerar la suposición de consumos de aire más desfavorable respecto a las pérdidas de carga que se producen en la instalación. En este caso, la hipótesis más desfavorable es la de que todas las máquinas estén consumiendo aire comprimido a la vez.

Al tratarse de una instalación pequeña se elegirá un único diámetro para todos los tramos de la línea principal. Así mismo, se elegirá también un único diámetro para todas las tuberías de las acometidas.

1.1 Predimensionamiento de los diámetros de las tuberías

Los diámetros de las tuberías de la instalación se dimensionan en primer lugar según el siguiente criterio, marcado por la experiencia, que indica la velocidad típica del aire en los diferentes tipos de conductos:

Linea principal	6 a 10 m/s
Acometidas	15 a 20 m/s

Paso 1: Calcular el caudal de aire a una presión de 6,5 bar que circula por cada una de las tuberías de la instalación cuando todas las máquinas están consumiendo aire comprimido a la vez. Indíquelo en las tuberías de la figura siguiente:

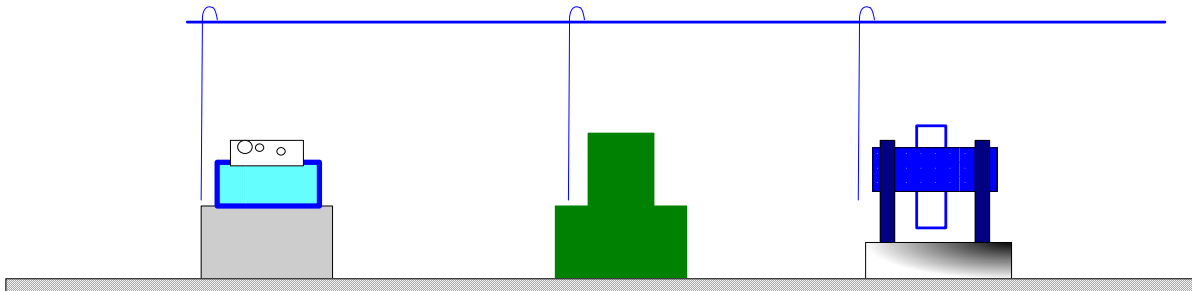
Paso de un caudal de aire de unas condiciones a otras: $Q_2 = \left(\frac{p_1}{p_2}\right) \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right) \cdot Q_1$

$$Q_{\text{maq_electroerosión}} = 125 \frac{l}{\text{hora}} \cdot \frac{1 \text{ hora}}{60} \frac{\text{min}}{\text{min}} \cdot \frac{6 \text{ bar}}{7,5 \text{ bar}} = 2,08 \frac{l}{\text{min}} \cdot 0,8 = 1,67 \frac{l}{\text{min}}$$

$$Q_{CNC} = 100 \text{ l/min} \cdot \frac{7 \text{ bar}}{7,5 \text{ bar}} = 93,33 \text{ l/min}$$

$$Q_{pistola} = 120 \text{ l/min} \cdot \frac{7 \text{ bar}}{7,5 \text{ bar}} = 112 \text{ l/min}$$

$$Q_{MMC} = 100 \text{ l/min} \cdot \frac{5 \text{ bar}}{7,5 \text{ bar}} = 66,67 \text{ l/min}$$



Paso 2: Diámetro (preliminar) de la tubería principal. (1) Determinar los valores entre los que se tiene que encontrar el diámetro de la tubería principal para que en el tramo con mayor caudal se cumpla el criterio de velocidad descrito. (2) Elegir del catálogo el diámetro de tubería más adecuado teniendo en cuenta que en el futuro es posible que se sumen a la instalación más máquinas que consuman aire comprimido.

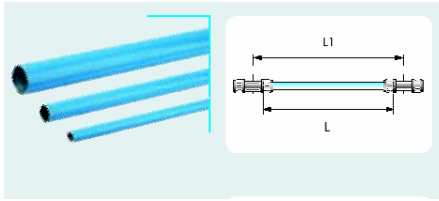
$$Q = Q_{maq_electroerosión} + Q_{CNC} + Q_{pistola} + Q_{MMC}$$

$$Q = 1,67 + 93,33 + 112 + 66,67 = 274 \text{ l/min} = 4,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = v \cdot A = v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{Q \cdot 4}{v \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4,56 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{10 \cdot \pi}} = 24 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 24 \text{ mm}$$

$$D_{\max} = \sqrt{\frac{Q \cdot 4}{v \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4,56 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{6 \cdot \pi}} = 31 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 31 \text{ mm}$$



Tubo azul

Transair®	Øext.	Øint.	L1 (m)	L (m)
1003A17 04 00	16,5	13	3	2,930
1003A25 04 00	25	22	3	2,903
1006A25 04 00	25	22	6	5,903
1003A40 04 00	40	37	3	2,885
1006A40 04 00	40	37	6	5,885

El diámetro interior de la tubería principal debe estar entre 24 y 31 mm. Como se puede apreciar en el catálogo los diámetros interiores de tubería comercial pueden ser de 22 mm o de 37 mm. Como se dice que la instalación debe diseñarse con un criterio de previsión de ampliación en el futuro, se adoptará como buena la tubería de diámetro interior de 37 mm. Se tiene que ser consciente de que la velocidad será menor de 6 m/s en algunos casos.

Paso 3: Diámetro (preliminar) de las tuberías de acometida. (1) Determinar los valores entre los que se tiene que encontrar el diámetro de las tuberías de acometida para que en la tubería con mayor caudal se cumpla el criterio de velocidad descrito. (2) Elegir del catálogo el diámetro de tubería más adecuado.

En las acometidas el caudal debe ser el de los consumos de cada máquina. El mayor consumo de los 3 corresponde a la suma de los caudales de la pistola más el del centro de mecanizado. Es decir:

$$Q = 93,33 + 112 = 205,33 \text{ l/min} = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Si se hace el cálculo de los diámetros máximo y mínimo con el criterio de velocidades de entre 15 y 20 m/s.

$$Q = v \cdot A = v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{Q \cdot 4}{v \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{3,4 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{20 \cdot \pi}} = 15 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 15 \text{ mm}$$

$$D_{\max} = \sqrt{\frac{Q \cdot 4}{v \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{3,4 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{15 \cdot \pi}} = 17 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 17 \text{ mm}$$

Si buscamos en un catálogo de tuberías, se puede observar como los diámetros que se ofrecen tienen desde 13 mm de diámetro interior, 22 mm o 37 mm. Ninguno de los tres coincide con las limitaciones que se acaban de calcular por lo que hay que tomar una decisión.

En el caso de la tubería de acometida, se opta por utilizar el tubo de 13 mm de diámetro interior que aunque es más pequeño que el diámetro mínimo hay que decir que lo que va a ocurrir es que la

velocidad será mayor que 20 m/s en el caso de que estén funcionando la parte neumática del centro de mecanizado y la pistola de soplado. Esto es difícil que ocurra en la práctica muy amenudo.

1.2. Cálculo de pérdidas de carga. Comprobación de P_{\min} antes de las unidades de mantenimiento

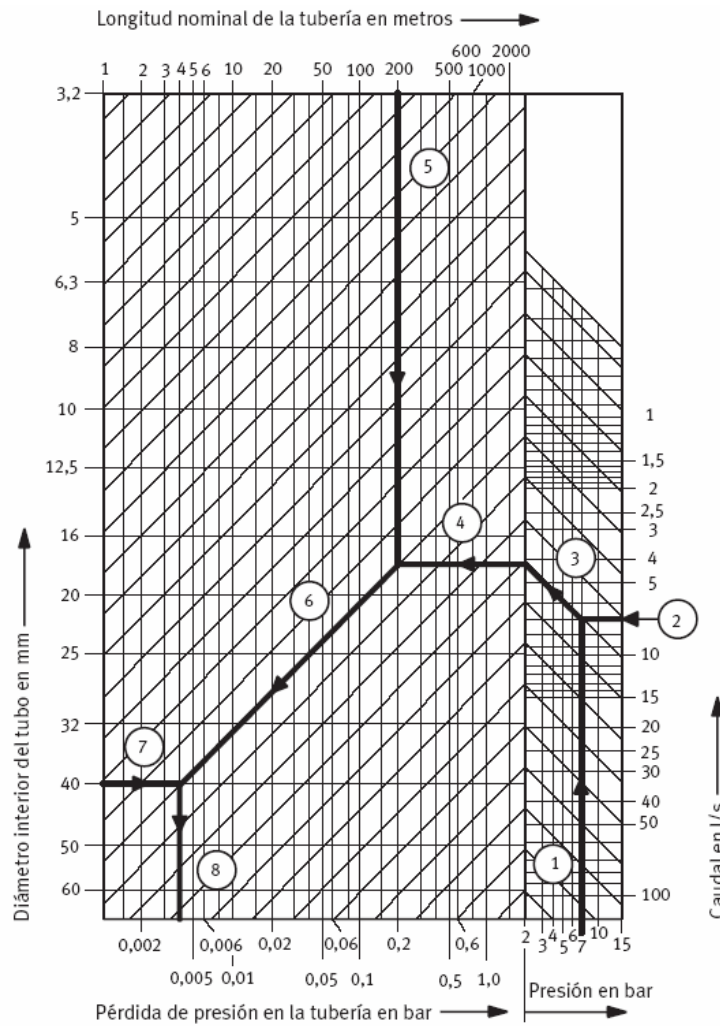
Con los diámetros de tubería elegidos se debe comprobar que la presión antes de cada una de las unidades de mantenimiento de los consumos es mayor que 6,2 bar. El cálculo de las pérdidas de carga en una instalación de aire comprimido se puede abordar con los métodos habituales utilizados en los flujos de líquidos en tuberías: mediante la ecuación de Darcy-Weisbach y calculando el factor de fricción valiéndose del diagrama de Moody o de una de las fórmulas empíricas clásicas (Colebrook, PSAK etc.). Estos métodos proporcionan resultados suficientemente precisos en la mayoría de las ocasiones, ya que pese a que el aire es un fluido compresible, los efectos de la compresibilidad son despreciables en este caso.

No obstante, en el dimensionamiento de instalaciones de aire comprimido es muy habitual utilizar *nomogramas* proporcionados por los fabricantes de tuberías o de compresores. Los nomogramas son gráficos con rectas regladas que representan una ley matemática. Permiten realizar cálculos aproximados gráficamente de una forma muy rápida.

El nomograma que se presenta a continuación se puede utilizar para calcular las pérdidas de carga. Para ello se deben seguir los pasos siguientes (ver ejemplo sobre el nomograma):

- 1- Se entra en el nomograma realizando una vertical por la presión absoluta en la tubería en la que se quieren calcular las pérdidas de carga hasta cortar la línea horizontal trazada en 2.
- 2- Se traza una horizontal por el valor del caudal en condiciones normales que pasa por la tubería hasta cortar la recta que viene de 1.
- 3- Desde la intersección de 1 y 2 se traza una paralela a las líneas oblicuas hasta cortar la línea principal vertical que separa las dos partes del nomograma.
- 4- Desde el punto recién obtenido se traza una línea horizontal hasta que corte la línea vertical trazada en 5.
- 5- Se traza una línea vertical por el valor de la longitud de la tubería hasta que corta la horizontal que viene de 4.

- 6- Desde la intersección de 4 y 5 se traza una paralela a las líneas oblicuas hasta cortar la línea horizontal trazada en 7.
- 7- Se traza una línea horizontal por el valor del diámetro interior de la tubería hasta cortar la línea oblicua recién realizada.
- 8- Desde la intersección de las rectas 6 y 7 se traza una línea vertical hasta la escala logarítmica de la parte inferior que indica las pérdidas de carga en la tubería.



Utilizar el nomograma para calcular la presión existente antes de la unidad de mantenimiento del centro de mecanizado (y de la pistola de soplado) cuando la presión en el depósito (\approx presión en la tubería) es de 7,5 bar (abs). Comprobar que dicha presión es mayor que 6,2 bar, tal y como se deseaba.

Se empieza por el cálculo de las pérdidas de carga de la acometida correspondiente al centro de mecanizado con la pistola de soplado.

Los datos son:

$$Q_{\text{CNC}} = 100 \text{ l/min} \cdot \frac{7 \text{ bar}}{1 \text{ bar}} = 700 \text{ NI/min}$$

$$Q_{\text{pistola}} = 120 \text{ l/min} \cdot \frac{7 \text{ bar}}{1 \text{ bar}} = 840 \text{ NI/min}$$

$$Q_{\text{acometida2}} = 700 + 840 = 1540 \text{ l/min} \cdot \frac{1}{60} \frac{\text{min}}{\text{s}} = 25,67 \text{ NI/s}$$

$p = 7,5 \text{ bar absolutos}$

$L \text{ tubería} = 2,5 \text{ m}$

$d_{\text{int}} = 13 \text{ mm}$

El resultado en el nomograma es de unas pérdidas de carga de **0,11 bar**.

Seguidamente se estudian las pérdidas en la tubería principal hasta la primera acometida en las que el caudal es el consumo total de todas las máquinas.

$$Q_{\text{tuberíaprinicipal}} = 2,08 \cdot 6 + 100 \cdot 7 + 120 \cdot 7 + 100 \cdot 5 = 2052 \text{ l/min} \cdot \frac{1}{60} \frac{\text{min}}{\text{s}} = 34 \text{ NI/s}$$

$p = 7,5 \text{ bar absolutos}$

$L \text{ tubería} = 11 \text{ m}$

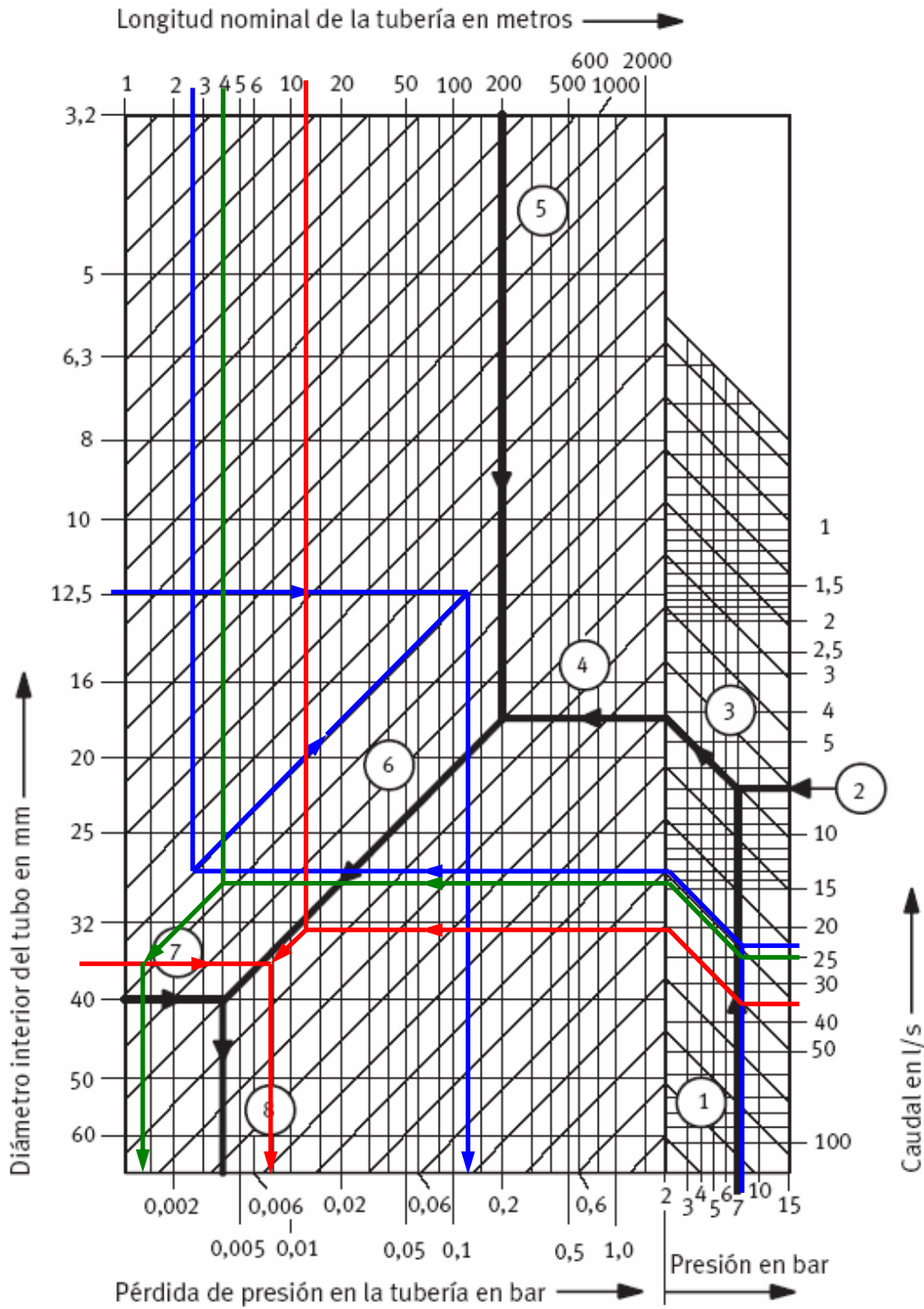
$d_{\text{int}} = 37 \text{ mm}$

Las pérdidas son casi despreciables frente a las anteriores pero se puede decir que son de unos **0,007 bar**.

Por último hay que añadir las pérdidas en el tramo de tubería principal que va desde la primera acometida hasta la segunda en la que el caudal será:

$$Q_{\text{tuberíaprinicipal}} = 2,08 \cdot 6 + 100 \cdot 7 + 120 \cdot 7 = 1552 \text{ l/min} \cdot \frac{1}{60} \frac{\text{min}}{\text{s}} = 26 \text{ NI/s}$$

Como se puede ver en el nomograma las pérdidas en este caso son totalmente despreciables ya que son de menos de 0,001 bar. En total las pérdidas de carga no llegan a **0,12 bar**



2. Selección del compresor

Para seleccionar un compresor adecuado para la instalación se debe contemplar la hipótesis de consumos que se considere que va a ser la más habitual. El depósito de regulación que se dimensionará más tarde permitirá dar respuesta a los picos puntuales de consumo que se puedan producir. La regulación de la presión del depósito se va a realizar mediante la parada y puesta en marcha del compresor cuando se alcancen unas presiones de 7 y 6,5 bar respectivamente.

2.1 Hipótesis de consumos

Para establecer una hipótesis de consumos realista hay que conocer con cierto detalle el uso habitual que se hace de todas las máquinas que alimenta la instalación. Suelen emplearse los siguientes coeficientes empíricos para corregir los caudales de consumo:

Coefficiente de uso (C_U): Algunas máquinas no consumen aire comprimido todo el tiempo. El coeficiente de uso se define como la fracción del tiempo total de funcionamiento en la cual la máquina consume aire comprimido. Los valores de este coeficiente para cada una de las máquinas se detallan en el enunciado.

Coefficiente de simultaneidad (C_S): Normalmente todas las máquinas de una instalación neumática no funcionan a la vez. Para tener en cuenta este hecho se utiliza el llamado coeficiente de simultaneidad. Su valor es difícil de conocer y es muy variable de unas instalaciones a otras. Los manuales suelen proporcionar valores de este coeficiente en función del número de máquinas que alimenta la instalación:

Cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad	Cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad
1	1	9	0,73
2	0,94	10	0,71
3	0,89	11	0,69
4	0,86	12	0,68
5	0,83	13	0,67
6	0,80	14	0,66
7	0,77	15	0,65
8	0,75	100	0,20

Teniendo en cuenta el consumo específico de caudal de cada máquina (Q_{ESP}) y los coeficientes recién definidos, el consumo habitual de la instalación es:

$$Q_{\text{CONSUMO}} = C_S \cdot \sum_{i=1}^n Q_{\text{Esp.i}} \cdot C_{U_i}$$

Calcular el consumo habitual de la instalación en condiciones normales de presión.

Los caudales normales son:

$$Q_{\text{maq_electroerosión}} = 125 \frac{\text{l}}{\text{hora}} \cdot \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} = 2,08 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 6 = 12,48 \frac{\text{IN}}{\text{min}}$$

$$Q_{\text{CNC}} = 100 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 7 = 700 \frac{\text{IN}}{\text{min}}$$

$$Q_{\text{pistola}} = 120 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 7 = 840 \frac{\text{IN}}{\text{min}}$$

$$Q_{\text{MMC}} = 100 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 5 = 500 \frac{\text{IN}}{\text{min}}$$

$$Q_{\text{comp.}} = 0,86 \cdot (12,48 \cdot 1 + 700 \cdot 0,3 + 840 \cdot 0,02 + 500 \cdot 1) = 636 \text{ NI/min} = 10,6 \text{ IN/s}$$

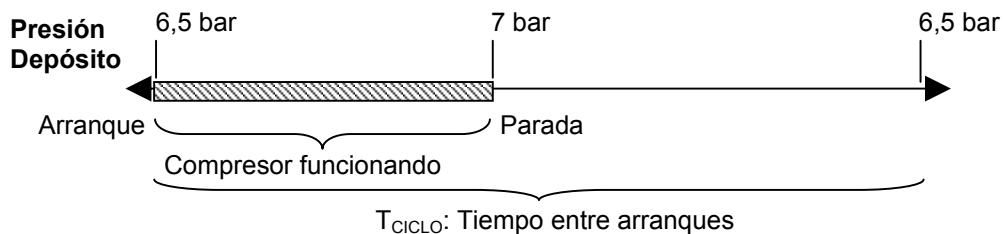
2.2 Caudal que debe proporcionar el compresor

A la hora de calcular el caudal que tiene que proporcionar el compresor se aplican tres coeficientes más:

Coefficiente de mayoración para futuras ampliaciones (C_{MA}): Normalmente se suele prever que el consumo puede aumentar hasta 30% en el futuro al añadir nuevas máquinas a la instalación. En este caso el coeficiente de mayoración será igual a 1,3.

Coefficiente de mayoración por fugas (C_{MF}): Las fugas de aire son inherentes a toda instalación neumática. Se va a tratar de que el montaje de la instalación lo realice personal cualificado y con material de calidad por lo que se va a cifrar este coeficiente en 1,05.

Coefficiente de ciclo de funcionamiento del compresor (C_{cc}): Es el cociente entre la duración total del ciclo de funcionamiento (tiempo entre arranques) y el tiempo en el que el compresor produce aire comprimido (compresor funcionando).



En este caso se va a suponer el compresor está en marcha durante la mitad del ciclo, por lo que el valor de este coeficiente va a ser igual a 2.

Aplicando estos tres coeficientes, el caudal que tiene que proporcionar el compresor es:

$$Q_{comp.} = C_S \cdot C_{MF} \cdot C_{MA} \cdot C_{CC} \cdot \sum_{i=1}^n Q_{Esp.i} \cdot C_{Ui}$$

Elegir del catálogo un compresor adecuado para la instalación.

Utilizando la ecuación anterior:

$$Q_{comp.} = 0,86 \cdot 1,05 \cdot 1,3 \cdot 2 \cdot (12,48 \cdot 1 + 700 \cdot 0,3 + 840 \cdot 0,02 + 500 \cdot 1) = 1736 \text{ NI/min} = 28,9 \text{ IN/s}$$

Tipo de compresor	Máx. presión de trabajo				Capacidad FAD *			Potencia del motor		Nivel sonoro ** dB(A)	Peso*** kg	
	WorkPlace		WorkPlace Full Feature		l/s	m³/h	cfm	kW	CV		WorkPlace	WorkPlace Full Feature
	bar(e)	psig	bar(e)	psig								
Versión 50 Hz												
GA 5 - 7,5	7,5	109	7,3	105	14,9	53,6	31,6	5,5	7,5	60	215	245
- 8,5	8,5	123	8,3	120	13,4	48,2	28,4					
- 10	10	145	9,8	141	11,5	41,4	24,4					
- 13	13	189	12,8	185	8,7	31,3	18,4					
GA 7 - 7,5	7,5	109	7,3	105	21,0	75,6	44,5	7,5	10	61	224	254
- 8,5	8,5	123	8,3	120	19,5	70,2	41,3					
- 10	10	145	9,8	141	17,0	61,2	36,0					
- 13	13	189	12,8	185	13,5	48,6	28,6					
GA 11C - 7,5	7,5	109	7,3	105	28,5	102,6	60,4	11	15	62	237	272
- 8,5	8,5	123	8,3	120	26,5	95,4	56,2					
- 10	10	145	9,8	141	24,7	88,9	52,3					
- 13	13	189	12,8	185	20,4	73,4	43,2					
Versión 60 Hz												
GA 5 - 100	7,4	107	7,2	104	15,0	54,0	31,8	5,5	7,5	60	215	245
- 125	9,1	132	8,9	128	12,6	45,4	26,7					
- 150	10,8	157	10,3	149	10,7	38,5	22,7					
- 175	12,5	181	12,3	178	9,0	32,4	19,1					
GA 7 - 100	7,4	107	7,2	104	20,7	74,5	43,9	7,5	10	61	224	254
- 125	9,1	132	8,9	128	18,2	65,5	38,6					
- 150	10,8	157	10,3	149	15,6	56,2	33,1					
- 175	12,5	181	12,3	178	13,6	49,0	28,8					
GA 11C - 100	7,4	107	7,2	104	28,9	104,0	61,2	11	15	62	237	272
- 125	9,1	132	8,9	128	26,1	94,0	55,3					
- 150	10,8	157	10,3	149	23,8	85,7	50,4					
- 175	12,5	181	12,3	178	21,2	76,3	44,9					

* Rendimiento de la unidad medido de acuerdo con ISO 1217, Ed. 3, Anexo C1996
Condiciones de referencia:

- presión absoluta de entrada 14,5 psi (1 bar)
- temperatura de entrada del aire 68°F (20°C)

El FAD está medido a las siguientes presiones de trabajo:

- variantes de 7,5 bar a 7 bar(e)
- variantes de 8 bar a 8 bar(e) (7,75 bar(e) para FF)
- variantes de 13 bar a 12,5 bar(e)

** Nivel sonoro medio medido a una distancia de 1 m de acuerdo con el código de prueba Pneuop/Cagi PN1NTC8; Tolerancia 2 dB(A).

Punto de rocío a presión del secador frigorífico integrado en condiciones de referencia: +3°C.

*** El peso indicado corresponde a unidades montadas sobre suelo. Para las unidades montadas sobre depósito, añadir 85 kg adicionales.

3. Cálculo del volumen del depósito de regulación

El depósito de regulación de una instalación neumática tiene varios cometidos. El más importante es el de proporcionar aire a la presión deseada de forma inmediata, sin tener que poner en marcha el compresor. Además, se encarga de atender picos de consumo de la instalación y amortigua las pulsaciones de presión que producen habitualmente los compresores, sobre todo los alternativos.

El volumen del depósito de regulación se calcula con diferentes criterios en función de la variabilidad que puede haber en el consumo de aire y de la forma en la que se controla la producción de aire comprimido por parte del compresor. En este caso, como la producción de aire comprimido se va a controlar con la parada y puesta en marcha del compresor, interesa que el número de conexiones y desconexiones de éste sea como máximo de 15 veces por hora. Una frecuencia mayor supondría una fatiga excesiva de las diferentes partes del compresor y su vida se vería notablemente reducida.

La ecuación de diseño que se utiliza habitualmente cuando se quiere limitar el número de arranques y paradas del compresor es la siguiente:

$$V_{\text{Dep}} = \frac{15 \cdot Q_{\text{comp}} \cdot P_{\text{atm}}}{Z_s \cdot \Delta P}$$

donde:

V_{Dep} : Capacidad del depósito en m^3 .

Q_{comp} : Caudal proporcionado por el compresor en Nm^3/min .

P_{atm} : Presión atmosférica (absoluta) en bar.

Z_s : Frecuencia de conexión del compresor en h^{-1} .

ΔP : Variación máxima de presión en el depósito ($P_{\text{máx}} - P_{\text{mín}}$) en bar.

Calcular el volumen del depósito adecuado para la instalación.

Los datos del problema son:

$Q_{\text{comp}} = 28,5 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}^3/\text{min}$.

$P_{\text{atm}} = 1 \text{ bar}$.

$Z_s = 15 \text{ h}^{-1}$.

$\Delta P = 0,5 \text{ bar}$.

$$V_{\text{Dep}} = \frac{15 \cdot 28,5 \cdot 10^{-3}}{15 \cdot 0,5} = 0,855 \text{ m}^3 = 855 \text{ l}$$