



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**Diseño de un sistema de compensación de
presión para motores de combustión interna
alternativos**

Autor:

Alberto Blanco Jiménez

Tutora:

**Dra. Marta Herráez Sánchez
Área Ingeniería Mecánica
Dpto. CMeIM**

Valladolid, Julio de 2014.



RESUMEN

En este proyecto se expone la influencia de las condiciones ambientales en un motor de combustión interna alternativo (m.c.i.a), en lo referente a la humedad, temperatura y presión.

Además, se muestran las diferentes soluciones existentes en el mercado, utilizadas por diferentes fabricantes de m.c.i.a, para el control de dichas magnitudes, con el fin de predecir el comportamiento del motor bajo cualquier condición ambiental.

En este documento se han recogido también los pasos a seguir para un correcto diseño de un sistema de compensación de presión, tanto en lo referente a la parte de fluidos como en lo referente a la parte de lazos de control. Se hicieron diferentes pruebas en el sistema para corroborar su correcto funcionamiento, tanto por el fabricante del sistema (AVL), como por el cliente (Mahle).

Palabras clave: condiciones ambientales, compensación de presión, motor de combustión interna alternativo, unidad de tratamiento de aire y diseño de una instalación (ventiladores y válvulas).



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	7
1.1 Objetivos.....	9
1.2 Control de la presión.....	10
1.2.1 Compensación de la presión atmosférica	10
1.2.2 Simulación presión positiva.....	11
1.2.3 Simulación de altitud	12
2. EFECTO Y CONTROL DE LAS CONDICIONES AMBIENTALES EN EL MOTOR ..	13
2.1 Efecto de las condiciones ambientales.....	15
2.1.1 Efecto de temperatura y presión	15
2.1.2 Efecto de la humedad	17
2.1.3 Efecto de la altitud	18
2.1.4 Efecto de la concentración de oxígeno	20
2.2 Estado del arte del control de las condiciones ambientales.....	22
2.2.1 Solución AVL	22
2.2.2 Solución CP Engineering	23
2.2.3 Solución General Motors.....	24
3. DISEÑO DE UN SISTEMA DE COMPENSACIÓN DE PRESIÓN.....	27
3.1 Requerimientos del cliente	29
3.2 Diseño del sistema de compensación de presión.....	30
3.3 Control del sistema de compensación de presión	42
3.4 Cálculos previos	47
3.5 Verificación de comportamiento.....	52
3.6 Operación	69
4. CONCLUSIONES Y LÍNEAS DE FUTURO.....	77
5. BIBLIOGRAFÍA	83



CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	7
1.1 Objetivos.....	9
1.2 Control de la presión.....	10
1.2.1 Compensación de la presión atmosférica	10
1.2.2 Simulación de presión positiva.....	11
1.2.3 Simulación de altitud	12



1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.

Este documento expone las pautas necesarias a seguir para un correcto diseño de un sistema de compensación de presión.

Actualmente, los motores de combustión interna alternativos se usan en todo el mundo, y ello implica un gran cantidad de contaminantes emitidos a la atmosfera. Por ello, es necesario hacer todas las mejoras posibles para intentar reducir al máximo estas emisiones.

Un motor de combustión interna alternativo (m.c.i.a) no es un sistema cerrado, por lo que lo que ocurra a su alrededor tendrá influencia sobre su comportamiento. Por ello, los fabricantes necesitan controlar determinadas magnitudes, de tal forma que puedan conocer cómo se va a comportar el motor en diferentes situaciones. Para ello se recurre a sistemas que simulan diferentes condiciones ambientales a la entrada del motor.

El principal objetivo de este trabajo de fin de grado es recoger las pautas a seguir para realizar un correcto diseño de un sistema de compensación de presión, así como comprobar que funciona correctamente.

Un sistema de compensación de presión tiene como misión mantener constante la presión en la entrada del motor, evitando así las variaciones de presión producidas, sobre todo, por efectos meteorológicos. Además, dicho sistema es capaz de controlar también la temperatura y la humedad del aire.

1.1 Objetivos.

A continuación se enumeran los objetivos más importantes:

- Saber cómo influyen las condiciones ambientales en un motor de combustión interna alternativo:
 - Influencia de la presión.
 - Influencia de la temperatura.
 - Influencia de la humedad.
 - Influencia de la concentración de oxígeno.
- Conocer paso a paso, cuales son las pautas a seguir para el correcto diseño de un equipo de compensación de presión:
 - Entender qué criterios hay que seguir para el correcto dimensionamiento y selección de los componentes del equipo.



- Conocer los diferentes modos de funcionamiento del equipo.
- Diseñar un lazo de control.
- Cerciorarse de que el comportamiento del sistema es el adecuado:
 - Estudiar el comportamiento de los diferentes componentes del equipo (válvulas y ventilador).
 - Estudiar cuál es el comportamiento en las condiciones de funcionamiento.
 - Comprobar que el sistema realmente funciona correctamente y cumple los requisitos del cliente.

1.2 Control de la presión:

La presión es una de las magnitudes que más influye en el rendimiento de un motor. El hecho de meter más o menos presión nos limita la cantidad de oxígeno que podemos usar en cada ciclo, y por tanto la energía que podemos obtener.

Además la presión varía mucho sobre la faz de la tierra. No solo varía debido a factores atmosféricos, sino que también varía con la altitud. Es por ello que se distinguen 3 tipos de control de presión:

1.2.1 Compensación de la presión atmosférica

La compensación de la presión atmosférica, como su propio nombre indica, tiene por misión corregir las variaciones de presión debidas, sobre todo, a factores meteorológicos.

Hay una demanda creciente de estos sistemas sobre todo en Inglaterra. Esto es debido a que en Inglaterra hay mucha actividad meteorológica y la presión fluctúa mucho y muy rápido. En la fig. 1.1. se puede observar la presión en Teddington:

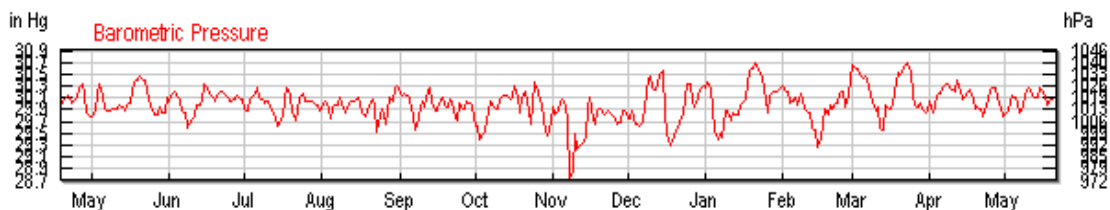


Fig.1.1. Presión en Teddington (18/Abr/2010-17/Abr/2011).[W1]



Como se puede observar, la diferencia de presión durante todo el año es de hasta 70 hPa, mientras que el Valladolid, esta diferencia de presión es solo 40 hPa, como se puede ver en la fig. 1.2:



Fig. 1.2. Presión en Valladolid. (18/Abr/2010-17/Abr/2011). [W1]

1.2.2 Simulación de presión positiva.

En ocasiones, solo es necesario simular presiones positivas. Esto significa que solo es necesario aumentar la presión a la entrada del motor.

Esto ocurre cuando la instalación va a ser emplazada en un lugar con altitud. Como sabemos, la presión ambiental disminuye con la altitud. Por lo tanto nunca tendremos que simular una presión por debajo de la ambiental en esas condiciones.

Existe una fuerte demanda de este tipo de sistemas desde México, ya que prácticamente todo el país está a una gran altura, y por tanto, la mayoría de las instalaciones de los fabricantes también.

1.2.3 Simulación de altitud.

El último de los tipos de control de presión que podemos encontrar es la simulación de altitud. Consiste en crear presiones negativas a la entrada del motor, ya que al aumentar la altitud, disminuye la presión.



CAPÍTULO 2

EFECTO Y CONTROL DE LAS CONDICIONES AMBIENTALES EN EL MOTOR

2 EFECTO Y CONTROL DE LAS CONDICIONES AMBIENTALES EN EL MOTOR ...	13
2.1 Efecto de las condiciones ambientales.....	15
2.1.1 Efecto de temperatura y presión.....	15
2.1.2 Efecto de la humedad	17
2.1.3 Efecto de la altitud	18
2.1.4 Efecto de la concentración de oxígeno	20
2.2 Estado del arte del control de las condiciones ambientales.....	22
2.2.1 Solución AVL	22
2.2.2 Solución CP ENGINEERING	23
2.2.2 Solución General Motors.....	24



2. EFECTO Y CONTROL DE LAS CONDICIONES AMBIENTALES EN EL FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR.

En este capítulo se va a exponer qué magnitudes influyen en el funcionamiento de un motor de combustión interna alternativo, en lo referido a las condiciones del aire consumido. También se van a estudiar las diferentes soluciones propuestas por diferentes fabricantes para controlar dichas magnitudes (estado del arte), para así poder predecir el comportamiento del motor bajo cualquier condición ambiental.

2.1 Efecto de las condiciones ambientales en el funcionamiento de un motor.

Considerando el motor como un dispositivo que convierte energía térmica en energía mecánica, es lógico que su rendimiento dependa directamente de su capacidad para quemar combustible.

Debido a las limitaciones en cuanto al volumen de la cámara de combustión, su rendimiento depende, en gran parte, de la densidad del aire y, por tanto, de las condiciones ambientales, especialmente de la presión atmosférica y de la temperatura. [W2]

Se va a crear un modelo, considerando el aire como un gas ideal, mediante el cual se puede calcular la influencia de diversas magnitudes en la densidad del aire.

2.1.1 Efecto de la temperatura y la presión.[Petrucci]

La ecuación de los gases ideales se puede escribir según la ec (2.1):[Smith].

$$pV = nRT \quad (2.1)$$

Donde:

- p es la presión del aire [Pa].
- V es el volumen del aire [m^3].
- n es la cantidad aire (moles).
- T es la temperatura del aire [$^{\circ}K$].
- R es la constante ideal de los gases de valor $8.314 \text{ [J/}^{\circ}K \cdot \text{mol]}$.

Definiendo el número de moles “ n ” como el cociente entre la masa (m) y la masa molecular (M), y según la ec (2.2):

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.2)$$

Donde:

- ρ es la densidad del aire [kg/m^3].



- m es la masa de aire [kg].

Podemos reescribir la ecuación de los gases ideales según la ec (2.3):

$$p = \rho \frac{R}{M} T \quad (2.3)$$

Donde:

- M es la masa molecular de aire [kg / mol].

Tomando la constante específica de un gas según la ec. (2.4):

$$R_{specific} = \frac{R}{M} \quad (2.4)$$

Podemos reescribir de nuevo la ecuación obteniendo la ec. (2.5):

$$p = \rho R_{specific} T \quad (2.5)$$

Así, sabiendo que $R_{specific}$ en el SI = 287,058 J/kg · °K, podemos conocer la influencia tanto de la presión como de la temperatura en la densidad del aire. La figura 2.1 representa la variación de la densidad del aire con la temperatura y la presión:

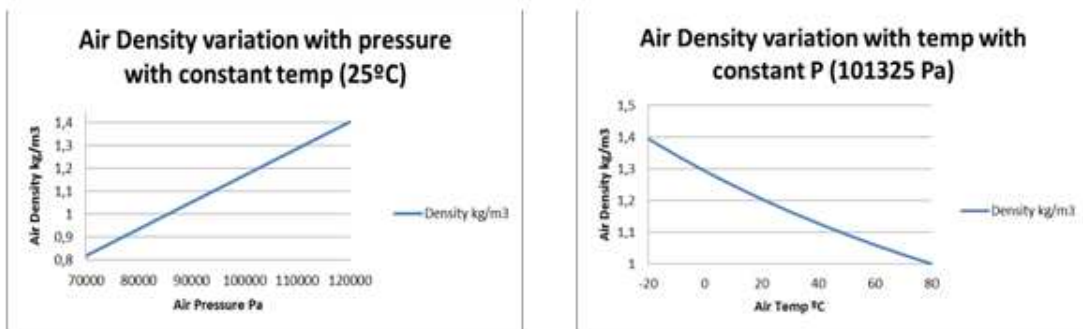


Fig. 2.1 Densidad del aire [kg/m³] (eje vertical) vs a) Presión a temperatura constante [Pa] (eje horizontal); b) Temperatura [°C] a presión constante (eje horizontal).

Como se puede observar en la figura 2.1, a mayor presión mayor densidad mientras que a mayor temperatura menor densidad.



Como se ha visto anteriormente, debido a las limitaciones en cuanto al volumen de la cámara de combustión, el rendimiento va a depender directamente de la densidad, y, por tanto, se puede garantizar que la variación de la potencia va a ser directamente proporcional a la variación de la densidad, para cualquier motor de combustión interna alternativo (m.c.i.a).[Payri]

Así, podemos ver la influencia de la presión y la temperatura en la potencia del motor en la fig. 2.2:

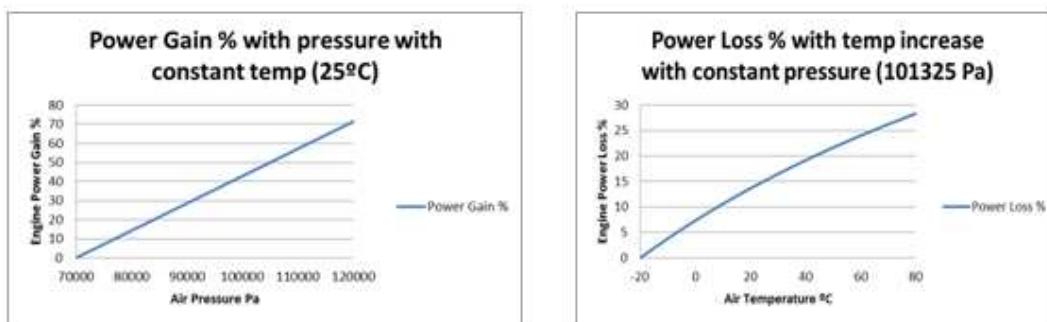


Fig. 2.2. a) Porcentaje de ganancia de potencia (%), con referencia en 70000 Pa, vs presión a una temperatura constante [Pa]. b) Pérdida de potencia (%), con referencia en -20°C, vs temperatura [°C] a una presión constante.

Como se puede observar en la fig. 2.2, la influencia de la presión y la temperatura en la potencia es bastante importante. Si se dispone de una presión de 120000 Pa, se obtiene un 70% más potencia que con una presión de 70000. Así, si la temperatura es de 80°C, se obtiene un 30% menos de potencia que con una temperatura de -20°C.

2.1.2 Efecto de la humedad.

La ley de Avogadro dice que el mismo volumen de 2 gases ideales a la misma temperatura y presión contienen el mismo número de moléculas.

El peso molecular del agua (18 g/mol) es menor que peso molecular del aire seco (sobre 29 g/mol). Si añadimos moléculas de agua a un volumen dado de aire seco, habrá partículas de aire seco que serán sustituidas por partículas de agua, para evitar que aumente la presión. Además de disminuir la masa por unidad de volumen (densidad), también disminuye la cantidad de oxígeno.

Es importante saber que la influencia de la humedad se hace notar, sobre todo, en las emisiones. Cuanto mayor es la humedad del aire, menor es la temperatura



alcanzada en el proceso de combustión (ya que las partículas de agua se calientan y absorben energía en ese proceso), y por tanto menor cantidad de NO_x producidos.

2.1.3 Efecto de la altitud.

La presión varía desde la superficie terrestre hasta la parte superior de la mesosfera. Aunque la presión también cambia por temas meteorológicos, la NASA ha hecho una media de todas las condiciones alrededor de toda la tierra. Para calcular la densidad del aire en función de la altitud, se necesita partir de los siguientes parámetros:

- Presión a nivel el mar $p_0 = 101.325$ kPa.
- Temperatura estándar a nivel del mar $T_0 = 288.15$ °K.
- Aceleración de la gravedad en la superficie de la tierra $g = 9.8$ m/s².
- Gradiente vertical de temperatura $L = 0.0065$ °K/m.
- Constante universal de los gases ideales $R = 9.314$ J/mol °K.
- Masa molecular del aire seco $M = 0.029$ kg/mol.

La temperatura a una determinada altitud viene dada por la ec. (2.6):

$$T = T_0 - L \times h \quad (2.6)$$

Donde:

- $T_0 = 288.15$ °K.
- $L = 0.0065$ °K/m.
- h es la altura [m].

Para calcular la presión a una determinada altura de puede utilizar la ec. (2.7):
[PSAS]

$$p = p_0 \left(1 - \frac{Lh}{T_0}\right)^{\frac{gM}{RL}} \approx p_0 \exp\left(-\frac{gMh}{RT_0}\right) \quad (2.7)$$

Donde:

- $T_0 = 288.15$ °K.
- $g = 9.8$ m/s².
- h es la altura [m].
- $R = 9.314$ J/mol °K.
- $M = 0.029$ kg/mol.
- $p_0 = 101.325$ kPa.



Como se ha visto anteriormente, la densidad se puede expresar mediante la ec. (2.5):

$$\rho = \frac{p}{R_{specific} T} \quad (2.5)$$

Así, se puede graficar cómo varía la presión, temperatura y densidad en función de la altitud tal, y como se puede observar en la fig. 2.3:

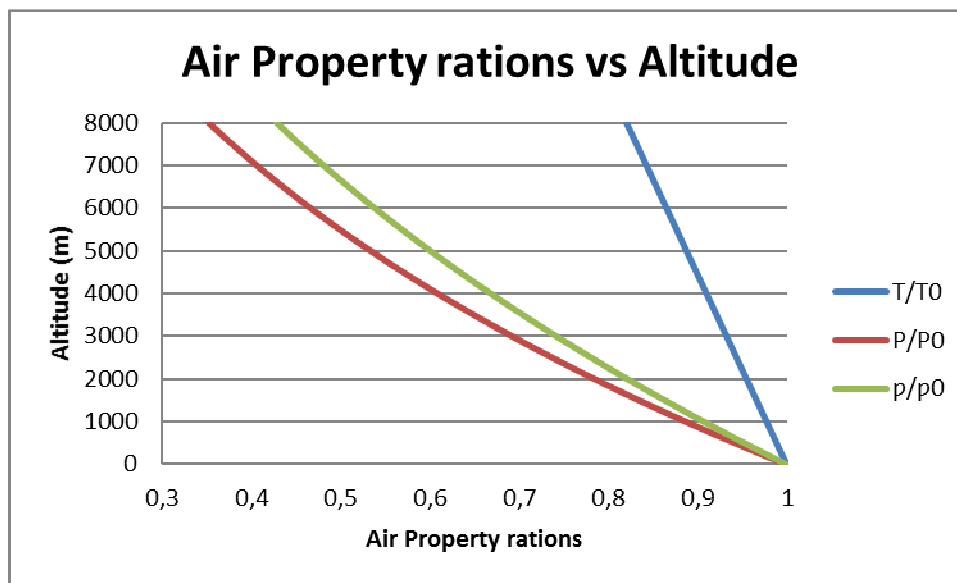


Fig. 2.3 Temperatura, presión y densidad del aire, según leyenda vs altitud.

Como se puede observar en la fig. 2.3, para una altura de 8000 m, la temperatura disminuye casi un 20%, la presión disminuye un 65%, mientras que la densidad disminuye un 55%.

Al igual que antes, podemos estimar la variación potencia considerando ésta directamente proporcional a la variación de la densidad, obteniendo así la fig. 2.4:

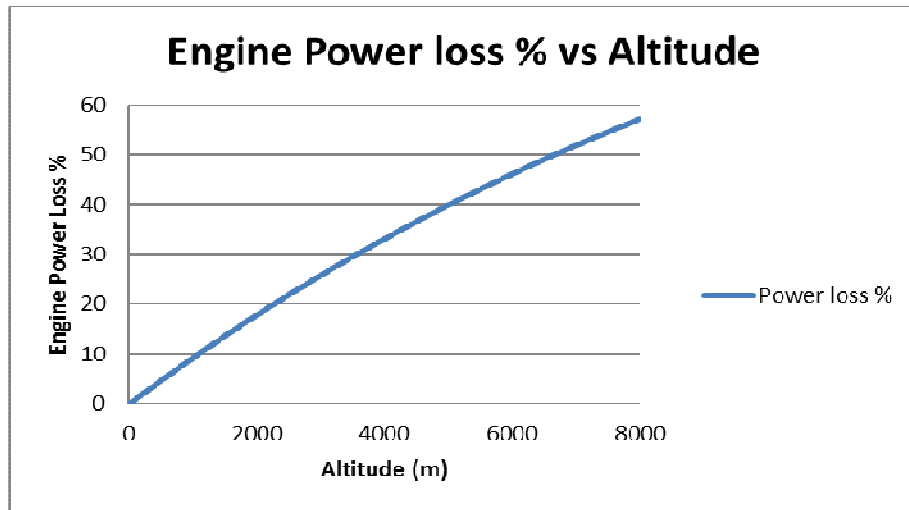


Fig. 2.4. Perdida de potencia (%), con referencia en 0 m, vs altitud.

Como se muestra en la fig. 2.4, para una altura de 8000 m, se obtiene casi un 60% menos de potencia que a 0 m.

2.1.4 Efecto de la concentración de oxígeno.

La potencia del motor es directamente proporcional a la cantidad de oxígeno que se puede introducir en el cilindro. Esta cantidad de oxígeno depende de la altitud, de tal forma que, a medida que aumenta la altitud, la cantidad de oxígeno disminuye y, con ella, la potencia del motor. En la figura 2.5 se muestra cómo varía la concentración de oxígeno (%) frente a la altitud [m], donde el 100% se corresponde con la concentración de oxígeno a nivel del mar.

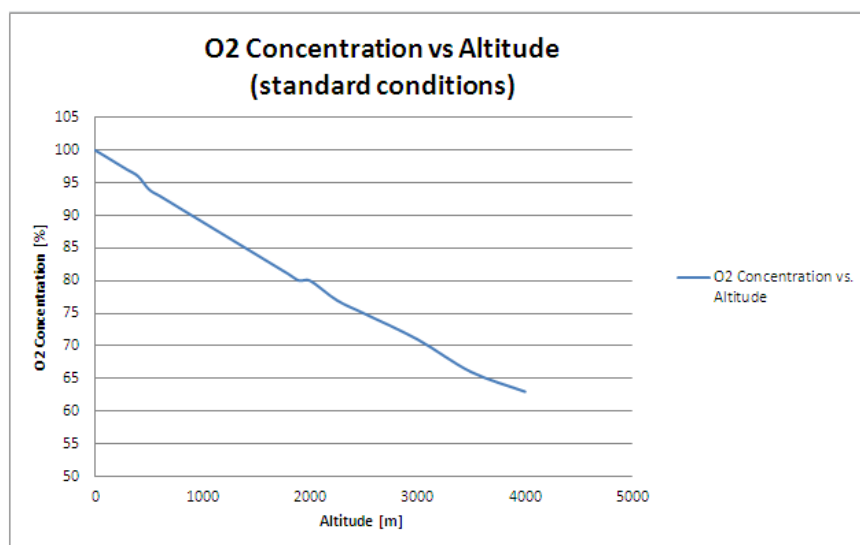


Fig. 2.5: Concentración de oxígeno vs altitud.



Como se puede observar en la fig.2.5, para una altura de 2000m, se dispone de un 20% menos de oxígeno en la atmósfera que a nivel del mar. Esto quiere decir que si la concentración de oxígeno a 0 m es del 21%, a 2000 metros tendremos una concentración de valor $21 \cdot 0.8 = 16.8 \%$.

Por ello, para obtener la misma potencia en el motor, es necesario aumentar el caudal de aire que llega al motor, de tal forma que la cantidad de oxígeno que entre en el motor sea la misma.

En la figura 2.6, se muestra un ejemplo habitual: el caudal de aire Q [Kg/h] necesario en un motor diésel que trabaja a 2000 rpm, consumiendo 57 kg/h de combustible y dando 230 kW de potencia, en función de la altitud:

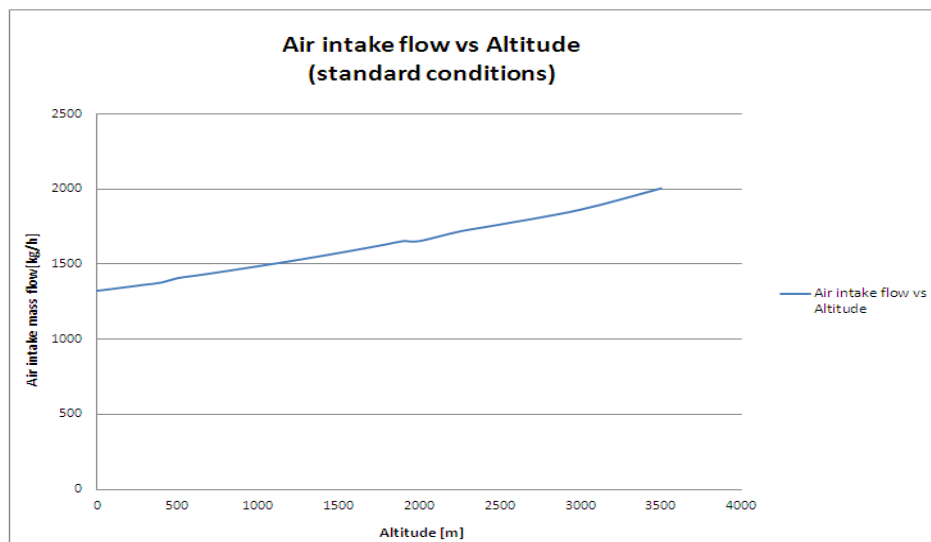


Fig. 2.6: Caudal de aire Q [kg/h] motor vs altitud [m].

Como se puede observar en la fig.2.6, el caudal necesario de aire pasa de ser de 1300 kg/h para una altura de 0 m, a un caudal de 2000 kg/h para una altura de 3500 m.

En realidad, los sistemas de inyección se encargan de suministrar el combustible necesario en función del caudal de aire admitido por el motor para funcionar con una relación prácticamente estequiométrica en cualquier condición, de tal forma que nunca se inyecta combustible ni de más ni de menos.



2.2 Estado del arte del control de las condiciones ambientales.

Ya que las magnitudes expuestas en el apartado anterior tienen una influencia significativa en el comportamiento del motor, los fabricantes tienen que ingeniárselas para poder controlarlas, y así poder conocer el comportamiento del motor en cualquier condición ambiental.

2.2.1 Solución AVL.[Paccar]

En la fig. 2.7 se muestra el diseño patentado por AVL:

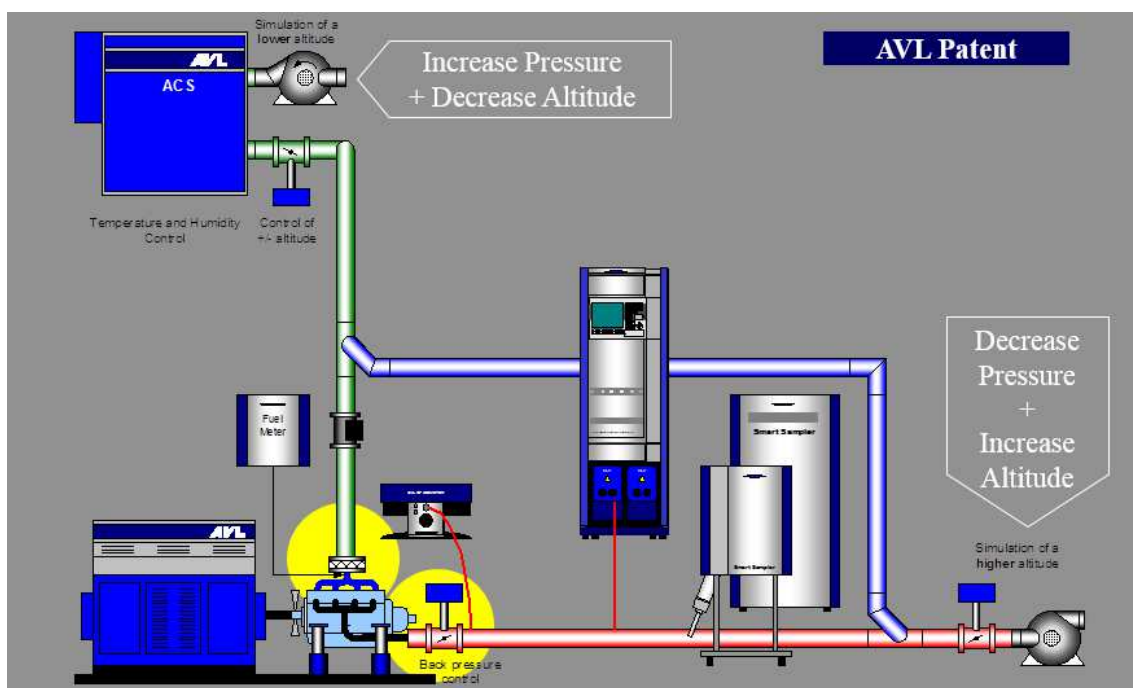


Fig. 2.7. Diseño patentado por AVL [Paccar].

En el diseño mostrado en la fig. 2.7, permite generar tanto presiones positivas (sobrepresiones) como presiones negativas (depresiones). También se precisa de una unidad de tratamiento de aire para controlar humedad y temperatura, llamada ACS.

Como se puede observar en la fig. 2.7, hay 2 ventiladores, uno para crear variaciones de presión positivas y otro para crear variaciones de presión negativas. Además, este diseño contiene una línea de by pass, lo que hace el flujo másico prácticamente constante en las válvulas, aumentando la precisión del control. No ocurre lo mismo con el flujo volumétrico, ya que el motor calienta el aire que consume, y, por tanto, éste disminuye su densidad.



Como veremos posteriormente, es necesario tener un flujo lo más constante posible en las válvulas, ya que las pérdidas de carga que provocan dependen del caudal que las atraviesa.

2.2.2 Solución CP ENGINEERING. [Paccar]

En la fig 2.8 se muestra la solución de CP ENGINEERING:

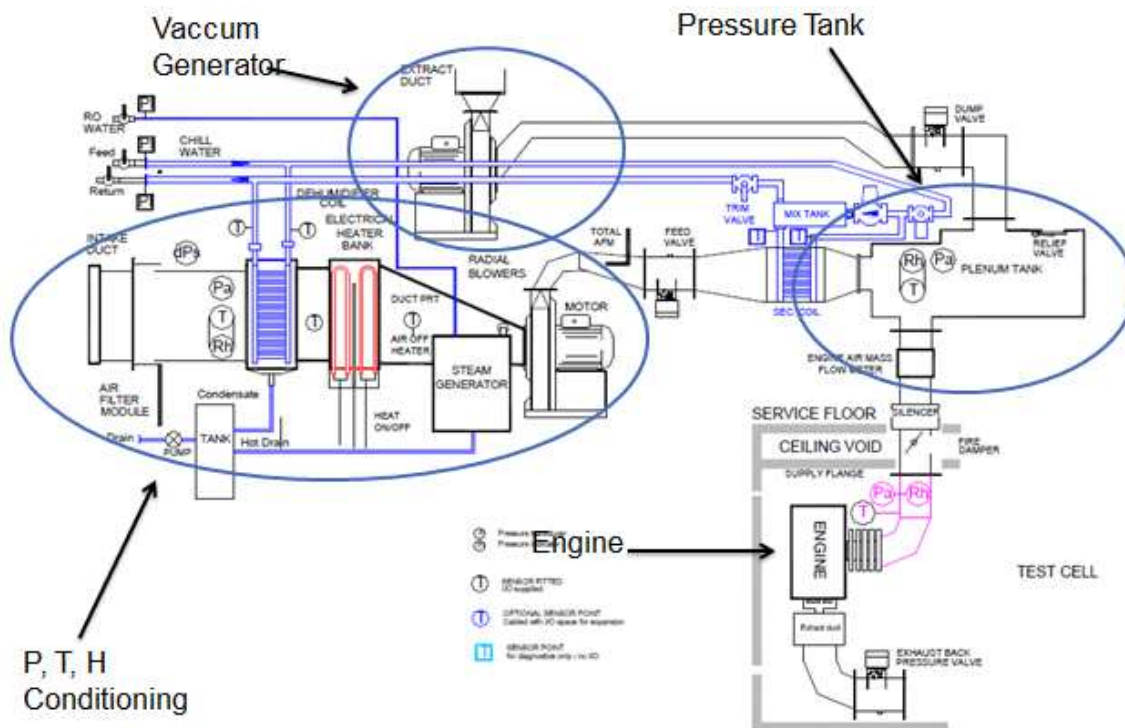


Fig. 2.8: Solución CP ENGINEERING. [Paccar]

Este sistema mostrado en la fig.2.8 también es capaz de generar presiones tanto positivas como negativas. Sin embargo, en este sistema, a diferencia del anterior, solo se controla la presión a la entrada del motor, y no a la salida.

Para tener mayor precisión, se ha utilizado un tanque de inercia. Un tanque de inercia es simplemente un volumen grande de gas almacenado. Si el caudal que entra es igual al que sale, la presión no varía; pero si no es igual, sí que varía. Cuanto mayor es el volumen, menor variación la presión. Por ello, se consigue una mayor precisión. (véase ecuación 2.8):

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\text{Air mass flow} \cdot R \cdot T}{V} \quad (2.8)$$



- P es la presión en el tanque [Pa].
- Air mass flow es el flujo másico neto [kg/s].
- R es la constante del aire (287 J/kg^oK).
- T es la temperatura del aire [°K]
- V es el volumen del tanque [m³].

El sistema también incorpora una unidad de tratamiento de aire (véase P, H, T Conditioning en fig. 2.8), y 2 ventiladores con sus respectivas válvulas para crear la presurización o despresurización necesaria. Además incorpora una segunda unidad de temperatura, entre el tanque y el primer ventilador (véase fig. 2.8). Esto es debido a que el ventilador calienta el aire a su paso, y, como consecuencia, necesitamos enfriarlo después, para tener en el tanque la temperatura deseada.

2.2.3 Solución General Motors. [Paccar]

En la fig 2.9 se muestra el diseño realizado por el fabricante General Motors:

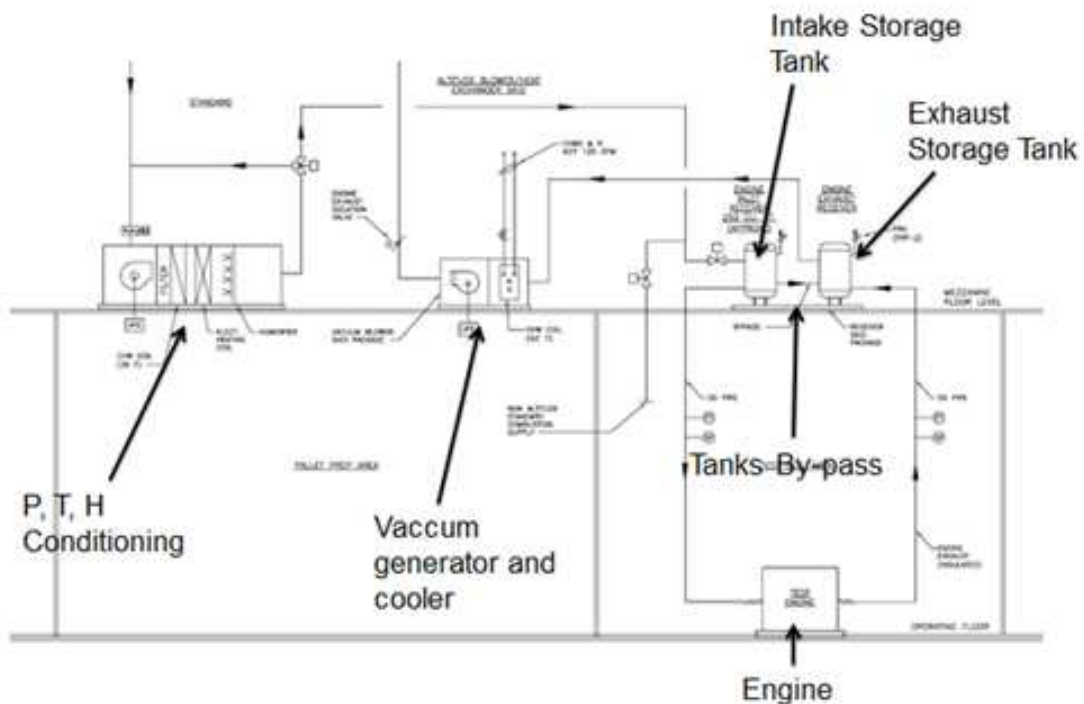


Fig. 2.9. Solución General Motors [Paccar].



Este sistema sólo está preparado para generar presiones negativas, por lo que solo necesita de un ventilador y una válvula. También incluye una unidad de tratamiento de aire (véase P,H,T Conditioning en fig. 2.9), para controlar la humedad y la temperatura.

Este diseño es muy parecido al de AVL (fig. 2.7), con la diferencia de que tiene 2 tanques de inercia. Esto es debido a que, como se ha comentado antes, la línea de by-pass hace que el flujo másico sea prácticamente constante, pero no ocurre lo mismo con el flujo volumétrico. Las pérdidas en las válvulas son proporcionales al flujo volumétrico, y por tanto, con estos tanques se consigue mayor precisión.

Además, como se puede observar en la fig. 2.9, existe un enfriador de aire justo antes del ventilador. Esto es debido a que el motor calienta el aire, disminuyendo su densidad. Por ello, el ventilador, al ser una maquina centrifuga, debería mover un caudal volumétrico muy grande de aire. Enfriando el aire antes, conseguimos tener un caudal volumétrico más pequeño.



CAPÍTULO 3

DISEÑO DE UN SISTEMA DE COMPENSACIÓN DE PRESIÓN PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA ALTERNATIVOS

3. DISEÑO DE UN SISTEMA DE COMPENSACIÓN DE PRESIÓN.....	27
3.1 Requerimientos del cliente	29
3.2 Diseño del sistema de compensación de presión.....	30
3.2.1 Unidad de tratamiento de aire.....	32
3.2.2 Sistema de control de presión.....	33
3.2.2.1 Selección del ventilador.....	37
3.2.2.2 Selección de las válvulas de control.....	39
3.3 Control del sistema de compensación de presión	42
3.4 Cálculos previos	47
3.4.1 Calentamiento del aire en el ventilador.....	47
3.4.2 Dimensionamiento de los tubos.....	51
3.5 Verificación del comportamiento	52
3.5.1 Propiedades del ventilador	53
3.5.2 Propiedades de las válvulas	59
3.5.3 Pruebas de funcionamiento.....	66
3.5.4 Zona de transición.....	68
3.6 Operación	69
3.6.1 Protocolo de aceptación	69
3.6.2 Comportamiento de las válvulas	71
3.6.3 Comportamiento de los PIDs	73



3. DISEÑO DE UN SISTEMA DE COMPENSACIÓN DE PRESIÓN

Como se ha explicado anteriormente, un sistema de compensación de presión es un sistema que se encarga de eliminar las variaciones de presión respecto a una presión nominal, que se producen debido a efectos meteorológicos. Este sistema se ha pedido para Northampton (Inglaterra) para la empresa de Mahle.

Para realizar un correcto diseño es muy importante conocer los requerimientos del cliente, ya que dependiendo de la zona en la que el sistema vaya a ser instalado, habrá unas variaciones de presión u otras. Además, es muy importante conocer la potencia del motor ya que esto nos va a limitar el caudal máximo de aire que debemos tratar.

Una vez que se conocen los requerimientos, se procede a hacer un correcto diseño de fluidos. Esto consiste en calcular las distintas instalaciones que tiene el sistema. En nuestro caso tenemos una instalación para presurizar aire y otra para despresurizarlo. Para conseguir un cálculo correcto de las instalaciones es necesario un buen dimensionamiento y selección de los componentes.

Los lazos de control del sistema también son un factor muy importante a la hora del diseño y están íntimamente ligados con el diseño de fluidos. Ambas etapas se llevan a cabo a la vez, dado que una no es posible sin la otra y viceversa.

3.1 Requerimientos del cliente.

Como sabemos, al ser un sistema para compensar las variaciones de presión, debe ser capaz de generar tanto presiones positivas como negativas. Además, el cliente quiere controlar también la temperatura y la humedad relativa. El motor que irá conectado al equipo no superará los 1500 m³/h de consumo de aire, y el sistema debe ser capaz de generar 50 mbar por encima y por debajo de la presión atmosférica. Además, la precisión con la que se va a trabajar deberá ser de ± 1 mbar, $\pm 1^\circ\text{C}$, y $\pm 5\%$ humedad relativa.

En la figura 3.1 se muestra una gráfica donde se puede observar como varía la presión en Northampton.

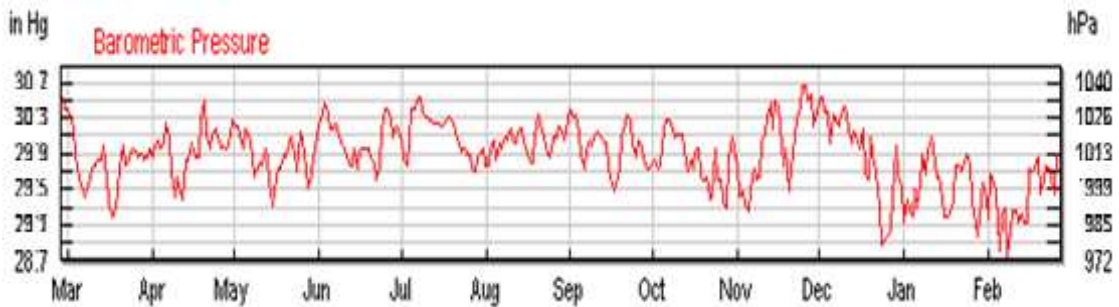


Fig. 3.1: Representación de la presión absoluta medida en Northampton durante un año [hPa] [W1].

Como se puede ver en la fig. 3.1, la variación de presión en Northampton a lo largo de un año es de unos 70 hPa = 70 mbar alrededor de la presión nominal (1013 mbar). De ahí que un requerimiento del cliente sea cubrir 50 mbar por encima y debajo de la presión atmosférica. Así, el cliente garantiza que va a ser capaz de generar presión atmosférica (1013 mbar) en cualquier época del año.

3.2 Diseño del sistema de compensación de presión.

El sistema de compensación de presión consta de 2 partes: Unidad de tratamiento de aire y sistema de control de presión. Dichos sistemas no podrían funcionar uno sin el otro, como veremos posteriormente; pero se diseñan y fabrican de forma independiente. En este estudio, nos centraremos en el diseño del sistema de control de presión, tratando más superficialmente la unidad de tratamiento de aire, que no es objetivo de este proyecto. Por ello, en este epígrafe, se explicará en detalle el dimensionamiento y selección de los componentes de las instalaciones encargadas de aumentar y disminuir la presión del aire.

El diseño final del sistema de compensación de presión final se muestra en la fig. 3.2. Para llegar a este diseño se consideraron otros diseños previos que no serán tratados en este texto, ya que no presentaban resultados completamente satisfactorios y, por ello, se rechazaron.



Fig. 3.2: Equipo para Mahle [Blanco 2014-b].

Para entender correctamente como funciona dicho equipo, se muestra en la figura 3.3 un esquema del diseño final de fluidos:

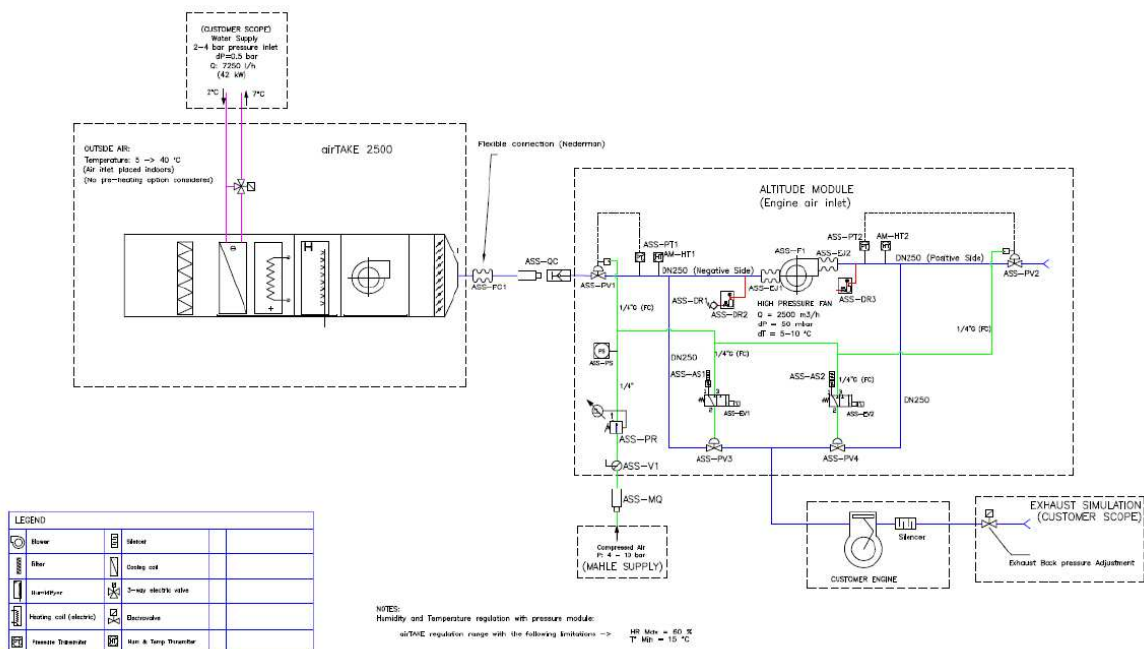


Fig. 3.3: Esquema solución Mahle [Blanco 2014-a].



Como se puede observar en la fig. 3.3 y hemos comentado anteriormente, el sistema se puede dividir en 2 partes fácilmente identificables: la unidad de tratamiento de aire (correspondiente al rectángulo situado a la izquierda en la fig. 3.3) y el sistema de compensación de presión (correspondiente al rectángulo situado a la derecha en la fig. 3.3)

3.2.1 Unidad de tratamiento de aire.

La unidad de tratamiento de aire es un sistema comercial denominado airtake25. Su misión es controlar tanto la temperatura como la humedad del aire. Consiste en unas baterías de frío y calor colocadas de forma apropiada junto a un humidificador. Además, tiene unos filtros, para evitar la inclusión de partículas no deseadas y un ventilador, para vencer las pérdidas de carga causadas por los demás elementos.

La batería de frío y el humidificador sirven para controlar la humedad del aire. Es necesario ser capaces de humidificar o deshumidificar el aire en función del valor consigna y del valor medido. Con la batería de frío lo que conseguimos es enfriar el aire por debajo de su temperatura de rocío, de tal forma que se produzcan condensaciones y así disminuir la humedad del aire. Con el humidificador lo que se consigue es poner en contacto al aire con vapor de agua de tal forma que aumente su humedad. [Faires].

La figura 3.4 se muestra con más detalle el esquema de la unidad de tratamiento de aire:

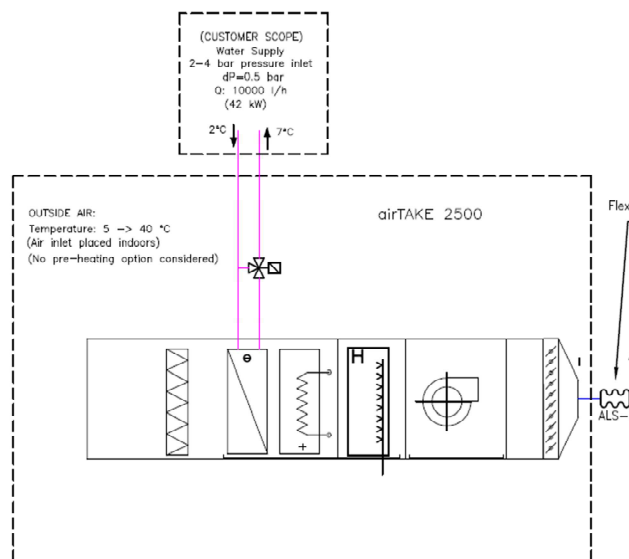


Fig. 3.4: Unidad de tratamiento de aire. [Blanco 2014-a]



El aire circula de izquierda a derecha. Lo primero que se encuentra a su paso es un filtro. Inmediatamente después, el aire entrará en contacto con la batería de frío. Dicha batería no sólo se usa para enfriar el aire, sino que también se usa para secarlo. Por eso se coloca en primera posición. Esta batería consiste en un intercambiador que usa agua fría. [Anónimo]

Cuando el aire salga de la batería de frío, tendrá las condiciones adecuadas de temperatura o de humedad, pero no ambas. Por ello, es necesario el uso de una batería de calor (para adaptar la temperatura del aire), consistente en una resistencia y un tiristor; y de un humidificador (para adaptar la humedad del aire).

Además, el sistema lleva también equipado un ventilador, ya que hay que aportar energía al aire para que sea capaz de atravesar todos los elementos citados anteriormente, y un medidor de caudal o caudalímetro.

3.2.2 Sistema de compensación de presión.

Una vez que tenemos controlada la temperatura y la humedad del aire, necesitamos controlar su presión. Necesitamos un sistema capaz de crear 50 mbar por encima y por debajo de la presión atmosférica. La figura 3.5. muestra un esquema de cómo se controla la presión con este equipo:

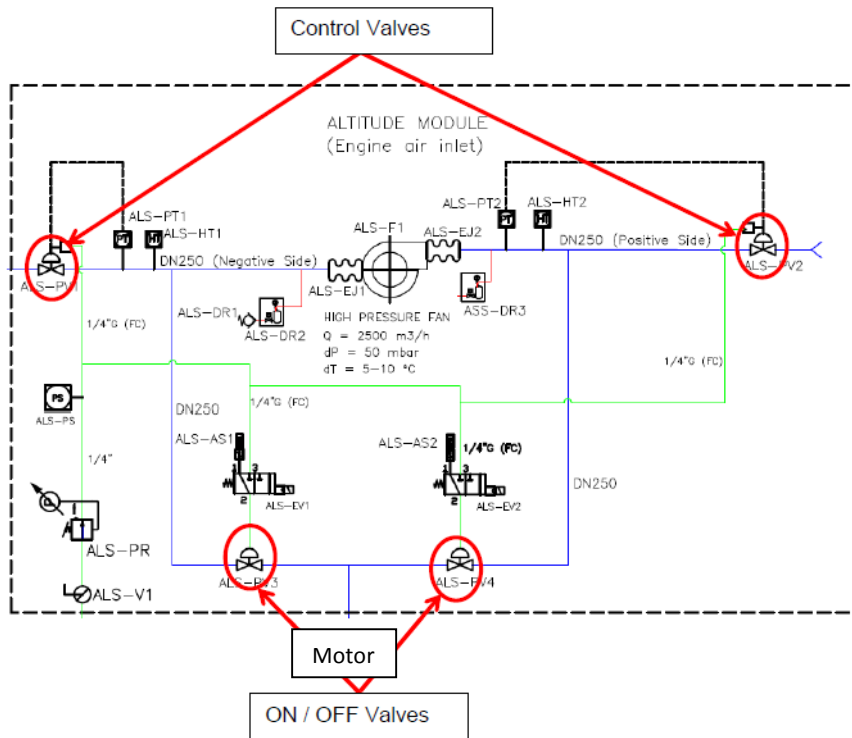


Fig. 3.5: Sistema de compensación de presión. [Blanco, 2014-a]



El sistema consiste en un ventilador, 2 válvulas todo o nada (marcadas en rojo en la parte inferior de la fig.3.5), 2 válvulas de control (marcadas en rojo en la parte superior de la fig.3.5), y los respectivos sensores para hacer el control de temperatura, humedad y presión. Todos estos elementos se muestran en la fig. 3.6, donde se recoge a qué hace referencia cada nomenclatura:



BILL OF MATERIALS - Altitude Simulation System		MAHLE		AVL		
MAHLE UK		Rev: 01		DATE: 2013-07-03		
CUSTOMER: MAHLE		Author: FF		ORDER: 130029		
PHASE: 04 - Definitive Design						
DRAWING NUMBER	LABEL	QUANTITY	DESCRIPTION	MANUFACTURER	SPECIFICATIONS	APPLICATION
ALTITUDE MODULE						
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-PV1	1	Pressure control valve	HERBERHOLZ	HRA-emp-y6-250-10/2000 I15-Re-Y	Negative Pressure Control
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-PV2	1	Pressure control valve	HERBERHOLZ	HRA-emp-y6-250-10/2000 I15-Re-Y	Positive Pressure Control
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-PT1	1	Abs. Pressure Transmitter	DRUK	Ref. PTX 5072 TA A3 CA HD PA. Power Supply 24 VDC. Analog Output 4...20 mA	Abs. Pressure Measurement (Calibration: 838.1188 r)
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-PT2	1	Abs. Pressure Transmitter	DRUK	Ref. PTX 5072 TA A3 CA HD PA. Power Supply 24 VDC. Analog Output 4...20 mA	Abs. Pressure Measurement (Calibration: 838.1188 r)
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-HT1	1	Hum & Temp Transmitter	TESTO	5555 6651 24VCC. Output 0.4...20mA. (Temperature Range: 0-50 °C)	Humidity and Temperature Measurement (negative side)
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-HT1	1	Hum & Temp Probe	TESTO	5555 6600 L05/M01/N02/P20	Humidity and Temperature Measurement (negative side)
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-HT1	1	Fitting	TESTO	250554 1796 1/2" NPT with Teflon. Diam=12 mm	Humidity and Temperature Measurement (negative side)
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-HT2	1	Hum & Temp Transmitter	TESTO	5555 6651 B01/C02/D01/F02/G01/H00/K03 (Temperature Range: 0-50 °C)	Humidity and Temperature Measurement (Positive side)
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-HT2	1	Hum & Temp Probe	TESTO	5555 6600 L05/M01/N02/P20	Humidity and Temperature Measurement (positive side)
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-HT2	1	Fitting	TESTO	250554 1796 1/2" NPT with Teflon. Diam=12 mm	Humidity and Temperature Measurement (positive side)
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-F1	1	High Pressure Fan	CASALS	AA 607 T2 7.5kW. (400/650V 50Hz)	Air Flow + Pressure generator
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-EJ1	1	Expansion Joint	ISURUKAI	Circular joint adapted to the inlet	2. 2500 m3/h. ΔP max= 70 mbar
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-EJ2	1	Expansion Joint	ISURUKAI	Rectangular joint adapted to the outlet	2. 2500 m3/h. ΔP max= 70 mbar
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-PV3	1	on/off valve	SAMSON	3333-AT DN250 (Spring open)	On / off negative valve
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-EV1	1	Electrovalve	SAMSON	Serie NG-HR (Spring Open) G1/4" + ASS-AS1 (Silencer)	Open /Close Valve
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-PV4	1	on/off valve	SAMSON	3333-AT DN250 (Spring Open)	On / off positive valve
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-EV2	1	Electrovalve	SAMSON	Serie NG-HR (Spring Open) G1/4" + ASS-AS2 (Silencer)	Open /Close Valve
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-OR2	1	Manual Valve	Local Supplier	1"	Purge Negative Side
130029_4_300_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-OR3	1	Manual valve	Local Supplier	1"	Purge Positive Side

Revision: 04 - Definitive Design

130029_4_300_BOM_01 Altitude Simulation System_Rev: 01

Fig. 3.6: Lista de materiales Mahle. Muestra cada uno de los componentes de equipo, con su nomenclatura, referencia, modelo, y fabricante.[Blanco 2014-b]



BILL OF MATERIALS - Altitude Simulation System		MAHLE		AVL	
130029_4_320_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-FC1	2	Flexible connection	Nederman	Connection between AIRTake and ASS. Q=2500 m ³ /h Drop pressure: 13 mbar
130029_4_320_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-QC	2	Quick Connector	STAHLCON	Special connection between NEDERMAN and ASS Inlet
COMPRESSED AIR					
130029_4_320_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-PR	1	Pressure Regulator+ Support for AW20	SMC	Compressed Air conditioning for pneumatic actuators
130029_4_320_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-PS	1	Pressure sensor	IFM	Pressure sensor
130029_4_320_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-VI	1	Manual Valve	(Local supplier)	
130029_4_320_DW3_01 Altitude Simulation System	ALS-MQ	1	Female quick connector	(Local supplier)	Quick connector for compressed air

Fig. 3.6: Lista de materiales Mahle. Muestra cada uno de los componentes de equipo, con su nomenclatura, referencia, modelo, y fabricante.[Blanco 2014-b]



Como necesitamos generar presiones positivas y negativas, vamos a hacer distinción entre un caso y otro (lado positivo y lado negativo, respectivamente).

Cuando trabajamos con el lado positivo, el control de la presión se hará con el sensor ALS-PT2 y el control de la temperatura y la humedad de hará con el sensor ALS-HT2. Las válvulas ALS-PV1 y ALS-PV4 estarán totalmente abiertas, y la presión se controlará con la válvula ALS-PV2. Mientras tanto, la válvula ALS-PV3 permanecerá totalmente cerrada. Por el contrario, cuando trabajamos con el lado negativo, el control de la presión se hará con el sensor ALS-PT1 y el control de la temperatura y la humedad de hará con el sensor ALS-HT1. Las válvulas ALS-PV2 y ALS-PV3 estarán totalmente abiertas, y la presión se controlará con la válvula ALS-PV1. Mientras tanto, la válvula ALS-PV4 permanecerá totalmente cerrada.

Por tanto, las válvulas encargadas del control de la presión van a ser las válvulas ALS-PV1 y la ALS-PV2. Con las válvulas ALS-PV3 y ALS-PV4, se seleccionará entre el lado positivo (para generar presiones positivas) y el lado negativo (para generar presiones negativas). [White]

3.2.2.1 Selección del ventilador

Necesitamos un ventilador capaz de aumentar la presión del aire 50 mbar. Para seleccionar un ventilador, además de este dato, necesitamos el caudal que tiene que mover. En principio, el caudal motor no debe ser superior a 1500 m³/h. Si seleccionamos un ventilador para mover dicho caudal, cuando el motor consume los 1500 m³/h y estemos trabajando en el lado de presiones positivas, no tendríamos caudal en la válvula encargada de aumentar la presión (ALS-PV2) y, por tanto, seríamos incapaces de incrementar la presión.

Por esto, se ha elegido un ventilador capaz de crear 50 mbar con un caudal de 2500 m³/h. Con ello, garantizamos que cualquiera que sea la condición de funcionamiento del motor, por la válvula ALS-PV2 tendremos, como mínimo, un caudal de 1000 m³/h, y por tanto seremos capaces simular +50 mbar. Debido a esto, la unidad de tratamiento de aire también ha tenido que ser dimensionada para un caudal de 2500 m³/h.

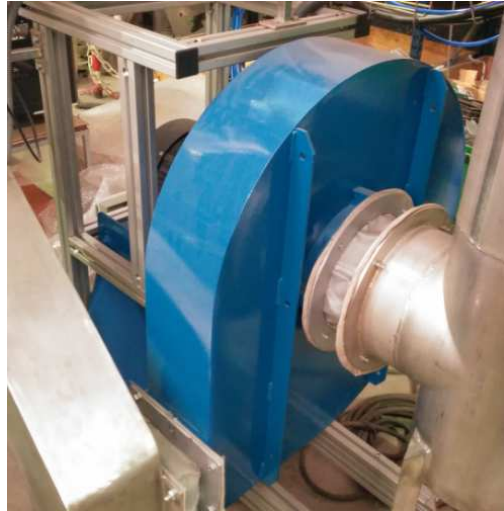


Fig. 3.7: Ventilador seleccionado. [W4]

En la figura 3.7 se muestra una ilustración del ventilador seleccionado. En la figura 3.8 se muestra la curva característica de este ventilador. En ella se muestra la altura que es capaz de dar en cada caudal (curva azul oscuro) y la curva de instalación (curva azul claro). El punto de funcionamiento del ventilador será el punto donde se corten ambas curvas. Esta curva ha sido evaluada para una frecuencia de red de 60 Hz, mientras que este equipo va a trabajar con una frecuencia de 50 Hz; de ahí, el segundo punto que aparece, correspondiente a la frecuencia de 50 Hz.

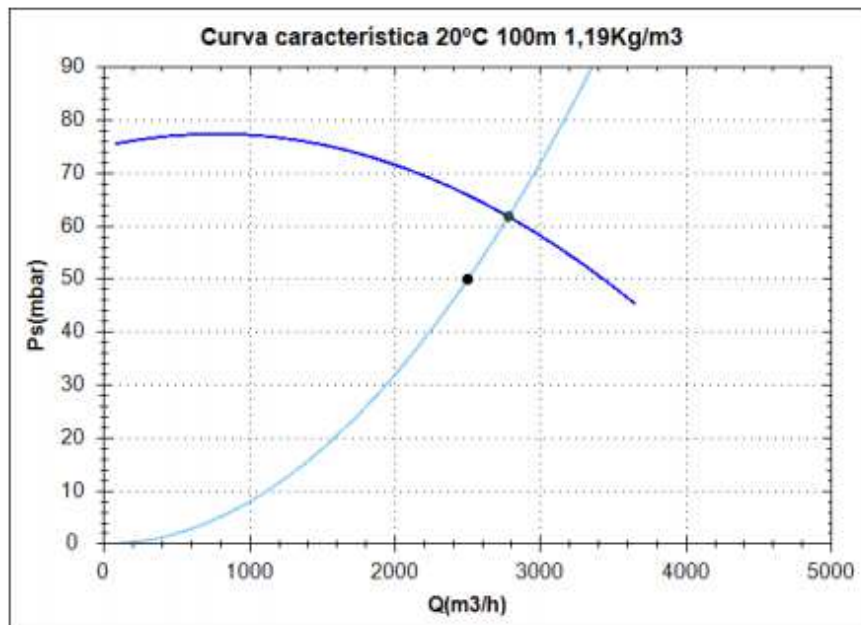


Fig. 3.8: Curva característica del ventilador [W4].



3.2.2.2 Selección de las válvulas control.

Las válvulas de control son una de las partes más importantes del sistema. Tenemos que asegurarnos de poder cubrir todo el rango de presión (0-50 mbar) con el caudal deseado. Además, tenemos que controlar el comportamiento de la válvula, así como el rango de apertura que estamos usando (no es un buen diseño mover la válvula entre un 0 y un 40%). Toda esta información la proporciona el fabricante. En nuestro caso el fabricante es Herberholz [W5].

Es necesario que las válvulas, cuando están totalmente abiertas, causen la menor caída de presión posible. Como veremos más adelante, tendremos problemas para generar presión atmosférica debido a que, aunque las válvulas estén totalmente abiertas, provocan cierta caída de presión.

Además, es necesario ser capaces de crear los 50 mbar con el caudal que circula por las válvulas. Cuanto mayor es el caudal, mayor es la caída de presión. Por ello, tenemos que asegurarnos que cuando el caudal es mínimo, somos capaces de generar la diferencia de presión necesaria. Las 2 condiciones más críticas se han evaluado para diferentes diámetros de las válvulas:

- Posición de la válvula para crear una variación de presión de 2 mbar con caudal máximo (2500 m³/h), con el fin de obtener la caída de presión mínima que provoca la válvula.
- Posición de la válvula para crear una variación de presión de 55 mbar con el caudal mínimo (1000 m³/h), con el fin de comprobar que podemos generar la presión deseada (+50 mbar) con el caudal mínimo (1000 m³/h).

Estas 2 situaciones más críticas se muestran en la fig. 3.9, donde aparecen propiedades como temperatura del aire, presión a la entrada y salida (diferencia de presión), coeficiente de descarga, flujo másico y volumétrico, y tipo de flujo (supersónico o sónico).

Operating data

		Maximum flow	Minimum flow	
Operating temperature	t1	25,0	25,0	°C
Pressure upstream of valve	p1	100,0	100,0	mbar(g)
Pressure downstream of valve	p2	98,0	45,0	mbar(g)
Discharge coefficient	Kv	2.006,5	156,64	m ³ /h
<input type="radio"/> Mass flow rate	qm	3.232,4	1.293,0	kg/h
<input checked="" type="radio"/> Volume flow rate (standard conditions)	qn	2.500,0	1.000,0	m ³ /h
Type of flow		Non-critical	Non-critical	

Fig. 3.9: Situaciones más críticas de las válvulas. [W6]-

Los resultados obtenidos por Herberholz para diferentes diámetros de las válvulas se muestran en las figuras 3.10, 3.11 y 3.12:



Load-dependent auxiliary values

			Maximum flow		Minimum flow	
Stroke/angle-of-rotation ratio	s/s100		91,958		30,046	%
Flow velocity	u2	✓	21,998	✓	9,24	m/s
Mach number (valve outlet)	MaDN	✓	0,06357	✓	0,026702	-
Sound pressure level of valve (A-weighted)	LpAe		20,0		53,0	dB(A)

Fig. 3.10. Propiedades de la válvula DN 200 [W6].

Load-dependent auxiliary values

			Maximum flow		Minimum flow	
Stroke/angle-of-rotation ratio	s/s100		73,519		22,318	%
Flow velocity	u2	✓	14,079	✓	5,9136	m/s
Mach number (valve outlet)	MaDN	✓	0,040685	✓	0,017089	-
Sound pressure level of valve (A-weighted)	LpAe		20,0		52,9	dB(A)

Fig. 3.11. Propiedades de la válvula DN 250 [W6].

Load-dependent auxiliary values

			Maximum flow		Minimum flow	
Stroke/angle-of-rotation ratio	s/s100		63,001		17,898	%
Flow velocity	u2	✓	9,7768	✓	4,1067	m/s
Mach number (valve outlet)	MaDN	✓	0,028254	✓	0,011868	-
Sound pressure level of valve (A-weighted)	LpAe		20,0		51,6	dB(A)

Fig. 3.12. Propiedades de la válvula DN 300 [W6].

A la hora de elegir una válvula u otra, es necesario comprobar que se cubre el rango de presión deseado (0-50 mbar) y que se usa el mayor rango de apertura posible de la válvula, sin acercarse a los extremos. La válvula DN 250 se va a mover entre en 22% y el 73% abierta. Para asegurarnos que la regulación es correcta en este rango, el fabricante facilita la fig. 3.13:

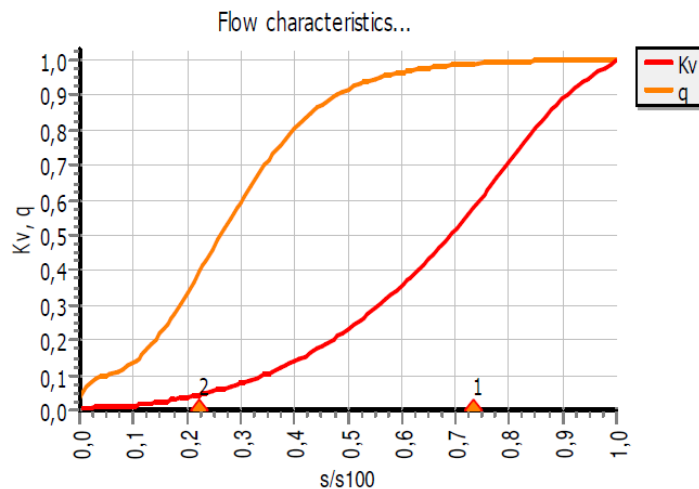


Fig. 3.13: Zona de buena regulación (según Herberholz). [W6]

En la fig. 3.13, se representa en el eje horizontal el porcentaje de válvula abierta, frente a los valores de constante de la válvula (K_v) y caudal (Q) en tanto por 1.

El fabricante recomienda trabajar en la zona lineal de la curva roja (valores de K_v), para garantizar una regulación suave y estable. Por lo tanto, podemos confirmar que la regulación va a ser correcta en el rango de trabajo de la válvula (entre 22% y 73%), y que además, este rango es amplio. Por lo tanto, esta válvula DN 250 será válida para nuestro caso.

Con esto podemos garantizar que la caída de presión cuando la válvula esté totalmente abierta va a ser menor a 2 mbar, ya que para crear una caída de presión de 2 mbar, la válvula no está totalmente abierta, por lo que es de esperar que si abrimos la válvula del todo, la caída de presión sería menor. Además, vamos a ser capaces de provocar una caída de presión de 50 mbar con un caudal de 1000 m³/h, como habíamos previsto a la hora de seleccionar el ventilador; ya que cuando se provoca una caída de presión de 55 mbar con un caudal de 1000 m³/h, la válvula no está totalmente cerrada, por lo que tenemos margen de maniobra. Además, la variación de presión máxima ha de ser de 50 mbar, no 55 mbar, por lo que podemos garantizar que cumplimos con mayor seguridad.

3.3 Control del sistema de compensación de presión.

Lo primero a tener en cuenta a la hora de estudiar cómo controlar el sistema de compensación es que el sistema tiene 2 lados: lado positivo y lado negativo. Por lo tanto, lo primero que el sistema debe decidir es en qué lado trabajar. Dicha selección se hará mediante la comparación entre el valor de consigna y el valor del



proceso. Si necesitamos presiones negativas (en el caso que $P_{atm} > P_{nominal}$), el sistema trabajará en el lado negativo, mientras que si necesitamos presiones positivas (en el caso que $P_{atm} < P_{nominal}$), el sistema trabajará en el lado positivo.

Cuando queremos generar la propia presión atmosférica tenemos problemas, ya que las válvulas originan pérdidas de presión incluso cuando están totalmente abiertas, y por tanto es imposible obtener la misma presión antes que después de las válvulas. Para subsanar este problema, se recurre a “modificar la presión atmosférica que el sistema ve”. Esto consiste en aumentar la presión antes de la válvula ALS-PV1, de tal forma que después, al producirse la caída de presión que siempre se produce, se obtenga la presión atmosférica. Dicha presurización se realiza con el ventilador de la unidad de tratamiento del aire (airtake25).

En la fig. 3.14 se muestra cómo se cubre cada rango de presión:

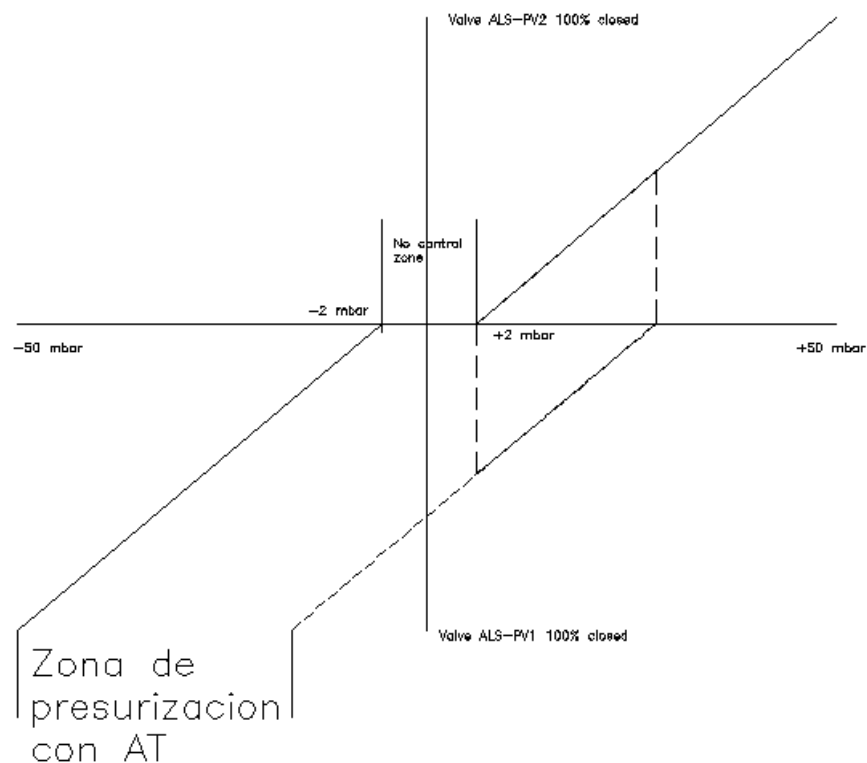


Fig. 3.14: Rango de presión que debe cubrir el sistema.

En la fig. 3.14, se representa el rango de presión (desde -50 a +50 mbar) en el eje horizontal. En el eje vertical se representa la posición de las válvulas, 0 a 100 % (donde el 100% equivale a la válvula completamente cerrada). En el lado positivo



trabajamos con la válvula ALS-PV2, mientras que la válvula ALS-PV1, permanece abierta. En el lado negativo ocurre lo contrario. Así, como se puede ver en la fig. 3.13, a medida que cerramos las válvulas, se aumenta la caída de presión.

Mediante la presurización con la unidad de tratamiento de aire, lo que hacemos es desplazar la zona que podemos controlar con el lado negativo hacia la derecha. Con esto conseguimos una zona en la que es posible hacer un control mediante ambos lados (positivo y negativo), llamada zona de histéresis (fig. 3.15). Esta zona es necesaria, debido a que puede ser que justo tengamos que trabajar en el punto de cambio de lado, haciendo que el sistema cambie de lado con una ligerísima variación en la medida de la presión, disminuyendo la precisión. De esta forma garantizamos trabajar en un lado durante un tiempo.

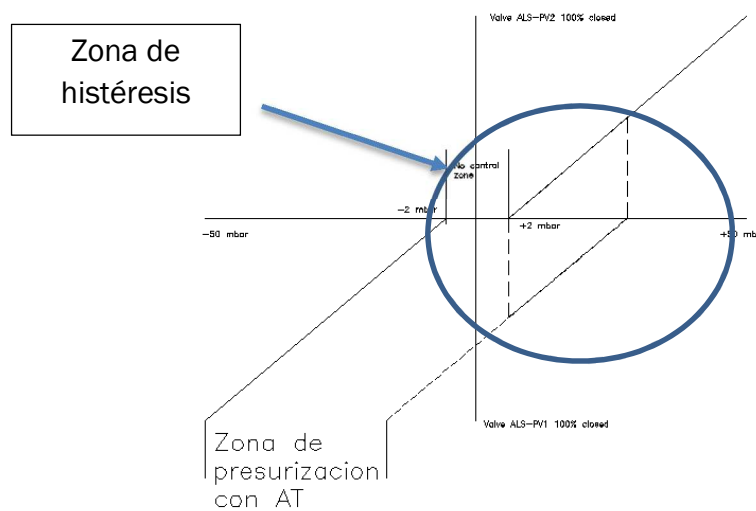


Fig. 3.15: Zona de histéresis del sistema de control.

Como se ha comentado anteriormente, hay que hacer una comparación entre el valor del proceso y el de consigna para ver en qué lado hay que entrar (si positivo o negativo). Esta comparación se realiza mediante un IF (véase fig. 3.16).

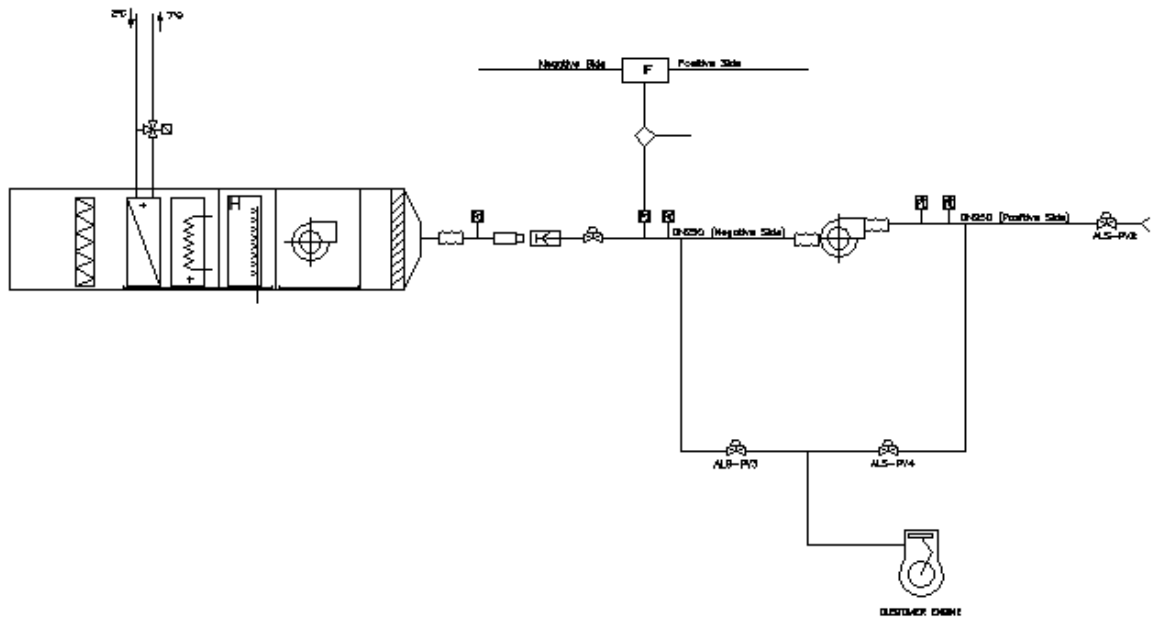


Fig. 3.16: Comparación mediante un IF.

Un IF lo que hace es cuantificar el error entre un valor y otro. Cuando ese valor es mayor o igual a un parámetro, el sistema trabaja en el lado negativo y, si es menor, trabaja en el lado positivo. Dicho parámetro es el valor del error en la mitad de la zona de histéresis. (Véase fig. 3.17).

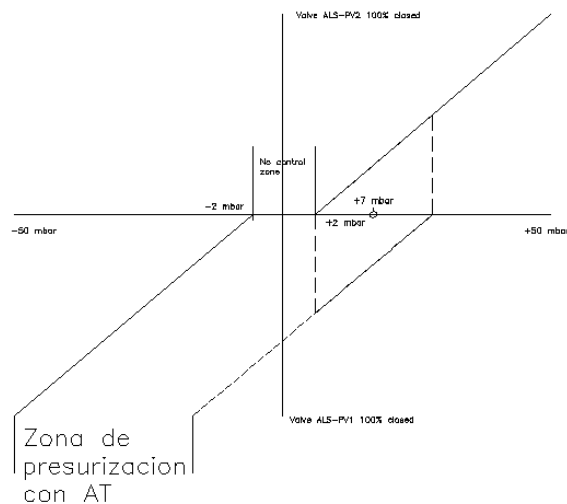


Fig. 3.17: Parámetro de control.



De esta forma cuando $P_{atm} - P_{nom} \geq 7\text{mbar}$, el sistema trabajará en el lado negativo, mientras que cuando $P_{atm} - P_{nom} < 7\text{mbar}$, el sistema trabajará en la lado positivo. Si $P_{atm} - P_{nom} = 7\text{mbar}$, el sistema entrará en el lado negativo. Gracias a la zona de histéresis, si el error cambia ($P_{atm} - P_{nom} = 6.5\text{mbar}$), se podrá llegar al valor consigna en ese mismo lado, sin tener que hacer una transición.

Una vez que conocemos cómo va a decidir el sistema, si trabajar con un lado o con otro, solo nos queda saber cómo se va a realizar el control en cada uno de los lados. El control se realiza mediante PIDs y comparadores. El comparador cuantifica el error entre el valor medido y el valor de consigna. Este error es procesado por un PID, el cual proporciona una salida. Dicha salida tiene una parte derivativa, integral y proporcional al error, de tal forma que se tenga en cuenta no solo el valor del error, sino también cómo ha evolucionado y la velocidad de cambio de dicho error. Dependiendo de los requisitos, se dará más importancia a una parte o a otra. Esta salida será enviada a un actuador para que se corrija dicho error. Un actuador es un dispositivo capaz de transformar energía hidráulica, neumática o eléctrica en la activación de un proceso con la finalidad de generar un efecto sobre un proceso automatizado (eliminar la diferencia entre el valor medido y el valor consigna).[Cavada]

En las fig. 3.18 y 3.19 se muestran un esquema de los lazos de control:

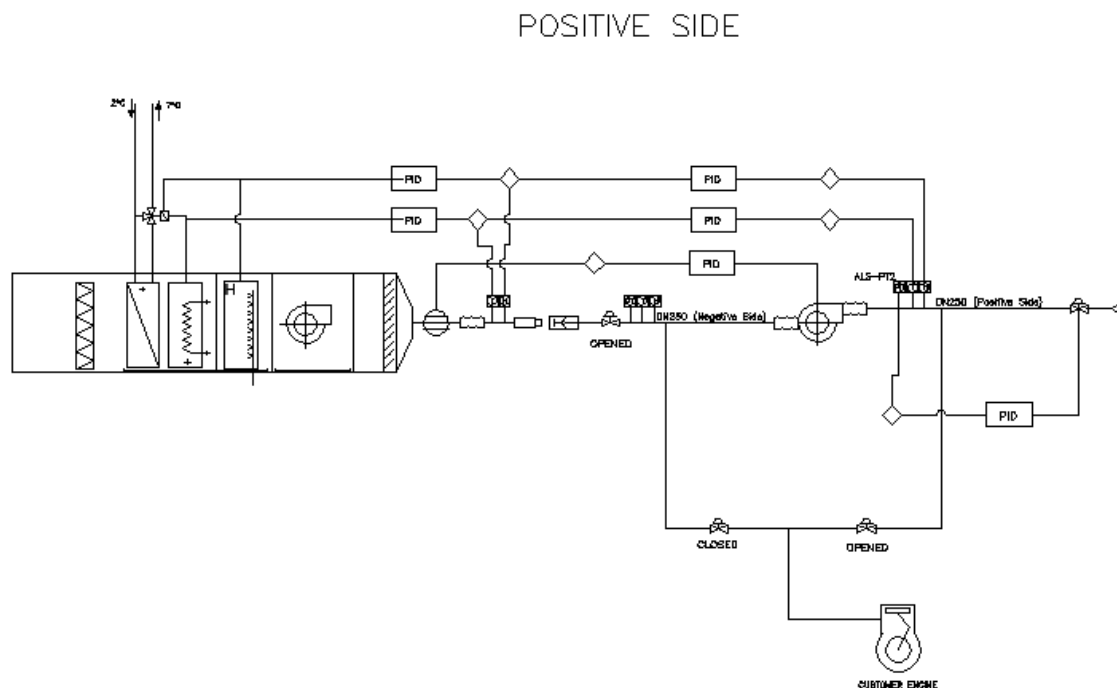


Fig. 3.18: Control del lado positivo.

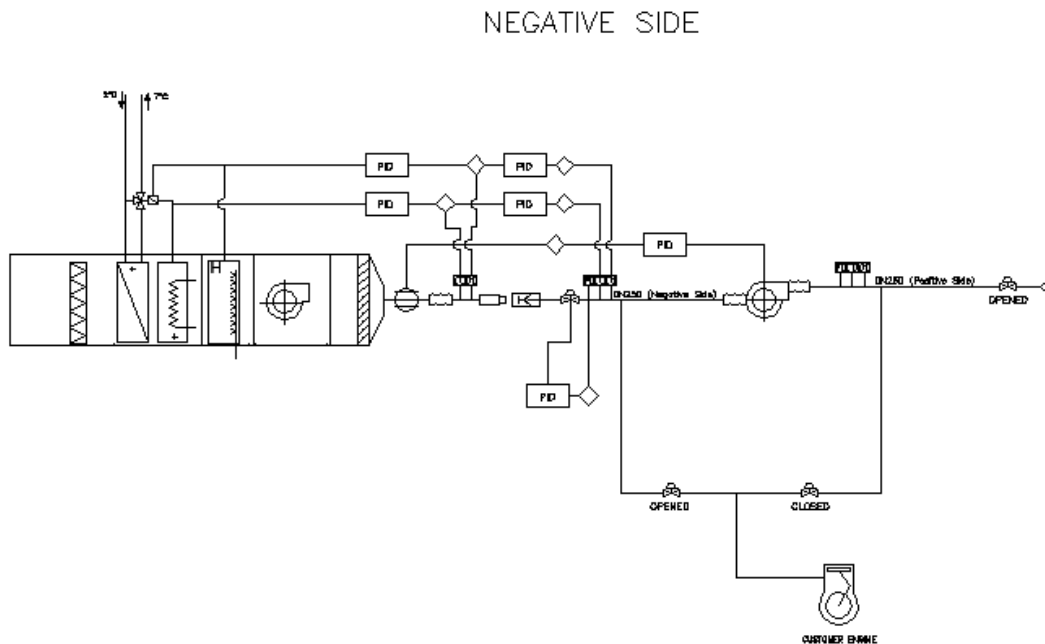


Fig. 3.19: Control del lado negativo.

Como se puede observar en la fig 3.18 y en la fig. 3.19, el control de la presión se realiza con un PID entre el sensor de presión y la válvula de control. Para el control de presión y temperatura, se recurre a un PID corregido entre la salida del airtake y el sensor en la admisión del motor. Dicho PID corregido es necesario debido a que el ventilador modifica la temperatura del aire a su paso, calentándolo. Además, es necesario tener una temperatura mínima en el humidificador para poder aportar toda la humedad necesaria.

Se ha de disponer también un PID entre el ventilador y el caudalímetro colocado a la salida del airtake. Esto es necesario porque una gran variación de caudal en el airtake provocaría una disminución de la precisión en el control de la temperatura y humedad. Con este PID se consigue modificar la velocidad de giro del ventilador y así tener un caudal uniforme en la unidad de tratamiento de aire, independientemente de la condición de funcionamiento del motor. Cuando trabajamos en el lado negativo, el caudal de aire que pasa por el ventilador depende de la condición de funcionamiento del motor, mientras que la variación de presión debe ser la misma. Para conseguir esto, no hay otro remedio que actuar sobre la velocidad de giro el ventilador.



3.4 Cálculos previos: del calentamiento del aire y dimensionamiento de los tubos.

Es importante estimar cómo se van a comportar algunos elementos de nuestro sistema de tal forma que podamos garantizar que el diseño es correcto. Es imprescindible estimar cuál va a ser el calentamiento del aire en el ventilador, ya que si éste es muy elevado, será necesario una segunda unidad de tratamiento de temperatura para disipar todo el calor absorbido por el aire y, por tanto, el diseño no sería válido. Además, tenemos que asegurarnos de que las pérdidas en los tubos son aceptables, ya que si no, no seríamos capaces de alcanzar los rangos de presión requeridos por el cliente.

3.4.1 Estimación del calentamiento del aire en el ventilador.

El hecho de comprimir el aire hace que se caliente. Además, todos los ventiladores siguen un proceso no isentrópico, y, por lo tanto, tendrán una ineficiencia que se traduce en un calentamiento extra del aire. [Rodenas]

Esta estimación no es trivial. Por ello se exponen 2 metodologías paralelas distintas que permiten estimar el calentamiento del aire, con el fin de escoger la más desfavorable. Un método se basa en el rendimiento isentrópico del ventilador, y el otro, en el porcentaje de energía consumida que se traduce en calor (ineficiencia). [Blanco 2014-c]

3.4.1.1. Método basado en la ineficiencia del ventilador:

En este caso, la variación de temperatura en el ventilador dT [°C] se ha calculado mediante la (ec 3.1):

$$\%E = \frac{C_{P \text{ AIRE}} \cdot Q \cdot \rho \cdot (dT)}{W} * 100 \quad (3.1)$$

Donde:

- $C_{P \text{ AIRE}}$ = Calor específico del aire [J/kg · °K].
- Q = Caudal de aire [m³/s].
- ρ = Densidad del aire [kg/m³].
- W = potencia consumida por el ventilador [W].
- $\%E$ = Porcentaje de energía que se traduce en un calentamiento del aire.



Suponemos que la energía que se usa para calentar (pérdidas del ventilador) es %E=50%. Se puede obtener la potencia requerida por el aire para ser presurizado según ec. (3.2):

$$P_{\text{aire}} = Q \cdot \Delta P \quad (3.2)$$

Donde:

- P_{AIRE} = Potencia requerida para presurización [W].
- Q = Caudal de aire [m^3/s].
- ΔP = Variación de presión [Pa].

Como sabemos, la potencia eléctrica consumida por el ventilador va a ser mayor que la necesaria para presurizar el aire debido a las pérdidas. Por ello, es posible calcular cuál es la potencia eléctrica consumida por el ventilador, ya que hemos supuesto que la mitad de la potencia eléctrica consumida va a parar a calentar el aire, y, por tanto, la otra mitad irá a parar a aumentar la presión del aire. (ec. 3.3):

$$P_{\text{ELÉCTRICA}} = \frac{P_{\text{REQUERIDA}}}{\frac{100 - \%E}{100}} \quad (3.3)$$

Donde:

- $P_{\text{REQUERIDA}}$ = Potencia requerida para presurización [W].
- $P_{\text{ELÉCTRICA}}$ = Potencia eléctrica consumida por el ventilador [W].
- %E = Porcentaje de energía que se usa para calentar el aire.

Ahora se dispone de todos los datos para calcular el calentamiento del aire en el ventilador mediante este método.

Calentamiento debido a la ineficiencia		
ΔP aire	5000	Pa
Q aire	0.694444	m^3/s
Potencia requerida para presurizar el aire	3.472	kW
%E supuesto	50	%
Potencia eléctrica consumida por el ventilador	6.944444	kW
Potencia destinada a calentar el aire.	3.472222	kW
dT debido a la ineficiencia	4.12	$^{\circ}\text{C}$
dT suponiendo que toda la potencia se destina a calentar el aire.	8.23	$^{\circ}\text{C}$

Fig.3.20. Estimación del calentamiento del aire mediante el método basado en la ineficiencia del ventilador.



Como se puede observar en la fig.3.20, el valor de dT que se estima por esta metodología es de 4.12 °C.

3.4.1.2. Método basado en el rendimiento isentrópico del ventilador:

Se supone que el rendimiento isentrópico del compresor es del 75%. En este caso dT se ha calculado a través de la ec. (3.4):

$$T_{OUTLET} = \frac{T_{INLET} \cdot \left(\frac{P_{OUTLET}}{P_{INLET}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{\eta} \quad (3.4)$$

Donde:

- T_{INLET} = Temperatura a la entrada del ventilador [°K].
- T_{OUTLET} = Temperatura a la salida del ventilador [°K].
- P_{INLET} = Presión a la entrada del ventilador [Pa].
- P_{OUTLET} = Presión a la salida del ventilador [Pa].
- μ = Rendimiento isentrópico.
- K = Constante politrópica.

Y por tanto, según la ec. (3.5):

$$T = T_{outlet} - T_{inlet} \quad (3.5)$$

Se obtienen los valores de la variación de temperatura dT mostrados en fig. 3.21: Como se puede observar, el valor de dT que se estima por esta metodología es de 21.49°K.

Calentamiento debido al rendimiento isentrópico		
Rendimiento isentrópico	75	%
k aire	1.4	
(k-1)/k	0.286	
Presión a la entrada	94000	Pa
Presión a la salida	101300	Pa
Temperatura a la entrada	10	°C
Temperatura a la salida	31.49	°C
dT	21.49	°C

Fig. 3.21. Estimación del calentamiento del aire mediante el método basado en el rendimiento isentrópico del ventilador.



3.4.1.3. Comparativa entre ambos métodos

En nuestro caso el método más adecuado es el primero, ya que si se supone que toda la potencia absorbida por el ventilador se destina a calentar aire, se puede obtener una cota máxima de dicho calentamiento con total seguridad.

Por ello, se ha supuesto que toda la potencia que el ventilador consume, va a parar al calentamiento del aire. Por lo tanto, sería imposible que el aire se calentara más que eso. Como comprobaremos luego, cuanto mayor es la potencia, mayor es el caudal, por lo que la potencia máxima se da para el caudal máximo. Por lo tanto, podemos garantizar que el aire nunca se va a calentar más de 9 °C.

En este caso, únicamente será necesario calentar menos el aire en el airtake, para obtener después el valor consigna deseado.

3.4.2 Selección del dimensionamiento de los tubos

Es importante realizar correctamente el dimensionamiento de los tubos. El condicionante del dimensionamiento son las pérdidas de presión que son aceptables en los tubos. El diámetro de los tubos debe ser lo suficientemente grande para que la pérdida de presión que causen pueda ser asumida por el ventilador. Las pérdidas dependen básicamente de la velocidad, por lo que en función del caudal y de la velocidad que deseemos podemos colocar un diámetro u otro. [White]

En la fig. 3.22 y en la fig. 3.23 se hace una estimación del caudal que va a circular por cada tubo.

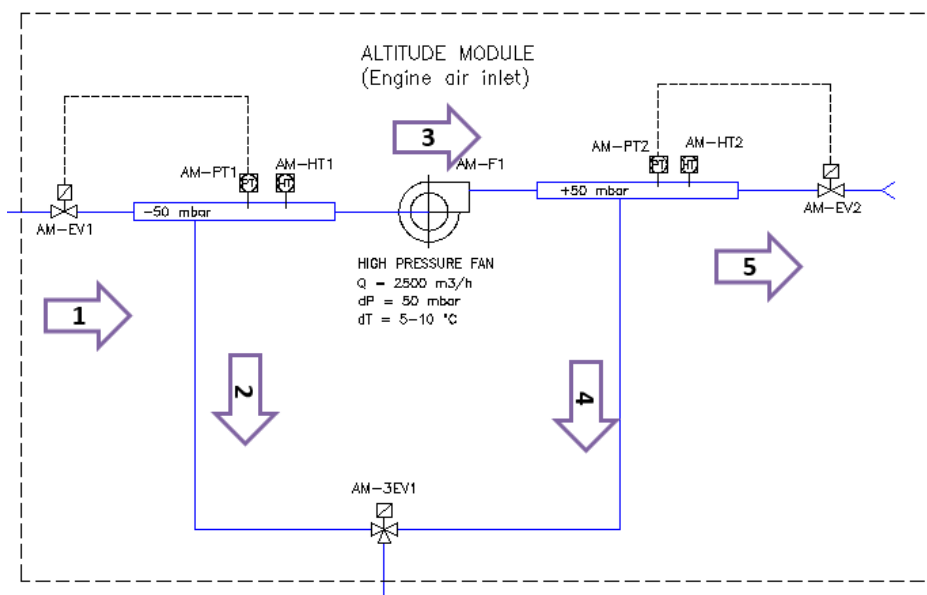


Fig. 3.22. Nomenclatura de los tubos. [Blanco 2014-a]



En la fig.3.22, se asigna un número a cada tubo, para poder hacer referencia ellos más fácilmente.

- En el lado negativo: por el tubo 1 siempre pasarán 2500 m³/h, por el tubo 2 pasará lo que consuma el motor (0-1500 m³/h); el caudal restante pasará por el tubo 3 y saldrá por el 5, ya que nada circulará por el tubo 4. Este caudal restante estará entre 1000 y 2500 m³/h.
- En el lado positivo: por el tubo 1 y por el tubo 3 siempre pasarán 2500 m³/h, ya que nada circulará por el tubo 2. Por el tubo 4 pasará lo que consuma el motor (0-1500 m³/h); el caudal restante pasará por el tubo 5. Este caudal restante estará entre 1000 y 2500 m³/h.

En la figura 3.23 se muestran los caudales en cada tubo en cada caso (lado positivo y lado negativo):

		Caudal en diferentes tubos el sistema (m ³ /h)				
		1	2	3	4	5
Presión positiva		2500	0 - 1500	1000 - 2500	0	1000 - 2500
Presión negativa		2500	0	2500	0 - 1500	1000 - 2500

Fig. 3.23: Caudal en los diferentes tubos.

Una vez que estimamos el caudal en los diferentes tubos, podemos colocar un diámetro de tal forma que las pérdidas que tengamos en cada tubo puedan ser vencidas por el ventilador.

3.5 Verificación del comportamiento.

Una vez que el equipo se ha fabricado mecánicamente y vestido eléctricamente, se realizan unas pruebas para comprobar que todo funciona correctamente, antes de enviarlo al cliente. Estas pruebas son unas medidas experimentales que forman parte del trabajo en campo del ingeniero. Con ellas, el ingeniero se cerciora de que todo funciona correctamente.

Este sistema incorpora un scada. El scada (**S**upervisory **C**ontrol **A**nd **D**ata **A**cquisition) es un software para ordenadores que permite controlar y supervisar procesos industriales [Cavada]. Facilita retroalimentación en tiempo real con los dispositivos de campo (sensores y actuadores). Como hemos visto anteriormente, el sistema lleva incorporado sensores de presión, temperatura y humedad, así como un caudalímetro. Con ellos se comprobará que todo funciona correctamente.



Se estudiarán en este epígrafe las propiedades del ventilador y de las válvulas, así como se harán pruebas de funcionamiento y una caracterización de la zona de no control o zona de transición (cuando se deben generar presiones similares a presión atmosférica).

3.5.1 Propiedades del ventilador [W4].

El ventilador es una de las partes más importantes junto con las válvulas, y es importante corroborar que todo funcione correctamente. Para ello, se han obtenido las curvas del ventilador para diferentes regímenes de giro, así como la potencia consumida y el calentamiento del aire a su paso, todo de forma experimental. Este último paso es especialmente importante para corroborar las estimaciones hechas en apartado anterior.

Se han obtenido los siguientes valores experimentales (fig. 3.24):

RPM VENTILADOR	CAUDAL (m ³ /h)	ΔP (mbar)	ΔT (OC)	POTENCIA (W)
2920	3888	12	5.75	8061
	3358	18	6.2	8193
	3004	35.5	6.9	8392
	1944	56.5	7.98	6741
	884	64	10.26	4817
	283	63	12.1	4014
2336	3181	9	3.75	5299
	2916	11	4	5161
	2651	23	4.4	4758
	1767	36	5.2	3973
	707	41	7	3095
	265	40	9	2771
1752	2474	4	2.5	2722
	2297	6	2.5	2687
	1944	11	2.6	2512
	1237	20	3	2268



	530	23	3.7	1989
	194	23	4	1919
1168	1502	1	1.45	1418
	1414	2	1.45	1394
	1237	4	1.45	1371
	795	8	1.5	1323
	353	10	1.7	1300
	141	10	1.83	1288
584	778	0	0.4	767
	707	0	0.34	767
	663	0.5	0.34	779
	442	1.5	0.4	767
	194	2	0.55	779
	71	2	0.53	779

Fig. 3.24: Medidas experimentales para la caracterización del ventilador.

En la fig. 3.24 se muestra, en la primera columna, la velocidad de giro del ventilador [rpm]; en la segunda, el caudal Q que mueve en ventilador [m^3/h]; en la tercera columna, la variación de presión ΔP (mbar); en la cuarta, variación de temperatura ΔT ($^{\circ}\text{C}$); y en la última la potencia consumida W [W]. Para obtener estos datos, se hacía funcionar el ventilador a un régimen fijo y se va cerrando la válvula de tal forma que se recorra toda la curva del ventilador, aumentando la ΔP y disminuyendo el caudal. Con estos valores podemos obtener las diferentes ΔP en función del caudal y del régimen de giro del ventilador (fig. 3.25):

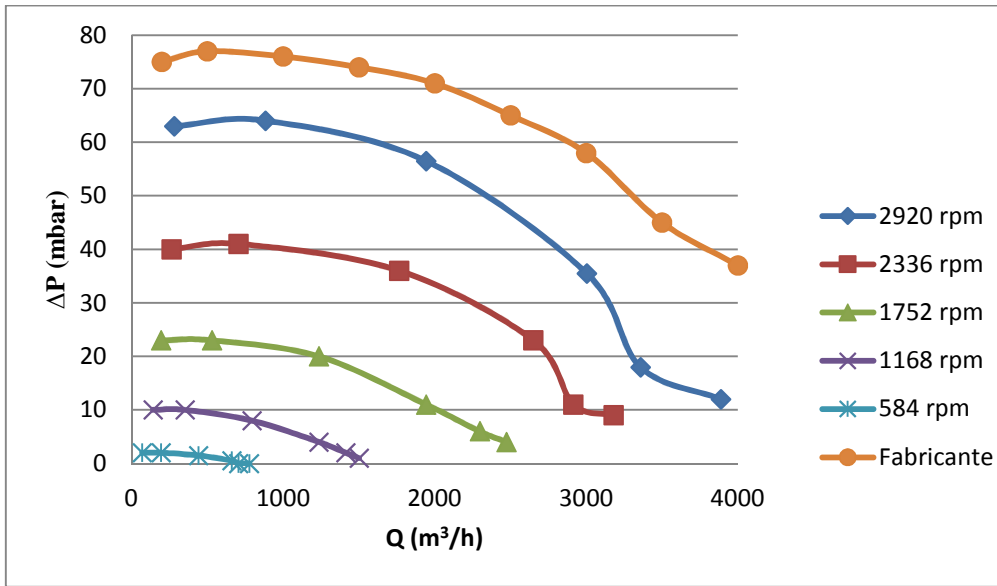


Fig. 3.25: Valores experimentales de ΔP Ventilador (eje vertical) en función del caudal (Q) (eje horizontal), para diferentes regímenes de giro, según leyenda.

Como se puede observar en la fig. 3.25, a mayor número de rpm, mayor ΔP . La curva proporcionada por el fabricante está medida para una frecuencia de 60 Hz, lo que equivale a 3504 rpm. La frecuencia eléctrica en España es de 50Hz, lo que equivale a 2920 rpm.

También se puede estudiar cómo varía la potencia en función del caudal y del régimen de giro (fig. 3.26):

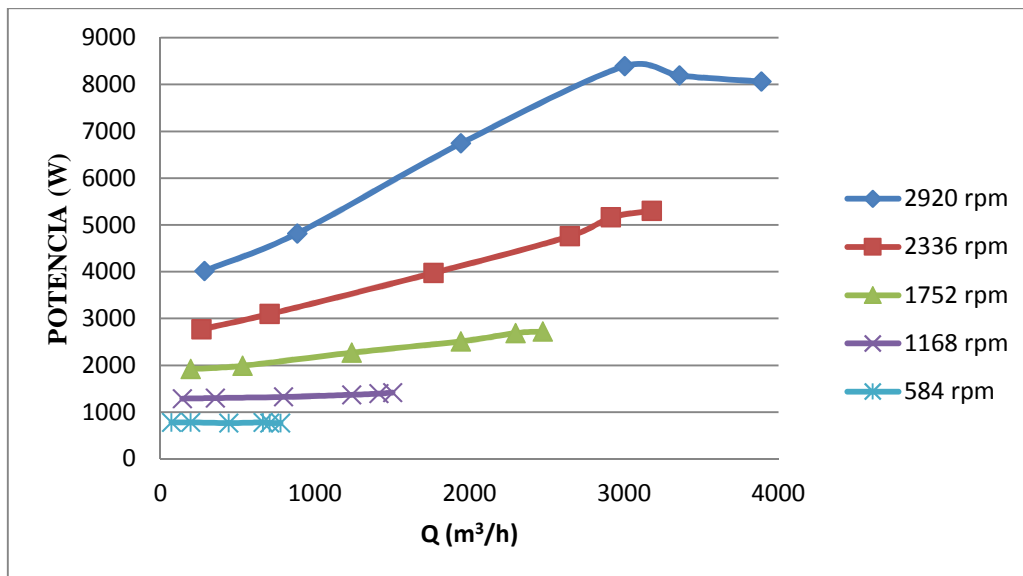


Fig. 3.26: Potencia consumida por el ventilador. Se representa la potencia eléctrica consumida por el ventilador (eje vertical) frente al caudal (eje horizontal), para diferentes regímenes de giro, según leyenda.



Como se puede observar en la fig. 3.26, a mayor caudal (Q), mayor potencia consumida (W). En general esto ocurre en todas las maquinas centrifugas. [White].

A partir de estos valores experimentales mostrados en la fig. 3.24, también se ha hecho un estudio de cómo afecta el ventilador a la temperatura del aire. Así, en la fig. 3.27 se puede observar el porcentaje de energía eléctrica que se ha transformado en calor (perdidas) debido a la ineficiencia del ventilador, para diferentes regímenes de giro del ventilador y diferentes caudales.

Se ha utilizado la ec. (3.1):

$$\%E = \frac{c_{P\text{ AIRE}} \cdot Q \cdot \rho \cdot (\Delta T)}{W} * 100 \quad (3.1)$$

Obteniendo los resultados mostrados en la fig. 3.27:

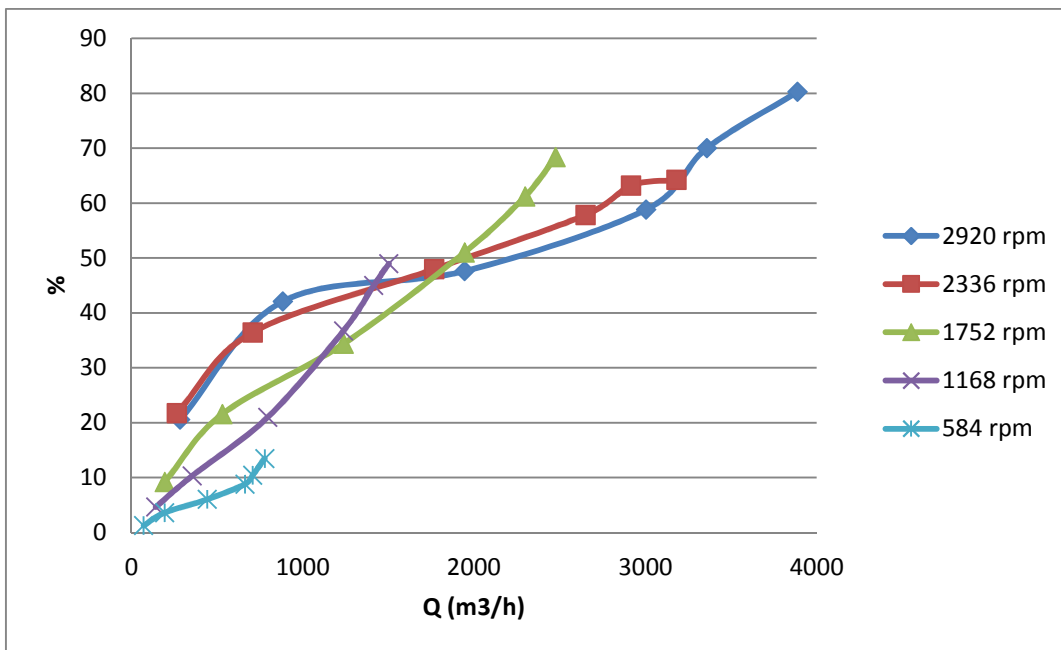


Fig. 3.27: Representación del porcentaje de energía transformada en calor debido a la ineficiencia del ventilador (eje vertical) frente al caudal (eje horizontal), para distintos regímenes de giro.

Como se puede observar en la fig. 3.27, para un caudal de 2500 m³/h, un 50% de energía se convierte en calor, tal y como habíamos supuesto.

También se ha calculado en rendimiento isentrópico, según ec. (3.4):

$$\eta = \frac{T_{INLET}}{T_{OUTLET} \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (3.4)$$



En la fig. 3.28 se muestra el rendimiento isentrópico (μ) en función del régimen de giro del ventilador y del caudal:

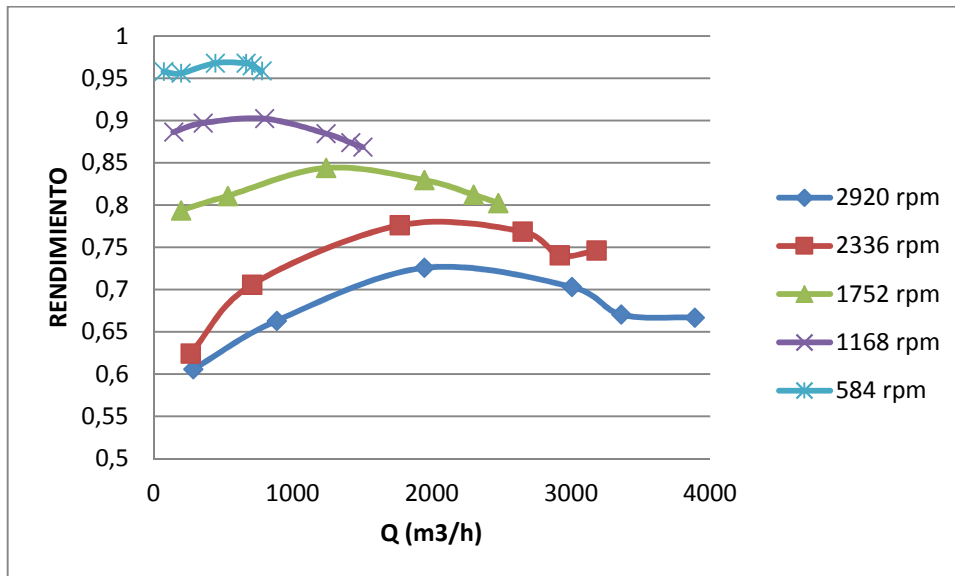


Fig. 3.28: Se representa el rendimiento isentrópico (eje vertical) frente al caudal (eje horizontal).

Como se puede observar en la fig. 3.28, a menores revoluciones mejor rendimiento. Dicho rendimiento nunca puede ser menor que 1, ya que implicaría que se está enfriando el aire, y realmente le estamos aportado energía.

Además de la energía que se pierde calentando el aire, también se transmite al aire energía en forma de presión. Para ello, se ha calculado el rendimiento mecánico, que ilustra qué cantidad de energía consumida por el ventilador es la que realmente cumple su misión, que es aumentar la presión del aire:

Para su cálculo se ha usado la ec. (3.6):

$$\eta = \frac{\Delta P \cdot Q}{W} \quad (3.6)$$

Donde:

- ΔP es la variación de presión provocada en el ventilador.
- Q es el caudal que mueve el ventilador.
- W es la potencia consumida.



En la fig. 3.29 se muestra el rendimiento mecánico (μ) en función del caudal y del régimen de giro del motor:

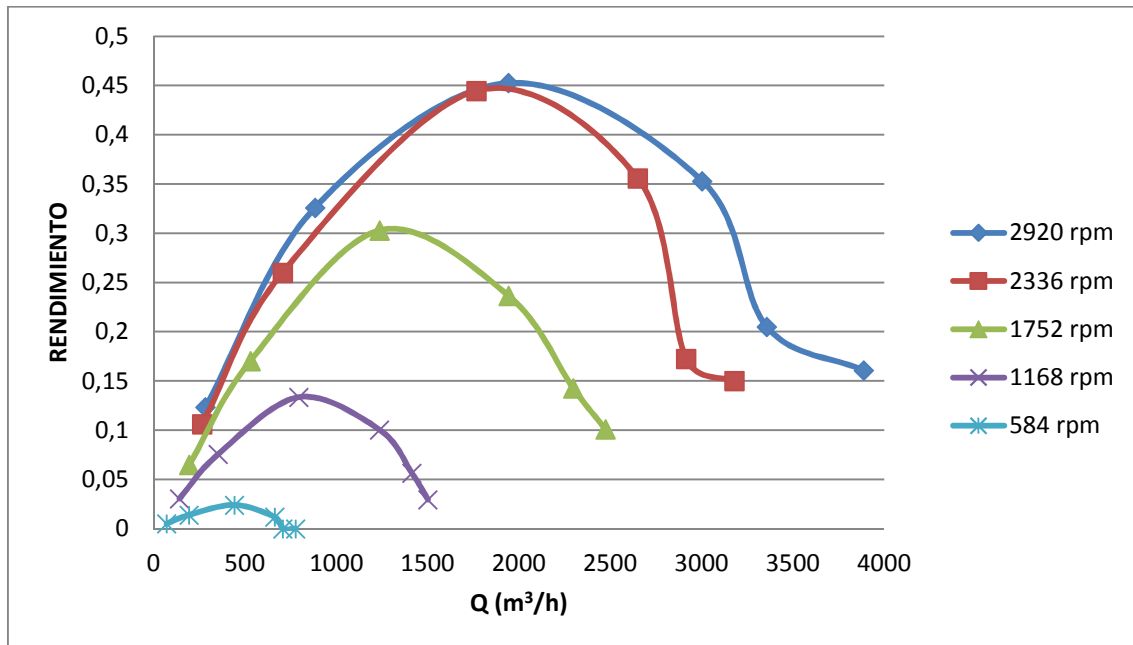


Fig. 3.29: Rendimiento mecánico. Se representa el rendimiento mecánico en el eje vertical frente al caudal [m³/h] en el eje horizontal.

Como se puede ver en la fig.3.29, el rendimiento máximo se obtiene para el máximo régimen giro y tiene un valor de 0.45. Esto nos ilustra lo poco eficientes que son este tipo de máquinas.

Por lo tanto, la suma de la cantidad de energía que se transforma en presión y la cantidad de energía que se transforma en calor, es la energía que consume el ventilador. O lo que es lo mismo, la suma del rendimiento mecánico y del rendimiento energético calculado anteriormente (%E), debería sumar 1. Esto se ilustra en la fig. 3.30, de nuevo en función del caudal y del régimen de giro del ventilador:

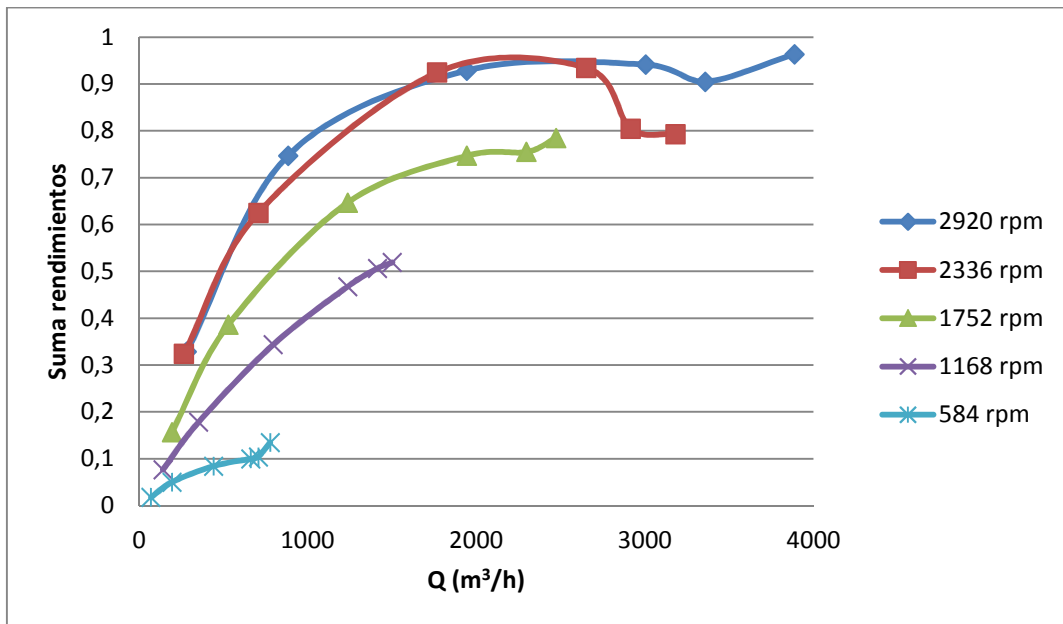


Fig. 3.30. Suma rendimientos.

Como se puede observar en la fig. 3.30, la suma no es 1. Esto se debe a que hay pérdidas que se traducen en calor disipado al exterior (no al aire). Estas pérdidas son las perdidas por rozamiento en el motor, alabes... Se puede ver que, para caudales muy pequeños, estas pérdidas se hacen muy notables. Casi toda la potencia se disipa al exterior.

3.5.2 Propiedades de las válvulas.

Junto con el ventilador, las válvulas son otra parte esencial del equipo, por lo que hay que comprobar que funcionan correctamente. Esto implica que se comporten como habíamos predicho a la hora de su diseño.

Las pérdidas en la válvula dependen de la posición de ésta y a su vez del caudal volumétrico que atraviese la válvula. De esta forma, se cumple que ec. (3.7):

$$\Delta P = K_v \cdot Q^2 \quad (3.7)$$

Donde:

- ΔP es la variación de presión.
- Q es el caudal que atraviesa la válvula.
- K_v es la constante de la válvula.



La constante K_v solo depende de la posición de la válvula, aumentando a medida que la válvula se cierra. Se han tomado datos a distintos regímenes de giro del ventilador aunque que la constante K_v debe solo debe depender de la posición.

Al igual que los datos medidos para el ventilador, para las válvulas se han obtenido de forma experimental también, los siguientes datos mostrados en la fig. 3.31 y en la fig. 3.32:

- Válvula ALS-PV2: Presiones positivas:

RPM VENTILADOR	%VALVULA	CAUDAL (m ³ /h)	ΔP VALV (mbar)	K_v
2920	0	3888	7	4.631E-07
	20	3358	13	1.153E-06
	40	3004	32	3.546E-06
	60	1944	55	1.455E-05
	80	884	64	8.189E-05
	100	283	63	7.866E-04
2336	0	3181	5	4.941E-07
	20	2916	8	9.408E-07
	40	2651	20	2.846E-06
	60	1767	35	1.120E-05
	80	707	41	8.202E-05
	100	265	40	5.696E-04
1752	0	2474	2	3.268E-07
	20	2297	4	7.581E-07
	40	1944	10	2.646E-06
	60	1237	20	1.307E-05
	80	530	23	8.188E-05
	100	194	23	6.111E-04
1168	0	1502	1	4.433E-07
	20	1414	2	1.001E-06
	40	1237	4	2.614E-06



	60	795	8	1.266E-05
	80	353	10	8.025E-05
	100	141	10	5.030E-04
584	0	778	0	0
	20	707	0	0
	40	663	0.5	1.137E-06
	60	442	1.5	7.678E-06
	80	194	2	5.314E-05
	100	71	2	3.967E-04

Fig. 3.31: Medidas experimentales de la válvula ALS-PV2.

- Válvula ALS-PV1: Presiones negativas:

RPM VENTILADOR	%VALVULA	CAUDAL (m ³ /h)	ΔP VALV 1 (mbar)	K _v
2336	0	3181	3.7	3.657E-07
	20	2827	5.7	7.132E-07
	40	2651	12.6	1.792E-06
	60	1590	28.6	1.131E-05
	80	627	39.2	9.9713E-05
	100	265	39.6	5.639E-04
1752	0	2474	2.3	3.758E-07
	20	2209	3.4	6.968E-07
	40	1679	7.4	2.625E-06
	60	1325	16.4	9.341E-06
	80	530	22.4	7.974E-05
	100	212	23.1	5.140E-04
1168	0	1944	1.4	3.704E-07
	20	1590	1.75	6.922E-07
	40	1237	3.6	2.353E-06



	60	884	7.7	9.853E-06
	80	353	10.4	8.346E-05
	100	141	10.6	5.333E-04

Fig. 3.32. Medidas experimentales de la válvula ALS-PV1.

Tanto en la fig. 3.31 como en la fig. 3.32 se representa en la primera columna las revoluciones del ventilador [rpm]; en la segunda, el porcentaje de válvula cerrada; en la tercera columna, el caudal Q que mueve en ventilador [m^3/h]; en la cuarta, la variación de presión causada por la válvula ΔP [mbar] y, en la última columna, se muestra en K_v [$\text{mbar} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6$]; calculado según ec 3.7:[W3]

$$K_v = \frac{\Delta P}{Q^2} \quad (3.7)$$

La metodología de estas mediciones ha sido igual que la de las mediciones de los datos del ventilador. Con un régimen de giro constante del ventilador se ha ido cerrando la válvula y contabilizando la variación de presión causada por la válvula. Ésta no es la misma que la causada por ventilador, ya que la otra válvula también provoca una caída de presión aunque esté totalmente abierta. Por tanto la variación de presión en la válvula ALS-PV1 (presiones negativas) será la presión ambiente menos la presión a la entrada del ventilador. Y la variación de presión de la válvula ALS-PV2 (presiones positivas) será la diferencia entre la presión a la salida del ventilador y a presión ambiente.

Con estos datos, podemos graficar la caída de presión que causa cada válvula en función del caudal y del porcentaje abierta. Estos datos se muestran en la fig. 3.33 para la válvula ALS-PV2 (presiones positivas) y en la fig. 3.34 para la válvula ALS-PV1 (presiones negativas). [White].

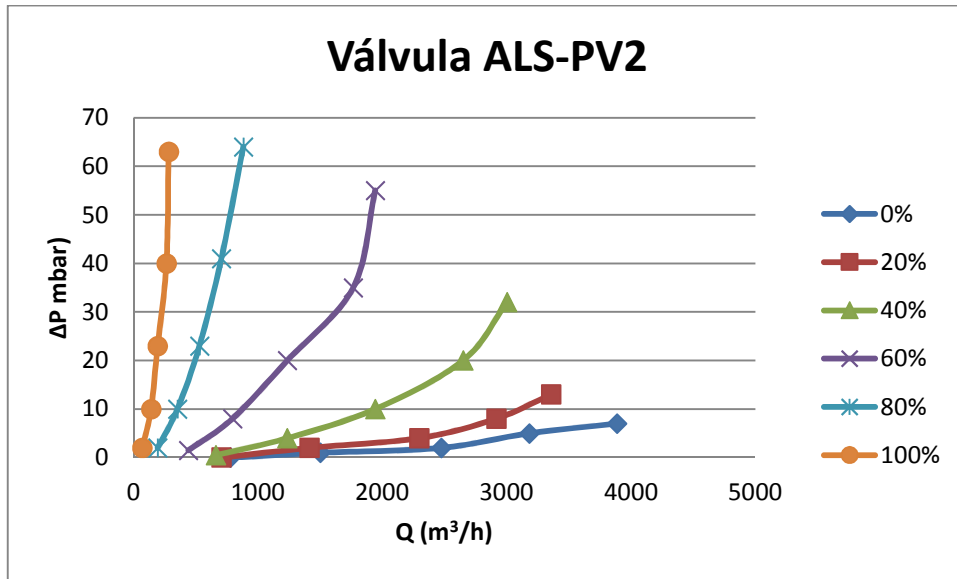


Fig. 3.33. Representación de la ΔP creada por la válvula ALS-PV2 en función del caudal para distintas posiciones, siendo el 100% correspondiente a la válvula completamente cerrada.

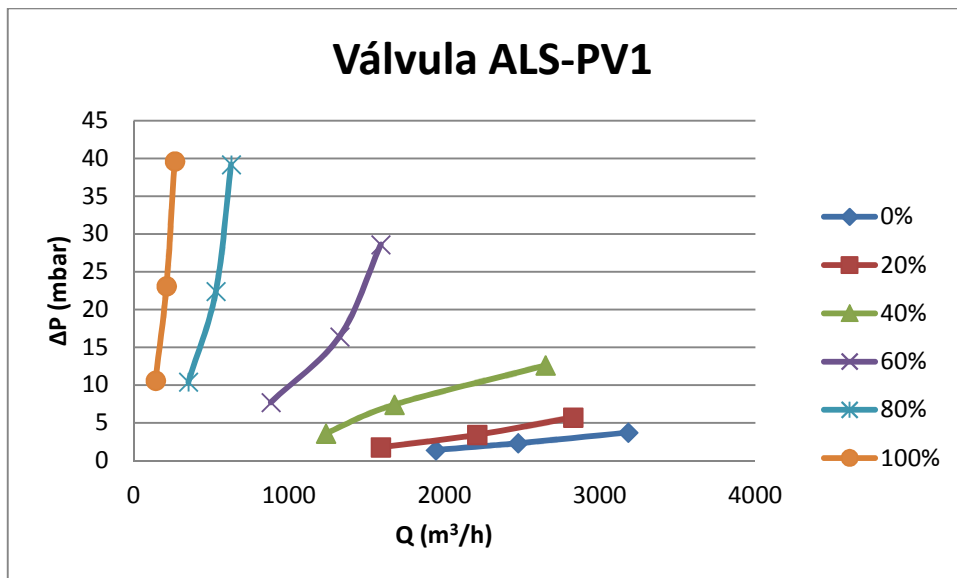


Fig. 3.34. Representación de la ΔP creada por la válvula ALS-PV1 en función del caudal para distintas posiciones, siendo el 100% correspondiente a la válvula completamente cerrada.

Como se puede observar en la fig. 3.33 y en la fig. 3.34, cuanto más cerrada está, mayores ΔP se causa (aumenta K_v), y, para la misma posición, cuanto mayor es el caudal, mayor caída de presión, como es de prever según ec. (3.7).



Como las válvulas ALS-PV1 y ALS-PV2 son idénticas, las curvas de la fig. 3.33 y de la fig. 3.34 deberían coincidir. Se puede observar que, para un caudal del 2500 m³/h, la variación de presión mínima es de solo 2 mbar y que, para un caudal de 1000 m³/h podríamos crear una diferencia de presión de hasta 60 mbar. Por lo tanto comprobamos que efectivamente hicimos una correcta selección de la válvula en ese aspecto. Aunque, como dijimos en la fase de diseño, es importante que las válvulas no solo sean capaces de cubrir el rango de presiones, sino que también es necesario que sean capaces de hacer una buena regulación en un rango amplio de apertura. Recordar que la válvula que se eligió trabajaba entre en 22% y el 73% abierta.

Para comprobar esto, se han realizado una gráficas donde se representa la variación de presión (ΔP) en función del porcentaje de apertura de la válvula (%) y del régimen de giro del ventilador. Al final, el régimen de giro del ventilador nos da información del caudal que pasa a través de la válvula. A mayor régimen, mayor caudal. De esta forma nos aseguramos comprobar la regulación para todo el rango de caudal y para todas las posiciones de las válvulas.

Estos resultados se muestran en la fig. 3.35 para la válvula ALS-PV2 (presiones positivas) y en la fig. 3.36 para la válvula ALS-PV1 (presiones negativas).

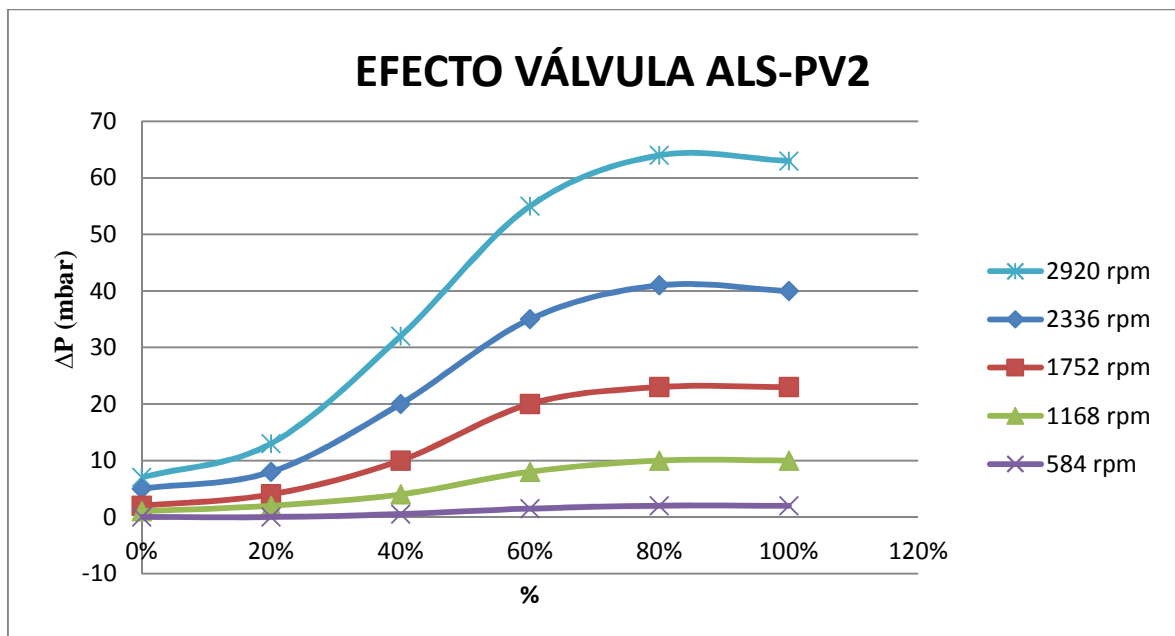


Fig. 3.35: Efecto de la válvula ALS-PV2.

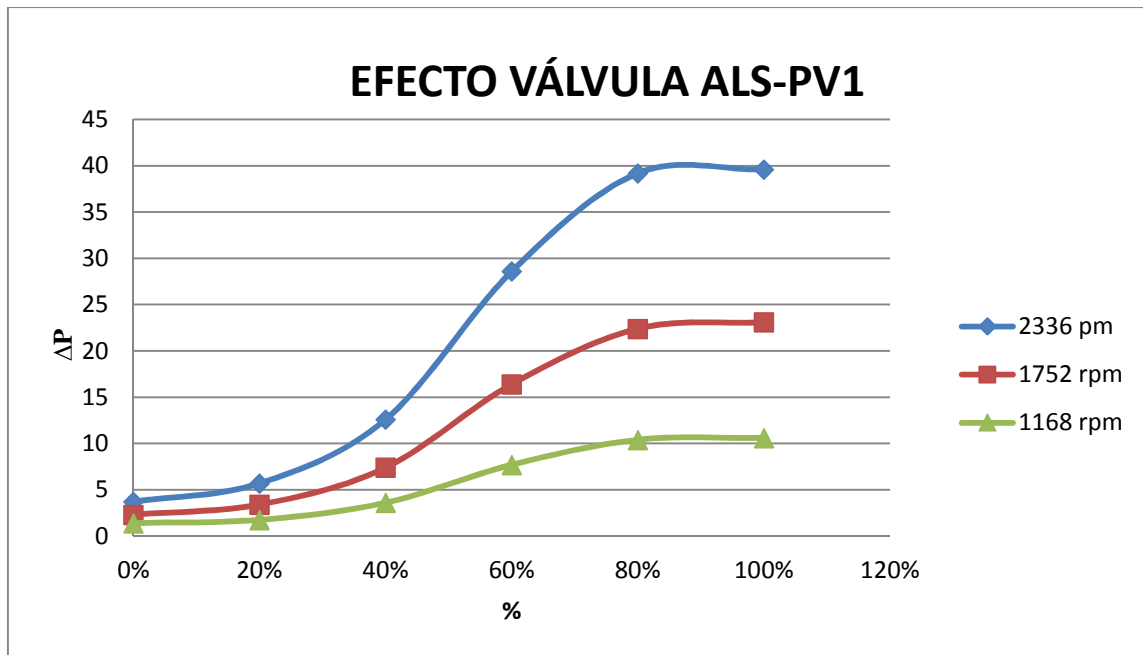


Fig. 3.36: Efecto de la válvula ALS-PV1.

En las fig. 3.35 y fig. 3.36 se representa la variación de presión causada por las válvulas ALS-PV2 y ALS-PV1 respectivamente frente a la posición para diferentes regímenes de giro del ventilador. El hecho de hacer estudio para diferentes regímenes de giro nos asegura que estamos comprobando todos los caudales con los que va a trabajar la válvula.

Hay que tener en cuenta que los datos recibidos de Herberholz son en % abierta, mientras que nosotros estamos tomando en % cerrada. Eso significa que para el fabricante tener la válvula al 100% es tenerla completamente abierta, mientras que para nosotros tenerla al 100% es tenerla completamente cerrada. Como se puede comprobar, entre en 22% y el 73% abierta (datos fabricante), que equivale a un 78% y 27% cerrada (datos pruebas). La regulación va a ser buena debido a que es una zona de pendiente constante en cualquier caso, como se puede observar en las fig.3.35 y 3.36.

Cada posición de la válvula se corresponde con un valor de K_v , independientemente del caudal y de la ΔP . Además, las 2 válvulas son iguales, luego sus valores de K_v deberán ser similares para cada posición. Por ello, se ha hecho una media de todos los valores de K_v obtenidos en las fig. 3.31 y 3.32, obteniendo (fig. 3.37): [Spirax Sarco].



%VALVULA	K _v ALS-PV2	K _v ALS-PV1	K _v
0%	3.455E-07	3.707E-07	3.581E-07
20%	7.706E-07	7.005E-07	7.355E-07
40%	2.558E-06	2.257E-06	2.408E-06
60%	1.183E-05	1.017E-05	1.100E-05
80%	7.577E-05	8.752E-05	8.165E-05
100%	5.733E-04	5.358E-04	5.546E-04

Fig. 3.37: Valores de K_v de las válvulas [mbar · s²/m⁶].

La fig. 3.37 muestra, en la primera columna, el porcentaje de apertura de la válvula; en la segunda, se muestran los valores de K_v obtenidos para la válvula ALS-PV2; en la tercera columna, se muestran los valores de K_v obtenidos para la válvula ALS-PV1; y en la última columna, se muestran la media entre los valores de la válvula ALS-PV1 y la válvula ALS-PV2 ya que ambos valores deben ser iguales. Con estos valores de K_v, se puede calcular la caída de presión (ΔP) en función del caudal según la ecuación (3.7):

$$\Delta P = K_v \cdot Q^2 \quad (3.7)$$

Por último, es importante saber que el efecto de la válvula ALS-PV1 (presiones negativas) no es, tal y como se muestra en la fig. 3.36, debido a que el caudal que atraviese dicha válvula siempre va a ser constante y de valor 2500 m³/h sea cual sea su posición. Por ello, otras mediciones se han realizado ajustando la velocidad del ventilador al caudal deseado, de tal forma que sea cual sea la posición de la válvula ALS-PV1 el caudal sea siempre 2500 m³/h. Además, los valores teóricos se han obtenido mediante los valores de K_v calculados anteriormente (fig. 3.38):

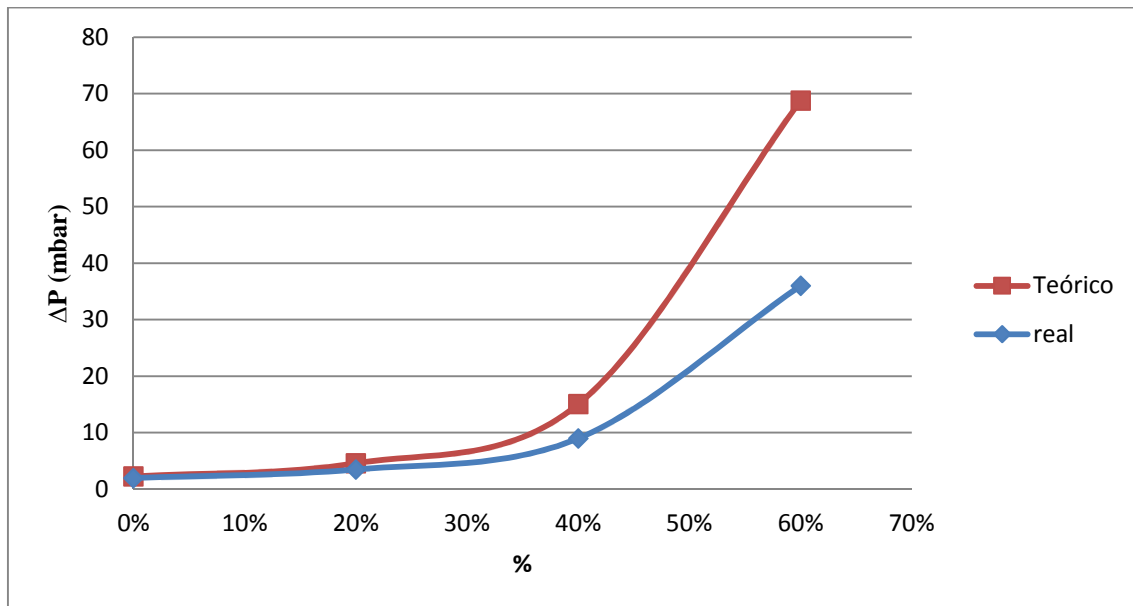


Fig. 3.38: Se muestra la caída de presión para cada posición de la válvula para un caudal de 2500 m³/h.

Como se muestra en la fig. 3.38, se han calculado valores teóricos además de obtener los valores de forma experimental. Los valores teóricos han sido calculados mediante la ec 3.7 donde Q es 2500 m³/h y los valores de K_v son los mostrados en la fig. 3.37.

3.5.3 Pruebas de funcionamiento.

Este sistema debe estar preparado para trabajar con diferentes condiciones de funcionamiento del motor. Por ello que se han realizado estas pruebas.

Si el motor consume más o menos caudal de aire, cuando estemos haciendo el control con la válvula ALS-PV2, ésta se verá afectada; ya que cuanto mayor sea el caudal que consume el motor, menor va a ser el caudal que atraviese la válvula, y por tanto menor va a ser la caída de presión. Para mantener una caída de presión constante, cuando el caudal baja, hay que aumentar K_v (Véase ecuación 3.7). Eso implica que debemos cerrar la válvula.

Cuando se hicieron estas pruebas no se disponía del motor (ya que el motor es incumbencia el cliente). Por eso, para simular estas situaciones se jugó con la velocidad del ventilador para ajustar el caudal al deseado. Básicamente, lo que se buscaba con estas pruebas era conocer la posición de la válvula para diferentes caudales con una caída de presión constante. Así, se han obtenido las figuras 3.39 para $\Delta P = 20$ mbar, y 3.40 para $\Delta P = 10$ mbar:

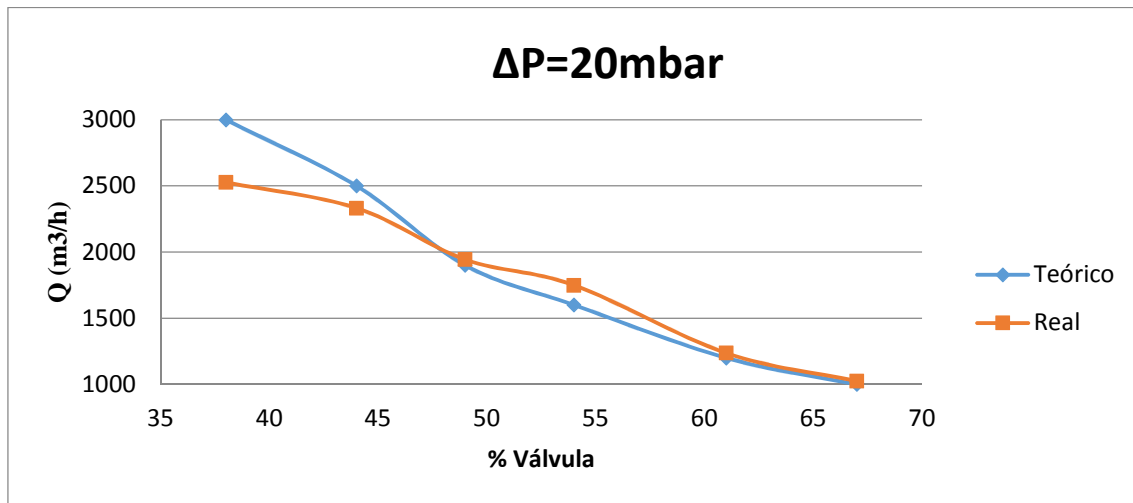


Fig. 3.39: $\Delta P = 20$ mbar. Se representa el caudal que atraviesa la válvula (eje vertical) frente a la posición de la válvula (eje horizontal) para una variación de presión constante y de valor 20 mbar.

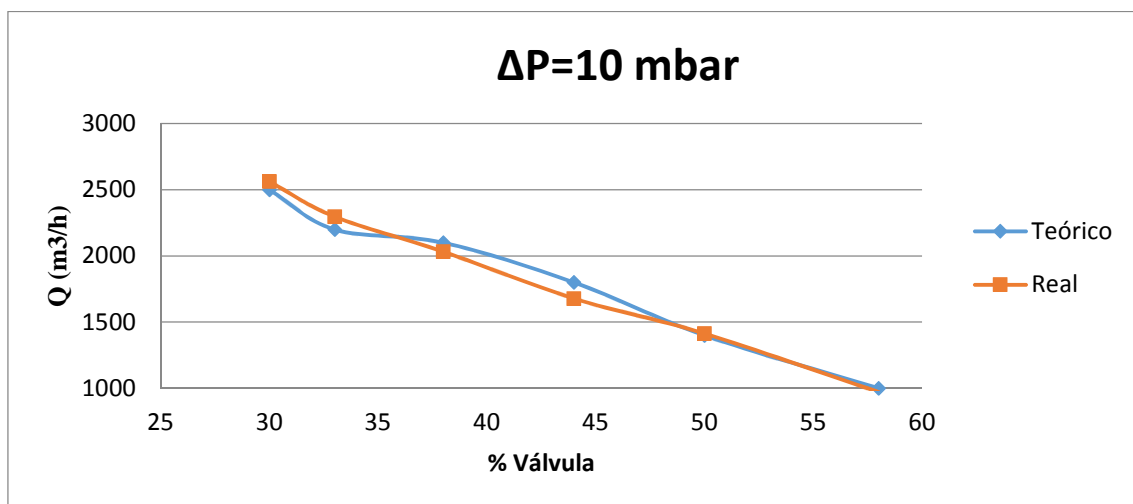


Fig. 3.40: $\Delta P = 10$ mbar. Se representa el caudal que atraviesa la válvula (eje vertical) frente a la posición de la válvula (eje horizontal) para una variación de presión constante y de valor 10 mbar.

Como se puede observar en la fig. 3.39 y la fig. 3.40, además de los valores obtenidos experimentalmente (valor real), mediante los valores de K_v calculados anteriormente se ha calculado el valor teórico, según la ecuación (3.7).

A medida que el caudal va disminuyendo, la válvula se va cerrando. Nunca sobrepasa los límites establecidos (78% y 27% cerrada) para el rango de caudal para el que han sido diseñadas, (entre 1000 y 2500 m³/h).



3.5.4 Zona de transición.

Cuando la presión atmosférica es similar a la presión nominal, tenemos problemas ya que las válvulas provocan caídas de presión incluso cuando están totalmente abiertas. Por ello, se debe conocer cuál es la zona donde no podemos obtener el valor consigna para poder presurizar con el airtake y poder ser capaces de generar presión atmosférica.

En la fig. 3.41 se muestra esta zona. De nuevo, no solo se han obtenido los valores experimentales, sino que también se han calculado los valores mediante el K_v .

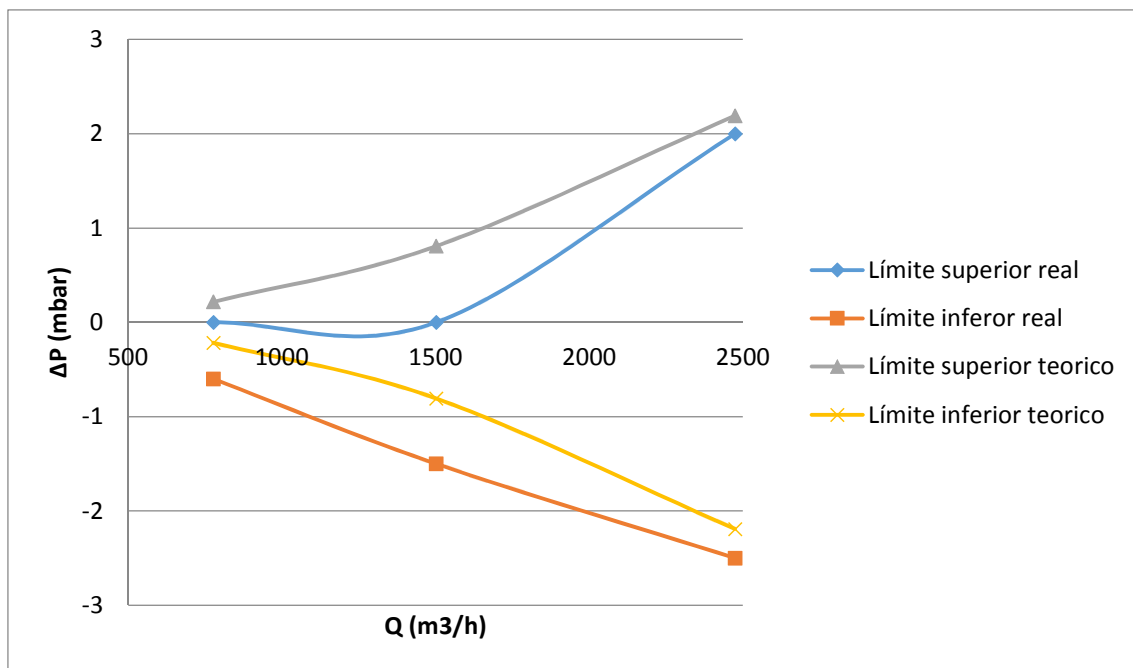


Fig. 3.41: Representación de la zona de no control.

En la fig. 3.41 se representa las presiones ($P_{atm}-P_{nom}$) que no se podrían generar a menos que se presurice con el airtake. Estas medidas se han obtenido cuantificando la caída de presión para diferentes caudales cuando las válvulas están totalmente abiertas.

Esta gráfica no da información acerca de lo que debemos presurizar con el airtake. Si es posible presurizar $2.5 + 2.5 = 5$ mbar con un caudal del 2500 m³/h con el airtake, seremos capaces de generar presión atmosférica. En este caso, el airtake es capaz de presurizar 14 mbar, para tener la zona de histéresis necesaria para evitar constantes cambios de lado como se ha comentado en el epígrafe de control.



3.6 Operación.

En este epígrafe se estudiarán las pruebas que se hicieron en el equipo de compensación de presión, una vez que estaba funcionando en las instalaciones del cliente.

3.6.1 Protocolo de aceptación.

El protocolo de aceptación consiste en una serie de pruebas propuestas con el cliente con el fin de comprobar que, efectivamente, el equipo cumple con los requerimientos inicialmente expuestos.

Las pruebas que se hicieron con este equipo fueron una serie de ciclos de ensayo en los que el motor consumía diferentes caudales y el equipo debía generar diferentes depresiones y sobrepresiones.

Se hicieron 7 ensayos diferentes, con diferentes presiones consigna:

- Presión consigna: $P_{atm} - 50$ mbar
- Presión consigna: $P_{atm} - 30$ mbar
- Presión consigna: $P_{atm} - 10$ mbar
- Presión consigna: P_{atm}
- Presión consigna: $P_{atm} + 10$ mbar
- Presión consigna: $P_{atm} + 30$ mbar
- Presión consigna: $P_{atm} + 50$ mbar

Así, el cliente se asegura que el sistema de compensación cumple el requisito de rango de presión y precisión. El ciclo de cada ensayo se muestra en la fig. 3.42:

Tiempo (s)	Revoluciones (rpm)	Par motor(N·m)
180	600	46
180	1500	100
180	4000	450
75	5800	550
180	3500	350
180	600	46

Fig. 3.42: Ciclo de ensayo propuesto por el cliente.

Mediante este ciclo (fig. 3.42), el cliente se asegura comprobar todo el rango caudal de aire (0-1500 m³/h).



En la fig.3.43, se muestran los valores consigna y los valores del proceso de cada ensayo. Recordamos que se hicieron 7 ensayos con el mismo ciclo. Para más detalle se muestra en la fig. 3.44 el zoom1.

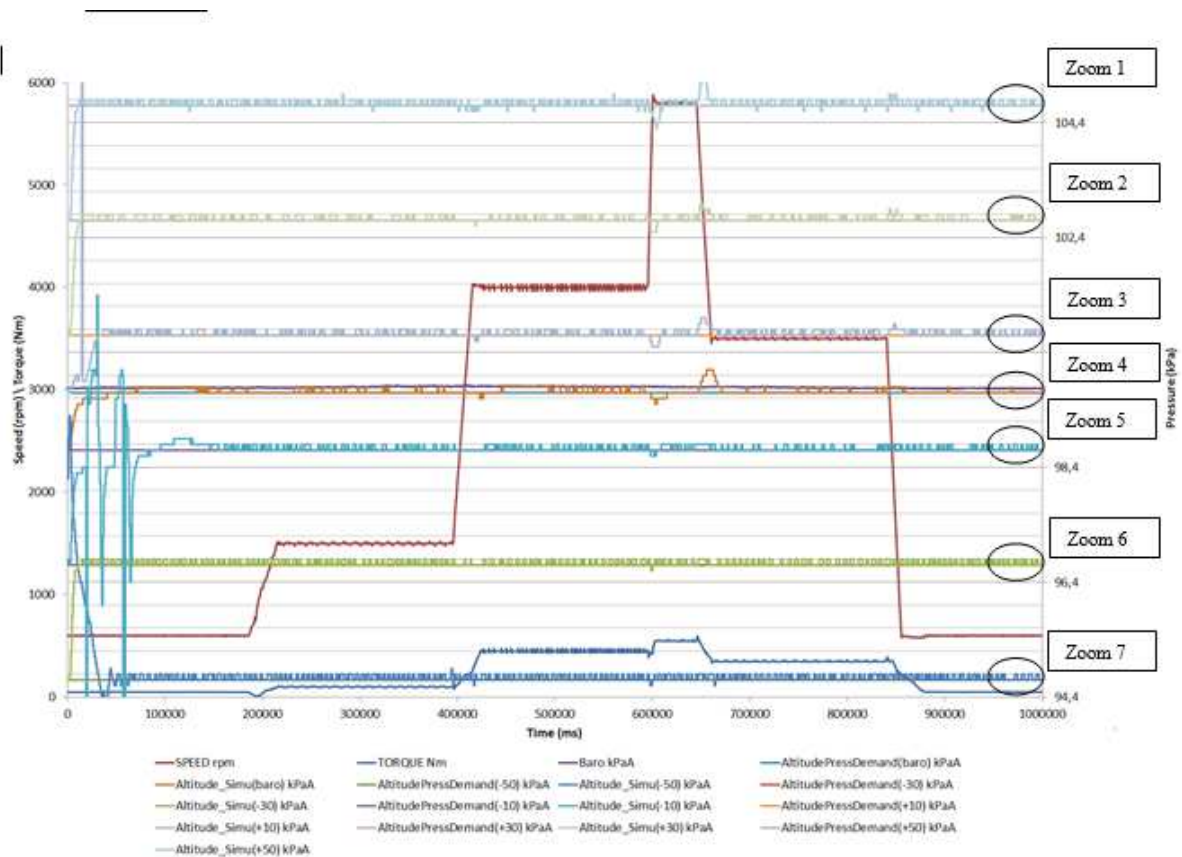


Fig.3.43: Resultados del protocolo de aceptación. Se representa el valor del par motor [N·m] y la velocidad de giro del motor [rpm] (eje vertical izquierdo), y el valor de la presión consigna y del proceso [kPa] para los diferentes ensayos (eje vertical derecho) frente al tiempo [ms] que dura el ensayo (eje horizontal).

En la fig. 3.43 se muestran los resultados de los 7 ensayos, (valor consigna y valor del proceso). Como se puede observar, en las zonas donde cambia la condición de funcionamiento del motor, la precisión baja debido a que se producen cambios en el flujo volumétrico y, por tanto, en la caída de presión causada.

Como se puede observar en la fig. 3.44, (zoom 1), se cumplen las especificaciones en cuanto a la precisión (que era de ± 1 mbar):

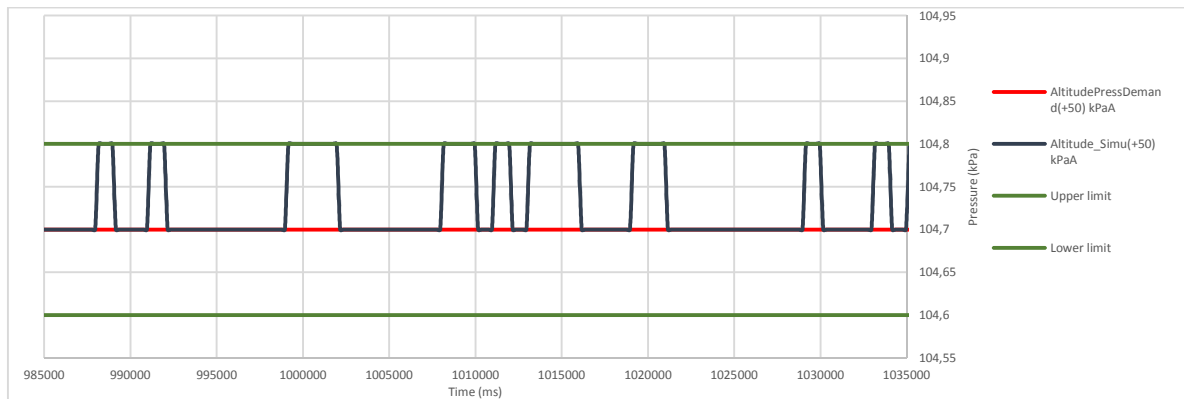


Fig. 3.44. Zoom 1. Se representa el valor consigna (AltitudePressDemand(+50) kPaA), el valor del proceso (Altitude_Simu(+50) kPaA), así como los límites que nos marca el requisito de precisión de +/- 1 mbar (Upper limit y lower limit).

3.6.2 Comportamiento de las válvulas.

Es muy importante analizar cómo se comportan las válvulas, sobretodo la válvula de presión positiva. Como se sabe, la caída de presión en una válvula depende del caudal y, por tanto, en presiones positivas, al variar el caudal en función de la condición de funcionamiento del motor tenemos más problemas con la válvula ALS-PV2.

Recopilando datos de scada se puede obtener la posición de la válvula en diferentes test. Estos datos junto con la velocidad y el torque del motor, nos pueden proporcionar lo que buscamos.

A partir de la velocidad del motor y el torque, podemos sacar la potencia, (potencia=par · revoluciones) y sabiendo que es un motor gasolina, podemos sacar el flujo de aire suponiendo un rendimiento efectivo medio (en torno a 0.3), ya que el dosado relativo es siempre 1, según la ec 3.8: [Payri]

$$W = H_f \cdot m_f \cdot \mu_e = H_f \cdot F_e \cdot F \cdot m_a \cdot \mu_e \quad (3.8)$$

Donde:

- W es la potencia motor [W].
- H_f es el poder calorífico de la gasolina [J/kg].
- m_f es el flujo másico de gasolina [kg/s].
- m_a es el flujo másico de aire [kg/s].
- F_e es el dosado estequiométrico. De valor 15.
- F es el dosado relativo. Vale 1 para motores gasolina.
- μ_e es el rendimiento efectivo. De valor 0.3.



Así, obtenemos las fig. 3.45, fig. 3.46 y fig. 3.47:

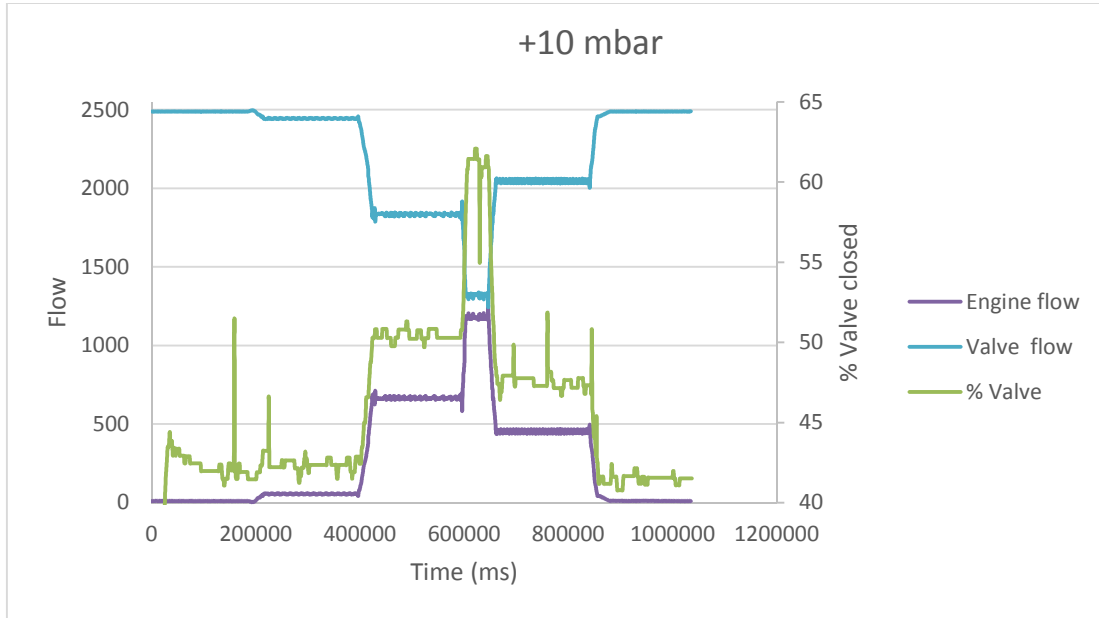


Fig. 3.45. Representación del caudal de la válvula y del motor [m³/h] (eje vertical izquierdo) y posición de la válvula (eje vertical derecho) frente al tiempo [ms] (eje horizontal), para una $\Delta P = 10$ mbar.

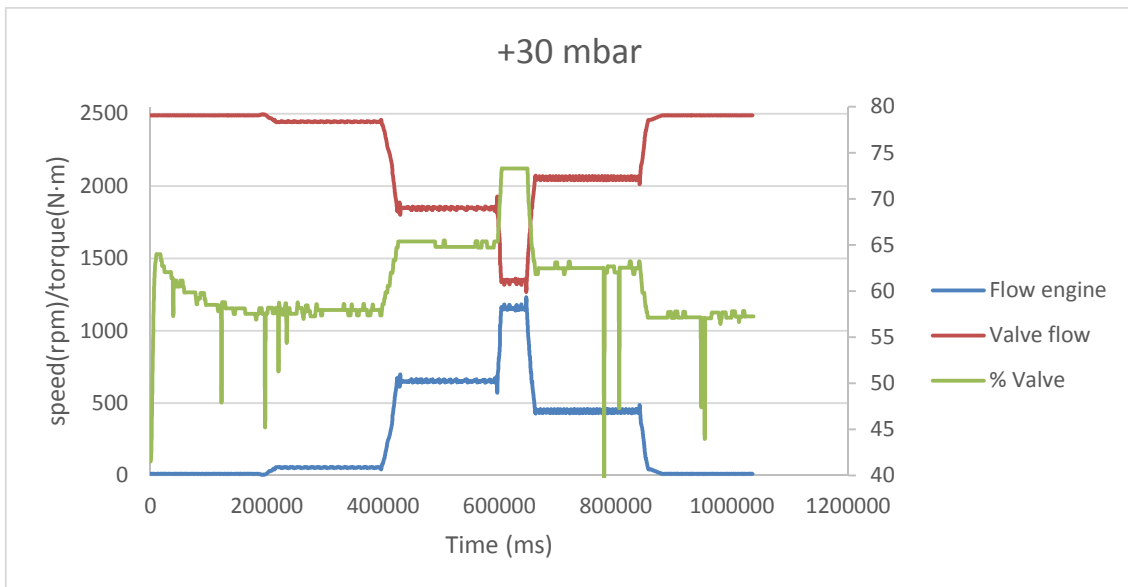


Fig. 3.46. Representación del caudal de la válvula y del motor [m³/h] (eje vertical izquierdo) y posición de la válvula (eje vertical derecho) frente al tiempo [ms] (eje horizontal), para una $\Delta P = 30$ mbar.

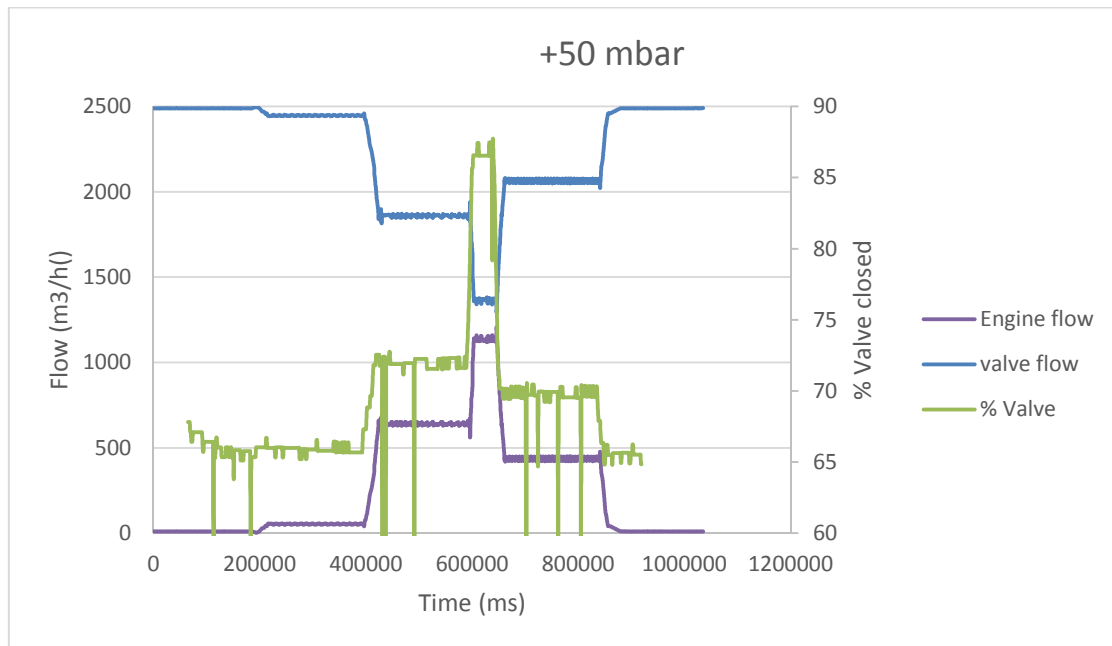


Fig. 3.47. Representación del caudal de la válvula y del motor [m³/h] (eje vertical izquierdo) y posición de la válvula (eje vertical derecho) frente al tiempo [ms] (eje horizontal), para una $\Delta P = 50$ mbar.

Podemos observar según las fig. 3.45, 3.46 y 3.47, que, efectivamente, cuanto menor es el caudal más se cierra la válvula. También es lógico que cuanto mayor ha de ser la caída de presión, más se cierra la válvula. [Spirax Sarco] [White].

3.6.3 Comportamiento de los PIDs.

También es importante saber cómo se comportan los PIDs que son nuestros lazos de control. Como se ha comentado en la etapa de control, la señal de salida del PID tiene 3 partes: la parte integral, la derivativa y la proporcional. Dependiendo de la importancia que se le dé a cada parte, obtendremos diferentes señales. Así, hemos obtenido los gráficos de como varía la posición de la válvula y la velocidad del ventilador en una transición (de +10 a +30 mbar). (Fig. 3.48).[Anónimo]

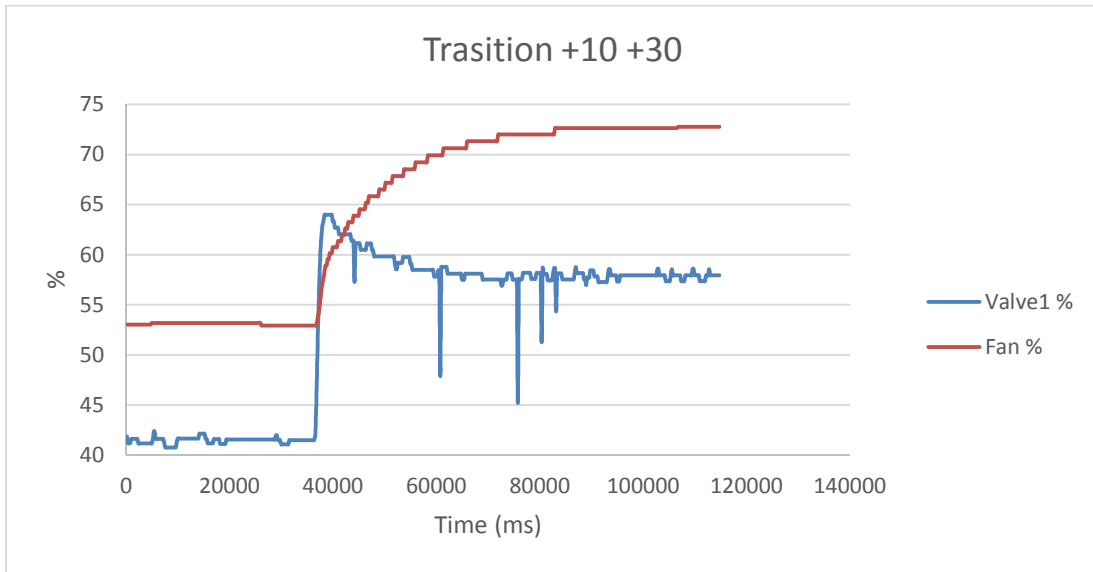


Fig. 3.48: Representación del comportamiento de los PID. Se representa como varía la velocidad del ventilador y la posición de válvula (eje vertical) frente al tiempo (eje horizontal) en una transición.

Como se puede observar en la fig. 3.48, el PID del ventilador es mucho más lento que el de la válvula, pero a la vez es más estable. Esto puede acarrear variaciones de caudal en la unidad de tratamiento de aire, lo cual no es deseable. Una gran variación de caudal en la unidad de tratamiento de aire puede ocasionar una disminución en la precisión en el control de temperatura y humedad. De hecho, esta variación aparece como se muestra en la fig. 3.49.

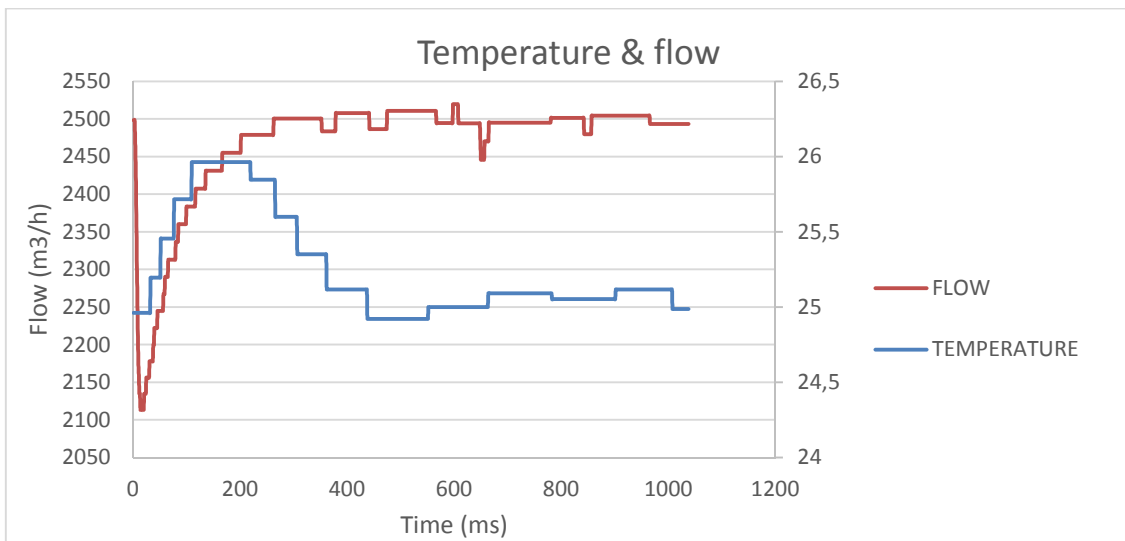


Fig. 3.49: Representación de la temperatura [°C] (eje vertical izquierdo) y el caudal [m³/h] (eje vertical derecho) en la transición frente al tiempo [ms] (eje horizontal).



En la fig. 3.49 se muestra la variación de caudal en el airtake y la variación de temperatura a la entrada del motor. Se puede observar que, en la transición se produce una variación notable de caudal y de la temperatura, aunque aún no podemos garantizar que estén relacionados. Existen otras posibles causas, como que el aire se caliente debido a la compresión extra que sufre (recordemos que el aire incrementa su presión 20 mbar).

Para ver cuál es la razón de esta variación, se ha recopilado también la temperatura a la salida de la unidad de tratamiento de aire (fig. 3.50):

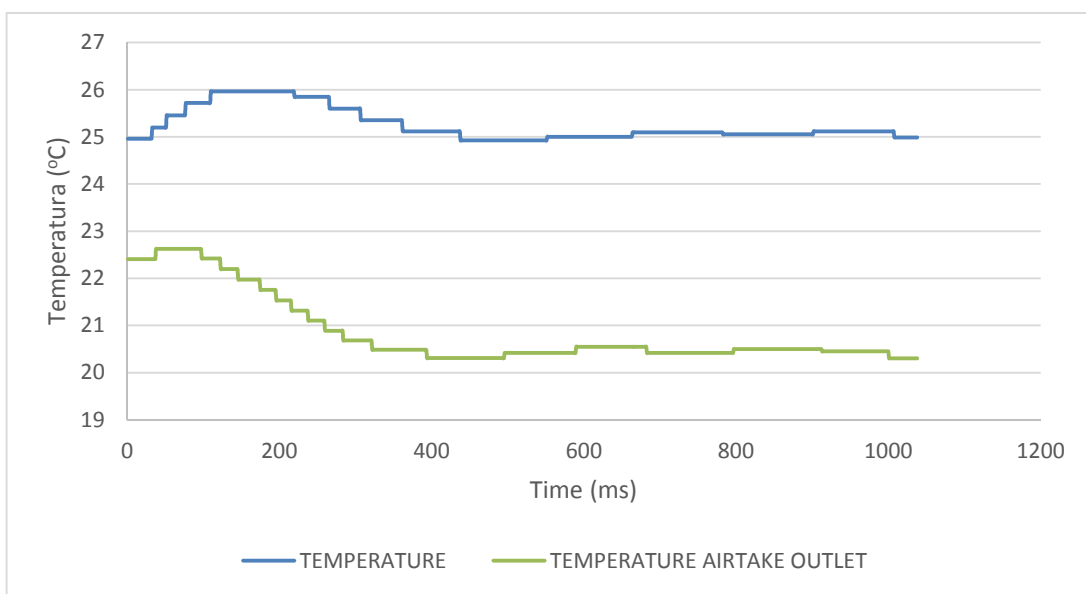


Fig. 3.50. Representación de la temperatura a la salida del airtake (en verde) y la temperatura a la entrada del motor (en azul) [°C] (eje vertical) frente al tiempo [ms] (eje horizontal).

Como se puede observar en la fig. 3.50, la temperatura del aire a la entrada del motor aumenta, pero a la salida de la unidad de tratamiento de aire apenas se incrementa, por lo que podemos confirmar que esta variación de temperatura es debida al aumento de presión del aire, y no a la variación de caudal en la unidad de tratamiento del aire.



CAPÍTULO 4

CONCLUSIONES Y LÍNEAS DE FUTURO

4. CONCLUSIONES Y LÍNEAS DE FUTURO	77
4.1 Conclusiones sobre el efecto de las condiciones ambientales.....	79
4.2 Conclusiones sobre el diseño del sistema.....	79
4.3 Conclusiones sobre el control del sistema	80
4.4 Conclusiones sobre los resultados de las pruebas	80



4. CONCLUSIONES Y LÍNEAS DE FUTURO.

A partir de los objetivos marcados, se han podido obtener las siguientes conclusiones:

4.1 Conclusiones sobre el efecto de las condiciones ambientales.

- Las magnitudes que más influencia tienen en el comportamiento de un m.c.i.a son la presión, la temperatura, la humedad y la concentración de oxígeno.
- La influencia de la temperatura puede representar sobre un 2.5% de reducción de potencia por cada 10°C.
- La influencia de la presión puede representar una ganancia de potencia de un 1.5% por cada 1000 Pa.
- La humedad apenas influye en la potencia, influyendo sobre todo en la emisión de NOx.
- La presión y la temperatura cambian con la altitud por lo que puede representar una reducción de potencia del 3.5% por cada 500 m de altura.

4.2 Conclusiones sobre el diseño del sistema.

- Es imprescindible tener muy claro los requerimientos del cliente antes de empezar a diseñar.
- Es necesario fijar unas condiciones generales para comenzar a proponer ideas. En nuestro caso: necesidad de simular presiones positivas y negativas, caudal necesario, precisión necesaria.
- Conviene prever cómo se va a comportar el sistema, siendo necesarios ciertos cálculos previos. Se comprobó que el ventilador en ningún caso calentaría el aire más de 9°C.
- En la fase de selección de componentes hay que asegurarse que los componentes van a funcionar correctamente. Así, nos aseguramos que el ventilador era capaz de dar una $\Delta P = 50$ mbar con un $Q = 2500$ m³/h. Además comprobamos que las válvulas regulaban correctamente entre 0 y 50 mbar, con un rango adecuado (27% y 78%), y que si caída de presión mínima no superaba los 7 mbar necesarios.



- Aunque sea tarea del cliente, es necesario asegurarse de que la unidad de tratamiento de aire sea suministrada por agua fría (2°C). De lo contrario no podría disipar suficiente potencia y no podríamos obtener el aire en las condiciones necesarias.

4.3 Conclusiones sobre el control del sistema.

- Es imprescindible hacer una buena programación de PIDs, controlando su velocidad de actuación, y dando el valor adecuado a cada una de las partes. En nuestro caso el PID del ventilador tarda 20 segundos en adaptar la velocidad debido a la inercia del ventilador, mientras que la válvula adapta su posición en apenas 2 segundos.
- No se puede tener “ceros” en el sistema. Es imprescindible tener una zona de histéresis de tal forma que garanticemos la estabilidad. Recordar que la precisión debe ser +/- 1 mbar.
- Dependiendo del lado en el que trabaje el sistema, el error vendrá dado por unos sensores o por otros. El sistema debe ser capaz de saber qué sensores debe usar en cada caso.

4.4 Conclusiones sobre los resultados de las pruebas.

- La ΔP_{\max} del ventilador son unos 65 mbar, pero con un caudal de 800 m³/h. Nosotros necesitamos un caudal de 2500 m³/h, donde el ventilador puede dar hasta 50 mbar.
- La potencia consumida aumenta a medida que aumenta el caudal, siendo la máxima potencia de 8500 W.
- El rendimiento isentrópico del ventilador aumenta a medida que disminuimos el régimen de giro. Nunca es menor de 0.6.
- El rendimiento mecánico tiene un máximo en aproximadamente la mitad del caudal máximo que es capaz de mover a cada régimen de giro. Es mayor cuanto mayor es el régimen, siendo el máximo de 0.45.
- Para caudales menores a 500 m³/h, casi toda la potencia consumida se destina a disipar aire al exterior, transmitiéndose una energía mínima al aire que circula por el ventilador.
- Las válvulas, con un caudal de 1000 m³/h, son capaces de crear 60 mbar de caída de presión; y con un caudal de 2500 m³/h, apenas crean 3 mbar de caída de presión.
- El sistema es capaz de mantener una precisión de +/- 1 mbar en condiciones estáticas, siendo la precisión un poco peor (+/- 3 mbar)



en condiciones dinámicas (diferentes condiciones de funcionamiento del motor).

- Para una $\Delta P = 50$ mbar, (condición más crítica) se pudo comprobar en celda que la válvula en presión positiva varía suposición entre un 65% y un 85% cerrada, con un caudal de 2500 y 1250 m³/h, respectivamente.
- El aumento de temperatura de 1 °C en la transición es debido a la compresión del aire, y no a la variación del caudal en la unidad de tratamiento de aire.



CAPÍTULO 5

BIBLIOGRAFÍA

5. BIBLIOGRAFÍA	83
5.1 Libros y artículos	85
5.2 Manuales y documentación interna	85
5.3 Referencias web	86



5.1 Libros y artículos.

Anónimo, “Calor y frío industrial I” ETSII - UNED (1983).

Faires, M. “Termodinámica”, Ed Uteha (1962).

Payri, F. Desantes, J.M. “Motores de combustión interna alternativos”. Ed. Reverte (2011).

Petrucci R.H., Harwood W.S. "Química General: Principios y Aplicaciones Modernas". Ed. Prentice-Hall. (2002).

Smith, J.M. et al., “Introducción a la termodinámica en ingeniería química”, Ed. McGraw-Hill. (1996).

White M.F., “Mecánica de Fluidos”, Ed. McGraw Hill (1988).

5.2 Manuales, documentación interna y trabajos de fin de carrera.

Blanco A., Fraile P., “Manual Mahle”, Documentación interna, AVL (2014-a).

Blanco A., Fraile P., “Product description”, Documentación interna AVL (2014-b).

Blanco D., “Compressors introduction”, Documentación interna AVL. (2014-c).

Cavada Hernández, D. “Autosintonización de lazos de control PID en controladores programables”. Tesis doctoral Universidad Autónoma de Nuevo León, México. (1998).

Paccar technical center, Documentación interna AVL.



Portland State Aerospace Society (PSAS), “A quick derivation relating altitude to air pressure”. (2004).

Rodenas Ibáñez P., “Caracterización experimental de un sistema de simulación de altitud en un banco de ensayos para vehículos”. Trabajo Fin de Master de la Universidad UCLM (2013).

Spirax Sarco, “Control Valve Sizing for Water Systems”:

<http://www.spiraxsarco.com/resources/steam-engineering-tutorials/control-hardware-el-pn-actuation/control-valve-sizing-for-water-systems.asp>

5.3 Referencias web

[W1] <http://www.wunderground.com/>

[W2] Villalobos Scovino R., “Condiciones atmosféricas y funcionamiento del motor”:

<http://www.automotriz.net/tecnica/motor-condiciones-atmosfericas.html>

[W3] <http://www.schubert-salzer.com/>

[W4] http://www.casals.tv/files/es/tarifa_Casals_2013-2014.pdf

[W5] <http://www.herberholz.com/intern.html>

[W6] http://www.herberholz.com/fileadmin/datenblaetter/HRA-HRD-015-018_2Datenblatt.pdf