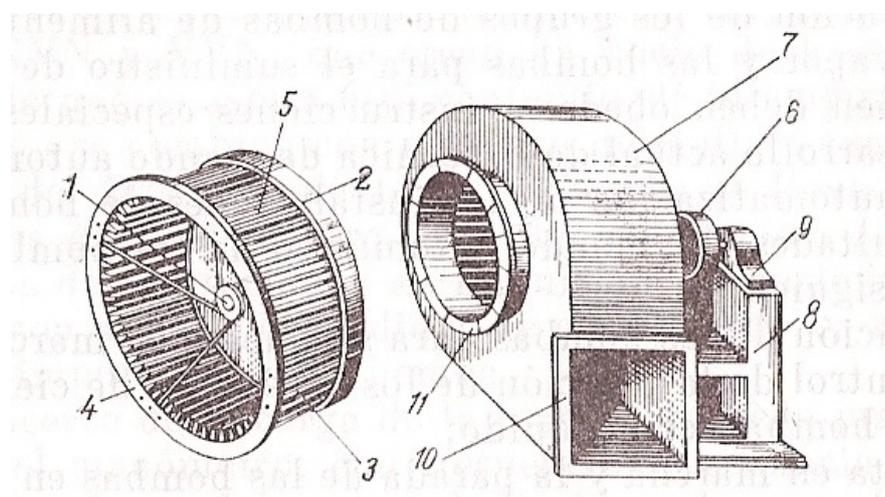


ANEXO 9. DISEÑO DEL VENTILADOR

A continuación del filtro de mangas en el tren de tratamiento se sitúa un ventilador centrífugo encargado de aspirar el caudal de gases desde el desorbedor, pasando por los posteriores equipos (separador ciclónico, post-quemador, evaporador – enfriador y filtro de mangas) y a través del sistema de red de tuberías, e impulsarlo a través de la chimenea a la atmósfera.

La estructura constructiva de un ventilador centrífugo elemental se muestra en la siguiente figura (tomada del libro “Bombas, ventiladores y compresores” del autor V.M. Cherkasski):



La rueda de trabajo del ventilador consta del cubo fundido (1), conjugado rígidamente con el disco principal (2). Las paletas de trabajo (3) se fijan al disco principal (2) y al disco delantero (4), que garantiza la rigidez necesaria de la rejilla de paletas (5); siendo el elemento (6) la polea de accionamiento del ventilador. El cuerpo (7) del ventilador se fija a la bancada fundida o soldada (8), sobre la cual se encuentran los cojinetes (9), sobre los cuales descansa el árbol del ventilador con la rueda de trabajo encajada sobre él. Los elementos (10) y (11) son las bridas de fijación de los tubos de aspiración e impulsión, respectivamente.

Para el diseño del ventilador hay que definir su punto de funcionamiento, el cual viene dado por la intersección entre la curva característica del ventilador con la curva característica del sistema (sistema de tuberías más equipos presentes en el tren de tratamiento). Esta curva característica del equipo se representa con la altura de presión en el eje de ordenadas frente al caudal de circulación en el eje de abscisas.

Aplicando la ecuación de Bernoulli al flujo entre la sección correspondiente a la entrada de gases al desorbedor (denominada como sección A) y la sección correspondiente a la boca de la chimenea (denominada como sección B) se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{P_A}{\rho_g} + \frac{1}{2} \cdot v_A^2 + H = \frac{P_B}{\rho_g} + \frac{1}{2} \cdot v_B^2 + \sum h_{A-B}$$

donde,

- P_A y P_B son las presiones absolutas en la sección A y sección B del flujo de gas, respectivamente.
- ρ_g es la densidad media del gas en el sector A-B.
- v_1 y v_2 son las velocidades del gas en las secciones A y B.
- H es la altura de presión desarrollada por el ventilador.
- $\sum h_{A-B}$ son las pérdidas de altura de presión en el sector A-B, las cuales se corresponderán con la suma de las pérdidas en los equipos presentes (separador ciclónico, post-quemador, enfriador evaporativo y filtro de mangas), las pérdidas en los tramos de tuberías y en chimenea. Por tanto:

$$\sum h_{A-B} = h_{\text{desorbedor}} + h_{\text{ciclón}} + h_{\text{post-quemador}} + h_{\text{enfriador}} + h_{\text{filtro}} + h_{\text{chimenea}} + h_{\text{tuberías}}$$
- El término de energía potencial es despreciable en la circulación de gases.

Se calculan en primer lugar las pérdidas de altura de presión en los equipos de tratamiento en el sector A-B producidas por rozamiento:

- *Pérdida de altura de presión en el desorbedor:*

La pérdida de carga típica en el desorbedor de la unidad se estima en 0,6 (KPa), por tanto, $\Delta P_{\text{desorbedor}} = 600$ (Pa).

- *Pérdida de altura de presión en el separador ciclónico:*

En el diseño del equipo (Anexo 5) se impuso una pérdida de carga máxima admisible de 48 mmca, por tanto, $\Delta P_{\text{ciclón}} = 48$ mmca = 471,44 (Pa).

- *Pérdida de altura de presión en el post-quemador:*

La pérdida de carga típica es un post-quemador como el tratado en el presente proyecto se estima en 0,5 (KPa), por tanto, $\Delta P_{\text{post-quemador}} = 500$ (Pa).

- *Pérdida de altura de presión en el enfriador evaporativo:*

La pérdida de carga típica en el enfriador evaporativo de la unidad se estima en 0,8 (KPa), por tanto, $\Delta P_{\text{enfriador}} = 800$ (Pa).

- *Pérdida de altura de presión en el filtro de mangas:*

En este caso hay que tener en cuenta que en los filtros de mangas utilizados en procesos de captación de partículas en desorción térmica se admite un pérdida de carga máxima de 1500 (Pa), por tanto, se toma el caso más desfavorable en el que $\Delta P_{\text{filtro}} = 1500$ (Pa).

- *Pérdida de altura de presión en la chimenea:*

En chimenea se puede estimar a través de la experiencia una pérdida de carga de 0,25 (KPa), por tanto, $\Delta P_{\text{chimenea}} = 250$ (Pa).

Se calculan a continuación las pérdidas de altura de presión producidas en el sistema de tuberías, para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$h = \left[4f \cdot \frac{(L + \sum L_{eq})}{D} + \sum K \right] \cdot \frac{u^2}{2}$$

donde,

- f es el factor de fricción o Factor de Fanning, cuyo valor se halla en el ábaco de Moody a partir del número de Reynolds (Re) y de la rugosidad relativa (ϵ/D).

- L_{eq} son las longitudes equivalentes de tubería lineal que por fricción produce la misma pérdida de altura de presión que el elemento o accesorio de tubería correspondiente.
- K son los coeficientes de resistencia que también representan la pérdida de altura de presión en los accesorios de las tuberías según la resistencia de los mismos.
- u es la velocidad media del fluido (gas) a través del conducto.

Si dividimos el tramo A-B en 5 partes, correspondientes a los distintos tramos de tuberías que unen los equipos de tratamiento presentes en el circuito (desorbedor, separador ciclónico, post-quemador, enfriador evaporativo y filtro de mangas), denominando cada tramo de la siguiente forma:

- *Tramo I*: tramo de tubería correspondiente a la unión de la salida del desorbedor con la entrada al separador ciclónico.
- *Tramo II*: tramo de tubería correspondiente a la unión de la salida del separador ciclónico con la entrada al post-quemador.
- *Tramo III*: tramo de tubería correspondiente a la unión de la salida del post-quemador con la entrada al enfriador evaporativo.
- *Tramo IV*: tramo de tubería correspondiente a la unión de la salida del enfriador evaporativo con la entrada al filtro de mangas.
- *Tramo V*: tramo de tubería correspondiente a la unión de la salida del filtro de mangas con la aspiración del ventilador.

Por tanto, la ecuación de pérdidas de altura de presión en el sistema de tuberías se puede reescribir como sigue:

$$h_{tuberías} = \sum_{i=1}^5 h_i, \text{ donde } i = 1, 2, 3, 4 \text{ y } 5 \text{ (correspondiente a cada tramo de tubería).}$$

Para el cálculo del diámetro de tubería necesario en cada tramo se impone una velocidad máxima del gas de 15 (m/s), ya que ésta varía entre 15 y 18 (m/s) cuando se trata de circulación de un gas en tubería. Por otro lado se toma como material de las mismas acero comercial.

- **Cálculo de pérdida de altura de presión en el tramo I:**

Se calcula en primer lugar el diámetro de tubería necesario a partir de la velocidad máxima de circulación y del caudal de gases, esto es, el caudal de salida del desorbedor. Se tiene entonces que:

$$Q_{gas} (m^3/s) = v(m/s) \cdot A(m^2) = v \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \Rightarrow D(m) = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

$$Q_{gas} = 4,14(m^3/s)$$

$$v_{gas} = 15(m/s)$$

$$D_{tubería} = 0,593(m) = 23,34(in)$$

Sabiendo el valor del diámetro de tubería necesario y que se trata de acero comercial, se obtiene el valor de la rugosidad relativa (ϵ/D) a partir de gráfica, donde se representa la rugosidad relativa en función del diámetro de tubería, para tubos de diversos materiales. Se obtiene un valor de $\epsilon/D = 0,00008$.

Se calcula el valor del número de Reynolds, mediante la siguiente expresión que lo define:

$$Re = \frac{\rho_{gas} \cdot D_{tubería} \cdot v_{gas}}{\mu} = \frac{0,542 \cdot 0,593 \cdot 15}{3,157 \cdot 10^{-5}} = 1,5275 \cdot 10^5$$

Con los valores del número de Reynolds y de la rugosidad relativa se entra en el ábaco de Moody y se calcula el coeficiente $4f$. Se obtiene un valor de $4f = 0,016$.

Se obtienen ahora los coeficientes de resistencia K para cada accesorio presente en el tramo, los cuales se encuentran tabulados en función del diámetro de tubería. En este primer tramo de tubería se tienen los siguientes accesorios:

- 3 codos de 90°
- Una entrada brusca del caudal de gases desde el desorbedor al conducto.
- Una salida gradual desde el conducto al boce de entrada del separador ciclónico.

Sabiendo que en el tramo I de tubería se tiene una longitud de 18 (m), los coeficientes de resistencia para estos elementos son:

- $K_{\text{codo } 90^\circ} = 0,2$
- $K_{\text{entrada brusca}} = 0,5$
- $K_{\text{salida gradual}} = 0,15$

Por tanto, se tiene que: $\Sigma K = 3 \cdot 0,2 + 0,5 + 0,15 = 1,25$

Sustituyendo valores se puede calcular la pérdida de carga tal y como sigue:

$$h_f = \left[0,016 \cdot \frac{18}{0,593} + 1,25 \right] \cdot \frac{15^2}{2} = 195,279 (m^2 / s^2)$$

El proceso de cálculo de las pérdidas de altura de presión para los otros 4 tramos de tuberías se realizan de forma similar al primero.

- **Cálculo de pérdida de altura de presión en el tramo II:**

En este tramo el caudal de gases que circula por el conducto es el mismo que en el primer tramo, por tanto imponiendo la misma velocidad máxima de circulación de 15 (m/s) se obtiene el mismo diámetro necesario de tubería : $D_{\text{tubería}} = 0,593 \text{ (m)} = 23,34 \text{ (in)}$.

Con el mismo diámetro de tubería se obtendrá el mismo valor de rugosidad relativa y del número de Reynolds, y por tanto, el mismo valor del coeficiente $4f$ a través del ábaco de Moody : $4f = 0,016$.

En este tramo se tiene una entrada gradual del gas desde el separador ciclónico al tramo de tubería, una salida brusca desde el conducto al post-quemador, dos codos de 90° , un codo de 45° y 3 uniones mediante bridas. Sabiendo que en el tramo II de tubería se tiene una longitud de 14 (m), los coeficientes de resistencia son:

- $K_{\text{entrada gradual}} = 0,7$
- $K_{\text{salida brusca}} = 1$
- $K_{\text{codo } 90^\circ} = 0,2$
- $K_{\text{codo } 45^\circ} = 0,25$
- $K_{\text{brida}} = 0,4$

Por tanto, $\Sigma K = 0,7 + 1 + 2 \cdot 0,2 + 0,25 + 3 \cdot 0,4 = 3,55$

Sustituyendo valores se puede calcular las pérdida de carga tal y como sigue:

$$h_{II} = \left[0,016 \cdot \frac{14}{0,593} + 3,55 \right] \cdot \frac{15^2}{2} = 441,884 (m^2 / s^2)$$

- **Cálculo de pérdida de altura de presión en el tramo III:**

En este tramo el caudal de gases corresponde al de salida del post-quemador, ya calculado en el Anexo 6, el cual es de $Q_{gas} = 11,395 (m^3/s)$. La velocidad de circulación del gas en el conducto se sigue imponiendo de 15 (m/s), por tanto el diámetro de tubería necesaria es de:

$$D_{tubería} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = 0,98 (m) = 38,72 (in)$$

Para este diámetro de conducto se obtiene por gráfica una rugosidad relativa de $\varepsilon/D = 0,00005$.

$$\text{El valor del número de Reynolds es de } Re = \frac{\rho_{gas} \cdot D_{tubería} \cdot v_{gas}}{\mu} = \frac{0,305 \cdot 0,98 \cdot 15}{4,480 \cdot 10^{-5}} = 1,005 \cdot 10^5.$$

Con estos valores del Reynolds y la rugosidad relativa, se obtiene a través del ábaco de Moody un valor del coeficiente $4f = 0,018$.

En este tramo se tiene una contracción brusca correspondiente a la entrada del caudal de gases desde el post-quemador al conducto, una ensanchamiento también brusco correspondiente a la entrada del caudal de gases desde el conducto al enfriador evaporativo y una brida de unión. Se tienen las siguientes longitudes equivalentes y coeficiente de resistencia:

- $L_{eq. \text{contracción brusca}} = 7 (m)$.
- $L_{eq. \text{ensanchamiento brusco}} = 14 (m)$.
- $K_{brida} = 0,4$

La longitud de este tramo de tubería es de $L = 3 (m)$. Por lo que sustituyendo valores la pérdida de carga es la siguiente:

$$h_{III} = \left[0,018 \cdot \frac{(3 + 7 + 1)}{0,98} + 0,4 \right] \cdot \frac{15^2}{2} = 94,415 (m^2 / s^2)$$

- **Cálculo de pérdida de altura de presión en el tramo IV:**

En este tramo de tubería el caudal de gases se corresponde con el de entrada al filtro de mangas, ya calculado en el Anexo 8. De este modo se tiene:

$$Q_{gas} = 7,13(m^3 / s)$$

Siendo la velocidad del gas impuesta de 15 (m/s) al igual que en el resto de tramos, se calcula el diámetro de tubería necesario:

$$D_{tubería} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{gas}}{\pi \cdot v_{gas}}} = 0,78(m) = 30,85(in)$$

Para este diámetro de conducto se obtiene por gráfica una rugosidad relativa de $\varepsilon/D = 0,00006$.

El valor del número de Reynolds es de:

$$\rho_{gas} = \frac{(m_{O_2} + m_{N_2} + m_{aire}) \cdot \rho_{aire,190^\circ C} + m_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2,190^\circ C} + (m_v + m_{ev}) \cdot \rho_{H_2O(v),190^\circ C}}{m_{O_2} + m_{N_2} + m_{CO_2} + m_{H_2O(v)} + m_{aire} + m_{ev}} = 0,719(kg/m^3)$$

$$\mu = \frac{(m_{O_2} + m_{N_2} + m_{aire}) \cdot \mu_{aire,190^\circ C} + m_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2,190^\circ C} + (m_v + m_{ev}) \cdot \mu_{H_2O(v),190^\circ C}}{m_{O_2} + m_{N_2} + m_{CO_2} + m_{H_2O(v)} + m_{aire} + m_{ev}} = 2,269 \cdot 10^{-5} (kg/m^3)$$

$$Re = \frac{\rho_{gas} \cdot D_{tubería} \cdot v_{gas}}{\mu} = 3,72 \cdot 10^5$$

Con estos valores del Reynolds y la rugosidad relativa, se obtiene a través del ábaco de Moody un valor del coeficiente $4f = 0,0145$.

En este tramo se tiene una contracción brusca correspondiente a la entrada del caudal de gases desde el enfriador evaporativo al conducto, una ensanchamiento también brusco correspondiente a la entrada del caudal de gases desde el conducto al filtro de mangas, un codo de 90° y una brida de unión. Se tienen las siguientes longitudes equivalentes y coeficiente de resistencia:

- $L_{\text{eq. contracción brusca}} = 14 \text{ (m)}$.
- $L_{\text{eq. ensanchamiento brusco}} = 20 \text{ (m)}$.
- $L_{\text{eq. codo } 90^\circ} = 75 \text{ (m)}$.
- $K_{\text{brida}} = 0,4$.

La longitud de este tramo de tubería es de $L = 3 \text{ (m)}$. Por lo que sustituyendo valores la pérdida de carga es la siguiente:

$$h_{IV} = \left[0,0145 \cdot \frac{(3 + 75 + 14 + 20)}{0,78} + 0,4 \right] \cdot \frac{15^2}{2} = 279,847 \text{ (m}^2/\text{s}^2)$$

- **Cálculo de pérdida de altura de presión en el tramo V:**

El caudal de gases en este tramo de tubería es el mismo que el que circulaba por el tramo IV, ya que en el filtro de mangas sólo se retienen las partículas en suspensión, por tanto:

$$Q_{\text{gas}} = 7,13 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

Por lo que el diámetro de tubería necesario coincide con el del tramo anterior, es decir:

$$D_{\text{tubería}} = 0,78 \text{ (m)} = 30,85 \text{ (in)}$$

Dado que el diámetro de tubería necesario es el mismo que en el tramo IV, el valor de la rugosidad relativa del conducto también coincide con el del tramo anterior, por tanto:

$$\varepsilon/D = 0,00006$$

El número de Reynolds también es el mismo que en el tramo IV, ya que los gases se hallan prácticamente a la misma temperatura de $190 \text{ }^\circ\text{C}$, por tanto $Re = 3,72 \cdot 10^5$.

Por lo que entrando en el ábaco de Moody se obtiene el mismo coeficiente $4f = 0,0145$.

En este tramo V de tubería se tiene un ensanchamiento brusco correspondiente a la salida del caudal de gases desde el filtro de mangas al conducto, una entrada gradual desde el conducto al tubo de aspiración del ventilador y una brida de sujeción. Se tiene la siguiente longitud equivalente y coeficientes de resistencia:

- $L_{\text{eq. contracción brusca}} = 14 \text{ (m)}$.
- $K_{\text{entrada gradual}} = 0,7$.
- $K_{\text{brida}} = 0,4$.

La longitud de este tramo de tubería es de $L = 1 \text{ (m)}$. Por lo que sustituyendo valores la pérdida de carga es la siguiente:

$$h_V = \left[0,0145 \cdot \frac{(1+14)}{0,78} + (0,4 + 0,7) \right] \cdot \frac{15^2}{2} = 155,203 \text{ (m}^2/\text{s}^2)$$

Reescribiendo la ecuación de Bernoulli multiplicando todos los términos por la densidad media del gas en el sector A-B, se llega a la siguiente expresión:

$$\Delta P_{\text{ventilador}} = (P_B - P_A) + \frac{1}{2} \cdot \rho_g \cdot (v_B^2 - v_A^2) + \Delta P_{A-B}$$

donde,

- $\Delta P_{\text{ventilador}}$ es la altura de presión que tiene que desarrollar el ventilador para transportar el caudal de gases hasta la sección B (boca de la chimenea) venciendo todas las pérdidas de carga presentes en el sector A-B
- ΔP_{A-B} son las pérdidas de altura de presión en el sector A-B como consecuencia de los equipos de tratamiento presentes y en los 5 tramos de tuberías que los conecta.

Como densidad media del gas en el sector A-B, se toma la media aritmética entre la densidad del caudal de gases en el sector A (salida del desorbedor) y la densidad del mismo en el sector B (boca de la chimenea):

$$\rho_A = 0,317 \text{ (kg/m}^3)$$

$$\rho_B = 0,719 \text{ (kg/m}^3)$$

$$\rho_g = \frac{\rho_A + \rho_B}{2} = 0,518 \text{ (kg/m}^3)$$

La pérdida de altura de presión en el sector A-B, es de:

$$\Delta P_{A-B} = \Delta P_I + \Delta P_{II} + \Delta P_{III} + \Delta P_{IV} + \Delta P_V + \Delta P_{\text{desorbedor}} + \Delta P_{\text{ciclón}} + \Delta P_{\text{post-quemador}} + \Delta P_{\text{enfriador}} + \Delta P_{\text{filtro}} + \Delta P_{\text{chimenea}} = 4726,90 \text{ (Pa)}.$$

La presión del caudal de gases en la sección A es de:

$$P_A = \frac{\rho_A \cdot R \cdot T_A}{PM} \cdot 101325 = \frac{0,317 \cdot 0,082 \cdot (825,48 + 273)}{29,48} \cdot 101325 = 98188,242 \text{ (Pa)}$$

mientras que la presión en la sección B es la presión atmosférica, por tanto, $P_B = 101325 \text{ (Pa)}$.

Es necesario que a la salida de la chimenea los gases se eleven y se dispersen desde una altura elevada. Las fuerzas que ayudan a elevarse a los gases son la velocidad que llevan a la salida de la misma y la temperatura, la cual les proporciona flotabilidad ya que los gases salen más calientes que el aire atmosférico y por tanto con menos densidad. Las velocidades típicas de salida varían entre 15 y 20 (m/s), sin embargo, en este caso se tiene una temperatura relativamente alta de gases (190 °C), por tanto se puede aplicar una velocidad baja de salida, necesitando por lo tanto una menor diámetro de chimenea (más económica) y produciéndose menos pérdidas de carga (menos consumo de electricidad en el ventilador). Se toma una velocidad de salida de los gases por chimenea de $v_B = 10 \text{ (m/s)}$.

La velocidad del gas a través de la sección A se toma de 15 (m/s) como ya se impuso anteriormente.

Se obtiene, sustituyendo valores en la ecuación de Bernouilli, un valor de la altura de presión desarrollada por el ventilador de:

$$\Delta P_{\text{ventilador}} = 7889,594 \text{ (Pa)}.$$

Por tanto el punto de funcionamiento del ventilador es :

$$\Delta P_{\text{ventilador}} = 7889,594 \text{ (Pa)}.$$

$$Q_{\text{gas}} = Q_V = 7,13 \text{ (m}^3\text{/s)}.$$

La potencia transmitida al gas por el ventilador se calcula como sigue:

$$P_{transmitida} = \frac{Q_{gas} (m^3 / s) \cdot \Delta P_{A-B} (Pa)}{1000} = \frac{7,23 \cdot 4724,95}{1000} = 33,70(kW)$$

El rendimiento de estos ventiladores se sitúa en torno al 70 – 80 %. Tomando un rendimiento del 70 %, es decir, $\eta_v = 0,7$, la potencia consumida por el ventilador centrífugo de la unidad es de:

$$P_{consumida} = \frac{P_{transmitida}}{\eta_v} = \frac{34,17}{0,7} = 48,15(kW)$$