

Taller 3 - Secado

Nicolas Ariza, Rafael Montagut, Cristian Pineda, Deyver Rivera

Universidad Nacional de Colombia, Sede Bogotá, Calle 44 # 45-67. Bogotá D.C., Colombia.

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Química y Ambiental,
Operaciones de separación.

Enunciado

Un secador rotatorio de calentamiento directo que funciona a contracorriente con aire caliente se escogió para secar un sólido orgánico cristalino insoluble. El sólido va a entrar a 20 °C con 20% de agua. Se va a secar con aire que entra a 155 °C y 0.01 kg agua/kg aire seco. Se espera que el sólido salga a 120 °C, con un contenido de humedad del 0.3%. El producto seco obtenido va a ser de 450 kg/h (0.125 kg/s).

La capacidad calorífica del sólido seco es de 0.837 kJ/kg*K y su tamaño promedio de partícula es 0.5 mm. La velocidad superficial del aire no debe exceder 1.6 m/s en ninguna parte del secador.

Escójase un secador entre los siguientes tamaños estándar y especifíquese el flujo del aire que se debe utilizar: 1 por 3 m, 1 por 9 m, 1.2 por 12 m, 1.4 por 9 m, 1.5 por 12 m.

Desarrolle el análisis de sensibilidad de las principales variables de la operación. Para ello resuelva el problema planteado en el enunciado y a continuación proponga variaciones en las condiciones. Además, se recomienda solucionar el problema de manera realista con pérdidas de calor.

Metodología y secuencia de cálculo

Para la solución del taller se ha desarrollado un algoritmo de Matlab que funciona bajo la metodología que se consigna a continuación.

Determinación de las principales propiedades

- Presión de vapor

Para determinar esta propiedad se usó la ecuación de Antoine con el siguiente modelo:

$$\log(P_{vap}) = A - \frac{B}{C - T}$$

Donde la temperatura debe estar en °C y la presión en mmHg. Los valores de las constantes para el agua son:

- A = 8.07131
- B = 1730.630
- C = 233.426

- Calor de vaporización

Para el cálculo de los calores latentes de vaporización se recurrió a la siguiente expresión tomada de Perry's chemical engineers' handbook 8ed:

$$\lambda_{vap} = \frac{C_1(1 - T_r)^{C_2 + C_3 T_r + C_4 T_r^2}}{18000}$$

En donde λ_{vap} está dado en kJ/kg y T_r es la temperatura reducida. Los parámetros C son los siguientes para el agua:

- $C_1 = 5.2053 \times 10^7$
- $C_2 = 0.3199$
- $C_3 = -0.212$
- $C_4 = 0.25795$

- **Humedad absoluta**

Para nuestro caso, esta se determina en la saturación donde $T = T_{bh}$ y siguiendo la regla de los gases tenemos que:

$$Y_{sat} = \frac{PM_{agua}}{PM_{aire}} * \left(\frac{P_{vap}}{P - P_{vap}} \right)$$

Dando Y_{sat} en kg agua/kg aire seco, con P como la presión del sistema, en este caso 1 atm o 760 mmHg.

- **Capacidades caloríficas**

Para el cálculo de las capacidades caloríficas en fase vapor se recurrió a la siguiente expresión tomada de Perry's chemical engineers' handbook 8ed:

$$Cp = \frac{R(C_1 + C_2 T + C_3 T^{-2})}{PM}$$

En donde Cp está dado en kJ/kg*K, T en K, R la constante de los gases con valor de 8,3145 kJ/kmol*K y PM el peso molecular. Los parámetros utilizados se encuentran tabulados en la siguiente tabla:

	Aire	Agua
C_1	3.355	3.470
C_2	0.575e-3	1.450e-3
C_3	- 0.016e5	0.121e5
PM	29	18

Pero para procesos de cálculo se requiere trabajar con Cp promedio, por lo cual se usó la siguiente expresión:

$$Cp_{prom} = \frac{\int_{T_{ref}}^T Cp \, dT}{T - T_{ref}}$$

Donde T_{ref} será 0°C.

- **Temperatura de bulbo húmedo**

Para el cálculo de temperatura de bulbo húmedo se recurrió a la siguiente expresión tomada de Treybal (ecuación 7.21):

$$T_{bh} = T_G - \frac{\lambda_{vap} * (Y_{sat} - Y)}{Cp_{GH}}$$

Donde T_{bh} esta dado en °C, T_G es la temperatura de bulbo seco en °C, Cp_{GH} la capacidad calorífica de del aire húmedo a T_G , determinada mediante la siguiente ecuación:

$$Cp_{GH} = Cp_{aire} + Cp_{aguav} * Y$$

- **Entalpías**

Para las entalpias de las fases se usaron las expresiones presentadas en clase. Siendo para el aire húmedo la siguiente:

$$H_G = (Cp_{aire} + Cp_{aguaV} * Y) * (T - T_{ref}) + \lambda_{vap} * Y$$

En donde H_G está dado en kJ/kg aire seco, λ_{vap} se calcula a T_{ref} que sería 0°C. Para la entalpia de sólido húmedo se usó:

$$h_W = (Cp_{aire} + Cp_{aguaL} * X) * (T - T_{ref})$$

En donde h_W está dado en kJ/kg sólido seco y T_{ref} sería 0°C.

Condiciones de operación

Del enunciado ya contamos con las condiciones de entrada de cada corriente y de salida del sólido, las cuales son:

- $T_{G2} = 155^\circ\text{C}$
- $Y_2 = 0.01 \text{ kg agua/kg aire seco}$
- $T_{W1} = 20^\circ\text{C}$
- $x_1 = 0.2 \text{ kg agua/kg sólido húmedo}$
- $T_{W2} = 120^\circ\text{C}$
- $x_2 = 0.003 \text{ kg agua/kg sólido húmedo}$

Pero para el caso del sólido necesitamos que la humedad este dada en base de sólido seco, por lo cual hacemos la conversión de la siguiente forma:

$$X_1 = \frac{x_1}{1 - x_1} = \frac{0.2}{1 - 0.2} = 0.25 \text{ kg agua/kg sólido seco}$$

$$X_2 = \frac{x_2}{1 - x_2} = \frac{0.003}{1 - 0.003} = 0.00301 \text{ kg agua/kg sólido seco}$$

También nos brindan la capacidad calorífica del sólido seco que es 0.837 kJ/kg*K, además de que nos dan un máximo para la velocidad de aire de 1.6 m/s y nos dan el flujo total de salida de la fase sólida (0.125 kg/s), del cual podemos determinar el flujo de sólido seco, el cual es constante:

$$W_S = \frac{W_2}{1 + X_2} = \frac{0.125 \text{ kg/s}}{1 + 0.00301} = 0.124630.125 \text{ kg sólido seco/s}$$

De la literatura obtenemos la capacidad calorífica del agua líquida que es 4.187 kJ/kg*K. Para el inicio de cálculo se supone una temperatura de salida de la fase gaseosa de 40°C y distribución de pérdidas totales de calor (12%) en la primera, segunda y tercera zona de 15%, 65% y 20% respectivamente (estos valores se corregirán después).

Balances globales

Inicialmente, es importante conocer los valores de composición y temperatura en la entrada y en la salida del secador, los flujos gas y sólido en base exenta y el valor de las pérdidas de calor totales.

Teniendo en cuenta la figura 1 y lo anteriormente mencionado, se puede notar que entre los datos dados por el enunciado se desconocen las condiciones de la corriente de gas en el punto 1 (T_{G1} y Y_1), las pérdidas de calor totales y el flujo de gas.

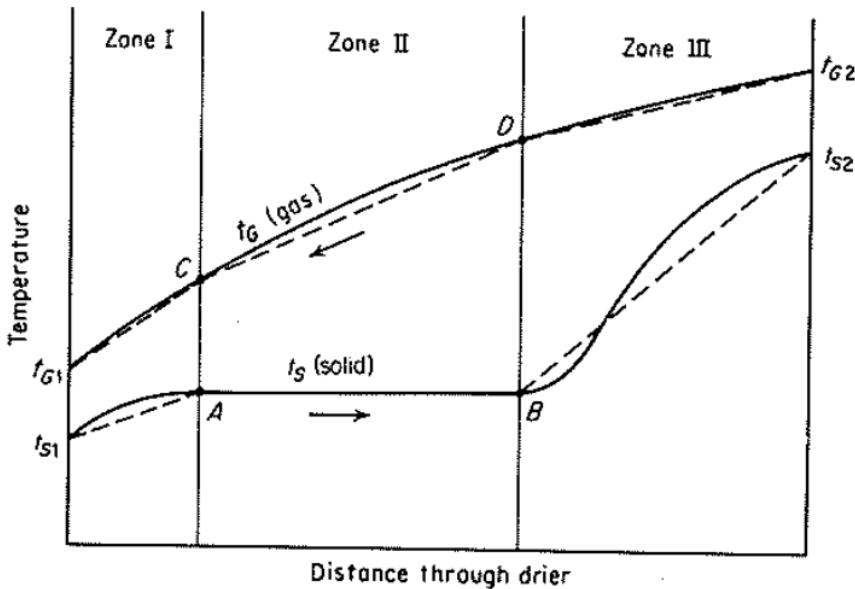


Figura 1. Perfiles de temperatura y zonas del secador

De esta manera, para poder hallar estas variables con los balances globales, se fijarán las pérdidas totales (Q_p) como el 12% de la energía suministrada por el gas de entrada.

$$Q_p = 0.12 * G_s * H_{G2}$$

Finalmente, dado a que se desconocen tres variables y solo se pueden hacer dos balances globales, se dará un valor para la temperatura de salida del gas (T_{G1}), el cual será de 100 °C (Luego se analizará el efecto de cambiar este valor sobre las dimensiones del equipo y los flujos).

De esta manera, se plantean los balances globales (materia y energía):

$$\begin{aligned} G_s * (Y_2 - Y_1) &= W_s * (X_2 - X_1) \\ G_s * (H_{G2} - H_{G1}) &= W_s * (h_{W2} - h_{W1}) + 0.12 * G_s * H_{G2} \end{aligned}$$

Con la solución simultánea de estos balances con un solver es posible obtener las dos variables faltantes, Y_1 y G_s .

Cálculos en la zona III

Se supone que en esta zona no hay transferencia de masa, es decir, solo hay transferencia de calor para el calentamiento del sólido, por lo tanto, las composiciones a la salida del sólido la entrada del gas se mantienen. Esta suposición se ha tomado debido a que se desconoce el contenido de humedad crítica del sólido.

$$Y_D = Y_2$$

$$X_B = X_2$$

Como se mencionó anteriormente, solo hay transferencia de calor, en consecuencia, el único balance necesario es el de energía.

$$G_s * (H_{G2} - H_{GD}) = W_s * (h_{W2} - h_{WB}) + F_{Qp3} * Q_p$$

En donde F_{Qp3} es la fracción de las pérdidas totales de calor que se pierden en la zona 3. Este valor inicialmente se supone como 0.20, sin embargo, posteriormente será recalculado según el número de unidades de transferencia de calor halladas para esta zona (N_{tOG3}).

Así mismo, se usa la ecuación de temperatura de bulbo húmedo, la cual es mencionada anteriormente con el fin de usar una correlación entre las temperaturas T_{GD} , T_{WB} , ya que T_{WB} debe tener un valor cercano a la temperatura de bulbo húmedo a las condiciones de D. De esta forma, se obtiene dos ecuaciones con dos incógnitas, pudiendo solucionar este sistema de ecuaciones con un solver.

De esta manera, ya se tienen todas las variables implicadas en la zona 3 del intercambiador, por lo que se procede a calcular N_{tOG3} , el cual depende de:

$$\Delta T'_{G3} = \frac{W_S * Cp_{SH} * (T_{W2} - T_{WB})}{G_S * Cp_{GH}}$$

$$\Delta T'_{G3} = \frac{W_S * [Cp_{WS} + X_B * Cp_{H20L}] * (T_{W2} - T_{WB})}{G_S * [Cp_{GS} + Y_D * Cp_{H20V}]}$$

Los C_p son calculados a las temperaturas promedio entre los extremos de la zona y siempre con respecto a la temperatura de referencia (0 °C).

Para N_{tOG3} también es necesario calcular:

$$\Delta T_{ML3} = \frac{(T_{G2} - T_{W2}) - (T_{GD} - T_{WB})}{\ln\left(\frac{T_{G2} - T_{W2}}{T_{GD} - T_{WB}}\right)}$$

Y finalmente:

$$N_{tOG3} = \frac{\Delta T'_{G3}}{\Delta T_{ML3}}$$

Cálculos en la zona I

Se supondrá que la temperatura del sólido durante la operación en la zona II se mantiene constante, por lo que:

$$T_{WA} = T_{WB}$$

Además, dado a la suposición de que el líquido solo se evapora en la zona II, se tiene:

$$X_A = X_1$$

$$Y_C = Y_1$$

Ahora, con el balance de energía:

$$G_S * (H_{GC} - H_{G1}) = W_S * (h_{WA} - h_{W1}) + F_{Qp1} * Q_P$$

En donde F_{Qp1} es la fracción de las pérdidas totales de calor que se pierden en la zona 1. Este valor inicialmente se supone como 0.15, sin embargo, posteriormente será recalculado según el número de unidades de transferencia de calor halladas para esta zona (N_{tOG1}).

Con este balance se obtiene la temperatura del vapor al final de la primera zona, en el punto C (T_{GC}) despejándola de la entalpía en ese mismo punto. De esta manera, luego de resolver este balance ya se tienen todas las variables implicadas en la zona I del intercambiador, por lo que se procede a calcular N_{tOG1} , el cual depende de:

$$\Delta T'_{G1} = \frac{W_S * Cp_{SH} * (T_{WA} - T_{W1})}{G_S * Cp_{GH}}$$

$$\Delta T'_{G1} = \frac{W_S * [Cp_{WS} + X_B * Cp_{H20L}] * (T_{WA} - T_{W1})}{G_S * [Cp_{GS} + Y_C * Cp_{H20V}]}$$

Nota: los C_p son calculados a las temperaturas promedio entre los extremos de la zona y siempre con respecto a la temperatura de referencia (0 °C).

Para N_{tOG1} también es necesario calcular:

$$\Delta T_{ML1} = \frac{(T_{GC} - T_{WA}) - (T_{G1} - T_{W1})}{\ln\left(\frac{T_{GC} - T_{WA}}{T_{G1} - T_{W1}}\right)}$$

Y finalmente:

$$N_{tOG1} = \frac{\Delta T'_{G1}}{\Delta T_{ML1}}$$

Cálculos en la zona II

Para esta zona no es necesario realizar los balances de energía y materia, pues con los balances realizados en las zonas 1 y 3 se obtienen todos los datos necesarios para calcular el N_{tOG2} , por lo tanto, se ubican las variables en las respectivas ecuaciones teniendo en cuenta que en el sólido se está evaporando el agua, es decir, el calor es latente y no sensible.

$$\begin{aligned}\Delta T'_{G2} &= \frac{W_S * \lambda_H * (X_A - X_B)}{G_S * Cp_{GH}} \\ \Delta T'_{G2} &= \frac{W_S * \lambda_H * (X_A - X_B)}{G_S * \left[Cp_{GS} + \frac{Y_C + Y_D}{2} * Cp_{H20V} \right]}\end{aligned}$$

Los C_p son calculados a las temperaturas promedio entre los extremos de la zona y siempre con respecto a la temperatura de referencia ($0^\circ C$).

Para N_{tOG2} también es necesario calcular:

$$\Delta T_{ML2} = \frac{(T_{GD} - T_{WB}) - (T_{GC} - T_{WA})}{\ln\left(\frac{T_{GD} - T_{WB}}{T_{GC} - T_{WA}}\right)}$$

Y finalmente:

$$N_{tOG2} = \frac{\Delta T'_{G2}}{\Delta T_{ML2}}$$

Pérdidas de calor en cada zona

Con base en que hemos supuesto que la evaporación de la humedad del sólido se da en la zona II, entonces la zona I correspondería a un precalentado del sólido y la zona III también implicaría un calor sensible para terminar de calentar el sólido; sin embargo, hay un porcentaje del calor proporcionado por el vapor que se pierde por transferencia de calor con el secador en cada una de las zonas. Para hacer una aproximación más acertada a la realidad, supondremos que el 12% de la energía de entrada del gas será perdido.

$$Q_p = 0.12 G_S H_{G2}$$

Así mismo, de este calor perdido global se deben asignar unos porcentajes por zonas que cumplan con los principios de conservación de energía y masa

$$Q_{pI} = F_{Qp1} \cdot Q_p, \quad Q_{pII} = F_{Qp2} \cdot Q_p, \quad Q_{pIII} = F_{Qp3} \cdot Q_p$$

Donde F_{Qpi} es la fracción de calor perdido en la zona i .

Para calcular estos porcentajes tendremos que suponerlos inicialmente, con el objetivo de poder realizar los balances de energía y obtener las variables

$$G_s, Y_1, T_{GC}, T_{GD}, T_{WA}, T_{WB}$$

Con los cuales es posible obtener las unidades de transferencia de calor el global en cada zona (N_{tOGi}, N_{tOGT}) y, teniendo en cuenta que el valor que adquiere esta variable es directamente proporcional al calor empleado en el proceso, podemos recalcular la fracción de pérdidas en cada zona como

$$F_{Qpi} = \frac{N_{tOGi}}{N_{tOGT}}$$

Es decir que

$$F_{Qpi}^{(k+1)} = \frac{N_{tOGi}(F_{Qpi}^{(k)})}{N_{tOGT}(F_{Qpi}^{(k)})} = \varphi(F_{Qpi}^{(k)})$$

Con lo cual, tendremos una ecuación de iteración para obtener los valores de F_{Qpi} que satisfacen los balances de energía. Para nuestro método de resolución se establece una suma de diferencias cuadráticas menor a 0.0001 para detener la iteración y supondremos como valores de partida:

$$F_{Qp1}^{(0)} = 0.15, \quad F_{Qp2}^{(0)} = 0.65, \quad F_{Qp3}^{(0)} = 0.20$$

Dimensiones del equipo

Una vez recalculadas las pérdidas de calor hasta el valor de convergencia se obtendrían los valores finales de las unidades de transferencia de calor y por tanto, las unidades de transferencia de calor globales

$$N_{tOGT} = N_{tOG1} + N_{tOG2} + N_{tOG3} = \frac{\Delta T'_{G1}}{\Delta T_{ML1}} + \frac{\Delta T'_{G2}}{\Delta T_{ML2}} + \frac{\Delta T'_{G3}}{\Delta T_{ML3}} = \frac{\Delta T'_{G}}{\Delta T_{ML}}$$

Y, sabemos que

$$N_{tOG} = \frac{\Delta T'_{G}}{\Delta T_{ML}} = \frac{Z}{H_{tOG}}$$

Donde, por definición,

$$H_{tOG} = \frac{G_{SA} \cdot C_{GH}}{Ua}$$

La capacidad calorífica del gas (incluyendo la humedad), se obtiene como resultado de los balances de materia y propiedades del gas, respectivamente; en cambio, el denominador de este término se obtiene de la siguiente correlación

$$Ua = \frac{237 \cdot G_A^{0.67}}{T_D}$$

Nota: G_A es el flujo mísico de gas húmedo por unidad de área, G_{SA} es el flujo de gas seco por unidad de área y T_D es el diámetro del secador utilizado.

Sabemos que

$$G = G_s \cdot (1 + Y_{prom})$$

Y, además,

$$\frac{G}{A} = \rho \cdot V_G = \frac{V_G}{v_H}$$

Donde V_G es la velocidad promedio del flujo de gas y v_H es el volumen húmedo del gas que, aproximándolo por gases ideales, se puede calcular como

$$v_H = \left(\frac{1}{M_{W,air}} + \frac{Y_{prom}}{M_{W,H_2O}} \right) \cdot \frac{RT}{P}$$

Por tanto, el área transversal a la dirección de flujo será

$$A = \frac{G}{\dot{G}} = \frac{G}{G_A} = \frac{G_s}{G_{SA}} = \frac{G_s}{\frac{V_G}{v_H}} = G_s \left(\frac{1}{M_{W,air}} + \frac{Y_{prom}}{M_{W,H_2O}} \right) \frac{RT}{PV_G}$$

Y, entonces, es posible calcular el valor del diámetro de la torre

$$A = \frac{\pi T_D^2}{4} \rightarrow T_D = 2 \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

Cabe resaltar que el diámetro es función de la velocidad promedio del flujo de gas, el cual, para evitar el arrastre del sólido, debe ser menor a $V_{G,max} = 1.6 \frac{m}{s}$. Una vez calculado el diámetro de la torre es posible calcular el valor de H_{tOG} y, por tanto, obtener la longitud del secador como

$$Z = N_{tOG} \cdot H_{tOG}$$

Donde se puede observar que estas variables de diseño dependen de la temperatura de salida y velocidad del gas.

$$T_D = 2 \sqrt{\frac{A(T_{G1}, V_G)}{\pi}} = \theta(T_{G1}, V_G)$$

$$Z = N_{tOG(T_{G1})} H_{tOG(V_G, T_{G1})} = \phi(T_{G1}, V_G)$$

Análisis y resultados

Ajuste de dimensiones

Teniendo en cuenta las dimensiones sugeridas por el enunciado, es posible hacer un procedimiento inverso para que a partir de Z , T_D se puedan calcular la velocidad a la que debe salir. En el caso de la velocidad, esta queda casi explícitamente como función del diámetro del secador

$$A = \frac{G_s v_H}{V_G} \rightarrow V_G = \frac{G_s v_H}{A}$$

Pero en el caso de la temperatura de salida del gas es necesario hacer una suposición de temperatura para recalcular todos las variables y la longitud Z . Empleando un método de ensayo y error, elaborando la secuencia de cálculo descrita anteriormente se lograron obtener los siguientes resultados para los parámetros principales T_{G1} y V_G

#	1	2	3	4	5
Td	1	1	1,2	1,4	1,5
Z	2,99999328	8,99953136	11,999148	8,99916183	11,99902021
TG1	92,68	45,909	39,968	49,66	41,75
V	3,08621098	1,34126554	0,8641131	0,7191558	0,565384279

Con los cuales se puede construir la gráfica que muestra el comportamiento del flujo de vapor que debe ser alimentado en función del # de caso (cada caso son las dimensiones estándar del enunciado)

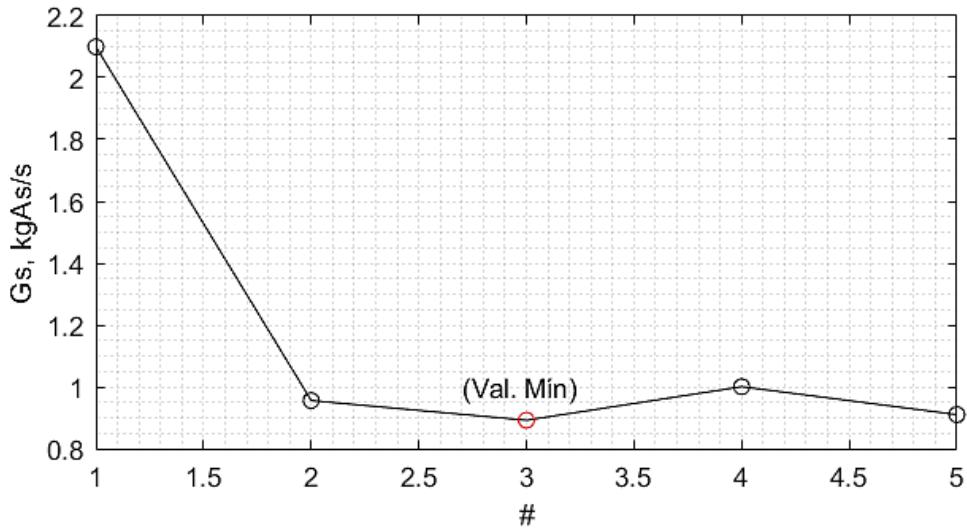


Figura 2. Flujo de aire necesario para cada una de las dimensiones estándar.

Acá podemos evidenciar que el valor mínimo de flujo lo presenta cuando se tiene $T_D = 1.2m$ y $Z = 12m$. Teniendo en cuenta que el calor perdido y la humedad de la corriente de salida del gas se escriben como

$$Q_p = 0.12 \cdot G_s \cdot H_{G2} = a \cdot G_s$$

$$Y_1 = Y_2 + \frac{W_s}{G_s} (X_1 - X_2) = a' + \frac{b}{G_s}$$

Se puede garantizar que este flujo minimizaría de igual forma las pérdidas de calor y maximizaría la humedad de la corriente de salida del gas, como consecuente de la correlación que estas variables presentan. Lo cual se puede comprobar en la siguiente gráfica

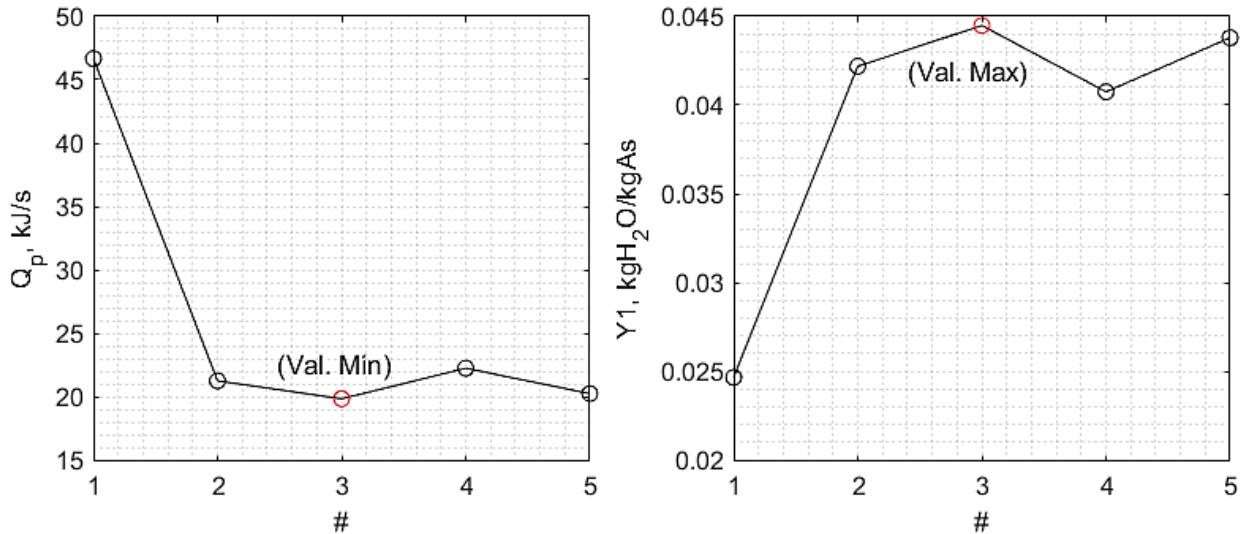


Figura 3. Pérdidas de calor y composición de salida del gas para cada una de las dimensiones estándar

Por lo cual se podría esperar que el caso 3 sería la opción óptima de operación. Sin embargo, cuando vemos los datos de velocidad de entrada del gas nos encontramos que esta velocidad alcanza valores $< 1 \frac{m}{s}$, mientras que la velocidad en el punto dos es mayor y sigue cumpliendo con el criterio de que

$$V_G < V_{G,max}$$

La búsqueda de $Z=12 m$ en el caso 3 implica una velocidad de flujo mucho menor al límite, por lo que esta velocidad se podría aumentar para reducir la longitud del equipo y sus costos aún sin generar arrastre de sólidos.

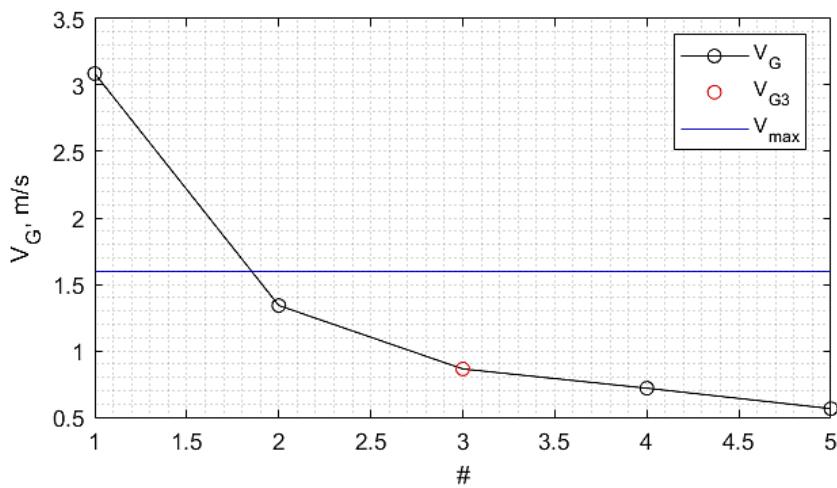


Figura 4. Velocidad del gas para cada una de las dimensiones estándar

Y, como se puede fijar en las figuras 2 y 3, los valores que presenta el caso 2 para G_s , Q_p y Y_1 son similares al caso 3 y, además se puede ver que tanto Z , como T_D son menores a los sugeridos en el caso 3. Razón por la cual, se decide utilizar el caso 2 en búsqueda de un tamaño inferior, incluso si las condiciones óptimas se presentan en el caso 3.

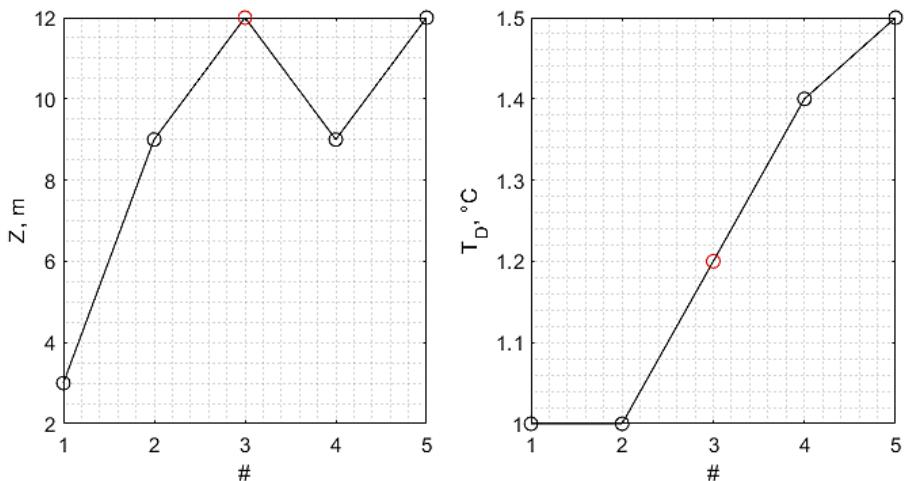


Figura 5. Dimensiones en cada caso.

El caso 2 trabaja con la siguiente aproximación del perfil de temperaturas:

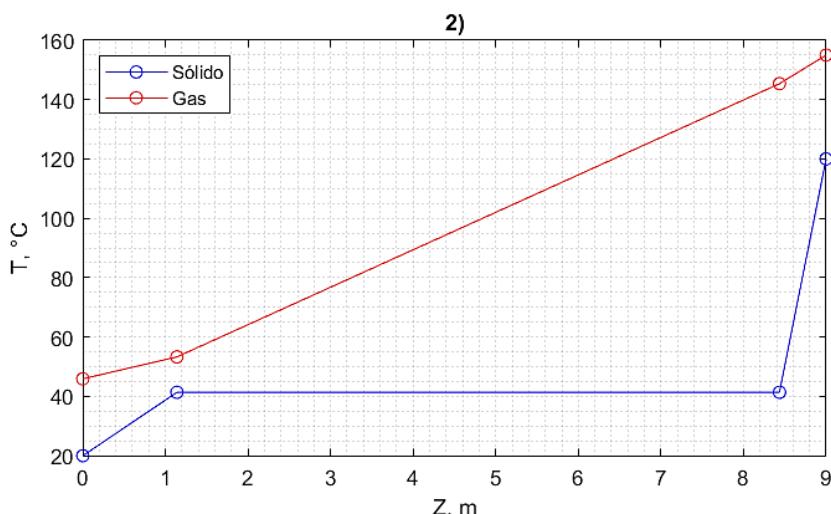


Figura 6. Perfil de temperaturas de la opción 2.

Descartando los resultados para los otros escenarios.

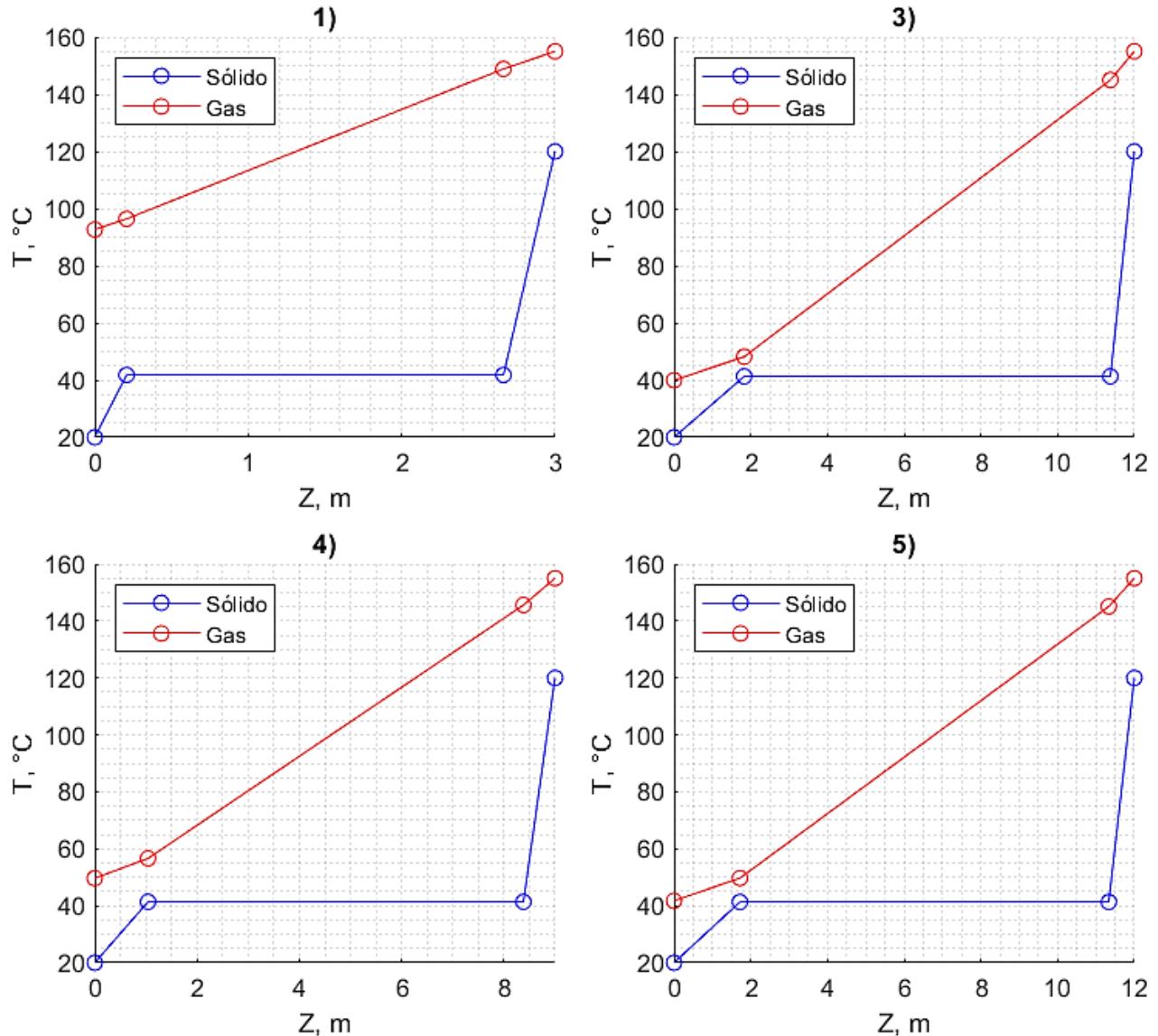


Figura 7. Perfiles de temperaturas de los casos dados.

Variación de Gs

Una vez escogidas las condiciones a las que iba a operar el secador, encontramos que el flujo másico de aire seco que deberá tener es

$$Gs = 0.956342 \frac{kg}{s}$$

Para una temperatura de salida de gas, humedad de salida y velocidad de

$$T_{G1} = 45.91 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad Y_1 = 0.0422 \frac{kgH_2O}{kgAS}, \quad V_G = 1.34 \text{ m/s}$$

Ahora, con el objetivo de observar el impacto de alimentar flujos menores y mayores, procederemos a recalcular las variables para unos flujos establecidos, del 20% y 10% por debajo y 10% y 20% por encima de este valor, obteniendo los siguientes perfiles de temperaturas aproximados

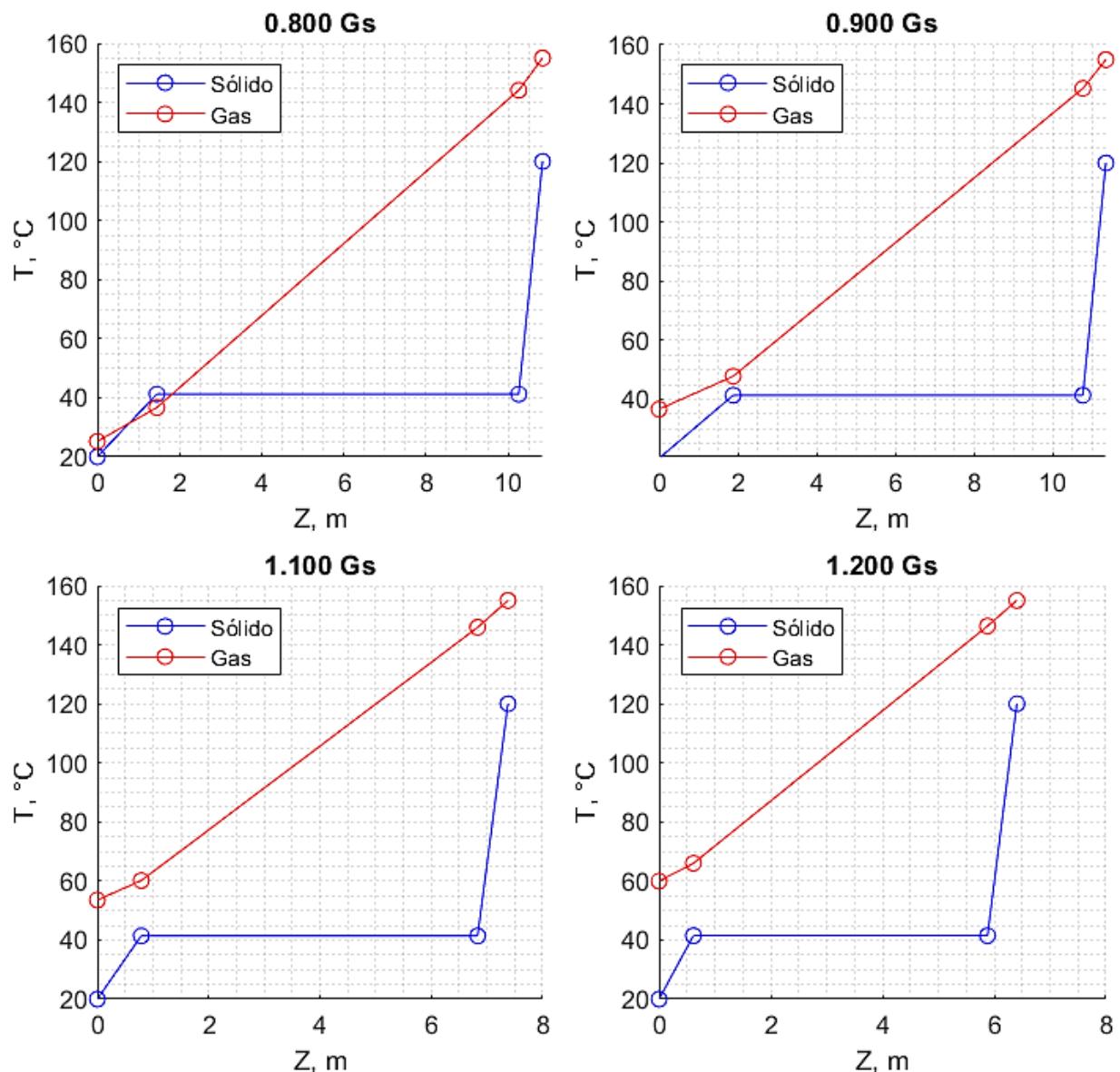


Figura 8. Perfiles de temperaturas resultantes de cambiar G_s .

Note que para el caso de 0.8 la temperatura del gas en el punto C es menor a la del sólido, lo cual es imposible. Este resultado nos sugiere que no es posible obtener un sólido con las temperaturas y humedades de entrada y salida con el flujo de gas de ese escenario a la temperatura y humedad del ejercicio. Sin embargo, vemos que a medida que va incrementando el flujo de gas, el perfil de temperaturas asciende como producto de que la cantidad de calor que se le debe suministrar al sólido es la misma, es decir que para el balance de energía (descartando pérdidas para fines ilustrativos)

$$G_s \cdot C_{Gh} \Delta T_g = W_s \cdot C_{Sh} \Delta T_s \rightarrow G_s \cdot \Delta T_g = K$$

Es decir que si el flujo G_s incrementa, entonces ΔT_g debe disminuir, luego como $\Delta T_g = (T_2 - T_1)$, se tiene que entonces T_1 debe incrementar y por tanto las temperaturas de los puntos intermedios. Resultado que se puede ver en la siguiente figura, que también muestra la dependencia inversamente proporcional entre el flujo G_s y la humedad a la salida Y_1 .

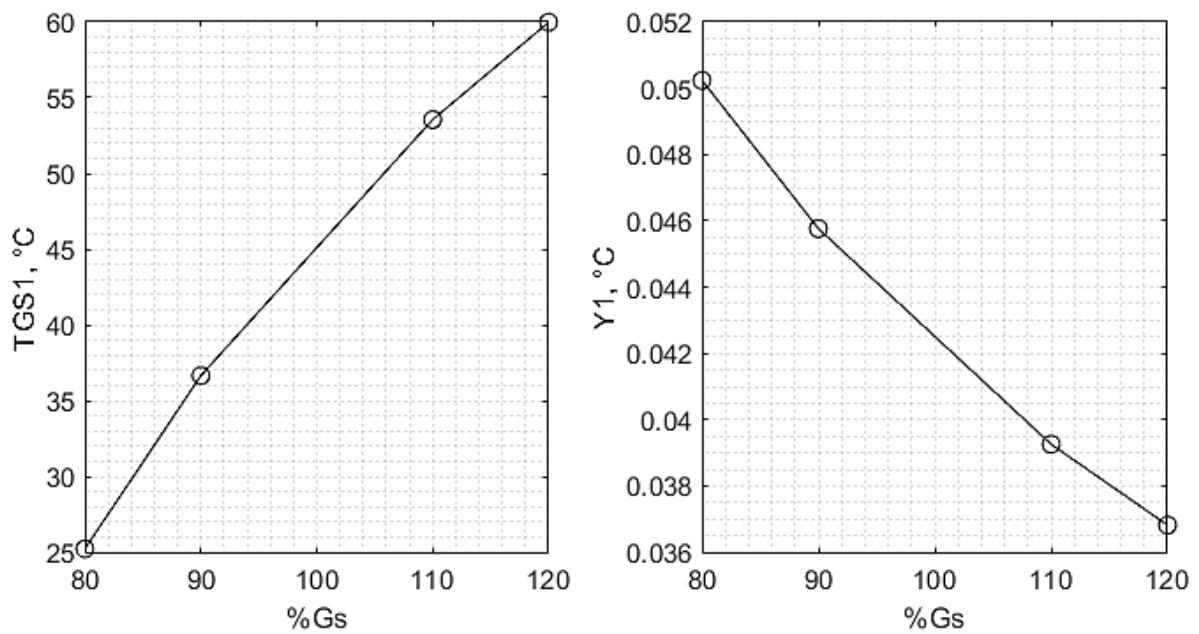


Figura 9. Cambio de la temperatura y composición de salida del gas al cambiar Gs.

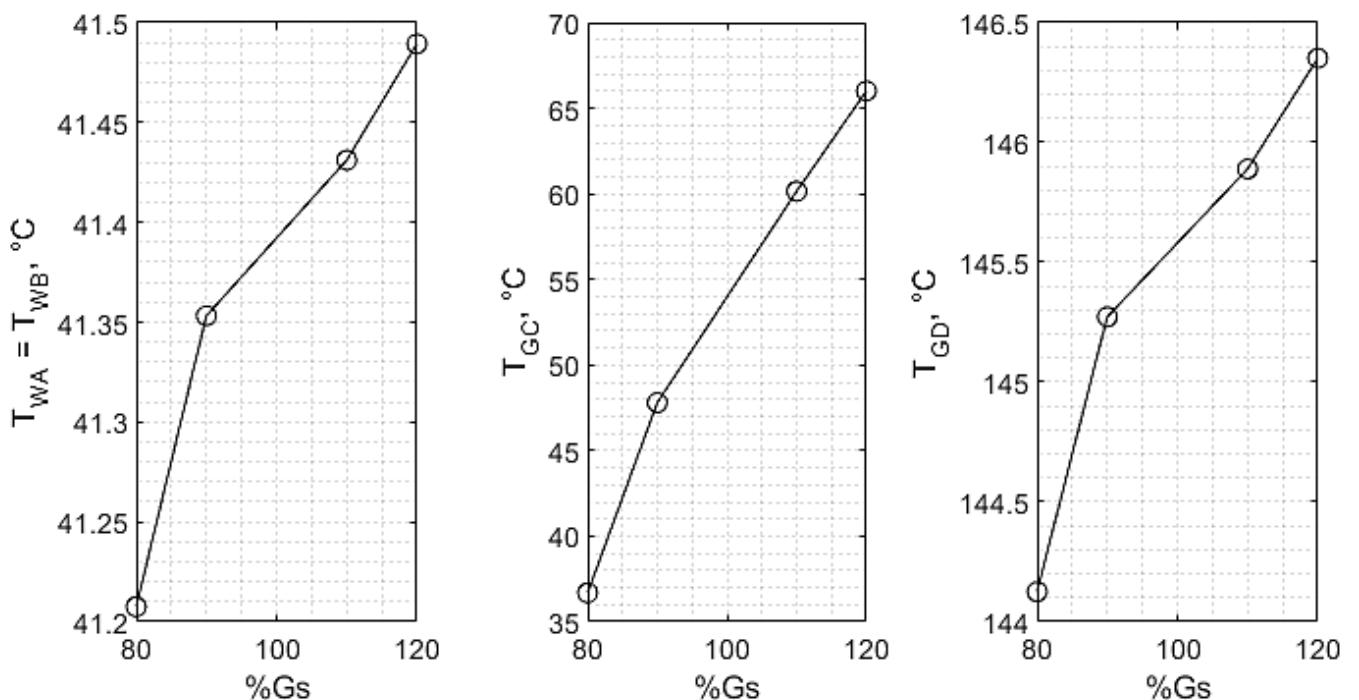


Figura 10. Cambio de las temperaturas intermedias vs Gs.

Así mismo, se puede observar que la longitud del secador decrece con el aumento del flujo G_s y el diámetro del túnel presenta una correlación de proporcionalidad directa.

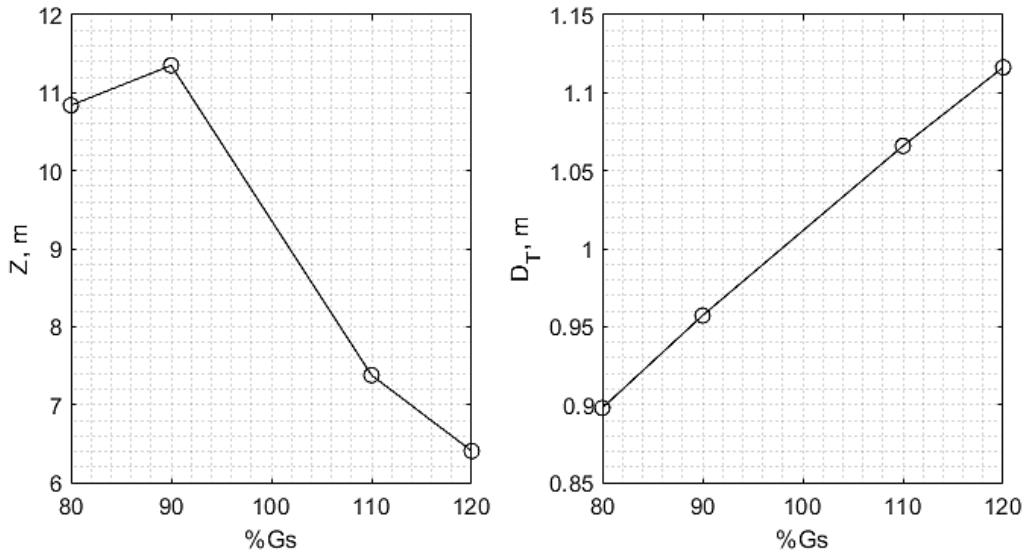


Figura 11. Cambio de las dimensiones al cambiar Gs.

Este resultado se debe a que

$$T_D = 2 \sqrt{\frac{A_{(T_{G1}, V_G)}}{\pi}}, \text{ donde } A = G_s \left(\frac{1}{M_{W,air}} + \frac{Y_{prom}}{M_{W,H_2O}} \right) \frac{RT}{PV_G}$$

$$\rightarrow T_D \propto G_s^{1/2}$$

Y,

$$Z = N_{tOG}(T_{G1}) H_{tOG}(V_G, T_{G1})$$

$$\text{donde } N_{tOG} = \frac{\Delta T'_{G}}{\Delta T_{ML}}, \quad H_{tOG} = \frac{G_{SA} \cdot C_{Gh}}{Ua}$$

Como se mencionó antes, las diferencias de temperaturas disminuyen, por lo que es de esperarse que N_{tOG} decrezca, mientras que H_{tOG} es directamente proporcional a Gs , por lo cual incrementaría.

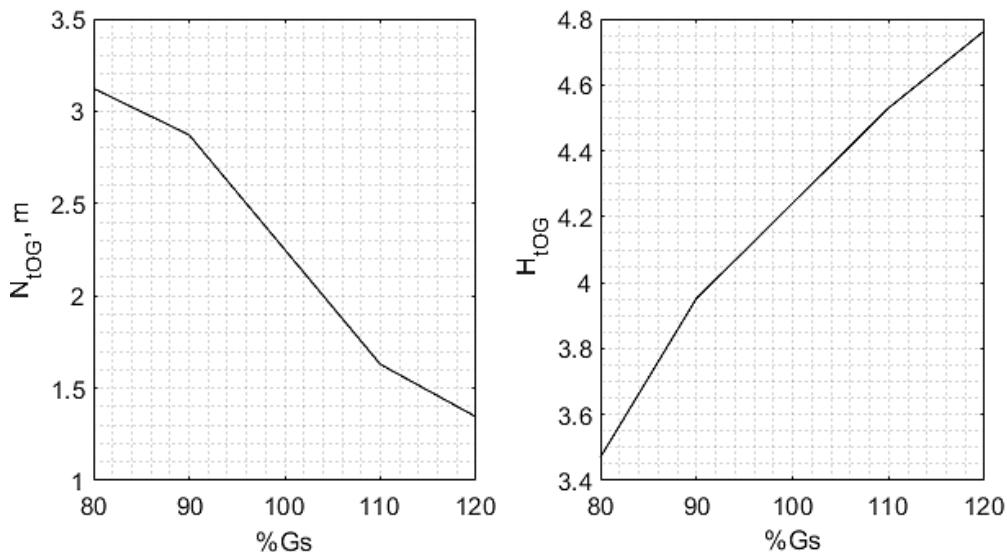


Figura 12. Cambio de N_{tOG} y H_{tOG} al cambiar Gs.

Sin embargo, como se puede observar en la gráfica, las unidades de transferencia de calor decrecen en mayor magnitud de lo que aumenta H_{TOG} , por lo cual el resultado neto de la multiplicación de estos dos efectos es decreciente, resultado que se ve en la figura de Z vs. %Gs

Variación de T_{G1}

Esta variable, al igual que la velocidad del gas, fue calculada anteriormente en búsqueda de asegurar que las dimensiones del secador tomaran el valor de un tamaño estándar. Sin embargo, ahora se varía esta temperatura de salida del gas para poder observar las implicaciones que este cambio conlleva.

Se dejan fijas las condiciones de operación ya establecidas por el problema y la velocidad, puesto que ya se le ha asignado un valor.

La temperatura para la temperatura del gas determinada como adecuada anteriormente fue de 45.91 °C. Para este caso, esta temperatura ha sido variada entre 40 °C y 112 °C.

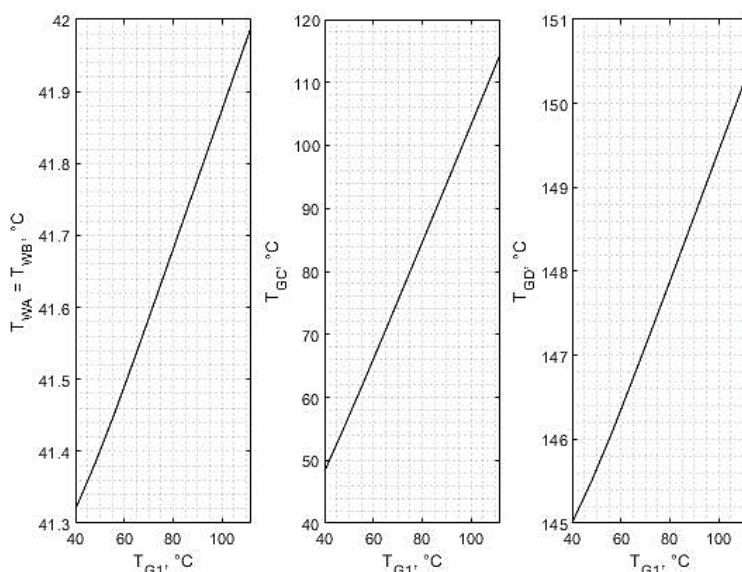


Figura 13. Cambio de las temperaturas en A, B, C y D al cambiar T_{G1} .

En la figura 13 se muestran los cambios presentados por las temperaturas entre las zonas del secador cuando se cambia el valor tomado para la temperatura de salida del gas. En general, se muestra una clara tendencia al aumento de las temperaturas internas del secador cuando la corriente de gas sale a una temperatura mayor. Esto se entiende debido a que al salir el gas ha entregado una menor cantidad de energía por unidad de masa, por lo que el efecto de la entrega de energía para elevar la temperatura del sólido no es muy pronunciado.

Sin embargo, este aumento de la temperatura de salida del gas y su menor entrega de energía por unidad de masa al sólido deben ser amortiguados por un mayor flujo de gas (tal como se ve en la figura 14), de tal manera que la energía total entregada para calentar el sólido no sea inferior.

Cabe destacar también que la temperatura del sólido en la zona II también aumenta, esto se debe a que durante el secado la superficie del sólido debe estar a la temperatura de bulbo húmedo del aire, temperatura de bulbo húmedo que es mayor dado a que la temperatura del gas es mayor.

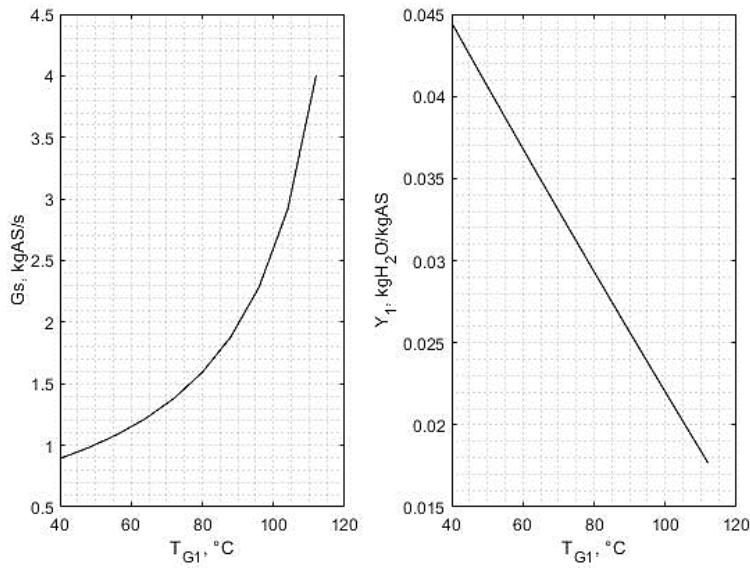


Figura 14. Cambio del flujo de gas y de la composición de salida del gas al cambiar T_{G1} .

Adicionalmente, en la figura 14 se puede notar que la composición a la salida del gas tiende a disminuir cuando el gas sale a mayor temperatura. Esto se debe a que el aumento de T_{G1} implica también un mayor flujo de gas para suplir la energía no entregada por salir a mayor temperatura. Y adicionalmente, si el flujo de gas aumenta, el líquido retirado del sólido (una cantidad constante) y en general, la humedad, va a estar más diluida en el gas.

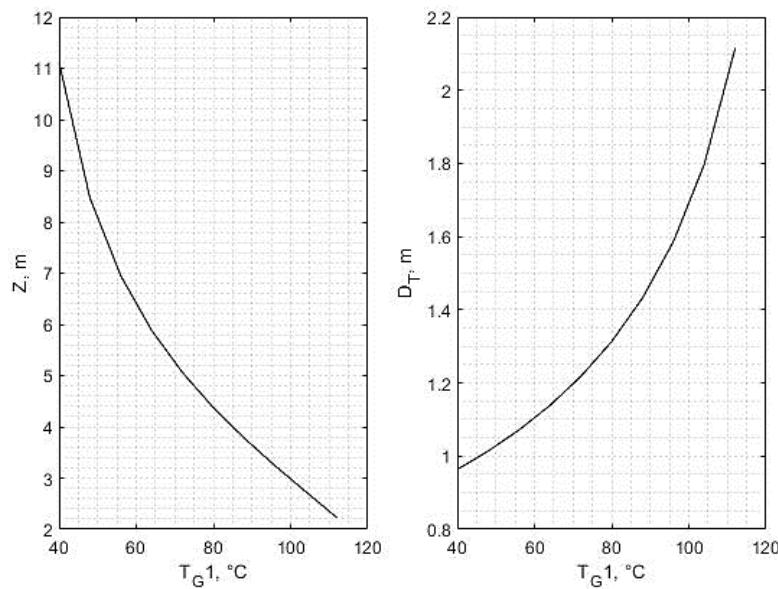


Figura 15. Cambio de las dimensiones del secador al cambiar T_{G1} .

El mayor flujo de gas provocado por una mayor temperatura de salida de este y el aumento de temperaturas en el gas implican una mayor velocidad de transferencia de calor, ya que las fuerzas impulsoras se maximizan e implican también una mayor velocidad de transferencia de masa principalmente debido al aumento de gradientes. Estas transferencias más rápidas se ven reflejadas en una disminución muy pronunciada de la longitud del secador, tal como se puede observar en la figura 15. Por otro lado, el gran aumento del flujo de gas con un volumen húmedo poco variable y una velocidad constante hace que sea necesario el aumento del área de flujo para soportar el mayor caudal. Esto también se muestra en la figura 15, en donde es muy pronunciado el aumento del radio de equipo con el aumento de la temperatura de salida del gas.

Variación de T_{G2}

Respecto a la variación de la temperatura del flujo en la entrada del gas, se dice que se mantienen constantes las variables que se plantean inicialmente en el proceso, además de la temperatura de salida del gas y la velocidad de este, las cuales son encontradas por el método usado en el ajuste de dimensiones, estas fueron $45.909\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 1.4313 m/s respectivamente. Por medio de la metodología planteada se calculan los porcentajes de perdida de calor para cada una de las tres partes, siendo para la zona uno 0.2577 , para la zona dos 0.7117 y para la zona tres 0.0306 . De esta forma obtienen las siguientes gráficas que muestran el comportamiento de algunas variables a medida que se aumenta el valor de la temperatura de entrada del gas de $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $280\text{ }^{\circ}\text{C}$.

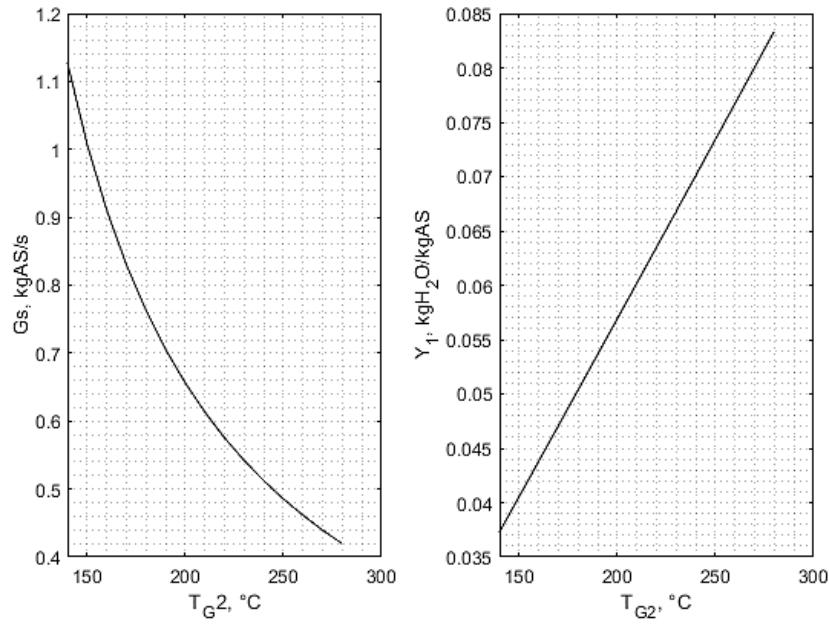


Figura 16. Variación del flujo de gas seco y de la humedad en base libre a la salida a medida que cambia la temperatura de entrada del gas.

Si se observa la figura 16, se muestra primeramente como cambia el flujo de gas a medida que varía la temperatura de entrada del gas con el cual se desea capturar el agua en el sólido, a medida que esta temperatura aumenta el flujo de gas necesario para evaporar el agua disminuye, esto debido a que la cantidad de agua contenida en el sólido es la misma para cada caso, por lo tanto, la cantidad de energía requerida para evaporar el agua es igual, si se aumenta la temperatura, se aumenta la cantidad de energía que lleva el flujo de gas, como se mencionó anteriormente, la cantidad de energía necesaria no cambia, por lo tanto, la forma de reducir esa cantidad de energía que lleva el gas es disminuyendo su flujo másico, con el fin de cumplir lo anteriormente dicho.

En la siguiente gráfica se muestra el cambio de la humedad en base libre del gas en la salida del secador en función de la temperatura de entrada del gas, lo que se observa en esta gráfica está directamente relacionado con la gráfica descrita anteriormente sobre el flujo másico en base libre, pues la cantidad de agua evaporada es la misma, además la humedad en base libre del gas a la entrada se mantiene, por lo tanto, la razón para que la humedad a la salida aumente es porque la magnitud del gas en base libre disminuye a medida que aumenta la temperatura, pues va a haber la misma cantidad de agua evaporada para una menor cantidad de gas en base libre a medida que se aumenta la temperatura.

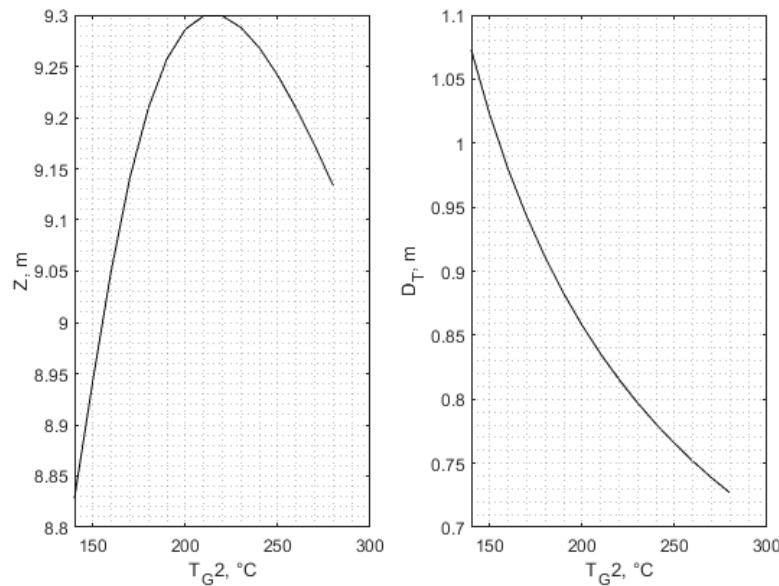


Figura 17. Variación de la longitud y del diámetro del secador a medida que cambia la temperatura de entrada del gas.

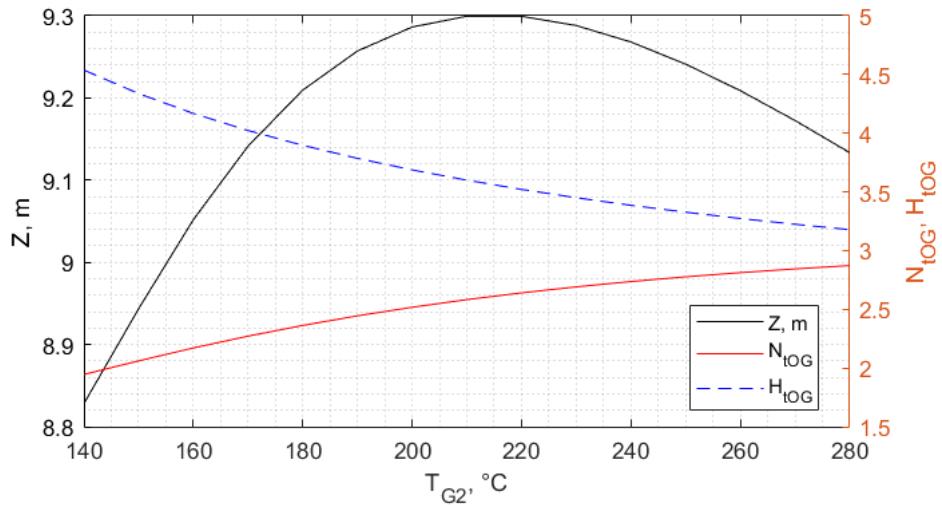


Figura 18. Variación de la longitud y del diámetro del secador a medida que cambia la temperatura de entrada del gas.

Si se observa la figura 17, se muestra primeramente el cambio de la longitud del secador en función del cambio de temperatura en la entrada del gas, algo muy curioso es que esta tiene forma de parábola, esto es debido a que la longitud Z depende de dos términos N_{TOG} y H_{TOG} , respecto a N_{TOG} se dice que este está compuesto por deltas de temperatura, es decir, a medida que aumenta la temperatura de salida, estos se hacen más grandes, por otro lado, el H_{TOG} es directamente proporcional al flujo de gas seco, el cual como se mencionó anteriormente disminuye a medida que la temperatura de entrada del gas aumenta, entonces, a medida que la temperatura de entrada de gas aumenta N_{TOG} aumenta y H_{TOG} disminuye, como se muestra en la gráfica 18; lo que sucede en esta gráfica es que para un valor de temperatura de entrada del gas entre 210 °C y 220 °C cambia la pendiente porque hasta ese punto el aumento del término N_{TOG} era lo suficientemente grande como para no verse afectada su trayectoria a medida que aumentaba la temperatura, una vez se pasa esta temperatura, el término H_{TOG} disminuye a una tasa similar al N_{TOG} , causando al concavidad observada en la primera gráfica de la figura 17. En la segunda gráfica se dice que a medida que aumenta la temperatura del gas a la entrada el diámetro del secador disminuye, esto debido a que el flujo de gas en base libre disminuye, pues son directamente proporcionales, esto debido a lo mencionado en la figura 16.

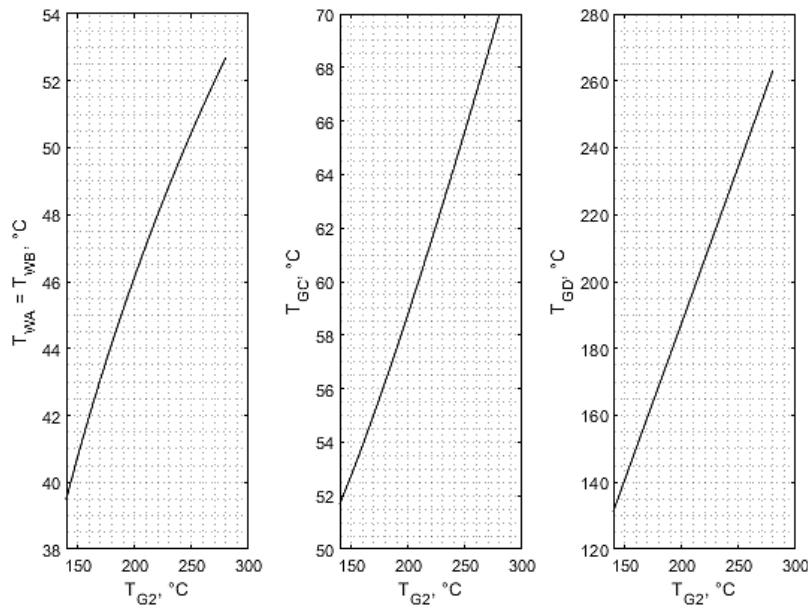


Figura 19. Variación de las temperaturas en los puntos A, B, C y D a medida que cambia la temperatura de entrada del gas.

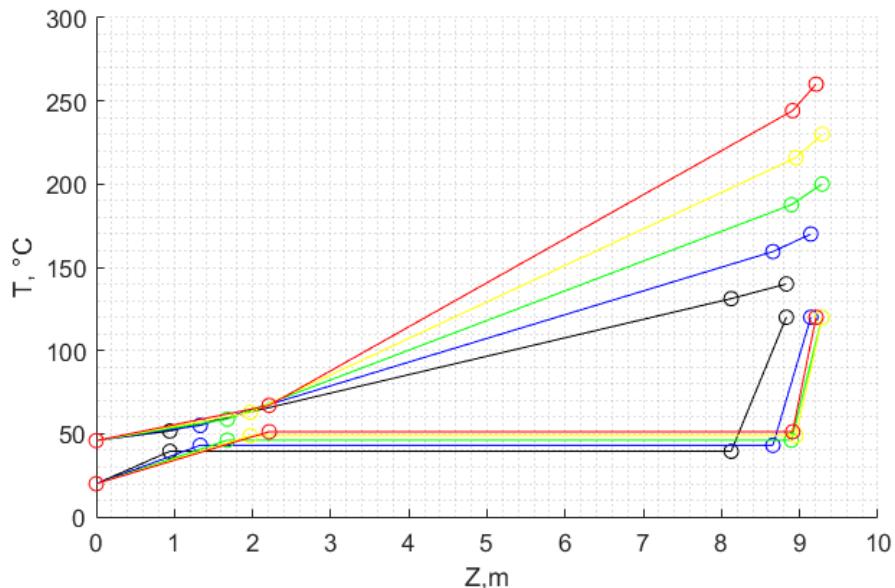


Figura 20. Perfiles de temperatura para diferentes temperaturas de entrada del gas al secador.

Respecto a las figuras 19 y 20 se observa que a medida que la temperatura de entrada del gas aumenta, las temperaturas en los puntos A, B, C y D aumentan, esto es debido a que al haber mayor temperatura en el gas a la entrada, en las curvas referentes al gas se espera claramente su aumento porque se está alterando la temperatura de entrada, manteniendo constante su temperatura de salida, por el lado del sólido este aumenta debido a que para que el sólido empiece a evaporar el agua, este debe estar a la temperatura del bulbo húmedo, así mismo, a medida que aumenta la temperatura de bulbo seco, la temperatura de bulbo húmedo debe aumentar, teniendo en cuenta que las composiciones en el gas son relativamente similares.

Variación de Y_2

Respecto a la variación de la humedad en base libre en la entrada del gas, se dice que se mantienen constantes las variables que se plantean inicialmente en el proceso, además de la temperatura de salida del gas y la velocidad de este, las cuales son encontradas por el método usado en el ajuste de dimensiones, estas fueron $45.909\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 1.4313 m/s respectivamente. Por medio de la metodología planteada se calculan los porcentajes de perdida de calor para

cada una de las tres partes, siendo para la zona uno 0.2087, para la zona dos 0.7575 y para la zona tres 0.0338. De esta forma obtienen las siguientes gráficas que muestran el comportamiento de algunas variables a medida que se aumenta el valor de la humedad en base libre en la entrada del gas de 0.01 a 0.08.

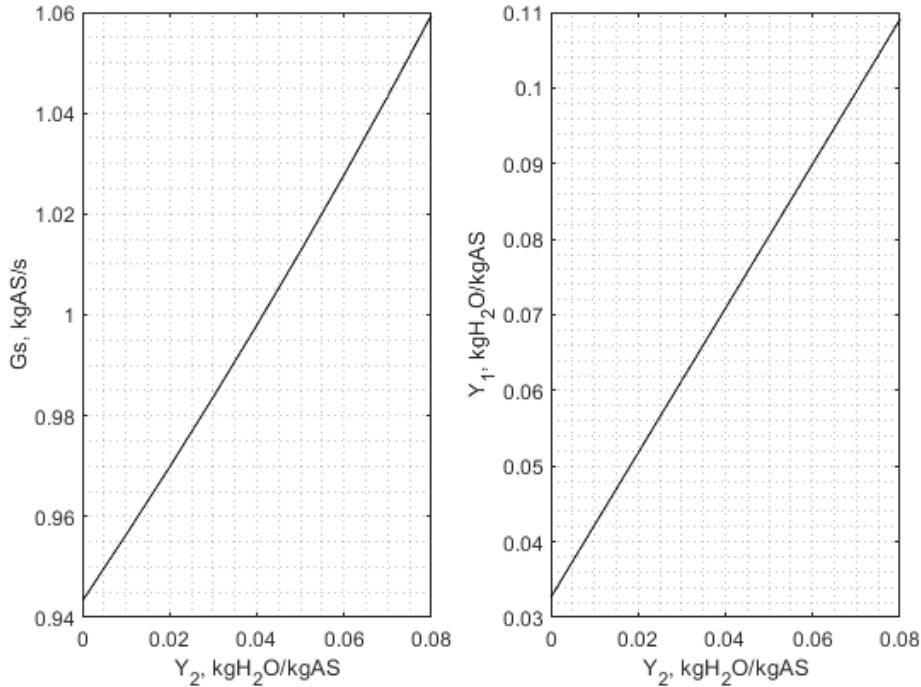


Figura 21. Variación del flujo de gas seco y de la humedad en base libre a la salida a medida que cambia la humedad en base libre a la entrada del gas.

Respecto a la figura 21, se muestra la variación del flujo masico del gas en base seca a medida que aumenta la humedad en base libre de la entrada del gas, debido a que al momento de evaporar el agua se debe llegar a saturación, sin embargo, si el aire tiene mayor humedad se debe aumentar la cantidad de aire en base libre para poder capturar la cantidad de agua requerida para obtener la humedad deseada en el sólido. Así mismo, en la gráfica de la derecha se observa que la humedad en base libre de la salida del gas aumenta a medida que aumenta la humedad en la entrada del gas, esto debido a lo anteriormente dicho, pues se evapora la misma cantidad de agua y se aumenta la humedad a la entrada, dando como resultado un aumento en la humedad en base libre a la salida del gas.

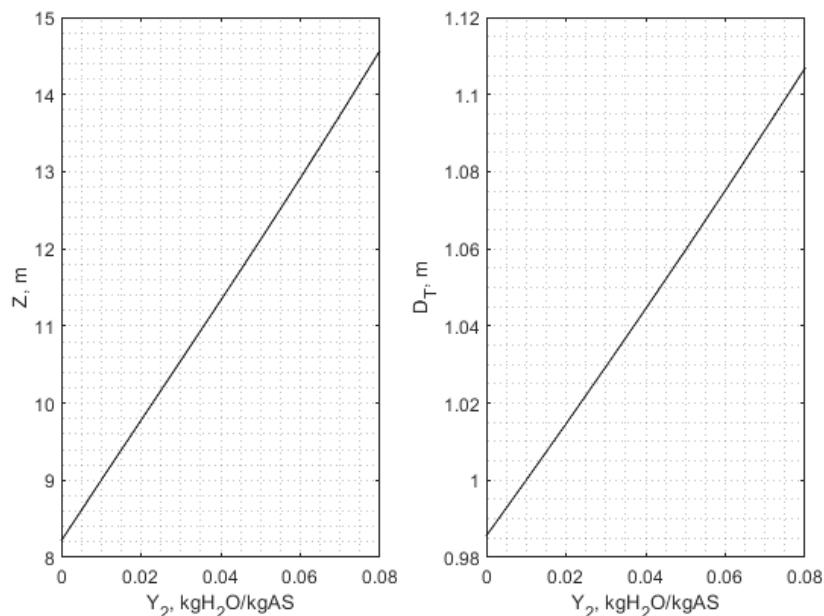


Figura 22. Variación de la longitud y del diámetro del secador a medida que cambia la humedad en base libre del gas a la entrada.

Respecto a la Figura 22, se dice que tanto el diámetro como la longitud aumentan a medida que aumenta la humedad en la entrada, esto debido a que ambas dependen del flujo de gas el cual incrementa como se mencionó en la figura anterior, por lo tanto, a medida que aumenta la humedad en base libre de la entrada del gas, el área y la longitud también se incrementan.

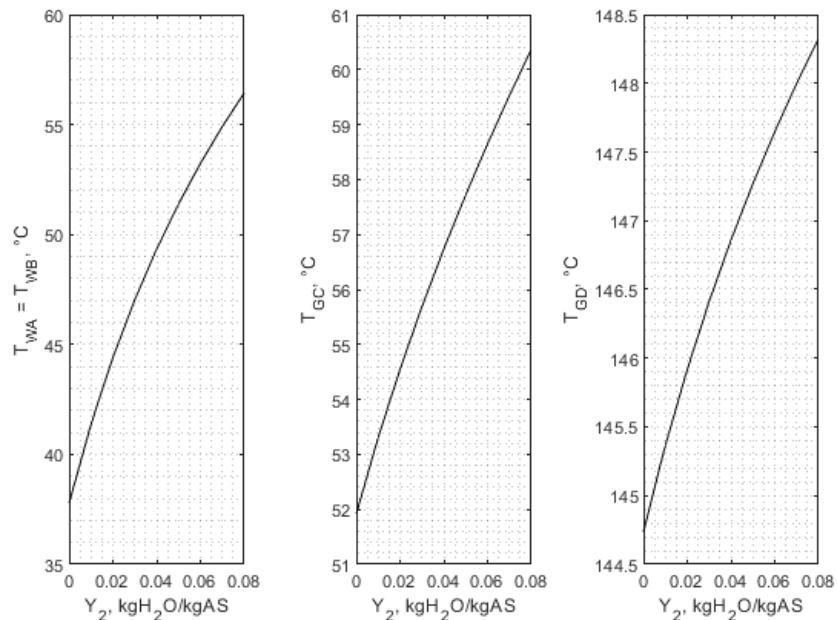


Figura 23. Variación de las temperaturas en los puntos A, B, C y D a medida que cambia la temperatura de entrada del gas.

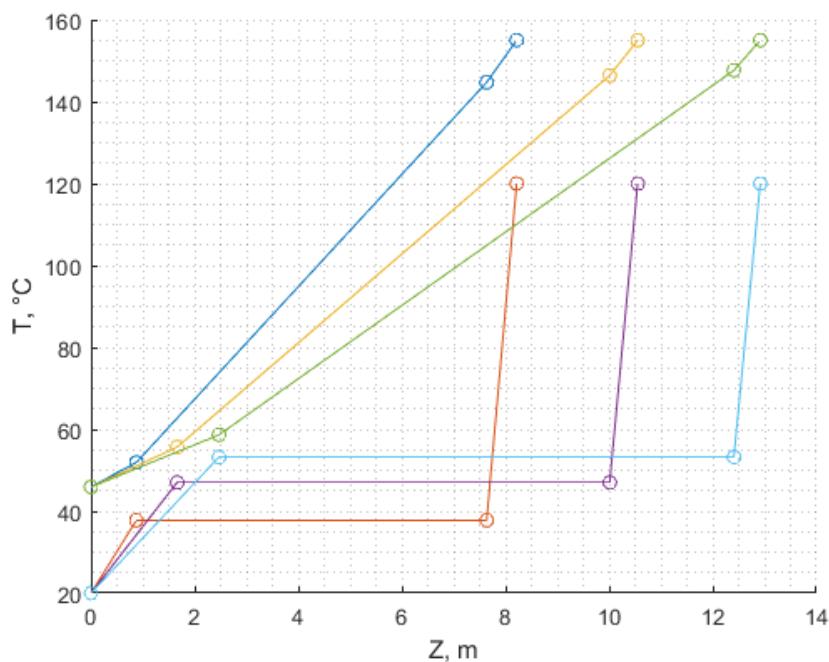


Figura 24. Perfiles de temperatura para diferentes temperaturas de entrada del gas al secador.

Si se observa la figura 23, se observa que a medida que la humedad en el gas de entrada aumenta, las temperaturas en los puntos A, B, C y D aumentan, esto debido a que al incrementar la humedad en la entrada, la fuerza impulsora referente a la transferencia de masa es menor, ya que las concentraciones en el aire son mayores, dando como resultado una mayor temperatura necesaria para evaporar el agua, esto se refleja en la figura 24, pues una mayor longitud, significa una mayor humedad a la entrada del secador, y por lo tanto, una temperatura de bulbo húmedo más alta con la cual se evapora el agua en el sólido.

Variación del porcentaje de pérdidas de calor

Para la variación de las pérdidas totales de calor, se mantienen constantes las variables que se plantean inicialmente en el proceso, además de la temperatura de salida del gas y la velocidad de este, las cuales son encontradas por el método usado en el ajuste de dimensiones, estas fueron $45.909\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 1.4313 m/s respectivamente. Como habrá de esperarse, si las pérdidas de calor aumentan, significará que habrá menos calor que corresponda al proceso de secado, por lo cual una forma en que se soluciona este problema es un aumento en el flujo de aire para obtener el calor requerido para el secado, pero esto causa a su vez que la humedad de salida del aire sea menor porque la cantidad a retirar sería siempre la misma, pero pasaría a una fase en donde su proporción se hará cada vez más insignificante en comparación del aire, esto podemos observarlo a continuación:

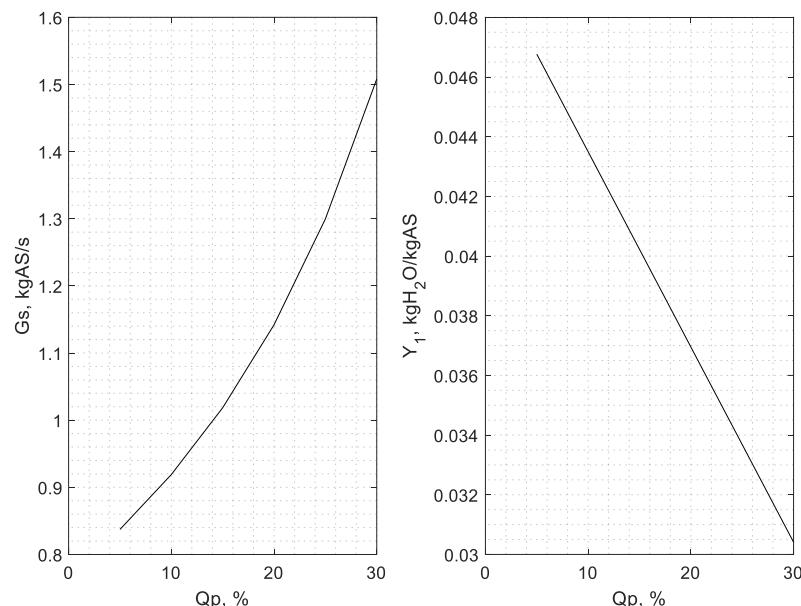


Figura 25. Variación del flujo de gas seco y de la humedad en base libre a la salida a medida que cambian las pérdidas totales de calor.

Debido a que la cantidad de agua adquirida por la fase gaseosa va generando un menor incremento en su humedad (porque se aumenta el flujo de aire), se presentan mayores gradientes para la transferencia de masa, permitiendo que sea más rápida y por lo cual disminuye su longitud; pero a su vez como es mayor flujo de aire, se requerirá un mayor volumen del secador, entonces se incrementa el diámetro de esto porque tiene mayor influencia respecto al volumen (debido a que estaría al cuadrado $V=z*\pi*D^2/4$). Esto se representa en las siguientes gráficas:

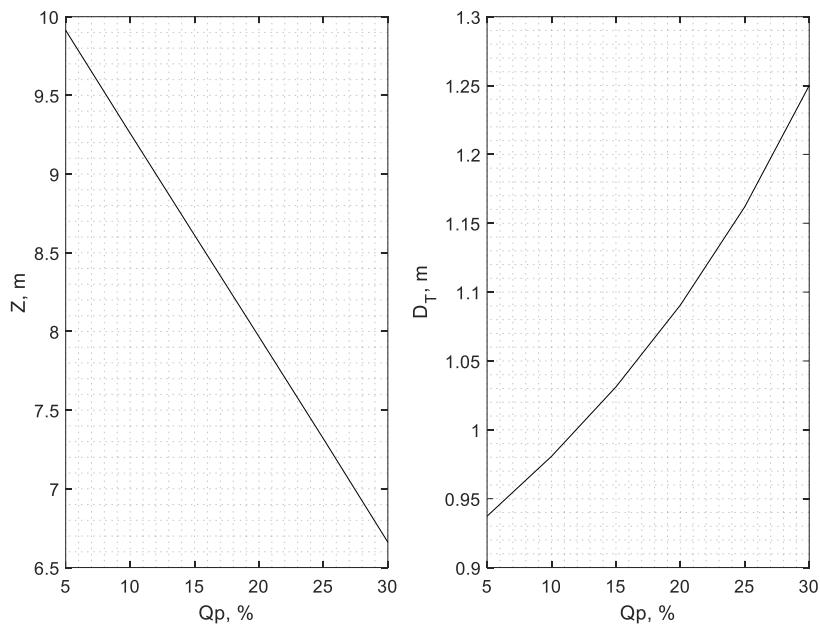


Figura 26. Variación del largo y diámetro del secador a medida que cambian las pérdidas totales de calor.

También al presentar un incremento en el flujo de aire, al mirar por separado las moléculas de aire, cada una entregará menor cantidad de calor al sólido (el cual requiere la misma cantidad de calor siempre, en este caso) debido a la gran cantidad de moléculas de aire que habrá, por lo cual, si disminución de temperatura al interior del secador será menor, entonces tendrán mayores temperaturas dentro de este, como podemos verlo a continuación:

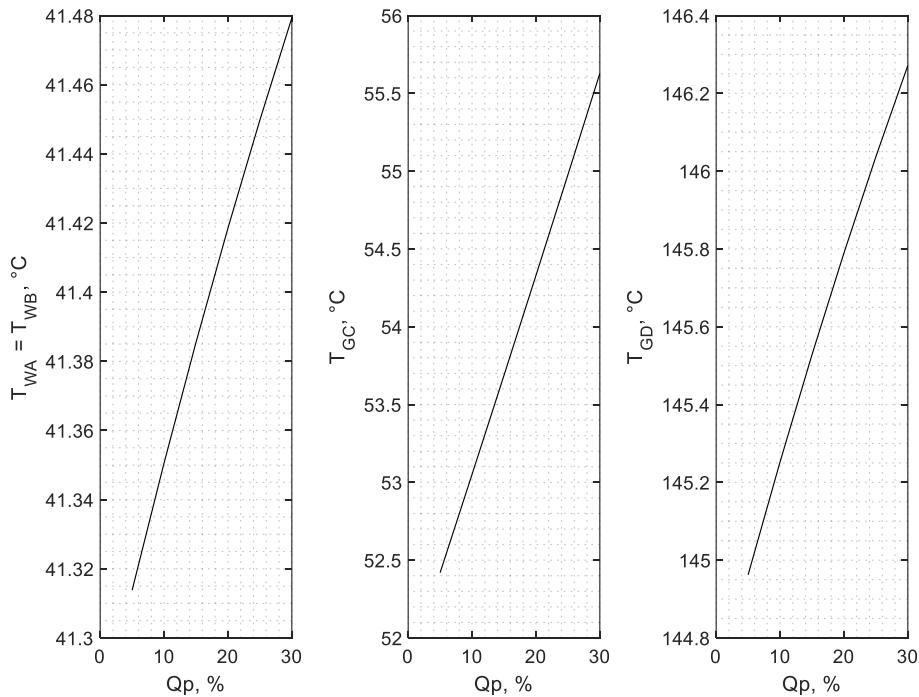


Figura 27. Variación de las temperaturas en los puntos A, B, C y D a medida cambian las pérdidas totales de calor.

Pero también podemos ver que estos incrementos no son muy significativos, por lo cual no harán gran relevancia.

Variación de T_{w2}

Para la variación de la temperatura de salida del sólido, se mantienen constantes las variables que se plantean inicialmente en el proceso, además de la temperatura de salida del gas y la velocidad de este, las cuales son

encontradas por el método usado en el ajuste de dimensiones, estas fueron $45.909\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 1.4313 m/s respectivamente. Como el sólido saldrá con mayor temperatura y las pérdidas de calor totales serán constantes, requerirá un incremento del flujo de aire para poder recibir más calor y aumentar su temperatura de salida, pero como ya sabemos, incrementar este flujo significará disminuir la humedad de salida del aire porque el agua que pase a fase gaseosa se encontrará con mayor proporción de moléculas de aire en comparación, esto se puede observar en las siguientes gráficas:

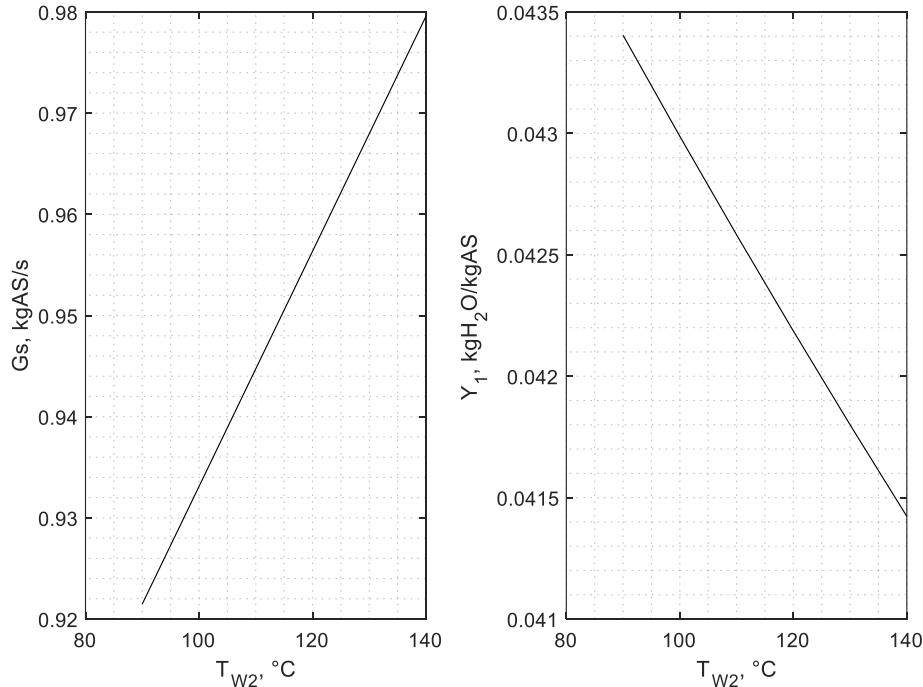


Figura 28. Variación del flujo de gas seco y de la humedad en base libre a la salida a medida que cambian las pérdidas totales de calor.

Pero puede verse que este incremento de flujo no es muy grande, por lo cual el incremento en el volumen del secador tampoco lo será, por lo cual el aumento del radio de este será pequeño. La disminución de la humedad del aire representaría un aumento en la transferencia de masa por tener mayor gradiente, pero como mencionamos esta disminución no será muy grande, entonces el gradiente incrementará poco y se creería que el largo del secador disminuiría poco, pero lo que sucede es que como se quiere mayor temperatura de salida del sólido, requerirá mayor contacto con el sólido, principalmente en las zonas donde predomina solo la transferencia de calor, por lo cual esta vez el largo del secador irá aumentando, esto se puede observar en las siguientes gráficas:

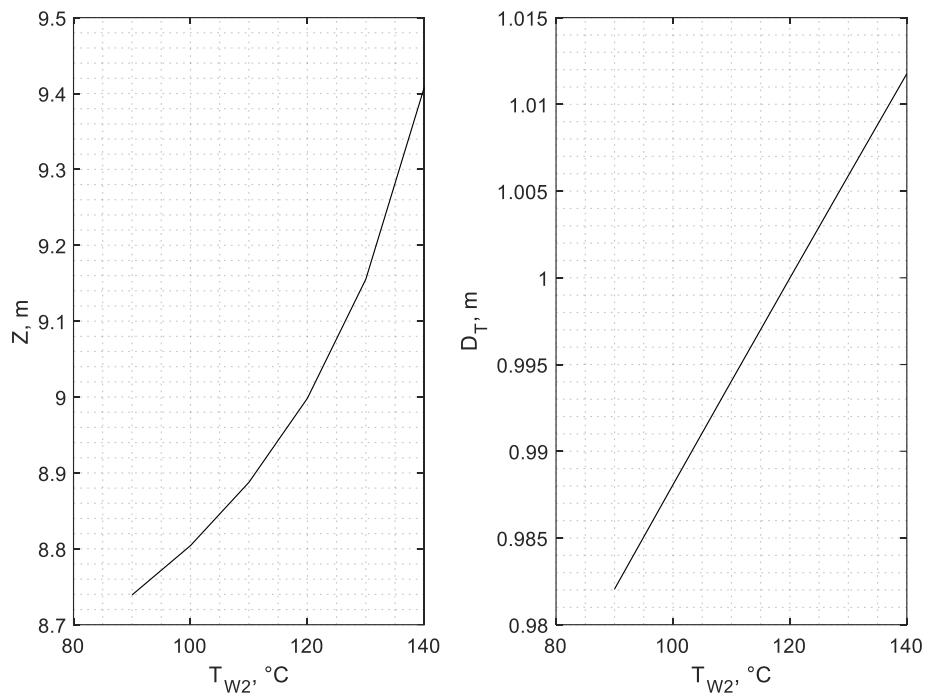


Figura 29. Variación del largo y diámetro del secador a medida que cambian la temperatura de salida del sólido.

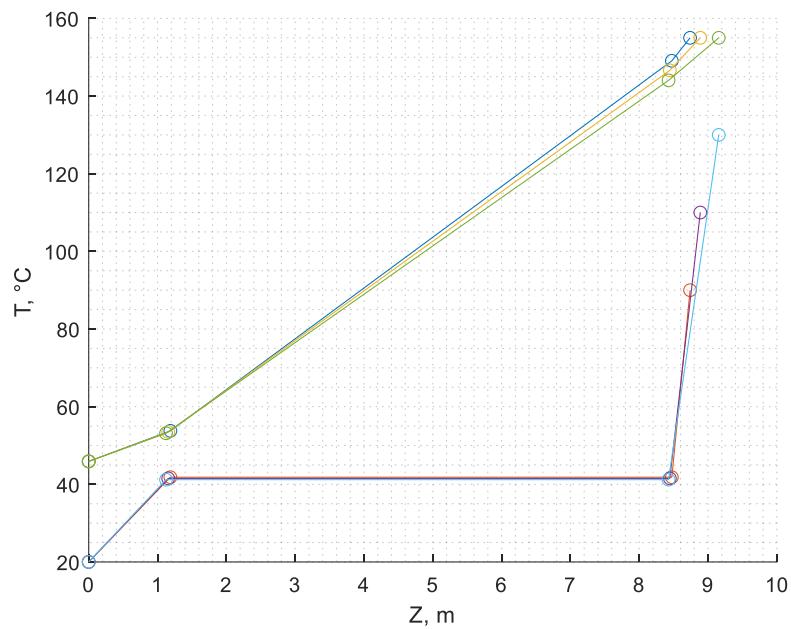


Figura 30. Perfil de temperaturas dentro del secador en comparación con el largo del secador a medida que cambian la temperatura de salida del sólido.

Como podemos ver en la figura 30 el incremento del largo del secador se presenta principalmente en la zona 3, donde es mayor la transferencia de calor. Como en este caso el sólido requiere más calor para incrementar su temperatura, el gas tendrá menores temperaturas dentro del secador, este factor también genera que el sólido alcance más rápido el inicio de la zona 2 (porque la zona 1 es solo transferencia de calor) y por lo cual lo hará a una menor temperatura, esto está representado con las siguientes gráficas:

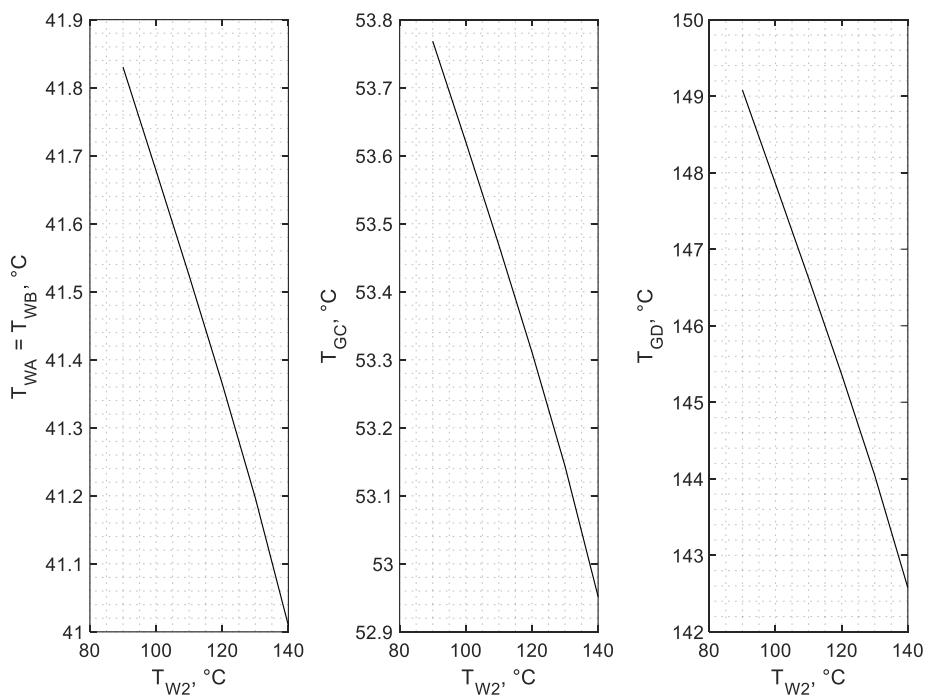


Figura 31. Variación de las temperaturas en los puntos A, B, C y D a medida que cambian las pérdidas totales de calor.

Conclusiones

Es importante a la hora de diseñar un secador tener un aislamiento contra las pérdidas de calor debido a que estas representarán un incremento del flujo del aire, generando más gastos tanto por cantidad como por la energía requerida para poder llevar este flujo hasta el secador, además representará un problema de comodidad ubicar el secador porque aumenta su diámetro.

Si bien se abarcaron el cambio de variables y como estas afectaban las dimensiones de diseño, por medio de un procedimiento como el anteriormente realizado no se puede determinar las mejores condiciones para llevar a cabo el proceso, por lo tanto, se recomienda que al momento de diseñar un equipo se utilicen programas diseñados específicamente para estos fines, con el fin de disminuir tantos costos de operación como de construcción.

Teniendo en cuenta que el flujo de aire utilizado para el proceso de secado se extrae directamente de la atmósfera, es recomendable utilizar mayores flujos con temperaturas relativamente bajas para compensar la carga térmica necesitada por el sólido en vez de alimentar un caudal bajo a temperaturas altas, debido a que el costo de suministro de energía para el calentado de este fluido tendría un costo mayor al que representaría alimentar un flujo mayor.

Referencias

Green, D. W. (2019). *Perry's chemical engineers' handbook*. McGraw-Hill Education.

Larkin, J. A. (1975). Thermodynamic Properties of Aqueous Non-Electrolyte Mixtures I. Excess Enthalpy for Water + Ethanol at 298.15 to 383.15 K. *Journal of chemical thermodynamics*, 137-148.