

# Análisis mediante simulación de un tanque con camisa calefactora

Álvaro Núñez<sup>1</sup>, Enrique Tarifa<sup>1,2</sup>, Samuel Franco Domínguez<sup>1</sup> & Sergio Martínez<sup>1</sup>

(1) *Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Jujuy*

*afnunez@fi.unju.edu.ar, eetarifa@fi.unju.edu.ar, sfdominguez@yahoo.com.ar & smartinez@arnet.com.ar*

(2) *CONICET*

*eetarifa@arnet.com.ar*

**RESUMEN:** La economía de vapor es uno de los aspectos más importantes en el diseño de procesos. Esto se logra con una buena selección de los accesorios que componen el sistema de calefacción. En este trabajo se analiza, mediante simulación, el comportamiento de un sistema de calefacción constituido por una camisa calefactora, una válvula de control y una trampa de vapor. Para ello se desarrolló un modelo matemático conformado por un conjunto de ecuaciones diferenciales y algebraicas que describen el comportamiento dinámico del proceso analizado. El modelo obtenido se resolvió con el software para análisis de sistemas dinámicos Berkeley Madonna. Como resultado de la simulación se pudo verificar el dimensionamiento de las válvulas y el efecto de la presión crítica dentro de la camisa.

## 1 INTRODUCCIÓN

En la industria en general (Couper, 2010) y en la alimentaria en particular (Toledo, 2007) es ampliamente utilizado el vapor como servicio de calefacción para una gran cantidad de equipos de procesos como por ejemplo intercambiadores de calor, torres de destilación, reactores, mezcladores, etc. Un mal diseño en los servicios de calefacción puede llevar a grandes pérdidas económicas.

En la bibliografía se describen los procesos en los que es utilizado el vapor para este fin, pero no se analiza en detalle el comportamiento dinámico de la chaqueta y de las válvulas que forman el sistema de calefacción. Este análisis detallado es importante ya que un mal diseño de los elementos que forman el sistema de calefacción resulta en pérdidas de vapor, acumulación de condensado en la camisa, pérdida de la capacidad de regulación, etc.

En el presente trabajo se desarrolla un modelo dinámico de un sistema batch para calentar agua. El sistema está formado por un tanque agitado, una camisa que rodea al tanque, una válvula que regula la entrada de vapor a la camisa, un sistema saturador de vapor y una trampa de vapor que permite la salida del condensado de la camisa. Con el modelo desarrollado, se realizó el estudio del comportamiento de la camisa para varias aperturas de la válvula de entrada de vapor con el fin de evaluar la capacidad de regulación y las condiciones de operación del sistema de calefacción.

## 2 MODELO Y SIMULACIÓN

### 2.1 Proceso a estudiar

La Fig. 1 muestra el proceso al que se le realizará la simulación, se trata de un tanque calefaccionado para calentar agua. El mismo está compuesto de un tanque agitado, abierto, que contiene una masa de agua  $M_{WR}$ , –inicialmente a 25 °C– que se desea llevar a ebullición, y una camisa, C1, en donde, por medio de vapor saturado a presión  $P_S$ , se transfiere el calor necesario para calentar el agua. El vapor entra a la presión  $P_{S0}$  a la válvula de control  $V_1$  (del tipo de igual apertura) donde se produce una pérdida de carga, saliendo el vapor sobrecalentado a  $P_S$  y con un flujo másico  $W_S$ . En este punto, un sistema saturador inyecta agua al vapor para llevarlo a condiciones de saturación. El vapor saturado ingresa en la camisa, y entrega el calor latente para calefaccionar el tanque. Una vez condensado el vapor, el líquido es eliminado a través de la trampa de vapor  $V_2$ . Otra variable a tener en cuenta es el área de transferencia de calor efectiva  $A_T$ , la cual depende del nivel de condensado dentro de la camisa y del nivel de líquido en el tanque. Debido a que la temperatura del agua en el tanque se encuentra inicialmente por debajo de 100 °C, la camisa debe trabajar al vacío, por lo que el sistema se completa con una bomba de vacío  $B_1$ .

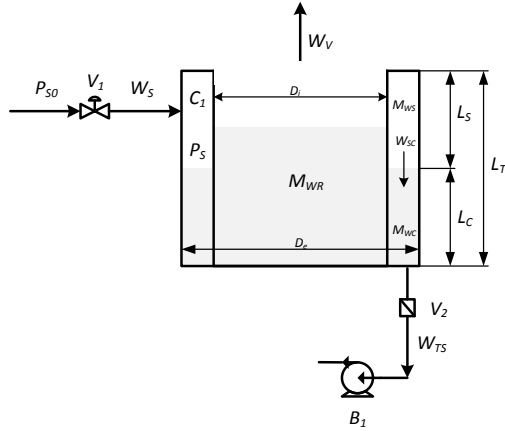


Figura 1. Diagrama del tanque calefaccionado.

## 2.2 Formulación del modelo de simulación

A continuación se presenta el modelo para el proceso descrito en estado dinámico. Las ecuaciones de balance de masa y energía para la zona del tanque son las siguientes:

$$\frac{dM_{WR}}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{si } T_R < 100^\circ\text{C} \\ -\frac{Q}{\lambda_V} & \text{si } T_R \geq 100^\circ\text{C} \end{cases} \quad (1)$$

$$\frac{dT_R}{dt} = \begin{cases} \frac{Q}{\rho C_p V_R} & \text{si } T_R < 100^\circ\text{C} \\ 0 & \text{si } T_R \geq 100^\circ\text{C} \end{cases} \quad (2)$$

donde  $M_{WR}$  (kg) es la masa de agua dentro del tanque,  $Q$  (kJ/h) es el flujo de calor,  $T_R$  ( $^\circ\text{C}$ ) es la temperatura del agua en el tanque,  $\lambda_V$  (kJ/kg) es el calor latente de vaporización a la temperatura  $T_R$ ,  $V_R$  ( $\text{m}^3$ ) es el volumen de agua en el tanque y  $\rho$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ) es la densidad del agua.

Para la camisa se plantearon dos balances de masa, los correspondientes a la cantidad de agua que se encuentra en la fase vapor y la que se encuentra como condensado:

$$\frac{dM_{WS}}{dt} = W_S - W_{SC} \quad (3)$$

$$\frac{dM_{WC}}{dt} = W_{SC} - W_{TS} \quad (4)$$

en donde  $M_{WS}$  (kg) es la masa de agua en forma de vapor dentro de la camisa,  $M_{WC}$  (kg) la masa de agua condensada dentro de la camisa,  $W_{SC}$  (kg/h) es flujo másico de vapor que se condensa, y  $W_{TS}$  (kg/h) es el flujo másico de condensado máximo que sale por la trampa de vapor. El balance de

energía para la camisa, suponiendo un estado pseudoestacionario, es:

$$Q = W_{SC} \lambda_S \quad (5)$$

que representa el calor entregado por el vapor vivo al condensarse a la presión y temperatura de saturación, y  $\lambda_S$  (kJ/kg) es el calor latente de vaporización a la temperatura  $T_S$ .

El vapor se considera saturado dentro de la camisa por lo que la presión  $P_S$  (kPa) se puede calcular a través de la ecuación de los gases ideales:

$$P_S = \frac{M_{WS} R T_S}{V_S P M_W} \quad (6)$$

Para determinar la temperatura de saturación  $T_S$  ( $^\circ\text{C}$ ) del vapor, se utilizó la correlación de Antoine (1888) con los coeficientes obtenidos por Yaws et al. (1989):

$$T_S = \begin{cases} \frac{1730.63}{7.196 - \log_{10} P_S} - 233.426 & P_S < 101 \text{ kPa} \\ \frac{1810.94}{7.265 - \log_{10} P_S} - 244.485 & P_S \geq 101 \text{ kPa} \end{cases} \quad (7)$$

Las ecuaciones (6) y (7) forman un sistema de ecuaciones, por lo cual deben resolverse simultáneamente para determinar  $P_S$  y  $T_S$ . La velocidad de transferencia de calor de la camisa al tanque se modeló de la siguiente manera:

$$Q = U A_T (T_S - T_R) \quad (8)$$

en donde  $U$  ( $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ ) es el coeficiente de transferencia de calor global de la camisa y  $A_T$  ( $\text{m}^2$ ) es el área de transferencia de calor efectiva.

Para modelar la válvula de control se utilizó la ecuación sugerida por el manual Spirax Sarco (2004) para vapor:

$$W_S = \begin{cases} f_{x_{V1}} K_{V1} 0.671 \sqrt{(\Delta P_S)(P_{S0} + P_S)} & P_S > P_{CS} \\ f_{x_{V1}} K_{V1} 0.671 \sqrt{(\Delta P_{CS})(P_{S0} + P_{CS})} & P_S \leq P_{CS} \end{cases} \quad (9)$$

con  $\Delta P_S = P_{S0} - P_S$  y  $\Delta P_{CS} = P_{S0} - P_{CS}$

donde el coeficiente 0.671 es un factor de proporcionalidad y  $P_{S0}$  (kPa) es la presión del vapor aguas arriba de la válvula de control  $V_1$ . La válvula utilizada en el modelo es del tipo igual apertura, cuya función característica está modelada por la siguiente ecuación:

$$f_{x_{V1}} = \alpha^{(x_{V1}-1)} \quad (10)$$

donde  $x_{V1}$  es la apertura de la válvula.

Se define como presión crítica del vapor (presión de descarga a la cual el flujo en la válvula alcanza la velocidad del sonido) a:

$$P_{CS} = 0.595P_{S0} \quad (11)$$

La trampa de vapor se modeló también como una válvula. En este caso, se compara el valor que toma el flujo de condensado  $W_{CS}$  con respecto al flujo máximo  $W_{TS}$  que puede descargar la trampa. Si el flujo de condensado no supera la capacidad de la trampa, entonces se extrae totalmente. Si en cambio el flujo de condensado es mayor, se extrae el correspondiente a la máxima capacidad de la trampa, provocando que se acumule condensado en la camisa:

$$W_{TS} = \begin{cases} W_{CS} & W_{CS} \leq W_{TS} \\ K_{v2} \sqrt{\frac{L_C \rho g}{1000} + P_S - P_A} & W_{CS} > W_{TS} \end{cases} \quad (12)$$

$\vee$   
 $M_{WC} > 0$

en donde se considera la altura del condensado  $L_C$  y la presión del vapor en la camisa.  $P_A$  es presión de vacío que produce la bomba B1.

Para calcular el calor latente del vapor saturado se utilizó la siguiente correlación válida para el rango de temperaturas utilizadas:

$$\lambda_g = 2513.6418 - 2.6562T_s \quad (13)$$

### 2.3 Simulación

Según Martínez (2000) las principales ventajas que presenta la simulación de procesos es que con datos reales (los que se utilizarán para obtener un modelo matemático si no existe y/o validar los resultados obtenidos al resolver el modelo o la simulación en sí) se puede obtener información que permitirá el análisis, la síntesis y la optimización; además, no se requiere una gran cantidad de experimentos (lo que incrementa el costo y desestabiliza la operación de cualquier planta de proceso) ya que si el modelo utilizado es el adecuado, la reproducibilidad de resultados es excelente.

El modelo matemático obtenido se codificó y cargó en el software *Berkeley Madonna* que permite resolver sistemas de ecuaciones, tanto diferenciales como algebraicas. Para reducir el grado de libertad del sistema de ecuaciones (cantidad de variables – cantidad de ecuaciones) a cero, se especificaron como datos las variables que se presentan en la Tabla 1. La Tabla 2 muestra los valores con los que se inicializaron las variables de estado.

Tabla 1. Datos del modelo.

Variable	Valor	Unidades
$P_{S0}$	486.4	kPa
$U$	800	W/m <sup>2</sup> °C
$K_{v1}$	0.743	kg/h kPa
$K_{v2}$	10	kg/h kPa <sup>1/2</sup>
$x_{v1}$	0.1, 0.5 y 1	

Tabla 2. Valores iniciales para las variables de estado.

Variable	Valor	Unidades
$M_{WR}$	2313	kg
$M_{WS}$	0	kg
$M_{WC}$	0	kg
$T_R$	25	°C

## 3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 3.1 Resultados

Se corrieron tres simulaciones cambiando el valor de la apertura de la válvula  $x_{v1}$ , a la cual se le asignaron los valores de 0.1, 0.5 y 1, obteniéndose las siguientes figuras, en donde el tiempo está expresado en horas.

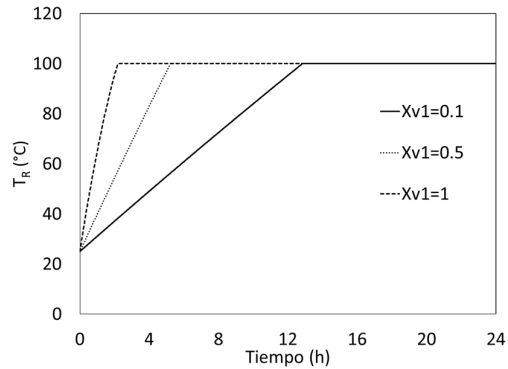


Figura 2. Temperatura del agua en el tanque.

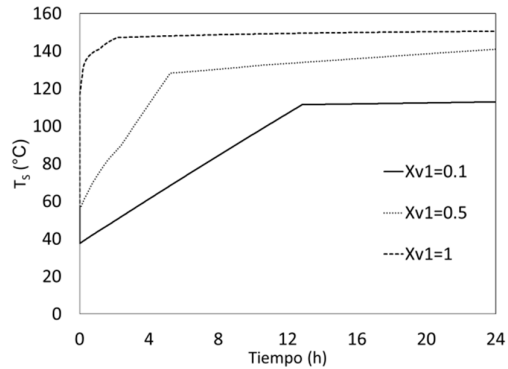


Figura 3. Temperatura del vapor en la camisa.

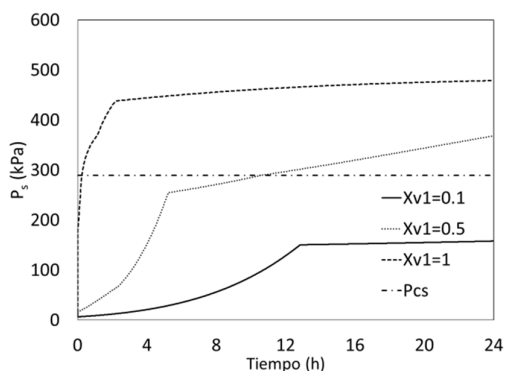


Figura 4. Presión de vapor en la camisa.

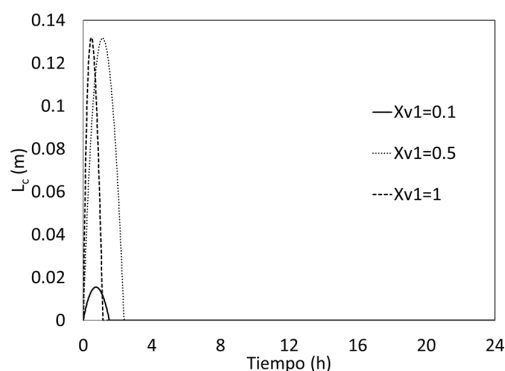


Figura 7. Nivel del condensado en la camisa.

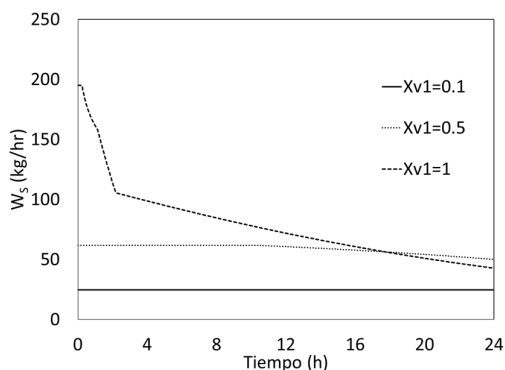


Figura 5. Caudal de vapor.

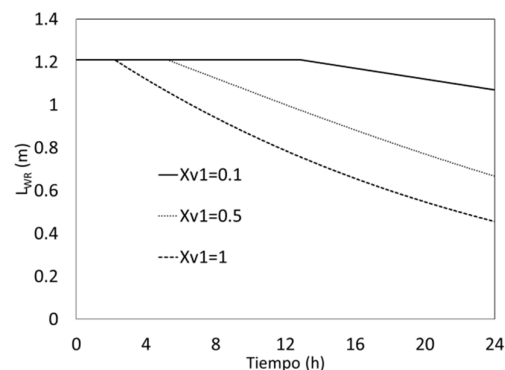


Figura 8. Nivel de agua en el tanque.

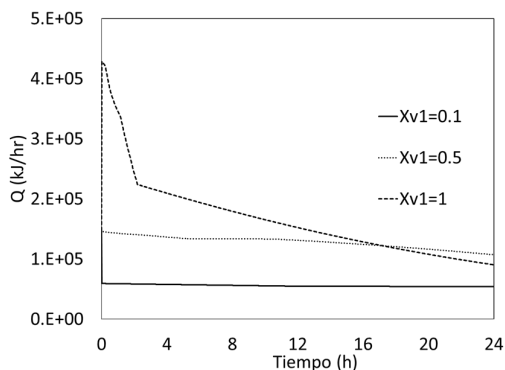


Figura 6. Flujo de calor de la camisa hacia el tanque.

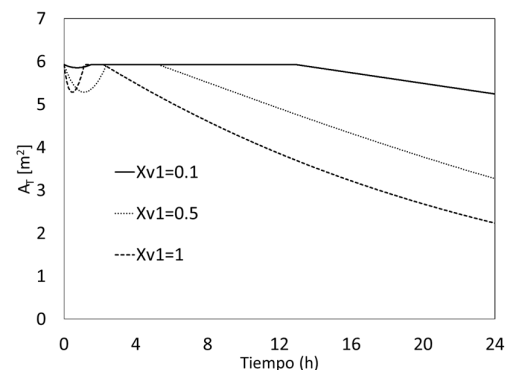


Figura 9. Área útil de transferencia de calor.

### 3.2 Discusión

En las condiciones para las cuales fue diseñado el sistema, la válvula de control opera con  $x_{v1} = 0.5$ . Para este valor de apertura, en la puesta en marcha del equipo hay una pequeña inundación de la camisa (Fig. 7), la cual disminuye a medida que aumenta la presión en la camisa. El flujo de calor se mantiene casi constante a lo largo de todo el proceso (Fig. 6) ya que la disminución del área útil de transferencia (Fig. 9) se ve compensada por el aumento de la temperatura  $T_s$  de saturación del vapor (Fig. 3).

Al aumentar la apertura de la válvula de control a 1, aumenta la cantidad de vapor disponible. En este caso también hay una pequeña inundación de la camisa en el arranque (Fig. 7). El vapor extra produce que aumente la presión de saturación del vapor (Fig. 4), y como consecuencia de esto aumenta la temperatura de saturación del vapor (Fig. 3), lo que finalmente provoca un aumento en la velocidad de calentamiento (Fig. 6). Si bien el flujo de calor se ve beneficiado por el aumento de la temperatura del vapor, a partir de cierto momento comienza a disminuir debido a la rápida evaporación del agua en el tanque (Fig. 8) lo que tiene como consecuencia la reducción del área útil de transferencia de calor (Fig. 9).

Cuando se cierra la válvula a  $x_{v1} = 0.1$ , la disminución en el flujo de vapor produce una disminución en la velocidad de calentamiento. Durante la operación, el flujo de calor se mantiene casi constante debido a que la disminución en el área útil de transferencia se ve compensada con el aumento de la temperatura de saturación del vapor en la camisa. En este caso, el nivel de inundación de la camisa es mucho menor, esto se debe a que es menor también la cantidad de vapor disponible para condensar.

La Fig. 5 muestra que el caudal de vapor  $W_S$  se mantiene prácticamente constante para aperturas menores a 0.5. Esto se debe a que, para esas aperturas, la caída de presión en la válvula es mayor o igual a la crítica  $\Delta P_C$ . Según Creus Solé (1999), en el dimensionamiento de válvulas de vapor, la caída de presión en la válvula será crítica cuando sea igual a la mitad de la presión de entrada. Bajo esas condiciones, el vapor puede llegar a alcanzar una velocidad igual o mayor que la del sonido. Cuando el vapor se mueve a la velocidad del sonido, las ondas sónicas desarrolladas no pueden desplazarse a más velocidad y, por lo tanto, aunque se disminuya la presión de descarga, no aumentará el flujo de vapor.

#### 4 CONCLUSIONES

En este trabajo se analizó el funcionamiento de un tanque calefaccionado con vapor a través de una camisa. Para ello se desarrolló un modelo dinámico, y se plantearon tres escenarios con distintas aperturas de la válvula de control. Se simuló el arranque del tanque, verificando los efectos del vapor al vacío cuando el agua del tanque se encuentra a menos de 100 °C.

Los resultados obtenidos permitieron determinar que siempre existe una pequeña inundación en la camisa durante la puesta en marcha. También se observó que para aperturas menores a 0.5 de la válvula de control, el flujo de vapor es casi igual al

flujo crítico, con las consecuencias que ello implica (ruido, vibraciones, etc.). Por último, durante el funcionamiento del equipo se produce un notable aumento tanto de la presión como de la temperatura del vapor en la camisa. Todas estas observaciones deben ser tenidas en cuenta al momento de diseñar un sistema de calefacción.

Los resultados obtenidos en este trabajo serán empleados para desarrollar un modelo de simulación de un evaporador para la producción de pasta de tomate.

#### 5 REFERENCIAS

- Antoine, C., Tensions des vapeurs; nouvelle relation entre les tensions et les températures, *Comptes Rendus des Séances de l'Académie des Sciences* 107: 681–684, 778–780, 836–837. 1888
- Banks J., Carson J.S., Nelson B.L., “*Discrete-Event System Simulation. Second Edition*”, Prentice-Hall, New Jersey. 1996
- Creus Solé, A.. *Instrumentación industrial*. Alfomega S.A. Bogotá. 1999.
- Couper, J. *Chemical Process Equipment: Selection and Design*, Elsevier. 2010.
- Martínez V. H. *Simulación de procesos en ingeniería Química*, Ed. Plaza y Valdéz, 1° ed. 2000.
- McCabe, W.L. *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. Editorial McGraw-Hill, USA. 1985.
- Shannon R.E., *Simulación de Sistemas. Diseño, desarrollo e implementación*, Trillas, México. 1988
- Spirax Sarco. *Design Of Fluid Systems*. Spirax Sarco, Inc. 2004.
- Toledo R. *Fundamentals of Food Process Engineering*. 3ra edition, Springer, New York, 2007.
- Yaws C. L., Yang H.-C., To Estimate Vapor Pressure Easily. Antoine Coefficients Relate Vapor Pressure to Temperature for Almost 700 Major Organic Compounds, *Hydrocarbon Processing*, 68(10), Seiten 65-68, 1989
- Walas, S. M. *Chemical Process Equipment: Selection and Design*. Butterworth-Heinemann. USA. 2000.