

DISEÑO DE UNA UNIDAD DE GENERACIÓN DE VAPOR PARA UN AUTOCLAVE, EMPLEANDO UN QUEMADOR DE GAS

Alvaro Delgado Mejía¹

Resumen:

Dependiendo de su capacidad, a un autoclave se le puede suministrar el vapor en forma independiente desde una fuente auxiliar, por ejemplo una caldera, o bien directamente desde una unidad de generación de vapor propia acoplada al autoclave.

En este artículo se propone el diseño mecánico y térmico de un módulo de generación de vapor, el cual se compone de un calderín y de un sistema de combustión con gas, con el cual se pretende vaporizar la cantidad apropiada de agua requerida por un autoclave de capacidad ya establecida. Adicionalmente, se presenta una metodología de cálculo y diseño de la geometría del calderín y de los parámetros geométricos y de funcionamiento del quemador.

Palabras clave:

Calderín, generadores de vapor, combustión, gas natural, diseño mecánico, diseño térmico

Abstract:

Depending on their capacity, an autoclave may be supplied with steam by means of an independent industrial steam generator, or directly from a steam generation unity coupled to the autoclave.

In this paper it has been proposed the thermal and mechanical design of a steam generation modulus, which is composed of a little boiler and a gas combustion system.

The methodology of calculus and design has been presented, both for the little boiler and for the gas burner.

INTRODUCCIÓN

La esterilización basada en calor húmedo con vapor de agua a alta temperatura, se ha constituido en una de las técnicas más ampliamente extendidas en lo que tiene que ver con el control de microorganismos patógenos, tanto en el sector hospitalario como en el sector industrial.

Comúnmente los dispositivos que se fundamentan en dicho principio se conocen como autoclaves, en los que la eficiencia del proceso de esterilización depende en gran medida de las condiciones de operación del vapor suministrado. De ahí entonces, que la formación del vapor merezca una especial

atención, en lo que se refiere a su "calidad", que a su vez depende fuertemente de la presión y temperatura deseadas.

El sistema de generación de vapor debe garantizar el suministro constante de vapor a una temperatura de alrededor de 121°C y una presión de 200 kPa absolutos (es decir, la presión de saturación correspondiente a la temperatura establecida)[1]. Independientemente de la fuente de energía utilizada, lo usual es obtener el vapor llevando agua desde el estado líquido hasta un estado de vapor húmedo a las condiciones antes mencionadas, para lo cual se requiere un suministro de energía determinado por la rata de suministro de vapor necesaria.

¹ Ingeniero Mecánico, Docente Investigador del TPB

En nuestro caso, se ha propuesto un sistema de combustión con gas que genere la cantidad apropiada de calor para suministrársela al calderín, donde se encontrará almacenada agua líquida inicialmente a la temperatura ambiente. A continuación se detallan los procedimientos de diseño de cada uno de estos elementos.

DISEÑO DEL CALDERÍN

En esencia, es un recipiente en donde se almacena agua líquida, que posteriormente será vaporizada hasta la temperatura y presión de trabajo. Este proceso implica manejar una presión interior superior a la atmosférica, así que el diseño mecánico del calderín se restringe al diseño de un recipiente de pared delgada, sometido a presión interna, para lo cual se siguen los lineamientos y criterios expuestos en el código ASME y en las referencias [3 y 4], en lo que respecta a la determinación del espesor y dimensiones mínimas, para una operación segura y confiable.

En esta aplicación particular, se ha elegido un recipiente de acero inoxidable con geometría cilíndrica, con una relación longitud-diámetro de 2.764 y un volumen interno de 5 litros, resultando que:

$$0.005 \text{ m}^3 = \frac{\pi}{4} D^2 (2.764D)$$

resolviendo para D se obtiene un diámetro de 0.132 m (132 mm), lo cual se aproxima a 5.2 pulg.

La longitud del recipiente será pues $2.764 \cdot 0.132 \text{ m} = 0.365 \text{ m}$ (14.36 pulg).

La presión que tendrá que soportar el tanque es de unos 100 kPa manométricos al nivel del mar, que en Medellín equivaldría a unos 115 kPa. Para este tipo de recipientes se recomienda tomar como presión de diseño la presión máxima de operación, más el mayor valor entre el 10% de ella o 200 kPa (30 psig); así pues, para el caso que nos corresponde, tomaremos el valor de 200 kPa, lo cual da una presión de diseño de 315 kPa manométricos.

Tomando una eficiencia de la costura de soldadura de 0.85 y un valor del esfuerzo máximo de trabajo a 121°C (250°F) de $S = 117.13 \text{ MPa}$ (16.3 ksi), el espesor mínimo requerido que se obtiene empleando la siguiente expresión [2]:

$$t_{\text{mínimo}} = \frac{pR}{SE - 0.6p} = \frac{315 \text{ kPa} \cdot 0.0661 \text{ m}}{(0.85 \cdot 117.13 \text{ MPa} - 0.6 \cdot 315 \text{ kPa})} = 1.93 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

esto es redondeando 0.19 mm ó aproximadamente 1/128 pulg.

Para determinar el sobreespesor por corrosión, se toma para el acero inoxidable considerado una velocidad de corrosión de 10 mpulg/año y una vida útil de 10 años, entonces

$$\text{sobreespesor} = 10 \text{ años} \cdot 0.01 \text{ pulg/año} = 0.1 \text{ pulg} (2.54 \text{ mm})$$

así pues, el espesor de diseño es, según [2],

$$t_{\text{diseño}} = t_{\text{mínimo}} + \text{sobreespesor} = (0.19 + 2.54) \text{ mm} = 2.73 \text{ mm} (0.11 \text{ pulg})$$

esto corresponde a un espesor comercial de 1/8", sin embargo, los criterios de diseño de los códigos internacionales sugieren que ningún recipiente sometido a presión interna tenga un espesor menor a 3/16", por lo cual, éste será el espesor definitivo para la cámara de esterilización

$$t_{\text{terminal}} = 3/16" (4.76 \text{ mm})$$

las tapas del recipiente se proponen de geometría plana en ambos extremos, con un espesor igual al del cuerpo cilíndrico.

DISEÑO DEL SISTEMA DE COMBUSTIÓN

Este sistema es el encargado de suministrar el calor necesario para producir el cambio de fase en el agua almacenada en el calderín, esto constituye la carga térmica del quemador, la cual se determina de la siguiente forma:

A partir de un análisis termodinámico se encuentra que para el agua a una temperatura de 120°C se corresponde una presión de 200 kPa absolutos (unos 115 kPa manométricos en Medellín). En estas circunstancias, se debe suministrar calor para llevar el agua líquida de suministro desde la temperatura ambiente (unos 15°C) hasta la temperatura de proceso, el cual está dado por el cambio en la entalpía del agua entre 15°C y la presión atmosférica y 120°C a la presión de trabajo, que según tablas termodinámicas de [10] es aproximadamente:

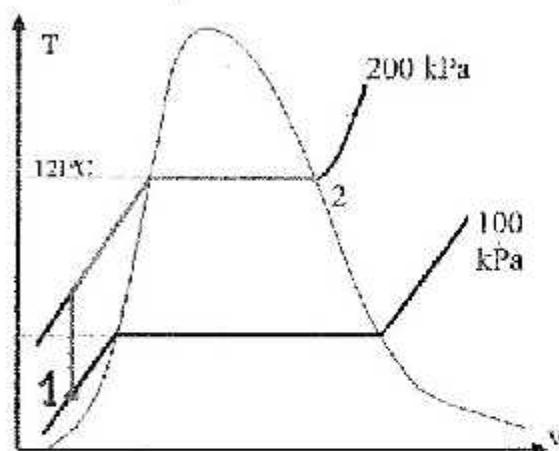


Figura 1, cambio de fase del agua líquida a vapor

$$q = h_{final} - h_{inicial} \approx h_{vaporización \ a \ 200kPa} = 2203 \text{ kJ / kg}$$

ahora sólo basta saber qué cantidad de agua se requiere para llenar la cámara de esterilización.

El diseño aquí propuesto plantea para un autoclave de 100 litros de capacidad, nuevamente por relaciones termodinámicas se puede establecer que la masa de vapor saturado seco necesario para que la presión en el interior sea de 200 kPa absolutos es, según [10]:

$$m_{vapor} = \frac{V_{vapor}}{V_{vapor \ saturado \ a \ 200kPa}} = \frac{0.1 \text{ m}^3}{0.8919 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0.112 \text{ kg de vapor}$$

entonces la cantidad de calor requerida para el proceso de esterilización es, por [10]:

$$Q_{masa} = m \cdot q = 0.112 \text{ kg} \cdot 2203 \text{ kJ/kg} = 247 \text{ kJ}$$

Si se desea obtener esta masa de vapor a una razón tal que se vaporizan los 0,112 kg cada 30 segundos, entonces la potencia calórica necesaria es:

$$Q_{potencia} = \frac{Q}{t} = \frac{247 \text{ kJ}}{30 \text{ s}} = 8.5 \text{ kW}$$

Así, el quemador deberá entregar esta potencia útil, más una potencia equivalente a las pérdidas durante el proceso de combustión, lo cual puede representar entonces una potencia térmica de unos 12 kW, correspondientes a una eficiencia de combustión de 70%. Esta será entonces la potencia con la cual se dimensionará el quemador.

Para esta potencia y teniendo en cuenta que se pretende utilizar gas natural como combustible, se opta por un quemador de tipo atmosférico y de aire inducido, el cual tiene los siguientes componentes genéricos:

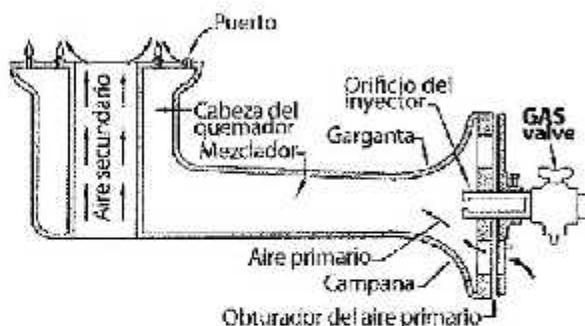
- Inyector de gas.
- Mezclador o cuerpo con sección convergente divergente.
- Cabezal con puertos para la combustión.

En el cálculo y diseño de este tipo de dispositivos, juegan un papel muy importante la naturaleza y las propiedades termodinámicas del combustible y las condiciones ambientales de operación del mismo. Suponiendo que el equipo se va a instalar en Medellín, donde las condiciones ambientales promedio son de 22°C y 85.2 kPa y el gas natural suministrado es Gas de la Guajira con las siguientes propiedades [5 y 6]:

- Poder calorífico inferior, Pci = 33.74 MJ/m³ (905.6 BTU/pie³)
- Densidad relativa, d = 0.57
- Volumen teórico de aire, Va = 8.98 Nm³ de aire/ Nm³ de gas
- Índice de Wobee, W = 52.5 MJ/m³

Entonces los parámetros de diseño se determinan a partir de las siguientes relaciones:

Figura 2 Esquema de un quemador atmosférico de gas de aire inducido [6]



Cálculo del inyector

Basados en la conservación de la energía del flujo a través del inyector (Ecuación de Bernoulli), se puede llegar a la siguiente expresión que relaciona el caudal de gas (Qg) con el coeficiente de descarga del inyector (Cd), el área del inyector (Ai), la presión del gas (p) y la temperatura del gas (Tg), [7]:

$$Q_g = C_d A_i \sqrt{\frac{2p + P_{atm} + 273}{1.293 d \cdot 101.325 T_g}}$$

de aquí se puede obtener el diámetro del inyector luego de corregir el caudal de gas a las condiciones de operación en Medellín, el cual, está dado por la relación entre la potencia térmica y el poder calorífico:

$$Q_g = \frac{P_t}{PCI} = \frac{12 \text{ kW}}{35430 \text{ kJ/m}^3} = 3.4 \times 10^{-4} \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}}$$

que llevado a las condiciones de Medellín, equivaldría a $3.99 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$. Trabajando con una presión de suministro de 1.5 kPa (15 mbar), con un coeficiente de descarga de 0.9 [7] y suponiendo que la temperatura de la mezcla dentro del mezclador es aproximadamente la atmosférica (unos 22 °C en Medellín), entonces el área del inyector es:

$$A_i = \frac{Q_g}{C_d \sqrt{\frac{2p + P_{atm} + 273}{1.293 d \cdot 101.325 T_g}}} = \frac{3.99 \times 10^{-4}}{0.9 \sqrt{\frac{2 \cdot 1500 + 84,000 + 273}{1.293 \cdot 0.97 \cdot 101.325 \cdot 295}}} = 7.938 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

que en esencia son 8 mm², lo cual da un diámetro de inyector de:

$$d_i = \sqrt{\frac{4A_i}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8 \text{ mm}^2}{\pi}} = 3.18 \text{ mm}$$

que es aproximadamente 1/8 de pulgada.

• Cálculo del mezclador

Teniendo en cuenta las consideraciones sobre las relaciones óptimas entre los parámetros que gobiernan el diseño de mezcladores, se eligen las siguientes [5],[6]:

- Potencia específica = 0.6 kW/cm²
- Área de cuello/arca de puertos = $A_c/A_p = 0.2$
- Diámetro a la salida del mezclador $1.25 D_c < D_{SM} < 2.5 D_c$
- Diámetro a la entrada del mezclador $1.5 D_c < D_{EM} < 2.5 D_c$
- Longitud del tramo convergente = $2.2 D_c$
- Longitud del tramo divergente $> 5 D_c$
- Ángulo de divergencia = 3° (recomendado)
- Longitud del tramo de transición (Lc): aproximadamente $1.2 D_c$
- Distancia desde el inyector a la entrada del mezclador $-2 D_c < l_i < D_c$

Se tiene entonces que el área de puertos es:

$$A_p = \frac{P_t}{P_g} = \frac{12 \text{ kW}}{0.6 \text{ kW/cm}^2} = 20 \text{ cm}^2$$

con lo que $A_c = 0.2 \cdot 20 \text{ cm}^2 = 4 \text{ cm}^2$, y por lo tanto el diámetro de cuello es:

$$D_c = \sqrt{\frac{4A_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4 \text{ cm}^2}{\pi}} = 2.26 \text{ cm}$$

por conveniencia se tomará un diámetro de 25.4 mm (1 pulg) y de esta manera quedan determinados los demás parámetros antes mencionados.

El diámetro a la salida del mezclador se toma como $1.25 D_c = 31.75 \text{ mm}$

El diámetro a la entrada del mezclador se toma como $2 D_c = 50.8 \text{ mm}$

La longitud del tramo convergente se toma como $2.2 D_c = 55.9 \text{ mm}$

La longitud del tramo de transición se toma como $1.2 D_c = 30.5 \text{ mm}$

La longitud del tramo divergente se calcula como

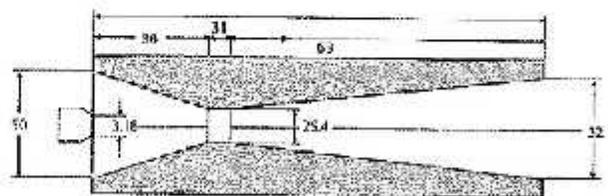
$$\frac{1/2(32 - 25.4) \text{ mm}}{\tan(3)} = 63 \text{ mm}$$

que es aproximadamente $2.5 D_c$, concordando con lo establecido antes.

Aunque la distancia desde la boca del inyector hasta la entrada del mezclador se puede variar durante la operación normal, de momento se supondrá que está al mismo nivel, es decir una longitud de cero.

En el siguiente esquema se pueden apreciar las dimensiones tentativas del mezclador.

Figura 3. Geometría preliminar del mezclador (medidas en mm)



• **Cálculo de la cabeza del quemador [8],[9]**

El parámetro de entrada es el área de puertos, ya determinado, sin embargo dado que existen varias configuraciones geométricas posibles, dependiendo de la aplicación particular, se propone una cabeza del tipo "barra", en el que los puertos se disponen longitudinalmente en varias filas a lo ancho de la misma.

Resta por definir entonces el número de puertos, su diámetro, el número de filas y la longitud de la cabeza.

Digamos que se eligió este tipo de cabeza debido a que lo que se pretende calentar es el agua almacenada en el calderín, el cual a su vez resultó tener una forma cilíndrica dispuesta en posición horizontal. Así pues, el calentamiento, o la adición de calor, debería ocurrir a lo largo de toda la longitud del calderín, siendo lo más adecuado entonces una cabeza larga y no muy ancha.

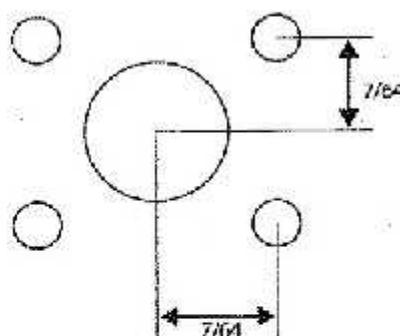
Como se mencionó antes, en la cabeza se disponen los puertos, que finalmente son el espacio por donde actúa la llama. El tamaño de puertos está influenciado por la tendencia a que se produzcan algunos fenómenos indeseables durante la combustión, como la retollama, el apagado o el desprendimiento de llama. Por tal razón, se ha determinado emplear puertos principales y puertos auxiliares, de forma que los primeros tengan el 80% del área total y a los segundos les corresponda el porcentaje restante. Con base en estas restricciones y con el caudal de mezola ya establecido, entonces los diámetros apropiados son de 3.18 mm (1/8 pulg) y 1.59 mm (1/16 pulg).

El número total de puertos se determina de:

$$N_p = \frac{\text{Área total de puertos pgnlv}}{\text{Área de un puerto}} = \frac{A_p}{\frac{\pi D_p^2}{4}} = \frac{3.210^2 \cdot 0.8}{\frac{\pi \cdot 0.125^2}{4}} = 195.6 \text{ puertos}$$

que aproximando a un valor entero, serían 196 puertos.

Si se emplean 4 filas longitudinales, entonces el número de puertos por filas es 196/4 = 49 puertos. Sin embargo, por conveniencia se tomará un número par de 48 puertos por fila y se adicionarán 10 puertos auxiliares, para lograr la siguiente configuración:



las dimensiones de la cabeza se obtienen como sigue:

Ancho de barra

Para 4 agujeros principales y 5 auxiliares, y asumiendo una distancia hasta los extremos de 3/8 pulg a cada lado, entonces

8 distancias entre centros = 8*(7/64)	0.875 pulg	22.23 mm
2 radios de un puerto auxiliar = 2*1/2*1/16	0.0625 pulg	1.59 mm
2 distancias a los extremos de la barra	0.750 pulg	19.05 mm
total	1.6875 pulg	42.87 mm

esta dimensión se aproxima a 43 mm que serían 1 pulg y 11/16.

Longitud de barra

Como se dijo antes, debería ser aproximadamente la misma del calderín, esto es 36.5 cm. No obstante se comprobará si con 48 puertos por fila es suficiente dicha distancia.

Distancia entre (Np - 1) puertos = 47*7/32	10.28 pulg	261.1 mm
1 diámetro de puerto principal = 1/8	0.125 pulg	3.18 mm
2 distancias entre centros = 7/32 =	0.2188 pulg	5.56 mm
1 diámetro de puerto auxiliar = 1/16 =	0.0625 pulg	1.59 mm
2 distancias a los extremos de la barra =	0.750 pulg	19.05 mm
total	11.436 pulg	290.5 mm

por lo tanto con la configuración propuesta, se alcanza a suministrar calor sobre casi la totalidad del cuerpo del calderín.

Finalmente se determina cuál es la tasa de aireación primaria que se obtendría con las anteriores condiciones de diseño, para lo cual se emplea la siguiente expresión recomendada por la AGA [6], en la que p_s es la presión de suministro en pulgadas de agua, d es la densidad relativa del gas, A_m es el área media del mezclador en pulg^2 , A_p es el área total de puertos, P_t es la potencia térmica en BTU/h, PC_i es el poder calorífico del gas en BTU/ pie^3 y T es la temperatura de la mezcla en °F.

El área promedio del mezclador se calcula como:

$$A_m = \frac{A_c + A_s}{2} = \frac{\pi/4 * (25.4^2 + 32^2) \text{mm}^2}{2} = 655 \text{mm}^2 \text{ (1 pul}^2\text{)}$$

por lo que el porcentaje de aireación primaria será:

$$m = \frac{2.5 \times 10^7 * \sqrt{p_s * d * A_m * A_p} * \left(\frac{540}{T}\right)}{\sqrt{P_t * PC_i}} = \frac{2.5 \times 10^7 * \sqrt{5.84 * 0.57 * 1 * 2.1} * \left(\frac{540}{532}\right)}{\sqrt{47046 * 9006}} = 74.13\%$$

este valor resulta ser más que suficiente para la operación deseada, por lo tanto, el obturador de aire debería estar levemente cerrado para prevenir el apagado por exceso de aire.

La abertura en el disco obturador deberá tener un área mínima de 1.5 veces el área de puertos, es decir $1.5 * A_p = 1.5 * 2000 \text{mm}^2 = 3000 \text{mm}^2$.

CONCLUSIONES

Se ha propuesto el diseño de una unidad de generación de vapor para un autoclave, en la que la energía de entrada proviene de un proceso de combustión con gas.

El calderín se ha diseñado con geometría cilíndrica, debido a que la normatividad básicamente considera recipientes presurizados de esta naturaleza.

Se ha propuesto un quemador atmosférico de aire inducido tratando de conservar al máximo la simplicidad en el equipo completo de esterilización, visto como una unidad: Cámara de esterilización, calderín y un sistema de combustión. Además, de esta forma se obvia el costo del ventilador y de la energía requerida para moverlo.

Aunque el calentamiento por resistencia eléctrica presenta menores pérdidas, se presume que el sistema de combustión resultaría más económico en la

operación del sistema, comparando el costo del kW-h eléctrico con el consumo de combustible necesario para obtener el mismo kW-h equivalente.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Tortora, Gerard et al. "Microbiology, an Introduction", 7a Edición. Addison Wesley. New York, 2001.
- [2] ASME Boiler and Vessels committee. "Boiler and Pressure Vessels Code", sección VII, división I y división 2. 1983
- [3] Murillo, Iván, Et al. "Diseño y Construcción de un Equipo de Esterilización". Trabajo de grado Universidad de Antioquia, Medellín. 1995.
- [4] Obando B. Ma Eugenia, Piedrahita Oscar. "Diseño de recipientes a presión". Trabajo de grado. Universidad de Antioquia, Medellín, 1971.
- [5] Andrés Amell, Elías Gómez y Lorenzo Barraza. "Tecnología de la Combustión de los Gases, Módulos 1 y 3, CESET", Facultad de Ingeniería, Universidad de Antioquia, Medellín 1994.
- [6] Andrés Amell, Gil, Edison y Cadavid Francisco. "Incidencia de Factores Geométricos y de Flujo sobre la aireación Primaria en un quemador Atmosférico a Gas", Revista Energética, #21, Medellín, Agosto de 1999.
- [7] François Veiretout. "Curso Internacional Teórico Práctico Sobre Equipos y Sistemas para la Utilización Doméstica del Gas Combustible". CESET, Facultad de Ingeniería. Medellín, 1993.
- [8] British Gas School of fuel Management. "Combustion engineering and Gas Utilization", 3a Ed. British Gas plc, London. 1992.
- [9] Smith, Marion & Stinson, Karl. "Fuels and Combustion". McGraw Hill Interamericana. New York, 1962
- [10] Van Wylen, Gordon J. "Fundamentos de Termodinámica", 2a Ed. Limusa Wiley, Mexico, 2003

Documento recepcionado en el CINTEX el 21 de marzo de 2007

Evaluado el 29 de junio de 2007 por el Especialista en Gerencia de Mantenimiento, William Orozco Murillo, docente ocasional del Instituto Tecnológico Metropolitano, Institución Universitaria. Medellín