

- Diseño de un sistema de recuperación de gases residuales en una empresa cervecera •

Diseño de un sistema de recuperación de gases residuales en una empresa cervecera a partir de un turbocompresor de motores diesel.

Msc. Fabio Andrés Bermejo Altamar / Msc. Armando Yance Orcasita
Msc. Wilman Antonio Orozco Lozano

fbermejo@uan.edu.co, ayance@uan.edu.co, wilman.orozco@uan.edu.co

Resumen

La mayor parte de la industria alimenticia tiene procesos de cocción, en donde los gases residuales generados están compuestos principalmente por vapor. Este fluido es enviado al medio ambiente a baja presión, por lo tanto, no es aprovechada su alta disponibilidad energética en la que sobresale su calor latente de condensación.

El presente artículo tiene como objetivo el diseño de un sistema de recuperación de gases residuales, utilizando el turboalimentador empleado en los motores Diesel para comprimir el vapor resultante del proceso y así recuperar el calor desperdiciado. En este trabajo se determinan los parámetros de operación del turbocompresor con este nuevo fluido y se determinan los costos de operación asociados a la posible implementación en una industria cervecera. Teniendo en cuenta esta información, se analiza la viabilidad técnica-económica de utilizar este dispositivo en la industria alimenticia del país.

Palabras clave: Sistema de recuperación, gases residuales, turboalimentador, motor diesel.

Abstract

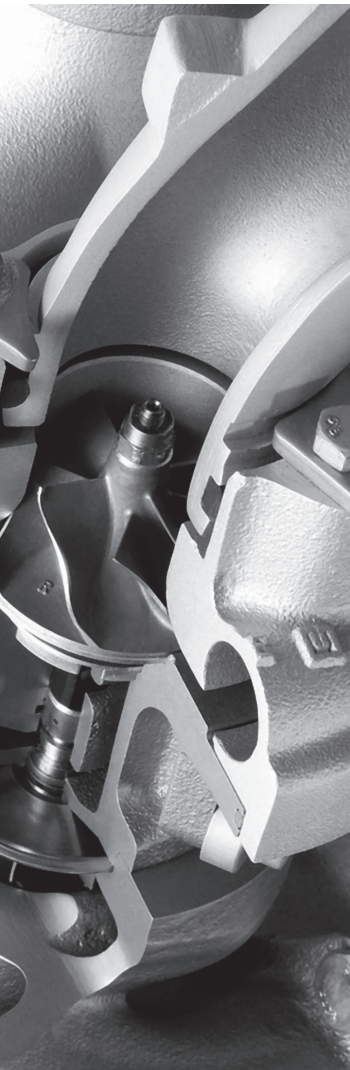
Most of the food industry has cooking processes, where the generated gases are mainly composed of steam. This fluid is sent to the low-pressure environment, therefore it is not used its high energy availability, which stands out its latent heat of condensation.

This article aims to design a waste gas recovery, using the turbocharger used in Diesel engines to compress the vapor resulting from the process and recover the wasted heat. In this paper, are determine the parameters of operation of the turbocharger with this new fluid and also determined the operating costs associated with the possible implementation in a brewery. Given this information, we analyze the technical and economic feasibility of using this device in the nation's food industry.

Keywords: Recovery system, waste gas, turbocharger, diesel engines.

Recibido: 6 de marzo de 2011

Aprobado: 15 de febrero de 2012



1. Introducción

La innovación tecnológica y la solución de problemas en la industria Colombiana mediante la aplicación de técnicas usadas, genera nuevos retos ingenieriles para todo el personal investigativo del país. Este artículo presenta un caso de innovación, en donde se propone el uso del turbocompresor utilizado en los motores Diesel con el propósito de aumentar la eficiencia energética a un proceso de cocción en la industria cervecera.

En la literatura abierta no se reportan casos relacionados con el uso de compresores de aire con vapor de agua, pero existen empresas dedicadas a la recuperación del calor residual generado en las industrias para convertirlo en potencia eléctrica, mediante la implementación de microturbinas de vapor [1]. En el Reino Unido y en Norteamérica, son comercializados termocompresores para la reutilización del vapor residual, pero su costo es muy alto, debido a que el dispositivo viene equipado con un sistema de sobrecalentamiento de vapor, para garantizar que no ocurra condensación en los álabes del compresor [2, 3]. En enero de 2006 se publicó en los Estados Unidos, por parte del Departamento de Energía del Gobierno, un informe técnico en donde se resalta la importancia de la recompresión del vapor residual generado en la industria, todo esto con el objetivo de fomentar la implementación de sistemas de recuperación, ya que según sus cálculos, por la reutilización del fluido se ahorran en ese año \$ 457,690 dólares anuales [4].

De acuerdo a la información encontrada en el estado del arte, el diseño del sistema de recuperación de calor residual toma gran importancia, ya que la tecnología disponible actualmente en el mundo para la implementación en Colombia es muy costosa, así como también lo son la asesoría y consultoría por parte de empresas internacionales para la solución de este tipo de problema. La implementación y el uso de un dispositivo de bajo costo comercial y disponible en diferentes rangos de potencia, podría generar en el país un ambiente propicio para la búsqueda de soluciones a problemas técnicos que se presentan en la industria en general, mediante la implementación de tecnologías usadas y flexibles.

2. Principios básicos del funcionamiento de un turbocompresor

En términos simples, un turbocompresor está conformado por una turbina y un compresor conectados a un eje en común. Esta máquina de flujo convierte el calor contenido en los gases de escape provenientes del motor en energía cinética rotacional, con el objetivo de accionar un compresor que suministra aire en exceso al mismo motor. El uso de este dispositivo, permite al motor producir más potencia y mejora la eficiencia global del proceso de combustión [1].

La turbina está conformada por dos componentes: los álabes y el colector, este último es comúnmente conocido como la carcasa de la turbina. Los gases de escape son llevados a los álabes a través del colector, la energía contenida en este fluido acciona el eje que, a su vez, mueve el compresor. La velocidad a la cual gira el motor determina la velocidad de rotación del turbocompresor, si el motor se encuentra en ralentí el turbocompresor girará a una velocidad mínima, a medida que aumente el flujo de gases que pasan a través de los álabes se incrementa el régimen de giro del dispositivo.

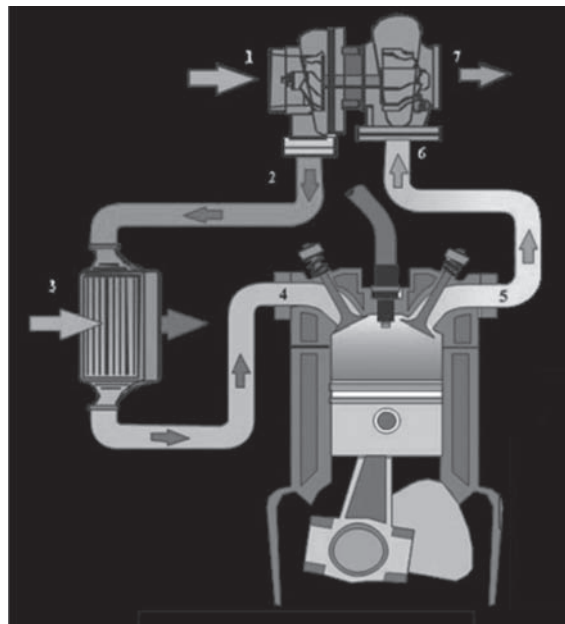


Figura 1. Funcionamiento del conjunto turbo-compresor-motor.

Fuente: www.holset.com [2]

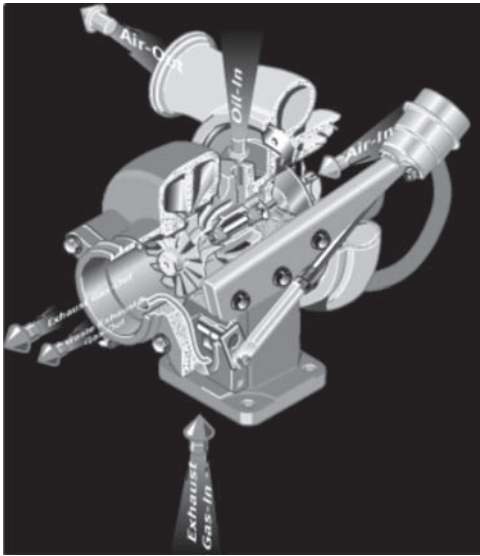


Figura 2. Ilustración de la operación de un turbocompresor.

Fuente: www.cummins.com/turbos [1]

El compresor opera de forma opuesta a la turbina y se encuentra formado por dos componentes: los álabes del compresor y la carcasa, la rueda de álabes se encuentra acoplada al mismo eje saliente de la turbina. A medida que los álabes giran, succionan aire atmosférico el cual es comprimido hacia el múltiple de admisión. La carcasa está diseñada para convertir la alta velocidad del flujo en alta presión.

El aire entra al compresor a temperatura atmosférica, sin embargo, debido al proceso de compresión politrópica, sale del compresor a 200°C, por lo que su densidad disminuye siendo necesario un posterior enfriamiento del fluido a través de un inter-enfriador con el objetivo de quemar mayor cantidad de oxígeno en la cámara de combustión.

3. Proceso característico en la industria cervecera

Una planta de producción de cerveza opera bajo un proceso de cocción, que tiene como objetivo elevar la pureza del producto, el cual llega con una concentración inicial del 10%. El proceso se lleva a cabo en un tanque con una capacidad de 5000 litros, en donde se suministra vapor a una presión de 2 bares durante 2 horas a través de

un serpentín de calentamiento hasta aumentar la concentración de la sustancia al 40%. La sustancia consiste en una mezcla de agua y un soluto con una densidad relativa del 1.2. Debido a un aumento significativo en el precio del gas natural en los últimos dos años, el cual ha alcanzado un valor de 250\$/m³, los ejecutivos de la compañía cervecera están contemplando estrategias para disminuir el consumo de energía, por tal razón, han lanzado una campaña de ahorro energético entre todo el personal. La planta de producción cuenta además con un generador eléctrico Diesel accionado por un motor de aspiración natural.

Se sugiere utilizar un turbocompresor para comprimir el vapor que sale de la chimenea del tanque de cocción, aprovechando la energía disponible en los productos de combustión que salen del motor. En este artículo se presenta una evaluación técnico-económica para la implementación del dispositivo, la cual incluye los siguientes aspectos:

- Flujo de vapor que podría ser manejado por el compresor.
- Evaluación de las características operativas del compresor vs. las requeridas para esta aplicación.
- La potencia requerida para la operación del turbocompresor.
- Los dispositivos necesarios para la correcta operación del turbocompresor.
- Análisis económico de la propuesta.

3.1 Flujo Potencial de Vapor que Manejaría el compresor

El proceso se lleva a cabo bajo las siguientes condiciones:

- Concentración inicial 10%
- Concentración final 40%
- Capacidad volumétrica 5000 litros.
- Presión a la que se debe llevar el vapor: 2 bares
- Sustancia = Agua + Soluto
- $S_{relativa} = 1.2$
- $\rho_{agua} = \rho_{solvente}$
- Estado estable

La figura 4. muestra un esquema del proceso.

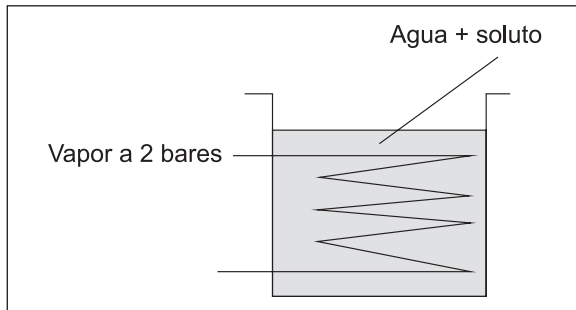


Figura 4. Proceso utilizado para incrementar la concentración de una sustancia.

3.1.1 Ecuaciones Requeridas para el Cálculo de los Parámetros que Intervienen en el Proceso

Concentración de la sustancia.

$$\%C = \frac{\text{Masa soluto}}{\text{Masa soluto} + \text{Masa solvente}} \quad (1)$$

Densidad relativa.

$$S_{\text{relativa}} = \frac{\rho_{\text{soluto}}}{\rho_{\text{agua}}} = 1.2 \quad (2)$$

$$\text{Volumen total} = V_{\text{soluto}} + V_{\text{solvente}} = 5000 \quad (3)$$

Masa de agua evaporada.

$$M_{\text{agua evaporada}} = M_{\text{final agua}} - M_{\text{inicial agua}} \quad (4)$$

Flujo másico de vapor

$$m_{\text{vapor}} = \frac{M_{\text{agua evaporada}}}{t} \quad (5)$$

Energía total requerida por el proceso.

$$Q_{\text{total}} = \frac{m_{\text{total}} C_p (T_s - T_o)}{t} + m_{\text{vapor}} \times h_{fg \text{ 1 bar}} \quad (6)$$

Flujo volumétrico de vapor

$$V_{\text{vapor}} = V_{g \text{ 1bar}} \times m_{\text{vapor}} \quad (7)$$

Donde $V_{g \text{ 1bar}}$ es el volumen específico del vapor saturado a 1 bar de presión, según la tabla A-5 de [10] este valor corresponde a 1.6734 m³/kg.

Energía térmica que se aprovecharía si se comprime el vapor a 2 bares.

$$Q_{\text{vapor}} = m_{\text{vapor}} \times h_{fg \text{ 2 bares}} \quad (8)$$

Donde $h_{fg \text{ 2bares}}$ es la entalpía de vaporización del agua a 2 bares de presión, según la tabla A-5 de [10] 2706,3 kJ/kg.

3.2.2 Condiciones iniciales y finales.

De acuerdo a las ecuaciones enumeradas en el inciso anterior, se calculan los siguientes parámetros operativos del proceso.

Tabla 1. Parámetros Operativos del Proceso

Condiciones iniciales	Condiciones finales
$V_{\text{soluto}} = 423\text{ lts}$	$V_{\text{soluto}} = 1785.71\text{ lts}$
$M_{\text{soluto}} = 507.6\text{ kg}$	$M_{\text{soluto}} = 2142.85\text{ kg}$
$M_{\text{inicial agua}} = 4577\text{ kg}$	$M_{\text{final agua}} = 3214.29\text{ kg}$
Energía térmica total requerida en el proceso de cocción	
$Q_{\text{total}} = 613.18\text{ kW}$	
Condiciones del vapor	
Masa de agua evaporada	Magua evaporada = 1362.71 Kg
Flujo másico de agua evaporada	$m_{\text{vapor}} = 681.36\text{ kg/hr} = 24.98\text{ lb/min}$
Flujo volumétrico de agua evaporada	$V_{\text{vapor}} = 1140.19\text{ m}^3/\text{hr} = 670\text{ f}^3/\text{min}$
Calor aprovechado si el vapor es comprimido a 2 bares	$Q_{\text{vapor}} = 512.21\text{ kW}$

4. Evaluación de las características operativas del turbocompresor vs las requeridas para esta aplicación.

Las características técnicas del motor de combustión interna perteneciente a la planta eléctrica se observan en la tabla 2.

Para seleccionar el turbocompresor adecuado se tomará como criterio la potencia de motor de 242 hp (181kW), con este valor se selecciona del proveedor Garrett [4] el turbocompresor cuyas curvas de operación son mostradas en las figuras 5 y 6.

Tabla 2. Especificaciones Técnicas del Motor Diesel V-903.

Motor Cummins V-903 (fabricado en 1971)	
Alimentación	Aspiración natural
Diámetro	5,5 pulg
Carrera	4,75 pulg
Relación de compresión	16,5:1
Cilindrada	903 pulg ³
Configuración	8 cilindros en V
Par máximo al freno	707 Lb-ft @ 1800 rpm
Potencia al par máximo	242 hp
Flujo volumétrico de aire en la admisión	425 Pies ³ /min
Flujo volumétrico de gases de escape	1200 Pies ³ /min
Temperatura de gases de escape	1100°F

Fuente: www.cumminspower.com [3]

Para utilizar estas gráficas se deben calcular los valores corregidos para los flujos máscicos de la turbina y el compresor, según la ecuación (9):

$$\dot{m} = \dot{\mu} \frac{p_1}{p_{1,0}} \frac{\sqrt{T_{1,0}}}{\sqrt{T_1}} \quad (9)$$

Donde \dot{m} , es el flujo máscico de aire real que maneja el compresor.

Además de esto $T_{1,0}$ y $P_{1,0}$ representan la presión y temperatura a las cuales fueron realizadas las pruebas necesarias para obtener las curvas de operación. Las variables T_1 y p_1 son las temperaturas y presiones ambientales a las cuales opera el motor en estudio.

En la tabla 3 se muestran los valores calculados para las condiciones de operación encontradas en la planta.

Tabla 3. Flujo a Máscico a Través del Compresor

Condiciones de los ensayos		Condiciones de operación del turbocompresor		Flujo máscico corregido
$P_{1,0}$	$T_{1,0}$	P_1	T_1	Compresor
13,95 psia	545 °R	14,7 psia	555 °C	26 lb/min
0,9618 bar	30°C	1,0135 bar	35o C	

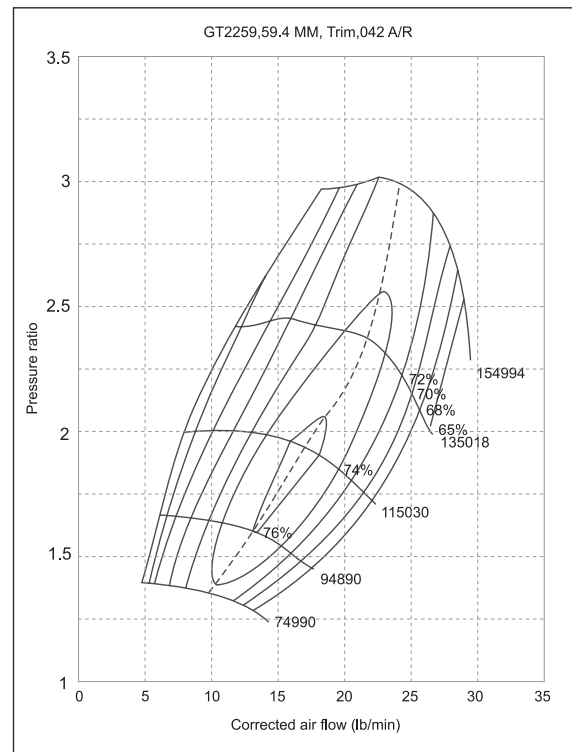


Figura 5. Curva de operación del compresor
Fuente: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/> [4]

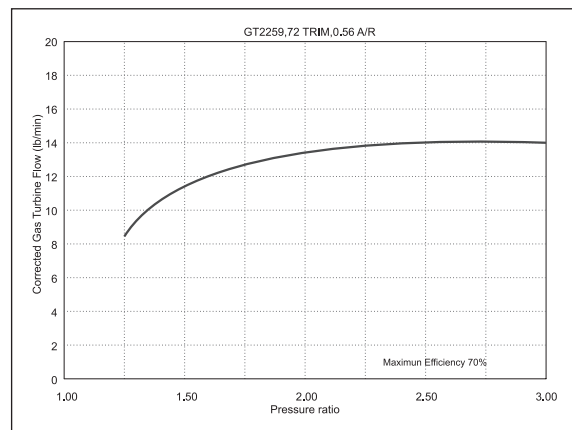


Figura 6. Curva de operación de la turbina
Fuente; <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/> [4]

El flujo de vapor que debe manejar el compresor para llevarlo a una presión de 2 bares es de 26 lb/min (711 kg/hr), según la figura 5 el dispositivo realizará dicha operación girando aproximadamente a una velocidad de 130.000 rpm con una eficiencia del 70%.

Ahora debe verificarse si el flujo másico de los gases de escape que salen del motor son suficientes para generar el trabajo requerido en la turbina.

Según la tabla 1, el flujo volumétrico de los gases de escape a 1100°F es de 1200 pies³/min. Suponiendo que los productos de combustión se comportan como una mezcla de gases ideales, ya que están a alta temperatura y baja presión, entonces de la ecuación del gas ideal se calcula su densidad ($\rho=0,0474 \text{ lb/pie}^3$) y el flujo másico de gases de escape se puede calcular mediante la ecuación (10):

$$\dot{m}_{ge} = \rho \dot{V} \quad (10)$$

El flujo másico de los gases de escape es de 56,7 lb/min, según el mapa de operación de la turbina (figura 6) el flujo máximo que puede manejar este dispositivo es de 14 lb/min, por lo tanto, solo se tomará esta cantidad para ingreso al turbo; pero estos gases deben expandirse a una relación de presión de 3:1 ya que la presión en el múltiple de escape es 3 veces la presión atmosférica.

4.1 Potencia Entregada por la Turbina

Para encontrar este valor, se tomará como fluido el aire como gas ideal, por lo tanto, se utiliza la tabla A17-E de [10].

$$n_{th} = \frac{w_{real}}{q_{entregado}} = \frac{P_{real}}{\dot{q}_{entregado}} = \frac{P_{real}}{\dot{m}_{ge}(h_1 - h_2)} \quad (11)$$

$$\text{A } 1460^\circ\text{F} \quad h_1 = 385,08 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \quad \text{y}$$

$$P_{r_2} = 65 \rightarrow \frac{P_1}{P_2} = \frac{P_{r_1}}{P_{r_2}} = 3 \rightarrow P_{r_2} = 21,18 \rightarrow T_2 = 1160^\circ\text{R}$$

$$h_2 = 281,14 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \rightarrow$$

$$P_{real} = n_{th} * \dot{m}_{ge} (h_1 - h_2) =$$

$$= 0,7 * 14 \frac{\text{lb}}{\text{min}} (385,08 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 281,14 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}})$$

$$P_{real} = 1018,612 \frac{\text{Btu}}{\text{min}} = 18\text{kW}$$

Como el compresor es el dispositivo que utiliza un fluido diferente al original de diseño, se hace un análisis de los parámetros de operación de este dispositivo.

4.2 Velocidad de Entrada del Vapor al Compresor

$$V_1 = \frac{\dot{m}}{\rho * A} = 374,8 \frac{\text{ft}}{\text{s}} = 114,26 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.3 Fuerza Axial

$$F = \dot{m}(\Delta V) \quad \text{lb}f$$

$$= 26 \frac{\text{lb}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60\text{s}} * (374,8 \frac{\text{ft}}{\text{s}}) * \frac{1 \text{ slug}}{32,2 \text{ lb}} = 5,04 \text{ lb}f$$

Esta fuerza axial produce un esfuerzo del mismo tipo sobre los cojinetes en los cuales gira el eje del turbocompresor. Si el dispositivo estuviera operando con aire bajo estas mismas condiciones, la fuerza axial sería de 6.64 lbf.

4.4 Velocidad Tangencial.

La velocidad de rotación del turbocompresor es de 130.000 rpm, por lo tanto, se puede calcular la velocidad tangencial de salida así:

$$U_1 = w * r = 130000 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi}{\text{rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60\text{s}} * \frac{0,0594 \text{ m}}{2} = 404,32 = 1326,52$$

$$= 404,32 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1326,52 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

La figura 7 representa el triángulo de velocidades cuando el aire entra a los impulsores en dirección axial, en este caso la velocidad absoluta en la entrada es $C_1 = C_{a1}$ [5].

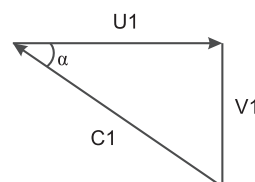


Figura 7.
Diagrama de velocidades

$$C_1 = \sqrt{U_1^2 + V_1^2} = \sqrt{(1326.52 \frac{ft}{s})^2 + (374.8 \frac{ft}{s})^2} = 1378.45 \frac{ft}{s} = 420 \frac{m}{s}$$

$$\tan^{-1} \alpha = \frac{374.8 \frac{m}{s}}{1378.45 \frac{m}{s}} = 0.271$$

entonces $\alpha = 15.21^\circ$

Los resultados muestran altas velocidades en el dispositivo, lo cual indica que es preferible tener altas velocidades en lugar de baja eficiencia aunque esto implique mayor consumo de energía.

No es necesario realizar cambios constructivos al compresor para su operación con vapor, solo se debe verificar la instalación y el acople del dispositivo en la planta.

4.5 Numero Mach

$$M_1 = \frac{C_1}{\sqrt{\gamma RT}}$$

$$R = 8.314 \frac{kJ}{kgmolK} * \frac{kgmol}{18kg} * \frac{1000J}{kJ} = 461.8 \frac{J}{kgK}$$

y

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{h/T}{u/T} = \frac{h}{u} = \frac{(1150.3 Btu/lb) @ 211.95^\circ F}{(1077.4 Btu/lb) @ 211.95^\circ F} = 1.067$$

$$M_1 = \frac{420.15 \frac{m}{s}}{\sqrt{1.067 * (461.8 \frac{kg * \frac{m}{s^2} * m}{kg * K}) * 373^\circ K}} = 0.98$$

$M_1 < 1$, por lo tanto, la velocidad del aire calculada " C_1 " se encuentra en el zona de flujo subsónico y el flujo es compresible ya que $M_1 > 0.3$.

4.6 Potencia Requerida para la Operación del Turbocompresor

La potencia requerida por el compresor para incrementar la presión del vapor se calcula de la siguiente forma:

$$m_{vapor} = 681.355 \frac{kg}{hr} = 24.98 \frac{lb}{min}$$

$$P_c = m_{vapor} * (h_2 - h_1)$$

$h_g @ 14.7 \text{ psia} = 1150.3 \text{ Btu/min}$, y a 30 psia

$$h_g = 1164.1 \frac{Btu}{min}$$

$$P_c = 24.98 \frac{lb}{min} * (1164.1 - 1150.3) \frac{Btu}{min}$$

$$344.724 \frac{Btu}{min} = 6.06 kW$$

Con una eficiencia del 70%, la potencia real sería de:

$$P_{real} = \frac{6.06 kW}{0.78} = 7.76 kW = 10 hp$$

El calor potencial que se puede obtener a 2 bares es de 512.21 kW, el cual es un valor muy grande si es comparado con la potencia del compresor, esta relación muestra que es factible técnicamente su implementación.

La potencia entregada por la turbina es de 18 kW, por lo tanto, este dispositivo aunque entrega una potencia mayor, cumple con la energía requerida para el accionamiento del compresor.

5. Dispositivos necesarios para la correcta operación del turbocompresor

El ciclo termodinámico "Brayton" es usado en la implementación de este sistema, donde la potencia es obtenida de la expansión de los gases de escape en la turbina.

Los componentes mecánicos que operan en el ciclo son los siguientes:

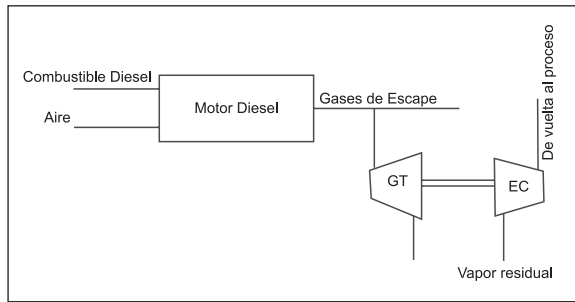


Figura 8. Dibujo esquemático de los dispositivos empleados en el proceso

- Compresor de aire: su función es aprovechar los gases residuales generados en un proceso de cocción comprimiéndolos a una presión de 2 bares.
- Motor Diesel: de él se obtienen los gases de escape que se expanden en la turbina.
- Turbina de gas: toma los gases de escape producidos por el motor para generar la potencia necesaria para accionar el compresor.
- Tubería y accesorios.

Es importante aclarar que los gases residuales producidos en la industria alimenticia contienen trazas de otros componentes derivados del proceso, por tal razón y con el objetivo de simplificar los cálculos, solo el vapor de agua es considerado.

El diagrama esquemático de los componentes del proceso es mostrado en la figura 8.

6. Análisis económico de la propuesta.

Los costos operativos para producir vapor a 2 bares en el proceso se determinan a continuación.

El calor necesario para evaporar 681.36 kg/hr de agua es 613.18 kW. La cantidad de vapor necesario para producir este calor es

$$M_{steam} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg \text{ 2bars}}} = \frac{613.18 \frac{kJ}{s}}{2201.9 \frac{kJ}{kg}} = \quad \frac{kg}{s}$$

$$= 0.2784 \frac{kg}{s} * \frac{3600s}{hr} = 1002.5 \frac{kg}{hr}$$

El costo mensual en una caldera convencional es:

$$\dot{V} = \frac{613.18 \frac{kJ}{s}}{35450 \frac{kJ}{m^3}} = 1.7229 * 10^{-2} \frac{m^3}{s} * \frac{3600s}{hr} = 62.26 \frac{hr}{m^3}$$

$$= 62.26 \frac{m^3}{hr}$$

$$\$ = 62.26 \frac{m^3}{hr} * \frac{24 \text{ hrs}}{1 \text{ dia}} * \frac{30 \text{ dias}}{1 \text{ mes}} * \frac{\$230 \text{ pesos}^1}{1 m^3} = 10310256$$

$$= 10310256$$

La compañía gasta en consumo de gas natural al mes (COP) \$10'310.256.

Si se implementa el turbocompresor se necesitaría menos vapor, ya que se recuperarían 681.36 kg/hr, por lo tanto solo habría que producir 321.14 kg/hr y el costo operativo sería de (COP) \$3'114.788, ahorrándose (COP) \$7'195.467.

En la tabla 4, se muestran los costos asociados a la operación de la planta con y sin la implementación del turbocompresor.

Tabla 4. Costos Asociados a la Operación del Proceso

Operación del proceso	(COP)\$ / mes
Normal con la caldera	10'310.256
Con la implementación del turbocompresor	3'114.788
Dinero ahorrado	70%

7. Conclusiones

Después de haber finalizado la investigación, se puede concluir lo siguiente:

El calor no empleado en la industria alimenticia, constituye una gran fuente de energía si es recuperado y utilizado en otros procesos de alta demanda térmica.

¹ Gases de Caribe S.A, \$ del m³ en el sector industrial para la industria de la ciudad de Barranquilla año 2011. www.gascaribe.com

Debido a que los parámetros operativos del compresor no se alteran cuando este trabaja con vapor de agua, es posible que un compresor de aire pueda operar con vapor, siempre y cuando el flujo volumétrico empleado no exceda el máximo permitido por el fabricante y que el vapor no alcance la temperatura de condensación antes de entrar en él, para lograr esto el dispositivo se debe ubicar lo más cerca posible a la salida de los vapores provenientes del tanque de cocción.

Los costos operativos del proceso disminuyen, ahorrando alrededor del 70% del dinero cuando se implementa el turbocompresor, sin embargo, hay que tener en cuenta la inversión inicial, la cual incluye el turbocompresor, los materiales e insumos para el acople del dispositivo y la mano de obra para el montaje; estos costos no son muy altos si se comparan con el dinero que se está ahorrando mensualmente la compañía.

Los componentes del compresor deben ser analizados con más detalles en un trabajo posterior con el objetivo de optimizar el desempeño del dispositivo con este nuevo fluido de trabajo.

Como el vapor recuperado no es suficiente para reutilizarlo en el proceso, se recomienda utilizar los productos de combustión que no entran a la turbina, para alimentar un intercambiador de calor y así generar más vapor, complementando el requerido por el proceso.

Referencias

- [1] Disponible en: <http://www.turbosteam.com>
- [2] Disponible en: <http://www.s-k.com>
- [3] Disponible en: <http://www.venturipumps.com/compressor>
- [4] U.S. Department of Energy, "Energy Tips", Energy Efficiency and Renewable Energy, Industrial Technologies Program. Steam Tip Sheet # 11 • Washington-USA. January 2006.
- [5] Disponible en: <http://www.cummins.com/turbos>
- [6] Disponible en: <http://www.holset.com>
- [7] Disponible en: <http://www.cumminspower.com>
- [8] Disponible en: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/>
- [9] M. Dekker, "Centrifugal Compressors and Fans". 2003.
- [10] K. Wark, "Termodinámica". Quinta Edición. Mc Graw Hill. 1996.