

REPÚBLICA DE CUBA.
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR.
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA



Trabajo de Diploma

Título: Propuesta de regulación de caudal mediante el empleo de variadores de velocidad en los ventiladores de tiro inducido (VTI) de las calderas Evelma III de 35 t/h de la UEB Central Azucarero “14 de Julio”

Autor: Reinier Herrera Chávez.

Tutor(s): Dr. Julio R. Gómez Sarduy.

Ing. Mario Sergio Quintana Valladares.

Junio 2018

“Año 60 de la Revolución”

**DECLARACIÓN DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS**



Sistema de Documentación y Proyecto. Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Vice Decano.
Nombre y Apellidos.

Firma del Tutor.

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.

Agradecimientos:

A mi familia especialmente a mi papá y mi mamá gracias a ellos me debo y no solo biológicamente sino la persona que soy, este trabajo es mas de suyo que mío.

A mis tutores: Julio que paso de ser el profesor que me impartió la asignatura de selección de motores a ser una persona cercana, con una solución para casi todo y a Mario que se preocupaba más que yo por el resultado de mi trabajo además de ayudarme más allá del deber.

A mis amigos que soportaron las charlas interminables sin entender nada pero estaban y están ahí.

A todas las personas que me ayudaron y facilitaron información.

A todos gracias.

Resumen

El presente trabajo está relacionado con el empleo de variadores de velocidad en la industria azucarera. El objetivo es determinar la factibilidad técnica económica de emplear variadores de velocidad en los ventiladores de tiro inducido de las caderas Evelma III de 35 t/h de la UEB Central Azucarero 14 de Julio del grupo empresarial AZCUBA Cienfuegos, tomada como caso de estudio, para implementar una estrategia de control de caudal. En este trabajo se presenta el estado del arte sobre la regulación de caudal en sistemas de ventilación industrial, y el desarrollo teórico y metodológico para la selección del variador de velocidad. Se comprueba la correcta selección del ventilador ARMEE 1807 y del motor Siemens de 92kW que trabajan actualmente. La propuesta es el empleo de un variador MICROMASTER 430 de la SIEMENS cuya explotación representa una oportunidad de ahorro energético y económico. El ahorro potencial es de 265,705 MWh/año con un impacto favorable sobre el medio ambiente al representar un potencial de disminución de emisiones de 195.9 toneladas de CO₂ al año. Se calcularon para cada caso el Valor Presente Neto y el Periodo de Recuperación de la Inversión, y aunque la inversión es atractiva desde un enfoque empresarial, es aún más factible a nivel de país.

Summary

The present work is related with the employment of frequency drivers in the sugar industry. The objective is to determine the economic technical feasibility of using frequency drivers in the fans of induced draught of the boilers Evelma III of 35 t/h of the Sugar Central BEU 14 de Julio of the managerial group AZCUBA Cienfuegos, taken as case of study, to implement a strategy of flow control. In this work the state of the art is presented on the flow regulation in systems of industrial ventilation, and the theoretical and methodological development for the selection of the frequency drivers. Check the correct selection of the fan ARMEE 1807 and of the motor Siemens 92kW that work at the moment. The proposal is the employment of a frequency driver MICROMASTER 430 of the SIEMENS whose exploitation represents an opportunity of energy and economic saving. The potential saving is of 265,705 MWh/year with a favorable impact on the environment when representing a potential of decrease of emissions of 195.9 tons of CO₂ to year. They were calculated for each case the Net Present Value and the Period of Recovery of the Investment, and although the investment is attractive from a managerial focus, but it is more feasible at country level.

Índice

Introducción.....	8
Capítulo 1: Generalidades sobre, producción y extracción de gases en generadores de vapor de la industria azucarera, ventiladores de tiro forzado e inducido y empleo de variadores de velocidad como método de control de caudal.	12
1.1 Generadores de vapor en un central azucarero.	12
1.1.1 Componentes y funcionamiento de los generadores de vapor en la industria azucarera	13
1.2 Tiro en un Generador de Vapor.	16
1.2.1. Definición de tiro.	16
1.2.2. Pérdidas asociadas al tiro.	17
1.2.3 Tiro Natural	18
1.2.4 Tiro artificial	21
1.3 Generalidades sobre ventilación industrial.	22
1.3.1 Componentes	22
1.3.2. Clasificación de los ventiladores.	23
1.3.3 Curvas características de un ventilador	26
1.3.4. Selección de ventiladores acorde a las necesidades de operación.	29
1.3.5. Cálculo de la potencia al freno en un ventilador	30
1.3.6. Leyes de Ventiladores.....	30
1.4. Métodos de control de caudal en ventiladores.....	33
1.4.1. Características de los Variadores de Velocidad, su efecto y utilización en los motores de ventiladores.	36
1.5 Estudios sobre el empleo de variadores de velocidad para VTI de calderas.	43
Conclusiones parciales	46
Capítulo 2: Cálculo del caudal de gases a remover y comparación con los datos dados por el fabricante.....	47
2.1- Breve descripción del bloque energético del Central Azucarero “14 de Julio”	47
2.2 Cálculo del consumo de combustible en la caldera para condiciones nominales.	49
2.3 Metodología para el cálculo del caudal de gases a remover por el VTI.	50
2.4 Cálculo de la potencia al freno.....	57
2.5 Cálculo de la potencia mínima necesaria demanda por el motor	57
Conclusiones Parciales.....	58

Capítulo 3: Selección del variador de velocidad y realización del análisis de factibilidad económica de su implementación en sustitución del método mediante compuertas a la entrada.....	59
3.1 Sistemas de cogeneración en los centrales azucareros.	59
3.2 Determinación del flujo de vapor total generado en las calderas.	61
3.3 Determinación de la demandad de producción de vapor por caldera.	63
3.4 Determinación del volumen de gases más probable a remover por los VTI	66
3.5 Selección del rango de velocidades.....	67
3.6 Selección del variador de velocidad.....	69
3.7 Calculo económico comparativos dámperes a la entrada contra variadores de velocidad.	72
3.7.1 Calculo del consumo de potencia de los VTI utilizando el método de regulación mediante dámperes a la entrada para las condiciones de trabajo promedio de la caldera.....	74
3.7.2 Calculo del consumo de potencia de los VTI utilizando el método de regulación mediante variador de velocidad para las condiciones de trabajo promedio de la caldera.....	75
3.8 Calculo del ahorro de energía.	77
3.9 Inversión inicial.	77
3.10 Análisis de la tarifa eléctrica de venta.	77
3.11 Análisis económico.	78
3.12 Beneficio ambiental.....	81
Conclusiones parciales	82
Conclusiones	83
Recomendaciones	84
Bibliografía	85
Anexos	87

Introducción

A nivel mundial la industria azucarera se ha transformado en un complejo agroindustrial multipropósito donde además de producir azúcar se ha desarrollado, sobre todo en los países con mayor nivel económico, una fuerte industria de sus derivados. Ejemplo de esto es la producción de etanol y el procesamiento de sus residuos, como es el caso del bagazo de caña materia prima para múltiples propósitos que se usa como biocombustible para el funcionamiento de las calderas de los propios ingenios, así como para la producción de energía eléctrica mediante la cogeneración, siendo este sector uno de los de más rápido desarrollo. Sin lugar a dudas la creciente crisis energética a nivel global ha influido de forma decisiva en la política de diversificar la producción en dicha industria, por lo que nuestro país no está exento de la implementación de esta.

La producción de azúcar a nivel mundial, según la International Sugar Organization es de 1189,8 millones de toneladas. De esta producción, el 70 % se produce a partir de la caña de azúcar y el 30 % restante de la remolacha, siendo los principales productores: Brasil, India y China (IEDAR, 2018).

En Cuba existen un total de 54 centrales azucareros los cuales emplean como materia prima la caña, en la pasada zafra 2016-2017 la producción de azúcar creció un 20 % por lo que aumentó con relación a la producción de la zafra anterior 2015-2016 aunque teniendo en cuenta que en esta la producción había caído en un 19% se podrá entender que el aumento no fue muy significativo. Esta situación se debe entre otros factores a la influencia del clima en la molienda y a la calidad de la caña, el tiempo perdido en la industria y la cosecha, sobre todo por la tecnología obsoleta empleada en el país y la mala situación en el sector agrícola.

La UEB Central Azucarero “14 de julio”, en lo adelante central azucarero 14 de Julio, se encuentra enclavado en la provincia de Cienfuegos, específicamente a tres kilómetros de la carretera que conduce al municipio Abreus, situada en el centro sur de la provincia Cienfuegos, al norte se encuentra el poblado de Rodas, al sur la Refinería de Petróleo Camilo Cienfuegos, al este el consejo popular Venta del Río, y al oeste el poblado de Abreus, en el municipio de Rodas. La entidad pertenece al grupo empresarial AZCUBA sucesor del

antiguo MINAZ. Este central es referencia a nivel nacional debido a que desde hace varios años tiene el primer lugar en el país en cumplir el plan de molienda y producción de azúcar en toda la nación. El mismo cuenta con tres generadores de vapor con calderas Evelma III de 35 t/h de producción de vapor, asimismo posee una planta de generación de energía eléctrica con dos unidades de 4 MW que además de suplir la demanda de la instalación aportan energía al SEN.

La situación de los centrales azucareros en nuestro país es en la actualidad cuando menos compleja, los más de diez años de periodo especial han provocado graves afectaciones a la economía nacional y a su efecto no han escapado los ingenios. Esto ha provocado que la falta de inversión en este sector pase factura, mientras a nivel mundial los centrales azucareros son fábricas modernas dotados de tecnología más o menos avanzada, en nuestro país en el mejor de los casos la misma posee veinte o más años de explotación lo que hace difícil su operación y mantenimiento. Por otra parte, la caída de los precios del azúcar en los primeros años de la década del dos mil provocó que el gobierno iniciara una política de desmantelamiento de los centrales que conllevó a que se perdieran valiosos recursos y desembocara a la postre en una menor inversión en el sector tanto agrícola como industrial.

Si a esto le sumamos que estas instalaciones solo trabajan a lo sumo cuatro meses al año, por lo que muchas veces se sacrifica eficiencia en función de disminuir costos y que el combustible utilizado en sus calderas es el bagazo de caña, un producto de desecho de la producción; se comprenderá que a pesar de la poca eficiencia aun así es relativamente fácil hacer a los centrales azucareros rentables.

Una de las instalaciones de los centrales más sensibles a este problema es paradójicamente el área de calderas, pues se diseñan y fabrican con factores de seguridad apropiados a los parámetros tan intensos que impone su operación y poseen una robustez considerable que contribuye a su prolongada vida útil tanto de diseño como de realidad práctica. Esa robustez y la consideración –más o menos real– de que las calderas no influyen en la extracción y rendimiento de sacarosa, precisamente permiten que, a la hora de reducir presupuestos en mantenimiento o mejoras sean, muchas veces, las calderas las *“dejadas para el año que viene”*. Si bien es cierto que esto es

posible, los gastos eliminados en calderas pueden contribuir a elevar los costos a la larga cuando el deterioro puede implicar grandes reparaciones, pérdida de eficiencia que aumente el consumo de combustible o la sustitución de la caldera. (Hernández, 2014)

Sin embargo, con la crisis energética actual y las cada vez más rígidas normas medioambientales se vuelve imprescindible cambiar esta situación lo cual está acorde con la política del estado cubano y del mundo.

Antecedentes

Los ventiladores de tiro inducido (VTI) de las calderas Evelma III de Central Azucarero 14 de Julio son accionados por motores eléctricos trifásicos de 92 kW. El conjunto motor- ventilador de cualquier sistema de tiro inducido de una caldera se ve forzado a mover caudales muy variables ya que como se profundizará más adelante el caudal a mover por este está en función de la generación de vapor en la caldera la cual está en constante cambio.

En la actualidad en lo VTI de las calderas de “14 de Julio” este caudal se controla mediante dámetros o compuertas a la entrada, abriéndolas o cerrándolas, este método a pesar de ser bastante eficiente sobre todo si se compara con el de compuertas a la salida pierde terreno ampliamente si se compara con el uso de variadores de velocidad en los motores trifásicos asincrónicos.

Existe una fuerte tendencia a nivel mundial para la aplicación de este método de regulación de caudal ya que la energía eléctrica consumida por bombas, ventiladores y compresores representa una parte significativa de la electricidad utilizada en todo el mundo. Se ha estimado que en los procesos industriales y en los grandes edificios, el 72% de la electricidad es consumida por motores, de los cuales, el 63% se utiliza en bombas, ventiladores y compresores para manejar fluidos. (Schonek, 2010) además de las ventajas que presenta en el alargamiento de la vida útil de los motores que accionan estas máquinas.

Este sistema se ha instalado con anterioridad en otros centrales del país como el 30 de Noviembre para su caldera de 60t/h, en Artemisa, y en las bombas de Agua Alimentar (AA) del Ciudad Caracas en el municipio de Lajas en la propia provincia de Cienfuegos.

Situación Problemática

No se conoce si es factible técnica y económicamente la utilización de variadores de velocidad en sustitución del sistema mediante dámperes a la entrada instalado en la actualidad para regular el caudal a remover en los ventiladores de tiro inducido (VTI) de las calderas Evelma III de 35 t/h de la UEB Central Azucarero “14 de Julio”

Objetivo general

Determinar la factibilidad técnica económica de emplear variadores de velocidad en los VTI de las calderas del Central Azucarero “14 de Julio” en sustitución del sistema mediante dámperes a la entrada para implementar una estrategia de control de caudal variable.

Objetivos específicos

1. Estudio del estado del arte sobre el empleo de variadores de velocidad en los sistemas de tiro equilibrado como método de control de caudal.
2. Verificar la correcta selección del conjunto motor ventilador para satisfacer los requerimientos del sistema de tiro actual.
3. Seleccionar el variador de velocidad adecuado para las condiciones de caudal y carga variable determinados.
4. Realizar el estudio de factibilidad económica de la propuesta.

Hipótesis

Si se sustituye el método de control de caudal mediante dámperes a la entrada empleado en la actualidad en los VTI de las calderas Evelma III del Central Azucarero “14 de Julio” por un sistema basado en el empleo de variadores de velocidad, se garantiza el funcionamiento adecuado de los generadores de vapor a la vez que disminuye el consumo de energía requerido para su operación.

Capítulo 1: Generalidades sobre, producción y extracción de gases en generadores de vapor de la industria azucarera, ventiladores de tiro forzado e inducido y empleo de variadores de velocidad como método de control de caudal.

En este capítulo se aborda de forma general el funcionamiento de los generadores de vapor en la industria azucarera los cuales utilizan bagazo de caña como combustible, haciendo especial énfasis en el funcionamiento y la importancia del tiro inducido. Además, se dedicará un epígrafe a las características generales y clasificación de los ventiladores, en especial los centrífugos de forma general, así como al funcionamiento y utilidad de los variadores de velocidad en los ventiladores.

1.1 Generadores de vapor en un central azucarero.

Un generador de vapor moderno está compuesto por una **caldera** la cual es un recipiente metálico, cerrado, destinado a producir vapor o calentar agua, mediante la acción del calor a una temperatura superior a la del ambiente y presión mayor que la atmosférica, sus **sistemas auxiliares** (Sistema de agua alimentar (SAA) y sistemas de alimentación de bagazo y aire y extracción de gases) y un **sobrecalentador**. A continuación, mostramos en la figura 1.1 un esquema de la estructura de un generador de vapor que utiliza como combustible bagazo de caña.

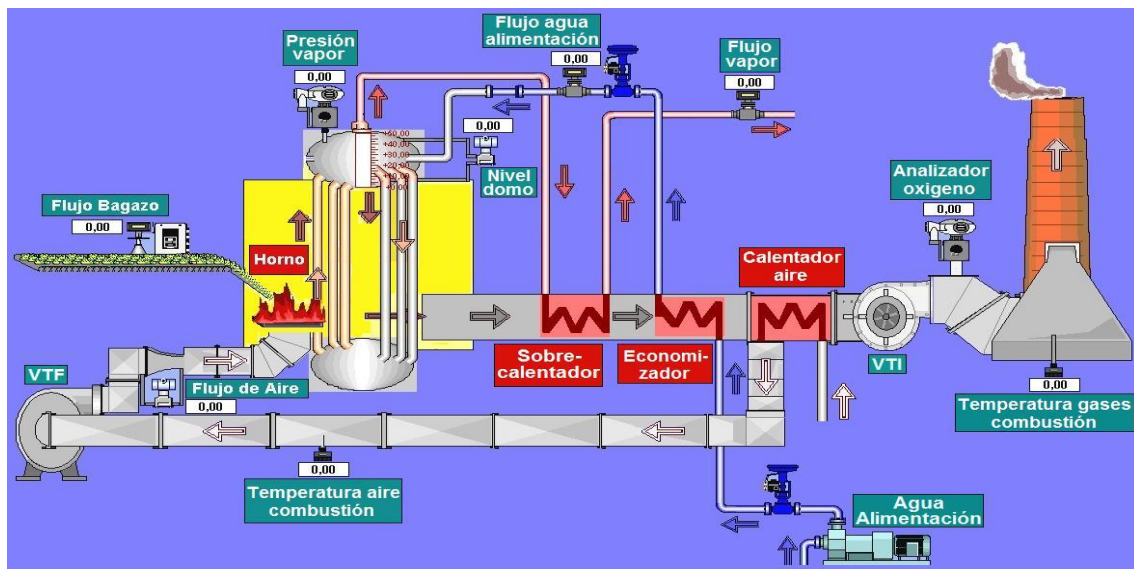


Figura 1.1 Esquema de un generador de vapor que utiliza como combustible bagazo de caña. Fuente: (Hecheverría, 2016))

1.1.1 Componentes y funcionamiento de los generadores de vapor en la industria azucarera

1.1.1.1 Calderas bagaceras. Características generales del proceso de combustión y del combustible.

Estos equipos son en esencia intercambiadores de calor cuyo objetivo fundamental consiste en transformar la energía contenida en el bagazo de la caña de azúcar, mediante su **combustión**, en energía térmica disponible y transferirla al agua para generar vapor a presión y temperatura específicas, en correspondencia con las condiciones de operación de la caldera. (Hugot, 1986) Para el caso particular del central "14 de Julio" las calderas Evelma III generan 35t/h de vapor a una presión de 18 Kg/cm² con una temperatura de 350 °C cada una.

Una vez que se produce el vapor con la presión y la temperatura antes mencionada se envía a través de un sistema de tuberías a la planta eléctrica donde realiza trabajo en las turbinas para generar energía eléctrica antes de ser utilizado, como vapor de bajos parámetros, para la cocción en el proceso de fabricación de azúcar.

Como se puede inferir de la información anterior, las calderas son grandes y pesados equipos que operan continuamente bajo severos parámetros los cuales contribuyen al deterioro de sus componentes y reducción de sus eficiencias y confiabilidad. A la vez, su vida útil es muy prolongada por lo cual ocasionalmente pueden resultar obsoletas con respecto a las necesidades energéticas y operativas del ingenio. En tiempos de crisis se impone la conveniencia de sacar el máximo beneficio de las calderas aprovechando sus potencialidades y disponer de las posibilidades de mejorarlas o adecuarlas a diferentes condiciones de operación. (Hernández, 2014)

Proceso de combustión.

El bagazo, residuo de la caña que sale de los molinos después de habersele extraído el jugo, y que es el combustible principal en los centrales azucareros cubanos, es conducido hasta la caldera mediante una estera transportadora, la cual surte a cinco alimentadores rotativos que suministran el bagazo requerido al horno. El flujo másico de bagazo que ingresa al horno es proporcional a la velocidad de los motores de los alimentadores. Para la combustión del bagazo

en el horno se requiere el **suministro de aire**, de forma tal que garantice una determinada **relación aire/combustible**, así como la **extracción de los gases y cenizas producto de la combustión**. El aire que ingresa al horno se divide en dos flujos que se introducen tanto en la parte superior como en la inferior de la zona de combustión del horno, con el objetivo de que el bagazo permanezca en suspensión mientras se quema, mejorándose de esta forma la eficiencia de la combustión. Los gases productos de la combustión son extraídos por el sistema de evacuación de gases. La evacuación de las cenizas se realiza mediante dos parrillas viajeras independientes, situadas en la base del horno, sobre la cual cae la ceniza. (Rivas-Perez, 2015)

Luego de conocer cómo se produce la combustión es importante conocer la composición del combustible y sus principales características.

El bagazo de caña como combustible

Este es el combustible por excelencia que se utiliza en la generación de vapor en la industria azucarera ya que es un producto de desecho de la industria lo que implica que posee ciertas características particulares que repercuten en la calidad de la combustión las cuales se explican a continuación.

Características generales

El bagazo, fibra residual de la caña de azúcar después de la molida, es un combustible natural para producir vapor en las fábricas azucareras. Es de tamaño uniforme con longitud promedio de 5-7,5 cm y no excede los dos centímetros de ancho; el rango de densidad varía entre 120-160 kg/m³. Este consiste de fibra, agua, sólidos solubles y cenizas; pero es importante conocer su composición química, que afecta su uso como combustible, y el método por el cual puede ser manipulado y quemado técnica y económicamente. (Autores, 2018)

En cada zafra, la fibra seca contenida en la caña está entre un 12-14% de su volumen, esto representa una oportunidad latente anual para generar energía con esta biomasa. El rendimiento del bagazo como biocombustible depende del poder calorífico disponible aprovechable dentro del horno de cada generador de vapor. Este a su vez depende de la composición química del combustible la cual mostramos a continuación. (Dora Paz, 1999)

Composición química y física del bagazo de caña

En la tabla 1 se puede ver su composición física y química. Es un compuesto lignocelulósico ya que contiene en su mayoría celulosa, hemicelulosa y lignina, estos compuestos en su mayoría están formados por carbono, oxígeno y una cantidad pequeña de hidrógeno. Estos tres elementos químicos en la presencia de calor y oxígeno pueden oxidarse y generar más calor. Precisamente esa energía interna representada como el poder calorífico del bagazo es lo que lo hace atractivo como biocombustible.

Tabla 1.1: Composición física y química promedio del bagazo de caña
Fuente: (elaboración propia)

Física		Química	
Celulosa	25-40%	Carbono	23%
Hemicelulosa	10-25%	Hidrógeno	3%
Lignina	15-30%	Oxígeno	22%
Pol	2.50%	Cenizas	2%
Agua	50%	H ₂ O	50%

Calor específico de combustión inferior (CECI) del bagazo de caña

El calor específico de combustión es la propiedad más importante de los combustibles y para el caso del bagazo depende principalmente de la humedad, el contenido de azúcar, el contenido de ceniza y en cuarto lugar de la variedad de caña. Rubio [1994] y Sarria [1999] se refieren a las ecuaciones para determinar el calor específico de combustión superior e inferior.(Colectivo de Autor,2018).

En la actualidad el corte mecanizado introduce mayor cantidad de materia extraña y cogollo de la propia caña afectando la composición final del bagazo.

Por esta razón este CECI es mucho menor y se recomienda, (Sarría López, 1999) que para cálculos del entonces MINAZ, en la actualidad AZCUBA, se tome un $CECI = 7660 \frac{kJ}{kgc} = 1829.47 kcl/kgc$ por lo que ese será el que se utiliza en los cálculos a desarrollar.

1.1.1.2 Sistemas auxiliares.

Los sistemas auxiliares son los encargados de mantener los parámetros adecuados para el funcionamiento de la caldera como se verá a continuación.

Sistema de agua alimentar (SAA)

Este sistema está compuesto de forma general por un deposito, una o varias bombas además del conjunto de tuberías, accesorios y válvulas para trasportar y regular el agua que será evaporada en la caldera. La(s) bomba(s) elevan la presión del agua hasta los valores requeridos para el funcionamiento de la caldera.

Sistema de alimentación de aire y evacuación de gases producto de la combustión

En el esquema de la figura 1.1 se puede apreciar que el aire es succionado por el **ventilador de tiro forzado (VTF)** desde el exterior pasando por el **calentador de aire (lado frio)** que como su nombre lo indica calienta el aire que será utilizado en la combustión y luego es soplado por este hacia el **horno** donde se produce la combustión. Posteriormente, los gases producto de la misma son succionados por el **ventilador de tiro inducido(VTI)** pasando a la **caldera** donde transfiere parte de su calor al agua transformándola en vapor y de ahí pasando por el **sobrecalentador** de vapor cuya función es como su nombre lo indica sobrecalentar el vapor, luego al **economizador** el cual calienta el agua alimentar antes de entrar a la caldera para su posterior evaporación y luego al **calentador de aire (lado caliente)** de donde es impulsado hacia la chimenea.

Al llegar a este punto, es conveniente destacar que este trabajo se enfoca específicamente en el llamado sistema de tiro del generador de vapor a lo cual se dedica el siguiente epígrafe.

1.2 Tiro en un Generador de Vapor.

1.2.1. Definición de tiro.

Se denomina tiro a la diferencia de presión, medida entre un punto cualquiera del sistema y la atmósfera. Esta diferencia de presión se suele expresar en mm.c.a (mm de la columna de agua), en in.c.a, en Pa u otra unidad de presión. Su principal objetivo es crear el ingreso de aire necesario para la combustión y

a su vez desplazar los gases producto de la combustión hacia el exterior.
(Marco Ruiz, 2016)

Un circuito de tiro consta de los siguientes componentes como se puede apreciar en la figura 1.1.

- El sistema de alimentación de combustible y aire
- El hogar con su parrilla y el cenicero.
- Circuito del gas dentro del generador de vapor.
- Equipos auxiliares de recuperación como economizadores y pre calentadores de aire.
- Conductos, ductos, o cámaras de humo.
- Sistemas de depuración de gases, tales como ciclones o filtros de manga.
- Aparatos de regulación, como persianas y registros.

Por lo que para garantizar el tiro los gases deberán vencer las pérdidas de carga que aparecen en su recorrido por el generador de vapor. Estas pérdidas se relacionan a continuación.

1.2.2. Pérdidas asociadas al tiro.

- Pérdida de carga a través de la puerta del cenicero.
- Pérdida de carga a través de la parrilla y el lecho del combustible.
- Pérdida de carga a través de conductos.
- Pérdida de carga a través de la caldera.
- Pérdida de carga a través de los intercambiadores de calor.
- Pérdida de carga a través de los depuradores de gas.
- Pérdida de carga a través de la chimenea.
- Pérdida de carga por descarga a través de la chimenea.
- Presión dinámica o carga de velocidad necesaria para evacuar los gases hacia el exterior.

El tiro debe controlarse o regularse para garantizar el tiro necesario, que difiere del tiro útil, que se genera por diferencia de presiones entre los gases calientes y el aire exterior. Siempre se establece un punto de equilibrio u operación. (Ing. Marco Ruiz, 2016)

En función de la forma en que se produzca este tiro se clasifica en: tiro natural o artificial.

1.2.3 Tiro Natural

Tiro Natural: Se crea por la diferencia de presión entre el aire caliente en el interior y el aire a temperatura ambiente en el exterior.

No es objetivo de este trabajo explicar de forma profunda como se produce el tiro natural en una caldera, pues es importante conocer que en los equipos de generación de vapor modernos no es factible debido a que, como se verá a continuación, en la mayoría de los casos este no es suficiente para garantizar los parámetros de eficiencia debido a las exigencias de carga variable de la industria. Pero si debemos presentar una explicación sencilla de en qué consiste. Para más información se puede consultar el artículo (Marco Ruiz, 2016).

El tiro natural como se planteó anteriormente se produce debido a la diferencia de presión entre el aire en el interior del generador y el aire a temperatura ambiente. Esta diferencia de presión es debido a que, cuando el aire exterior se mezcla con el combustible, como se explicó en epígrafes anteriores, y combustiona en el horno, los gases se calientan y por lo tanto se expanden, ahora, la cámara de combustión posee un volumen constante entonces, aplicando la ley de Boyle:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad (1.1)$$

Donde

P_1 : presión inicial del aire.

P_2 : presión final del aire

V_1 : volumen inicial del aire

V_2 : volumen final del aire

Pero conociendo que $V_1 = V_2$ entonces combinándola con la Ley de los gases ideales:

$$PV = nRT \quad (1.2)$$

Donde:

P: presión absoluta.

V: volumen.

n: moles de gas.

R: Constante universal de los gases ideales.

T: temperatura absoluta.

Asumiendo que nR es constante obtenemos que:

$$P_1/T_1 = \frac{P_2}{T_2} \quad (1.3)$$

Donde:

T_1 : temperatura inicial

T_2 : temperatura final

Despejando se obtiene:

$$\frac{P_1 T_2}{T_1} = P_2$$

Por lo que de la ecuación anterior se puede deducir que la presión de los gases en el interior de la cámara aumenta debido al aumento de la temperatura pues el volumen es constante.

Por lo que, cuando los gases llegan a la salida de la chimenea donde la presión es atmosférica, estos se expanden creando un vacío en el interior de los conductos obligando a los demás gases a salir creando lo que se llama tiro. En este tipo de tiro, no es necesario instalar ningún equipo auxiliar, para introducir el aire en la cámara de combustión ni para evacuar los ya quemados.

Pero esto implica que la carga estática (Hest) útil o sea la diferencia de presión (ΔP), entre el interior y la atmósfera, sea constante pues la T_{gases} varía muy poco con la demanda. Sin embargo, el tiro necesario varía con la velocidad de la combustión siendo esta función del caudal de gases y por tanto del nivel de actividad de la combustión; que a su vez depende de la demanda de vapor. Por lo que este tiro tiene las siguientes desventajas:

1.2.3.1 Desventajas del tiro natural.

Situaciones de carga variable:

1ro.Demanda baja: se tiene un sobre exceso de aire por infiltración, disminuyendo los gases y haciendo que el rendimiento del generador baje por el aumento de las pérdidas por calor sensible.

2do.Demanda alta: La presión de operación de la caldera tenderá a bajar, haciendo que los sistemas de control suministren más combustible, mientras que el aire necesario no aumente, por ser *Hest* útil constante. Lo cual provoca:

- Combustión incompleta ya que la relación aire real/aire teórico es baja.
- Menor liberación de calor por kg de combustible.
- Aumento de las pérdidas por mala combustión debido a la presencia de CO.
- Ensuciamiento del generador de vapor.
- Mala calidad de vapor, por arrastre y efecto de dilatación.

Por lo que debido a lo planteado anteriormente llegamos a las siguientes conclusiones

Conclusiones sobre el tiro natural:

- Para un sistema de combustión el tiro útil debe ser al menos igual al tiro necesario con el flujo de vapor a su máxima intensidad. Sin embargo, siempre para situaciones prácticas, se debe tener en cuenta un exceso de aire mínimo previendo cualquier eventualidad que pueda ocurrir en todo el sistema como un pico de carga, un cambio en las condiciones climáticas, ensuciamientos, u otra situación.
- El rendimiento y la flexibilidad del generador de vapor son acotados a una demanda constante de vapor.
- El tiro natural se utiliza en equipos que no excedan los 300BoHP y/o 270 m² de superficie de calefacción.

1.2.4 Tiro artificial

Este tiro es el más usado en las industrias pues posee ciertas ventajas que se analizarán más adelante pero inicialmente se deben dejar claros algunos conceptos.

-Tiro forzado: El aire se comprime mediante ventiladores (Ventilador de tiro forzado, en lo adelante VTF) antes de llegar a la zona de combustión, garantizando el exceso de aire necesario para permitir una combustión más completa ante situaciones de carga variable.

-Tiro inducido: Los gases producto de la combustión son succionados por un ventilador (Ventilador de tiro inducido, en lo adelante VTI) colocado entre el generador de vapor y la chimenea. Es importante destacar que esta también induce, pero de forma natural.

-Tiro equilibrado: Es la combinación de tiro forzado, mediante un VTF e inducido, mediante un VTI, o de tiro forzado, mediante un VTF, y tiro natural, el cual es provocado por la chimenea, de forma tal que la presión en el hogar de la caldera sea aproximadamente atmosférica, aunque en la práctica se precisa una ligeramente menor.

Por lo que luego de conocer lo anterior se pasará a definir sus ventajas.

1.2.4.1 Ventajas del tiro artificial

Las ventajas del tiro artificial se pueden definir simplemente resolviendo las desventajas del tiro natural como se verá a continuación:

Situaciones de carga variable:

1ro.Demanda baja: el exceso de aire se mantendrá estable en función de la demanda pues los VTF primario y secundario entregarán el aire necesario y el VTI extraerá los gases producidos en la combustión manteniendo estable la presión en el horno evitando la entrada de aire por infiltración.

2do.Demanda alta: La presión de operación de la caldera se mantendrá estable, pues cuando la presión tienda a bajar y los sistemas de control suministren más combustible, los VTF aumentaran el caudal de aire hasta

alcanzar el necesario y el VTI aumentará la extracción de gases manteniendo la presión en el horno.

Conclusiones sobre el tiro artificial.

-El tiro artificial permite el control de la relación aire combustible necesaria para garantizar una combustión lo más completa posible lo que repercute en la eficiencia del generador en su conjunto.

-Permite una mayor flexibilidad del generador en situaciones de carga variable con mínimas afectaciones a su eficiencia.

-No se concibe un generador de vapor moderno de gran capacidad que no posea este sistema de tiro en sus combinaciones Forzado- natural o equilibrado.

Habiendo definido las características del tiro artificial, se definen a continuación las características de los VTF, así como sus condiciones de trabajo, pero antes se debe analizar, de forma general, las características de los ventiladores

1.3 Generalidades sobre ventilación industrial.

1.3.1 Componentes

Un sistema de ventilación típico está compuesto por:

Ventilador

Motor (normalmente motor eléctrico)

Sistema de accionamiento

Conductos o tuberías

Dispositivos de control de flujo

Equipos y accesorios

Un ventilador es una máquina rotativa que pone el aire, o un gas, en movimiento. Podemos definirlo como una turbo máquina que transmite energía mecánica al aire a través de un rotor; accionado por un motor, generalmente eléctrico, con los dispositivos de control propios de los mismos: arranque, regulación de velocidad, conmutación de polaridad, etc.; que gira a alta

velocidad y que incrementa la energía cinética del fluido, que luego se transforma parcialmente en presión estática.

El propulsor o rotor adopta la forma de rodete con álabes, en el caso del tipo centrífugo, o de una hélice con palas de silueta y en número diverso, en el caso de los axiales. El conjunto, o por lo menos el rodete o la hélice, van envueltos por una caja con paredes de cierre en forma de espiral para los centrífugos y por un marco plano o una envoltura tubular en los axiales. La envoltura tubular puede llevar una reja radial de álabes fijos a la entrada o salida de la hélice, llamada directriz, que guía el aire, para aumentar la presión y el rendimiento del aparato. En el tipo helicocentrífugo y en el transversal, el elemento impulsor del aire adopta una forma cercana a la de los rodetes centrífugos.

1.3.2. Clasificación de los ventiladores.

Los ventiladores han venido clasificándose de diferentes maneras por lo que no es extraño que un mismo equipo pueda aceptar dos, tres o más denominaciones. Es bastante común que estas denominaciones se den en función de sus características: (atendiendo a su función, a la trayectoria del aire, a la presión, a las condiciones de funcionamiento, a su sistema de accionamiento y al control de las prestaciones). En este epígrafe solo se mencionan estas clasificaciones, ya que normalmente se dividen en dos grandes grupos y es aquí donde se hará el mayor énfasis (los ventiladores **axiales** y los ventiladores **centrífugos**)

1.3.2.1. Ventiladores axiales

En los ventiladores axiales, el movimiento del flujo a través del rotor, con álabes o palas de distintas formas, se realiza conservando la dirección del eje de éste como lo muestra la figura 1.2. Se usan para mover grandes cantidades de aire en espacios abiertos; como la resistencia al flujo es muy baja, se requiere generar una presión estática pequeña, del orden de los 5 a 25 mm c.a. Debido a esto, la principal aplicación de los ventiladores axiales se encuentra en el campo de la ventilación general y se los conoce con el nombre de extractores o inyectores de aire. Sin embargo, este tipo de ventiladores, cuando se los construye con álabes en forma de perfil de ala y de paso variable, llegan

a generar alturas de presión estáticas del orden de los 300mm.c.a. y se los usa en aplicaciones diversas.



Figura 1.2 Ventiladores Axiales Fuente: (Marco Ruiz, 2016)

1.3.2.2. Ventiladores centrífugos

En estos ventiladores el aire ingresa en dirección paralela al eje del rotor, por la boca de aspiración, y la descarga se realiza tangencialmente al rotor, es decir que el aire cambia de dirección noventa grados (90°) como lo muestra la figura 1.3. Este tipo de ventiladores desarrolla presiones mucho mayores que los ventiladores axiales, alcanzando presiones de hasta 1500mm.c.a.y son los empleados, mayormente, en los sistemas de ventilación localizada. El principio de funcionamiento de los ventiladores centrífugos es el mismo de las bombas centrífugas. Están constituidos por un rotor que posee una serie de paletas o álabes, de diversas formas y curvaturas, que giran aproximadamente entre 200 y 5000 rpm dentro de una caja o envoltura.

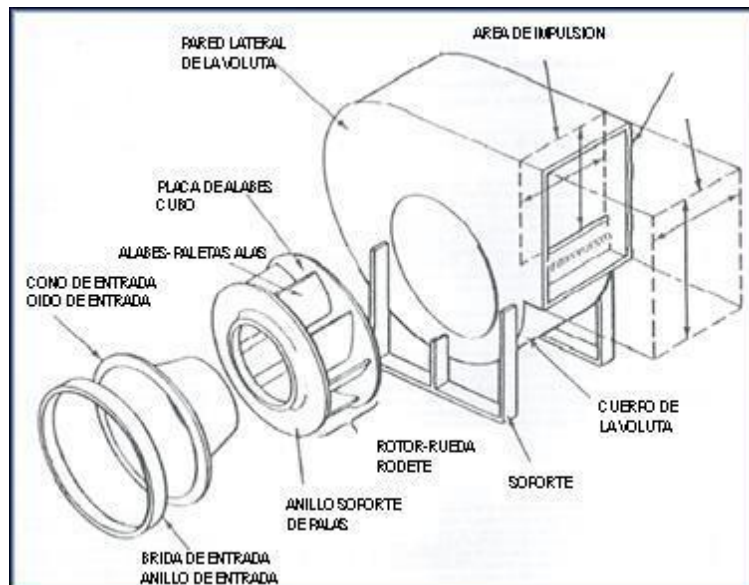


Figura 1.3 Ventilador Centrífugo Fuente: (Valladares., 2017)

De lo planteado anteriormente se puede deducir por qué los ventiladores más utilizados para el tiro forzado e inducido son los centrífugos pues son los que pueden desarrollar mayores presiones lo que equivale a vencer mayores cargas.

Condiciones de operación de los VTI.

Estas condiciones están dadas por la actividad que realiza pues como se planteó anteriormente el VTI mueve los gases calientes producto de la combustión.

Condiciones básicas de operación de los ventiladores de tiro inducido (VTI).

- El ventilador opera con gases calientes. Además, sus aspas se ensucian y desgastan por el efecto erosivo que produce la presencia de hollín, cenizas o escorias.

- La colocación del ventilador es fila, ya que queda entre la caldera y la chimenea.

- El tiro necesario es mayor.

- Al operar con gases calientes el ventilador debe ser de construcción más robusta, por lo tanto, más costosa y se ha de tener presente el calentamiento de sus apoyos o rodamientos.

- Producir una depresión es más costoso que producir presión.

Por experiencia se conoce (Hugot, 1986) que de forma general en las calderas bagaceras la carga a vencer por el ventilador de tiro inducido está compuesta por:

Presión de vacío a mantener en el horno: 3 mm c.a.

A través de los tubos de la caldera: varía en función del diseño de la caldera y de la velocidad de los gases

A través del economizador: varía en función del diseño del economizador y de la velocidad de los gases.

A través del calentador de aire por el lado de los gases: varía en función del diseño del calentador y de la velocidad de los gases.

A través de las toberas: varía en función del diseño de las toberas y de la velocidad de los gases

La suma de todas estas componentes de carga permite conocer la carga total, que debe ser incrementada en un 20% de margen para obtener la carga a vencer por el ventilador (Hugot, 1986)

Por lo que, conociendo las condiciones de trabajo del ventilador, o sea que trabaja a altas temperaturas (lo que modifica la densidad del aire) y que en los gases hay grandes cantidades de hollín (lo que aumenta la corrosión) este ha de tener características especiales que el fabricante tiene en cuenta para su diseño.

1.3.3 Curvas características de un ventilador

Curva del ventilador

Un ventilador actúa como una bomba impulsora de aire. La velocidad a la cual un ventilador puede “bombear” aire depende de la presión que este tenga que superar.

Para un ventilador, cada caudal (Q ; m^3/h) corresponde a una resistencia específica en el flujo del aire (Hest.-Carga estática). La serie de puntos de Q y Hest para un ventilador a una velocidad constante es llamada, la **curva del ventilador**. Un ejemplo de esta es mostrado a 700 rpm en la figura 1.4.

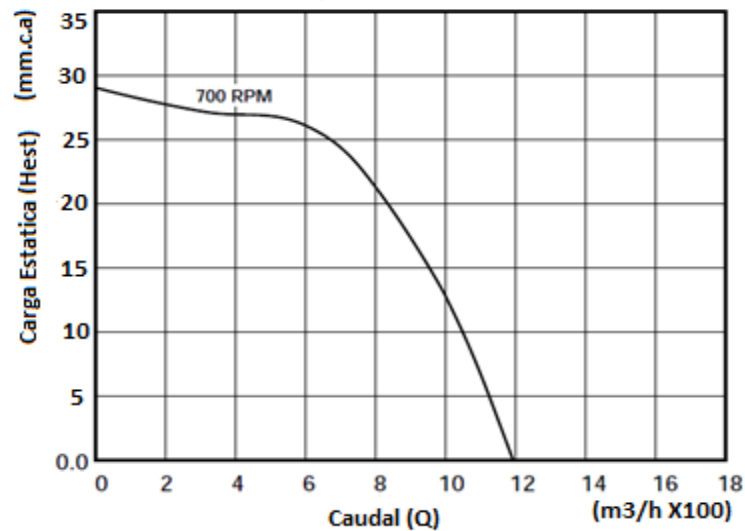


Figura 1.4 Curva del ventilador Fuente: (Greenheck Corporation, 1999)

Curva de Resistencia del Sistema

Para un volumen de aire, un sistema de distribución de aire produce una resistencia al flujo del aire (Hest) esta resistencia es la suma de todas las pérdidas de carga estática (Hest) a medida que el aire pasa a través del sistema.

Dentro de los elementos que producen resistencia, o sea pérdida de carga se incluyen el sistema del ducto, compuertas, rejillas, serpentines y demás accesorios presentes en el sistema.

En la literatura se reportan varias metodologías para el cálculo de las pérdidas de carga en un sistema, pero basta con saber que está dada por la suma de las pérdidas generadas por los accesorios y las pérdidas en tramos rectos.

Por otra parte varias pruebas (Greenheck Corporation, 1999) han establecido una relación entre caudal y carga. Esta relación es parabólica y obtiene su forma en la siguiente ecuación:

$$Hest = k * Q^2 \quad (1.4)$$

La letra k es la constante que refleja la apertura de la parábola. Esta relación expresa literalmente que la carga estática (H_{est}) varía proporcionalmente con el cuadrado del caudal (Q).

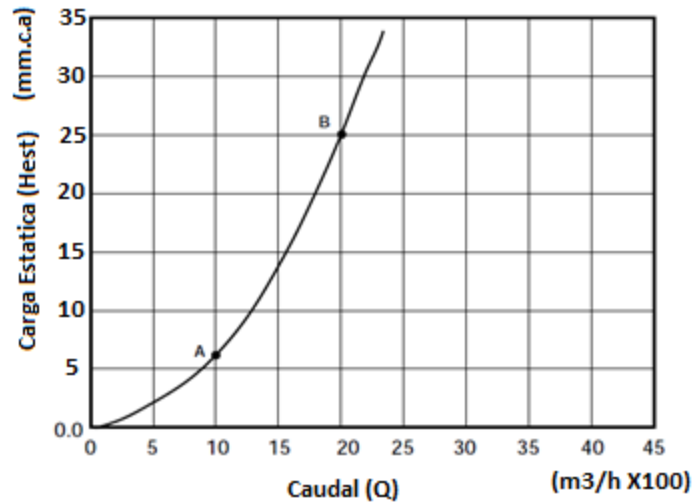


Figura 1.5 Curva de resistencia del sistema Fuente: (Greenheck Corporation, 1999)

Punto de Operación

Las dos secciones previas introdujeron las curvas del ventilador y las curvas de resistencia en el sistema. Ahora se mostrará cómo estas se relacionan de manera que el ventilador trabaje en condiciones estables en el denominado punto de operación.

El punto de operación del ventilador y el sistema es el punto donde estas dos curvas se interceptan.

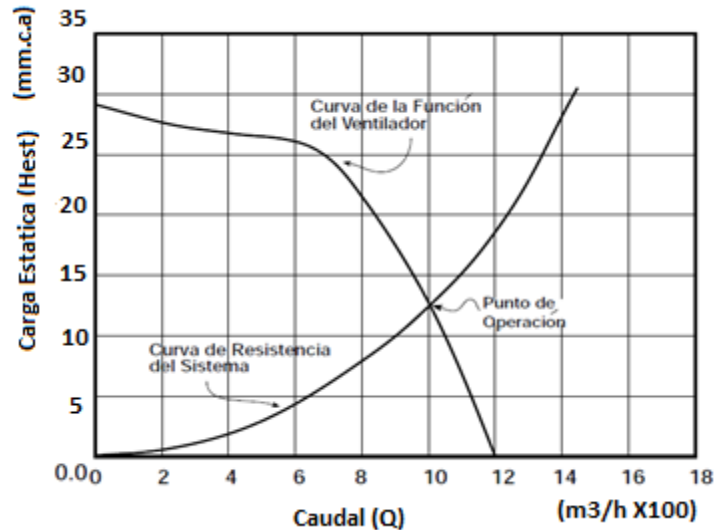


Figura 1.6 Punto de operación Fuente: (Greenheck Corporation, 1999)

1.3.4. Selección de ventiladores acorde a las necesidades de operación.

Los ventiladores se seleccionan de forma general teniendo en cuenta los siguientes factores:

1.Caudal de aire a remover (V o Q) en m^3/h o CFM (pies cúbicos por minuto) este caudal se calcula en función de la actividad a desarrollar que para el caso de este trabajo, al ser un ventilador de tiro inducido serán los gases producto de la combustión de la caldera, los cuales se determinarán más adelante.

2.Carga estática a vencer (Hest) o sea presión estática (Pest) a mantener, la cual se expresa en milímetros de la columna de agua (*mm.c.a.*), pulgadas de la columna de agua (*in.c.a.*) u otra unidad de presión y como ya se planteó se determina en función de las características de los conductos por los que ha de circular el fluido y los parámetros de operación.

3.Potencia sonora, niveles de ruido o sonos permisibles (L_{wt}) esto está en función de la aplicación que se le dé y por ende del local de trabajo. La siguiente tabla muestra algunas recomendaciones para diferentes actividades.

Tabla 2. Referencia para el cálculo de la intensidad limitada Fuente: (Elaboración propia)

Sones*	DBA**	Aplicaciones
1.3-4	32-48	Residencias (rurales y sub-urbanas)
....		
12-36	64-80	Maquinaria Ligera, Líneas de Ensamble
25-60	74-87	Maquinaria Pesada

*Está definido arbitrariamente como la sonoridad de un sonido senoidal de 1kHz con un nivel de presión sonora (intensidad) de 40dB_{SPL}

**Decibelios Ajustados: unidad relativa logarítmica de percepción del sonido.

1.3.5. Cálculo de la potencia al freno en un ventilador

La potencia de un ventilador es un factor de importancia, aunque no para la selección ya que normalmente el fabricante la brinda, pues que como se mencionó anteriormente casi todos los ventiladores, son accionados por un motor eléctrico el cual deberá entregar una potencia en el eje para el accionamiento del mismo. Por lo que utilizaremos para su cálculo una ecuación referenciada en varios textos (ver, (Hugot, 1986); (Rizhkin.V.Ya, 1979)) la cual mostramos a continuación:

$$Pot = \frac{Q * H_{est}}{3600 * \eta_v * \eta_T}; [kW] \quad (1.5)$$

Donde:

Q : Caudal a remover por el ventilador en m^3/h

H_{est} : Carga o presión estática a desarrollar en kPa

η_v : Rendimiento del ventilador (se encuentra entre un 60 y un 80% según (Monteagudo, 2015), ha de ser superior al 90% para ventiladores de tiro forzado e inducido según (Rizhkin.V.Ya, 1979) y 50% según (Hugot, 1986))

η_T : Rendimiento de la transmisión (cuando es directa $\eta_T = 1$)

Existen otros factores a tener en cuenta para realizar una correcta explotación de los ventiladores, pues es importante entender que en muchas ocasiones estas condiciones no son exactamente las que se tienen en cuenta por el fabricante. Por este motivo se han desarrollado las Leyes de Ventiladores las cuales se exponen a continuación.

1.3.6. Leyes de Ventiladores.

Estas leyes son una serie de relaciones de magnitudes que se basan en la teoría de mecánica de los fluidos y su exactitud es suficiente para la mayoría de las prestaciones siempre que el diferencial de presión sea inferior a 3 kPa por encima del cual se ha de tener en cuenta la compresibilidad del gas.

Estas leyes parten del principio de que dos ventiladores de una serie homóloga tienen homólogas sus curvas características y para puntos de trabajo semejantes tienen el mismo rendimiento, manteniéndose entonces interrelacionadas todas las razones de las demás variables. Estas variables son las siguientes:

- D : Diámetro de la hélice o rodete (m)
- L_{wt} : Nivel de potencia total sonora (dB)
- n : velocidad rotacional (rpm)
- Pot : Potencia mecánica suministrada al ventilador (W)
- $Hest$: Presión estática desarrollada por el ventilador (Pa)
- Q : Caudal de entrada (m^3/s)
- ρ : Densidad del fluido (m^3/kg)

Se ha de tener en cuenta que antes de aplicar las leyes de ventiladores se ha de comprobar que los equipos han de tener características proporcionales.

Para su estudio estas se dividen en cinco variantes las cuales se muestran a continuación:

Es importante conocer que cuando se utiliza el subíndice 0 se refiere a la variable inicial y cuando se utiliza el subíndice 1 se refiere a la nueva.

1. Variación del diámetro

Las fórmulas para el cambio de diámetro deben usarse con precaución ya que solo son válidas si los ventiladores que relacionan son rigurosamente semejantes. En la práctica siempre hay desviaciones de semejanza, que no se aprecian ostensiblemente y más cuando se trata de equipos de la misma familia.

$$Q_1 = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^3 * Q_0 \quad (1.6)$$

$$Hest_1 = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 * Hest_0 \quad (1.7)$$

$$Pot_1 = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^5 * Pot_0 \quad (1.8)$$

$$L_{wt} = L_{wt0} + 70 \log \frac{D_1}{D_0} \quad (1.9)$$

2. Variación de la velocidad

En un sistema de ventilación estable y firme, a medida que cambia el rpm del ventilador, la presión estática y la potencia (punto de la potencia del caballaje del motor) también cambian. Esto es de especial importancia ya que más adelante se analizarán los métodos de control de flujo y dos de ellos consisten en variar la velocidad del ventilador.

$$Q_1 = \frac{n_1}{n_0} * Q_0 \quad (1.10)$$

$$Hest_1 = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 * Hest_0 \quad (1.11)$$

$$Pot_1 = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3 * Pot_0 \quad (1.12)$$

$$L_{wt} = L_{wt0} + 50 \log \frac{n_1}{n_0} \quad (1.13)$$

3. Variación de la densidad.

Estas ecuaciones son de gran importancia teniendo en cuenta que los fabricantes realizan los ensayos con aire bajo condiciones estándar de presión y temperatura ambiente, por ende, cuando el ventilador se ha de utilizar bajo otras condiciones puede variar la densidad del aire y por tanto los demás parámetros.

$$Q_1 = Q_0 \quad (1.14)$$

$$Hest_1 = \frac{\rho_1}{\rho_0} * Hest_0 \quad (1.15)$$

$$Pot_1 = \frac{\rho_1}{\rho_0} * Pot_0 \quad (1.16)$$

$$L_{wt} = L_{wt0} + 20 \log \frac{\rho_1}{\rho_0} \quad (1.17)$$

4. Variación de varios parámetros.

Estas ecuaciones son útiles cuando se varían varios parámetros al mismo tiempo mostrando las mismas su efecto en las prestaciones.

$$Q_1 = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^3 * \frac{n_1}{n_0} * Q_0 \quad (1.18)$$

$$Hest_1 = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 * \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 * \frac{\rho_1}{\rho_0} * Hest_0 \quad (1.19)$$

$$Pot_1 = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^5 * \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3 * \frac{\rho_1}{\rho_0} * Pot_0 \quad (1.20)$$

$$L_{wt} = L_{wt0} + 70 \log \frac{D_1}{D_0} + 50 \log \frac{n_1}{n_0} + 20 \log \frac{\rho_1}{\rho_0} \quad (1.21)$$

5. Variación de prestaciones.

Estas ecuaciones permiten conocer el efecto de la variación de las prestaciones en los parámetros, de las prestaciones de carga y caudal en la potencia mecánica y sonoras respectivamente.

$$D_1 = D_0 * \left(\frac{Q_1}{Q_0}\right)^{1/2} * \left(\frac{Hest_1}{Hest_0}\right)^{1/4} * \left(\frac{\rho_1}{\rho_0}\right)^{1/4} \quad (1.22)$$

$$n_1 = n_0 * \left(\frac{Q_0}{Q_1}\right)^{1/2} * \left(\frac{Hest_0}{Hest_1}\right)^{3/4} * \left(\frac{\rho_0}{\rho_1}\right)^{3/4} \quad (1.23)$$

$$P_1 = P_0 * \frac{Q_1}{Q_0} * \frac{Hest_1}{Hest_0} \quad (1.24)$$

$$L_{wt} = L_{wt0} + 10 \log \frac{Q_1}{Q_0} + 20 \log \frac{Hest_1}{Hest_0} \quad (1.25)$$

Luego de haber definido las leyes de los ventiladores se analizarán los métodos de control de caudal en estos, pues se ha de recordar que uno de los objetivos de este trabajo es seleccionar un variador de velocidad para el motor del VTI o sea que se desea instalar un método de control de caudal pues, el VTI debe ser capaz de mantener una determinada presión en el horno la cual está en función de la actividad de la combustión y de la entrada de aire dada por el VTF ambas en función de la demanda de vapor.

1.4. Métodos de control de caudal en ventiladores.

Muchos ventiladores operan dentro de un amplio rango de condiciones de operación. Por ejemplo, en un sistema de ventilación industrial se producen cargas variables dependiendo del cambio en las condiciones ambientales, ocupación, niveles de producción, etc.

Para asimilar las variaciones de carga el flujo de los ventiladores se controla por los siguientes métodos:

- Compuertas o “dámperes” en la descarga.
- Compuertas o “dámperes” en la succión.

- Álabes de paso variable.
- Variación de la velocidad de rotación del ventilador

Cada uno de estos métodos poseen sus ventajas y desventajas en términos de costo inicial, efectividad de regulación del flujo y eficiencia energética. En sistemas que trabajan poco (por ejemplo, menos de 500 horas al año), el costo inicial puede ser el factor determinante al seleccionar el método de control de flujo. En aplicaciones de uso continuo, la efectividad del control y el ahorro de energía se convierten en los factores claves.

Control de flujo mediante dámperes a la descarga.

Los dámperes controlan el flujo cambiando la restricción al paso de la corriente de aire. A medida que la compuerta cierra, se reduce el flujo y aumenta la presión antes del mismo. Al incrementar la resistencia del sistema, el dámper obliga al ventilador a operar contra una mayor presión, desplazando el punto de operación hacia la izquierda sobre la curva del ventilador y reduciendo el flujo. Esto aleja al ventilador del punto de máxima eficiencia. (Monteagudo, 2015)

Compuertas o dámperes en la succión

Estos álabes cambian el perfil de la corriente de aire a la entrada, creando una rotación del flujo en la misma dirección del impulsor del ventilador, lo cual reduce el ángulo de ataque entre el gas de entrada y los álabes, lo cual baja la carga sobre el ventilador variando la intensidad de la pre-rotación del gas. Los álabes guías modifican la curva característica del ventilador, y mejoran la eficiencia del mismo a cargas parciales. (Monteagudo, 2015)

Álabes de paso variable

Una opción aplicable en algunos tipos de **ventiladores axiales** es la incorporación de un dispositivo que permita variar el paso de los álabes, cambiando el ángulo de ataque entre el gas de entrada y los álabes. Este método posibilita reducir el flujo y la carga del motor, manteniendo la eficiencia del ventilador en un amplio rango de carga. (Monteagudo, 2015)

Ajuste de la velocidad de rotación del ventilador

El ajuste de la velocidad de rotación del ventilador constituye el método más eficiente de regulación del flujo, ya que al reducir la velocidad de rotación disminuye la energía entregada al flujo de gas.

Se utilizan dos dispositivos básicos para el control de la velocidad de rotación de los ventiladores:

- Motores eléctricos de varias velocidades
- Accionamientos de velocidad variable

Los **motores eléctricos de velocidades múltiples** tienen varios devanados, uno para cada velocidad. Aunque estos motores son más caros que los motores de una sola velocidad, los mismos permiten una regulación del flujo de los ventiladores con mayor eficiencia que los dámperes y álabes guías.

Los **accionamientos de velocidad variable** permiten la regulación del flujo en un rango continuo y de forma muy eficiente. Los accionamientos de velocidad variable incluyen diferentes sistemas mecánicos y eléctricos. Los mecánicos comprenden los embragues hidráulicos, los acoplamientos fluidos y las transmisiones por poleas y correas ajustables.

Dentro de los accionamientos de velocidad variable de tipo eléctrico, los más difundidos son los **variadores de frecuencia o velocidad**, que han demostrado su efectividad para reducir los costos energéticos en sistemas de ventilación con amplias variaciones en el caudal. (Monteagudo, 2015)

En la figura 1.7 se puede apreciar que el método más eficiente para controlar el caudal es el de variación de velocidad ya que es el que tiene una curva más cercana al ideal.

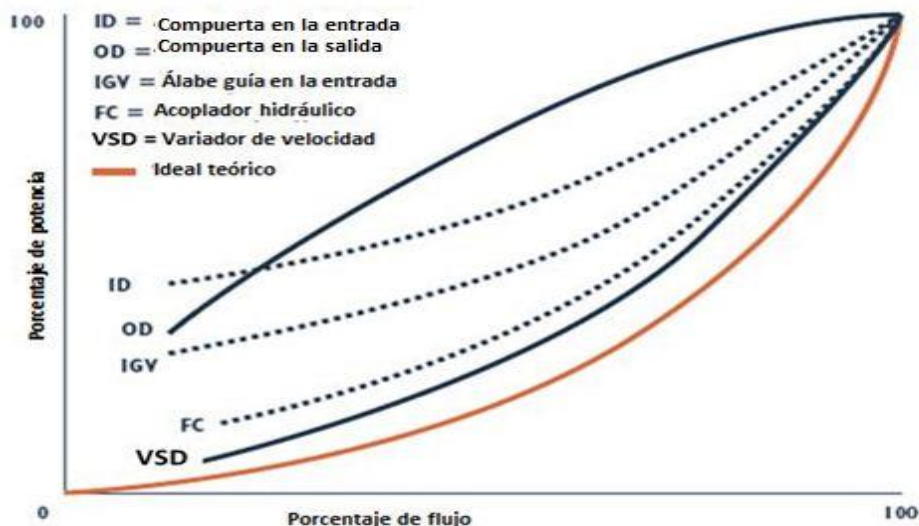


Figura 1.7 Efecto de diferentes métodos de control de caudal sobre el consumo de potencia de un ventilador. Fuente: (Arevalo, 1996)

1.4.1. Características de los Variadores de Velocidad, su efecto y utilización en los motores de ventiladores.

En este epígrafe definiremos que es un variador de velocidad, como funcionan, su efecto y uso en motores de ventiladores.

1.4.1.1 Definición de variador de velocidad

El variador de frecuencia regula la velocidad de motores eléctricos para que la electricidad que llega al motor se ajuste a la demanda real de la aplicación, reduciendo el consumo energético del motor entre un 20 y un 70%.

Un variador de frecuencia por definición es un regulador industrial que se encuentra entre la alimentación energética y el motor. La energía de la red pasa por el variador y regula la energía antes de que ésta llegue al motor para luego ajustar la frecuencia y la tensión en función de los requisitos del procedimiento. Los variadores reducen la potencia de salida de una aplicación, como una **bomba o un ventilador**, mediante el control de la velocidad del motor, garantizando que no funcione a una velocidad superior a la necesaria.

El uso de variadores de frecuencia para el control inteligente de los motores tiene muchas ventajas financieras, operativas y medioambientales ya que supone una mejora de la productividad, incrementa la eficiencia energética y a la vez alarga la vida útil de los equipos, previniendo el deterioro y evitando paradas inesperadas que provocan tiempos de improductividad.

El variador de frecuencia también es conocido como convertidor de frecuencia de corriente alterna, convertidor de velocidad variable, variador de velocidad, VSD, VFC o VFD por sus siglas en inglés o simplemente variador o convertidor. A menudo hay confusiones sobre la diferencia entre variador de velocidad y variador de frecuencia o convertidor de frecuencia. Si tomamos como referencia las siglas más ampliamente usadas a nivel internacional (“VFD” del inglés “Variable Frequency Drive”), y lo traducimos literalmente, nos conduciría a “Accionamiento de Frecuencia Variable”. Sin embargo, los términos más utilizados actualmente en nuestro país son convertidor de frecuencia y variador de frecuencia.

1.4.1.2. Funcionamiento del VFD

Este se fundamenta en que la velocidad sincrónica del campo magnético rotatorio de un motor asincrónico puede ser controlada por medio de la variación de la frecuencia de línea, ya que:

$$n_s = \frac{120 * f}{P} \quad (1.26)$$

Donde:

n_s : Velocidad sincrónica (rpm)

f : Frecuencia de línea (Hz)

P : Número de polos

De lo que se desprende que variando la frecuencia de línea se obtienen nuevos valores de n_s así si aplicamos las leyes de ventiladores, planteadas anteriormente podemos conocer que una variación de n_s implica una variación lineal para el caudal, cuadrática para la carga y cúbica para la potencia.

Para una mejor comprensión de este efecto en la figura 1.8 se muestra la interacción entre la curva de carga vs caudal para el ventilador y el sistema.

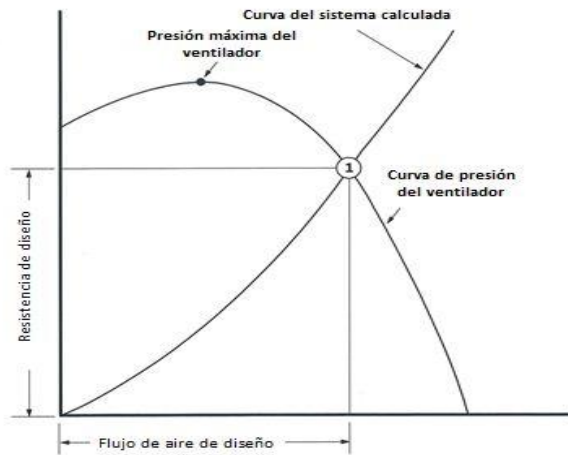


Figura 1.8 Interacción de la curva del ventilador con la del sistema

Fuente: (Monteagudo, 2015)

Donde el ventilador funciona de acuerdo con la curva del ventilador, el sistema funciona de acuerdo con la curva del sistema y el punto de funcionamiento es la intersección entre la curva del ventilador y la del sistema.

Pero al instalar variadores de velocidad la curva del ventilador se comporta de la forma en que se muestra en la figura 1.9 para diferentes fracciones de la velocidad nominal.

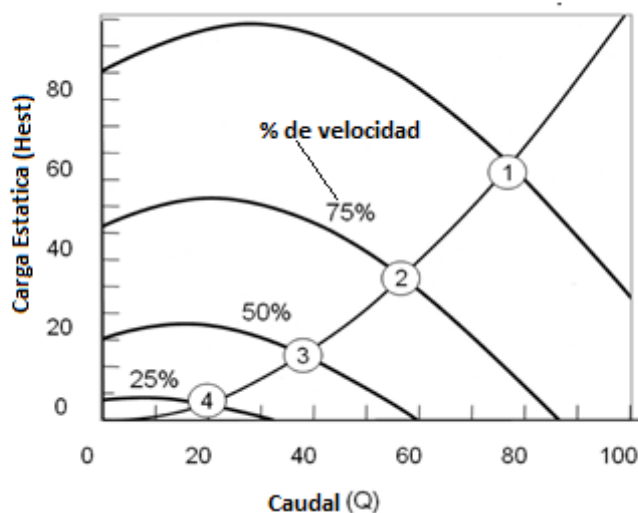


Figura 1.9 Curvas de los ventiladores y del sistema al variar la velocidad

Fuente: (Monteagudo, 2015)

En la figura 1.9 se puede apreciar que la curva del sistema no varía sino la curva del ventilador por lo que al ir disminuyendo la velocidad ante una menor demanda de caudal a remover disminuye a su vez la carga del sistema.

La función del variador será la siguiente si se produce una disminución de la demanda de vapor esta implicará una menor actividad de combustión por lo que se producirán menos gases producto de esta lo que se traduce en que el caudal a mover por el ventilador será menor para mantener la presión en el horno, un caudal menor implica menores valores de velocidad de rotación del rodete del ventilador por ende menos n_s así que el variador disminuirá la frecuencia de línea para la nueva demanda de n_s , lo cual reducirá la potencia consumida por el motor de forma cúbica acorde a la ley (ecuación 1.12). Lo mismo sucederá para la arrancada y parada del motor.

1.4.1.3. Ventajas del uso de variadores de velocidad para el funcionamiento del motor en ventiladores.

Eficiencia en el accionamiento de los motores eléctricos

Los motores al ser accionados por convertidores de frecuencia no se verán afectados por el pico de corriente característico de los arranques directos. Este pico, que típicamente resulta entre seis y ocho veces superior a la corriente nominal, provoca estrés electromecánico en las espiras finales del bobinado estático y reduce su vida útil. Los variadores de velocidad con sus rampas de aceleración y desaceleración programables, eliminan este efecto y permiten el arranque de estas máquinas eléctricas con valores de corriente iguales e incluso inferiores a la nominal. Como beneficio adicional se tiene la reducción de las perturbaciones en las redes de alimentación, del estrés mecánico al que se ven sometidos los sistemas de acople. Por otro lado, la operación con frecuencias menores que la nominal reduce las pérdidas en el hierro del motor y por consiguiente su temperatura de trabajo. Esto se debe a que cuanto menor es la frecuencia de alimentación, menos frecuentes son las inversiones de polaridad que experimentan las partículas magnéticas del núcleo estático. Cada vez que se invierte la polaridad con que se “carga” un dipolo magnético se pierde energía, pudiendo asociarse este fenómeno a la idea de “fricción magnética”. A menor frecuencia de operación esta inversión de polaridad

ocurre menor cantidad de veces por unidad de tiempo, reduciéndose la fricción magnética y con ello las pérdidas en el hierro.

Flexibilidad y eficiencia en el control

El control de las variables de proceso por medio de convertidores de frecuencia resulta más directo, flexible y eficiente al compararlo con los sistemas mecánicos tradicionales. Instalaciones de ventiladores con regulación convencional de caudal con válvulas limitadoras o dámetros se benefician con el uso de accionamientos de velocidad variable. Al reducir el número de componentes que integran el sistema o la máquina, se alargan los períodos de mantenimiento y por consiguiente se optimizan los costos de operación.

Eficiencia Energética-Ahorro y medio ambiente

Dado que los motores son los responsables de la mayor parte del consumo eléctrico (entre el 60 y el 80 % de la industria) (Schonek, 2010), la temática del ahorro de energía en máquinas eléctricas se presenta como un factor clave a la hora de incrementar la rentabilidad y reducir el impacto medio ambiental provocado por los sistemas accionados por motores eléctricos. El ejemplo más concreto sobre la posibilidad de economizar energía se tiene en las llamadas aplicaciones de par cuadrático como bombas centrífugas, ventiladores, soplantes y compresores centrífugos.

En el caso de las calderas del central “14 de Julio” es en la aplicación de las cargas de ventiladores centrífugos, que ingresan el aire para el proceso de combustión y egresan los gases producidos dentro del hogar de la caldera. Estas máquinas constituyen casos típicos de resistencia sobre un fluido y en ellas resulta aplicable la ley física que establece que todo fluido genera sobre un cuerpo sólido en movimiento una fuerza resistente que aumenta en forma proporcional al cuadrado de su velocidad relativa. Y como se trata de sólidos moviéndose en fluidos, el momento necesario para vencer la resistencia del fluido a mover será proporcional al cuadrado de la velocidad, y en consecuencia la potencia, proporcional al cubo de la velocidad. Esto significa que la operación a mitad de la velocidad nominal requerirá solo de un octavo de la potencia nominal. Si se tiene en cuenta que una gran cantidad de sistemas funcionan por debajo de la capacidad máxima por largos períodos de tiempo, se podrá apreciar el enorme potencial de ahorro energético que subyace en el control de la velocidad.

1.4.2 Pasos generales a seguir para el dimensionado del motor y convertidor de frecuencia.

De manera general, los pasos para la selección del variador de frecuencia para una aplicación de velocidad variable según (ABB, Dimensionado de un sistema de accionamiento, 2000) se describen a continuación:

- 1) En primer lugar, comprobar las condiciones iniciales. Para seleccionar el convertidor de frecuencia y el motor correcto, comprobar el nivel de red (380 V...690 V) y la frecuencia (50 Hz... 60 Hz). La frecuencia de red no limita el rango de velocidad de la aplicación.
- 2) Comprobar los requisitos del proceso. ¿Es preciso disponer de momento de arranque? ¿Cuál es el rango de velocidad utilizado? ¿Qué tipo de carga habrá?
- 3) Seleccionar el motor. Un motor eléctrico debe considerarse como una fuente del momento. El motor deberá admitir sobrecargas del proceso y ser capaz de producir una cantidad de momento concreta. No deberá superarse la capacidad de sobrecarga térmica del motor. Asimismo, en el momento de considerar el par máximo disponible en la fase de dimensionado, es necesario dejar un margen de alrededor del 30% para el momento máximo del motor.
- 4) Seleccionar el convertidor de frecuencia. El convertidor de frecuencia se selecciona según las condiciones iniciales y el motor elegido. Será necesario comprobar la capacidad del convertidor de frecuencia de producir la intensidad y potencia precisas. Debería sacarse el máximo partido de la capacidad de sobrecarga potencial del convertidor de frecuencia en caso de carga cíclica a corto plazo.

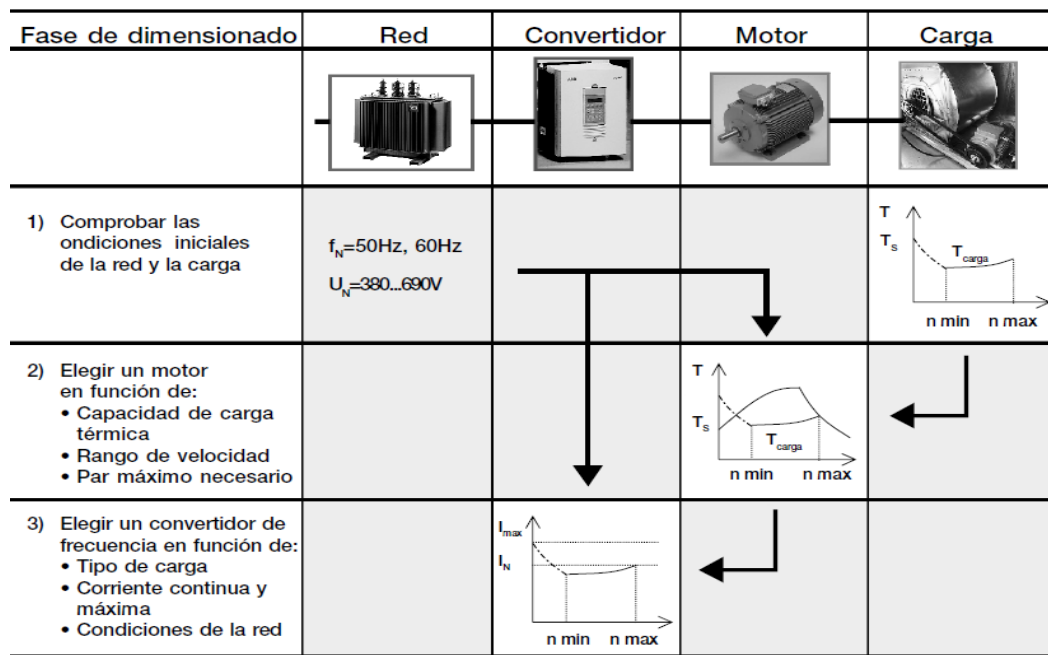


Figura 1.10 Descripción general de un procedimiento de dimensionado.
Fuente: (ABB, Dimensionado de un sistema de accionamiento, 2000)

El motor se selecciona según la información básica relativa al proceso. El rango de velocidad, las curvas del par, el método de ventilación y la capacidad de carga del motor suministran unas pautas para la selección del motor. A menudo vale la pena comparar distintos motores, dado que el que se elija afectará al tamaño del convertidor de frecuencia.

Al seleccionar un convertidor de frecuencia adecuado, deberán tenerse en cuenta varios puntos. Los fabricantes de convertidores de frecuencias normalmente disponen de ciertas tablas de selección, donde se facilitan las potencias típicas de los motores correspondientes a cada tamaño de convertidor.

La intensidad de dimensionado también puede calcularse cuando se conocen las características del par. Los correspondientes valores de la intensidad pueden calcularse a partir del perfil del par y compararse con los límites de intensidad del convertidor. La intensidad nominal del motor ofrece cierta orientación al respecto, pero no siempre se configura como uno de los mejores criterios de dimensionado posibles, ya que los motores pueden, por ejemplo, desclasificarse para trabajar con intensidades de corriente inferiores a la nominal debido a varios factores (temperatura ambiente, zona peligrosa, etc.).

La tensión de alimentación disponible deberá comprobarse antes de seleccionar el convertidor de frecuencia. Posibles variaciones en la tensión de

alimentación afectarán a la potencia disponible en el eje del motor. Si la tensión de alimentación es inferior a la nominal, el punto de debilitamiento del campo pasa a una frecuencia inferior y el par máximo disponible del motor se reduce en el rango de debilitamiento del campo.

El par máximo disponible suele estar limitado por el convertidor de frecuencia. Ello debe ser tenido en cuenta ya en la fase de selección del motor. El convertidor de frecuencia puede limitar el par del motor con anterioridad a lo que se declara en la hoja de datos del fabricante de motores.

El par máximo disponible también se ve afectado por los transformadores, reactores, cables, etc. del sistema, ya que producen una caída de tensión y, de este modo, el par máximo disponible también puede caer. Los fallos momentáneos del sistema deberán compensarse también con el régimen nominal del convertidor de frecuencia.

1.5 Estudios sobre el empleo de variadores de velocidad para VTI de calderas.

El uso de variadores de velocidad como método de control de caudal en ventiladores y bombas es una tendencia a nivel mundial, pero si se tiene en cuenta que menos del 10% de los motores en el mundo los poseen se podrá comprobar que hay mucho por hacer. (Aguirre, 2007)

En 1996 se presentó una tesis (Arevalo, 1996) por parte de un ingeniero mecánico electricista en la Facultad de Ingeniería de la Universidad San Carlos de Guatemala donde se realiza una comparación entre los métodos de control de caudal mediante dámetros y variadores de velocidad en ventiladores de tiro forzado e inducido con motores de 200HP (150kW) y 500HP (373kW) respectivamente en un generador de vapor de un central azucarero llegando a la conclusión de que la instalación de variadores de velocidad en estos implica un ahorro de 1699496,6 kWh/año para el VTI y de 295202,39 kWh/año para el VTF de consumo de energía lo cual es una muestra de la ventaja económica de instalar este sistema de control de caudal. Por otra parte, se debe admitir que en el trabajo se expresa que este central se mantiene generando energía eléctrica todo el año, aun cuando no hay zafra, lo que implica que el tiempo de recuperación de la inversión inicial sea más corto que

en nuestro país donde los mismos solo trabajan en la etapa de zafra. Según el trabajo la inversión se recuperaba en 5 años máximo.

Otro trabajo similar desarrollado en la misma universidad (Aguirre, 2007) esta vez para otro ingenio azucarero llega a conclusiones similares al anterior donde para las mismas se hizo uso de un software, elaborado por la Universidad Técnica de *Kaiserslautern* de Alemania, llamado *EnergiesparprogrammSinasave*™ versión 2.0 Stand 02/06, realizado para Siemens, empresa dedicada al estudio y fabricación de variadores de frecuencia eléctrica, de donde se obtuvo que:

Para el VTF, con un motor de 100 HP (75 kW) potencia, 114533,75 m³/h de caudal y 167 mm.c.a. de carga, la implementación de variadores implica un ahorro de 112652 kWh de energía al año. Siendo el rendimiento de la inversión del 85% y el tiempo de amortización de 14 meses.

Para el VTI, con un motor de 544HP (406 kW), 273008,425 m³/h de caudal y carga 95 mm.c.a. la implementación deja un ahorro de energía de 245257,89 kWh/año. Siendo el rendimiento de la inversión del 90% y el tiempo de amortización de 13 meses.

Por lo que en total se ahorrarían 518266,315 kWh/año lo que implicaba que aportaría ganancias extras pues la energía que no se consuma se vende.

Por otra parte, hemos consultado un caso práctico (ABB, www.abb.com.es, 2011) presentado por ABB empresa productora de variadores de velocidad donde se instalaron seis convertidores de frecuencia (variadores de velocidad) ABB de velocidad variable han sustituido al control mediante compuertas en ventiladores de tiro inducido y ventiladores de aire secundario en la planta de valorización energética de residuos de 50MW Valorsul en Portugal. El resultado es un ahorro energético anual próximo a los 240 000 euros.

El consumo de energía medio diario de los ventiladores de tiro inducido y de aire secundario con control mediante compuertas era de 153,6 MWh. Después de la instalación de convertidores de velocidad variable, el consumo de energía diario se redujo en 9 MWh hasta 144 MWh. Al multiplicarlo por un precio de la energía de 0,08 euros por kWh, se obtiene un ahorro monetario anual de unos 240 000 euros.

El ahorro de energía diario de 9 MWh reduce las emisiones de CO₂ en unas 4,5 toneladas al día.

Además, los variadores de velocidad permiten controlar el caudal con mayor precisión, de una manera más rápida y fiable que con compuertas.

El control mediante compuertas conlleva el riesgo de que las compuertas se bloqueen si no se reajustan con frecuencia. Si se mantienen en la misma posición demasiado tiempo ya no es posible posicionarlas con precisión, lo que podría provocar una parada imprevista del proceso.

Luego de ver estos casos a nivel internacional es conveniente analizar un caso nacional, se trata de una tesis en opción al título académico de master en Eficiencia Energética (Hecheverría, 2016) en la que se defiende el uso de variadores de velocidad en los centrales azucareros en sus diferentes áreas. El estudio demuestra que:

El ahorro energético está dado por el empleo del propio variador ya que este adecua el consumo a las exigencias de carga. Si la necesidad de carga es de 31 kW, la presencia del variador, es capaz de bajar el consumo en casi un 50% (51kW) cuando antes era de 100kW. Todos los sectores industriales pueden ahorrar energía eléctrica, si se presume que un ahorro de 1 kWh en el eje del motor supone 1.06 kWh de ahorro en el punto de acometida de la fábrica.

Por lo que para un motor de 75 kW de la estera alimentadora de bagazo de la caldera el cual gasta 1800 kWh en 24 horas Si se disminuye su potencia mediante el sistema automático durante varios periodos de tiempo durante 24 horas se pudo constatar que se ahorran 600 kWh por día lo que equivale 18000 kWh por mes de molida. Lo que evidencia las bondades del conjunto variador de velocidad y control automático del proceso.

Estas variaciones implican un ahorro del 40% de la energía a consumir.

Por otra parte, en el año 2017 se presentó una tesis en opción al título de ingeniero mecánico (Valladares., 2017) donde se realizó la selección de un variador de velocidad para la bomba de agua alimentar del central Ciudad Caracas donde se concluyó que:

La utilización del método de regulación de caudal mediante la variación de frecuencia significa un ahorro potencial de 34230.51 kWh/año, lo que a su vez implica que se dejen de emitir a la atmósfera 27.17 toneladas de CO₂ al año.

La rentabilidad de la propuesta se realizó utilizando métodos de flujo de caja descontado y se concluye que para la empresa este tipo de inversión no es atractivo ya que se recupera al finalizar la vida útil considerada (9.78 años).

Aunque no es una propuesta atractiva económicamente para la empresa, si se considera el costo de la generación de energía eléctrica en el país entonces la inversión se recupera en 3.87 años por lo que puede ser considerada dentro de los programas nacionales de eficiencia energética.

Conclusiones parciales

1-Los ventiladores de tiro inducido de las calderas en centrales azucareros, son equipos auxiliares importantes que representan elevados consumos de energía. Estos ventiladores son del tipo centrífugos y los principales parámetros a tener en cuenta para su selección son el caudal de gases a mover y la carga a vencer.

2-Dentro de los métodos de regulación de caudal en sistemas de ventilación, el más eficaz y eficiente es el que se basa en variar la velocidad del ventilador mediante variadores de frecuencia en motores asíncronos.

3-Las leyes de la afinidad proveen la base para el análisis del control de velocidad variable aplicado a ventiladores centrífugos, siendo la relación entre potencias proporcional al cubo de las relaciones entre velocidades de rotación para dos caudales diferentes.

4-A partir de la bibliografía consultada se puede constatar que los estudios para emplear variadores de frecuencia en sistemas de ventilación demuestran que el método de regulación de caudal por variación de velocidad conlleva a un ahorro significativo de energía eléctrica lo que a su vez se ve traducido en un beneficio económico y ambiental.

Capítulo 2: Cálculo del caudal de gases a remover y comparación con los datos dados por el fabricante.

En este capítulo se realiza una breve descripción del bloque energético del central y se desarrollan los cálculos para determinar el volumen de gases a remover por el VTI. Estos resultados se comparan con los datos dados por el fabricante y con las características del conjunto motor-ventilador instalado actualmente para comprobar su correcto dimensionado.

2.1- Breve descripción del bloque energético del Central Azucarero “14 de Julio”.

La fábrica de azúcar tiene una capacidad de molida de 3000 toneladas diarias, la caña es preparada por dos juegos de cuchillas los cuales necesitan un alto consumo de potencia para realizar su trabajo, la molida se realiza por un tándem formado por cinco molinos con accionamiento eléctrico, un sistema de bombas y colador rotatorio, lo cual garantiza la separación de los residuos de bagazo disueltos en el guarapo. La generación de vapor se produce en tres calderas Evelma III de 35t/h cada una, con un índice de consumo de bagazo teórico de 2.26 t vapor/t bagazo, que utilizan el bagazo como combustible para producir el vapor que demanda la generación eléctrica la cual se realiza en dos turbogeneradores de 4000 kW con un índice de consumo de vapor teórico de 10.62 kg/kWh respectivamente para un total de 8000 kW que satisface las necesidades de la industria, con posibilidades de entregar el excedente al SEN. A continuación, se definen las principales características de la caldera Evelma III de 35t/h de vapor dadas por el fabricante, luego de la modificación. Estas características se muestran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Características de la caldera Evelma III de 35 t/h Fuente: (Sánchez Leyva, 2001)

Caudal de vapor generado(G_{vap})	35000 kg/h
Presión de salida del vapor (P_{vap})	18 ATA
Temperatura de salida del vapor(T_{vap})	350°C
Rendimiento(η_{GV})	80.33%
Temperatura de salida de los gases producto de la combustión(T_{gc})	212°C
Coeficiente de exceso de aire, Relación aire real/ aire teórico(α)	1.3
Temperatura del aire(T_a)	30°C
Temperatura de agua alimentar(T_{aa})	90°C
Combustible Consumido	15178 kg/h
Volumen de gases por VTI	126950m ³ /h

Volumen de Aire por VTFp	$44941\text{m}^3/\text{h}$
Volumen de Aire por VTFs	$3755\text{m}^3/\text{h}$

Nótese que el fabricante plantea que el volumen de gases a remover por el VTI es de $126950\text{m}^3/\text{h}$ en este capítulo comprobaremos la veracidad de este valor además como muestra la tabla 2.2 la capacidad demandada es mayor que la instalada en la actualidad.

Tabla 2.2 Datos de chapa del VTI instalado en la actualidad Fuente: (elaboración propia)

Fabricante	ARMEE
Diseño	1807
Tamaño	5414
Tipo	RT
Clase	900
Arreglo	3D2 00W UB
Caudal o capacidad (CFM)	67689*
Carga(in.c.a)	5.9**
rpm	885

* $115071\text{ m}^3/\text{h}$ o $32\text{ m}^3/\text{s}$

** 149.86 mm. c. a. o 1470.12 Pa

Así mismo el motor eléctrico que acciona el ventilador posee las siguientes características:

Tabla 2.3 Datos de chapa del motor Fuente: (elaboración propia)

Fabricante	SIEMENS
Potencia Nominal (CV/kW)	125/92
Frecuencia (Hz)	60
Velocidad de giro sincrónicas (rpm)	900
Velocidad de giro asincrónicas (rpm)	885
Voltaje (V)	460
Factor de potencia 100% de carga	82
Factor de potencia 75% de carga	79
Factor de potencia 50% de carga	70
Corriente (A)	152
Eficiencia 100% de carga	93.6
Eficiencia 75% de carga	94.2
Eficiencia 50% de carga	94.1

Por lo que conociendo los datos anteriores se pasa al cálculo del volumen de gases generados en la combustión.

Para ello se debe recordar la composición del combustible.

Tabla 2.4 Composición química del bagazo Fuente: (elaboración propia)

Carbono (C)	23%
Hidrógeno (H)	3%
Oxígeno (O)	22%
Cenizas (A)	2%
Humedad (H ₂ O)	50%

2.2 Cálculo del consumo de combustible en la caldera para condiciones nominales.

Existen diferentes métodos para calcular el consumo de combustible en una caldera, para este caso se utiliza la expresión que permite el cálculo de la eficiencia de la misma mediante el método directo, que como se verá relaciona la eficiencia, la cual es conocida (entorno al 80.33%) con el consumo, el CECI conocido de antemano, el flujo de generación de vapor y la variación de entalpía en el ciclo. La expresión para el cálculo de la eficiencia es:

$$\eta_{GV} = G_{vap} * \frac{(h_{vap} - h_{aa})}{CECI * B_{comb}} \quad (2.1)$$

De la que despejando se obtiene:

$$B_{comb} = \frac{G_{vap} * (h_{vap} - h_{aa})}{\eta_{GV} * CECI}$$

Donde:

B_{comb} : Consumo de combustible en kg/h

G_{vap} : Flujo de generación de vapor en kg/h

h_{vap} : Entalpía de salida del vapor a T_{vap} y P_{vap} en kcal/kg

h_{aa} : Entalpía del agua alimentar a T_{agua} en kcal/kg

η_{GV} : Eficiencia de la caldera

$CECI$: Calor específico de combustión en kcal/kgc

Con la ecuación anterior se puede calcular el consumo de combustible conociéndolos demás parámetros. Con este a su vez, se puede desarrollar una

metodología para calcular el caudal de gases que ha de remover el VTI a carga máxima de la caldera.

Donde:

$$G_{vap} = 35000 \text{ kg/h}$$

$$h_{vap} = 749.7 \text{ kcal/kg} : \text{ para } P_{vap} = 18 \text{ ATA y } T_{vap} = 350^{\circ}\text{C}$$

$$h_{aa} = 90 \text{ kcal/kg} : \text{ para } T_{aa} = 90^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_{GV} = 80.33\%$$

$$CECI = 1829.47 \text{ kcal/kg para cálculos en AZCUBA}$$

Por lo que:

$$B_{comb} = \frac{35000 \text{ kg/h} * (749.7 \text{ kcal/kg} - 90 \text{ kcal/kg})}{0.8033 * 1829.47 \text{ kcal/kg}}$$

$$B_{comb} = 15\,669.7763 \text{ kg/h}$$

Como se puede comprobar el valor obtenido no difiere demasiado con el mostrado por el fabricante el cual es de 15178 kg/h

Con este valor de consumo definido se pasa a desarrollar la metodología.

2.3 Metodología para el cálculo del caudal de gases a remover por el VTI.

La metodología que será utilizada será la estudiada en la asignatura: Generación, transporte y uso del vapor, impartida en el primer semestre de 5to año en la facultad de ingeniería de la Universidad de Cienfuegos.

1.Cálculo del aire seco estequiométrico

Este depende de la composición del combustible la cual se conoce.

$$w_{st} = 11,53 * C + 34,34 * \left(H - \frac{O}{8} \right) + 4,29 * S; \left[\frac{\text{kgAS}}{\text{kgB}} \right] \quad (2.2)$$

Es importante recordar que la composición esta expresada en tanto por uno.

Aplicando la ecuación 2.2 y conociendo que el combustible no contiene azufre se tiene:

$$w_{st} = 11,53 * 0,23 + 34,34 * \left(0,03 - \frac{0,22}{8} \right)$$

$$w_{st} = 2,73 \text{ kgAS/kgB}$$

Luego, con el valor calculado mediante la ecuación 2.3 se calcula:

2.Aire seco real necesario

$$w_{sr} = \alpha * w_{st}; \left[\frac{\text{kgAS}}{\text{kgB}} \right] \quad (2.3)$$

Donde

α : es el coeficiente de exceso de aire (normalmente para calderas bagaceras se encuentra entre un 30 y un 60%)

Aplicando la ecuación 2.3 y sustituyendo con un $\alpha = 1.3$:

$$w_{sr} = 1,3 * 2,73 \text{ kgAS/kgB}$$

$$w_{sr} = 3,559 \text{ kgAS/kgB}$$

3. Consumo de aire seco

$$w_t = w_{sr} * B; \left[\frac{\text{kgAS}}{\text{kgB}} \right] \quad (2.4)$$

Donde:

B: es el consumo de combustible en kg/h (15709.3014kg/h)

Con la ecuación 2.4 y sustituyendo se obtiene:

$$w_t = 3,559 \text{ kgAS/kgB} * 15699,7763 \text{ kg/h}$$

$$w_t = 55\,769,9 \text{ kgAS/h}$$

4.Cálculo de la presión parcial del agua.

Luego se entra a las **tabla A-4 vapor saturado** (Çengel, 2012) con la temperatura de bulbo seco del aire (T_{bs}) para obtener la presión de saturación del aire y con este valor calcular la presión parcial del agua mediante la siguiente ecuación.

$$P_{pH_2O} = P_{sat} * \varphi_0; [ATA] \quad (2.5)$$

Donde:

P_{sat} : presión de saturación del vapor

φ_0 : Humedad relativa en el aire.

Obteniendo el siguiente dato de las tablas de vapor:

$$P_{sat} = 0,06057 \text{ ATA para } T_{bs} = 36^\circ\text{C}$$

Y estimando una humedad del aire de un 70%, sustituyendo en la ecuación 2.5 se obtiene:

$$P_{pH_2O} = 0,06057 \text{ ATA} * 0,7$$

$$P_{pH_2O} = 0,042399 \text{ ATA}$$

Conociendo la P_{pH_2O} para estas condiciones de Humedad relativa y temperatura de bulbo seco se calcula:

5.Cantidad de aire húmedo en el aire real

Mediante la siguiente ecuación.

$$w_{H_2O} = \frac{18}{28,9} * \left(\frac{P_{pH_2O}}{1.033 - P_{pH_2O}} \right); \left[\frac{kg}{h} H_2O \right] \quad (2.6)$$

y sustituyendo.

$$w_{H_2O} = \frac{18}{28,9} * \left(\frac{0,042399 \text{ ATA}}{1,033 \text{ ATA} - 0,042399 \text{ ATA}} \right)$$

$$w_{H_2O} = 0,02666 \frac{kg}{h} H_2O$$

6.Caudal de aire húmedo suministrado

$$Q_{H_2O} = w_{H_2O} * w_t; \left[\frac{kgH_2O}{kgAS} \right] \quad (2.7)$$

Con el valor de w_{H_2O} y sustituyendo en 2.7 se tiene:

$$Q_{H_2O} = 0,02666 \frac{kg}{h} H_2O * 55\,769,9 \frac{kgAS}{h}$$

$$Q_{H_2O} = 1\,486.72 \frac{kgH_2O}{kgAS}$$

7.Composición del aire

Se debe recordar que el aire está compuesto por O_2 , N_2 y otros gases que como el último no combustionan por lo que se toma en condiciones normales que la composición del aire es un 23% O_2 y 77% N_2 por lo que:

$$O_2 = 0,23 * w_t; \left[\frac{kg}{h} O_2 \right] \quad (2.8)$$

$$N_2 = 0,77 * w_t; \left[\frac{kg}{h} N_2 \right] \quad (2.9)$$

$$H_2O = Q_{H_2O} \quad (2.10)$$

Se utilizan las ecuaciones 2.8, 2.9 y 2.10 mediante las cuales sustituyendo y calculando se obtiene:

$$O_2 = 0,23 * 55\,769,9 \frac{kgAS}{h} = 12\,827 \frac{kg}{h} O_2$$

$$N_2 = 0,77 * 55\,769,9 \frac{kgAS}{h} = 42\,942,8 \frac{kg}{h} N_2$$

$$H_2O = 1\,486.72 \frac{kgH_2O}{kgAS}$$

Sumando los pesos de los componentes anteriores se obtiene el **flujo másico de aire total**:

$$G_{Ta} = O_2 + N_2 + H_2O; [kg/h] \quad (2.11)$$

$$G_{Ta} = 12\,827 + 42\,942,8 + 1\,486.72 = 57\,256,63 [kg/h]$$

El próximo paso es calcularla densidad del aire húmedo.

7.Densidad del aire húmedo

$$\rho = \frac{341,88}{T_{bs}} * (1,033 - 0,377 * \varphi_0 * P_{sat}); \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (2.12)$$

Donde:

$T_{bs} = 36^\circ\text{C}$ temperatura de bulbo seco en grados kelvin

$\varphi_0 = 0,7$ humedad relativa del aire

$P_{sat} = 0,06057 \text{ ATA}$

Sustituyendo se obtiene:

$$\rho = \frac{341,88}{309 \text{ } ^\circ\text{K}} * (1,033 - 0,377 * 0,7 * 0,06057) = 1.12523 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

A partir del flujo másico de aire y de la densidad del mismo se procede al cálculo volumétrico.

8.Caudal total de aire a suministrar

$$V_{Ta} = \frac{G_{Ta}}{\rho}; [m^3/h] \quad (2.13)$$

Sustituyendo obtenemos:

$$V_{Ta} = \frac{57\,256,63 [kg/h]}{1,12523 \left[\frac{kg}{m^3} \right]} = 50\,884,7763; [m^3/h]$$

Esta es la cantidad de aire a suministrar por el ventilador de tiro forzado el cual si lo comparamos con el del fabricante que en conjunto entre el VTFp y el VTFs es de $48696 \text{ m}^3/h$ vemos que la cantidad de aire ha de ser mucho mayor que la calculada por este.

9.Composición fraccionaria del combustible.

Esta se calcula mediante las siguientes ecuaciones que al sustituir los valores pertinentes arrojan:

$$C = 0/_{0.01} C * B; \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (2.14)$$

$$C = 0,23 * 15669,7763 kg/h = 3604 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$H = 0/_{0.01} H * B; \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (2.15)$$

$$H = 0,03 * 15669,7763 kg/h = 470,09 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$O = 0/_{0.01} O * B; \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (2.16)$$

$$O = 0,22 * 15669,7763 \text{ kg/h} = 3447,35 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$A = 0/_{0.01} O * B; \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (2.17)$$

$$A = 0,02 * 15669,7763 \frac{kg}{h} = 313,3955 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$W = 0/_{0.01} W * B; \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (2.18)$$

$$W = 0,5 * 15669,7763 \text{ kg/h} = 7834,8 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Es importante recordar que la suma de todos ha de ser igual a B por lo que realizamos dicha operación para comprobar obteniendo:

$$B = 3604 \text{ kg/h} + 470,09 \text{ kg/h} + 3447,35 \text{ kg/h} + 313,3955 \text{ kg/h} \\ + 7834,8 \text{ kg/h} = 15669,7763 \text{ kg/h}$$

Por lo que los cálculos anteriores son correctos.

10. Gases formados durante la combustión. (los valores de los componentes son los obtenidos en la composición fraccionaria)

$$CO_2 = \frac{44}{12} * C; \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (2.19)$$

$$H_2O = \frac{36}{4} * H; \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (2.20)$$

Mediante las ecuaciones 2.19 y 2.20 sustituyendo y calculando se obtiene:

$$CO_2 = \frac{44}{12} * 3604 \text{ kg/h} = 13214,84 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$H_2O = \frac{36}{4} * 470,09 \text{ kg/h} = 4230,8 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

11.Determinación de la cantidad de oxígeno unido en las reacciones. (los valores de los componentes son los obtenidos en la composición fraccionaria).

$$O_2 = \frac{32}{12} * C + \frac{32}{4} H; \left[\frac{kg}{h} AH \right] \quad (2.21)$$

Utilizando la ecuación 2.21 y sustituyendo se obtiene

$$O_2 = \frac{32}{12} * 3604 \left[\frac{kg}{h} \right] + \frac{32}{4} * 470,09 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$O_2 = 13371,5424 \left[\frac{kg}{h} AH \right]$$

Luego de determinar los valores anteriores se procede a realizar el balance de masa entre el aire y el combustible pues por la ley de conservación de la masa esta ha de ser constante.

12. Balance de masa

En este paso se toman los valores de la composición del aire y se suman obteniéndose el G_{Ta} y los valores de la composición fraccionaria del combustible obteniéndose B , estos valores (G_T y B) se suman para obtener el **flujo másico total de gases** producto de la combustión G_{Tg} .

Por lo que sustituyendo y calculando

$$G_{Tg} = G_T + B \quad (2.22)$$

$$G_{Tg} = 57\,256,63[kg/h] + 15\,699,7763\,kg/h$$

$$G_{Tg} = 72\,926\,kg/h$$

Luego se procede a realizar el balance de la siguiente forma:

Tabla 2.5 Balance de masa. Fuente:(elaboración propia)

	Inicial	Final
N_2	Cantidad N_2 en el aire	Cantidad N_2 en el aire (pues el N_2 no reacciona)
O_2	Cantidad O_2 en el aire + O en el combustible - O_2 unido en las reacciones	Cantidad de O_2 resultante de la suma
H_2O	Cantidad de H_2O en el aire + H en el combustible + H_2O en los gases de combustión	Cantidad de H_2O resultante de la suma
CO_2	Cantidad de CO_2 en los gases de combustión	Cantidad de CO_2 en los gases de combustión

Suma final		Tiene que ser igual a G_{Tg} de lo contrario existe algún error en los cálculos.
------------	--	--

Por lo que sustituyendo obtenemos:

	Inicial	Final
N_2	42 942,8	42 942,8
O_2	+12 827 + 3447,35 – 13371,5424	2 902,89
H_2O	+1 486,72 +7834,8 +4230,8	13 552,45
CO_2	13 214,8447	13 214,8447
Suma final		72 926 kg/h

El resultado es correcto lo que demuestra que los cálculos desarrollados anteriormente son correctos.

Por lo que: $G_{Tg} = 72\,926\text{ kg/h}$

Luego de realizar el balance de masa y habiendo obtenido el G_{Tg} se procede a determinar:

13. Densidad de los gases producto de la combustión.

Conociendo la temperatura de los gases de salida $T_{gs} = 200^\circ\text{C}$ se procede a buscar su densidad en la **tabla de propiedades específicas de los combustibles (Anexo 1)** y obtenemos que para $T_{gs} = 200^\circ\text{C}$ la $\rho_g = 0.748\text{ kg/m}^3$

Conociendo este valor se pasa a calcular:

14. Caudal de gases producto de la combustión, o sea, el que tiene que remover el VTI.

$$V_{Tg} = \frac{G_{Tg}}{\rho_g}; [m^3/h] \quad (2.23)$$

Sustituyendo y calculando se obtiene:

$$V_{Tg} = \frac{72\,926\text{ kg/h}}{0,748/m^3} = 97\,495 [m^3/h] \quad (2.24)$$

El caudal calculado a remover por el VTI es menor que el dado por el fabricante el cual es de $126950 \text{ m}^3/\text{h}$, pero se ha de recordar que se recomienda (Hugot, 1986) calcular este con un margen de un aproximadamente un 20% de sobre dimensión para prevenir la ocurrencia de sobrecargas en el equipo debido a picos de generación en la caldera u otros problemas que pueden presentarse durante su operación.

Por lo que el valor de V_{Tg} será:

$$V_{Tg} = 97\,495 + (97\,495 * 0.15)$$

$$V_{Tg} = Q = 112\,000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 31.11 \text{ m}^3/\text{s}$$

Teniendo en cuenta el resultado anterior y conociendo que el ventilador instalado en la actualidad es capaz de remover un caudal de $115\,071 \text{ m}^3/\text{h}$ y vencer una carga de 1470 Pa . Se puede asegurar que el ventilador instalado en la actualidad cumple con los parámetros de operación necesarios.

2.4 Cálculo de la potencia al freno.

Sustituyendo los valores correspondientes al punto de operación en la ecuación 1.5 se obtiene:

$$Pot_{freno} = \frac{Q * H_{est}}{3600 * \eta_v} = \frac{115\,071 * 1.47}{3600 * 0.84} = 56 \text{ kW}$$

2.5 Cálculo de la potencia mínima necesaria demanda por el motor

$$Pot_{\text{min necesaria motor}} = m * Pot_{freno} < Pot_{instalada}$$

Donde:

m : Coeficiente de reserva de potencia ($1.05 < m < 1.2$)

$$Pot_{\text{min necesaria motor}} = 1.2 * 56 = 67 \text{ kW} < 92 \text{ kW}$$

Conclusiones Parciales

1. Se determinó el caudal máximo a remover por el ventilador de tiro inducido (VTI) para condiciones nominales de operación de la caldera siendo este igual a $31.11 \text{ m}^3/\text{s}$ el cual se comparó con el mostrado por el fabricante de $35 \text{ m}^3/\text{s}$ y con el instalado en la actualidad siendo este de $32 \text{ m}^3/\text{s}$ por lo que este es capaz de mantener la depresión en el horno necesaria para la correcta operación de la caldera.
2. Se calculó la potencia al freno, demanda por el ventilador, siendo esta igual a 56 kW.
3. Se determinó la potencia mínima necesaria a desarrollar por el motor siendo esta igual a $67 \text{ kW} < 92 \text{ kW}$ instalados.

Capítulo 3: Selección del variador de velocidad y realización del análisis de factibilidad económica de su implementación en sustitución del método mediante compuertas a la entrada.

En el presente capítulo se determinará el rango de trabajo del VTI, así como se seleccionará el variador de velocidad para satisfacer los requerimientos de trabajo. Luego se determinará y comparará el consumo de energía utilizando ambos métodos de regulación. En un tercer momento se realizará la valoración económica de la inversión a realizar.

3.1 Sistemas de cogeneración en los centrales azucareros.

La cogeneración en centrales azucareros es un método de generación de energía eléctrica que se encuentra en auge en todos los países productores de azúcar en todo el mundo. La idea surge a partir de la fuente de energía que representa el bagazo de caña que se produce en el proceso de molienda de la caña, este material es un producto de desecho en la producción de azúcar por lo que, como es sabido, se utiliza como combustible en las calderas para producir vapor. La estrategia de aprovechamiento de esta energía latente en dicho combustible consiste en generar el vapor con valores de presión y temperatura superiores a los necesarios para su uso en el proceso industrial, dicho vapor luego es utilizado para accionar una o varias turbinas acopladas a generadores eléctricos. Una parte de esta energía, una vez generada, es utilizada para las necesidades propias del ingenio como el accionamiento de motores eléctricos, etc. Y el excedente es suministrado a la red de corriente del país o región, la venta de esta energía significa un ingreso adicional a la empresa y es una fuente de ahorro del consumo de combustibles fósiles u otros para la nación.

Esto ha llevado a que en muchos países el conjunto de cogeneración, o sea generador de vapor – turbina – generador eléctrico, de algunos ingenios se mantengan operando todo el año utilizando el bagazo producido en la zafra como combustible lo que representa un ahorro de miles de dólares para el país por concepto de no tener que consumir otros combustibles (Arevalo, 1996), (Aguirre, 2007),

Para más información sobre el tema se puede consultar el artículo: Cuba y la experiencia de Mauricio. Experiencias en la producción de energía eléctrica a

partir de la caña de azúcar (Cabrera, 2007). en la dirección mostrada en la biografía.

A continuación, mostramos en la figura 3.1 el esquema de sistema de cogeneración del central azucarero 14 de Julio.

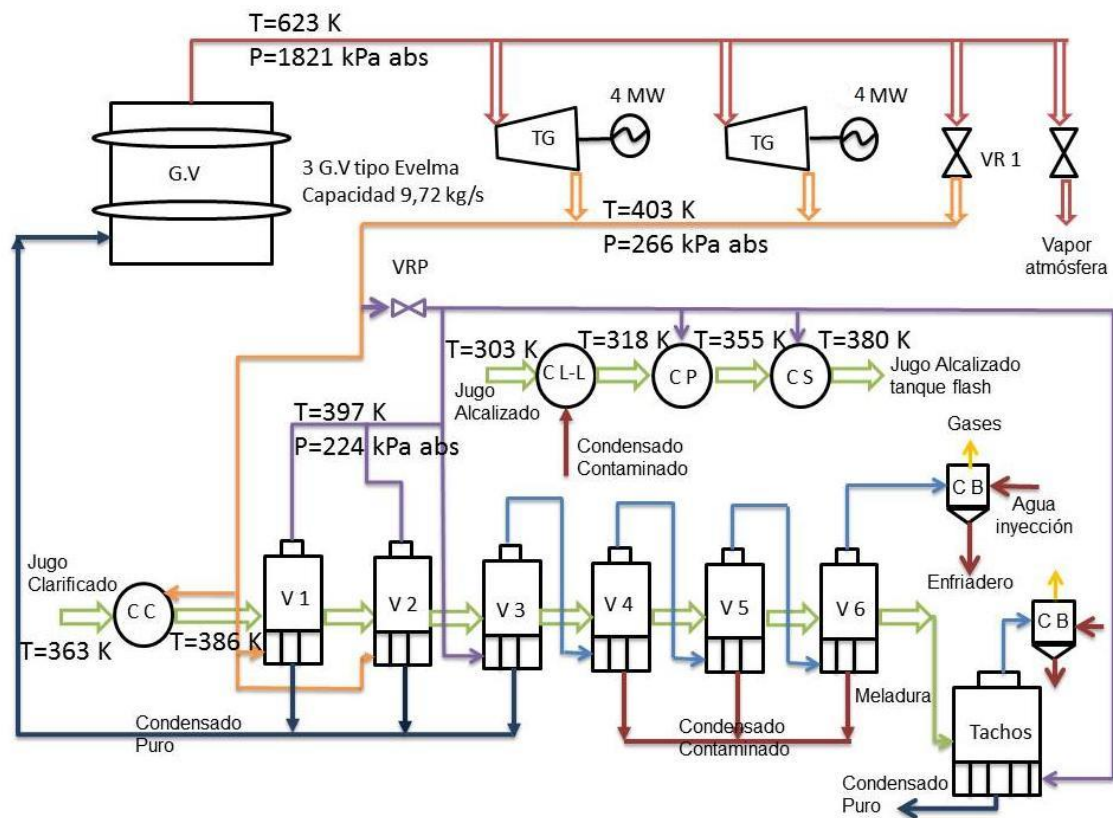


Figura 3.1 Esquema del sistema de cogeneración del central azucarero 14 de julio. Fuente: (Alvares Delgado, 2016)

Como se puede observar en la figura anterior el vapor se produce en el **generador de vapor** y de ahí pasa a los **turbogeneradores**, donde su energía cinética es transformada en mecánica y a su vez en eléctrica, en el proceso de accionamiento de los **turbogeneradores** el vapor se expande y pierde temperatura pasando así al **proceso de producción**, ahora, el excedente de vapor producido en el **generador de vapor** pasa a la **válvula reductora** donde se expande y enfría pasando así al **proceso de producción**.

Para este caso en particular el central 14 de Julio cuenta con dos generadores de 4 MW, cada uno, los cuales operan durante la zafra.

3.2 Determinación del flujo de vapor total generado en las calderas.

En actualidad en el central azucarero 14 de Julio no se contabiliza el vapor total generado pues el parámetro que se utiliza para el control de la caldera es la presión en el domo, el sistema de control funciona de la siguiente forma.

Un sensor mide la presión en el domo de cada caldera por separado, la cual debe ser igual a 18 Atm para evitar que la presión de una supere a las demás provocando lo conocido en el argot fabril como boqueo, de producirse una caída de presión en el domo de alguna de las calderas el lazo de control ordena a los alimentadores de bagazo aumentar la velocidad aumentando el suministro de combustible y a su vez estos están conectados a los ventiladores de tiro forzado primarios y secundarios para que aumenten el caudal de aire a suministrar con el objetivo de mantener la relación aire combustible. A su vez esto provoca que aumente la presión en el horno el cual cuenta con un sensor de presión que está conectado mediante un lazo de control al control de caudal del ventilador de tiro inducido (VTI) el cual aumenta el caudal de gases a remover para mantener la presión en el domo por debajo de la atmosférica (como se ha señalado anteriormente esta presión se encuentra alrededor de 3 mm.c.a. por debajo de la atmosférica) para evitar la congestión de los gases quemados dentro del generador más conocida como fogoneo.

Por lo que como se comprenderá en efecto no es necesario conocer el flujo de vapor producido para el buen funcionamiento de las calderas. Pero para nuestro caso en particular si es necesario conocer este parámetro ya que es vital para conocer el caudal de gases a remover por el VTI para mantener la depresión en el horno.

Para conocer el flujo de vapor máximo que son capaces de generar las tres calderas basta con sumar el flujo nominal que es capaz de producir cada una por separado como se plantea a continuación:

$$G_{vap\ total} = 3 * G_{vap} \quad (3.1)$$

$$G_{vap\ total} = 3 * 35\ 000\ kg/h$$

$$G_{vap\ total} = 105\ 000\ kg/h$$

Por otra parte, no se conoce por las razones anteriormente citadas la cantidad de vapor real que se consume en el proceso de producción de azúcar, pero es

conocido que para este caso el proceso de producción consume todo el vapor demandado por los turbogeneradores el cual es posible calcularlo a partir de su índice de generación.

Por lo que sí:

$$G_{producido} = G_{turbos} + G_{reduc} \quad (3.2)$$

Donde:

$G_{producido}$: Flujo de vapor producido (kg/h).

G_{turbos} : Flujo de vapor consumido en los turbos (kg/h).

G_{reduc} : Flujo de vapor entregado atreves de la válvula reductora (kg/h).

Y el consumo del proceso para este caso se satisface con el vapor consumido en los turbos a capacidad de generación nominal sin necesidad de desviar vapor por la válvula reductora, por lo que.

$$G_{Proceso} = G_{turbos} = I_{gen} * Pot_{inst} \quad (3.3)$$

Donde:

I_{gen} : Índice de generación del turbogenerador ($kg \text{ vap}/kWh$), para este caso $10.62 \text{ kg vap}/kWh$.

Pot_{inst} : Potencia instalada (kW), para este caso $8\,000 \text{ kW}$.

Esto se traduce en que:

$$G_{Proceso} = 10.62 \frac{kgvap}{kWh} * 8\,000 \text{ kW} = 85\,000 \text{ kg vap/h}$$

A partir de este resultado se determina que el ingenio demanda para condiciones nominales y estables de operación el 80% de su capacidad instalada.

Sin embargo, en la practica el ingenio no se encuentra operando de manera estable de forma permanente por lo que para determinar el rango de trabajo del mismo se realizó un análisis estadístico de la molienda de caña en la zafra 2015-2016, cuyos datos de muestran en el anexo 2, utilizando el software MATLAB el cual arrojó los resultados que se muestran en el anexo 3. Y que se resumen en que:

Se puede asegurar que hay un 80% de probabilidad de que la que la molida del ingenio se encuentre por encima de $2\,500 \text{ t/día}$ y si se tiene en cuenta que el ingenio es capaz de moler 125 t/h lo que representa unas $3\,000 \text{ t/día}$, este opera al 83.3% de la capacidad de molida.

Por lo que podemos conocer la producción de vapor para estas condiciones, de la siguiente forma:

$$G_{vap\ producido} = (t/dia)/24\ h * kgvap/t * 1000 \quad (3.4)$$

Donde:

$G_{vap\ producido}$ flujo de vapor producido (kg/h)

t/dia : toneladas de caña molida por día.

$kgvap/t$: kg de vapor por toneladas de caña. (como norma se estima en 0.68)

$$G_{vap\ producido} = 2\ 500/24 * 0.68 * 1000 = 70\ 833\ kg/h$$

Además, el análisis permitió conocer que el valor promedio de molida diaria es de 2 878 t/día por lo que:

$$G_{vap\ promedio} = \frac{2878}{24} * 0.68 * 1000 = 82\ 000\ kg/h$$

Este valor es de suma importancia ya que será el tenido en cuenta para el cálculo económico, pues la molida diaria promedio permite calcular la norma potencial del ingenio de la siguiente forma:

$$Norma\ potencial = \frac{molida\ diaria\ \left(\frac{t}{dia}\right)}{molida\ nominal\ \left(\frac{t}{dia}\right)} \quad (3.5)$$

$$Norma\ potencial = \frac{2878\ t/dia}{3000t/dia} = 0.96$$

3.3 Determinación de la demanda de producción de vapor por caldera.

Existen múltiples variantes al analizar el flujo de vapor que debe producir cada caldera para satisfacer la demanda de vapor. Pero una mediante una entrevista (De Leon, 2018) al personal que opera la caldera se determinó que existen dos variantes más probables las cuales se describen a continuación:

Variante 1

La primera variante es en la que las tres calderas estén operando a la misma capacidad para satisfacer la demanda de forma que:

Para la demanda máxima:

$$G_{vap/caldera} = \frac{G_{Proceso}}{3} \quad (3.6)$$

$$G_{vap/caldera} = 28\ 333\ kg/h$$

O sea que las 3 calderas se encontraran operando al 80% de su capacidad instalada.

Para la demanda de $70\,833\text{ kg/h}$

$$G_{vap/caldera} = 23\,611\text{ kg/h}$$

Por lo que las tres calderas se encontraran operando al 67% de su capacidad nominal.

Para la demanda promedio:

$$G_{vap/caldera} = 27\,333\text{ kg/h}$$

Para un 78% de su capacidad nominal.

Esta variante es la ideal pues las tres estarán operando cerca de sus parámetros nominales, pero a su vez es la menos practica pues normalmente las calderas operan según la segunda variante la cual se presenta a continuación.

Variante 2

Es en la que existen dos calderas trabajando al su capacidad nominal ($35\,000\text{ kg/h}$) de generación y una tercera genera la diferencia pero en la práctica es muy difícil mantener una caldera operando a su capacidad nominal por demasiado tiempo por lo que tomaremos una distribución de forma que:

2 calderas operan a un 80% ya que apoyándonos en una hoja Excel cuyos resultados se muestran en el anexo 4 se pudo conocer el comportamiento de la eficiencia de la caldera calculada por el método de las perdidas en función del caudal de generación de vapor y como se muestra en la figura 3.2 para un 80% por ciento de generación la eficiencia se mantiene relativamente cercana a la calculada por el fabricante a para la capacidad nominal y la tercera genera la diferencia.

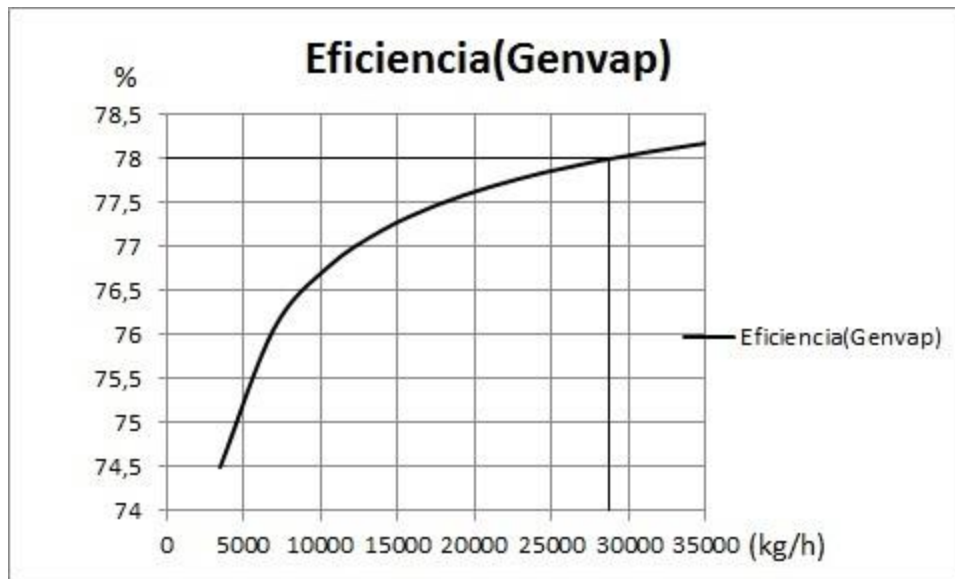


Figura 3.2: Simulación de la curva de eficiencia en función del caudal de generación de vapor de la caldera Evelma III a partir del método de las pérdidas. Fuente: (Elaboración propia)

Para 70 833 kg/h de demanda:

$$G_{\text{Proceso}} = G_{\text{vap/caldera1}} + G_{\text{vap/caldera2}} + G_{\text{vap/caldera3}} \quad (3.7)$$

$$G_{\text{vap/caldera3}} = G_{\text{Proceso}} - (G_{\text{vap/caldera1}} + G_{\text{vap/caldera2}})$$

$$G_{\text{vap/caldera3}} = 70\,833 \text{ kg/h} - \left(28\,000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} + 28\,000 \text{ kg/h}\right)$$

$$G_{\text{vap/caldera3}} = 14\,833 \text{ kg/h}$$

Lo que representa un 42 % de su capacidad nominal.

Para la demanda promedio sustituyendo en la ecuación 3.7:

$$G_{\text{vap/caldera3}} = 82\,000 \text{ kg/h} - \left(28\,000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} + 28\,000 \text{ kg/h}\right)$$

$$G_{\text{vap/caldera3}} = 26\,000 \text{ kg/h}$$

Lo que representa un 74 % de su capacidad nominal

De los resultados anteriores se puede deducir que como norma las calderas se encontraran trabajando entre un 80 y un 42% de generación

3.4 Determinación del volumen de gases más probable a remover por los VTI

Tomando la variante 2 de trabajo como la más probable, el valor máximo, promedio y mínimo de generación total de vapor y valiéndonos de una hoja Excel, cuyos resultados se muestran en el anexo 4, preparada para el cálculo se obtiene:

Para el valor máximo de trabajo:

Tabla 3.1 Resultados para el valor máximo de trabajo. Fuente: (elaboración propia)

Generación total.(kg/h)	85 000		
	Caldera 1	Caldera 2	Caldera 3
Flujo de vapor (kg/h)	28 000	28 000	28 000
Porcentaje de operación. (%)	80	80	80
Caudal a remover por el VTI (m ³ /s)	21.7	21.7	21.7

Para el valor mínimo de trabajo:

Tabla 3.2 Resultados para el valor mínimo de trabajo. Fuente: (elaboración propia)

Generación total. (kg/h)	70 833		
	Caldera 1	Caldera 2	Caldera 3
Flujo de vapor (kg/h)	28 000	28 000	14 833
Porcentaje de operación. (%)	80	80	42
Caudal a remover por el VTI (m ³ /s)	21.7	21.7	11.4

Para el valor promedio de trabajo:

Tabla 3.3 Resultados para el valor promedio de trabajo. Fuente: (elaboración propia)

Generación total. (kg/h)	82 000		
	Caldera 1	Caldera 2	Caldera 3
Flujo de vapor (kg/h)	28 000	28 000	26 000
Porcentaje de operación. (%)	80	80	74
Caudal a remover por el VTI (m³/s)	21.7	21.7	20

3.5 Selección del rango de velocidades.

En primer lugar, se determina la velocidad de trabajo a la que opera el ventilador. Esta velocidad puede determinada valiéndonos de las leyes de afinidad en ventiladores siendo conocido el caudal a remover por el VTI. Para ello se calcula el factor de carga al que está operando el motor que acciona el ventilador, de la siguiente manera:

$$k_c = \frac{Pot_{freno}}{Pot_{nominal}} \quad (3.8)$$

Donde:

k_c : Factor de carga del motor

Pot_{freno} : Potencia al freno(56 kW)

$Pot_{nominal}$: Potencia nominal(92 kW)

La potencia al freno se determina en función de las condiciones de caudal y carga reales a las que opera el ventilador.

Valiéndonos de una hoja Excel preparada para el cálculo y aplicando las leyes de afinidad y la ecuación 1.5 para el cálculo de la potencia conociendo el caudal de gases se determina:

$$Pot_{freno} = 56 \text{ kW}$$

Por lo que:

$$k_c = \frac{56}{92} = 0.6$$

El deslizamiento del motor en condiciones normales es:

$$S_{nominal} = \frac{n_{sincronicas} - n_{nominal}}{n_{sincronicas}} \quad (3.9)$$

Donde:

$S_{nominal}$: Deslizamiento nominal.

$n_{sincronicas}$: Velocidad sincrónica es 900 rpm porque es un motor de 8 polos.

$n_{nominal}$: Velocidad nominal o de chapa

$$S_{nominal} = \frac{900 - 885}{900} = 0.0167$$

Considerando que el deslizamiento varía linealmente con la carga en la zona de operación estable de la característica de momento del motor, entonces el deslizamiento al que se encuentra trabajando el motor en las condiciones de operación será:

$$S = k_c * S_{nominal} \quad (3.10)$$

$$S = 0.6 * 0.0167 = 0.0101$$

Donde:

S : Deslizamiento.

$$S = \frac{n_{sincronicas} - n_{trabajo}}{n_{sincronicas}} \quad (3.11)$$

Despejando se obtiene:

$$n_{trabajo} = n_{sincronicas} - S * n_{sincronicas} = 900 - 0.0101 * 900 = 890 \text{ rpm}$$

En las condiciones reales de explotación el motor trabaja a 890 rpm.

A partir de lo planeado anteriormente y luego haber calculado el caudal el caudal de gases máximo, mínimo y medio a remover por el VTI se pasa a calcular el rango de velocidades a las que ha de operar el conjunto motor-ventilador.

Para ello nos valdremos de las leyes de afinidad (ecuación 1.10):

$$Q_{min} = \frac{n_{min}}{n_{max}} * Q_{max} \quad (1.10)$$

De la que despejando:

$$n_{min} = \frac{Q_{min}}{Q_{max}} * n_{max} = \frac{11.4}{32} * 890 = 317 \text{ rpm}$$

El rango de velocidades calculado es de entre 860 y 317 rpm.

3.6 Selección del variador de velocidad.

La selección del variador se realiza considerando los siguientes aspectos claves:

1.Características del motor a controlar:

Potencia: 92 kW

Tensión nominal: 480 V

Frecuencia nominal: 60 Hz

Corriente nominal: 152 A

Velocidad sincrónica nominal: 900 rpm

2. Tipo de carga

Carga tipo ventilador centrífugo de par variable o cuadrático

3.Condiciones ambientales y de trabajo

Altura sobre el nivel del mar inferior a 1000 m y temperatura ambiente por debajo de 50°C. Ubicado en un cuarto de control con buenas condiciones ambientales, ausencia de polvos magnéticos, polvos conductivos y ambiente seco.

4.Condiciones nominales de la red

Tensión nominal: 480 V

Frecuencia: 60 Hz

5.Necesidades para el control

Se necesita al menos una entrada analógica (señales de 0 a 10 V DC o de 0 a 20 mA DC) para ser usada en dar referencia de carga o presión al variador de velocidad.

Teniendo en cuenta los requerimientos y características anteriores se selecciona un variador MICROMASTER 430 de Siemens a partir de la corriente nominal del motor existente. El variador seleccionado se ha señalado en el Anexo 5 y tiene los siguientes datos:

Tipo 6SE6430-2UD38-8FA0, potencia nominal 90 kW, corriente de salida 178 A, tamaño F.

Las especificaciones técnicas del variador MICROMASTER 430 se muestran en la tabla 3.4.

Tabla 3.4: Especificaciones técnicas del variador de velocidad MICROMASTER 430. (Motores eléctricos Siemens, 2018)

Tensión de red y gama de potencias		3 AC 380 V a 480 V ± 10 % 7,5 kW a 250 kW (variable torque)			
Frecuencia de red		47 Hz a 63 Hz			
Frecuencia de salida	7,5 kW a 90 kW	0 Hz a 650 Hz			
	110 kW a 250 kW	0 Hz a 267 Hz			
Factor de potencia		≥ 0,95			
Rendimiento del convertidor	7,5 kW a 90 kW	96 % a 97 %			
	110 kW a 250 kW	97 % a 98 %			
Capacidad de sobrecarga	7,5 kW a 90 kW	Corriente de sobrecarga 1,4 x la intensidad de salida asignada (es decir, el 140 % de la capacidad de sobrecarga) durante 3 s y 1,1 x la intensidad de salida asignada (es decir, el 110 % de la capacidad de sobrecarga) durante 60 s, tiempo de ciclo 300 s			
	110 kW a 250 kW	Corriente de sobrecarga 1,5 x la intensidad de salida asignada (es decir, el 150 % de la capacidad de sobrecarga) durante 1 s y 1,1 x la intensidad de salida asignada (es decir, el 110 % de la capacidad de sobrecarga) durante 60 s, tiempo de ciclo 300 s			
Corriente de precarga		No superior a la corriente de entrada asignada			
Método de control		Característica v/f lineal; característica v/f cuadrática; característica multipunto (característica v/f parametrizable); regulación corriente-flujo (FCC), modo de ahorro de energía			
Frecuencia de pulsación	7,5 kW a 90 kW	4 kHz (estándar)			
	110 kW a 250 kW	2 kHz a 16 kHz (en escalones de 2 kHz) 2 kHz (estándar) 2 kHz a 4 kHz (en escalones de 2 kHz)			
Frecuencias fijas		15, parametrizables			
Bandas de frecuencia inhibibles		4, parametrizables			
Resolución de consigna		0,01 Hz digital			
		0,01 Hz serial			
		10 bit analógica			
Entradas digitales		6 entradas digitales parametrizables, aisladas galvánicamente; seleccionable PNP/NPN			
Entradas analógicas		2 entradas analógicas parametrizables			
		• 0 V a 10 V, 0 mA a 20 mA y -10 V a +10 V (AIN1)			
		• 0 V a 10 V y 0 mA a 20 mA (AIN2)			
		• ambas aplicables como séptima/octava entrada digital			
Salidas por relé		3, parametrizables, DC 30 V/5 A (carga óhmica); AC 250 V/2 A (carga inductiva)			
Salidas analógicas		2, parametrizables (0/4 mA a 20 mA)			
Interfaces seriales		RS-485, opcional RS-232			
Longitud del cable del motor	7,5 kW a 90 kW	máx. 50 m (con apantallamiento)			
	sin bobina de salida	máx. 100 m (sin apantallamiento)			
	con bobina de salida	véanse los accesorios selectivos del convertidor			
	110 kW a 250 kW	máx. 100 m (con apantallamiento)			
	sin bobina de salida	máx. 150 m (sin apantallamiento)			
	con bobina de salida	véanse los accesorios selectivos del convertidor			
Compatibilidad electromagnética		Convertidor disponible con filtro integrado de la clase A			
	7,5 kW a 90 kW para convertidores sin filtro	filtro CEM disponible como accesorio, clase B según EN 55 011, disponible como accesorio filtro CEM			
	7,5 kW a 15 kW	clase B, a través de la Cía. Schaffner			
	18,5 kW a 90 kW	filtro CEM, clase A, disponible como accesorio			
	110 kW a 250 kW	por inyección de corriente continua, combinado			
Frenado		IP20			
Grado de protección		por inyección de corriente continua, combinado			
Temperatura de funcionamiento		-10 °C a +40 °C (+14 °F a +104 °F)			
	110 kW a 250 kW	0 °C a +40 °C (+32 °F a +104 °F)			
Temp. de almacenamiento		-40 °C a +70 °C (-40 °F a +158 °F)			
Humedad relativa del aire		95 % (condensación no permitida)			
Altitud de instalación	7,5 kW a 90 kW	hasta 1000 m sobre el nivel del mar sin reducción de potencia			
	110 kW a 250 kW	hasta 2000 m sobre el nivel del mar sin reducción de potencia			
Funciones de protección para		tensión mínima, sobretensión, sobrecarga, defecto a tierra, cortocircuito, vuelco del motor, bloqueo del motor, sobretemperatura en motor, sobretemperatura en convertidor y bloqueo de parámetros			
Conformidad con normas	7,5 kW a 90 kW	CE, c, CE c-tick			
	110 kW a 250 kW	en preparación, c, en preparación, CE			
Marcado >		según la Directiva sobre baja tensión 73/23/CEE			
Caudal de aire de refrigeración necesario, pesos y dimensiones (sin accesorios)		Tam. de caja (FS)	Caudal de aire de refrigeración necesario (l/s)/(CFM)	Al x An x Pr (mm)	Peso aprox. (kg)
		C	54,9/116,3	245 x 185 x 195	5,7
		D	2 x 54,9/2 x 116,3	520 x 275 x 245	17
		E	2 x 54,9/2 x 116,3	650 x 275 x 245	22
		F sin filtro	150/317,79	850 x 350 x 320	56
		F con filtro	150/317,79	1150 x 350 x 320	75
		FX	225/478,13	1400 x 326 x 356	116
		GX	440/935	1533 x 326 x 545	176

3.7 Calculo económico comparativos dámperes a la entrada contra variadores de velocidad.

El uso de un variador de velocidad lleva implícito un ahorro energético. Al observar en la figura 3.2 donde se compara el efecto de la variación de la velocidad y el método de regulación mediante dámperes en la entrada, el cual es el método de regulación de caudal instalado actualmente en el central azucarero “14 de Julio”, sobre la curva del ventilador se puede constatar que la regulación mediante dámperes (figura 3.2 a)) a pesar de ser uno de los métodos más eficientes de regulación de caudal presenta desventajas con respecto al uso de variadores de velocidad (Figura 3.2 b)) sobre todo en el arranque del motor y para bajos caudales.

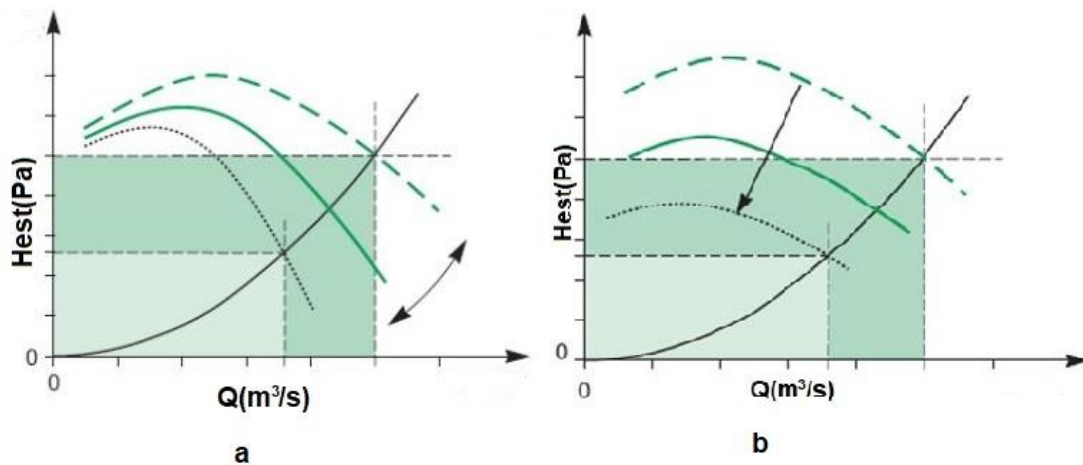


Figura 3.2 Efecto sobre la curva Hest $f(Q)$ del ventilador del uso de la regulación de caudal mediante dámperes a la succión (a) y del variador de velocidad (b).

Esto queda demostrado al analizar la figura 3.3 donde se presenta las curvas de % de caudal contra % potencia demanda para dámperes a la salida, a la entrada (succión) y mediante variadores de velocidad, por lo que la demanda de potencia mediante el ultimo es menor que mediante dámperes a la entrada.

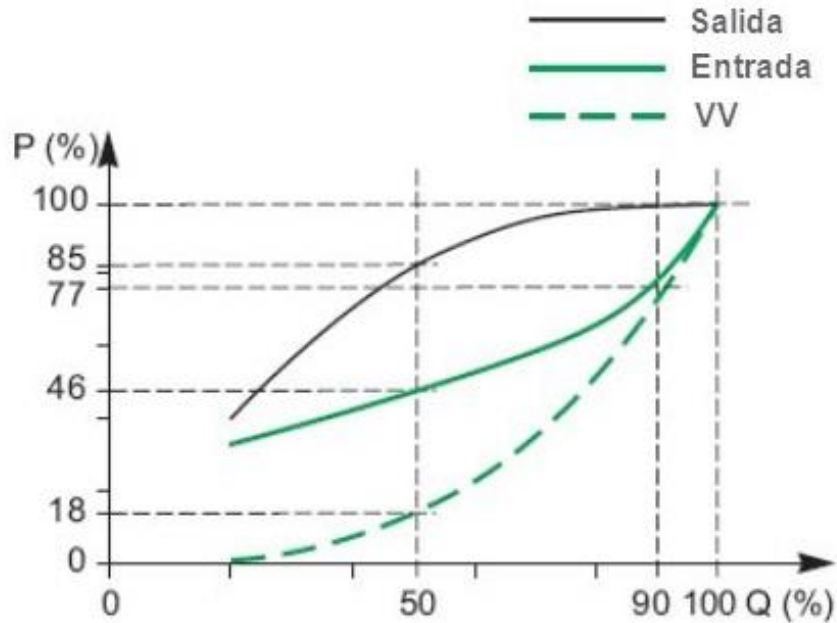


Figura 3.3 Curvas de % caudal contra % de potencia demanda para diferentes metodos de regulacion de caudal. (Monteagudo, 2015)

A partir de la curva mostrada en la figura anterior para dámperes a la entrada se construyó mediante el software PlotDigitizer y una hoja Excel preparada para el efecto la siguiente curva:

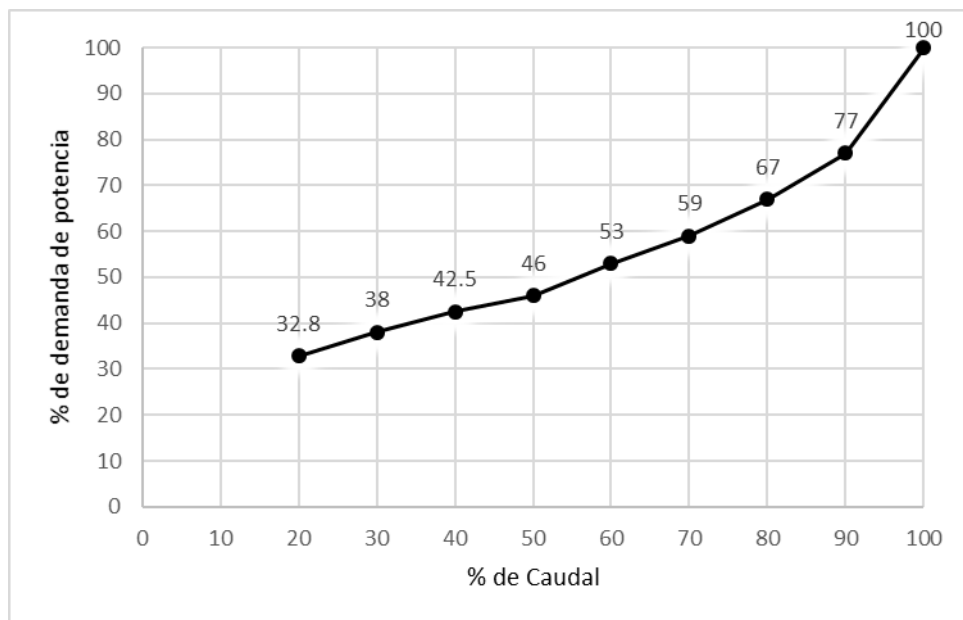


Figura 3.4 Curva de % de caudal contra % de demanda de potencia para damperes la entrada. Fuente: (elaboracion propia)

Por lo que conociendo los valores de caudal y potencia al 100% se puede determinar a partir de la curva anterior los diferentes valores de potencia para diferentes caudales.

3.7.1 Cálculo del consumo de potencia de los VTI utilizando el método de regulación mediante válvulas a la entrada para las condiciones de trabajo promedio de la caldera.

Para ello es necesario conocer que para la demanda promedio:

Potencia nominal del motor: 92 kW

Eficiencia 100% de carga: 93.6

Eficiencia 3/4 de carga: 94.2

Eficiencia 1/2 de carga: 94.1

Caudal máximo: $32 \text{ m}^3/\text{s}$

Caudal de trabajo promedio VTI 1 y 2: $21.7 \text{ m}^3/\text{s}$

Por lo que

$$\%Q = \frac{Q_{trabajo}}{Q_{maximo}} \quad (3.12)$$

$$\%Q = \frac{21.7}{32} = 67.8$$

Según la curva a este porcentaje de caudal le corresponde un 58% de potencia por lo que:

La demanda de potencia para este caudal es:

$$Pot_{demandada} = \%Pot * Potnom \quad (3.13)$$

$$Pot_{demandada} = 0.58 * 92 \text{ kW} = 55.1 \text{ kW}$$

Consumo de potencia para este caudal:

$$Pot_{consumida} = \frac{Pot_{demandada}}{\eta_{motor}} \quad (3.14)$$

$$Pot_{consumida} = 55.1 \text{ kW} / 0.941$$

$$Pot_{consumida} = 58.55 \text{ kW}$$

Caudal promedio VT3 1: $20 \text{ m}^3/\text{s}$

Por lo que aplicando la ecuación 3.12:

$$\%Q = \frac{20}{32} = 62.5$$

Según la curva a este porcentaje de caudal le corresponde un 54% de potencia por lo que:

La demanda de potencia para este caudal es:

$$Pot_{demandada} = 0.54 * 92 = 49.68 \text{ kW}$$

Consumo de potencia para este caudal sustituyendo en la ecuación 3.14:

$$Pot_{consumida} = 49.68 \text{ kW} / 0.941$$

$$Pot_{consumida} = 52.79 \text{ kW}$$

Potencia total consumida

$$Pot_{Total consumida} = Pot_{consumida VTI 1} + Pot_{consumida VTI 2} + Pot_{consumida VTI 3}$$

$$Pot_{Total consumida} = 58.55 \text{ kW} + 58.55 \text{ kW} + 52.79 \text{ kW}$$

$$Pot_{Total consumida} = 169.89 \text{ kW}$$

Calculo el consumo promedio en una zafra

$$E = Pot_{Total consumida} * 24 \frac{h}{dia} * 130 \text{ dias} * Norma \text{ potencial}$$

$$E = 169.89 \text{ kW} * 24 \frac{h}{dia} * 130 \text{ dias} * 0.96$$

$$E = 508855 \text{ kWh}$$

3.7.2 Calculo del consumo de potencia de los VTI utilizando el método de regulación mediante variador de velocidad para las condiciones de trabajo promedio de la caldera.

La regulación de caudal mediante variadores de frecuencia está dada por las leyes de afinidad mostradas en las ecuaciones 1.10 y 1.12:

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{n_1}{n_0} \quad (1.10)$$

$$Pot_1 = \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^3 * Pot_0 \quad (1.12)$$

Por lo que sustituyendo 1.10 en 1.12 se obtiene:

$$Pot_1 = \left(\frac{Q_1}{Q_0} \right)^3 * Pot_0$$

La figura 3.5 muestra la curva de % de demanda de potencia contra % de caudal realizada a partir de la ecuación anterior:

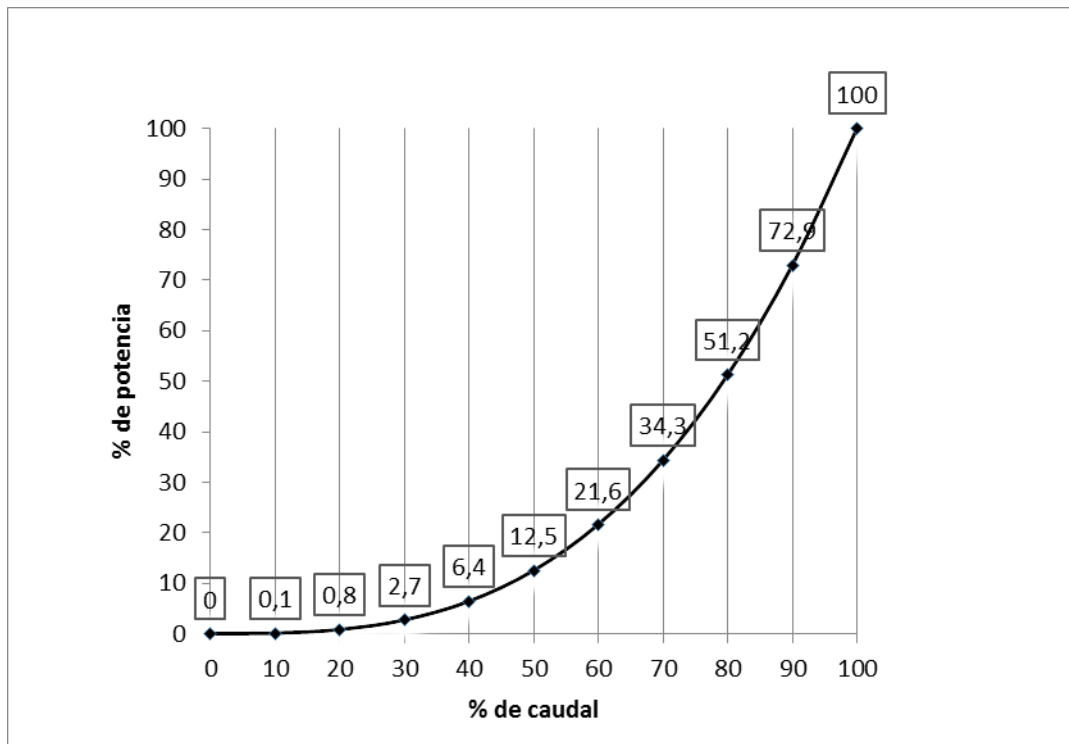


Figura 3.5 Curva de % de caudal contra % de demanda de potencia para variadores de velocidad. Fuente: (elaboración propia)

Calculo de la potencia demanda por el VTI 1 y VTI 2

$$Pot_{demandada} = \left(\frac{Q_{trabajo}}{Q_{maximo}} \right)^3 * Pot_{nominal}$$

$$Pot_{demandada} = \left(\frac{21,7}{32} \right)^3 * 92kW = 28.69kW$$

Calculo de la potencia consumida por el VTI 1 y VTI 2

Aplicando la ecuación 3.14

$$Pot_{consumida} = \frac{28.69}{0.941} = 30.48 kW$$

Calculo de la potencia demanda por el VTI 3

$$Pot_{demandada} = \left(\frac{20}{32} \right)^3 * 92kW = 22.46 kW$$

Calculo de la potencia consumida por el VTI 3

$$Pot_{consumida} = \frac{22.46}{0.941} = 23.8 kW$$

Potencia total consumida

$$Pot_{Total consumida} = Pot_{consumida VTI 1} + Pot_{consumida VTI 2} + Pot_{consumida VTI 3}$$

$$Pot_{Total consumida} = 28.69 kW + 28.69 kW + 23.8 kW$$

$$Pot_{Total consumida} = 81.18 kW$$

Calculo el consumo promedio en una zafra

$$E = Pot_{Total consumida} * 24 \frac{h}{dia} * 130 dias * Norma potencial$$

$$E = 81.18 kW * 24 \frac{h}{dia} * 130 dias * 0.96$$

$$E = 243150 kWh$$

3.8 Calculo del ahorro de energía.

$$\Delta E = E_{Dampers a la entrada} - E_{variadores de velocidad} = 508\,855 kWh - 243\,150 kWh$$

$$\Delta E = 265\,705 kWh$$

Como el central se encuentra sincronizado al SEN y exporta la energía que le sobra, el ahorro de energía eléctrica por empleo del variador de velocidad puede ser vendido y los ingresos por este concepto se calculan a partir del precio de venta promedio de la energía eléctrica.

3.9 Inversión inicial.

La inversión inicial está dada fundamentalmente por el costo de adquisición del variador de velocidad. El costo de adquisición de los variadores de frecuencia es elevado, aunque debido al incremento de la eficiencia en los VTI su inversión normalmente se recupera de manera rápida.

De acuerdo al a página web de precios de la compañía Siemens (Soluciones y servicios.biz, 2016) el precio de un variador de velocidad MICROMASTER 430 de 110kW No. 6SE6430-2UD41-1FA0 es de 12 087.9 euros que utilizando una tasa de cambio de 1.1520 USD/EUR son aproximadamente 15 604 USD.

Por lo que si se compran tres variadores el precio de la compra es de 46 812 USD.

3.10 Análisis de la tarifa eléctrica de venta.

La tarifa de compra de electricidad a cogeneradores, para cada horario del día, según la resolución 283 del 17 de junio de 2014 es como sigue:

$$\text{Horario del día (5:00 am a 5:00 pm):} \quad (0,0254 * K + 0,012) * \Delta E$$

$$\text{Horario de madrugada (9:00 pm a 5:00 am):} \quad (0,0169 * K + 0,012) * \Delta E$$

$$\text{Horario pico (5:00 pm a 9:00 pm):} \quad (0,0327 * K + 0,012) * \Delta E$$

Donde

K es el factor de combustible que establece el Ministerio de Finanzas y Precios, en este caso es 3.1857 y ΔE es la energía vendida en el horario correspondiente.

Considerando esta tarifa, el precio promedio del kWh vendido al SEN es de 0.0877 \$/kWh.

Por lo que el ingreso por concepto de venta de la energía al SEN es:

$$Ingresos = \frac{0.0877\$}{kWh} * \Delta E = \frac{0.0877\$}{kWh} * 265\,705\,kWh = \$\,23\,302$$

3.11 Análisis económico.

El análisis económico se realiza empleando técnicas de flujo descontado como se requiere en estos casos y se determina la factibilidad de la inversión a partir del Valor Presente Neto (VPN) y el Periodo de Recuperación de la Inversión (PRI).

Los indicadores económicos para este análisis son los siguientes:

- Vida útil igual a 10 años,
- Precio de venta de la energía igual a 0.0877 \$/kWh,
- Tasa de interés bancario igual a 8%.
- Impuesto sobre la ganancia 35%, según artículo 97 de la Ley 113 publicada en la Gaceta Oficial No. 053 Ordinaria de 21 de noviembre de 2012.
- Inflación de la energía: 3%
- Margen de riesgo: 2 %
- Depreciación se considera lineal.

El flujo de caja para cada año i , después de los impuestos, se calcula como:

$$FC_i = ((\Delta E_i * Ce) - Dep) * \left(1 - \frac{I}{100}\right) + Dep \quad (3.15)$$

Donde:

I es la tasa de impuestos.

Dep es la depreciación que se considera lineal y se calcula como $Dep = \frac{I_0}{n}$

I_0 es la inversión inicial en \$.

C_e precio de la energía, igual al precio de venta promedio (0,0877 \$/kW)

ΔE_i es la energía ahorrada en el año i - énesimo, en kW/año.

Para actualizar estos flujos de caja al año en que se realiza la inversión, se le aplica el factor de descuento, de manera que los flujos de caja descontados para cada año i se calculan como:

$$FCD_i = FC_i * FD_i \quad (3.16)$$

Siendo el factor de descuento $FD_i = \frac{1}{\left(1 + \frac{r}{100}\right)^i}$

El valor presente neto es igual a la suma de todos los flujos de caja descontados durante la vida útil de la inversión, lo que algebraicamente se expresa como:

$$VPN = -I_0 + \sum_{i=1}^i FCD_i \quad (3.17)$$

Los cálculos de los flujos de caja anuales se muestran en el Anexo 6. El comportamiento en el tiempo de los flujos de caja descontados se muestra en la Figura 3.6 donde se puede apreciar que el periodo de recuperación de la inversión (PRI) es de 4 años.



Figura 3.6: Perfil de flujo de caja durante la vida útil de la inversión descontado.

Como se puede apreciar la inversión es rentable ya que el VAN es igual a \$ 66 321 y atractiva ya la inversión inicial se recupera antes de la mitad de la vida útil considerada.

Pero si se analiza con un enfoque diferente, considerando que la energía que se ahorre sustituye combustible fósil, ya que es generada a partir de la biomasa y que en la política energética del estado está el incremento de la participación en la matriz energética de las fuentes renovables de energía, se puede realizar el mismo análisis desde una visión no empresarial, sino a nivel de país. Para ello se consideran los mismos indicadores económicos excepto que el precio de la energía será el costo del kWh entregado por el SEN que es de 0.21 \$/kWh.

Por lo que los ingresos anuales por concepto de sustitución de energía serán:

$$\text{Ingresos} = \frac{0.21\$}{\text{kWh}} * \Delta E = \frac{0.21\$}{\text{kWh}} * 265\,705 \text{ kWh} = \$ 55\,798$$

Los cálculos del análisis económico se muestran en el Anexo 7. Para estas condiciones el VAN es de \$ 215 679 y el flujo de caja descontado anual se comporta como se muestra en la Figura 3.7, siendo el PRI de 2 años.

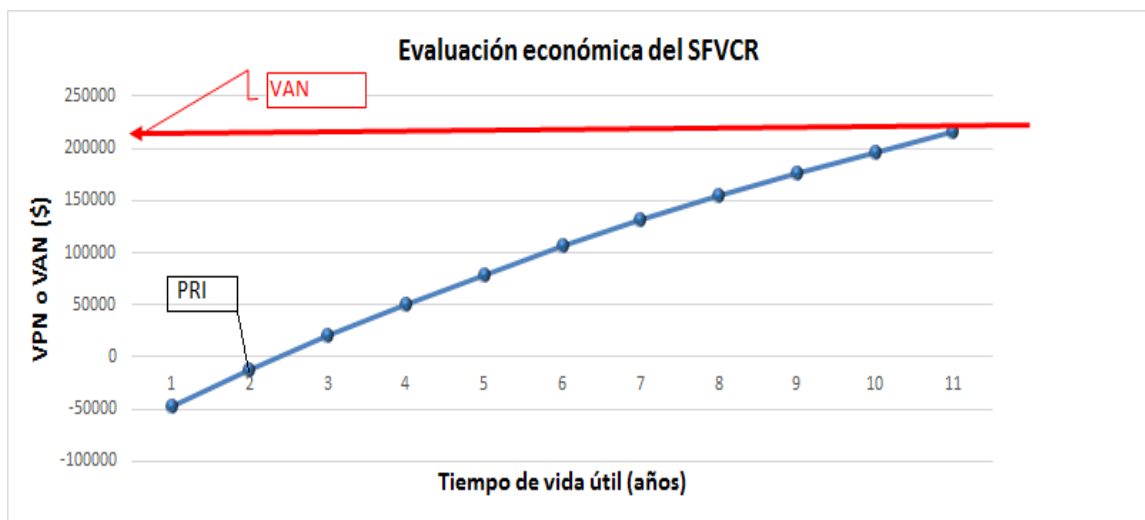


Figura 3.7: Perfil de flujo de caja durante la vida útil de la inversión descontado.

En la Tabla 3.5 se resume comparativamente los resultados del análisis económico realizado.

Tabla 3.5 Resumen del análisis económico para las dos variantes. Fuente (elaboración propia).

Variantes	Ahorro de energía anual, ΔE (kWh/año)	Precio de la energía, (\$/kWh)	VPN (\$)	PRI (años)
Enfoque empresarial	265 705	$\frac{0.0877\$}{kWh}$	66 321	4
Enfoque nacional	265 705	$\frac{0.21\$}{kWh}$	215 679	2

3.12 Beneficio ambiental

El impacto ambiental de las propuestas de utilización del variador de velocidad, debido al ahorro de energía que implica, es la reducción potencial de gases de efecto invernadero u otros elementos que causen impacto negativo al medioambiente. El incremento de la eficiencia energética en la industria azucarera tiene un beneficio ambiental inmediato y directo debido a que la energía que se ahorra en esta industria se puede exportar al SEN y entonces se está sustituyendo energía generada con combustible fósil por una energía producida a partir de la biomasa.

Para el caso de Cuba, la mitigación potencial de emisiones de CO₂ para proyectos de ahorro de energía se calcula por el índice de emisiones estimado según la metodología propuesta en (Salazar, 2010). El índice de emisiones considerado en esta metodología es de 0,794 tCO₂/MWh.

Si se tiene en cuenta que el potencial de ahorro de energía anual, de 265 705 kW, entonces la mitigación potencial de emisiones de CO₂ es de:

$$Reduccion\ de\ emiciones\ de\ CO_2 = \frac{265.7MWh}{año} * 0.794 \frac{tCO_2}{MWh} = 195.9\ tCO_2/año$$

Conclusiones parciales

1-Los variadores seleccionados son MICROMASTER 430 de la Siemens, No. 6SE6430-2UD38-8FA0, potencia nominal 90 kW, corriente de salida 178 A con un costo de \$ 13 545.36 cada uno lo que representa una inversión de \$40636.

2-Emplear el método de regulación de caudal utilizando variación de frecuencia en detrimento del método mediante dámetros a la entrada significa un ahorro potencial de 265 705 kWh/año, lo que a su vez implica que se dejen de emitir a la atmósfera 195.9 tCO_2 al año.

3-La rentabilidad de la propuesta se realizó utilizando métodos de flujo de caja descontado y se concluye que para la empresa este tipo de inversión es atractiva ya que se recupera en 4 años. Pero si se considera el costo de la generación en el país entonces la inversión se recupera en 2 años.

Conclusiones

1-En sistemas de tiro inducido en calderas, el método más eficaz y eficiente para la regulación de caudal es el que emplea variadores de frecuencia y motores asincrónicos para variar la velocidad del VTI. La literatura consultada y las demostraciones prácticas lo han demostrado con anterioridad.

2-A partir del cálculo del caudal de gases producto de la combustión en la caldera Evelma de 35 t/h permitió determinar que en efecto el conjunto motor ventilador han sido bien seleccionado.

3-Para la aplicación propuesta los variadores seleccionados son MICROMASTER 430 de la Siemens, No. 6SE6430-2UD38-8FA0, potencia nominal 90 kW, corriente de salida 178 A con un costo de \$ 15 604 cada uno lo que representa una inversión de \$46 812.

4-El potencial de ahorro empelando variación de velocidad a carga constante es de 265 705 kWh/año, lo que a su vez implica que se dejen de emitir a la atmósfera 195.9 toneladas de CO₂ al año.

5-La propuesta de inversión para la empresa es atractiva ya que se el periodo de recuperación de la inversión es de 4 años. Sin embargo, si se considera el costo de la generación eléctrica del país, entonces la inversión se recupera en 2 años por lo que puede ser considerada dentro de los programas nacionales de eficiencia energética.

Recomendaciones

1-Realizar un análisis experimental de las calderas Evelma III de 35t/h modificadas desde el punto de vista energético con el objetivo de determinar de forma real las condiciones en que opera la misma.

2-Analizar la posibilidad de implementar variadores de velocidad como método de regulación de caudal en bombas de agua alimentar y ventiladores de tiro forzado e inducido en otras industrias del país ya que como se pudo apreciar representan una importante oportunidad de ahorro de energía para el país.

Bibliografía

- ABB. (2000). Dimensionado de un sistema de accionamiento. *Dimensionado de un sistema de accionamiento*. Barcelona, Cataluña, España.
- ABB. (2011, Febrero 13). www.abb.com.es. Retrieved from www.abb.com.es: <http://www.abb.com/variadores>
- Aguirre, E. I. (2007). Ahorro energético en la caldera 1 del ingenio Pantaleón implementando variadores de frecuencia a los tiros mecánicos. *Ahorro energético en la caldera 1 del ingenio Pantaleón implementando variadores de frecuencia a los tiros mecánicos*. Guatemala, Guatemala: Universidad San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería.
- Alvares Delgado, R. (2016). Potencialidades de mejoras del esquema termico en el Central azucarero "14 de Julio". *CEEMA*, 10-15.
- Arevalo, I. L. (1996, Marzo). Factibilidad del uso de variadores de velocidad en ventiladores de aire en sustitucion de damperes. *Factibilidad del uso de variadores de velocidad en ventiladores de aire en sustitucion de damperes*. Guatemala, Guatemala: Universidad San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería.
- autores, C. d. (2018, Febrero 22). *Con Azucar*. Retrieved from Con Azucar: <http://www.ecured@idict.cu.cu/conazucar/>
- Cabrera, I. E. (2007, Octubre 5). *Cuba y la experiencia de Mauricio. Experiencias en la producción de energia electrica a partir de la caña de azucar*. Retrieved from Cuba y la experiencia de Mauricio. Experiencias en la producción de energia electrica a partir de la caña de azucar: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/Energia47/HTML/Articulo04.htm>
- Çengel, Y. A. (2012). *Termodinamica*. Mexico DF: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A.
- De Leon, G. (2018, Junio 6). Explotación de las calderas en el Central Azucarero 14 de Julio. (R. Herrera Chavez, Interviewer)
- Dora Paz, G. J. (1999). Secadero de bagazo o economizador: análisis comparativo. *Revista Industrial y Agrícola de Tucumán*, 76, 3-4.
- Greenheck Corporation. (1999, Julio). Fundamentos de Ventilación. Schofield, Wisconsin, EUA. Retrieved from <http://www.greenheck.com>
- Hecheverria, I. J. (2016). *Procedimiento para evaluar la eficiencia de los sistemas de control automatico utilizados en los centarles azucareros*. Camaguey: Universidad de Camaguey Ignacio Agramonte Loynaz.
- Hernández, I. W. (2014). *Las Calderas de los Ingenios Azucareros y la Austeridad*. La Habana: ISSCT.

- Hugot, E. (1986). *Manual para ingenieros azucareros*. La Habana: Revolucionaria.
- IEDAR. (2018). *Instituto de Estudios del Azúcar y la Remolacha*. Retrieved from Instituto de Estudios del Azúcar y la Remolacha: http://www.conazucar.com/produccion_azucar_mundo.php
- Marco Ruiz, I. R. (2016). *Sistemas de tiro en generadores de vapor*. Buenos Aires: Universidad Tecnológica Nacional, Faculta Regional Resistencia.
- Monteagudo, D. J. (2015). *Eficiencia Energetica en sistemas de bombeo y ventilacion*. Cienfuegos: CEEMA.
- Motores eléctricos Siemens. (2018). *Catálogo general SDO3*. Mexico: Siemens.
- Muños, M. (2015). *Guia para determinar y reducir perdidas de energia en genradores de vapor*. Guatemala: Centro Guatemalteco de Investigación y Capacitación de la Caña.
- Pfleiderer, C. (1960). *Bombas centrífugas y turbocompresores*. Barcelona: Editorial Labor, S.A.
- Rivas-Perez, S.-M. F.-B. (2015, octubre 26). *Control Robusto de Orden Fraccional de la Presión del Vapor en el Domo Superior de una Caldera Bagacera*. Lima, Peru: REPCA.
- Rizhkin.V.Ya. (1979). *Centrales Termo/Electricas*. La Habana: Pueblo y Educacion.
- Salazar, I. M. (2010). Estimado de la reducción de la emisión de CO2 por acciones de ahorro de electricidad en las condiciones de Cuba. *Ingenieria energetica XXXI*, 1-5.
- Sánchez Leyva, A. (2001). *Aumento de la capacidad y la eficiencia en la caldera Evelma III de 25 t/h*. Holguin: Instituto Cubano de Investigaciones Azucareras.
- Sarría López, B. (1999). *Aerodinámica de la zona de flujo inverso que se crea en una cámara de combustión que combina un estabilizador rotatorio y un turbulizador estático tangencial*. Cienfuegos: UCF.
- Schonek, D. I. (2010). Eficiencia energética: ventajas del uso de los variadores de velocidad en la circulación de fluidos. *Colección de Cuadernos técnicos, Schneider Electric*, 1.
- Soluciones y servicios.biz. (2016, Febrero 7). *SolucionesyServicios.biz*. Retrieved junio 21, 2018, from *SolucionesyServicios.biz*: <https://www.solucionesyservicios.biz/Convertidores-MICROMASTER/MICROMASTER-430>
- Valladares., I. S. (2017). *Propuesta de regulación del caudal a carga constante con variadores de velocidad en la bomba de agua de alimentar de la UEB Central Azucarero "Ciudad Caracas"*. Cienfuegos: CEEMA.

Anexos

Anexo 1 Propiedades físicas de los gases de combustión Fuente: (Muños, 2015)

Tabla 16

Propiedades físicas de los gases de combustión
 $(B = 760 \text{ mmHg} \approx 1,01 \cdot 10^5 \text{ Pa}; \bar{p}_{\text{CO}_2} = 0,13; \bar{p}_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11; \bar{p}_{\text{N}_2} = 0,76)$
 [L.13]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{ kg/m}^3$	$c_p, \text{ kJ/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{ W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$	$a \cdot 10^3, \text{ m}^2/\text{s}$	$\mu \cdot 10^6, \text{ Pa}\cdot\text{s}$	$\nu \cdot 10^6, \text{ m}^2/\text{s}$	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Anexo 2 Datos de Caña molida, y generación eléctrica en el Central "14 de Julio" Zafra 2015-2016 Fuente: (elaboración propia)

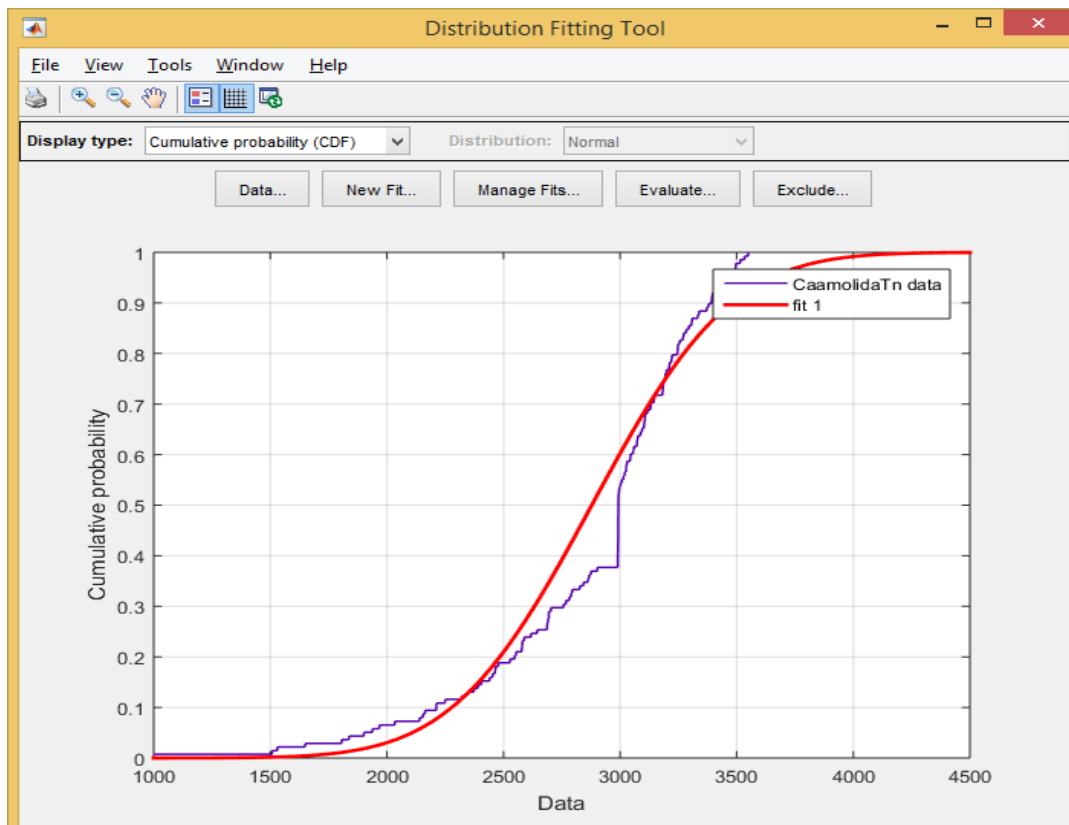
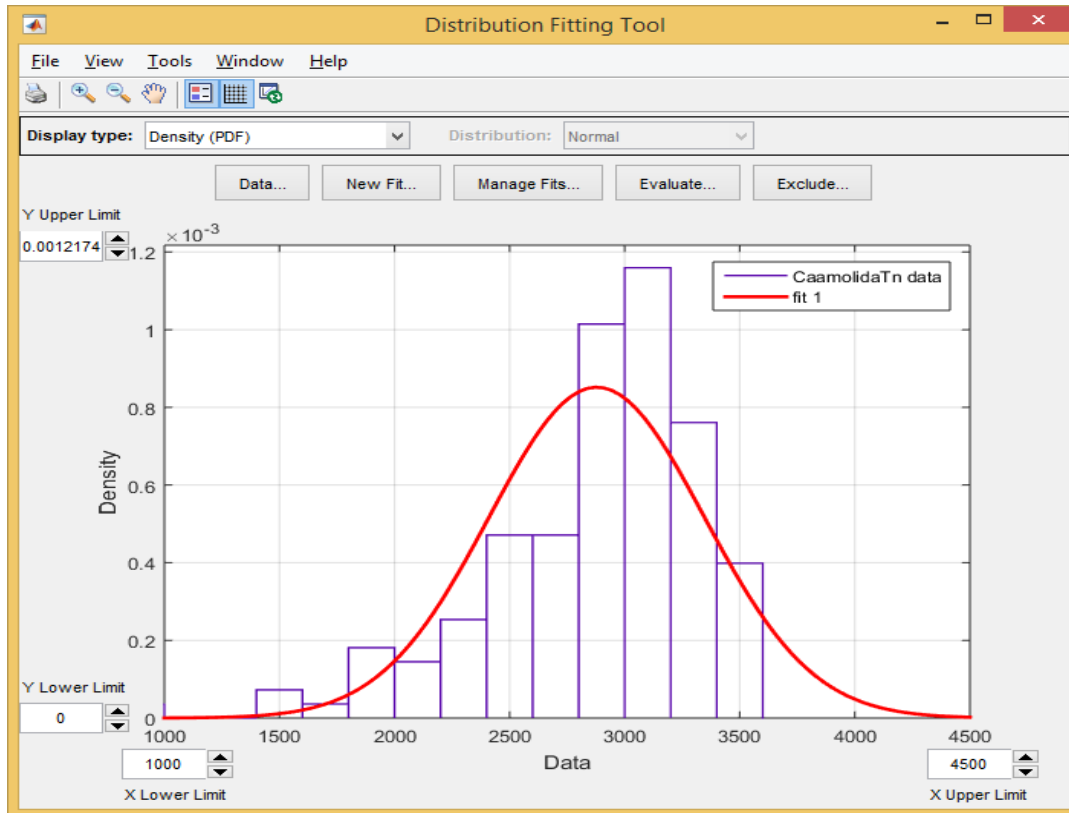
Fecha	Caña molida (Tn)	Generación Eléctrica kW	Fecha	Caña molida (Tn)	Generación Eléctrica kW	Fecha	Caña molida (Tn)	Generación Eléctrica kW
01/12/2014	-	-	27/12/2014	2990,5	76347,5	22/01/2015	2902,6	114652,7
02/12/2014	2320,5	18123,1	28/12/2014	3308,6	82417,2	23/01/2015	2862,1	112394,7
03/12/2014	2768,0	62750,6	29/12/2014	2992,6	72570,6	24/01/2015	3247,5	123210,2
04/12/2014	2993,6	24876,8	30/12/2014	1649,5	43843,7	25/01/2015	3496,5	133321,5
05/12/2014	3019,9	98780,9	31/12/2014	3044,7	74838,7	26/01/2015	3104,3	124979,1
06/12/2014	2996,4	83150,1	01/01/2015	3444,2	83177,4	27/01/2015	3106,6	120194,4
07/12/2014	3014,3	89976,9	02/01/2015	3094,0	80908,1	28/01/2015	3029,5	117938,4
08/12/2014	2992,7	96514,6	03/01/2015	3494,4	89212,0	29/01/2015	3248,0	129010,6
09/12/2014	2992,3	89709,2	04/01/2015	3295,0	87712,9	30/01/2015	3007,3	124231,6
10/12/2014	2992,6	68051,7	05/01/2015	2992,0	81651,7	31/01/2015	2163,1	68851,5
11/12/2014	2466,7	77873,7	06/01/2015	3107,3	91230,3	01/02/2015	3148,5	126947,5
12/12/2014	2405,4	70309,8	07/01/2015	3391,9	115155,0	02/02/2015	3255,8	120953,0
13/12/2014	2991,4	76370,4	08/01/2015	2687,8	98534,7	03/02/2015	3396,0	128776,3
14/12/2014	3071,9	77872,7	09/01/2015	3482,1	128002,0	04/02/2015	3026,5	120454,7
15/12/2014	2588,8	77120,4	10/01/2015	3333,4	126869,2	05/02/2015	3533,4	135081,9
16/12/2014	1901,4	51908,2	11/01/2015	3194,0	118178,0	06/02/2015	2547,6	95254,8
17/12/2014	2995,0	76342,6	12/01/2015	3222,4	107595,9	07/02/2015	2617,8	95497,3
18/12/2014	2875,6	89459,9	13/01/2015	3131,9	110869,3	08/02/2015	2990,1	114909,5
19/12/2014	3025,5	86196,5	14/01/2015	3087,9	123238,1	09/02/2015	3117,3	117678,1
20/12/2014	2783,0	68044,4	15/01/2015	2694,1	97014,5	10/02/2015	2990,3	109355,3
21/12/2014	2644,7	72570,6	16/01/2015	2154,2	78628,3	11/02/2015	1530,0	49893,3
22/12/2014	3198,6	79389,3	17/01/2015	3183,8	118437,4	12/02/2015	3245,3	115402,9
23/12/2014	3073,2	75600,7	18/01/2015	3181,4	116661,9	13/02/2015	2992,8	94003,8
24/12/2014	3130,5	77104,2	19/01/2015	3549,3	126000,2	14/02/2015	2991,3	122224,5

25/12/2014	3371,6	86953,6	20/01/2015	2440,1	96506,0	15/02/2015	2703,2	104316,5
26/12/2014	2691,4	68038,6	21/01/2015	2843,1	111876,0	16/02/2015	3212,4	116674,4
17/02/2015	3269,2	121221,9	19/03/2015	3102,0	116200,9	18/04/2015	998,7	61237,8
18/02/2015	2991,5	108621,4	20/03/2015	3419,1	125481,0			
19/02/2015	3001,3	116180,3	21/03/2015	3273,0	129087,1			
20/02/2015	2990,7	102820,3	22/03/2015	3515,0	144888,3			
21/02/2015	3145,3	117948,8	23/03/2015	2990,0	114905,7			
22/02/2015	3306,3	114662,5	24/03/2015	2827,0	109602,8			
23/02/2015	2373,4	94746,1	25/03/2015	3184,4	126993,5			
24/02/2015	2453,2	80391,4	26/03/2015	2687,0	104336,2			
25/02/2015	2867,1	111386,8	27/03/2015	2992,0	117196,6			
26/02/2015	3192,8	115164,3	28/03/2015	2580,0	98788,2			
27/02/2015	2991,3	119442,6	29/03/2015	2694,0	101563,8			
28/02/2015	3220,1	127516,0	30/03/2015	2790,0	107777,7			
01/03/2015	3338,7	134048,8	31/03/2015	2578,0	103326,2			
02/03/2015	3059,0	130038,1	01/04/2015	2211,7	72366,5			
03/03/2015	1938,0	71066,5	02/04/2015	2794,1	118890,7			
04/03/2015	2990,4	104065,9	03/04/2015	2757,1	111140,3			
05/03/2015	3379,3	127771,3	04/04/2015	2390,5	91220,0			
06/03/2015	3210,5	131534,2	05/04/2015	2477,8	90960,0			
07/03/2015	2991,2	113157,1	06/04/2015	2463,5	91223,8			
08/03/2015	3043,0	112651,9	07/04/2015	2528,2	88207,2			
09/03/2015	3076,0	130268,6	08/04/2015	1837,7	68804,6			
10/03/2015	3411,0	139851,0	09/04/2015	2581,2	98292,9			
11/03/2015	3407,0	135837,1	10/04/2015	2139,3	69548,0			
12/03/2015	3187,7	133851,5	11/04/2015	2344,2	84179,1			
13/03/2015	3422,0	137051,1	12/04/2015	2212,5	77614,5			
14/03/2015	3394,0	131585,4	13/04/2015	2249,4	81136,2			

15/03/2015	2992,0	110883,5	14/04/2015	1967,3	64506,5	
16/03/2015	2554,0	103053,9	15/04/2015	2034,0	64518,5	
17/03/2015	3283,0	138214,3	16/04/2015	1507,4	63007,2	
18/03/2015	3056,0	114936,2	17/04/2015	1806,3	67283,9	

Anexo 3: Resultados del análisis estadístico utilizando MATLAB.

Ajuste de distribución de la molida diaria del central 14 de Julio.



Distribution: Normal
Log likelihood: -1043.9
Domain: $-\text{Inf} < y < \text{Inf}$
Mean: 2878.47
Variance: 219349

Parameter	Estimate	Std. Err.
mu	2878.47	39.8683
sigma	468.347	28.3456

Estimated covariance of parameter estimates:

	mu	sigma
mu	15 89.48	-1.04459e-12
sigma	-1.04459e-12	803.475

Anexo 4: Resultados de la hoja Excel para el cálculo de la eficiencia por el método de las pérdidas Fuente: (elaboración propia).

[illegible]

Anexo 5 Selección del Variador de velocidad MICROMASTER 430 Fuente: (Motores eléctricos Siemens, 2018)

MICROMASTER 430

Tabla se selección
MICROMASTER 430

Tensión de red AC 380 V a 480 V

Potencia kW	HP	Corriente de entrada asignada (A)	Corriente de salida asignada (A)	Tamaño de caja (FS)	MICROMASTER 430 sin filtro 4)	MICROMASTER 430 con filtro integrado clase A 3)
7.5	10	17.3 ¹⁾	19	C	6SE6430-2UD27-5CA0	6SE6430-2AD27-5CA0
11.0	15	23.1 ¹⁾	26	C	6SE6430-2UD31-1CA0	6SE6430-2AD31-1CA0
15.0	20	33.8 ¹⁾	32	C	6SE6430-2UD31-5CA0	6SE6430-2AD31-5CA0
18.5	25	37.0 ¹⁾	38	D	6SE6430-2UD31-8DA0	6SE6430-2AD31-8CA0
22	30	43.0 ¹⁾	45	D	6SE6430-2UD32-2DA0	6SE6430-2AD32-2CA0
30	40	59.0 ¹⁾	62	D	6SE6430-2UD33-0DA0	6SE6430-2AD33-0CA0
37	50	72.0 ¹⁾	75	E	6SE6430-2UD33-7EA0	6SE6430-2AD33-7CA0
45	60	87.0 ¹⁾	90	E	6SE6430-2UD34-5EA0	6SE6430-2AD34-5CA0
55	75	104.0 ¹⁾	110	F	6SE6430-2UD35-5FA0	6SE6430-2AD35-5CA0
75	100	139.0 ¹⁾	145	F	6SE6430-2UD37-5FA0	6SE6430-2AD37-5CA0
90	120	169.0 ¹⁾	178	F	6SE6430-2UD38-8FA0	6SE6430-2AD38-8CA0
110	150	200.0 ²⁾	205	FX	6SE6430-2UD41-1FA0	---
132	200	245.0 ²⁾	250	FX	6SE6430-2UD41-3FA0	---
160	250	297.0 ²⁾	302	GX	6SE6430-2UD41-6GA0	---
200	300	354.0 ²⁾	370	GX	6SE6430-2UD42-0GA0	---
250	350	442.0 ²⁾	477	GX	6SE6430-2UD42-5GA0	---

1) Condiciones marginales: Corriente de entrada en valor nominal, vale para la tensión de cortocircuito de la red $U_k = 2 \%$, referida a la potencia nominal del convertidor y la tensión nominal de la red de 400 V, sin bobina de conmutación de red.

2) Condiciones marginales: Corriente de entrada en valor nominal, válida para la tensión de cortocircuito de la red $U_k \geq 2.33 \%$, referida a la potencia nominal del convertidor y a la tensión nominal de la red de 400 V.

3) En redes sin puesta a tierra no está permitido usar convertidores MICROMASTER con filtro integrado.

4) Adecuado para aplicaciones industriales.

Todos los MICROMASTER 430 se entregan con panel SDP (Status Display Panel). El panel BOP-2 y los demás accesorios se deberán pedir por separado.



Anexo 5 Resultados del cálculo económico. Fuente (elaboración propia)

Datos iniciales			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos (I), \$		55798		23302,3	23302,3	23302,3	23302,3	23302,3	23302,3	23302,3	23302,3	23302,3	23302,3
Gastos (G), \$		0		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costo inversión (Ko)			46812										
Tasa de descuento (r) , %		8		8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Tasa de inflación (f), %		3		3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Margen de riego, %		2		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Tasa de impuesto (t), %		35		35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
Vida útil estimada, años		10		10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Resultados													
Año			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Depreciación (Dep), \$				2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94
Flujo de caja (Fc), \$			-46812	15999,424	15999,424	15999,424	15999,424	15999,424	15999,424	15999,424	15999,424	15999,424	15999,424
Tasa de descuento real (R)				0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Tasa de descuento real con margen (D)				0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Factor de descuento (Fdesc.)				0,94	0,88	0,82	0,77	0,72	0,67	0,63	0,59	0,55	0,52
Flujo de caja descontado (Fd), \$				14973,1117	14012,634	13113,768	12272,5614	11485,3155	10748,5689	10059,0823	9413,82407	8809,9571	8244,82629
Flujo descontado acumulado (Fda), VPN, \$			-46812	31838,8883	17826,2543	4712,48626	7560,07512	19045,3906	29793,9595	39853,0418	49266,8659	58076,823	66321,6493

Anexo 6 Resultados del cálculo económico. Fuente (elaboración propia)

Datos iniciales			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos (I), \$		55798		55798	55798	55798	55798	55798	55798	55798	55798	55798	55798
Gastos (G), \$		0		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costo inversión (Ko)			46812										
Tasa de descuento (r) , %		8		8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Tasa de inflación (f), %		3		3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Margen de riego, %		2		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Tasa de impuesto (t), %		35		35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
Vida útil estimada, años		10		10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Resultados													
Año			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Depreciación (Dep), \$				2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94	2436,94
Flujo de caja (Fc), \$			-46812	37121,629	37121,629	37121,629	37121,629	37121,629	37121,629	37121,629	37121,629	37121,629	37121,629
Tasa de descuento real (R)				0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Tasa de descuento real con margen (D)				0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Factor de descuento (Fdesc.)				0,94	0,88	0,82	0,77	0,72	0,67	0,63	0,59	0,55	0,52
Flujo de caja descontado (Fd), \$				34740,3942	32511,9081	30426,3723	28474,617	26648,0606	24938,672	23338,9353	21841,8166	20440,7333	19129,5251
Flujo descontado acumulado (Fda), VPN, \$			-46812	12071,6058	20440,3023	50866,6746	79341,2916	105989,352	130928,024	154266,959	176108,776	196549,509	215679,034

