MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR

INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO

"Dr. Antonio Núñez Jiménez"

FACULTAD DE METALÚRGIA Y ELECTROMECÁNICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA

EN OPCIÓN AL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

Título: **Comportamiento de los ventiladores de tiro forzado del bloque uno de la Empresa Termoeléctrica "Lidio Ramón Pérez"**

Autor: **Edilberto Herrera Zayas**

"Año 56 de la Revolución"

Moa 2014

MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR

INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO

"Dr. Antonio Núñez Jiménez"

FACULTAD DE METALÚRGIA Y ELECTROMECÁNICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA

EN OPCIÓN AL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

Título: **Comportamiento de los ventiladores de tiro forzado del bloque uno de la Empresa Termoeléctrica "Lidio Ramón Pérez"**

Autor: **Edilberto Herrera Zayas**

Tutor: Inst.Ing. Danilo Campos Duffús

"Año 56 de la Revolución"

Moa 2014

PENSAMIENTOS

(…) Mientras no seamos un pueblo realmente ahorrativo, que sepamos emplear con sabiduría y con responsabilidad cada recurso, no nos podremos llamar un pueblo enteramente revolucionario.

Fidel Castro Ruz

Todo nuestro pueblo, todos los trabajadores, todos nuestros jóvenes, nuestros estudiantes, incluso los pioneros, tienen que tomar conciencia de la energía, de sus perspectivas futuras.

Fidel Castro Ruz

"…La vida debe ser diaria, móvil, útil y el primer deber de un hombre de estos días, es ser un hombre de su tiempo. No aplicar teorías ajenas, sino descubrir las propias. No estorbar en su país con abstracciones, sino inquirir la manera de hacer prácticas las útiles, de algo serví antes de ahora, ya no me acuerdo: Lo que yo quiero es servir más…"

José Martí

AGRADECIMIENTOS

A todos mis profesores por los conocimientos transmitidos durante el desempeño de mi carrera.

A mi tutor por confiar en mí en la realizacion de este trabajo, Ing. Danilo Campos Duffús.

Al obrero calificado, MSc. Juan Carlos Peña Céspedes por haberme guiado en la realización de este trabajo.

A mis familiares que me apoyaron en los momentos de mi vida en que más lo necesitaba.

A mis amigos que siempre confiaron en mi.

A los que de una forma u otra me apoyaron y ayudaron en la realizacion de este trabajo.

A todos

Muchas Gracias

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo a mis familiares.

A mis padres

Iris Nancy Zayas Sánchez e Isaac Edilberto Herrera Santos.

A mi hermano

Alejandro Herrera Zayas

que le sirva de ejemplo.

A mis abuelos

A mis tíos y tías

A mis primos

A mis amigos

Y en especial

A nuestra Revolución, por las posibilidades que me ofrece.

DECLARACIÓN DE AUTOR

Yo: Edilberto Herrera Zayas

Autor de este trabajo de diploma, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa Dr. “Antonio Núñez Jiménez”, la cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

Edilberto Herrera Zayas	Ing. Danilo Campos Duffús.

RESUMEN

En el trabajo se establece el estado del arte sobre máquinas soplantes centrífugas. Específicamente, se realiza una descripción detallada que explica el funcionamiento de los ventiladores y su comportamiento ante cambios en la red de conductos. El material contiene, además la metodología para el trazado de la curva general de los ventiladores y el sistema cuando estos funcionan en paralelo.

En el trabajo son determinadas las pérdidas por fricción que tienen lugar durante la circulación del aire por conductos rectangulares con vista al trazado de la característica de la red. Aunque en el trabajo se describe someramente uno de los métodos empleados para el ensayo de los ventiladores; no fue posible la construcción de la curva de caudal-presión para estos que suministran el aire para la combustión en los generadores de vapor de la empresa termoeléctrica Lidio R. Pérez. A partir de la característica caudal-presión de diseño y las condiciones reales de explotación se elabora la curva que describe el comportamiento en paralelo de dos ventiladores idénticos, según la metodología descrita en la p. 102 del Cherkaski.

Las mediciones se realizan a través de las herramientas computacionales del *software "Active Factory"* y el programa para el cálculo de los sobreconsumos para centrales termoeléctricas de la Unión Nacional Eléctrica.

Finalmente se propone una interpretación a cada uno de los resultados obtenidos basados en la teoría descrita en el capítulo 1.

ABSTRACT

Presently thesis work settles down the state of the art about blowing centrifugal machines. Specifically, it is carried out a detailed description that explains the operation of the fans and their behavior in the face of changes in the net of conduits. The material also contains the methodology for the layout of the general curve of the fans and the system when these operate in parallel.

In the thesis work the losses are determined by friction that takes place during the circulation of the air for rectangular conduits with view to the layout of the characteristic of the net. Although in this project one of the methods used for the rehearsal of the fans is described shortly; it was not possible the construction of the curve of flow-pressure for these fans that supply air for the combustion in the generators of steam of the thermoelectric enterprise Lidio Ramón Pérez. Starting from the characteristic design flow-pressure and the real conditions of exploitation the curve is elaborated that describes the behavior in parallel of two identical fans, according to the methodology described in the p. 102 of the Cherkaski.

The measurements are carried out through computaring tools of the Activates Factory software and the software for calculation of the over consumption for central thermoelectric of the Electric National Union.

Finally it intends an interpretation to each one of the obtained results based on the theory described in the chapter 1.

ÍNDICE		Pág.
Introducción		11
CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS		14
1.1	Introducción	14
1.2	Trabajos precedentes	15
1.3	Flujo Tecnológico de la ETE “Lidio Ramón Pérez”	16
1.4	Máquinas soplantes	19
1.4.1	Ventiladores centrífugos	19
1.5	Aire normal y aire libre	21
1.6	Presión total, estática y de velocidad	22
1.6.1	Pérdida de presión estática debida a la fricción	22
1.7	Curvas de funcionamiento. Caudal, potencia y rendimiento del ventilador	24
1.7.1	Regulación del caudal de los ventiladores	29
1.8	Curvas características del sistema	31
1.9	Operación de ventiladores en paralelo	31
1.10	Ventiladores de tiro forzado de las centrales termoeléctricas	33
1.11	Conclusiones del capítulo 1	34
CAPÍTULO 2: ANÁLISIS DE LAS CARACTERÍSTICAS ENERGÉTICAS DE LOS VENTILADORES DE TIRO FORZADO DE LA EMPRESA TERMOELÉCTRICA LIDIO RAMÓN PÉREZ		35
2.1	Introducción	35
2.2	Breve descripción de la instalación. Mediciones de parámetros principales presión, flujo y amperaje	36

ÍNDICE		Pág
2.2.1	Datos técnicos de los ventiladores de tiro forzado	36
2.3	Calculo de la pérdida de presión estática por fricción en los conductos. Curva característica de la red	41
2.4	Potencia y rendimiento de los ventiladores	42
2.5	Conexión en paralelo de los ventiladores. Método para construir la curva de funcionamiento de dos ventiladores idénticos	43
2.6	Método de cálculo para el balance energético del generador de vapor que opera en la instalación	45
2.7	Conclusiones del capítulo 2	56
CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS. VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL DE LA INVESTIGACIÓN		58
3.1	Introducción	58
3.2	Resultados del trazado de la curva de la red	59
3.3	Valoración de la efectividad energética de los ventiladores	61
3.4	Resultados del trazado de la curva de funcionamiento en paralelo de los ventiladores	64
3.5	Análisis del balance energético del Generador de Vapor	66
3.6	Valoración técnico económica	67
3.7	Valoración medioambiental	68
3.8	Conclusiones del capítulo 3	70
CONCLUSIONES GENERALES		72
RECOMENDACIONES		73
REFERENCIAS BIBLIOGRÂFICAS		74
ANEXOS		78

INTRODUCCIÓN

Las necesidades del hombre no consisten en fuentes primarias de energía. No es carbón, petróleo, gas o uranio lo que requiere, sino la satisfacción de cuatro servicios energéticos básicos: calor o frío, potencia mecánica, iluminación y comunicaciones.

Según, *Key World Energy Statistics from the IEA* "Estructura de producción de energía por fuentes a nivel mundial, año 2002", cerca del 80 % del total mundial de estos servicios son suministrados empleando los combustibles fósiles, lo que unido al desarrollo industrial, el crecimiento de la población y su concentración en grandes urbes, ha alterado significativamente algunos ciclos vitales del planeta; se descargan volúmenes crecientes de contaminantes a la atmósfera y las aguas, provocando impactos locales como la contaminación en las grandes ciudades, regionales como la lluvia ácida, e incluso de alcance global como los cambios climáticos ocasionados por el incremento de los gases de invernadero.

El previsible agotamiento de los combustibles y el daño irreversible que se ocasiona al medio ambiente, exige la adopción de nuevas estrategias en materia de energía, como base de un modelo de desarrollo sostenible. La política energética para lograr el desarrollo sostenible señala hoy tres direcciones principales: elevación de la eficiencia energética, sustitución de fuentes de energía y empleo de tecnología para atenuar los impactos ambientales.

En este sentido en el ámbito nacional se adoptan medidas para enfrentar el impacto de la situación energética actual, tales como: adquisición e instalación de equipos de generación más eficientes, rehabilitación de las redes de distribución, desarrollo de programas intensivos de investigación y uso de la energía eólica y solar, análisis del consumo y la demanda de todos los portadores energéticos, etc.

La Empresa Termoeléctrica Lidio Ramón Pérez es una instalación energética con una potencia instalada de 500 MW, cuentan con dos turbinas de vapor, marca Skoda, de fabricación Checa; en estas se transforma el calor del vapor en trabajo en el eje de la misma y dos generadores de vapor de construcción Eslovaca, en los que se usa la energía térmica que se libera al quemar combustible orgánico líquido; para tal fin, es necesario suministrar al hogar de caldera oxígeno en exceso. La fuente de oxígeno

para la combustión en los procesos industriales es el aire atmosférico, que se introduce en el horno del generador de vapor, a través de los conductos de aire de los quemadores, con el empleo de dos ventiladores centrífugos, de aspiración bilateral. Estos ventiladores al funcionar en paralelo en el sistema de suministro de aire para la combustión, ven limitadas las capacidades para las cuales fueron diseñados.

Situación problémica:

En la actualidad la unidad uno se limita a 230 MW por falta de aire para la combustión y alcanza esta potencia sin reserva de aire. El incremento del consumo de combustible, para alcanzar la potencia cerca a la de diseño sin el suministro adecuado de aire produce mala combustión, lo que favorece la aparición de hollín y por tanto la formación de depósitos sobre las superficies de intercambio de calor que limitan progresivamente la potencia disponible, además de elevar sensiblemente la carga térmica y con ello la aparición de fallas en los sobrecalentadores y paredes de agua.

A partir de los aspectos antes mencionados se declara como **problema:**

Insuficiente suministro de aire por parte de los ventiladores de tiro forzado A y B del bloque uno de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez”.

Como **objeto de estudio** de la investigación se plantea:

Ventiladores de tiro forzado del bloque uno de la *Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez”.*

Campo de acción

Condiciones del tiro forzado para el proceso de combustión.

Sobre la base del problema a resolver se establece la siguiente **hipótesis:**

Si se realiza el análisis de la operatividad de los ventiladores de tiro forzado trabajando por separado y en paralelo se podrán determinar las causas que provocan la insuficiencia en el tiro de aire que se necesita en el hogar de la caldera para una combustión completa del combustible.

Por lo que se define como **objetivo** del trabajo:

Establecer las características que rigen el funcionamiento de los Ventiladores de tiro forzado A y B de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez”.

Objetivos específicos:

- Establecer las características de operación de los ventiladores.
- Calcular los parámetros energéticos del sistema.
- Definir la incidencia del sistema de conductos en la calidad del suministro de aire al generador de vapor.
- Determinar la cantidad necesaria de aire para que ocurra una combustión completa del combustible.

Para lograr el cumplimiento del objetivo propuesto, se plantean las siguientes **tareas:**

1. Revisión y búsqueda bibliográfica sobre el proceso de funcionamiento de los ventiladores centrífugos.
2. Determinación de las pérdidas de carga por fricción del sistema.
3. Valoración del comportamiento del caudal de aire cuando los ventiladores operan por separados y en paralelo.
4. Análisis del volumen de aire necesario para la combustión completa del combustible mediante el balance térmico del Generador de Vapor.
5. Incidencia económica y medioambiental de la problemática planteada.

CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

1.1 Introducción

Por lo general, en la combustión se utiliza como comburente el aire atmosférico, que es una mezcla de oxígeno y nitrógeno con pequeñas cantidades de otros gases como dióxido de carbono, argón y vapor de agua. El horno es el lugar del generador de vapor a donde se suministra el combustible conjuntamente con el aire en exceso, empleando para ello ventiladores centrífugos.

El objetivo del capítulo es exponer de una manera sucinta los principios que son de aplicación a los ventiladores centrífugos, además de algunas de las investigaciones que sobre el tema a tratar se han realizado. Lo que constituye el marco teórico de referencia, cuya elaboración comprende dos momentos, primero la revisión de la literatura correspondiente y segundo el desarrollo de una perspectiva teórica que guíe la investigación.

La revisión bibliográfica estuvo dirigida, fundamentalmente, a la información relacionada con las características y tipos de máquinas soplantes empleadas en los generadores de vapor de la industria de generación de energía, cuya finalidad es la de introducir el aire para la combustión. En términos generales, se hará referencia a máquinas que mueven gases a presiones moderadas, cuyo flujo se considera incompresible dado que el aumento de peso específico del gas, en su paso de la entrada a la salida, es menor de 7%; la literatura analizada aborda, además, otros aspectos relacionados con el cambio en el comportamiento del funcionamiento del ventilador cuando se modifican las características del sistema donde está instalado.

Finalmente se considera indispensable acudir a los antecedentes investigativos, los que ayudan a prevenir o enmendar errores en estudios posteriores y permiten conocer cómo ha sido tratado el problema específico de investigación que conduce al establecimiento de hipótesis o afirmaciones que más tarde habrán de someterse a pruebas en la realidad.

1.2 Trabajos precedentes

Una investigación científica de acuerdo con lo planteado por Aróstegui (1978), en cualquier área del conocimiento debe siempre estar sustentada por la actividad teórica y empírica, de ahí que sea necesario utilizar los métodos que caracterizan a cada una de ellas para desarrollar científicamente las mismas a partir de una clara caracterización del objeto, del planteamiento del problema, la hipótesis, los objetivos, y las tareas.

Remiro y Lozano (1994), refieren en su investigación que el diagnóstico de la operación de un sistema energético consiste en descubrir e interpretar los signos de un mal funcionamiento en los equipos y cuantificar sus efectos en términos de consumo adicional de recursos; es decir, saber dónde, cómo y qué parte del consumo de recursos puede ser ahorrado, manteniendo constantes la cantidad y especificaciones de los productos del sistema. Para realizar el diagnóstico no basta con determinar el estado de funcionamiento de la central a partir de pruebas de rendimiento; se requiere, además, comparar dicho estadocon una situación límite o estado de referencia.

Pacheco (1994), persigue el objetivo de exponer los complicados fenómenos que tienen lugar en las máquinas centrífugas, como las que se usan en los sistemas de suministro de aire para la combustión en instalaciones energéticas. Aunque la mayor parte de la monografía es dedicada al análisis de los sistemas de bombeo de líquidos.

Trane (1969), dedica particular interés al estudio de conductos y ventiladores en sistemas de aire acondicionado, según este autor, la variación de la fricción, a través de un sistema de conductos dado, cuando a través de este se fuerzan diferentes cantidades de aire merece especial interés, por lo que detalla la construcción de las curvas de funcionamiento tanto del ventilador como del sistema donde opera.

Según, Erojin y Majanco (1986), la presión desarrollada por un ventilador, depende de la resistencia hidráulica que ejerce la red de aire, cuanto mayor sea la resistencia ejercida tanto menor será el caudal del ventilador. La relación entre la capacidad del ventilador y la presión desarrollada por este se representa en forma de gráficos y se denomina característica del ventilador.

Por su parte, A. H. Church (1976), ofrece información detallada sobre la teoría del funcionamiento y el diseño tanto de bombas centrífugas como de máquinas soplantes,

según este autor el método corriente para ensayar una bomba o una máquina soplante es hacerla funcionar a velocidad constante y variar el caudal estrangulando la salida.

Cherkaski (1986). Aborda con bastante profundidad la teoría de los ventiladores desde una óptica muy actual. Analiza los ventiladores de tiro forzado de la industria de generación de potencia, aspecto no muy tratado en otras literaturas.

J. S. Magaña, 2013. Realiza un análisis sobre el funcionamiento de los ventiladores de tiro forzado de la “ETE Lidio Ramón Pérez” para la quema del Crudo Mejorado 1400, combustible de bajo poder calórico. En dicha investigación no se tienen en cuenta algunos parámetros como el flujo de aire necesario para una combustión completa del combustible, que reflejen con exactitud si los ventiladores son los adecuados para la quema del combustible.

1.3 Flujo Tecnológico de la Empresa Termoeléctrica“Lidio Ramón Pérez”

La Empresa Termoeléctrica, perteneciente al municipio de Mayarí, Cuba, consta de dos unidades generadoras con una potencia instalada de 250 MW cada una; encargadas de suministrar el 20 % de la energía consumida en el país. La Primera unidad fue sincronizada el 16 de febrero de 1996 y la segunda el 12 de Diciembre de 1999.

Nuestra empresa regula y controla los efectos que la entidad provoca al medio ambiente de una forma sistemática para lograr un saneamiento ambiental efectivo, por lo que se incorpora la política ambiental a los planes, proyectos y demás acciones en correspondencia con el desarrollo económico y social del país.

El proceso productivo de la central es sumamente complejo y dinámico, Figura 1.1.

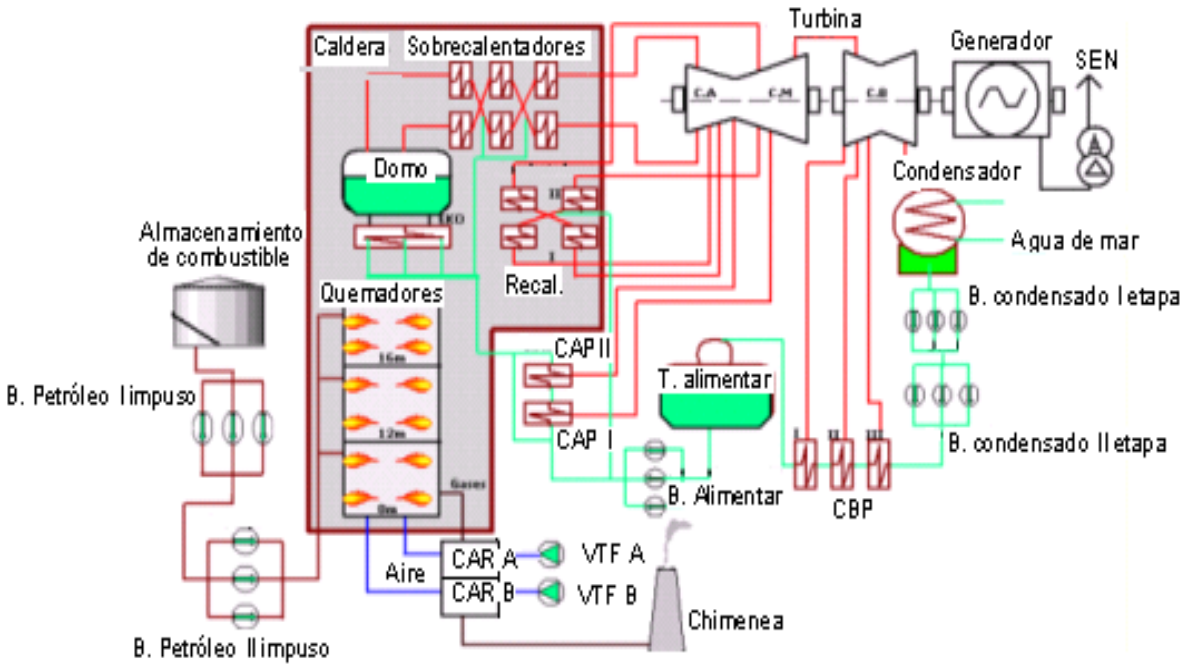


Figura 1.1. Flujo tecnológico de la empresa termoeléctrica Lidio R. Pérez.

El combustible, crudo mejorado 1400, es suministrado a través de un oleoducto al esquema de preparación de combustible que cuenta con dos depósitos de 15 000 m^3 cada uno. El aceite, previamente calentado, es succionado por las bombas de suministro a la succión de las bombas de alta presión, las que haciendo pasar el petróleo por dos calentadores, introducen el combustible, a la presión y temperatura de operación, en el equipo de combustión del generador de vapor.

El suministro del combustible hacia los quemadores es controlado por las válvulas de regulación de la potencia de caldera en dependencia de la producción de vapor requerida por la turbina. Además del combustible, para el proceso de oxidación del mismo con el consiguiente desprendimiento de gran cantidad del calor, al horno de la caldera se suministra la cantidad de aire necesaria para lograr la combustión completa, este aire es succionado de la atmósfera por dos ventiladores de aspiración bilateral, se precalienta con vapor hasta 100 °C y finalmente se eleva su temperatura hasta 315 °C en los calentadores de aire regenerativos (CAR). Por otra parte a la caldera se le suministra agua de alimentación, la cual al absorber el calor desprendido por la combustión se transforma en vapor de agua con 13,7 MPa y 525 °C. El vapor producido en la caldera llega a la turbina, a través de las tuberías de alta presión con 13,24 MPa y

520 °C, este vapor entra al cuerpo de alta presión de la misma a través de 4 válvulas que controlan la cantidad de vapor en dependencia de la potencia eléctrica demandada.

El vapor abandona el cilindro de alta presión con 3,4 MPa y 345°C, dirigiéndose nuevamente a caldera a recalentarse, una parte de este se suministra al cabezal 1 de servicio de planta para necesidades térmicas propias del bloque y a la extracción 6 al calentador 2 de la regeneración de alta presión, la cantidad restante de vapor pasa al cilindro de media presión donde después de realizar trabajo encuentra la extracción 5 y 4 para el calentador de alta presión 1 y cabezal 2 de servicio de planta, respectivamente. Finalmente alcanza el cilindro de baja presión, en el que se han practicado la toma 1, 2, y 3 encargadas de la regeneración de baja presión. Al condensador, soldado a la tubuladura de escape de la turbina y que funciona en condiciones de vacío, llega alrededor del 70 % de la cantidad de vapor que entró en el cilindro de alta presión.

El condensado, con una temperatura entre 47 y 50 °C, es succionado por las bombas de condensado primera y segunda etapa, a través de tres calentadores de baja presión, los cuales tienen como función elevar gradualmente su temperatura para facilitar su preparación como agua de alimentación de la caldera.

El condensado llega al Tanque de Alimentar con una temperatura de 110 °C donde por medio del calentamiento con vapor y la adición de productos químicos se le extraen los gases incondensables y el agua de alimentar es succionada por las Bombas de Alimentar Caldera; las que elevan la presión del agua hasta 15,7 MPa para introducirla en el generador de vapor a través de la regeneración de alta presión. La cantidad de agua que se suministra es controlada por una estación de válvulas que garantizan el balance entre la cantidad de vapor que sale y la cantidad de agua que entra.

1.4 Máquinas soplantes

Son aquellas que producen un flujo de gas sobre los mismos principios básicos que una bomba centrífuga. Las máquinas centrifugas soplantes pueden dividirse en tres clases generales, que, a semejanza de las bombas, no tienen marcada una clara línea de separación entre ellas. Estas tres clases se las designa con las denominaciones de ventiladores, sopladores y compresores.

Los ventiladores se usan cuando se requieren bajas presiones, desde unos pocos centímetros de columna de agua hasta 0,07 kg/cm^2 (kPa), y grandes volúmenes comparativamente. Funcionan a velocidades relativamente pequeñas, estando por lo general, la cubierta y el rodete construido de plancha de acero.

Los sopladores son máquinas destinadas a la compresión del aire o de un gas mediante la fuerza centrífuga hasta una presión final no superior a 2,46 kg/cm^2 (246 kPa) y los compresores elevan la presión del aire o gas hasta una presión final superior a la de los sopladores. Church (1976).

Las especificaciones de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, limita la designación de ventiladores, a máquinas que aumentan el peso específico del gas, en su paso de la entrada a la salida, en menos de 7 %. Trane (1969).

Según, Pacheco (1994), se define como ventilador una máquina que eleva, como máximo, la presión del aire en 250 mm col. agua (2.4 kPa).

En dependencia de la presión creada por los ventiladores, estos se dividen en tres grupos principales: de baja presión, de hasta 0.981; de presión media, superior a 0.981 hasta 2.943; de alta presión, superior a 2.943 hasta 11.772 kPa. Cherkaski, (1986).

1.4.1 Ventiladores centrífugos

Los ventiladores centrífugos tienen el flujo dentro de la rueda o impelente, en sentido sustancialmente radial a su eje, constan de un impulsor en una cubierta espiral, succión axial y descarga periférica, ver anexo 1.

A menudo los ventiladores se designan como intensificadores, sopladores y eductores. Según Trane (1969), un intensificador es un ventilador con conductos conectados a su admisión y a su descarga; un soplador lleva conducto conectado a su descarga solamente y un eductor lleva el conducto en el lado de aspiración.

La característica principal que distingue un ventilador centrífugo de otro, es la inclinación de sus paletas $\beta 2$, esta es la que determina las características funcionales del ventilador. El trabajo hecho por el ventilador sobre el gas depende de su velocidad tangencial V_T y del ángulo $\beta 2$, los tres tipos principales de paletas son las curvadas hacia delante, $\beta 2 > 90°$; las radiales, $\beta 2 = 90°$ y las curvadas hacia atrás, $\beta 2 < 90°$. Figura 1.2 a, b y c.

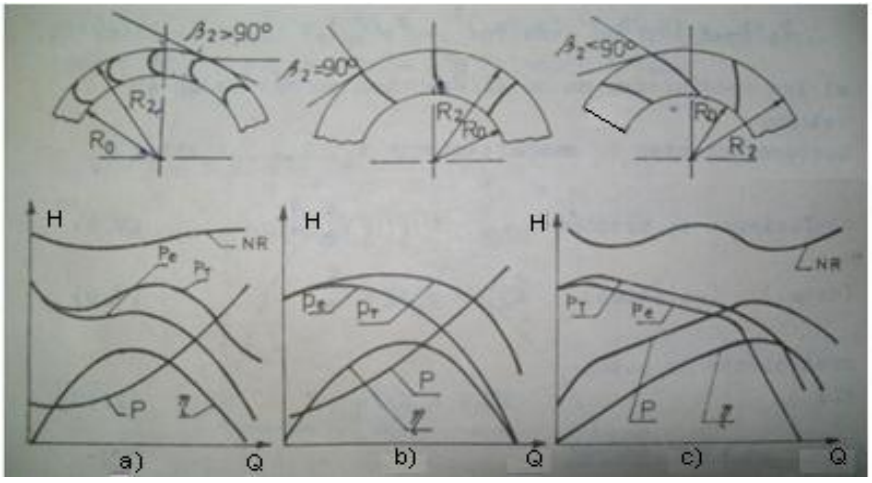


Figura 1.2. Características de los ventiladores centrífugos.

En los tipos hacia delante la presión a bajas capacidades disminuye para luego aumentar; la eficiencia es máxima, aproximadamente donde las presiones son máximas; la potencia está siempre en ascenso, aumenta más rápidamente que los tipos hacia atrás. En los radiales la potencia aumenta con el flujo, la máxima eficiencia estática ocurre próxima a la presión máxima y en los tipos hacia atrás hay un límite en la potencia máxima; la potencia después de este punto desciende con el flujo.

Otras características:

1. La presión desarrollada aumenta con β_2.
2. Los ventiladores con $\beta_2 > 90°$ tienen menor relación D_2/D_0; luego, para igual diámetro exterior entregan más flujo que los $\beta_2 \leq 90°$ por tener D_0 mayor.
3. Al tener los $\beta_2 > 90°$ aspas más cortas su número es mayor que en los otros dos.
4. Los $\beta_2 \leq 90°$ son axialmente más cortos. (Pacheco, 1994).

1.5 Aire normal y aire libre

Es de utilidad poder referir los gases en sus diferentes condiciones a algunas de éstas, consideradas como normal, para su comparación; de ahí, el término aire “normal”. Para definir este término, las distintas corporaciones de ingeniería convienen que la presión es la correspondiente a la atmosférica al nivel del mar, pero las temperaturas se toman a 15,6 °C, 20 °C o 21,1 °C, con diferentes grados de humedad. En el trabajo de una máquina soplante se supone por lo general como aire normal un aire a 20 °C, presión 1,033 kg/cm^2 y humedad relativa del 36 %. Sin embargo, las máquinas soplantes usualmente se proyectan partiendo de la base de una temperatura y presión a la entrada de 15.6 °C y 1,033 kg/cm^2, respectivamente, especificándose las curvas de funcionamiento para estas condiciones.

Otra expresión de uso muy extendido es el aire “libre” o ambiente, el cual, no debe ser confundido con el aire normal. Se entiende por aire libre o ambiente el aire que está a la presión y temperatura existente en la atmosfera circundante. Puede ocurrir que sea el mismo que el aire normal, pero, usualmente diferirá en temperatura y presión. A.H Church (1976).

La prueba de los ventiladores está referida a aire normal, con densidad ρ = 1,20 kg/m^3, temperatura de bulbo seco 20°C, humedad relativa 62 % y presión atmosférica de 762 mm de col. Hg. Pacheco (1994).

1.6 Presión total, estática y de velocidad

Cualquier fluido, incluyendo el aire, ejerce presión en las paredes del conducto en el cual está confinado. Este empuje hacia afuera del aire se denomina presión estática (P_e), y puede medirse por medio de un manómetro conectado a un tubo insertado en la pared del conducto. Cuando el aire comienza a fluir el valor registrado por el instrumento no se afectará si este ha sido conectado a un tubo con su abertura perpendicular a la dirección del flujo de aire, dado que este solo indicará la presión estática del aire, lo mismo que si este estuviera en reposo. Por otra parte si dentro del conducto se inserta un tubo, con su abertura señalando contra la dirección del movimiento del aire la presión indicada será más alta que cuando se utilizó un tubo estático, este registrará además, la presión adicional debida al movimiento del aire; la presión medida de esta manera, se conoce como presión total (P_t), y depende del volumen del flujo de aire; si este disminuye, P_t y P_e aumentan.

Si se mide la presión total y la presión estática por medio de dos tubos separados, la diferencia de lecturas dará el exceso de presión que se debe solamente a la velocidad, lo que se conoce como presión de velocidad (P_v). Esta acción de una corriente de aire en movimiento, ofrece un medio para medir la velocidad del fluido en el conducto. A.H Church (1976).

1.6.1 Pérdida de presión estática debida a la fricción

Al fluir el aire a través de un conducto se pierde presión debido a la fricción interna y del movimiento del mismo sobre las superficies del conducto. Al igual que ocurre con el agua, cuanto mayor sea la cantidad de aire que fluya a través del conducto, mayor será la pérdida debido a la fricción. Dicha pérdida de presión, es la carga de fricción del conducto.

El tamaño del conducto requerido para conducir una cantidad dada de aire, depende de la presión disponible para vencer la fricción. En otras palabras, la cantidad de aire que puede fluir, a través de un conducto de tamaño dado, depende de la diferencia de presión entre la entrada y la salida del conducto.

En relación con las bombas de agua, muy a menudo, la presión total que puede emplearse en vencer la fricción, en la tubería, es menor que la presión total, a causa de que el agua tiene que ser elevada a través de cierta distancia vertical. Antes de que

pueda ser hallada la presión disponible, para vencer la fricción, es necesario restar la elevación vertical de agua de la presión total de que se disponga. En el caso de los conductos de aire, generalmente no es necesario considerar la distancia vertical, a que tiene que ser elevado el aire, siempre que no exista una diferencia de densidad apreciable entre el aire de la descarga y el de la succión del ventilador. Esto se debe a que el aire está presente, tanto en la succión del ventilador, como en la descarga del conducto. En otras palabras, si no existiera el ventilador, aún habría aire, en la elevación vertical por encima del ventilador, donde descarga el conducto. Si una bomba trabajara, sumergida en el fondo de un lago, el caso sería análogo. En este caso la bomba no estaría elevando agua, puesto que la carga estática en la succión y en la descarga estaría equilibrada. La bomba sólo desarrollaría la presión suficiente para vencer la fricción, en la tubería que conduce a la superficie del lago. De la misma manera, todo lo que hace el ventilador es mover el aire, a través de los conductos, desarrollando la presión suficiente para vencer la fricción en los mismos.

Un ventilador sin resistencia en conductos, ni en la succión ni en la descarga, tendrá: $P_t = P_v$ y $P_e = 0$. En la realidad en cualquier conducto hay fricción, a causa de esta fricción la presión total no es constante, sino que cae continuamente, a lo largo del conducto. Según aumenta la longitud del conducto la fricción total resulta mayor.

Además de las pérdidas debidas a la fricción, existen las pérdidas por choques a consecuencia de la turbulencia que se producen en cada cambio del área de la sección transversal del conducto. La presión total cae continuamente, hasta la misma salida del conducto; la presión estática es cero y la presión total es igual a la presión de velocidad. La razón para esto es que, a la salida del conducto la presión del aire es igual a la de la atmósfera circundante, es decir, la presión estática es cero. Sin embargo, la presión de velocidad es aún la misma, porque el aire abandona la boca del conducto, con la misma velocidad que tenía, mientras fluía a través del mismo.

La presión de velocidad, finalmente se disipa, después que el aire abandona el conducto y se difunde a través de la atmósfera circundante. Si el área de la salida del conducto, es igual al área de la entrada del mismo la presión de velocidad tendrá igual valor, en ambos extremos del conducto.

Por esta razón es que en el trabajo práctico se usa frecuentemente el término “Pérdida de presión estática”. Mientras que la pérdida de presión total, es la pérdida real en el sistema, el cambio en la presión estática de la entrada a la salida, es numéricamente igual a la pérdida por fricción, cuando las áreas de la entrada y de la salida del conducto, son idénticas.

En muchas instalaciones el área del extremo de salida del conducto, es mayor que la del extremo de entrada. Por ello, la velocidad a la salida del conducto, es menor que a la entrada. A causa de esto, una parte pequeña de la presión de velocidad inicial, se convierte en presión estática, la cual puede ser perdida, entonces en la fricción. Con el resultado de que se perderá en fricción no sólo la presión estática inicial, sino también una parte de la presión de velocidad inicial. Sin embargo, comparada con la presión estática la presión de velocidad inicial, es usualmente pequeña. Por esta razón, la pequeña parte de presión de velocidad, convertida en presión estática y que se pierde en la fricción, puede ser inapreciada. Es evidente que para los trabajos ordinarios el uso de la presión estática es de mayor utilidad que el de la presión total, porque su magnitud es muy próxima a la de la presión disponible para conducir el aire contra la fricción de un sistema de conductos dado. Trane (1969).

1.7 Curvas de funcionamiento. Caudal, potencia y rendimiento del ventilador

Normalmente el gasto del ventilador se expresa en metros cúbicos por minuto o por segundo referido a unas condiciones constantes de presión y temperatura a la entrada. Estas condiciones pueden ser las particulares de una determinada instalación, o bien, las propias del aire normal. En uno u otro caso la densidad a la entrada es constante y la abscisa de la curva, que expresa metros cúbicos por minuto o segundo, es una medida del gasto.

El funcionamiento del ventilador con una frecuencia de rotación dada se caracteriza por el caudal volumétrico (Q), la presión total (P_t)**,** la potencia (N) y el rendimiento total (η). No obstante, en algunos casos para los ventiladores es característica no la presión total desarrollada, sino solamente su parte estática (P_e) o la altura de presión estática (H_e).

El rendimiento estático es la relación de la potencia útil, gastada en desarrollar la presión estática, y la potencia suministrada al árbol del ventilador desde el motor. Evidentemente $\eta_e < \eta$.

La relación entre P_e y P_t se caracteriza por el grado de reactividad de la máquina, que depende del ángulo de paleta β_2. Por esta razón para distintos tipos de ventiladores es también distinta la relación entre η_e y η. Aproximadamente $\eta_e = (0{,}7\ a\ 0{,}8) \cdot \eta$.

El caudal de los ventiladores centrífugos se encuentra en el orden de $300\ a\ 900 \cdot 10^3\ m^3/h$, una presión de 12 a 7 kPa y un rendimiento total, η de 87 %.

Mediante el cálculo previo del sistema, en el cual está conectado el ventilador, para el caudal dado (Q), se determina la presión (P) requerida del ventilador. Teniendo en cuenta los errores posibles en el cálculo de las pérdidas de presión del sistema se introducen las reservas de emergencia en los parámetros de funcionamiento y los ventiladores de destinación común se eligen para el caudal de $(1.05 \cdot Q)$ y la presión $(1.1 \cdot P)$. Los ventiladores sopladores y los aspiradores de humo se seleccionan para el caudal de $(1.1 \cdot Q)$ y la presión de $(1.1 \cdot P_t)$.

Los datos de los catálogos (tablas y gráficas) se refieren ordinariamente a las condiciones normales ($T_0 = 293\ K$ y $P_0 = 103\ kPa$), por eso la selección por el catálogo de los ventiladores de destinación común se debe realizar para el caudal $Q_{cat} = 1.05 \cdot Q$ y la presión $P_{cat} = 1{,}1 \cdot P \frac{\rho_{cat}}{\rho}$, donde ρ_{cat}, es la densidad del aire en condiciones normales y ρ, la densidad real en las condiciones de funcionamiento.

El método más simple y fiable para la elección de los ventiladores se basa en la utilización de las gráficas generales. Trazando en los ejes coordenados de la gráfica general los valores de Q_{cat} y P_{cat} y trazando perpendiculares a los ejes obtenemos el punto de intersección, que cae en el campo de los parámetros de funcionamiento, que determina la dimensión, tipo necesaria y la frecuencia de rotación del ventilador.

La potencia del motor se toma con una reserva que tiene en cuenta la desviación posible del régimen del calculado y la disminución del rendimiento.

Las características de los ventiladores son los gráficos de las alturas de presión, de la potencia en el árbol y del rendimiento en función del caudal volumétrico. Estas se obtienen mediante el ensayo de los ventiladores con frecuencia de rotación constante y se trazan para el aire con $\rho = 1.2\ kg/m^3$ y humedad relativa (φ), del 50 %. Figura 1.3.

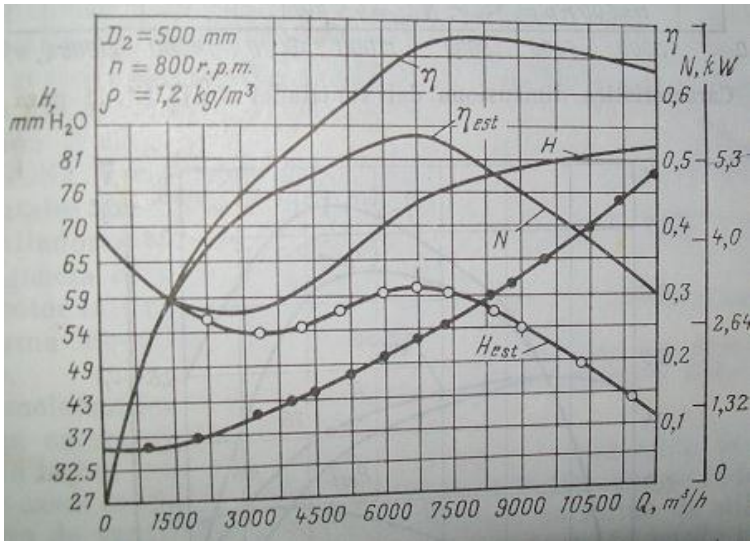


Figura 1.3. Característica del ventilador para $n =$ const.

Para las condiciones reales se debe tener en cuenta que el caudal, la altura de presión y el rendimiento permanecen invariables, mientras que la presión y la potencia en el árbol varian proporcionalmente a la densidad del gas suministrado por el ventilador, es decir:

$P = P_0 \frac{\rho}{1.2}$ y $N = N_0 \frac{\rho}{1.2}$

con frecuencia las característica de rotación variable se trazan según las condiciones de semejanza. La Figura 1.4 muestra las formas típicas de las características para $n =$ variable.

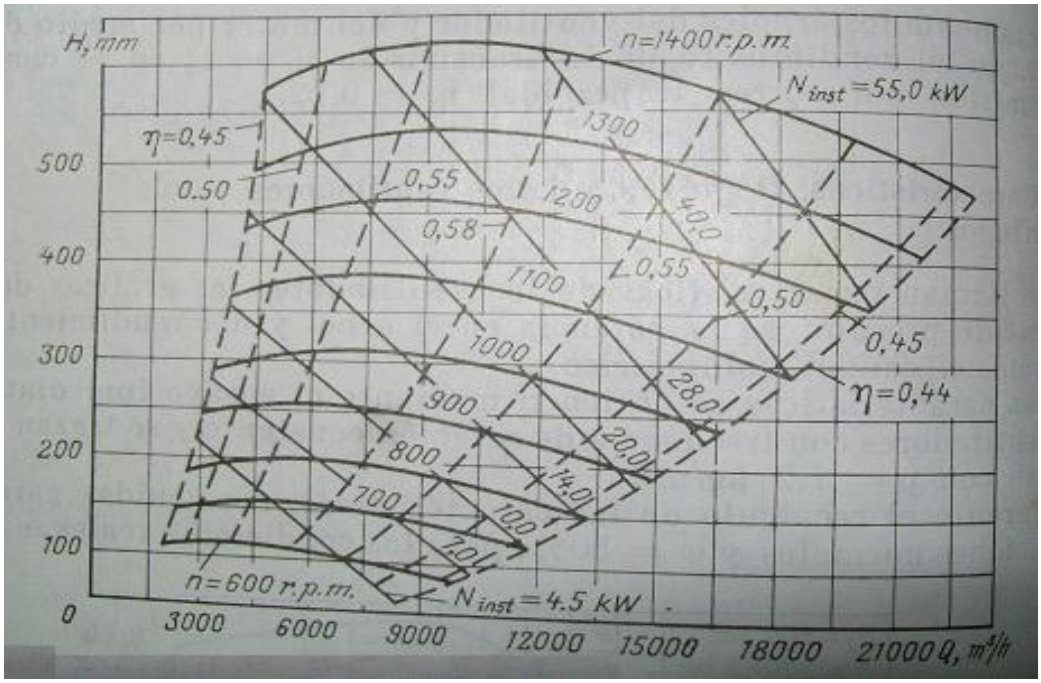


Figura 1.4. Característica del ventilador para n =variable.

En las construcciones de los ventiladores se emplean las características adimensionales, comunes para toda una serie de máquinas geometricamente semejantes. Dichas características son muy cómodas para calcular los parámetros de funcionamiento del ventilador de la serie dada, que tiene un diámetro de la rueda de trabajo D_2 y que funciona con $n\,r.p.m$. El cálculo se lleva a cabo valiéndose de las fórmulas:

$Q = Q' \cdot 0{,}785 D_2^2 \cdot u_2$; $H = H' \cdot u_2^2$; $N = N' \rho \cdot 0{,}785 D_2^2 u_2^3$

$H_e = H_e' u_2^2$; $P = P^{/} \rho u_2^2$; $\eta = \eta'$; $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$

Donde:

Los valores marcados son los correspondientes al nuevo valor de velocidad.

Las formas de las características de los ventiladores se determinan por la forma aerodinámica de la cavidad de paso de los mismos:

Principalmente por la relación D_2/D_1, el ángulo de salida de la paleta β_2 y la forma de su perfil. La Figura 1.5 muestra tres tipos de características de presión de los ventiladores.

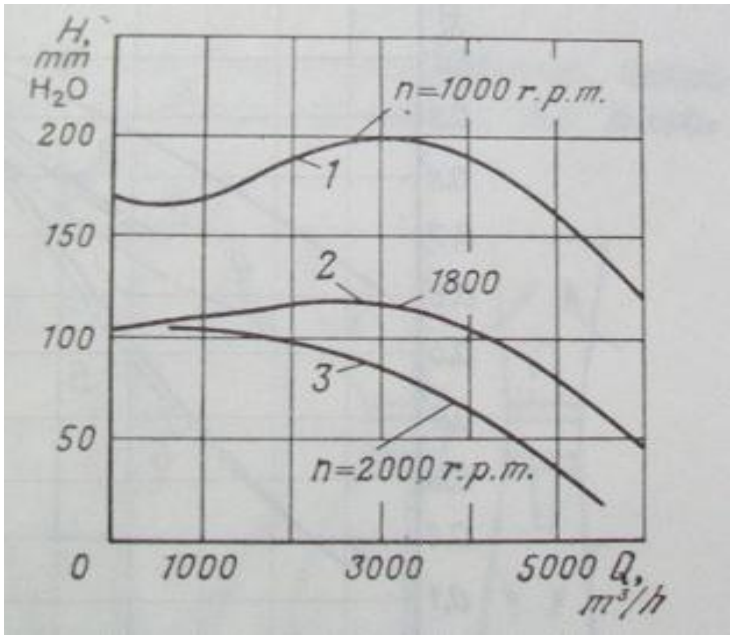


Figura 1.5. Características de altura de presión para tres tipos de ventiladores.

Entre ellas es interesante la característica de forma de silla 1, propia de los ventiladores con grandes ángulos β_2 y pequeña extensión radial de las paletas (pequeña relación D_2/D_1). La GOST prohíben el empleo de los ventiladores con $\eta < 0.9\,\eta_{max}$. Esta exigencia excluye de la explotación el sector inicial de la característica en forma de sillas con pequeños caudales.

El funcionamiento de los ventiladores con característica en forma de silla para la red con una altura de presión considerable es en una serie de casos inestable. Esta circunstancia indica que es indeseable el empleo de ventiladores con característica en forma de silla.

1.7.1 Regulación del caudal de los ventiladores

La tarea principal de la regulación de la máquina es suministrar a la red el gasto, en m^3/s, prefijado por una gráfica determinada. En este caso todos los parámetros principales de la máquina H, P, N y η varían. No osbtante, la red de conductos y los consumidores imponen a algunos de los parámetros unas condiciones determinadas. Así los ventiladores al cubrir el gráfico dado de gastos, deben crear una presión variable determinada por el consumidor y las propiedades hidráulicas del sistema de conductos.

La regulación del caudal puede realizarce por los procedimientos siguientes:

1. Variando la frecuencia de rotación del árbol del ventilador.

2. Mediante la estrangulación en la entrada y la salida del ventilador.
3. Con el empleo de dispositivos guías de distintas estructuras en la entrada.

El primer procedimiento requiere el empleo de motores eléctricos con frecuencia de rotación variable, en la actualidad se emplean motores de accionamiento con variadores de frecuencia. El tercer procedimiento está difundido para los ventiladores con gran caudal, fundamentalmente, en centrales termoeléctricas. La energía específica transmitida al flujo en la máquina centrífuga, depende esencialmente de las condiciones de entrada en las paletas de trabajo; la torsión del flujo que llega a la rueda de trabajo influye en la altura de presión y para la característica dada del conducto varía el caudal de la máquina, en la Figura 1.6 se muestra el esquema de un dispositivo guía axial, que consta de paletas p con ejes radiales de giro: las paletas giran todas simultáneamente con ayuda de un anillo permutador especial. El cierre completo corresponde a flujo cero, las posiciones intermedias de las paletas proporcionarán ciertos valores regulables del caudal.

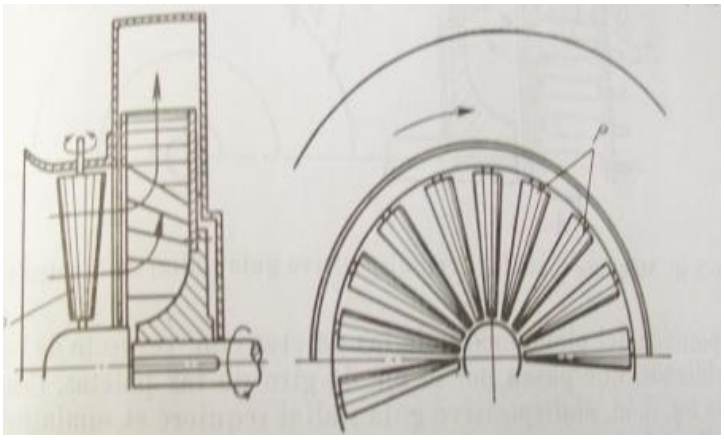


Figura 1.6. Máquina centrífga con dispositivoguía axial en la entrada.

Los dispositivos guías deben disponerse en la cercanía inmediata de la entrada en la rueda; sólo en este caso se alcanza una regulación eficaz. La Figura 1.7 corresponde al diagrama de regulación del caudal por medio del dispositivo guía en la entrada. En el diagrama se han trazado las características de altura de presión y de potencia para $n = constante$, que corresponde a tres posiciones distintas del dispositivo guía $H_1, H_2, H_3, N_1,\ N_2\ y\ N_3$. Al funcionar la máquina centrífuga para el sistema dado con las características mostradas en el diagrama se obtienen los puntos de regimen

$\alpha_1, \alpha_2\ y\ \alpha_3$que determinan los caudales $Q_1, Q_{reg2}\ y\ Q_{reg3}$. Las potencias consumidas son $N_1,\ N_{reg2}\ y\ N_{reg3}$, estasquedan determinadas por los puntos I, II, III. Uniendo con una línea suave dichos puntos se obtiene la línea de variación de la potencia de la máquina al regular su caudal. Esta línea se encuentra por debajo de la línea de potencia N_1, lo que indica la disminución del consumo de energía durante la regulación con el dispositivo guía en la entrada en comparación con el consumo de energía en el caso de regulación por estrangulación.En general la disminución de potencia por el método considerado se determina por las ordenadas del área verticalmente rayada. Esto se confirma por el rendimiento relativamente económico del procedimiento dado de regulación de los ventiladores centrífugos.

Para cuales quiera tipos de ventiladores el peor procedimiento de regulación es por estrangulación, el cual proporciona el mayor gasto de energía.

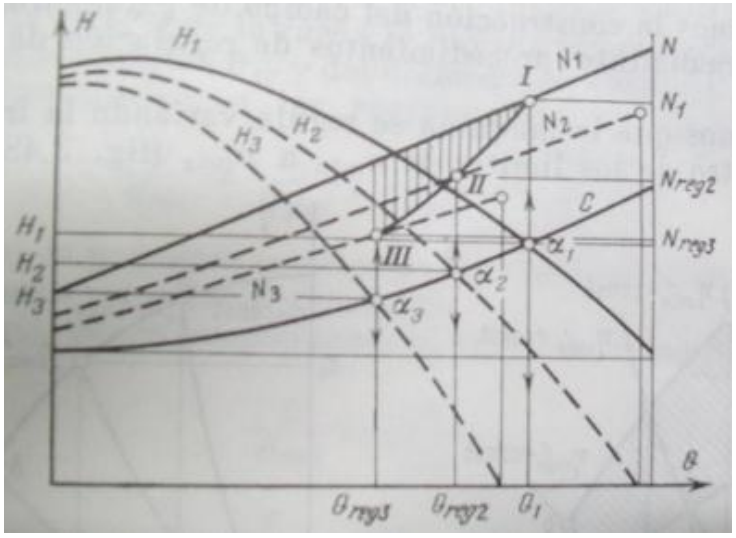


Figura 1.7. Diagrama de regulación del caudal con dispositivo guía a la entrada.

1.8 Curvas características del sistema

Hasta ahora la discusión se ha limitado a la consideración del flujo de una cantidad fija de aire, a través de un sistema de conductos dado. Sin embargo la variación de la fricción, a través de un sistema de conductos dado, cuando a través de este se fuerzan diferentes cantidades de aire, merece interés. Calculando la fricción para un mismo conducto con diferentes cantidades de aire y situando estos puntos sobre un gráfico se obtiene la curva característica del sistema. Obsérvese que a medida que aumenta la cantidad de aire la fricción se eleva despacio al principio y después con rapidez.

1.9 Operación de ventiladores en paralelo

Este epígrafe está dirigido a definir la operación en paralelo y a analizar el comportamiento de los ventiladores que funcionan en paralelo. Se dice que los ventiladores trabajan en paralelo, cuando dos o más ventiladores están dispuestos para trabajar en un sistema común, con cada ventilador manejando su propia parte del volumen total del aire.

Los ventiladores pueden ser idénticos y de diferentes tamaños. No es importante la disposición de los ventiladores ni el sistema, estos pueden operar en común, en un sistema de educción o de suministro, o pueden trabajar como intensificadores. La única condición es que los ventiladores estén conectados a un sistema común y que cada uno de ellos, maneje una parte del volumen total de aire.

Los ventiladores pueden operar completamente en paralelo, con cada uno de ellos desarrollando una presión común y con toda la resistencia del sistema, común a ambos ventiladores. Sin embargo la disposición usual de los ventiladores en paralelo, es aquella en la que ventiladores idénticos operan a una velocidad común. Para que el funcionamiento de las unidades en paralelo sea satisfactorio, deben trabajar dentro de la zona estable de sus características, es decir, a la derecha del punto de pulsación. Esto es fácil de comprender si se suponen dos ventiladores “idénticos” funcionando con caudal reducido, o sea en la zona inestable de la curva. A causa de pequeñas diferencias en la disposición de la tubería, así como de las pérdidas por rozamiento y turbulencia, no son exactamente iguales las resistencias correspondientes a la impulsión de cada ventilador. Al producirse un ligero aumento en la demanda del sistema, suministrará mayor cantidad de aire el ventilador cuya presión de descarga engendrada sea menor. Ello motivará que a medida que se desplace hacia la derecha el punto de trabajo en su curva característica, aumente su presión de descarga. En el otro ventilador, cuya impulsión se efectúa a mayor presión, se reducirá el suministro, lo que implicara un aumento de carga en el primero. El resultado es que el ventilador con mayor resistencia en su sistema, acaba por no efectuar suministro alguno, mientras que la otra es la que atiende en su totalidad la demanda. Tal circunstancia no ocurrirá si el funcionamiento de ambos ventiladores en ocasión de producirse un ligero aumento de la demanda, tiene lugar dentro de la zona estable de la curva. Como antes, también

entregará mayor cantidad de aire el ventilador cuyo sistema ofrezca menor resistencia, pero su presión de descarga disminuirá a medida que se desplace hacia la derecha su punto de trabajo. Con ello aumentará el caudal del ventilador con mayor presión de impulsión, y se repartirá la totalidad del caudal entre los dos ventiladores.

1.10 Ventiladores de tiro forzado de las centrales termoeléctricas

Para las calderas de las centrales termoeléctricas se fabrican ventiladores y aspiradores de humo con caudales de 4.5 a $900 \cdot 10^3$ m^3/h y unas presiones de más de 9810 Pa, su aspecto es mostrado en la figura 1.8. Los ventiladores de tiro forzado succionan aire a $T \leq 293$ K suministrándolo por un sistema de conductos a través de un calentador de aire a la cámara de combustión del hogar. La presión desarrollada por los ventiladores sopladores se determina por las resistencias de los conductos de aire y por la presión requerida en la cámara de combustión del hogar. Los ventiladores sopladores que funcionan con aire frío, se hacen con paletas perfiladas, dobladas hacia atrás, es decir $\beta_2 < 90°$. El rendimiento de estos ventiladores alcanza un 88 %.

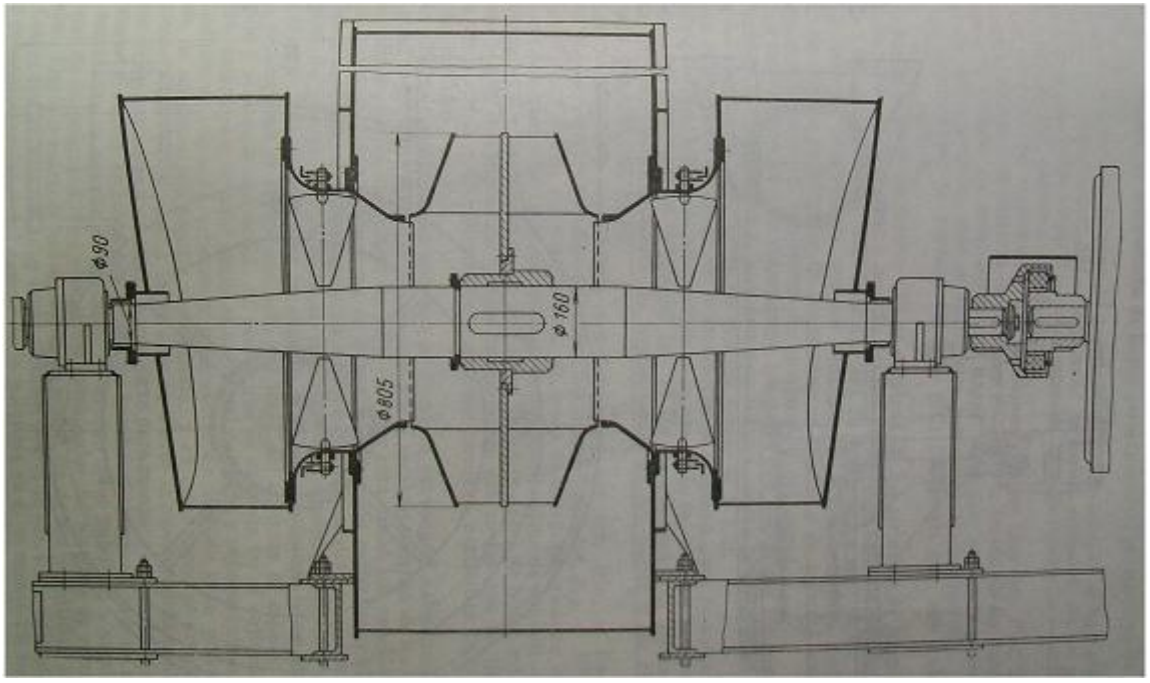


Figura 1.8. Ventilador de alta presión de aspiración bilateral.

1.11 Conclusiones del capítulo 1

1. El proceso de funcionamiento de los sistemas de suministro de aire para la combustión en generadores de vapor de centrales termoeléctricas se encuentran poco estudiados y no se han encontrado trabajos con profundidad científica realizados al respecto.
2. Existe una teoría fundamentada, confiable y amplia acerca del funcionamiento del ventilador y el sistema donde opera que puede ser aplicada para dicho estudio en la Empresa Termoeléctrica Lidio Ramón Pérez.

CAPÍTULO 2: ANÁLISIS DE LAS CARACTERÍSTICAS ENERGÉTICAS DE LOS VENTILADORES DE TIRO FORZADO DE LA EMPRESA TERMOELÉCTRICA LIDIO RAMÓN PÉREZ

2.1 Introducción

Antes de que una instalación de máquinas soplantes sea aceptada por el comprador se le somete a ensayo para comprobar si cumple las condiciones garantizadas de presión, capacidad y rendimiento. También durante su explotación pueden variar las condiciones de funcionamiento de una instalación de este tipo, con toda probabilidad la principal causa de deterioro en su funcionamiento es la insuficiencia de caudal.

Las pruebas de los ventiladores están reglamentadas por distintas normas internacionales, las cuales contienen la lista de los tipos de pruebas y la metodología de las mediciones de los parámetros principales de funcionamiento. Aquí examinaremos solamente los problemas generales de las pruebas y las mediciones realizadas en la instalación con la finalidad de obtener las funciones gráficas $P = f(Q)$, $N = f(Q)$ y $\eta = f(Q)$ llamadas características energéticas.

Las pruebas en las condiciones de explotación se llevan a cabo con frecuencia de rotación constante. Durante estas, con el fin de obtener las características de funcionamiento del ventilador se debe medir el caudal, la presión estática de descarga y la intensidad de corriente eléctrica para distintas posiciones del dispositivo guía de entrada.

El objetivo del capítulo es presentar la metodología para la construcción de las curvas de funcionamiento de cada uno de los ventiladores por separado y en paralelo en las condiciones reales de explotación.

2.2 Breve descripción de la instalación. Mediciones de parámetros principales presión, flujo y amperaje

La caldera está provista de dos ventiladores de aspiración bilateral con álabes radiales, que conectados en paralelo deben asegurar la cantidad de aire necesaria para la combustión y la presión para superar las resistenciasde la caldera. El aire viaja por conductos de sección rectangular a cuyo paso se encuentran los tubos aletados del precalentador aire-vapor (PCA) y el calentador regenerativo de aire (CAR), cuyas resistencias, unido a las resistencias de los conductos de aire y por la presión requerida en la cámara de combustión del hogar determinan la presión desarrollada por los ventiladores.

2.2.1 Datos técnicos de los ventiladores de tiro forzado

Cantidad de aire ---------- 137m^3/s
Presión máxima ---------- 11 kPa
Temperatura del aire ---------- 32°C
Potencia absorbida del ventilador ---------- 1825 kW
Velocidad del ventilador ---------- 1180 rpm
Diámetro del rodete ---------- 2316mm
Densidad del aire ---------- 1,15 kg/m^3
El aire se toma de la atmósfera ---------- 101,3 kPa

Tabla 2.1. Curva característica de proyecto para un ventilador de tiro forzado.

Parám	**U/M**	**Para el 100% de apertura del dispositivo guía a la entrada**										
flujo	m^3/s	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Pres.	kPa	12,8	13,6	14,2	14,4	14,2	13	11,6	9,2	7,3	4	2
Pot.	kW	498	600	650	700	750	1100	1250	1300	1500	1600	1750

Tabla 2.2. Curva característica de proyecto para un ventilador de tiro forzado.

Parám	**U/M**	**Para el 50% de apertura del dispositivo guía a la entrada**										
flujo	m^3/s	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Pres.	kPa	12,8	13,6	14,2	14,4	14,2	13	11,6	9,2	7,3	4	2
Pot.	kW	498	540	600	650	720	800	1100	1250	1300	1490	1400

Las tablas anteriores contienen la variación del flujo contra la presión de descarga y la potencia consumida por el ventilador. Estas máquinas descargan cualquier capacidad desde cero hasta un valor máximo que depende del diseño del ventilador.

En años recientes y como consecuencia de la adopción y continuo desarrollo en tecnología de sensores, equipos de recogida de datos y sistemas informáticos, así como la presencia de software instalado sobre los computadores de supervisión se generan grandes volúmenes de datos. Estos se almacenan en estructuras conocidas como bases de datos, ya que además de la medición, se incluyen: el tiempo absoluto en que fueron registradas, unidad de medida, denominación, etc. Para las mediciones de los parámetros de proceso se utilizan distintos tipos de sensores, los cuales convierten la magnitud física medida en una señal eléctrica que a su vez es transformada, en el transductor correspondiente, en una señal que viajará a través de fibra óptica hasta la sala de control, de ahí dichas señales se convierten en números utilizables para el posterior procesamiento y toma de decisiones de los operarios, personal técnico y administrativo de la empresa. Los sensores en la industria energética monitorizan las dinámicas que ocurren en el proceso. Las bases de datos que ellos alimentan constituyen por sí mismas las evidencias de cómo transcurre la operación de un subproceso, planta o empresa; sus mediciones, una vez registradas se les denomina datos. Cada sensor está asociado a un código de ocho dígitos de los cuales los dos primeros son letras mayúsculas seguidas de dos cifras y una letra mayúscula que indica el parámetro que mide el sensor, así las letras P, T y F miden la presión, temperatura y flujo respectivamente, los tres últimos dígitos indican su posición.

En el sistema de suministro de aire para la combustión, del generador de vapor de la unidad uno de la empresa termoeléctrica Lidio R. Pérez, se realizaron mediciones para diferentes porcientos de apertura del dispositivo guía de entrada durante los procesos de arranque, donde los valores de intensidad de corriente eléctrica, presión y flujo de aire se obtuvieron de mediciones que se llevaron a cabo con la ayuda del *"Software Activity Factory"*, el cual descarga información de los servidores conectado a los sensores instalado en el esquema. Seguidamente se exponen según la figura 2.1 la denominación de la magnitud, el código del sensor, sus características principales y el principio de funcionamiento.

- Amperaje del motor del Ventilador de Tiro Forzado A.

Código del sensor: NG10E201
Rango: 0 a 300 A.

- Presión de descarga del Ventilador de Tiro Forzado A.

Código del sensor: NG10P201
Rango: 0 a12 kPa.

- Presión en el punto donde descargan ambos ventiladores.

Código del sensor: NG15P201
Rango: 0 a 12 kPa.

- Flujo de aire a los quemadores.

Código del sensor: NG00UF801
Rango: 0 a 222 m^3/s .

Todos los sensores son transmisores inteligentes de la marca *"Rosemaunt"*, funcionan variando su salida de corriente, en un rango de 4 a 20 mA en función de la señal de entrada.

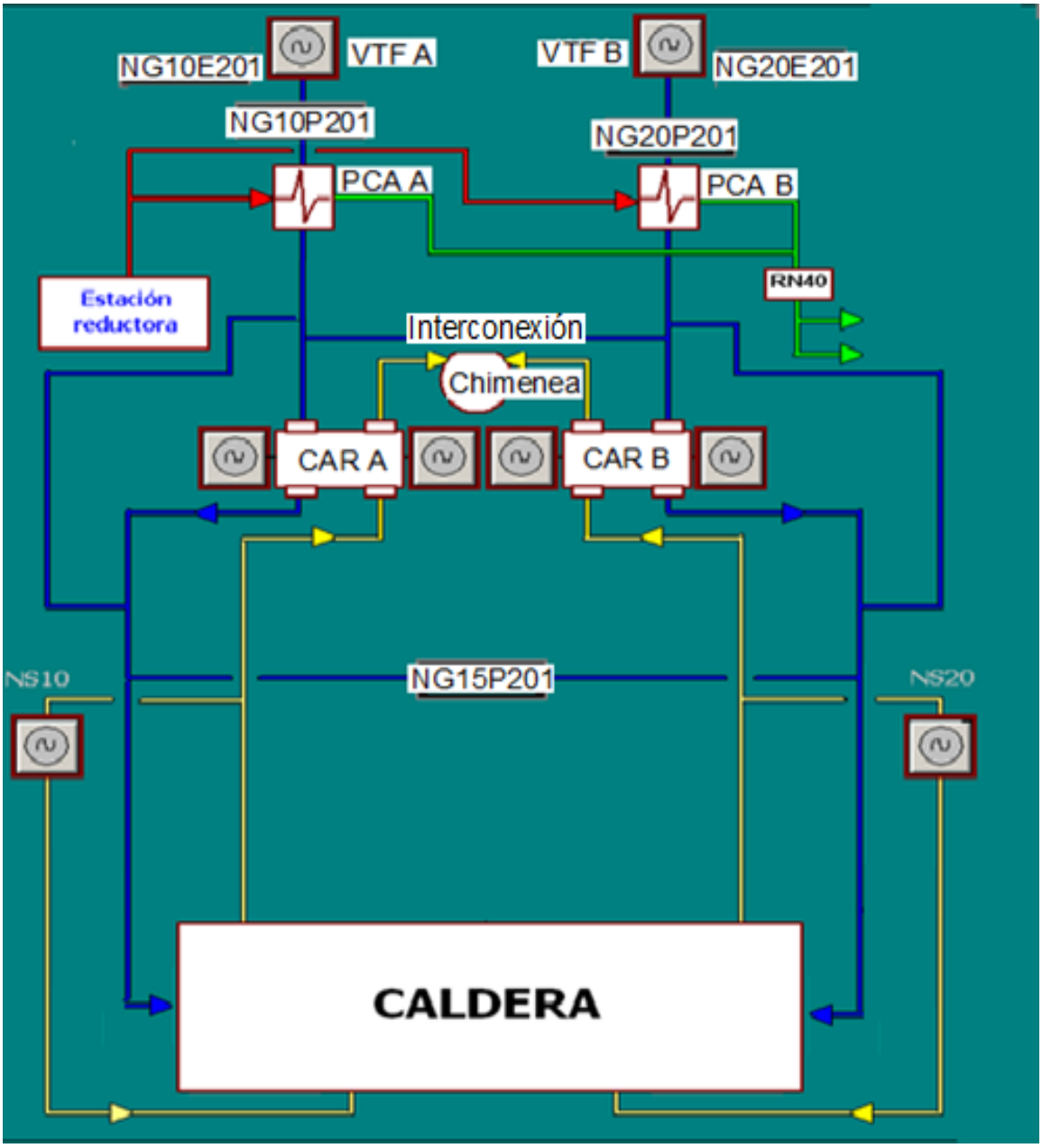


Figura 2.1. Localización de sensores para monitorización y diagnostico.

Para la puesta en servicio de la unidad desde el estado frío se requiere del funcionamiento de uno de los ventiladores de tiro forzado, que hará circular el aire a través de ambos calentadores regenerativos; la circulación a través de todo el circuito

de aire se logra con la apertura de la compuerta de interconexión o puente de los conductos de cada uno de los tiros forzados. Las mediciones registradas en la tabla 2.3 son valores promedios obtenidos durante la operación del Ventilador A para un arranque desde el estado frío de la unidad.

Tabla 2.3. Posición de dispositivo guía, flujo de aire y presiones estáticas del Ventilador de Tiro Forzado A, durante un arranque de la unidad.

Sensor	**U/M**	**Mediciones**							
NG10G201	%	0	13	24,4	32	34,2	37	42,3	50,7
NG00UF801	m^3/s	26,5	37	45	71,3	76	90,3	95	102,1
NG10P201	kPa	0,2	0,5	0,9	1,6	2,8	3,1	3,7	4,9
NG15P201	kPa	0	0,1	0,6	1,2	1,9	2,7	3,3	4
NG10E201	A	98,7	100	105	111	116	124	141	165
NG10G201	%	55	67,7	75,9	80	84,4	92,4	94	
NG00UF801	m^3/s	113	119,7	123,7	124,5	125,2	127,4	131,9	
NG10P201	kPa	5,7	6,2	7,4	8	8,5	9,1	10,2	
NG15P201	kPa	4,6	5,3	6,1	6,9	7,5	8,2	8,9	
NG10E201	A	163	168	171	175	179	184	189	

2.3 Calculo de la pérdida de presión estática por fricción en los conductos. Curva característica de la red

Al fluir el aire a través de un conducto, siempre se pierde presión a causa de la fricción, cuanto mayor sea la cantidad de aire que fluya, tanto mayor será la pérdida por fricción y consiguientemente mayor la potencia requerida.

La pérdida por fricción en un sistema de conductos se puede estimar por medio de los gráficos mostrados en los anexos 2 y 3. Estos muestran la relación entre la velocidad, la cantidad de aire y la pérdida por fricción, en conductos redondos, de varios tamaños.

Estos gráficos también pueden usarse para conductos rectangulares con el auxilio de las tablas del anexo 4 y 5. Aunque los conductos redondos requieren una cantidad mínima de metal, para conducir una cantidad dada de aire, en muchas instalaciones se usan los conductos rectangulares por razones de espacio. (Trane 1969).

Los gráficos de los anexos 2 y 3, se pueden usar para hallar las pérdidas por fricción en los conductos rectangulares, determinando previamente el conducto redondo equivalente. El conducto redondo equivalente es el conducto redondo que tiene exactamente la misma pérdida por fricción que el conducto rectangular dado, para la misma cantidad de aire.

El conducto rectangular equivalente a cualquier conducto circular se puede hallar en las tablas del anexo 4 y 5. Si se conoce la dimensión de un lado del conducto rectangular, se puede hallar la dimensión del otro lado en dicha tabla, para cualquier tamaño del conducto circular. Los lados del conducto rectangular, aparecen en la primera columna y en la fila superior. El diámetro del conducto circular equivalente, se halla en el cuerpo de la tabla.

La fricción en los codos y otros accesorios de los conductos, puede calcularse por medio de la longitud equivalente de los mismos. La longitud equivalente de un accesorio es la longitud del conducto recto, en la cual la fricción sea igual a la fricción en el codo o el accesorio. Los valores de la longitud equivalente para varios codos, se puede determinar por medio de los factores que se muestran en la figura del anexo 6. Estos factores deben multiplicarse por el diámetro equivalente de conducto en el que la fricción es igual a la del codo o accesorio.

Al determinar la fricción total, en un sistema de conductos, se agrega a la longitud real del conducto, la longitud equivalente de todos los accesorios. Esta longitud ficticia, llamada longitud equivalente total, es la que se usa para determinar la fricción total por medio de las figuras de los anexos 2 y 3.

En el caso de estudio se debe calcular la fricción para un mismo conducto con diferentes cantidades de aire con la finalidad de obtener la curva característica de la red de aire. Una vez que se haya calculado la fricción para una cantidad dada de aire, se puede calcular aproximadamente la fricción para cualquier otra cantidad de aire por medio de la expresión siguiente:

$$\frac{P_{e2}}{P_{e1}} = \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2 \quad (2.1)$$

Donde:

P_{e2}, pérdida de presión estática en kPa, para el nuevo caudal Q_2 en m^3/s.

P_{e1}, pérdida de presión estática en kPa, para el caudal Q_1 en m^3/s.

2.4 Potencia y rendimiento de los ventiladores

La potencia que la máquina le entrega al fluido se denomina potencia útil (N_u) y se determina por la siguiente expresión:

$$N_u = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000} = \frac{Q \cdot P_e}{1000}, \text{ (kW)} \quad (2.2)$$

Donde:

Q, gasto real que entrega la máquina, (m^3/s).

H, carga real que entrega la máquina, (m).

ρ, densidad del fluido, (kg/m^3).

g, aceleración de la gravedad, (m^3/s).

P_e, presión estática creada por la máquina, (Pa).

El rendimiento estático se define en función de la presión estática y es útil para caracterizar el trabajo del ventilador cuando el parámetro fundamental que nos interesa es la presión estática desarrollada por este y no la velocidad con que sale el gas. Este parámetro resulta de utilidad en la evaluación de ventiladores a partir de la medición de las presiones estáticas en la descarga de estos (A.H Church 1976), y se expresa como:

$$\eta_e = \frac{Q \cdot P_e}{1000 \cdot N_e}, \text{ (\%)} \quad (2.3)$$

Donde:

N_e, potencia en el eje del ventilador o efectiva, (kW).

2.5 Conexión en paralelo de los ventiladores. Método para construir la curva de funcionamiento de dos ventiladores idénticos

Se dice que los ventiladores trabajan en paralelo cuando dos o más ventiladores están dispuestos para trabajar en un sistema común, con cada ventilador manejando su propia parte del volumen total de aire. La disposición usual de los ventiladores en paralelo es aquella en la que ventiladores idénticos operan a una velocidad común.

Un ventilador y un sistema tienen un punto de operación definido; este está en la intersección de la curva de presión volumen y la curva del sistema. El comportamiento de los ventiladores operando en paralelo, puede analizarse en forma similar.

Uno de los problemas más obvios de la operación en paralelo, es que, el volumen total de aire puede resultar menor que el previsto, diferencias de esta clase entre el diseño y el volumen total real, dependientes de cada instalación particular, pueden ser importantes.

En el estudio de las instalaciones en paralelo lo primero que debe efectuarse es el trazado de la curva de caudal–altura del sistema, denominada también curva característica del conducto. La altura de elevación requerida por el sistema será la suma de las diferencias de presiones y el rozamiento y turbulencia en la tubería, codos, calentadores, etc. la cual aumenta con el cuadrado del caudal.

En el presente trabajo se considera el funcionamiento en paralelo de dos ventiladores centrífugos iguales, conectado simétricamente a la red como muestra la figura 2.1. Los VTF A y B tienen características iguales por lo que al superponerlas una a otra coinciden.

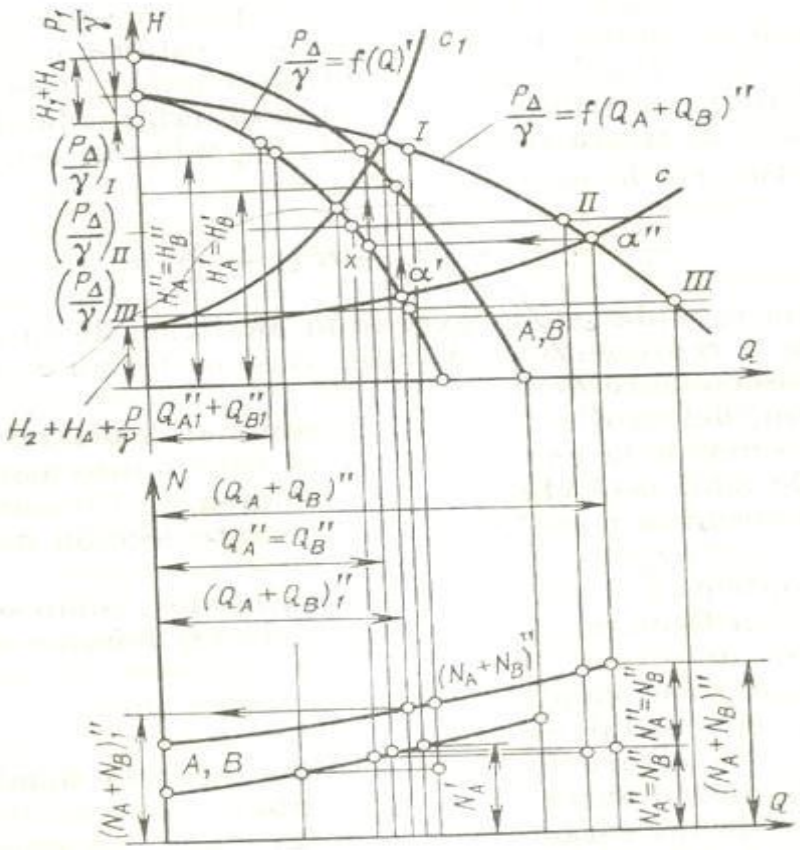


Figura 2.2. Característica general de dos ventiladores idénticos.

2.6 Método de cálculo para el balance energético del generador de vapor que opera en la instalación

El balance energético del generador de vapor estará basado en el análisis térmico del mismo, pues ya que este aspecto caracteriza energéticamente a la instalación. La metodología a utilizar se establece a continuación.

2.6.1 Poder calórico bajo del combustible

Para la determinación del valor calórico bajo del combustible se utiliza esta ecuación, teniendo en cuenta el tipo de combustible que se usa:

$$Qb^t = 339 \cdot C^t + 1030 \cdot H^t - 109 \cdot \left(O^t - S^t\right) - 24 \cdot W^t \quad , \left(kJ/kg\right) \tag{2.4}$$

Según Pérez (1972) y Pankratov (1987) la determinación del volumen de los gases producto de la combustión es necesaria en el cálculo del generador de vapor, pues son estos los que transfieren el calor al agua y al aire a través de las superficies metálicas.

2.6.2 Cálculo de los volúmenes de la combustión

Volumen de aire teórico: es el volumen de aire seco (con el coeficiente de exceso de aire en el hogar α_h=1) que se necesita para quemar completamente 1kg de combustible.

Para combustibles líquidos y sólidos:

$$V^0a = 0{,}0889 \cdot \left(C^t + 0{,}375 \cdot S^t\right) + 0{,}265 \cdot H^t - 0{,}0333 \cdot O^t \text{ , } \left(m^3 / kg\right) \quad (2.5)$$

$\Rightarrow$ *Volumen total real de gases triatómicos*

$$V_{RO_2} = 0{,}01866 \cdot \left(C^t + 0{,}375 \cdot S^t\right) \text{ , } \left(m^3 / kg\right) \quad (2.6)$$

$\Rightarrow$ *Volumen teórico de nitrógeno*

$$V^0{}_{N_2} = 0{,}79 \cdot V^0a + 0{,}008 \cdot N^t \text{ , } \left(m^3 / kg\right) \quad (2.7)$$

$\Rightarrow$ *Volumen teórico de los gases secos*

$$V^0gs = V_{RO_2} + V^0{}_{N_2} \text{ , } \left(m^3 / kg\right) \quad (2.8)$$

$\Rightarrow$ *Volumen teórico de los vapores de agua*

$$V^0{}_{H_2O} = 0{,}111 \cdot H^t + 0{,}0124 \cdot W^t + 0{,}0161 \cdot V^0a \text{ , } \left(m^3 / kg\right) \quad (2.9)$$

$\Rightarrow$ *Volumen teórico total de gases*

$$V^0g = V^0gs + V^0{}_{H_2O} \text{ , } \left(m^3 / kg\right) \quad (2.10)$$

$\Rightarrow$ *Volumen real de gases*

$$Vg = V^0g + (\alpha - 1) \cdot Va \text{ , } \left(m^3 / kg\right) \quad (2.11)$$

$\Rightarrow$ *Volumen real de aire*

$$Va = V^0a \cdot \alpha \text{ , } \left(m^3 / kg\right) \quad (2.12)$$

2.6.3 Cálculo del coeficiente de exceso de aire

Para combustión incompleta

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - 3{,}76 \cdot (O_2 - 0{,}5 \cdot CO - 0{,}5 \cdot H_2 - 2 \cdot CH_4)} \quad (2.13)$$

$$N_2 = 100 - (CO + CO_2 + O_2) \quad (2.14)$$

2.6.4 Cálculo de las entalpías de los gases de la combustión y el aire

Las entalpías de los gases son las que caracterizan la capacidad de entrega de calor a las diferentes sustancias de trabajo como el aire, agua y vapor.

$\Rightarrow$ *Entalpía teórica de los gases de escape*

Para combustible sólido:

$$I^0 g = V_{R0_2} \cdot I_{RO_2} + V^0{}_{N_2} \cdot I_{N_2} + V^0{}_{H_2O} \cdot I_{H_2O} + 0{,}01 \cdot A^t \cdot A_{arr} \cdot I_{cen}, \ (J/kg) \quad (2.15)$$

Donde:

A_{arr} -Fracción de ceniza arrastrada por los gases,

A^t - Por ciento de ceniza arrastrada por los gases.

Para $\alpha = 1$ $\quad I_{CO_2} = I_{RO_2}$

Todos los valores se expresan en (kJ/m^3) excepto I_{ceniza} que se expresa en (kJ/kg).

Tabla 2.4. Valores de entalpía para diferentes temperaturas.

t ºC	$I_{CO_2}\left(kJ/m^3\right)$	$I_{N_2}\left(kJ/m^3\right)$	$I_{H_2O}\left(kJ/m^3\right)$	$I_{aire}\left(kJ/m^3\right)$	$I_{ceniza}\left(kJ/kg\right)$
100	169,98	129,79	150,72	132,30	80,80
200	357,55	260	304,38	266,28	164
300	558,93	348,88	462,64	402,77	263,7
400	772	527	626	542	360

Fuente: Faires, 1991.

Tabla 2.5. Valores para calor específico del aire.

t (ºC)	Cpa (kJ/m^3 ºC)
0	1,3188
32	1,3205
100	1,3293

$\Rightarrow$ *Entalpía real de los gases*

$$Ig = I^0 g + I^0{}_{aire} \cdot (\alpha - 1), \ (J/kg) \tag{2.16}$$

$\Rightarrow$ *Entalpía teórica de los gases*

$$I^0{}_{aire} = V^0 a \cdot i_{aire}, \ (J/kg) \tag{2.17}$$

Donde:

Ig -Cantidad de calor de los gases producto de la combustión, (kJ/kg).

i_{aire}- Se busca a la temperatura que entra el aire, (kJ/kg).

$I^0 g$ -Se busca a la temperatura de los gases de escape, (kJ/kg).

2.6.5 Balance térmico por el método directo

$$\eta_{GV} = \frac{Q_{útil}}{Q_d \cdot B} \cdot 100 \tag{2.18}$$

Donde:

η_{GV} - Eficiencia bruta del generador de vapor, (%)

B - Consumo de combustible, (kg/h)

$\Rightarrow$ *Determinación del calor disponible*

$$Q_d = Q_b{}^t + Q_{fc} + Q_{fa} + Q_{atm}, \ (kJ/kg) \tag{2.19}$$

Donde:

Q_{fc} - Calor físico del combustible, (kJ/kg).

Q_{fa} - Calor físico del aire, (kJ/kg).

Q_{atm} - Calor para la atomización del vapor, (kJ/kg).

$$Q_{fc} = Cc \cdot t \cdot f_{conversión} \tag{2.20}$$

Cc- calor específico del combustible, (ºC).

$$Q_{fa} = \alpha \cdot V^0 a \cdot \left(i_{sp} - i_{af}\right) \tag{2.21}$$

Donde:

i_{sp} - Entalpía a la salida del precalentador de aire, (kJ/m^3).

i_{af} - Entalpía del aire frío, (kJ/m^3).

$$Q_{atm} = D_{atm} \cdot \left(i_v - i_{vge}\right) \tag{2.22}$$

Donde:

i_v - Entalpía del vapor de atomización, se busca a la temperatura y presión del vapor que entra al generador, (kJ/kg).

i_{vge} - Entalpía del vapor en los gases de escape, se busca a la temperatura de los gases de escape y la presión atmosférica, (kJ/kg).

$\Rightarrow$ *Determinación del calor útil*

$$Q_{útil} = Dvsc \cdot \left(i_{vsc} - I_{aa}\right) + Dvs \cdot \left(i_{vs} - i_{aa}\right) + D_R \cdot \left(i_{SR} - i_{ER}\right) + D_P \cdot \left(i_{lsa} - i_{aa}\right), \ \left(kJ/s\right) \tag{2.23}$$

Donde:

Los flujos de vapor presente en la ecuación (2.23) son: el flujo de vapor sobrecalentado, saturado, para ser recalentado y de las extracciones, todos expresados en (kJ/s).

Las entalpías presente en la ecuación anterior son: del vapor sobrecalentado, del agua de alimentación, del vapor saturado, a la salida y entrada del recalentador y del líquido saturado respectivamente, todas expresadas en (kJ/s).

2.6.6 Balance térmico por el método indirecto

$$\eta_{GV} = 100 - \sum q_n \ (\%) \tag{2.24}$$

$\sum q_n = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$ (Sumatoria de todas las pérdidas de calor, en %)

2.6.7 Determinación de las pérdidas de calor en el generador de vapor

Existen varios factores que generan pérdidas de calor en el generador de vapor que influyen negativamente en la eficiencia del proceso. Esto es calor que se produce con un consumo de combustible dado y que no se aprovecha en el proceso.

2.6.7.1 Pérdida en los gases de escape (q_2)

Esta pérdida se produce al salir de la caldera los gases a una alta temperatura que arrastran una cantidad de calor hacia la atmósfera, está caracterizada por dos factores fundamentales:

a) Coeficiente de exceso de aire, $\propto_{ge} = \propto_h + \sum \Delta \propto$

b) Temperatura de los gases de escape.

Además esta pérdida depende de:

1- ΔT mínima para lograr la transferencia de calor,

2- Temperatura adecuada para evitar la corrosión.

$$q_2 = \frac{\left(I_{ge} - \alpha \cdot I_{af}\right) \cdot \left(100 - q_4\right)}{Q_d} \tag{2.25}$$

Donde:

I_{ge}: entalpía de los gases de escape. Se determina con la temperatura de los gases de salida del GV, de la tabla de los resultados de entalpías de los productos de la combustión.

2.6.7.2 Pérdida por incombustión química (q_3)

Estas pérdidas se originan porque no todos los carbonos y otras sustancias hallan oxígeno suficiente para sufrir una oxidación completa, lo que causa que la reacción sea incompleta y se desprende cierta cantidad de calor, la misma depende de:

a) Coeficiente de exceso de aire,

b) Mala selección de los equipos auxiliares (calentador, ventiladores y quemadores).

$$q_3 = \frac{(30{,}2 \cdot CO + 25{,}8 \cdot H_2 + 85{,}5 \cdot CH_4) \cdot Vgs \cdot (100 - q_4)}{Q_d} \quad (2.26)$$

2.6.7.2 Pérdida por incombustión mecánica (q_4)

La magnitud de esta pérdida depende del combustible, del tipo de horno y de su temperatura. La determina el combustible que no reacciona en el proceso de combustión.

Los rangos de su magnitud son:

q_4 = 0,5 – 5% sólido en cámara

q_4 = 2 – 15% sólido en capa y pila

q_4 = 0% líquidos y gaseosos

$$q_4 = \left[a_{esc} \cdot \frac{C_{esc}}{100 - C_{esc}} + a_{cen} \cdot \frac{C_{cen}}{100 - C_{cen}} + a_{arr} \cdot \frac{C_{arr}}{100 - C_{arr}} \right] \cdot \frac{327{,}8 \cdot A^t}{Q^t{}_d} \quad (2.27)$$

$$a_{esc} = \frac{B_{esc} \cdot Aesc}{B \cdot A^t} \; a_{esc} = \frac{B_{cen} \cdot A_{cen}}{B \cdot A^t} \; a_{arr} = 1 - a_{esc} - a_{cen} \quad (2.28)$$

$$B = \frac{D}{d} \quad (2.29)$$

Donde:

A_{esc}, A_{cen}, a_{arr}: fracción del contenido total de cenizas del combustible en la escoria, residuos en las tolvas de la zona convectiva, residuos en los gases de arrastre.

C_{esc}, C_{cen}, C_{arr}: contenido de elemento en la ceniza, escoria y los gases de arrastre.

B_{esc}, B_{cen}: flujo de escorias y ceniza.

d - índice de generación.

2.6.7.3 Pérdida por transferencia de calor al medio ambiente (q_5)

Esta abarca todo el calor que por diferentes vías se transfiere al medio ambiente, ya sea por radiación directa a través de los registros abiertos, por conducción a través de las paredes y por convección al aire. Los rangos de estas pérdidas son:

Calderas de: D < 10 t/h q_5 = 2 - 2,5%

D = 10 - 100 t/h q_5 = 0,5 - 2%

D = 100 - 300 t/h q_5 = 0,4 - 0,5%

$$q_5 = q_{5N} \frac{D_N}{D} \tag{2.30}$$

Donde:

D_N : Producción de vapor nominal, (kg/s).

D: Producción de vapor, (kg/s).

2.6.7.4 Pérdida de calor con la ceniza extraída del horno (q_6)

Es la que se produce al evacuar las cenizas a altas temperatura, depende fundamentalmente del tipo de combustible y la temperatura de extracción.

$$q_6 = \frac{\left(a_{esc} - I_{esc \cdot A^t}\right)}{Q_d} \tag{2.31}$$

$$I_{esc} = C_{esc} \cdot t_{esc} \tag{2.32}$$

Donde:

C: calor específico, (kJ/kg K).

t: temperatura de la escoria, (K).

Para combustibles líquidos y gaseosos q_6=0.

2.6.8 Cálculo del consumo de combustible

La demanda de combustible en (t/h) del generador de vapor se determina por la expresión siguiente:

$$B = \frac{Q_{útil}}{Q_d \cdot \eta_{gvMI}} \cdot 100 \qquad (2.33)$$

2.6.9 Cálculo de los flujos de aire y gases producto de la combustión

El flujo de aire en (m^3/s) y el flujo de gases en (m^3/s) delgenerador de vapor se determinan por las expresiones (2.34) y (2.35) respectivamente.

$$Q_a = Va_{real} \cdot B \qquad (2.34)$$

$$Q_g = Vg \cdot B \qquad (2.35)$$

2.6.10 Valores normativos del generador de vapor 1 de la ETE "Lidio Ramón Pérez". Datos para el balance térmico

Los datos necesarios para el cálculo de la instalación están reflejados en la tabla 2.6, en todos los casos se trabajará con los parámetros normados por el fabricante del generador. Los resultados del análisis químico de los gases producto de la combustión y del combustible CM-1400 se muestran en la tabla 2.7 y 2.8 respectivamente.

Tabla 2.6. Parámetros normados de la instalación de generación.

Parám.	**Pvsc (kgf/cm^2)**	**Tvsc (^{0}C)**	**Tge (^{0}C)**	**Tcomb. (^{0}C)**	**Taa (^{0}C)**	**Tae (^{0}C)**	**B (t/h)**
Valor	142,69	525	155,9	150	236,8	315	65,840

Donde:

Pvsc: Presión del vapor sobrecalentado.

Tvsc: Temperatura del vapor sobrecalentado.

Tge: Temperatura de los gases de escape.

Tcomb: Temperatura del combustible a la entrada del generador.

Taa: Temperatura del agua de alimentación.

Tae: Temperatura del aire a la entrada del generador.

B: Consumo de combustible.

Tabla 2.7. Análisis químico de los gases producto de la combustión.

Composición química de los gases producto de la combustión (%)				
Dioxígeno (O_2)	Dióxido de Carbono (CO_2)	Monóxido de Carbono (CO)	Dihidrógeno (H_2)	Metano (CH_4)
4,68%	12,28%	0,15%	0,00%	0,00%

Tabla 2.8. Análisis químico del combustible CM 1400.

Composición química del combustible CM 1400 (%)							
Carbono (C^t)	Hidrógeno (H^t)	Asufre (S^t)	Nitrógeno (N^t)	Oxígeno (O^t)	Arrastre (A^t)	Humedad (W^t)	Agua (H_2O)
80	10,3	7,43	0,3	0,47	1,3	1,34	0,56

La composición química del combustible se muestra en masa de trabajo y expresada en por ciento.

2.6.11 Características nominales de los generadores de vapor suministrados por el fabricante

Los datos necesarios para el cálculo de la instalación están reflejados en la tabla 2.9, los mismos fueron ofrecidos por la compañía suministradora.

Tabla 2.9. Parámetros nominales establecidos por el fabricante de las calderas.

Datos técnicos de las calderas	Valores	U/M
Producción de vapor sobrecalentado	855	t/h
Presión del vapor sobrecalentado	13992	kPa
Temperatura del vapor sobrecalentado	525	ºC
Presión del vapor recalentado	3,09	kPa
Temperatura del vapor recalentado	525	ºC
Flujo del vapor recalentado	734	t/h
Temperatura a la entrada del recalentador	331,43	ºC
Presión a la salida del recalentador	2150	kPa
Temperatura del agua de alimentar a la salida de los CAP	240	ºC
Temperatura del aire ambiente	32	ºC
Flujo del vapor de atomización	2,6185	t/h
Presión del vapor de atomización	1500	kPa
Temperatura del aire después de los CAR	238,446	ºC
Temperatura del vapor de atomización	229	ºC
Flujo de purga	14,02	t/h
Temperatura del líquido saturado en el Domo	342.409	ºC
Presión en el Domo	13990	kPa
Consumo de combustible	65,840	t/h
Temperatura del combustible	150	ºC
Temperatura del agua de alimentación	236,8	ºC

Tabla 2.9. Continuación.

Datos técnicos de las calderas	Valores	U/M
Presión del agua de alimentación	15401,4	kPa
Temperatura de salida de los gases de escape	155,9	ºC
Flujo de agua para la Inyección # 1	1.0	t/h
Flujo de agua para la Inyección # 2	23.9	t/h
Flujo de agua para la Inyección # 3	0	t/h
Etapas de sobrecalentamiento	4	----

Etapas de recalentamiento	2	----
Cantidad de ventiladores de tiro forzado	2	----
Cantidad de calentadores de aire regenerativos	2	----
Etapas de Atemperamiento	3	----

2.7 Conclusiones del capítulo 2

1. Se establece el procedimiento de cálculo adecuado para la obtención de la curva de la red. Estableciendo una metodología para determinar las pérdidas por fricción en conductos circulares y rectangulares, con el auxilio de tablas y nomogramas en los anexos.

2. Mediante las ecuaciones 2.2 a 2.3 se puede valorar la eficiencia energética de los ventiladores, así como la posible selección de la potencia del motor eléctrico a emplear.

3. En el presente capítulo se describe un método para la construcción de la curva de altura-caudal para el funcionamiento en paralelo de dos ventiladores con igual característica volumen-presión.

4. Se describe someramente las técnicas para el ensayo de máquinas soplantes.

5. Se establece la metodología para determinar el flujo de aire necesario para que ocurra una combustión completa del combustible, que al compararlo con el que es capaz de suministrar el tiro forzado decide si este cumple con el caudal necesario para una combustión completa del combustible.

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS. VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL DE LA INVESTIGACIÓN

3.1 Introducción

Las bases para el diseño de los mecanismos destinados a quemar, son determinados por las cualidades del o de los combustibles que han de emplearse. Para mantener la combustión es indispensable suministrar aire y desfogar los productos de la combustión. La corriente necesaria de los gases es originada por la diferencia de presiones entre el fogón y el punto de escape de los gases de la caldera, o sea el tiro; este se puede conseguir por medios naturales (efecto chimenea) o por medios mecánicos (ventiladores). El tiro por elementos mecánicos puede ser originado por ventiladores de tiro forzado.

En adición a las necesidades teóricas, es indispensable suministrar exceso de aire, para asegurar una cantidad suficiente de oxígeno para la combustión; lo que influye sensiblemente en la capacidad de la caldera, la temperatura del fogón y la eficiencia total de la unidad.

Los dispositivos de tiro comprenden el aire primario, el aire secundario y los aditamentos para su correcta regulación. Unidades de alta eficiencia requieren el precalentamiento del aire de la combustión, quedando la temperatura limitada únicamente por la capacidad del equipo de combustión.

La resistencia por fricción crea una caída de presión a través de la unidad, que determina la magnitud del tiro. Con regímenes de combustión altos, las necesidades del tiro aumentan, requiriéndose ventiladores más grandes o chimeneas de mayor altura.

El empleo de combustible con poder calórico bajo inferior al de diseño, con alto contenido de azufre, abundantes elementos formadores de ceniza y gran cantidad de metales que forman depósitos duros sobre las superficies convectivas que se encuentran bajo el flujo de gases, conduce al incremento de las resistencias en la red, que conducen a la reducción del caudal de aire al generador de vapor y con ello a la limitación de la potencia instalada o al deterioro de la caldera.

En correspondencia con lo anterior este capítulo tiene como objetivo analizar los resultados de la efectividad energética de los ventiladores de tiro forzados y las curvas características de estos así como la del sistema donde operan; evaluar el desempeño

de ambos tiros forzados trabajando en paralelo. Además de considerar el impacto económico y medioambiental asociado a su funcionamiento.

3.2 Resultados del trazado de la curva de la red

Según Remiro y Lozano (1994), para descubrir e interpretar los signos de un mal funcionamiento en los equipos y cuantificar sus efectos en términos de consumo adicional de recursos, no basta con determinar el estado de funcionamiento del sistema a partir de pruebas o cálculos. Se requiere, además, comparar dicho estado con un estado de referencia. Los parámetros de diseño constituyen los estándares de comparación. Tablas 2.1 y 2.2.

Calculando la pérdida por fricción a través de un conducto con diferentes cantidades de aire y situando los puntos sobre un gráfico se obtiene la curva característica del sistema. La tabla 2.3 contienen la presión en la descarga y el caudal de aire medidos para un ventilador de tiro forzado que opera por toda la red, durante la puesta en servicio de la unidad. Dichos valores son empleados para trazar la característica del sistema representado por la línea negra (Figura 3.1), contra la características de funcionamiento (cauda-altura) de uno de los ventiladores dadas por el fabricante para el 100 % y el 50 % de apertura del dispositivo guía de entrada, según las tablas 2,1 y 2,2 respectivamente.

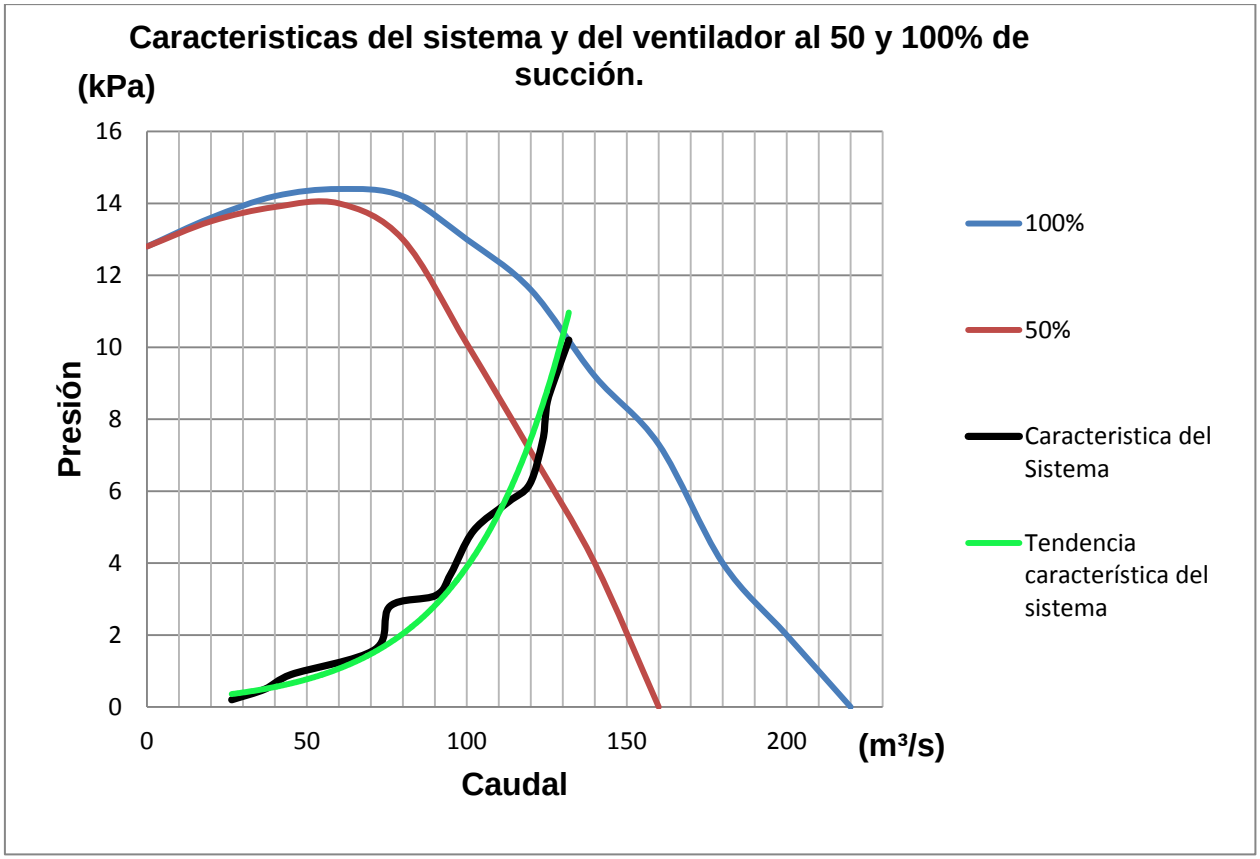


Figura 3.1. Curva característica del sistema correspondiente al funcionamiento de un sólo ventilador por toda la red.

En la figura 3.1 se aprecia que el ventilador es capaz de proporcionar 123,7 m^3/s, caudal cercano al de diseño con solo el 50% de apertura del dispositivo guía de entrada, con el 100 % de apertura logra un caudal máximo de 132 m^3/s que aunque no es el especificado por el fabricante de 137 m^3/s, está bastante cercano a este valor.

Las pérdidas por fricción aumentan con el caudal, tomando un valor de pérdida de presión de aproximadamente 5 kPa con el caudal máximo, estas son significativas lo que demuestra que hay que tener en cuenta las mermas en el conducto debido a que influyen substancialmente en el insuficiente suministro de aire a la caldera.

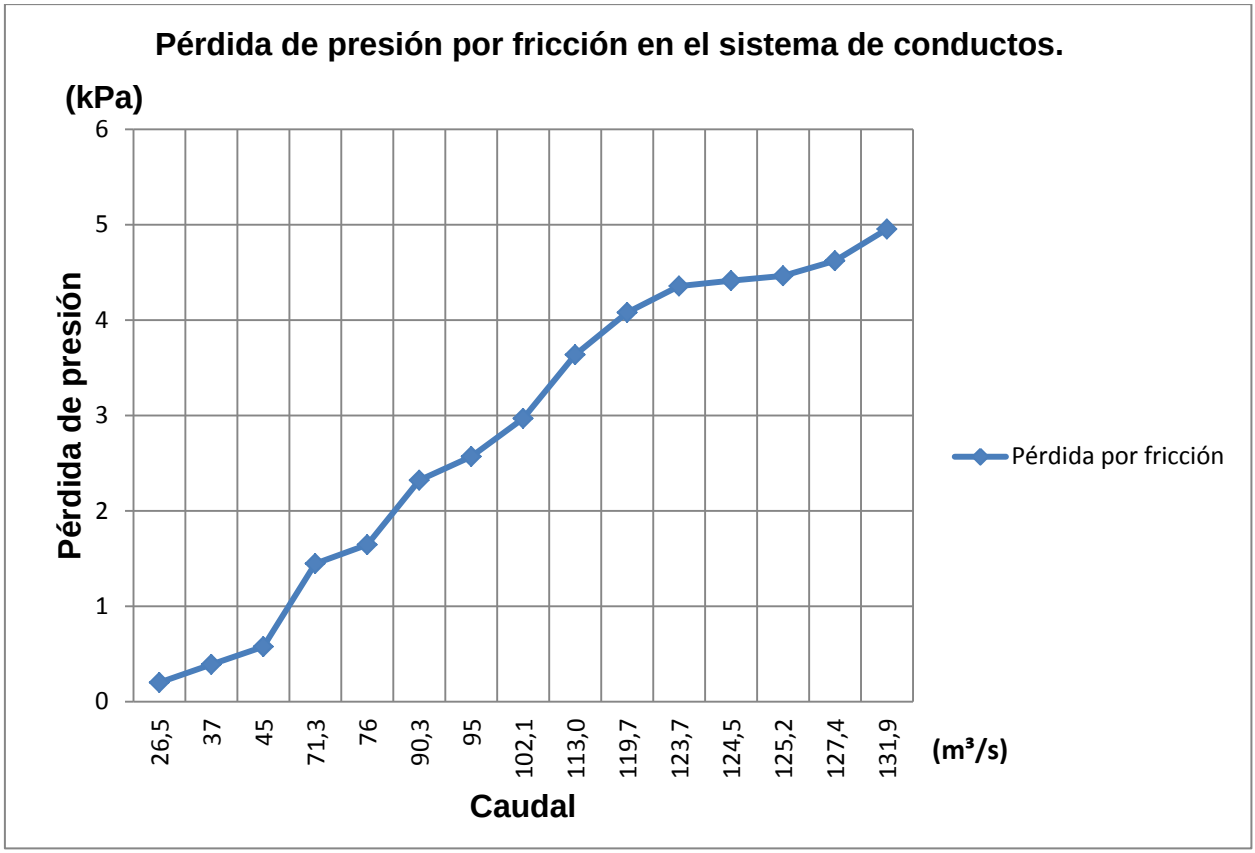


Figura 3.2. Curva característica del sistema de conductos.

3.3 Valoración de la efectividad energética de los ventiladores

La potencia útil de un ventilador, es la potencia que este es capaz de suministrarle al fluido (Tabla 3.1). La potencia efectiva es la requerida para accionar un ventilador y siempre es mayor que la teórica, debido a las pérdidas que tienen lugar en el ventilador. La potencia efectiva requerida sólo puede determinarse por medio de pruebas. Cuyos valores son empleados en la determinación de la potencia demandada por el motor que acciona el ventilador para un determinado caudal.

Tabla 3.1. Valores de potencia útil.

Flujo de aire	Q	m^3/s	26,5	37	45	71,3	76	90,3	95	102,1
Potencia útil	N_u	kW	0	97	228	408	533	581	617	638

Tabla 3.1. Continuación.

Flujo de aire	Q	m^3/s	113	119,7	123,7	124,5	125,2	127,4	131,9
Potencia útil	N_u	kW	644,1	742,14	915,38	996	1064	1159,34	1345,38

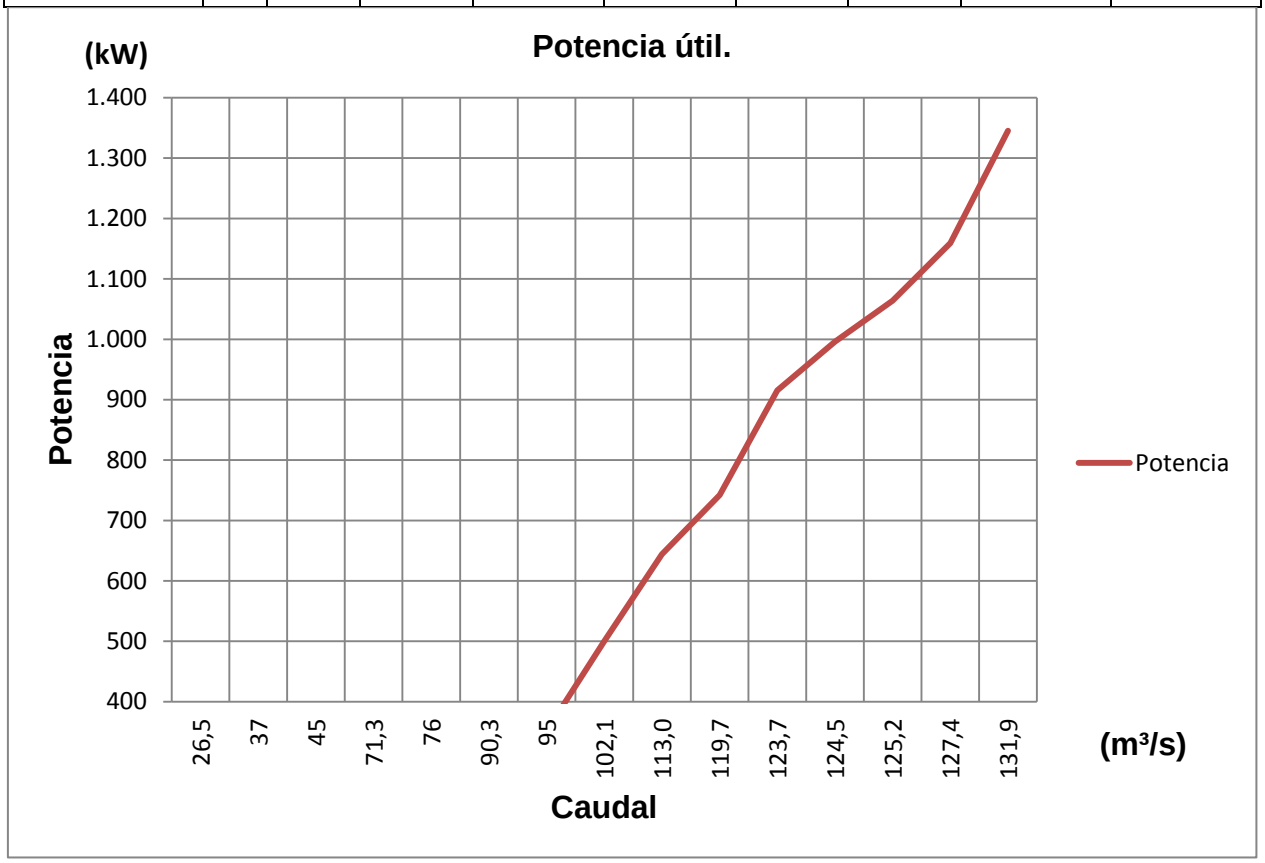


Figura 3.2. Curva característica de potencia contra caudal.

De acuerdo con la teoría explicada en el capítulo 1 la potencia en los ventiladores centrífugos de paletas radiales no aumenta rápidamente, lo que constituye una ventaja para el motor porque no se sobrecarga rápidamente. A los ventiladores que presentan este tipo de curva de potencia frecuentemente se les designa como ventiladores con característica de potencia sin sobrecarga, a causa de que la potencia máxima que puede ser absorbida normalmente no excede el 10 % de la potencia requerida, en un punto de selección normal. En el caso analizado el motor que acciona el ventilador cumple con los requisitos para un desempeño eficiente debido a que la potencia del motor (N_m) es mayor que la potencia del ventilador (N_v).

Después de probar un ventilador y haber determinado la potencia útil se puede calcular la eficiencia estática empleando la ecuación 2.3. La eficiencia estática es el caudal por la presión estática dividido por mil veces la potencia en el eje del ventilador. En la mayoría de los casos la eficiencia estática resulta un indicador totalmente exacto del rendimiento del ventilador; porque tiene la ventaja de que, en la práctica todos los casos, la presión estática del ventilador es conocida, mientras que la presión total, frecuentemente, no se conoce. En el caso que nos ocupa la eficiencia es determinada a partir de la presión estática que es el parámetro medido en la instalación. Los resultados de dicho parámetro se abordan en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Flujo de aire y eficiencia.

Flujo de aire	Q	m^3/s	26,5	37	45	71,3	76	90,3	95	102,1
Eficiencia	n	%	0,29	1,01	2,22	6,25	11,66	15,34	19,26	27,41

Tabla 3.2. Continuación.

Flujode aire	Q	m^3/s	113	119,7	123,7	124,5	125,2	127,4	131,9
Eficiencia	n	%	35,29	40,66	50,16	54,57	58,31	63,52	73,72

La figura 3.3 muestra el comportamiento de la eficiencia del ventilador con el caudal descargado. Dicha eficiencia se encuentra en el orden del 74 %; de acuerdo con la teoría, la eficiencia de los ventiladores centrífugos oscila entre 80 y 85 %, los que tienen paletas inclinadas hacia atrás son los tipos más eficientes, cerca del 85 %, aunque algunos diseños pueden alcanzar hasta el 90%. La eficiencia aumenta con el acrecentamiento del flujo de aire. Por lo antes analizado se puede abordar a la conclusión de que los ventiladores están trabajando con ineficiencia.

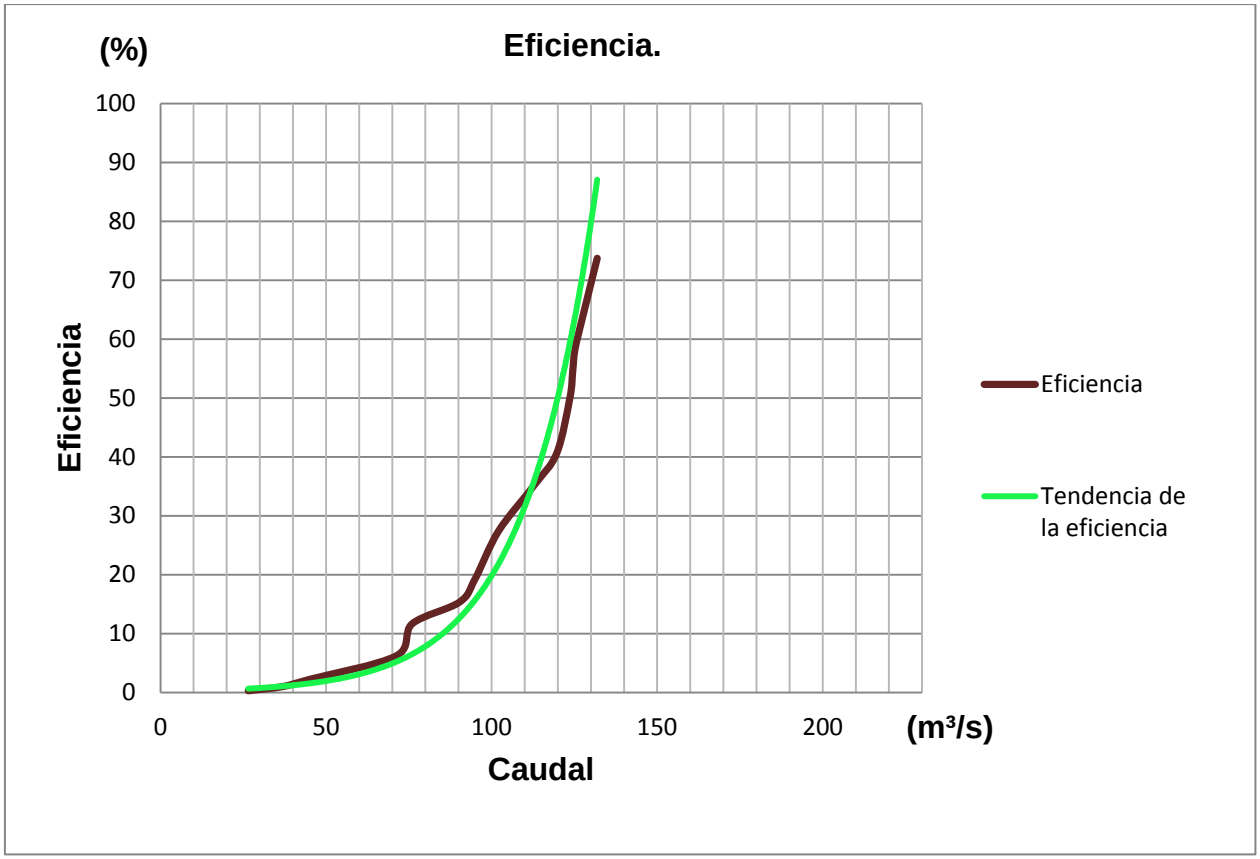


Figura 3.3. Curva característica de rendimiento contra caudal.

3.4 Resultados del trazado de la curva de funcionamiento en paralelo de los ventiladores

A partir de la curva de caudal-altura con 50 % de apertura del dispositivo guía de entrada dada por el fabricante, se traza la curva que describe el comportamiento de los ventiladores en paralelo, según la metodología descrita en el capítulo 2. La tabla 3.3 contiene los valores de caudal y presión cuando en el sistema operan ambos ventiladores.

Tabla 3.3. Caudales y presiones de descarga para el funcionamiento en paralelo.

Flujo de aire	Q	m^3/s	40,9	57,1	69,48	110,1	117,3	139,4	146,7	157,6
Presión	P	kPa	0,31	0,77	1,39	2,47	4,32	4,79	5,71	7,57

Tabla 3.3. Continuación.

Flujo de aire	Q	m^3/s	174,5	184,8	190,9	192,2	193,3	196,7	203,6
Presión	P	kPa	8,80	9,57	11,4	12,3	13,1	14,0	15,7

En la Figura 3.4 la línea azul de caudal-altura corresponde al funcionamiento en paralelo de ambos ventiladores. En la práctica el nuevo punto de operación con dos ventiladores puede obtenerse a partir de la medición del máximo caudal entregado por los ventiladores operando en paralelo y la presión estática de descarga con este caudal, estos valores fueron de 204 m^3/s contra una presión estática máxima de 15,7 kPa.

Siguiendo la teoría, las pérdidas de carga por fricción son proporcionales al cuadrado del caudal, de esta manera en la Figura 1 el caudal máximo para un ventilador es de 132 m^3/s contra una presión estática de 10.2 kPa, la entrada en servicio del segundo ventilador llevará el flujo de aire a 204 m^3/s y la presión estática en la descarga del ventilador se incrementa a 15,7 kPa, debido al aumento del volumen de aire en el sistema.

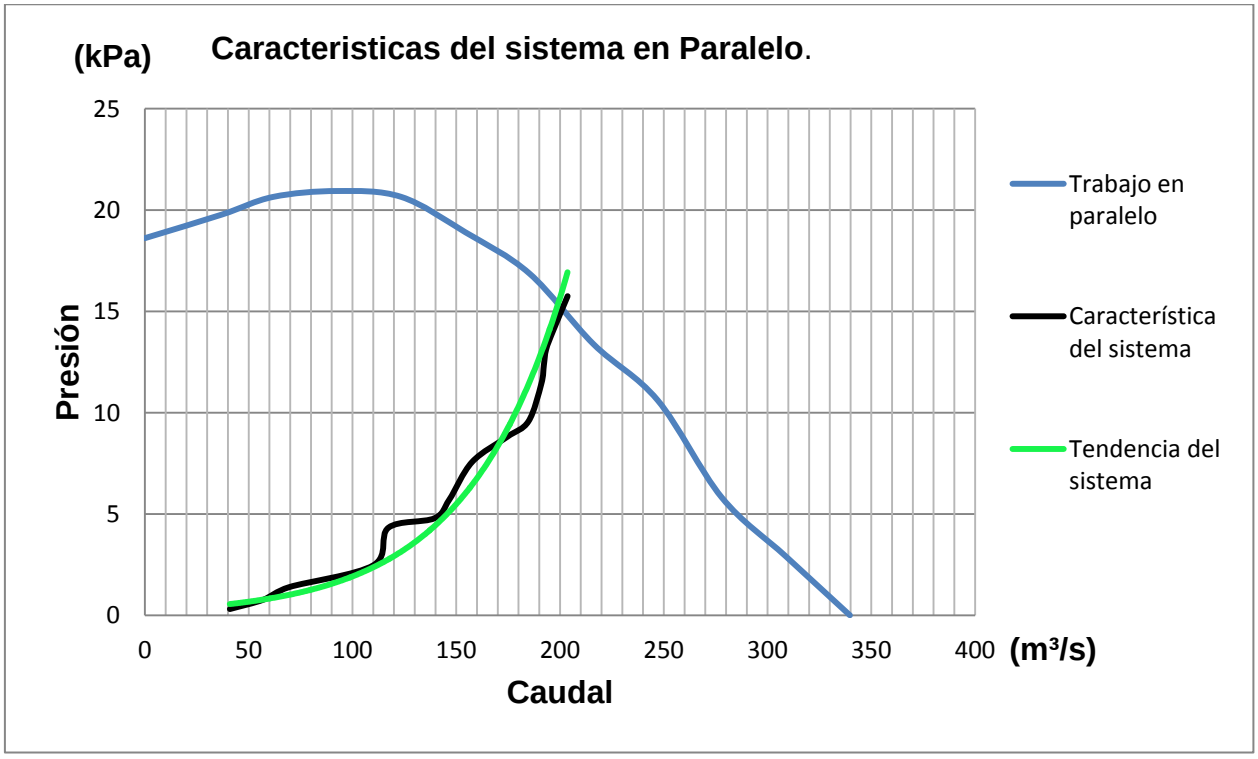


Figura 3.4. Característica de ventiladores en paralelo y el conducto donde operan.

En el gráfico puede apreciarse que en las condiciones reales de operación el caudal entregado por ambos ventiladores no es el doble de lo entregado por un ventilador, según indica la teoría, el incremento del caudal con la operación en paralelo sólo aumenta el 54,4 % del caudal de un ventilador.

3.5 Análisis del balance energético del Generador de Vapor

El balance térmico del generador de vapor 1 de la ETE “Lidio Ramón Pérez” estuvo encaminado a la determinación del flujo de aire para una combustión completa del combustible Crudo mejorado 1400, debido a que este es el parámetro que permitió decidir que el tiro forzado no es capaz de suministrar el caudal necesario para una combustión completa. El caudal calculado mediante el balance energético del generador es de 233 m^3/s, mayor que el medido en la instalación que es de 204 m^3/s, sin restarle las pérdidas por fricción que tienen lugar en el sistema de conductos.

Los valores obtenidos por los métodos directo e indirecto muestran un alto grado de coincidencia con relación a la eficiencia térmica del generador de vapor. La planta generadora trabaja con una eficiencia aceptable, debido a que éste se encuentra en el orden del 94%. Este valor a pesar de resultar confiable debido a la técnica de medición empleada, puede ser mejor, precisado a partir de la utilización de una mayor data experimental así como la incorporación a la instalación de nuevos equipos e instrumentos de medición de últimas tecnologías.

Para el generador de vapor estudiado, el valor del rendimiento térmico indica un gran aprovechamiento de la energía entregada y aparentemente el proceso ha ocurrido con una alta eficiencia, aunque se debe de tener en cuenta que este generador de vapor presenta un elevado consumo de combustible, por lo que debe ser considerado como puesto clave para el ahorro debido al creciente precio del combustible en el mercado internacional.

3.6 Valoración técnico económica

El caudal máximo de aire suministrado por los tiros operando en el sistema de conductos es de 204 m^3/s, los que se alcanzan aproximadamente en 230 MW la potencia restante hasta 250 MW se alcanza en la mayoría de los casos con déficit de oxígeno para la combustión, en dependencia del vacío del condensador (depende de la época del año y las condiciones tecnológicas propias del condensador) y del estado del

equipo de combustión; elevando el contenido de monóxido de carbono, hidrógeno, metano y otros compuestos orgánicos de mayor peso molecular representado por (C_mH_n), es decir elementos que aún conservan parte de la energía química que no fue liberada durante la combustión emitidos al medio ambiente y ocasionando pérdidas de combustibles por incombustión química. Tomando como referencia lo planteado anteriormente que para una carga promedio de 230 MW, se requiere suministrar al horno un flujo real de aire de 233 m^3/s para la quema del Crudo 1400.

El combustible dejado de consumir a causas del insuficiente suministro de aire trae consigo una pérdida económica irrecuperable porque es combustible que se paga y luego se desecha al medioambiente sin haber realizado trabajo. Durante 24 horas se habrán desperdiciado al ambiente 120 322.04 kWh, que tiene su equivalente en combustible convencional, es decir, un combustible con una potencia calorífica superior de 10 000 kcal/kg. A partir de que 1 kWh es aproximadamente, 860 kcal entonces es posible obtener la cantidad de combustible que se quema con la único propósito de contaminar el medio ambiente, este es de 10347,6 kg; 10.34 toneladas al día. Con los precios actuales del mercado de 102,34 USD la tonelada, el costo de ese combustible es de 1058.19 USD cada 24 horas.

3.7 Valoración medioambiental

Por lo general, el consumo de energía es valorado como un índice del progreso económico y social de un país. Por eso, durante mucho tiempo, las consecuencias medioambientales y sociales de los patrones de consumo de energía, fueron dejadas a un lado.

Sin embargo, el problema energético tiene hoy una importancia crucial, no solo desde el punto de vista de la satisfacción de la creciente demanda global, sino en lo que se refiere al impacto ambiental y social del sistema energético contemporáneo, basado fundamentalmente en el uso de los combustibles fósiles.

3.7.1 Calidad del aire en el entorno de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez”

Los generadores de vapor de la Empresa Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” expulsan los gases por una chimenea de 150 m de altura y 6.72 m de diámetro.

La zona de ubicación de la planta está poco poblada, siendo los núcleos poblacionales más cercanos los de Felton, (ubicado al norte, a unos 2 km aproximadamente de la planta, aunque existe una población poco densa que se extiende desde ahí hasta una distancia de unos 500 metros de la misma) y Cuatro Caminos, (ubicado aproximadamente a unos 2.5 km al Sur de la planta).

La ocurrencia de los vientos en las direcciones Norte y Sur, que son las que dirigen los gases hacia los poblados antes mencionados, tiene una frecuencia de ocurrencia media anual de 1.8 y 1.6 %, respectivamente. En la zona ubicada al Oeste y Oeste-Suroeste de la Empresa Termoeléctrica, sobre la que influyen los vientos predominantes no existen objetivos significativos que puedan verse afectados por las emisiones de la Empresa Termoeléctrica.

La valoración de las afectaciones sobre la calidad del aire en los alrededores de la Empresa Termoeléctrica se realiza a partir de la determinación de la concentración de contaminantes expulsados a la atmósfera por la chimenea y de la correspondiente concentración que provocan los mismos en el aire a nivel del suelo en distintos puntos de la zona de ubicación, como resultado de la dispersión de estos contaminantes en el aire.

Los puntos fundamentales que se consideraron en el estudio correspondieron a los núcleos poblacionales más cercanos y específicamente el poblado de Felton.

Las emisiones se determinaron a partir de los cálculos de la combustión y la dispersión de los gases a partir de la metodología establecida al efecto en la Norma Cubana de Calidad del aire.

3.7.2 Emisiones a la atmósfera

Los resultados obtenidos de la composición química de los gases producto de la combustión que dejarían de ser expulsados por la chimenea se muestran en la tabla 3.4, en las cuales se destacan los contaminantes que se tienen en cuenta al valorar la calidad del aire en los alrededores de la Empresa Termoeléctrica y que resultan los principales contaminantes asociados a la generación eléctrica a partir de la quema de combustibles fósiles, por sus efectos tóxicos.

Tabla 3.4. Composición de los gases dejados de expulsar por la chimenea.

Elemento Contaminante	Vol. Gases(m^3/kg)	Vol. Gases(m^3/24h)
Dióxido de Carbono (CO2)	1,4929	89 400
Nitrógeno (NO2)	7,9242	475 200
Cenizas	0,0943	2 940
Dióxido de Azufre (SO2)	0,0476	2 820
Vapor de agua (H2O)	1,1739	70 200
Total Volumen de Gases	10.7329	640 560

Los valores de SO2, emitidos dependen directamente del contenido de Azufre del combustible, la composición del SO2 es mucho más alto para el crudo que para el fuel Oil.

Como se puede apreciar en la tabla 3.4, con la eliminación de la incrustación, se pudo haber evitado la emisión de 640 560 m^3 en 24 horas de gases contaminantes a la atmosfera.

3.8 Conclusiones del capítulo 3

El análisis de los resultados obtenidos para las curvas de funcionamiento de los ventiladores de tiro forzado y su posterior comparación con los valores dados por el fabricante permitió obtener información para elevar la calidad de la operación de este sistema.

1. Un ventilador operando solo en el sistema es capaz de suministrar un caudal próximo al de diseño, 132 m^3/s, cuando opera contra una presión en su descarga de 10.2 kPa. El funcionamiento en paralelo solo nos asegura el 54,4 % de incremento del caudal al poner en servicio el segundo ventilador.
2. Los valores de eficiencia de los ventiladores se encuentran fuera del rango descrito en el fundamento teórico para los ventiladores centrífugos.
3. Mediante la valoración del Balance térmico quedó demostrado que el tiro forzado instalado no es el adecuado para la quema del combustible CM-1400 porque demanda más aire para una combustión completa que el que es capaz de entregar el tiro forzado.

4. La valoración económica estuvo dirigida a cuantificar la cantidad de combustible que no se aprovecha por la incombustión química producto a la insuficiencia de aire. Y que en las condiciones actuales se desecha al medio ambiente.

Conclusiones Generales

1. El análisis realizado arroja que los ventiladores suministrados e instalados en la Empresa Termoeléctrica Lidio Ramón Pérez no responden a la demanda de aire que necesita el generador de vapor porque el flujo de aire que son capaces de entregar ambos ventiladores trabajando en paralelo no satisface la combustión completa del combustible.
2. La quema de combustible para lograr la potencia de 250 MW se realiza con déficit de oxigeno lo que incrementa considerablemente el consumo de combustible.
3. El sistema de conducto tiene una influencia importante en el sistema de ventilación del generador de vapor porque ofrece considerable resistencia al flujo de aire suministrado por los VTF.
4. La cantidad de aire necesaria para que ocurra la combustión completa del combustible CM – 1400 es de 233 m^3/s.

RECOMENDACIONES

1. Utilizar la metodología desarrollada en este trabajo para evaluar el funcionamiento de los ventiladores de tiro forzado ante cualquier cambio en el régimen de operación, así como en otras instalaciones similares.
2. Realizar estudio de factibilidad para modificar el sistema de conductos para reducir las pérdidas por fricción.
3. Preparar solicitud de oferta para el cambio de los tiros forzados instalados actualmente.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ARÓSTEGUI, J. M. y otros. Metodología del Conocimiento Científico. La Habana:
Editorial de Ciencias Sociales, 1978. 445 p.

2. AGUILERA, A. Diagnóstico energético de la operación en centrales térmicas con el monitoreo de los índices de sobreconsumo. Ciencia en su PC. La Habana. Cuba. Septiembre 2010.p24-40.

3. BORROTO NORDELO, A.; PERCY VIEGO, F. Gestión Energética Empresarial Diplomado en Gestión Eficiente de la Energía. Tecate, México: Universidad Autónoma de Baja California, 2001.

4. BORROTO NORDELO, A.; PINTÓ, J.; MONTEAGUDO, Yanes. Colectivo de autores CEEMA., Gestión y Economía Energética. Universidad de Cienfuegos: EDITORIALUNIVERSO SUR, 2005.

5. Colectivo de Autores. Gestión Energética Empresarial. Centro de Estudios de energía y Medio Ambiente, Universidad de Cienfuegos, Cuba: Editorial Universidad de Cienfuegos, 2002. ISBN 959-257-040-X.

6. CABRERA GALDO, Edilia; HERNANDEZ GANDON, José. Fundamentos de las operaciones unitarias. La Habana: Editorial Félix Varela, 2004.

7. DARBY, R. Laminar and turbulent pipe flows of non Newtonian fluids, in flow dynamics and transport phenomena. 2000.

8. EROJIN, V.G; MAJANCÓ, M.G. Problemas de fundamentos de hidráulica y termotecnia. Editorial Mir Moscú, 1979.

9. Faires, V. "*Termodinámica"*. La Habana: Edición Revolucionaria, 1991. 807p.

10. FRANCIS Q., Kedy; PASMINO, Marcos. Cálculo y diseño de un condensador de banco de tubos y flujo cruzado para una planta de producción de gasolina. Tesis de postgrado, EEUU University of new Hampshire, 1974.

11. GÓMEZ MARTÍNEZ, Miguel A.; MEDINA FLORES, Alfredo. Ahorro de energía eléctrica en Centrales Termoeléctricas. Universidad de Guanajuato, Facultad de ingeniería mecánica, eléctrica y electrónica, México.

12. GONZÁLEZ, Alicia; IRMA, Nocedo. Los métodos, técnicas y procedimientos de la investigación. ISPEJV-CELAEE, La Habana, Cuba: 2000.
13. Informe del Grupo Nacional de Eficiencia Energética. La Habana, Cuba: Mayo, 2007.
14. Informe del Grupo Nacional de Eficiencia Energética. La Habana, Cuba: Mayo, 2007.
15. KENNETH, J. y Col. Bombas, Selección, uso y mantenimiento. México: Editorial ceuceimcgraw, 1998.
16. KRASNOSCHIOKOV, E.A; SUKOMIEL, A.S. Problemas de termotransferencia. Editorial Mir Moscú, 1977.
17. KARASSIK, Igor J.; CARTER, Roy. Bombas centrífugas. Selección, operación y mantenimiento. La Habana, Cuba: Instituto Cubano del Libro, Editorial Pueblo y Educación, 1986.
18. La revolución energética, resultados y perspectivas. Marzo 2008.
19. LOZANO, MA; REMIRO, JA. Diagnóstico energético de la operación de Centrales Termoeléctricas con reconciliación de datos. Ingeniería Química, No 372, Zaragoza. España. Octubre 2000, pp. 117-123.

20. LOZANO, MA; REMIRO, JA. Diagnóstico energético de la operación en centrales térmicas con el monitoreo de los índices de sobreconsumo.

21. MONTERO LAURENCIO, R. Diagnóstico Energético Hotel Blau Costa Verde. Centro de Estudios de Energía y Tecnología Avanzada de Moa. ISMMM, 2008. 79p.

22. MONTERO LAURENCIO, R. y otros, Diagnósticos Energéticos y su influencia en la Gestión Empresarial en Hoteles. III Convención “Entorno Agrario 2005”.
23 MONTGOMERY, Douglas C.; DELGADO SALDIVAR, Jaime (trad.). Diseño y análisis de experimentos. México: Grupo Editorial Iberoamérica, 1991. p589.ISBN: 968-7270-60-8.

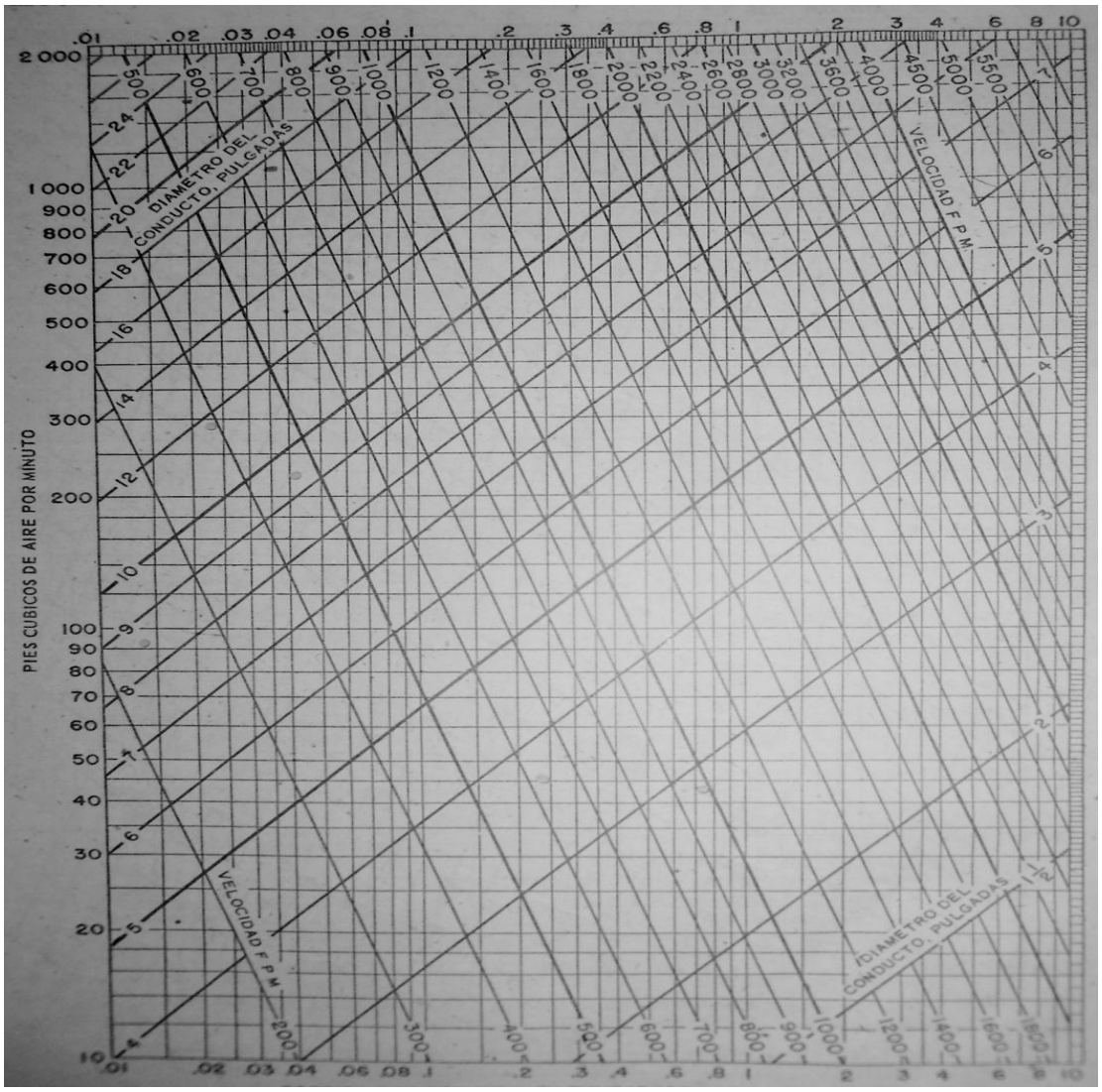
24. MOLINA GONZÁLEZ, Arnaldo. [et al.]. Metodología de gestión tecnológica para aumentar la efectividad en el uso de la energía en instalaciones turísticas. 5to Taller Internacional de Energía y Medio Ambiente. Cienfuegos: 2008, 9h.
25. MARTÍNEZ DÍAZ, Leonel; JÁUREGUI, José. Mecánica de los fluidos y máquinas de flujo. Texto básico para la maestría en eficiencia energética. 2007
26. MIJEEV, M.A; MIJEEVA, I.M. Fundamentos de Termotransferencia. Editorial Mir Moscú, 1977.
27. MACEDO, R. C. Manual de Prácticas de Operaciones Unitarias I, Universidad de las Américas, Puebla. México. Inéditos, 2000.
28. MOTT, Robert L. Mecánica de Fluidos aplicada. Editorial Prentice Hall.
29. MORENO FIGUEREDO, Conrado; FERNÁNDEZ SERNA, Carlos. Problemas de mecánica de los fluidos. La Habana, Cuba: Editorial ISPJAE, 1986.
30. NEKRASOV, B. Hidráulica. La Habana: Editorial Pueblo y educación, 1968.
31. PERONA, P. An Experimental Investigation of Laminar-Turbulent Transition in Complex Fluids.Journal of Food Engineering: 2003, 60, 137-145.
32. PÉREZ, F. Equipos de Bombeo. La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1983.
33. Q. KERN DONALD. Procesos de Transferencia de Calor. Trigésima primera reimpresión México 1999, Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. México.
34. SCHEGLIAEV. Turbinas de Vapor. Editorial Mir Moscú, 1978.
35. TAMAYO TORRES, Enrique y otros. Coeficiente de Transferencia de Calor y pérdidas de eficiencia en intercambiadores de placa durante el enfriamiento del licor amoniacal. Minería y Geología / v.27 n.2 / abril-junio / 2011 / p. 67-83.

ANEXOS

Anexo 1: Ventilador de tiro forzado A de la ETE “Lidio Ramón Pérez”

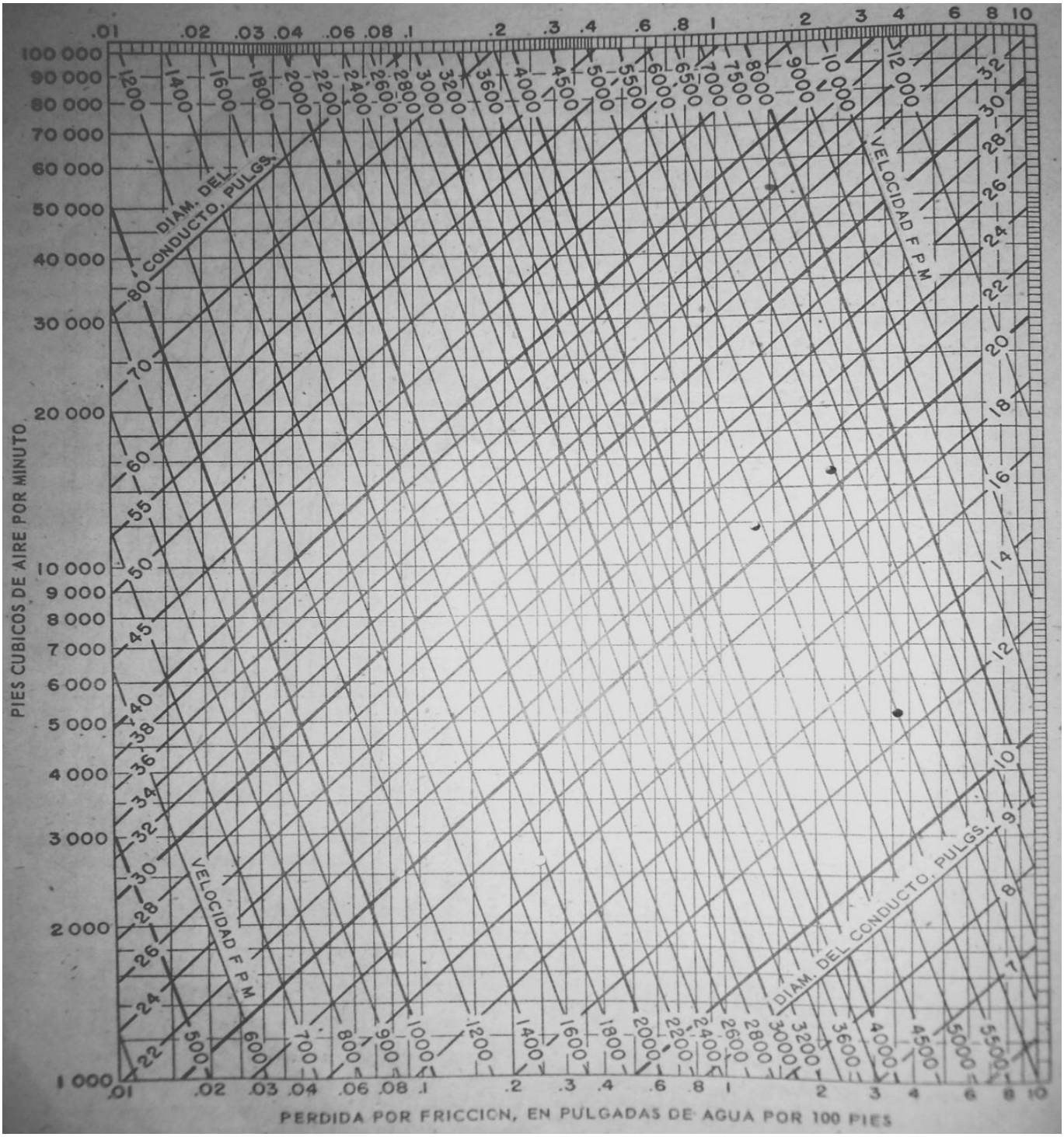
Anexo 2: Cálculo de la pérdida por fricción.

Pérdida por fricción, en pulgadas de agua por 100 pies.

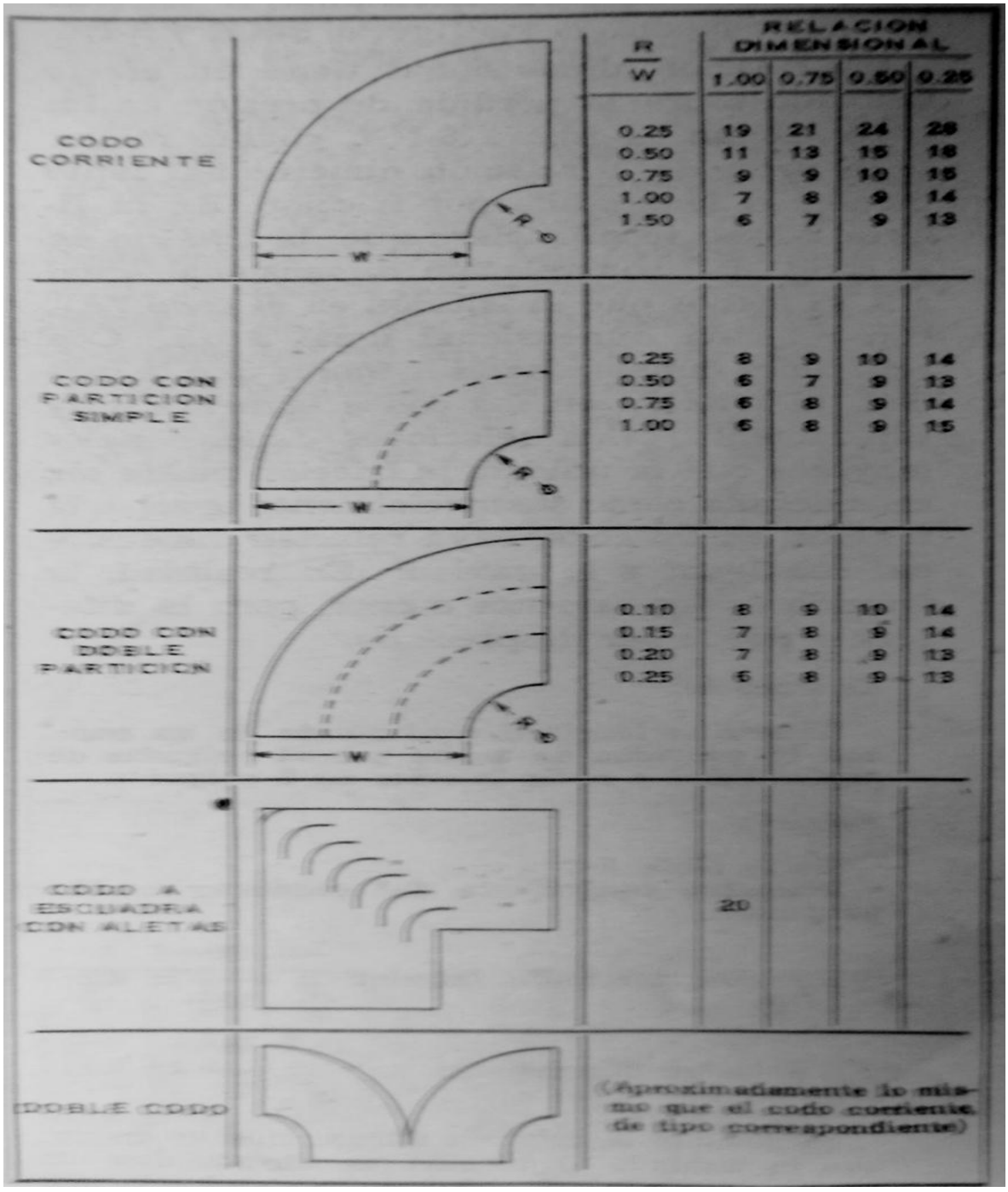


Anexo 3: Cálculo de la pérdida por fricción. (Continuación).

Pérdida por fricción, en pulgadas de agua por 100 pies.



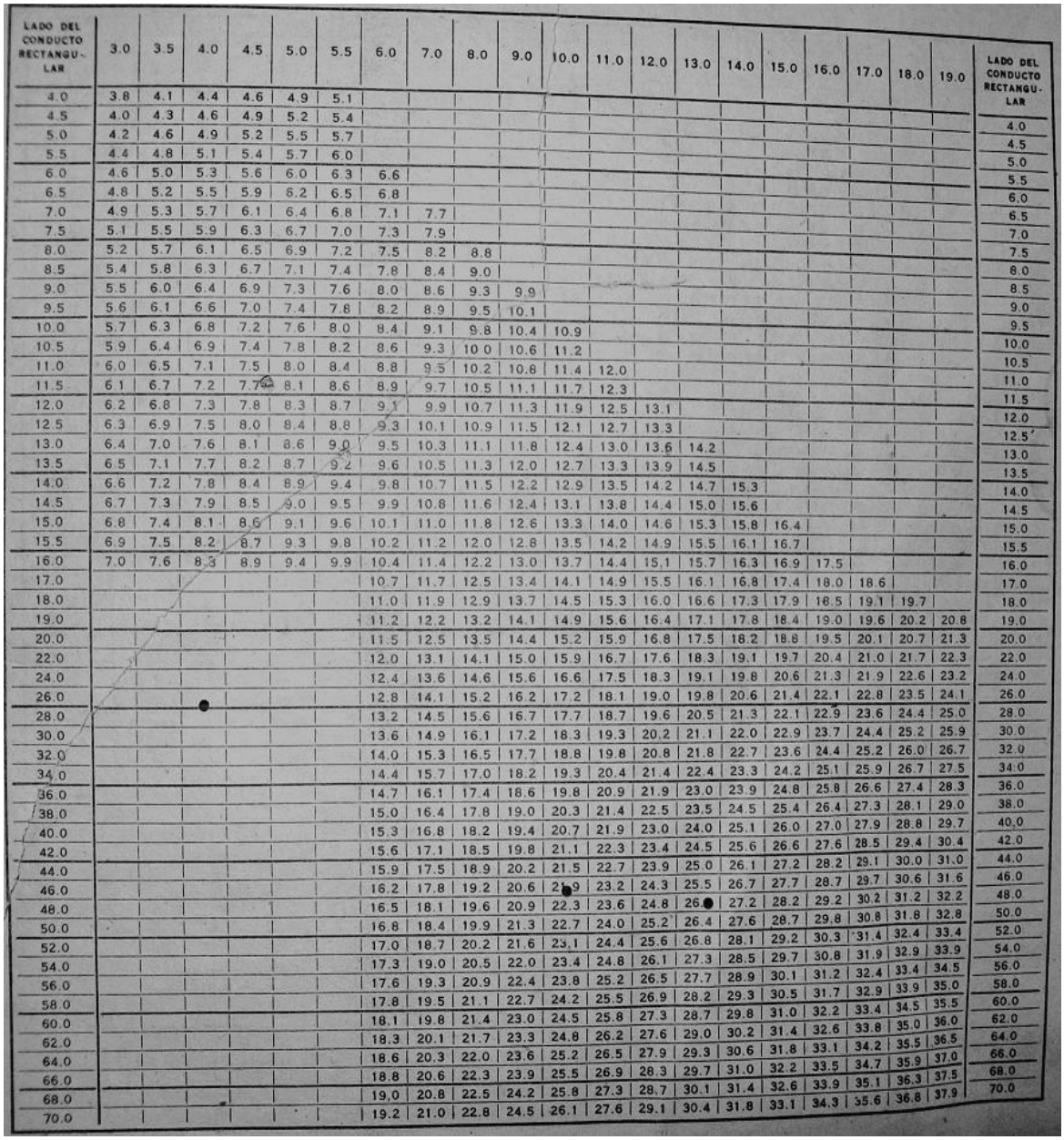
Anexo 4: Factores de longitud para codos.



	R/W	RELACION DIMENSIONAL 1.00	0.75	0.50	0.25
CODO CORRIENTE	0.25	19	21	24	28
	0.50	11	13	15	18
	0.75	9	9	10	15
	1.00	7	8	9	14
	1.50	6	7	9	13
CODO CON PARTICION SIMPLE	0.25	8	9	10	14
	0.50	6	7	9	13
	0.75	6	8	9	14
	1.00	6	8	9	15
CODO CON DOBLE PARTICION	0.10	8	9	10	14
	0.15	7	8	9	14
	0.20	7	8	9	13
	0.25	6	8	9	13
CODO A ESCUADRA CON ALETAS		20			
DOBLE CODO		(Aproximadamente lo mismo que el codo corriente de tipo correspondiente)			

Anexo 5: Tabla para determinar conductos circulares equivalentes.

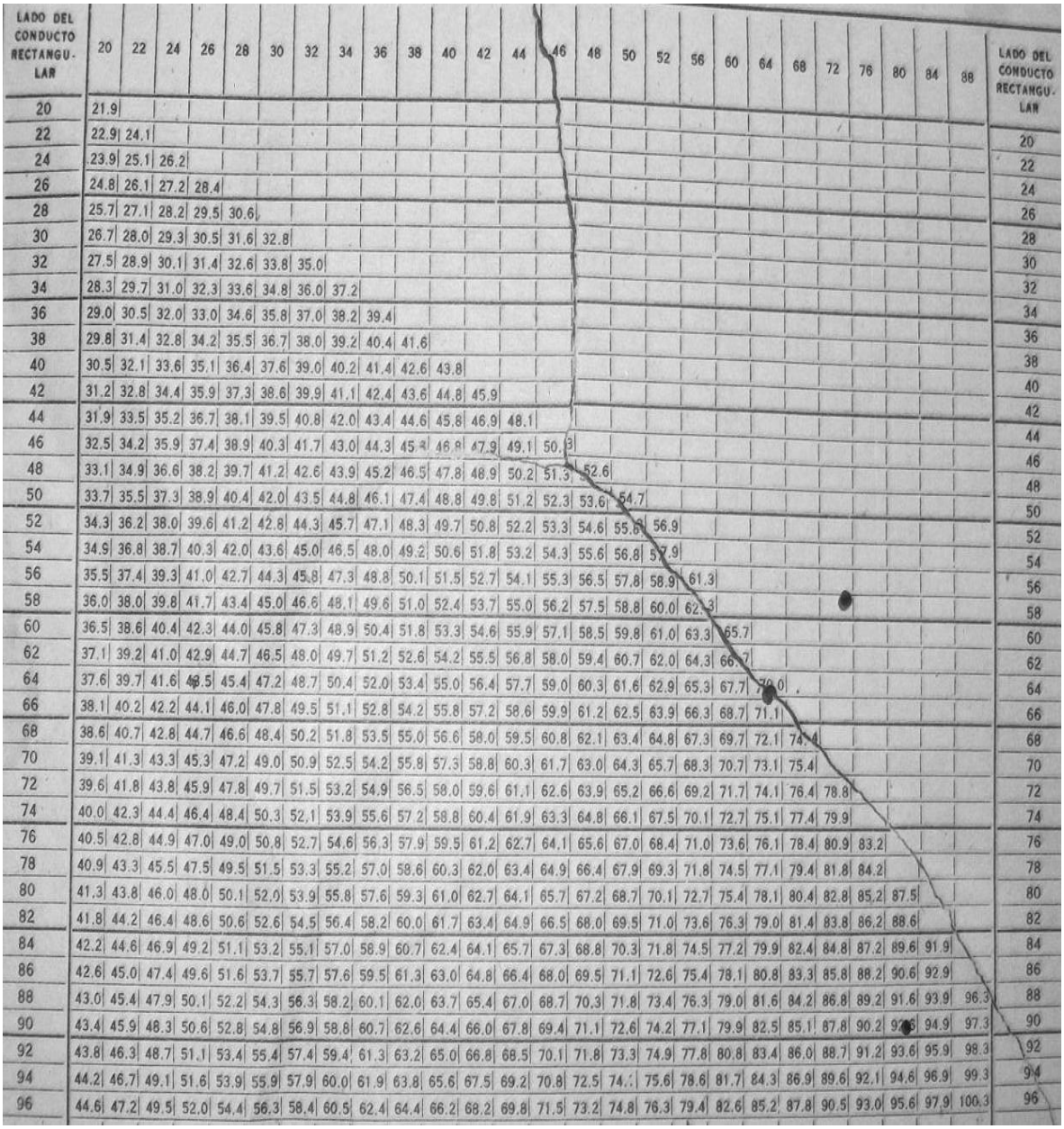
Anexo 6: Tabla para determinar conductos circulares equivalentes.



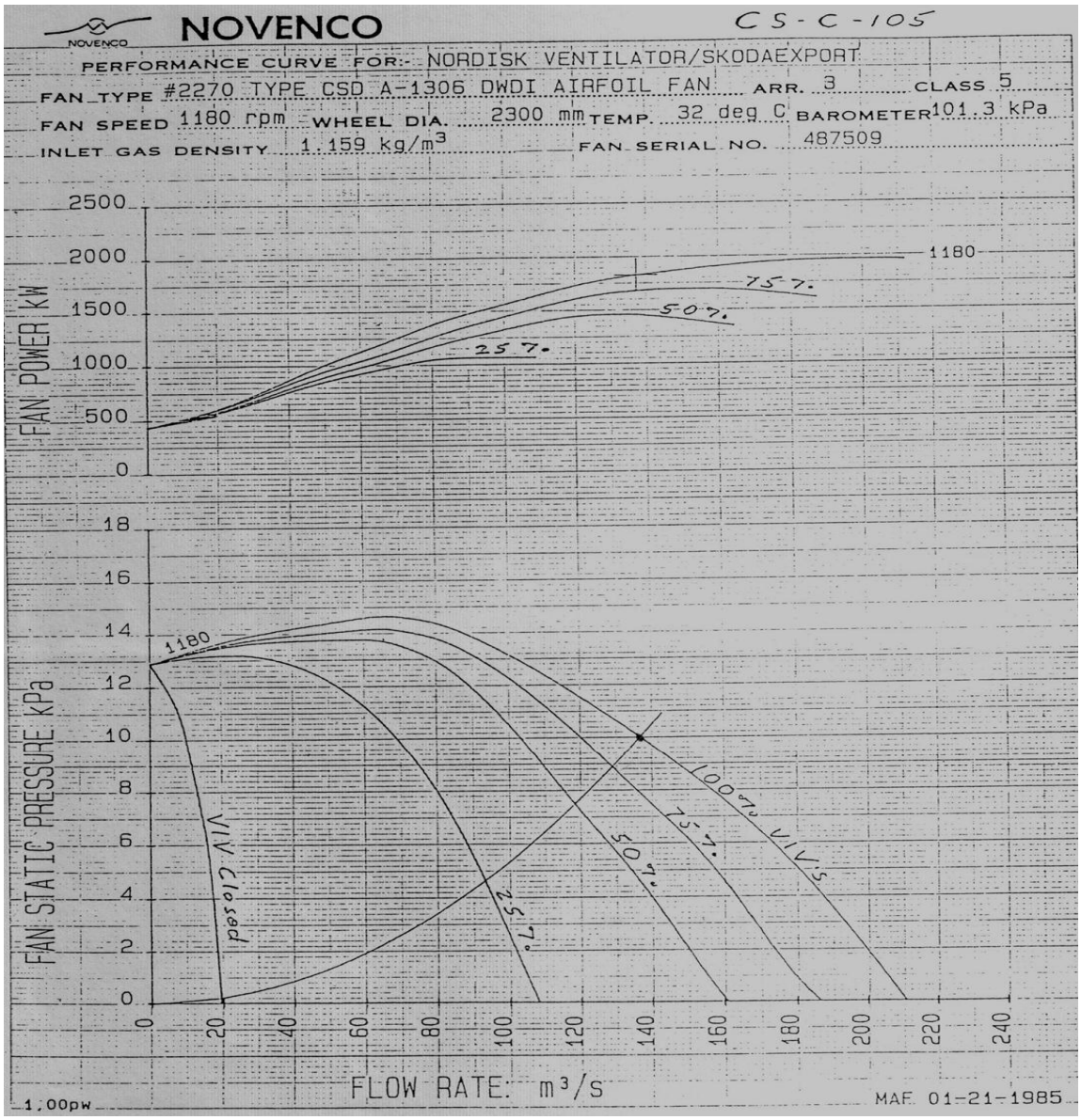
LADO DEL CONDUCTO RECTANGULAR	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0	11.0	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	17.0	18.0	19.0	LADO DEL CONDUCTO RECTANGULAR
4.0	3.8	4.1	4.4	4.6	4.9	5.1															4.0
4.5	4.0	4.3	4.6	4.9	5.2	5.4															4.5
5.0	4.2	4.6	4.9	5.2	5.5	5.7															5.0
5.5	4.4	4.8	5.1	5.4	5.7	6.0															5.5
6.0	4.6	5.0	5.3	5.6	6.0	6.3	6.6														6.0
6.5	4.8	5.2	5.5	5.9	6.2	6.5	6.8														6.5
7.0	4.9	5.3	5.7	6.1	6.4	6.8	7.1	7.7													7.0
7.5	5.1	5.5	5.9	6.3	6.7	7.0	7.3	7.9													7.5
8.0	5.2	5.7	6.1	6.5	6.9	7.2	7.5	8.2	8.8												8.0
8.5	5.4	5.8	6.3	6.7	7.1	7.4	7.8	8.4	9.0												8.5
9.0	5.5	6.0	6.4	6.9	7.3	7.6	8.0	8.6	9.3	9.9											9.0
9.5	5.6	6.1	6.6	7.0	7.4	7.8	8.2	8.9	9.5	10.1											9.5
10.0	5.7	6.3	6.8	7.2	7.6	8.0	8.4	9.1	9.8	10.4	10.9										10.0
10.5	5.9	6.4	6.9	7.4	7.8	8.2	8.6	9.3	10.0	10.6	11.2										10.5
11.0	6.0	6.5	7.1	7.5	8.0	8.4	8.8	9.5	10.2	10.8	11.4	12.0									11.0
11.5	6.1	6.7	7.2	7.7	8.1	8.6	8.9	9.7	10.5	11.1	11.7	12.3									11.5
12.0	6.2	6.8	7.3	7.8	8.3	8.7	9.1	9.9	10.7	11.3	11.9	12.5	13.1								12.0
12.5	6.3	6.9	7.5	8.0	8.4	8.8	9.3	10.1	10.9	11.5	12.1	12.7	13.3								12.5
13.0	6.4	7.0	7.6	8.1	8.6	9.0	9.5	10.3	11.1	11.8	12.4	13.0	13.6	14.2							13.0
13.5	6.5	7.1	7.7	8.2	8.7	9.2	9.6	10.5	11.3	12.0	12.7	13.3	13.9	14.5							13.5
14.0	6.6	7.2	7.8	8.4	8.9	9.4	9.8	10.7	11.5	12.2	12.9	13.5	14.2	14.7	15.3						14.0
14.5	6.7	7.3	7.9	8.5	9.0	9.5	9.9	10.8	11.6	12.4	13.1	13.8	14.4	15.0	15.6						14.5
15.0	6.8	7.4	8.1	8.6	9.1	9.6	10.1	11.0	11.8	12.6	13.3	14.0	14.6	15.3	15.8	16.4					15.0
15.5	6.9	7.5	8.2	8.7	9.3	9.8	10.2	11.2	12.0	12.8	13.5	14.2	14.9	15.5	16.1	16.7					15.5
16.0	7.0	7.6	8.3	8.9	9.4	9.9	10.4	11.4	12.2	13.0	13.7	14.4	15.1	15.7	16.3	16.9	17.5				16.0
17.0							10.7	11.7	12.5	13.4	14.1	14.9	15.5	16.1	16.8	17.4	18.0	18.6			17.0
18.0							11.0	11.9	12.9	13.7	14.5	15.3	16.0	16.6	17.3	17.9	18.5	19.1	19.7		18.0
19.0							11.2	12.2	13.2	14.1	14.9	15.6	16.4	17.1	17.8	18.4	19.0	19.6	20.2	20.8	19.0
20.0							11.5	12.5	13.5	14.4	15.2	15.9	16.8	17.5	18.2	18.8	19.5	20.1	20.7	21.3	20.0
22.0							12.0	13.1	14.1	15.0	15.9	16.7	17.6	18.3	19.1	19.7	20.4	21.0	21.7	22.3	22.0
24.0							12.4	13.6	14.6	15.6	16.6	17.5	18.3	19.1	19.8	20.6	21.3	21.9	22.6	23.2	24.0
26.0							12.8	14.1	15.2	16.2	17.2	18.1	19.0	19.8	20.6	21.4	22.1	22.8	23.5	24.1	26.0
28.0							13.2	14.5	15.6	16.7	17.7	18.7	19.6	20.5	21.3	22.1	22.9	23.6	24.4	25.0	28.0
30.0							13.6	14.9	16.1	17.2	18.3	19.3	20.2	21.1	22.0	22.9	23.7	24.4	25.2	25.9	30.0
32.0							14.0	15.3	16.5	17.7	18.8	19.8	20.8	21.8	22.7	23.6	24.4	25.2	26.0	26.7	32.0
34.0							14.4	15.7	17.0	18.2	19.3	20.4	21.4	22.4	23.3	24.2	25.1	25.9	26.7	27.5	34.0
36.0							14.7	16.1	17.4	18.6	19.8	20.9	21.9	23.0	23.9	24.8	25.8	26.6	27.4	28.3	36.0
38.0							15.0	16.4	17.8	19.0	20.3	21.4	22.5	23.5	24.5	25.4	26.4	27.3	28.1	29.0	38.0
40.0							15.3	16.8	18.2	19.4	20.7	21.9	23.0	24.0	25.1	26.0	27.0	27.9	28.8	29.7	40.0
42.0							15.6	17.1	18.5	19.8	21.1	22.3	23.4	24.5	25.6	26.6	27.6	28.5	29.4	30.4	42.0
44.0							15.9	17.5	18.9	20.2	21.5	22.7	23.9	25.0	26.1	27.2	28.2	29.1	30.0	31.0	44.0
46.0							16.2	17.8	19.2	20.6	21.9	23.2	24.3	25.5	26.7	27.7	28.7	29.7	30.6	31.6	46.0
48.0							16.5	18.1	19.6	20.9	22.3	23.6	24.8	26.0	27.2	28.2	29.2	30.2	31.2	32.2	48.0
50.0							16.8	18.4	19.9	21.3	22.7	24.0	25.2	26.4	27.6	28.7	29.8	30.8	31.8	32.8	50.0
52.0							17.0	18.7	20.2	21.6	23.1	24.4	25.6	26.8	28.1	29.2	30.3	31.4	32.4	33.4	52.0
54.0							17.3	19.0	20.5	22.0	23.4	24.8	26.1	27.3	28.5	29.7	30.8	31.9	32.9	33.9	54.0
56.0							17.6	19.3	20.9	22.4	23.8	25.2	26.5	27.7	28.9	30.1	31.2	32.4	33.4	34.5	56.0
58.0							17.8	19.5	21.1	22.7	24.2	25.5	26.9	28.2	29.3	30.5	31.7	32.9	33.9	35.0	58.0
60.0							18.1	19.8	21.4	23.0	24.5	25.8	27.3	28.7	29.8	31.0	32.2	33.4	34.5	35.5	60.0
62.0							18.3	20.1	21.7	23.3	24.8	26.2	27.6	29.0	30.2	31.4	32.6	33.8	35.0	36.0	62.0
64.0							18.6	20.3	22.0	23.6	25.2	26.5	27.9	29.3	30.6	31.8	33.1	34.2	35.5	36.5	64.0
66.0							18.8	20.6	22.3	23.9	25.5	26.9	28.3	29.7	31.0	32.2	33.5	34.7	35.9	37.0	66.0
68.0							19.0	20.8	22.5	24.2	25.8	27.3	28.7	30.1	31.4	32.6	33.9	35.1	36.3	37.5	68.0
70.0							19.2	21.0	22.8	24.5	26.1	27.6	29.1	30.4	31.8	33.1	34.3	35.6	36.8	37.9	70.0

(Continuación).

Anexo 7: Característica de diseño de los ventiladores de tiro forzado.



LADO DEL CONDUCTO RECTANGULAR	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	LADO DEL CONDUCTO RECTANGULAR
20	21.9																										20
22	22.9	24.1																									22
24	23.9	25.1	26.2																								24
26	24.8	26.1	27.2	28.4																							26
28	25.7	27.1	28.2	29.5	30.6																						28
30	26.7	28.0	29.3	30.5	31.6	32.8																					30
32	27.5	28.9	30.1	31.4	32.6	33.8	35.0																				32
34	28.3	29.7	31.0	32.3	33.6	34.8	36.0	37.2																			34
36	29.0	30.5	32.0	33.0	34.6	35.8	37.0	38.2	39.4																		36
38	29.8	31.4	32.8	34.2	35.5	36.7	38.0	39.2	40.4	41.6																	38
40	30.5	32.1	33.6	35.1	36.4	37.6	39.0	40.2	41.4	42.6	43.8																40
42	31.2	32.8	34.4	35.9	37.3	38.6	39.9	41.1	42.4	43.6	44.8	45.9															42
44	31.9	33.5	35.2	36.7	38.1	39.5	40.8	42.0	43.4	44.6	45.8	46.9	48.1														44
46	32.5	34.2	35.9	37.4	38.9	40.3	41.7	43.0	44.3	45.8	46.8	47.9	49.1	50.3													46
48	33.1	34.9	36.6	38.2	39.7	41.2	42.6	43.9	45.2	46.5	47.8	48.9	50.2	51.3	52.6												48
50	33.7	35.5	37.3	38.9	40.4	42.0	43.5	44.8	46.1	47.4	48.8	49.8	51.2	52.3	53.6	54.7											50
52	34.3	36.2	38.0	39.6	41.2	42.8	44.3	45.7	47.1	48.3	49.7	50.8	52.2	53.3	54.6	55.8	56.9										52
54	34.9	36.8	38.7	40.3	42.0	43.6	45.0	46.5	48.0	49.2	50.6	51.8	53.2	54.3	55.6	56.8	57.9										54
56	35.5	37.4	39.3	41.0	42.7	44.3	45.8	47.3	48.8	50.1	51.5	52.7	54.1	55.3	56.5	57.8	58.9	61.3									56
58	36.0	38.0	39.8	41.7	43.4	45.0	46.6	48.1	49.6	51.0	52.4	53.7	55.0	56.2	57.5	58.8	60.0	62.3									58
60	36.5	38.6	40.4	42.3	44.0	45.8	47.3	48.9	50.4	51.8	53.3	54.6	55.9	57.1	58.5	59.8	61.0	63.3	65.7								60
62	37.1	39.2	41.0	42.9	44.7	46.5	48.0	49.7	51.2	52.6	54.2	55.5	56.8	58.0	59.4	60.7	62.0	64.3	66.7								62
64	37.6	39.7	41.6	43.5	45.4	47.2	48.7	50.4	52.0	53.4	55.0	56.4	57.7	59.0	60.3	61.6	62.9	65.3	67.7	70.0							64
66	38.1	40.2	42.2	44.1	46.0	47.8	49.5	51.1	52.8	54.2	55.8	57.2	58.6	59.9	61.2	62.5	63.9	66.3	68.7	71.1							66
68	38.6	40.7	42.8	44.7	46.6	48.4	50.2	51.8	53.5	55.0	56.6	58.0	59.5	60.8	62.1	63.4	64.8	67.3	69.7	72.1	74.4						68
70	39.1	41.3	43.3	45.3	47.2	49.0	50.9	52.5	54.2	55.8	57.3	58.8	60.3	61.7	63.0	64.3	65.7	68.3	70.7	73.1	75.4						70
72	39.6	41.8	43.8	45.9	47.8	49.7	51.5	53.2	54.9	56.5	58.0	59.6	61.1	62.6	63.9	65.2	66.6	69.2	71.7	74.1	76.4	78.8					72
74	40.0	42.3	44.4	46.4	48.4	50.3	52.1	53.9	55.6	57.2	58.8	60.4	61.9	63.3	64.8	66.1	67.5	70.1	72.7	75.1	77.4	79.9					74
76	40.5	42.8	44.9	47.0	49.0	50.8	52.7	54.6	56.3	57.9	59.5	61.2	62.7	64.1	65.6	67.0	68.4	71.0	73.6	76.1	78.4	80.9	83.2				76
78	40.9	43.3	45.5	47.5	49.5	51.5	53.3	55.2	57.0	58.6	60.3	62.0	63.4	64.9	66.4	67.9	69.3	71.8	74.5	77.1	79.4	81.8	84.2				78
80	41.3	43.8	46.0	48.0	50.1	52.0	53.9	55.8	57.6	59.3	61.0	62.7	64.1	65.7	67.2	68.7	70.1	72.7	75.4	78.1	80.4	82.8	85.2	87.5			80
82	41.8	44.2	46.4	48.6	50.6	52.6	54.5	56.4	58.2	60.0	61.7	63.4	64.9	66.5	68.0	69.5	71.0	73.6	76.3	79.0	81.4	83.8	86.2	88.6			82
84	42.2	44.6	46.9	49.2	51.1	53.2	55.1	57.0	58.9	60.7	62.4	64.1	65.7	67.3	68.8	70.3	71.8	74.5	77.2	79.9	82.4	84.8	87.2	89.6	91.9		84
86	42.6	45.0	47.4	49.6	51.6	53.7	55.7	57.6	59.5	61.3	63.0	64.8	66.4	68.0	69.5	71.1	72.6	75.4	78.1	80.8	83.3	85.8	88.2	90.6	92.9		86
88	43.0	45.4	47.9	50.1	52.2	54.3	56.3	58.2	60.1	62.0	63.7	65.4	67.0	68.7	70.3	71.8	73.4	76.3	79.0	81.6	84.2	86.8	89.2	91.6	93.9	96.3	88
90	43.4	45.9	48.3	50.6	52.8	54.8	56.9	58.8	60.7	62.6	64.4	66.0	67.8	69.4	71.1	72.6	74.2	77.1	79.9	82.5	85.1	87.8	90.2	92.6	94.9	97.3	90
92	43.8	46.3	48.7	51.1	53.4	55.4	57.4	59.4	61.3	63.2	65.0	66.8	68.5	70.1	71.8	73.3	74.9	77.8	80.8	83.4	86.0	88.7	91.2	93.6	95.9	98.3	92
94	44.2	46.7	49.1	51.6	53.9	55.9	57.9	60.0	61.9	63.8	65.6	67.5	69.2	70.8	72.5	74.1	75.6	78.6	81.7	84.3	86.9	89.6	92.1	94.6	96.9	99.3	94
96	44.6	47.2	49.5	52.0	54.4	56.3	58.4	60.5	62.4	64.4	66.2	68.2	69.8	71.5	73.2	74.8	76.3	79.4	82.6	85.2	87.8	90.5	93.0	95.6	97.9	100.3	96


NOVENCO
CS-C-105
PERFORMANCE CURVE FOR:- NORDISK VENTILATOR/SKODAEXPORT
FAN TYPE #2270 TYPE CSD A-1306 DWDI AIRFOIL FAN ARR. 3 CLASS 5
FAN SPEED 1180 rpm WHEEL DIA. 2300 mm TEMP. 32 deg C BAROMETER 101.3 kPa
INLET GAS DENSITY 1.159 kg/m3 FAN SERIAL NO. 487509
FAN POWER KW
2500
2000
1500
1000
500
0
1180
75 %
50 %
25 %
FAN STATIC PRESSURE kPa
18
16
14
12
10
8
6
4
2
0
1180
VIV Closed
25 %
50 %
75 %
100 % VIV's
0
20
40
60
80
100
120
140
160
180
200
220
240
FLOW RATE: m3/s
1.00pw
MAF 01-21-1985