

# **INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ**

## **EMPRESA:**

CENTRAL HIDROELÉCTRICA BELISARIO DOMÍNGUEZ

## **NOMBRE DEL PROYECTO:**

Modernización del Sistema de Inyección de Aire Forzado de la Casa de Máquinas de la C.H Belisario Domínguez

## **INGENIERÍA MECÁNICA**

## **NOMBRE DEL ASESOR INTERNO:**

M.C Mario Alberto de la Cruz Padilla

## **NOMBRE DEL ASESOR EXTERNO:**

Ing. Alejandro López Lena Barrios

## **NOMBRE DEL ALUMNO:**

Méndez Escobar Enrique

# CONTENIDO

Capítulo 1 .....	8
1.1    Introducción.....	8
1.2    Justificación.....	10
1.3    Caracterización de la zona de trabajo.....	11
1.3.1 Hidrología .....	12
1.3.2 Ubicación.....	14
1.3.3 Casa de máquinas.....	14
1.4    Políticas de la empresa .....	15
1.4.1 Misión.....	16
1.4.2 Visión.....	16
1.5    Objetivos.....	16
1.5.1 Objetivos específicos.....	16
1.6    Problemas a resolver .....	16
Capítulo 2 .....	18
Marco teórico.....	18
2.1    Ventiladores.....	18
2.1.1 Clasificación de los ventiladores .....	19
2.1.2 Clasificación según la presión desarrollada .....	19
2.1.3 Clasificación de los ventiladores según la dirección de flujo .....	19
2.2    Curva característica del ventilador .....	21
2.3    Selección de los ventiladores.....	22
2.4    Acoplamiento de ventiladores.....	23
2.4.1 Acoplamiento en serie .....	23
2.4.2 Acoplamiento en paralelo .....	24
2.5    Ventilación forzada .....	26
2.5.1 Ventilación por Sobre-Presión .....	26
2.5.2 Ventilación por Depresión.....	27
2.6    Parámetros físicos para la ventilación forzada.....	27
2.6.1 Caudal.....	27

2.6.2	Velocidad .....	27
2.6.3	Presión.....	28
2.6.4	Presión estática .....	28
2.6.5	Presión dinámica. ....	28
2.7	Cálculo basado en el método de renovaciones por hora .....	28
2.8	Principio de flujo de aire .....	29
2.9	Variación de la densidad del gas en el comportamiento de los ventiladores .....	29
2.10	Ecuación de la continuidad .....	31
2.11	Ecuación de Bernoulli Modificada. ....	31
2.12	Ductos Rectangulares .....	32
2.13	Pérdidas primarias en tuberías.....	33
2.14	Perdidas secundarias en la tubería.....	36
2.15	Transmisión mecánica .....	38
2.15.1	Transmisión por poleas y bandas.....	39
2.15.2	Transmisión Por Bandas .....	39
Capítulo 3	.....	42
3.1	Proceso de cálculo .....	42
3.2	Investigación del espacio a ventilar .....	43
3.2.1	Investigación de la primera etapa de la casa de maquinas.....	43
Capítulo 4	.....	50
4.1	Cálculos para la selección de los equipos de la primera etapa de la casa de máquinas. 50	
4.1.1	Cálculo de caudal de aire a ventilar para la primera etapa.....	50
4.1.2	Cálculo de la caída de presión en los ductos de inyección de aire de la primera etapa de la casa de máquinas casa de máquinas.....	52
4.1.3	Selección de ventiladores.....	60
4.1.4	Selección de trasmisión de potencia.....	62
4.2	Cálculos para la selección de los equipos de la segunda etapa de la casa de máquinas. 69	
4.2.1	Cálculo de caudal de aire a ventilar para la segunda etapa.....	69
4.2.2	Cálculo de la caída de presión en los ductos de inyección de aire de la segunda etapa de la casa de máquinas. ....	70
4.2.3	Selección de ventiladores.....	75
4.2.4	Selección de trasmisión de potencia.....	78

Capítulo 5 .....	82
Resultados obtenidos.....	82
5.1    Resultados obtenido en la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H. Belisario Domínguez .....	82
5.2    Resultados obtenido en la segunda etapa de la casa de máquinas de la C.H. Belisario Domínguez .....	83
Capítulo 6 .....	85
6.1    Conclusiones y recomendaciones.....	85
BIBLIOGRAFÍA.....	87

## ÍNDICE DE TABLAS

### Capítulo 1

Tabla 1.1 Información general de las unidades de la C.H. Belisario Domínguez .....	12
Tabla 1.2 Entrada en operación de las unidades de la C.H. Belisario Domínguez .....	12
Tabla 1.3 Datos hidrológicos de la C.H. Belisario Domínguez .....	13

### Capítulo 2

Tabla 2.1 Propiedades del aire a diversas temperaturas.....	31
Tabla 2.2 Rugosidad promedio de la tubería .....	34
Tabla 2.3 Accesorio y perdidas.....	37
Tabla 2.4 Factores de corrección k en base a los grados .....	37

### Capítulo 3

Tabla 3.1 Dimensiones de las zonas de la primera etapa de la casa de máquinas.....	46
Tabla 3.2 Dimensiones de las zonas a ventilar de la segunda etapa de la casa de máquinas. ....	49

### Capítulo 4

Tabla 4.1 Cambios de aire requerido para las zonas indicadas .....	50
Tabla 4.2 Hoja de Cálculo de caudal por cada zona de la primera etapa de casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez .....	51
Tabla 4.3 Dimensiones de las secciones de los ductos inyección de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez.....	53
Tabla 4.4 Cálculos de los diámetros equivalentes y de las velocidades en los ductos de inyección de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez.....	54
Tabla 4.5 Tabla de Excel de los caculos para la perdida de carga en tramos rectos de los ductos de inyección de aire de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez. ....	56
Tabla 4.6 Hoja de cálculo en Excel del caculo de la perdida de carga en los codos del sistema de inyección de aire de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H. Belisario Domínguez .....	57
Tabla 4.7 Hoja de cálculo en Excel del cálculos de las pérdidas de carga en las contracciones bruscas de los ductos de inyección de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez .....	58
Tabla 4.8 Características para seleccionar el ventilador adecuado .....	59
Tabla 4.9 Interpolación de caudales .....	62
Tabla 4.10 Interpolación entre milímetros columna de agua .....	62
Tabla 4.11 Resultados de las bandas y poleas .....	69
Tabla 4.12 Hoja de Cálculo de caudal por cada zona de la segunda etapa de casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez .....	70
Tabla 4.13 Dimensiones de las secciones de los ductos inyección de la segunda etapa de la casa de máquinas.....	71
Tabla 4.14 Cálculos de los diámetros equivalentes y de las velocidades en los ductos de inyección de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez.....	72
Tabla 4.15 Tabla de Excel de los caculos para la perdida de carga en tramos rectos de los ductos de inyección de aire de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez. ....	73

Tabla 4.16 Hoja de cálculo en Excel del caculo de la perdida de carga en los codos del sistema de inyección de aire de la segunda etapa de la casa de máquinas de la C.H. Belisario Domínguez.....	74
Tabla 4.17 Hoja de cálculo en Excel del cálculos de las pérdidas de carga en las contracciones bruscas de los ductos de inyección de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez .....	74
Tabla 4.18 Características para seleccionar el ventilador adecuado .....	75
Tabla 4.19 Interpolación de caudales .....	77
Tabla 4.20 Interpolación entre milímetros columna de agua .....	78
Tabla 4.21 Características para seleccionar el ventilador adecuado .....	81
Capítulo 5	
Tabla 5.1 Caudales y presiones requeridas en la primera etapa .....	82
Tabla 5.2 Características de los ventiladores requeridos en la primera etapa .....	82
Tabla 5.3 Características de los motores requeridos en la primera etapa .....	82
Tabla 5.4 Trasmisión de potencia.....	82
Tabla 5.5 Caudales y presiones requeridas en la segunda etapa.....	83
Tabla 5.6 Características de los ventiladores requeridos en la segunda etapa .....	83
Tabla 5.7 Características de los motores requeridos en la segunda etapa.....	83
Tabla 5.8 Trasmisión de potencia.....	83
Tabla 5.9 Partes de repuesto requeridas por CFE.....	84

## ÍNDICE DE FIGURA

### Capítulo 1

Figura 1.1 Ilustración de hidrología de embalses de presa Rio Usumacinta.....	13
Figura 1.2 Ubicación de la C.H. Belisario Domínguez.....	14
Figura 1.3 Casa de maquinas de la C.H. Belisario Domínguez.....	15
Figura 1.4 Inyectores de aire en los nichos de ventilación de la primera etapa de la casa de maquinas.....	17

### Capítulo 2

Figura 2.1 Comportamiento de las presiones .....	18
Figura 2.2 Ventilador helicoidal.....	19
Figura 2.3 Ventilador turbo axial.....	20
Figura 2.4 Ventilador centrífugo .....	20
Figura 2.5 Ventilador centrifugo con alabes curvados hacia atrás .....	21
Figura 2.6 Grafica de curva característica .....	21
Figura 2.7 Curvas de rendimiento de los ventiladores.....	22
Figura 2.8 Acopamiento en serie.....	23
Figura 2.9 Curva característica de dos ventiladores acoplados en serie.....	24
Figura 2.10 Curva característica de ventiladores desiguales acoplados en paralelo .....	25
Figura 2.11 Curva característica de ventiladores desiguales acoplados en paralelo. ....	25
Figura 2.12 Ilustración de la ventilación forzada .....	26
Figura 2.13 Ventilación por sobre-presión.....	27
Figura 2.14 Ventilación por depresión .....	27
Figura 2.15 Ilustración de presiones .....	28
Figura 2.16 Ecuación de la continuidad.....	31
Figura 2.17 Rugosidad exagerada de la pared del tubo.....	34
Figura 2.18 Diagrama de Moody.....	36
Figura 2.19 Tabla de contracciones y ensanchamientos.....	38
Figura 2.20 Esquema de transmisión por correa .....	39

### Capítulo 3

Figura 3.1 Foto en los nichos de ventilación de la primera etapa de la casa de máquinas de las poleas, bandas y un motor de 75 Hp .....	42
Figura 3.2 Foto de la playa de montaje de la primera etapa de la casa de maquinas .....	43
Figura 3.3 Foto del piso de generadores con vista a la sala de baterías .....	43
Figura 3.4 Fotos del piso de turbinas de la primera etapa.....	44
Figura 3.5 Fotos de pasillo del área de bus de fase asilada de la primera etapa de la casa de maquinas.....	44
Figura 3.6 Foto de un transformador de caverna .....	45
Figura 3.7 Foto de las rejillas de ventilación del área donde se encuentra la turbina auxiliar .....	45
Figura 3.8 Foto de la playa de montaje de la casa de maquinas.....	47
Figura 3.9 Fotos de pasillo del are de bus de fase asilada de la segunda etapa de la casa de maquinas.....	47

Figura 3.10 Piso de generadores de la segunda etapa de la casa de maquinas .....	48
Figura 3.11 Piso de turbinas de la segunda etapa de la casa de maquinas .....	48
Capítulo 4	
Figura 4.1 Tabla de operación del fabricante, de ventilador centrifugo serie .....	60
Figura 4.2 Curva característica de ventilador centrifugo serie CDM1400, (soler y palau).....	61
Figura 4.3 Tabla de catálogo SIEMENS. ....	63
Figura 4.4 Tabla de factor de servicio para bandas (Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, 2006) .....	64
Figura 4.5 Correas trapezoidales clásicas (Optiblet) DIN 2215 .....	65
Figura 4.6 Poleas acanaladas trapezoidales DIN 2211 (Optiblet).....	65
Figura 4.7 Factor de ángulo $c_1$ .....	67
Figura 4.8 Tabla de potencia nominal por banda trapezoidal B/17.....	68
Figura 4.9 Curva de operación de ventilador centrifugo de doble aspiración, alabes atrasados serie CDM 1120, (Soler &Palau).....	76
Figura 4.10 Tabla de operación del fabricante, de ventilador centrifugo serie .....	77



# Capítulo 1

## 1.1 Introducción.

La C.H Belisario Domínguez es una instalación que genera energía eléctrica aprovechando las masas de agua en movimiento, que circulan por el río Grijalva, utilizando turbinas acopladas a generadores eléctricos.

El proceso de generación de energía comienza por medio de la presa en donde se acumula cierta cantidad de agua formando un embalse, con el fin de generar un salto de agua cuya energía potencial pueda transformarse en energía cinética por medio de una tubería forzada.

Dicha tubería forzada se sitúa aguas arriba de la presa con una toma de admisión protegida por una rejilla metálica, esta toma de admisión tiene una cámara de compuertas que controla la admisión del agua, que tiene como finalidad llegar hasta las turbinas de la central, alojadas en casa de máquinas.

El agua al llegar a las turbinas, actúa sobre los álabes del rodete, haciéndolo girar y perdiendo energía. El rodete de la turbina está unido por un eje al rotor del alternador que, al girar con los polos excitados por una corriente continua, induce una corriente alterna en las bobinas del estator del alternador.

Mediante transformadores, es convertida en corriente de baja intensidad y alta tensión, para ser enviada a la red general mediante las líneas de transmisión. El agua, una vez que ha cedido su energía, es restituida al río, aguas debajo de la central.

La casa de máquinas de esta central es de tipo caverna y por ello necesitan simultáneamente de inyección y extracción de aire. La instalación del sistema de ventilación en la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez proporciona el aire necesario en los consumidores donde se produce combustión, manteniendo la temperatura adecuada del área, evacuando los calores irradiados por los distintos elementos y distribuir el aire renovado en cada espacio de trabajo.

Este sistema, debe de crear y mantener las condiciones ambientales para que el personal que labora en las diferentes áreas de la central, cuente con aire fresco y libre de polvo, así como mantener las condiciones para que el equipo electromecánico, y de control de las diferentes zonas, operen en forma correcta.

Actualmente se cuenta con una alimentación forzada de aire de inyección que se encuentra en el túnel de acceso a la etapa 1 y 2, elevación 429 m.s.n.m. En el cual

inyecta aire en todos los niveles de casa de máquinas por medio de ductos de lámina galvanizada y de concreto.

Una vez que el aire ya cumplió con su función y por efecto de tener una temperatura mayor sube a la bóveda de la casa de máquinas, donde mediante rejillas tipo "Irving" se canalizan a un ducto de extracción para ser trasladados al exterior. Estos ductos extractores suben y descargan en subestación de luz de la central, a una altura de 567 m.s.n.m. (Introducción a la tecnología de la C.H Belisario Domínguez, la Angostura 2003.)

## 1.2 Justificación.

La casa de máquina de la C.H Belisario Domínguez es de tipo caverna por lo cual es necesaria una ventilación forzada para cumplir con ambiente óptimo de trabajo tanto para las máquinas como para los trabajadores.

El sistema de inyección y extracción de aire forzado se encuentra en dos etapas, la primera etapa se encuentra conformado por el espacio confinado para las turbinas 1, 2 y 3 en tanto la segunda etapa está conformada por las unidades 4 y 5.

La problemática presentada son las malas condiciones en que se encuentra el sistema de inyección de aire de casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez, ya que este sistema actualmente presenta fallas de operación, tanto en los ventiladores, motores, poleas y bandas.

Las fallas que se presenta en estos sistemas de inyección de aire es debido a los 40 años que llevan en operación, provocando en estos un deterioro, sacándolos a niveles fuera de su rango de operación por lo que se han acoplado motores de mayor potencia; también existen fallas en los rodamientos, causados por el desbalance y por consecuencia posibles daños en la flecha impulsora de los álabes, las poleas debido a los niveles excesivos de operación, han llegado al término de su vida útil por lo que se encuentran desgastadas y desbalanceadas, esto provoca que las bandas disminuyan su duración de uso y llegue a su punto de rotura debido a las cargas producidas por la polea, a consecuencia de todo lo mencionado se tiene vibraciones mecánicas excesivas durante su operación, provocando holguras en los tornillos.

Por lo mencionado se pretende:

- Reparar y corregir los daños, sin embargo no se tiene los datos de los ventiladores ni del fabricante para poder hacer las correcciones.
- Otra problemática sería la falta de refacciones adecuadas para los equipos. Por consecuencia se pretende considerar la selección de nuevos equipos de inyección de aire.

La modernización y/o actualización del sistema de extracción de aire de casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez es fundamental, ya que se tiene registrado que cuando el sistema de ventilación falla, los equipos de casa de máquinas no funcionan adecuadamente debido a las altas temperaturas.

En el presente documento se justifica por medio de cálculos el flujo de aire en los ductos de inyección necesarios para una buena ventilación, ya que actualmente no se cuenta con los datos técnicos de los ventiladores y con el contacto del fabricante. Los cálculos para determinar las características requeridas por el sistema, van de acuerdo a las trayectorias y dimensiones de los ductos de inyección de aire y a la normativa vigente de ventilación en casa de máquinas de CFE (NRF-080-CFE.2010), dando la propuesta optima de tipos de ventiladores, sus especificaciones de fábrica contando con su curva de operaciones y accesorios.

La trascendencia de este proyecto consiste en la comprobación de los requerimientos para llevar a cabo la actualización del sistema de inyección de aire, en condiciones actuales de operación y los resultados que se alcanzarán al implementarlo.

### **1.3 Caracterización de la zona de trabajo**

Comisión Federal de Electricidad (CFE) es un organismo público descentralizado, con personalidad jurídica y patrimonio propio. Que tiene por objeto la planeación del Sistema Eléctrico Nacional, así como la generación, conducción, transformación, distribución y venta de energía eléctrica para la prestación del servicio público y la realización de todas las obras, instalaciones y trabajos que se requieran para el cumplimiento de su objeto.

Comisión Federal de Electricidad cuenta con plantas que generan seis tipos de energía: hidroeléctricas, termoeléctricas, geotermoeléctricas, carboeléctricas, eoloeléctricas y nucleoeeléctricas.

CFE rinde un homenaje al héroe chiapaneco Belisario Domínguez, ordenando que tanto la presa como la central hidroeléctrica lleven su nombre, cambiando así el de la angostura, con que se conoció a la obra desde su proyecto hasta la entrada de operación, con el de Belisario Domínguez.

La planta es totalmente subterránea y tiene cinco unidades de 180 000KW cada una. Para la realización del plan integral del Grijalva, fue necesario construir el aprovechamiento de la angostura, que reúne un conjunto de características que lo sitúan como elemento básico para la explotación del río Grijalva y que se puede emplear ventajosamente en la generación de energía, dado que su vaso de almacenamiento regulariza en promedio el escurrimiento de 9 700 millones de agua anuales.

Resumen técnico especificaciones de turbinas verticales:

**Tabla 1.1 Información general de las unidades de la C.H. Belisario Domínguez, (Introducción a la tecnología de la C.H Belisario Domínguez, la Angostura 2003.)**

No. De unidades	5
Marca	EscherWyss
Capacidad por unidad	184 000 Kw
Frecuencia	60 c/s
Velocidad mínima	128 r/min
Velocidad máxima	245 r/min
Carcasa en forma espiral	24 alabes anti distribuidores
Alabes directrices	26
Rodete	14 alabes fijos
Capacidad efectiva	9000 MW
Caudal por unidad	219 $m^3/seg$

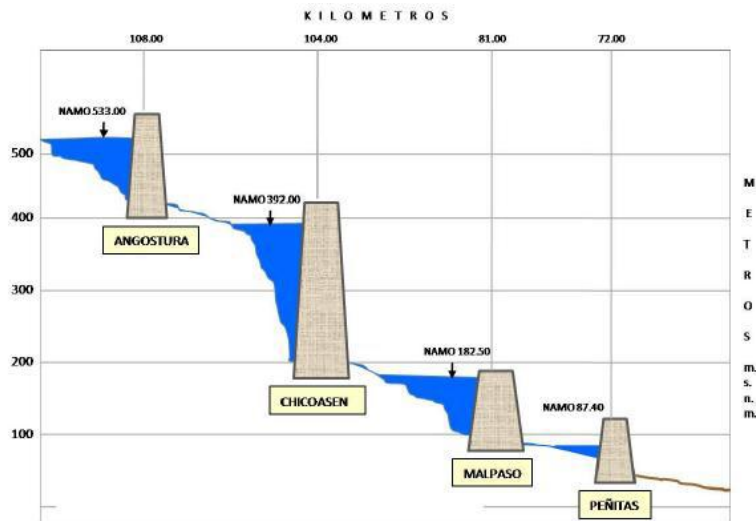
**Tabla 1.2 Entrada en operación de las unidades de la C.H. Belisario Domínguez, (Introducción a la tecnología de la C.H Belisario Domínguez, la Angostura 2003.)**

Unidad	Entrada en operación
Unidad 1	14 de julio de 1976
Unidad 2	27 de mayo de 1976
Unidad 3	22 de noviembre 1975
Unidad 4	15 de marzo de 1978
Unidad 5	15 de junio de 1978

### 1.3.1 Hidrología

La cuenca que alimenta el embalse de la angostura está limitada por ser una serie de contrafuertes que la separan de la cuenca del Usumacinta, formado por las sierras de Independencia y San Cristóbal; entre estos contrafuertes y la sierra madre del sur está alojado en el anti plano chiapaneco.

En virtud de su gran capacidad de embalse y ser la primera en la cascada de la cuenca del Grijalva, esta central resulta estratégica para el control de los embalses del resto de las centrales que se encuentran río abajo y mediante un buen programa de control de los niveles del vaso se asegura la generación del sistema Grijalva.



**Figura 1.1 Ilustración de hidrología de embalses de presa Rio Usumacinta**

En la región son frecuentes los ciclones tropicales que descargan intensas lluvias generadoras de avenidas extraordinarias en los ríos Grijalva y Usumacinta, las cuales afectan principalmente a la zona costera.

Un resumen de los datos hidrológicos y meteorológicos de la estación angostura, es el siguiente:

**Tabla 1.3 Datos hidrológicos de la C.H. Belisario, (Introducción a la tecnología de la C.H. Belisario Domínguez, la Angostura 2003.)**

<b>Vaso</b>	
Área de la cuenca	18099 Km <sup>2</sup>
Longitudes del embalsé	100 Km
Elevación máxima del parte aguas	3200 m
Elevación media de la cuenca	1100 a 1300 m
Elevación mínima de la cuenca	413 m
Participación media anual	1379 mm
Escurrimiento media anual	9.7 x 10 <sup>9</sup> m <sup>3</sup>
Escurrimiento mínimo registrado	59 m <sup>3</sup> /seg
<b>Avenida</b>	
Registradas	3820m <sup>3</sup> /seg
Diseño para el desvió	500 m <sup>3</sup> /seg
Máxima extraordinaria	23000 m <sup>3</sup> /seg
<b>Temperaturas</b>	
Media máxima / mínima mayo	39.5 °C – 18.6 °C
Media máxima / mínima enero	34.1 °C – 9.2 °C
<b>Elevación de desfogue</b>	417.50 m.s.n.m
<b>Almacenamiento total</b>	18.2 x 10 <sup>2</sup> m <sup>3</sup>
<b>Almacenamiento útil</b>	9.2 x 10 <sup>9</sup> m <sup>3</sup>

### 1.3.2 Ubicación

La presa Belisario Domínguez, se localiza al Sureste de la República Mexicana es una presa ubicada en el cauce del Río Grijalva a 29 Km del municipio de Venustiano Carranza, Chiapas, México, y a 58 km al sureste de la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, por la carretera número 190.

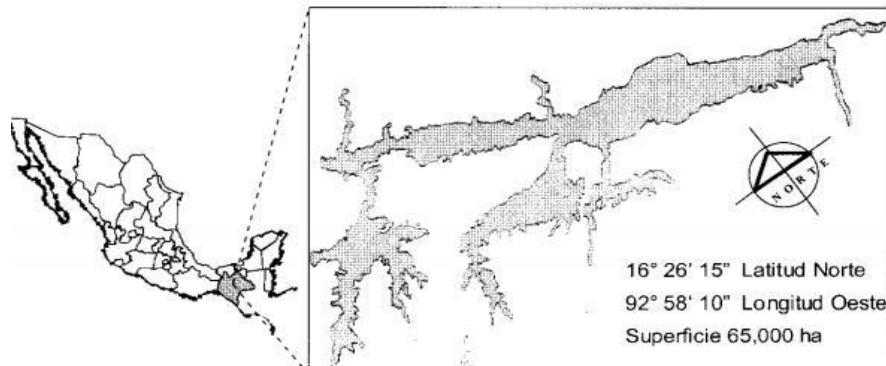


Figura 1.2 Ubicación de la C.H. Belisario Domínguez

La Central Hidroeléctrica utiliza las aguas del río Grijalva para generar energía eléctrica. El río Grijalva original se forma con corrientes que nacen en la sierra norte de Chiapas, y que ya en Tabasco reciben los nombres de Pichucalco, Teapa, Oxolotán, Amatán y Tacotalpa, los cuales al unirse forman el río La Sierra, este río atraviesa la parte central del estado de Tabasco de sur a norte, y posteriormente recibe las aguas del llamado río Viejo Mezcalapa, y es desde esta intersección que recibe el nombre de Grijalva, luego atraviesa la ciudad de Villahermosa y finalmente desemboca en el golfo de México en la barra de Frontera, en el municipio de Centla.

### 1.3.3 Casa de máquinas

La "casa de máquinas" de tipo subterráneo, es construida en el interior de una roca montañosa de la margen derecha y su acceso es a través de un túnel de 640m de longitud, su construcción se efectuó con dos etapas alojando en la primera de ellas a las unidades 1, 2, 3 y en la segunda etapa 4 y 5. Cuenta con diferentes elevaciones o también llamados pisos: bóveda, aire acondicionado, piso de generador, piso de barra, piso de turbina, línea de centros de turbinas, puerta de inspección del rodete, galería de inspección, asiento tubo de succión y galería de drenaje.

Las 5 turbinas de la central son de tipo Francis vertical y se encuentran alojadas en la caverna que forma la casa de máquinas, localizadas en la elevación 420.30 m.s.n.m.

La rotación es en sentido a las manecillas del reloj, vista desde arriba, cuenta con una carcasa espiral, es de construcción completamente soldado de acero de construcción de grano fino con un total de 24 alabes ante distribuidores que fueron soldados en los talleres del fabricante efectuando pruebas hidrostáticas con una presión de 20, 26 alabes directrices y un rodete de acero al carbón con 13% cromo y 1% níquel con 14 alabes totalmente fijos.



**Figura 1.3 Casa de máquinas de la C.H. Belisario Domínguez**

#### **1.4 Políticas de la empresa**

Proporcionar el servicio público de energía eléctrica y otros servicios relacionados de acuerdo a los requerimientos de la sociedad con base en el desempeño competitivo de los procesos de la dirección de operación y la mejora continua de la eficacia del sistema integral de gestión con el compromiso de:

- Formar y desarrollar el capital humano, incluyendo la cultura de equidad de género.
- Controlar los riesgos, para prevenir lesiones, enfermedades al personal y daños a las instalaciones.
- Cumplir con la legislación, reglamentación, y otros requisitos aplicables
- Prevenir la contaminación y aprovechar de manera responsable los recursos naturales.
- Realizar acciones sociales.

Apoyados en la innovación y desarrollo tecnológico.



#### **1.4.1 Misión.**

Prestar el servicio público de energía eléctrica con criterios de suficiencia, competitividad y sustentabilidad, comprometidos con la satisfacción de los clientes, con el desarrollo del país y con la preservación del medio ambiente.

#### **1.4.2 Visión.**

Ser una empresa de energía, de las mejores en el sector eléctrico a nivel mundial, con presencia internacional, fortaleza financiera e ingresos adicionales por servicios relacionados con su capital intelectual e infraestructura física y comercial.

Una empresa reconocida por su atención al cliente, competitividad, transparencia, calidad en el servicio, capacidad de su personal, vanguardia tecnológica y aplicación de criterios de desarrollo sustentable.

### **1.5 Objetivos**

Presentar una propuesta de modernización y actualización del sistema de inyección de aire forzado de la C.H. Belisario Domínguez de acuerdo a la normatividad de CFE que garantice las condiciones adecuadas dentro de la casa de máquinas para el personal y equipo.

#### **1.5.1 Objetivos específicos**

- Modernizar el sistema de inyección de aire forzado de casa de máquinas apegándose a las normas de CFE.
- Realizar los cálculos pertinentes para la selección de nuevos equipos, haciendo un reconocimiento de campo de la longitud actual de los ductos de inyección de aire de casa de máquinas.
- Proponer mejoras en los nichos de ventilación para un mejor cuidado del sistema inyección de aire y mayor seguridad de los trabajadores.

### **1.6 Problemas a resolver**

La Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez cuenta con 6 ventiladores inyector de aire los cuales, uno inyecta aire en el piso del generador, otro en piso de barras y bus de fase aislada, otro en el piso de turbinas y el equipo de ampliación costa con tres ventiladores centrífugos inyector de aire.

Se pretende modernizar el sistema de inyección de aire de casa de máquinas de la primera y segunda etapa de la C.H Belisario Domínguez, con las condiciones actuales de operación, ya que este sistema actualmente presenta fallas

continuamente, tanto en los ventiladores, motores, poleas y bandas. Estos equipos están en proceso de quedar obsoleto debido a la falta de refacciones por parte de los fabricantes.

Actualmente no se cuenta con los datos técnicos de los ventiladores de extracción, curva de operación, caudal, presión, velocidad etc., por lo consiguiente se requiere la obtención de los datos en condiciones actuales de operación, para la selección de nuevos equipos.



**Figura 1.4 Inyectores de aire en los nichos de ventilación de la primera etapa de la casa de maquinas**

## Capítulo 2

### Marco teórico

#### 2.1 Ventiladores

Un ventilador es una máquina de fluido, concebida para producir una corriente de aire, esta absorbe energía mecánica y restituye energía a un gas, comunicándole un incremento de presión tal que el influjo de la compresibilidad puede despreciarse. Los ventiladores hacen dos cosas suministrar la presión estática necesaria y mover aire. Entre sus aplicaciones, destacan las de hacer circular y renovar el aire en un lugar cerrado para proporcionar oxígeno suficiente a los ocupantes y eliminar olores, principalmente en lugares cerrados; así como la de disminuir la resistencia de transmisión de calor por convección.

Estos están destinados a producir movimiento de aire y se basan en los conceptos de caudal volumétrico, flujo volumétrico determinado para la densidad del aire, incremento de la presión estática, potencia disponible, rendimiento del ventilador, ruido, dimensiones y modo de arrastre. Además de estas también se deben tomar en cuenta los tipos de presiones

Presión estática sobre las paredes del conducto: Presión del aire debida solo a su grado de compresión. Puede ser positiva o negativa. En el ventilador es la diferencia entre la presión estática de salida y la presión total a la entrada.

Presión dinámica: al convertir la energía cinética en presión, presión del aire debida solo a su grado de compresión. Puede ser positiva o negativa. En el ventilador es la diferencia entre la presión estática de salida y la presión total a la entrada.

Presión total: Presión del aire debida a su compresión y movimiento. Es la suma algebraica de las presiones dinámica y estática en un punto determinado. Por lo tanto, si el aire está en reposo, la presión total es igual a la presión estática.

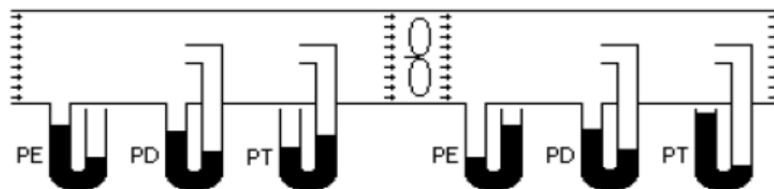


Figura 2.1 Comportamiento de las presiones

En la figura 2.1 se muestra el comportamiento de las distintas presiones en los ductos por donde transita el fluido impulsado por el ventilador. PE: presión estática. PD: presión dinámica. PT: presión total.

### 2.1.1 Clasificación de los ventiladores

Algunas de las clasificaciones que se conocen de los ventiladores son:

- Según la presión desarrollada.
- Según la dirección de flujo.

### 2.1.2 Clasificación según la presión desarrollada

- Ventiladores de baja presión: presión total desarrollada a 10mbar
- De media presión: presión total desarrollada superior a 10 e inferior a 30mbar
- De alta presión: presión total desarrollada superior a 30 e inferior a los 100mbar.

### 2.1.3 Clasificación de los ventiladores según la dirección de flujo

**Ventiladores axiales.** La entrada y salida de aire tienen una dirección axial al eje del rotor. Existen tres tipos básicos de ventiladores axiales:

- Helicoidales. Se emplean para mover aire con poca pérdida de carga y su aplicación más común es la ventilación general



**Figura 2.2 Ventilador helicoidal**

- Tubulares. Pueden mover aires venciendo resistencia moderadas. Disponen de una hélice de alabes estrechos de sección constante o con perfil aerodinámico montada en una carcasa cilíndrica. No disponen de ningún mecanismo para enderezar el flujo de aire.
- Turbo axiales. En comparación con los otros tipos de ventiladores axiales, estos tienen un rendimiento superior y pueden desarrollar presiones

superiores. Son de construcción similar a los anteriores con unas aletas enderezadoras de flujo.



**Figura 2.3 Ventilador turbo axial**

**Ventiladores centrífugos.** La trayectoria del fluido sigue la dirección del eje del rodete a la entrada y esta perpendicular al mismo de la salida. Este tipo de ventiladores se fabrica con tres tipos de rodetes según su aplicación: alabes curvados hacia delante, alabes rectos o radiales, alabes curvados hacia atrás.

Los ventiladores de alabes curvados hacia delante, tienen una hélice o rodete con los alabes curvados en el mismo sentido que la dirección de giro. Estos ventiladores necesitan poco espacio, baja velocidad periférica y son silenciosos. Se utilizan cuando la presión estática necesaria es de baja medida tal como la que se encuentra en los sistemas de calefacción, aire acondicionado o renovación de aire, etc.

Los ventiladores centrífugos radiales tiene el rodete con los alabes dispuestos en forma radial. La carcasa está diseñada en forma que la entrada y la salida se alcanza velocidades altas de aire para el transporte de materiales. La disposición radial de los alabes evita la acumulación de materiales sobre las mismas. Ideal para la ventilación localizada con transporte de materiales.



**Figura 2.4 Ventilador centrífugo**

Los ventiladores centrífugos con alabes curvados hacia atrás tienen un rodete con los alabes inclinados en sentido contrario al de rotación. Este tipo de ventilador es el de mayor velocidad periférica y mayor rendimiento con un nivel sonoro relativamente bajo.



Figura 2.5 Ventilador centrífugo con alabes curvados hacia atrás

## 2.2 Curva característica del ventilador

Un ventilador podemos caracterizarlo por su curva, que es el lugar geométrico de los puntos de funcionamiento del mismo. Para cada ángulo de la regulación de los alabes tendremos una curva distinta. El punto de corte de la curva del ventilador con la resistencia del circuito es el punto de funcionamiento del ventilador, ( $P_0$ ,  $Q_0$ ).

Con un punto de funcionamiento, estamos definiendo el punto de corte de la curva característica del ventilador con la curva resistente del circuito de ventilador. Por tanto, el punto  $P_0$  y  $Q_0$  pertenece a la curva resistente de los ductos.



Figura 2.6 Gráfica de curva característica

Realmente tendremos definido con este punto la resistencia equivalente de los ductos, o lo que es lo mismo, el orificio equivalente:

$$R_e = \frac{P_0}{Q_0^2} (K \mu) = \frac{P_0 \times 1000}{Q_0^2} (\mu);$$

$$\text{y además: } \omega = 0.38 \sqrt{\frac{1000}{R_e}} \text{ (m}^2\text{)}$$

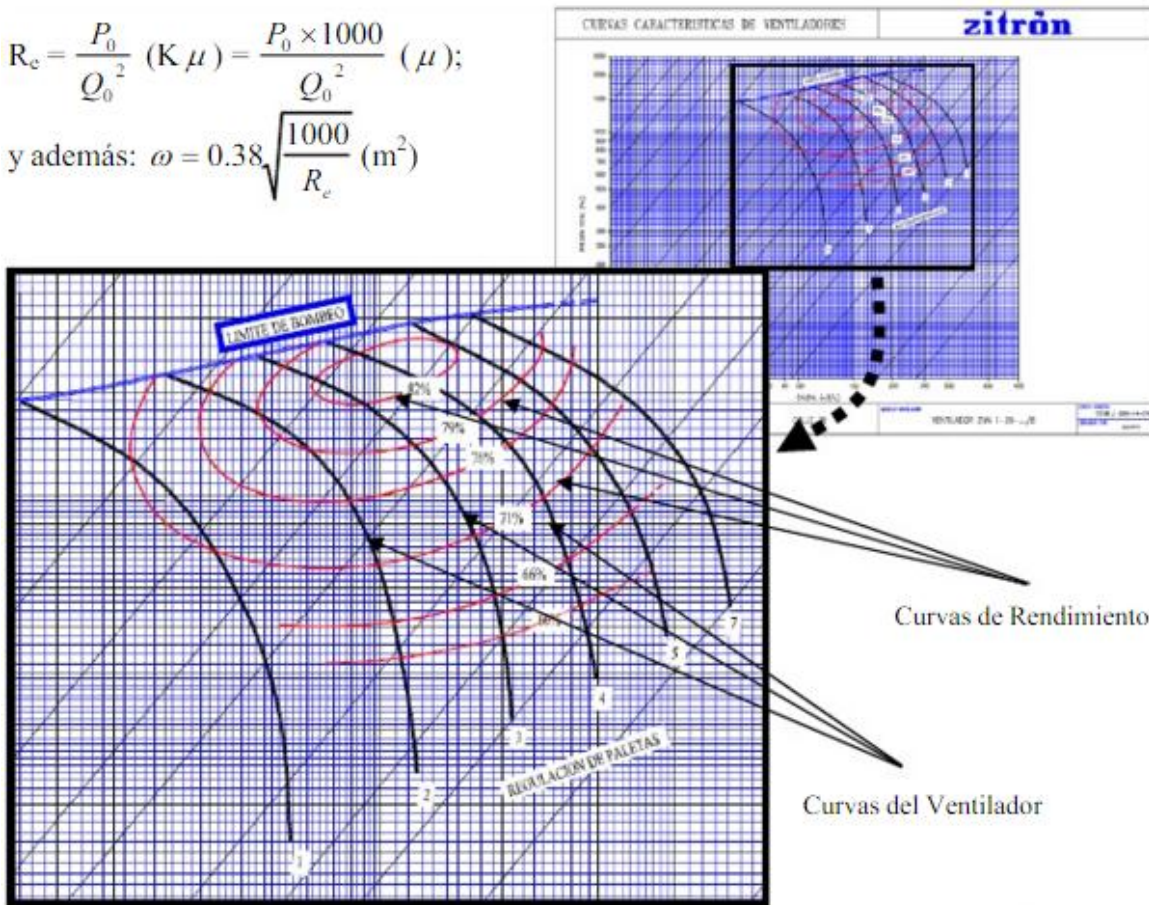


Figura 2.7 Curvas de rendimiento de los ventiladores (zitrón)

### 2.3 Selección de los ventiladores

La selección del mejor tipo de ventilador para determinar la aplicación depende de las características y de otras particularidades que se describirán a continuación.

Los ventiladores de hélice no pueden crear altas presiones y por lo mismo se usan cuando hay poco o nada de ductería. Su costo es bajo, y sus aplicaciones son típicas como ventiladores de escape de pared o de ventana. Los ventiladores centrífugos son los que se usan con más frecuencia en los sistemas de acondicionamiento de aire con ductería.

Los ventiladores con aspas curvas hacia adelante tienen en general menor costo inicial que del tipo curvo hacia atrás, para las mismas características de funcionamiento. Sin embargo, con frecuencia es mayor el costo de operación debido a su mejor eficacia. La eficacia la curva característica BHP (alimentación de potencia de freno) en aumento podría ocasionar el sobre carga del motor si se trabaja en una condición más allá de los CFM (flujo volumétrico [ft<sup>3</sup>/min])

seleccionada. Estos ventiladores se usan con frecuencia en los sistemas de acondicionamiento de aire debido a su bajo costo.

La selección de un ventilador consiste en elegir aquel que satisfaga los requisitos del caudal y presión con el que debe circular el aire, para la temperatura de la operación y altitud de la instalación y además se debe determinar su tamaño, el número de revoluciones a las que debe girar rotor, la potencia que debe ser entregada a su eje, el rendimiento con el que funciona la disposición de la transmisión, el ruido generado, etc.

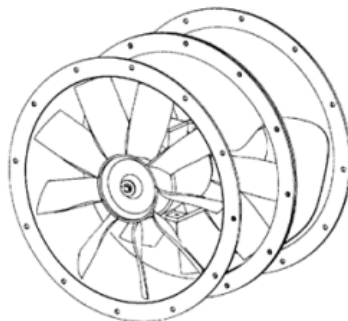
Los fabricantes de los ventiladores proporcionan la información necesaria para realizar una correcta selección. Todos los ventiladores entre si poseen medidas proporcionales, o sea que son semejantes, pertenecen a una misma serie.

## **2.4 Acoplamiento de ventiladores**

En instalaciones importantes de ventilación, cuando es necesario disponer de caudales o presiones con grandes variaciones, puede resultar conveniente dotarlas de aparatos acoplados de forma que, trabajando en conjunto o bien separados, proporcionen la prestación exigida en cada momento. Si las variaciones necesarias son discretas, puede bastar un único aparato con un sistema de regulación, pero cuando sean precisas unas prestaciones doble o triple o más de la simple, hay que recurrir a un sistema de acoplamiento.

### **2.4.1 Acoplamiento en serie**

El sistema consiste en conectar los ventiladores uno a continuación del otro o bien dentro del mismo conducto en el que se mantenga la misma dirección de flujo del aire



**Figura 2.8 Acoplamiento en serie**



Con el trabajo en serie de dos ventiladores, el caudal de aire que pasa por ambos ventiladores debe ser igual al valor  $Q_1$  y la depresión total es igual a la suma de las depresiones producidas por cada ventilador.

$$P_t = \frac{P_t}{2} + \frac{P_t}{2} \dots \dots \dots Ec(1)$$

En consecuencia, la curva característica totalizada en ambos ventiladores se construye sumando las ordenadas de sus curvas características individuales.

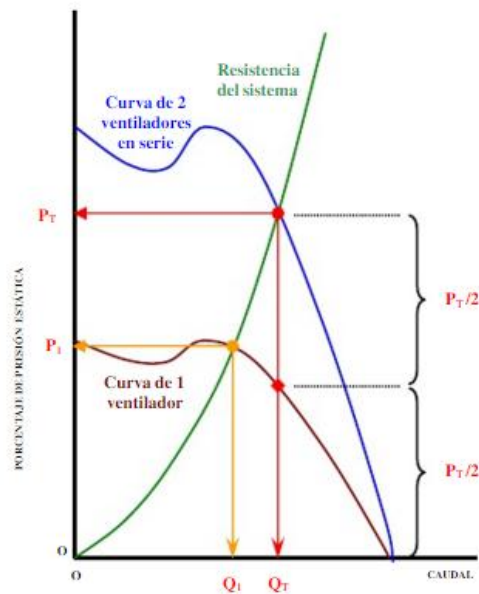
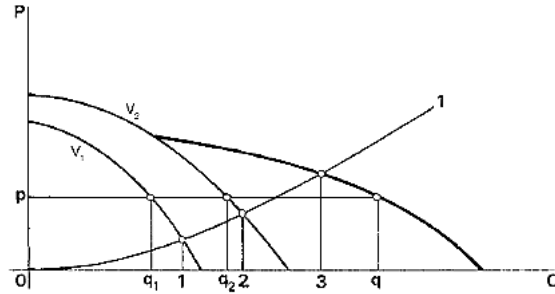


Figura 2.9 Curva característica de dos ventiladores acoplados en serie

### 2.4.2 Acoplamiento en paralelo

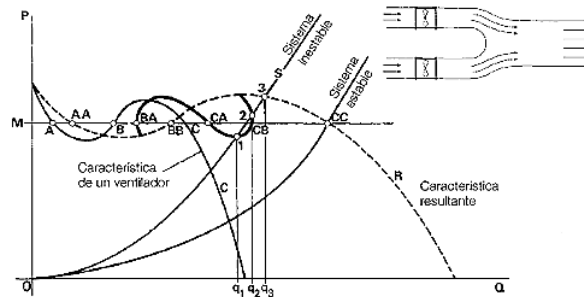
Dos o más ventiladores se acoplan en paralelo cuando aspiran del mismo lugar y descargan hacia el mismo sentido en la canalización, uniéndose allí sus caudales. La curva característica resultante de las de los aparatos acoplados se halla sumando los caudales correspondientes a cada presión, esto es, para cada ordenada (presión) la abscisa del caudal resultante  $q$  se obtiene de la suma de las abscisas de los caudales de los ventiladores acoplados  $q_1 + q_2$  tal como se indica en la gráfica.



**Figura 2.10 Curva característica de ventiladores desiguales acoplados en paralelo**

Enseguida se deja ver que el caudal conseguido con dos aparatos en paralelo no es nunca la suma de los que se conseguirá con cada uno de los ventiladores trabajando solo, ya que la característica del sistema no será una horizontal, sino más bien una curva de segundo grado como la 1 de la misma figura a la que corresponde un caudal 0-3 menor a todas luces que el 0-1 más el 0-2.

Es muy importante estudiar cuidadosamente la forma de la curva característica resultante en función del punto de trabajo a que se obligue la característica del sistema acoplado, ya que puede presentarse un régimen completamente inestable produciéndose una oscilación del caudal. Tal es el caso representado en la figura 2.11. En donde la curva C representa la característica de un ventilador del tipo de álabes adelante en rodets centrífugos y la curva R la resultante de dos aparatos en paralelo de esta característica, y que se halla sumando las abscisas del modo descrito antes, o sea, para una abscisa de ordenada OM, por ejemplo, el punto resultante de los dos MA es AA, de los dos MB es el BB y de los dos MC el CC. Pero también es verdad que puede sumarse una rama descendente de otro dando puntos como los BA suma del MB+MA, el CA suma de los MC+MA y el CB suma de los MC+MB; uniendo los puntos BA, CA, CB obtendremos un tramo de curva característica, como la señalada de trazo grueso, que es también una expresión posible de la resultante.



**Figura 2.11 Curva característica de ventiladores desiguales acoplados en paralelo.**

## 2.5 Ventilación forzada

La ventilación consiste en aportar aire exterior con una calidad adecuada y extraer el aire viciado del espacio a tratar, con el fin de diluir y reducir las sustancias contaminantes existentes en el mismo por debajo del límite admisible que la normativa legal vigente exige, sin perjudicar el ambiente donde luego se expulse.

Así mismo, no deben olvidarse contaminantes esporádicos como el humo proveniente por el incendio de algún vehículo en el interior del recinto, por lo que también deberá este concepto ser tomado en cuenta.

Las instalaciones de ventilación se encargan de extraer o introducir aire del exterior en un ambiente o zona interior.

La ventilación es necesaria en los recintos para:

- Aportar aire nuevo con oxígeno para la respiración de las personas.
- Extraer el aire viciado producido por la respiración, humos, gases, etc.
- Rebajar la temperatura interior en los locales no climatizados.

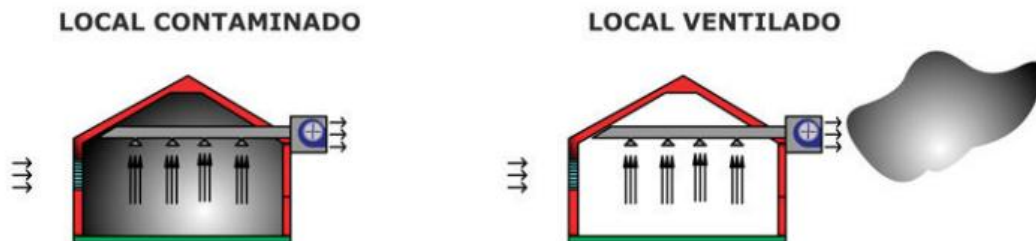
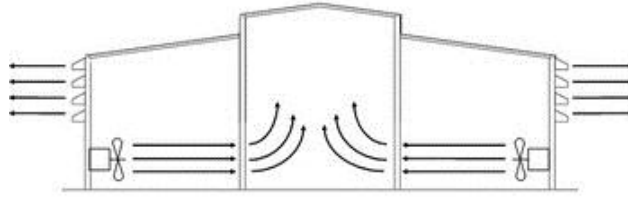


Figura 2.12 Ilustración de la ventilación forzada

A continuación se mencionan los tipos de ventilación forzada:

### 2.5.1 Ventilación por Sobre-Presión

Este tipo de ventilación consiste en suministrar aire a un local determinado aumentando la presión interna con respecto a la presión atmosférica. Generalmente cuando se requiere de sobre presión en un local, se inyecta una cierta cantidad de aire y se calcula un volumen de presurización con la finalidad de extraer menos aire que se inyecta y así poder mantener las condiciones internas de sobre presión. Un esquema puede observarse en la figura 2.13.

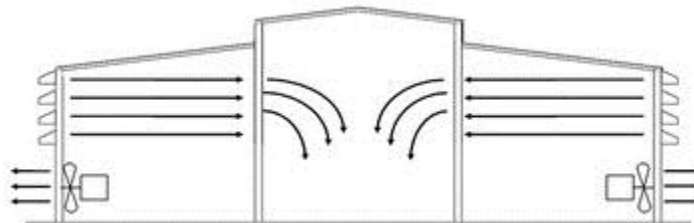


**Figura 2.13 Ventilación por sobre-presión**

Un sistema de impulsión bien diseñado debe incluir una sección de toma de aire, filtros, equipo de calefacción y/o refrigeración, un ventilador, conductos y registros y rejillas para la distribución del aire por el espacio de trabajo.

### 2.5.2 Ventilación por Depresión

En este tipo se colocan extractores en el local sacando el aire del interior provocando una caída de presión dentro de este respecto a la atmosférica. De esta manera el aire penetra por el diferencial de presión a través de las distintas aberturas dispuestas para ello, logrando lo mismos resultados que en la ventilación por sobre-presión. Un esquema puede observarse en la siguiente figura.



**Figura 2.14 Ventilación por depresión**

## 2.6 Parámetros físicos para la ventilación forzada

Los parámetros para dimensionar un sistema de ventilación son:

### 2.6.1 Caudal

El caudal [Q]: es el volumen o la masa de aire desplazado por unidad de tiempo, lo medimos normalmente en  $m^3/hr$  y  $l/s$ .

### 2.6.2 Velocidad

La velocidad de aire [V]: es la rapidez con la que circula el aire por el interior del conducto. Se mide en metros por segundo [ $m/s$ ]. En la medida que aumenta la velocidad en los conductos de aire el ruido transmitido es mayor y aumenta la pérdida de carga en los conductos.

### 2.6.3 Presión

La presión aumenta con la longitud el conducto, y también con la velocidad. Las unidades más habituales para medir la presión son:

- Milímetros de columna de agua: mm.c.a
- Milímetros de columna de mercurio: mm.Hg
- Pascal: Pa.

La presión necesaria es la presión que el ventilador debe vencer para hacer circular el aire en una red de conductos.

### 2.6.4 Presión estática

La presión estática actúa en todos sentidos dentro del conducto. Se manifiesta en el mismo sentido y al contrario de la corriente Es la presión medida en la pared del tubo que conduce un fluido como el agua o el aire.

### 2.6.5 Presión dinámica.

Se puede decir que cuando los fluidos se mueven en un conducto, la inercia del movimiento produce un incremento adicional de la presión estática al chocar sobre un área perpendicular al movimiento. Esta fuerza se produce por la acción de la presión conocida como dinámica. La presión dinámica depende de la velocidad y la densidad del fluido.

Se representa

$$Pd = \frac{1}{2} \rho v^2 \dots \dots \dots Ec(2)$$

La **presión total** es la suma de la presión estática y dinámica.

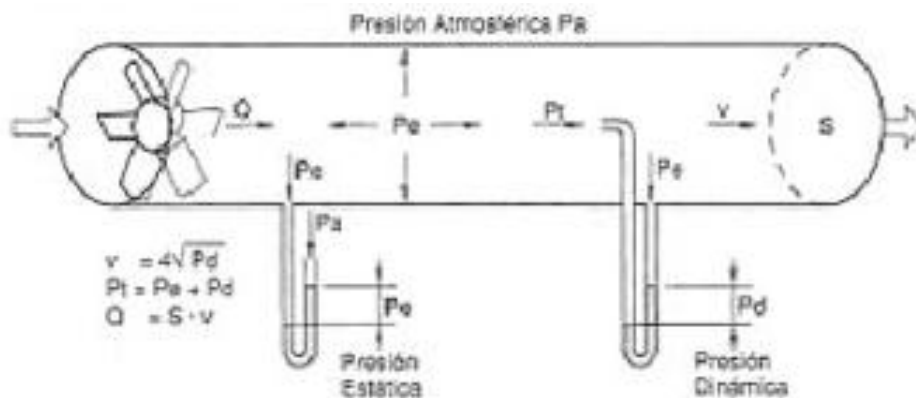


Figura 2.15 Ilustración de presiones

Cálculo basado en el método de renovaciones por hora

El cálculo del caudal volumétrico de ventilación general por medio del método de renovaciones por hora, utilizado para ventilación forzada y natural, está basado en que por comparación con instalaciones que funcionan correctamente se sabe que en función de su actividad fabril, el caudal de aire que se debe evacuar es una función directa de su volumen. En la mayoría de los tratados de ventilación se publican unas tablas que dan, a partir del dato de una actividad industrial, el número de renovaciones por hora que se debe lograr para ventilar correctamente ese local. Es decir que el caudal necesario para la ventilación es el resultado de multiplicar el número de veces que se obtiene de la tabla mencionada, multiplicado por el volumen del local:

$$Q = \text{No de renovaciones por hora} \times \text{volumen} \left( \frac{m^3}{h} \right) \dots \dots \dots Ec(3)$$

Dónde:

No de renovaciones por hora = renovaciones por hora de acuerdo a las tablas estandarizadas

Volumen = volumen del local a ventilar ( $m^3$ )

## 2.7 Principio de flujo de aire

El flujo de aire en los sistemas de ventilación industrial está gobernado por dos principios básicos de la mecánica de fluidos: la conservación de la masa y la conservación de la energía. Se trata de leyes que, básicamente, establecen que la masa y la energía no desaparecen y han de ser, por tanto, tenidas en cuenta en su totalidad.

- Se desprecian los efectos de intercambio térmico.
- Se considera que el aire es incompresible.
- Se supone que el aire es seco.
- Se ignora el peso y el volumen del contaminante presente en la corriente de aire.

## 2.8 Variación de la densidad del gas en el comportamiento de los ventiladores

El ventilador es una bomba para gases. Por lo tanto, las seis leyes de semejanza de las bombas son aplicables a los ventiladores; pero estos suelen utilizar presiones en lugar de alturas. Por otra parte en los ventiladores es interesante

también estudiar su comportamiento cuando varía la densidad del gas. También se toma en cuenta que el fenómeno de cavitación que existe en las bombas no sucede en los ventiladores.

La densidad del aire y la de cualquier gas varía mucho con la presión, aunque luego no varíe sensiblemente en su paso por el ventilador y la temperatura, no así la de los líquidos; tanto la presión que da un ventilador como la potencia de accionamiento del mismo son influenciadas grandemente por las variaciones de densidad en el aire o gas impulsado.

Afortunadamente el aire y prácticamente todo los gases impulsados por los ventiladores obedecen con suficiente aproximación para los problemas prácticos a la ecuación de los gases perfectos. Esta sencilla ecuación permite determinar la densidad del gas en cada problema, a partir de la presión y la temperatura.

$$P\gamma = RaT \dots \dots Ec(4)$$

Se reduce a:

$$\rho = \frac{P}{RaT} \dots \dots Ec(5)$$

Dónde:

p=es la presión absoluta  $\frac{N}{m^2}$ , SI

T= temperatura absoluta, °K, SI

Ra= la constante particular del gas  $\frac{J}{Kg, ^\circ K}$ , SI para el aire Ra= 286.9  $\frac{J}{Kg, ^\circ K}$

Por lo tanto si el ventilador aspira o impulsa aire de la atmosfera a la presión barométrica Pamb y la temperatura absoluta también se tendrá:

$$\rho = \frac{Pamb}{286.9 \times Tamb} \dots \dots Ec(6)$$

En cuanto a la viscosidad del aire, se puede obtener mediante la expresión:

$$\mu = 1.724 \times 10^{-5} \times \left(\frac{T}{273.16}\right)^{\frac{19}{25}} \dots \dots Ec(7)$$

**Tabla 2.1 Propiedades del aire a diversas temperaturas.**

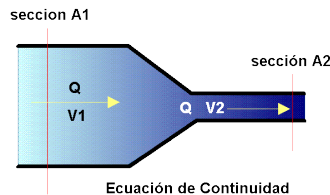
Temperatura °C	Densidad $\frac{Kg}{m^3}$	Peso específico $\frac{N}{m^3}$	Viscosidad Cinemática $\frac{m^2}{s}$	Viscosidad Dinámica $\mu = \frac{N.s}{m^2}$
0	1.29	12.7	$13.3 \cdot 10^{-6}$	$1.72 \cdot 10^{-5}$
10	1.25	12.2	$14.2 \cdot 10^{-6}$	$1.77 \cdot 10^{-5}$
20	1.20	11.8	$15.1 \cdot 10^{-6}$	$1.81 \cdot 10^{-5}$
30	1.16	11.4	$16.0 \cdot 10^{-6}$	$1.86 \cdot 10^{-5}$
40	1.13	11.0	$16.9 \cdot 10^{-6}$	$1.91 \cdot 10^{-5}$
50	1.09	10.7	$17.9 \cdot 10^{-6}$	$1.95 \cdot 10^{-5}$
60	1.06	10.4	$18.9 \cdot 10^{-6}$	$1.99 \cdot 10^{-5}$
70	1.03	10.1	$19.9 \cdot 10^{-6}$	$2.04 \cdot 10^{-5}$

### 2.9 Ecuación de la continuidad

La ecuación de continuidad es una consecuencia del principio de conservación de la masa. Para un flujo permanentemente, la masa de fluido que atraviesa cualquier sección de una corriente de fluido, por unidad de tiempo, para fluidos incompresibles y para todos los casos prácticos:

$$Q = A_1 V_1 = A_2 V_2 = \text{constante} \left( \frac{m^3}{s} \right) \dots Ec(8)$$

Donde  $A_1$  y  $V_1$  son, respectivamente, el área de la sección recta en  $m^2$  y la velocidad media de la corriente en  $\frac{m^3}{s}$  en la sección 1, con significado análogo en 2.



**Figura 2.16 Ecuación de la continuidad**

Esta ecuación nos servirá principalmente para calcular las velocidades del aire en los ductos de inyección, basándose primordialmente en la sección transversal de ducto y el caudal que maneja la sección.

### 2.10 Ecuación de Bernoulli Modificada.

Se obtiene la ecuación de energía al aplicar al fluido el principio de la conservación de la energía. La energía que posee un fluido en movimiento está integrada por la energía interna y las energías debidas a la presión, a la velocidad y a su posición en el espacio.

Esta ecuación, en los flujos permanentes de fluido incompresibles, con variaciones en su energía interna despreciables, se reduce a:



$$\left(\frac{P1}{\delta} + \frac{V1^2}{2g} + Z1\right) + H_A - H_L = \left(\frac{P2}{\delta} + \frac{V2^2}{2g} + Z2\right) \dots \dots \dots Ec(9)$$

$H_A$  = Energía agregada.

$H_L$  = Energía perdida.

$P1$  Y  $P2$  = presión en el punto estudiado.

$\frac{V^2}{2g}$  = Presión dinámica en el punto estudiado.

$Z1$  y  $Z2$  = Altura respecto a un punto de referencia.

La ecuación 9 se reconoce con el nombre de teorema de Bernoulli modificada. Para adaptar la ecuación al manejo de aire se determina que en ambos puntos la presión es la misma, y la altura geodésica se desprecia, debido a que la energía por unidad de volumen que hay que entregarle al aire para vencer la acción de la gravedad, al elevarlo una cierta altura (h), es compensada por la disminución de la presión atmosférica que se produce al ascender el aire a la misma altura.

De tal manera la ecuación de Bernoulli modificada adaptada al estudio del aire queda de la siguiente manera:

$$H_A = \left(\frac{V2^2}{2g} - \frac{V1^2}{2g}\right) + H_L \dots \dots \dots Ec(10)$$

Lo cual se conoce comúnmente como presión total:

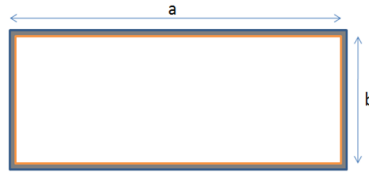
$$ht = H_h + H_h \dots \dots \dots Ec(11)$$

La presión total del aire es la presión dinámica más la presión estática del aire. La unidad utilizada en cada término es el metro. Prácticamente, en todos los problemas que entrañan fluidos se resuelven básicamente con esta ecuación.

## 2.11 Ductos Rectangulares

Aunque es frecuente que se utilicen ductos circulares para distribuir aire a través de sistemas de calefacción, ventilación o acondicionamiento de aire, por lo general es más conveniente emplear ductos rectangulares, debido a limitaciones de espacio, en particular en techos. Cuando se efectúa las sustituciones necesarias para el diámetro, en las relaciones de velocidad, número de Reynolds, rugosidad relativa y el factor de fricción correspondiente, se observa que el diámetro equivalente de un ducto rectangular es:

$$D_e = \frac{1.3 \times a b^{\frac{5}{8}}}{(a + b)^{\frac{1}{4}}} \dots \dots \dots Ec(12)$$



## 2.12 Pérdidas primarias en tuberías

Las pérdidas primarias son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluido con otras (régimen laminar) o de las partículas de fluido entre sí (régimen turbulento). Tienen lugar en flujo uniforme, por tanto principalmente en los tramos de tubería de sección constante.

$$h_f = \frac{32LV\vartheta}{gd^2} \dots \dots \dots Ecuacion de hagen poiseuille Ec(13)$$

También:

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \dots \dots \dots Ecuación Darcy – Weisbach Ec(14)$$

Dónde:

$h_L$  = Pérdida de carga debido a la fricción.

L = longitud de la corriente de flujo.

D = Diámetro de la tubería.

V = Velocidad promedio del flujo.

f = Factor de fricción.

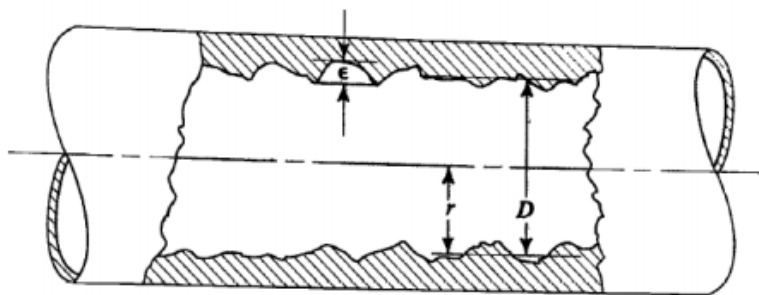
La ecuación 12 de Poiseuille se aplica únicamente para flujo laminar mientras que la ecuación 13 de Darcy se utiliza para flujos laminares y turbulentos.

La ecuación de Darcy se utiliza para calcular la pérdida de energía debido a la fricción en secciones rectilíneas y largas de tubos redondos, tanto para flujo laminar como turbulento. La diferencia entre los dos flujos está en la evaluación del factor de fricción a dimensional f.

Cuando hay flujo turbulento en tuberías es más conveniente usar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía debido a la fricción. El flujo turbulento es

caótico y varía en forma constante. Por estas razones, para determinar el valor de  $f$  debemos recurrir a los datos experimentales

Las pruebas han demostrado que el número a dimensional  $f$  depende de otras dos cantidades a dimensionales, el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. La rugosidad relativa es la relación del diámetro de la tubería  $D$  a la rugosidad promedio de la pared  $\epsilon$  en la figura 29 se ilustra la rugosidad de la pared de la tubería como la altura de los picos de las irregularidades de la superficie. La condición de la superficie de la tubería depende sobre todo del material de que está hecho el tubo y el método de fabricación. Debido a que la rugosidad es algo irregular, con el fin de obtener su valor global tomaremos valores promedios.



**Figura 2.17 Rugosidad exagerada de la pared del tubo.**

Se ha determinado el valor  $\epsilon$  de la rugosidad promedio de la pared de tuberías y tubos existentes comercialmente. Estos son sólo valores promedios para tuberías nuevas y limpias tabla 2.2. Es de esperarse cierta variación. Una vez que una tubería ha estado en servicio durante algún tiempo, la rugosidad cambia debido a la corrosión y a la formación de depósitos en la pared.

El hierro galvanizado tiene adherido un recubrimiento metalúrgico de zinc para que sea resistente a la corrosión.

**Tabla 2.2 Rugosidad promedio de la tubería**

Tipo de tubería	Valores de $\epsilon$ en cm	
	Intervalos	valor de diseño
Latón	.00015	.0015
Cobre	.00015	.0015
Hormigón	.03-.3	.012
Fundición desnuda	.012-.06	.024
Fundición asfaltada	.006-.018	.012
Fundición revestida de cemento	.00024	.00024
Fundición revestimiento bituminoso	.00024	.00024
Fundición centrífuga	.0003	.0003
Hierro galvanizado	.006-.024	.015

Hierro forjado	.003-.009	.006
Acero comercial y soldado	.003-.009	.006
Acero roblonado	.09-.9	.18
Tubo estirado	.00024	.00024
Madera	.018-.09	.06
Cemento aislado	0.03-0.08	0.055

Uno de los métodos más utilizados para evaluar el factor de fricción emplea el diagrama de Moody que se presenta en la figura 30, el diagrama muestra la gráfica del factor de fricción  $f$  versus el número de Reynolds  $NR$  con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa  $\varepsilon/D$ . estas curvas las generó L.F. Moody.

Se grafica en escalas logarítmicas tanto a  $f$  como  $NR$ , debido al rango tan amplio de valores que se obtienen. A la izquierda de la gráfica, para número de Reynolds menores de 2000, la línea recta muestra la relación  $f = 64/NR$  para el flujo laminar. Para  $2000 < NR < 4000$  no hay curvas, debido a que ésta es la zona crítica entre el flujo laminar y el flujo turbulento, y no es posible predecir cuál de ellos ocurrirá. El cambio de flujo laminar a turbulento da como resultado valores para los factores de fricción dentro de la zona sombreada. Más allá de  $NR = 4000$ , se grafica la familia de curvas para distintos valores de  $\varepsilon/D$ . Se hacen algunas observaciones importantes acerca de estas curvas:

1. Para el flujo con el número de Reynolds dado, conforme aumenta la rugosidad relativa  $\varepsilon/D$ , factor de fricción  $f$  disminuye.
2. Para la rugosidad relativa  $\varepsilon/D$ , el factor de fricción  $f$  disminuye con el aumento del número de Reynolds, hasta que se alcanza la zona de turbulencia completa.
3. Dentro de la zona de turbulencia completa, el número de Reynolds, no tiene ningún efecto en el factor de fricción.
4. Conforme se incrementa la rugosidad relativa  $\varepsilon/D$ , también se eleva el valor del número de Reynolds donde comienza la zona de turbulencia completa.

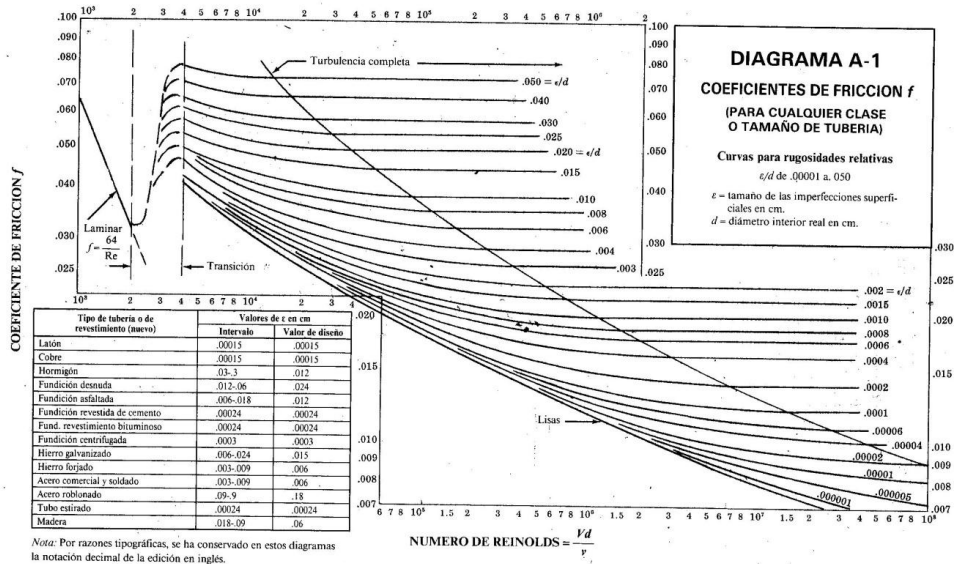


Figura 2.18 Diagrama de Moody (<https://sites.google.com/site/materiasmec>)

La ecuación para encontrar el coeficiente de fricción (para flujo Turbulento) que nos ayuda a tener un menor porcentaje de error y facilitar cálculos.

Ecuación para (P.K Swamee y A.K. Jain)

$$f = \frac{1.325}{\left[ \ln \left( \frac{\epsilon}{3.7(D)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \dots \dots \dots Ec(15)$$

### 2.13 Pérdidas secundarias en la tubería.

Las pérdidas secundarias son las pérdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones (estrechamiento o expansiones de la corriente), codos, válvulas, y en toda clase de accesorios de tubería.

Para encontrar las pérdidas por accesorios tenemos:

$$h_a = K \frac{V^2}{2g} \dots \dots \dots Ec(16)$$

Dónde:

$h_a$  = pérdida de carga secundaria.

K = coeficiente de pérdida de carga secundaria.

V = velocidad media en la tubería, si se trata de codos, válvulas, etc.

Si se trata de un cambio de sección como contracción o ensanchamiento, suele tomarse la velocidad en la sección menor. Lo correcto será indicar junto al valor de K la velocidad V que hay que tomar en cada caso. Tabla 10 muestra los valores del coeficiente K como así también las pérdidas por carga media, la tabla de la figura 2.18 es utilizada en los casos 4 y 6 de la tabla 2.3 y 2.4.

Tabla 2.3 Accesorio y pérdidas (<https://sites.google.com/site/materiasmec>)

Accesorios	Perdida de carga
1. Depósito de tubería (pérdida a la entrada)	$-0.50 \frac{V_2^2}{2g}$
- Conexión a ras de pared	$-1.0 \frac{V_2^2}{2g}$
- Tubería entrante	$-0.05 \frac{V_2^2}{2g}$
- Conexión abocinada	$-0.05 \frac{V_2^2}{2g}$
2. De tubería a depósito (pérdida a la salida)	$-1.0 \frac{V_1^2}{2g}$
3. Ensanchamiento brusco	$\frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$
4. Ensanchamiento gradual (ocupar tabla)	$K \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$
5. Venturímetros boquilla y orificios	$\left(\frac{1}{C_v^2} - 1\right) \frac{V_2^2}{2g}$
6. Contracción brusca (ocupar tabla)	$K_c \frac{V_2^2}{2g}$
7. Codos accesorios, válvulas Algunos valores de K son: 45°, codo.....0,35 a 0.45 90°, codo.....0.50 a 0.75 Tés .....1.50 a 2.00 Válvula de compuerta....0.25 Válvulas de control.....3.0	$K \frac{V_2^2}{2g}$

Tabla 2.4 Factores de corrección k en base a los grados (<https://sites.google.com/site/materiasmec>)

Valores K de los codos en base a los grados									
Grados	20	30	45	60	75	90	110	130	150
Kc	0.31	0.45	0.6	0.78	0.9	1	1.13	1.2	1.28

VALORES DE $K^*$								
Contracciones y ensanchamientos								
Contracción brusca		Ensanchamiento gradual para un ángulo total del cono						
$d_1/d_2$	$K_c$	4°	10°	15°	20°	30°	50°	60°
1,2	0,08	0,02	0,04	0,09	0,16	0,25	0,35	0,37
1,4	0,17	0,03	0,06	0,12	0,23	0,36	0,50	0,53
1,6	0,26	0,03	0,07	0,14	0,26	0,42	0,57	0,61
1,8	0,34	0,04	0,07	0,15	0,28	0,44	0,61	0,65
2,0	0,37	0,04	0,07	0,16	0,29	0,46	0,63	0,68
2,5	0,41	0,04	0,08	0,16	0,30	0,48	0,65	0,70
3,0	0,43	0,04	0,08	0,16	0,31	0,48	0,66	0,71
4,0	0,45	0,04	0,08	0,16	0,31	0,49	0,67	0,72
5,0	0,46	0,04	0,08	0,16	0,31	0,50	0,67	0,72

Figura 2.19 Tabla de contracciones y ensanchamientos  
(<https://sites.google.com/site/materiasmec>)

Finalmente la pérdida de carga total se da con:

$$h_T = h_L + h_a \dots \dots \dots Ec(17)$$

Dónde:

$h_T$ = pérdida de carga total en metros.

$h_L$ = pérdida de carga por tubería.

$h_a$ = pérdidas de cargas por accesorios.

Para hacer la conversión de metros a milímetros columna de H<sub>2</sub>O utilizamos:

$$h_T(\rho \text{ arie})(g) \left( \frac{1mmH_2O}{9.80665Pa} \right) = mm. C. H_2O \dots \dots \dots Ec(18)$$

### 2.14 Transmisión mecánica

Se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina.

Entre las formas más habituales de transmisión están:

- Cables.
- Cadena de transmisión.

- Correas o bandas de transmisión.
- Engranajes.
- Juntas cardán.
- Poleas.

### 2.14.1 Transmisión por poleas y bandas.

Los elementos de las maquinas flexibles, como las bandas, cables o cadenas, se utilizan para la transmisión de potencia a distancias comparativamente grandes. Cuando se emplean estos elementos, por lo general, sustituyen a grupos de engranaje, ejes y sus cojinetes o a dispositivos de transmisión similares. Por lo tanto, simplifican mucho una maquina o instalación mecánica, y son así, un elemento importante para reducir costos.

### 2.15.2 Transmisión Por Bandas

Las transmisiones por banda, en su forma más sencilla, consta de una cinta colocada con tensión en dos poleas: una motriz y otra movida. Al moverse la cinta (banda) trasmite energía desde la polea motriz a la polea movida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas.

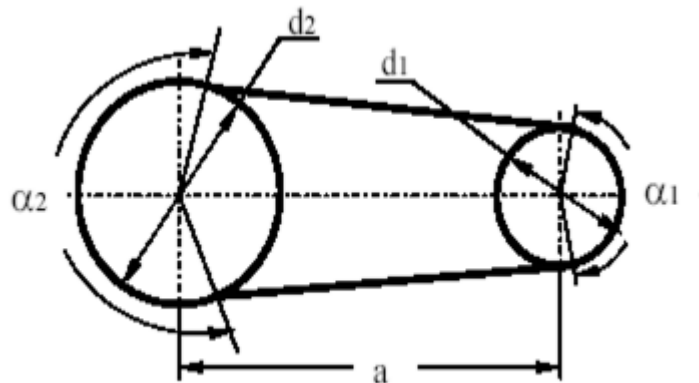


Figura 2.20 Esquema de transmisión por correa

La relación de velocidades y de diámetros de las poleas está dada por la siguiente ecuación:

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D_2}{D_1} \dots \dots Ec(19)$$

El diámetro de las poleas y medidas de las bandas se basan en normas dadas por el fabricante.



$$c = 2.25 \left\{ \left[ L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[ L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 + 2(D - d)^2} \right\} \dots \dots Ec(20)$$

Longitud de ancho de banda

$$L_p = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{2C} \dots \dots \dots Ec(21)$$

Velocidad de banda

$$V = \frac{\pi d N}{60} \dots \dots \dots Ec(22)$$

d= Diámetro de la polea conductora (m)

N=RPM

Ángulo de contacto de la banda con la polea conductora:

$$\theta_2 = 180 + 2\text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2C} \dots \dots \dots Ec(23)$$

Para la selección óptima de tipo de correas de banda se basa en las propiedades dadas por el fabricante, tomando en cuenta la potencia y velocidad a las que se encuentran sometidas.

Para seleccionar el número de bandas necesarias en un sistema Polea-Banda, se basa en la siguiente ecuación:

$$Nb \geq \frac{H_d}{H_a} \dots \dots \dots Ec(24)$$

Dónde:

Nb= Número de bandas

$$H_d = H_{nom} k_s n_d \dots \dots \dots Ec(25)$$

Dónde:

$H_d$ = Potencia teórica

$H_{nom}$ = Potencia nominal

$k_s$ = Factor de servicio

$n_d$ = Factor de diseño

$$H_a = H_{tab} k_1 k_2 \dots \dots \dots Ec(26)$$

$H_a$  = Potencia permitida por banda

$k_1$  = Factor de corrección del ángulo de cobertura

$k_2$  = Factor de corrección de longitud de banda

## Capítulo 3

### 3.1 Proceso de cálculo

Para el proceso de modernización de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez, este debe mantener un ambiente adecuado para que el personal que labora en las diferentes aéreas de la casa de máquinas cuente con aire fresco y libre de polvo, así también para que el equipo mecánico, eléctrico, electromagnético y de control de las diferentes zonas opere satisfactoriamente.

Se tiene que los equipos de ventilación no se encuentran funcionando adecuadamente debido a que las poleas, bandas y motores se han deteriorado por el largo tiempo que llevan en ejecución por lo que es necesario la sustitución por equipo nuevo. Pero por falta de datos del proveedor del equipo ya instalado se pretende realizar los cálculos para poder seleccionar el equipo adecuado.



**Figura 3.1 Foto en los nichos de ventilación de la primera etapa de la casa de máquinas de las poleas, bandas y un motor de 75 Hp**

Tomando en cuenta las necesidades propias de la central hidroeléctrica, (casa de máquinas, fosos de turbinas, servicios, auxiliares, sala de baterías, etc.) El diseño del sistema de ventilación debe considerar las condiciones ambientales interiores y exteriores, la generación de calor por lo equipos y personal ocupante, así como las características de calidad de aire en cada caso y en cada zona en particular para lograr sus objetivos.

Estos cálculos a realizar se harán de acuerdo a las normas de ventilación de las centrales hidroeléctricas (NRF-080-CFE-2010).

### 3.2 Investigación del espacio a ventilar

Se investiga las diferentes zonas de la casa de máquinas.

Para cada zona se le debe tomar sus dimensiones para poder obtener el volumen de cada zona y así realizar el cálculo del caudal utilizando el método de renovaciones por hora.

#### 3.2.1 Investigación de la primera etapa de la casa de maquinas

El área de playa de montaje es donde se realizan las maniobras de mantenimiento y donde se encuentra la grúa viajera con la cual se desmonta las piezas más pesadas de las unidades, como por ejemplo cuando se le da mantenimiento a los radiadores.



Figura 3.2 Foto de la playa de montaje de la primera etapa de la casa de maquinas

En el piso de generadores es donde se tiene accesos a los generadores para darle su respectivo mantenimiento rutinario. En este piso también se tiene acceso a las sala de tableros y a los pasillo de bus de bus de fase aislada.

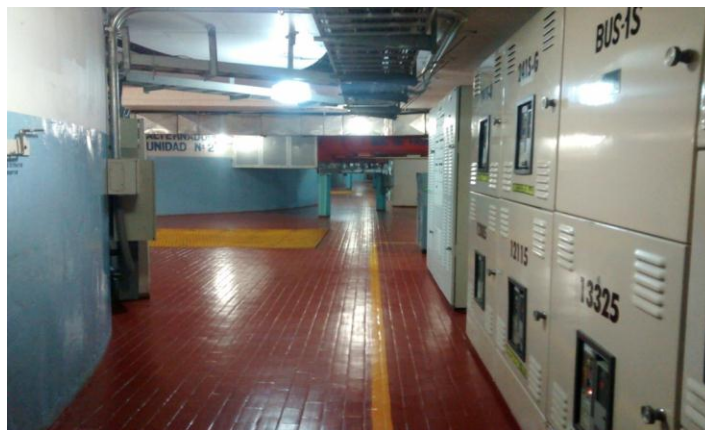


Figura 3.3 Foto del piso de generadores con vista a la sala de baterías

El piso de turbinas es en donde se tiene acceso a las turbinas, también es donde se encuentran el sistema de enfriamiento como son las tuberías y los intercambiadores, así como también el regulador mecánico.



**Figura 3.4 Fotos del piso de turbinas de la primera etapa**

El bus de fase aislada es un mecanismo que trae grandes corrientes necesarias para una hidroeléctrica. Se usa como un conector entre un generador y un UAG (generador de transformador elevador).

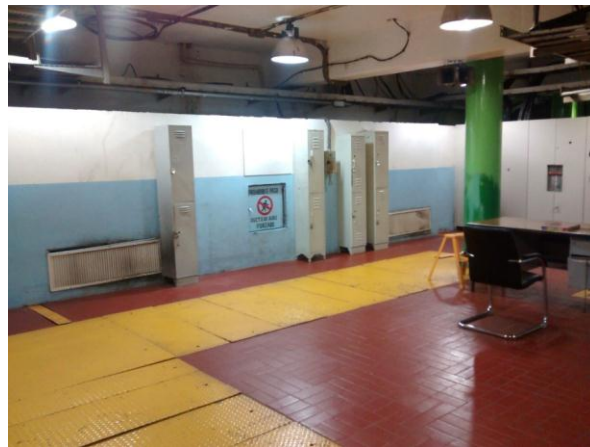


**Figura 3.5 Fotos de pasillo del área de bus de fase aislada de la primera etapa de la casa de máquinas**

Elemento que transforma la electricidad de una tensión de entrada a otra tensión de salida que puede ser mayor o menor, por efectos magnéticos.



**Figura 3.6 Foto de un transformador de caverna**



**Figura 3.7 Foto de las rejillas de ventilación del área donde se encuentra la turbina auxiliar**

Las zonas de la casa de máquinas de la primera etapa se presentan en la siguiente tabla junto con sus dimensiones.

**Tabla 3.1 Dimensiones de las zonas de la primera etapa de la casa de máquinas. (Datos obtenidos de los planos de construcción de la casa de máquina de la C.H. Belizario Dominguez)**

No. De zona	Nombre	Largo	Ancho	Alto
1	Piso de playa de montaje	90	19	9.7
2	Transformadores de caverna	23	6.33	9.7
3	Pasillo BFA a generador 1,2 y 3	15.5	3.46	3.2
4	Pasillo de BFA 1	18	2.5	5
5	Pasillo de BFA 2	22	5.2	5
6	Pasillo de BFA 3	32	6.25	5
7	Pasillo de baterías	7	4	4
8	Pasillo a segunda etapa	12.5	19	4
9	Ante pasillo a segunda etapa	7	15	4
10	Cuarto de baterías	19	7.5	3
11	Piso de turbinas	60	19	2.5
12	Piso de turbinas auxiliar	13	12	3

### 3.2.2 Investigación de la segunda etapa de la casa de máquinas



Figura 3.8 Foto de la playa de montaje de la casa de máquinas



Figura 3.9 Fotos de pasillo del des area de bus de fase aislada de la segunda etapa de la casa de máquinas





**Figura 3.10** Piso de generadores de la segunda etapa de la casa de máquinas



**Figura 3.11** Piso de turbinas de la segunda etapa de la casa de máquinas

**Tabla 3.2 Dimensiones de las zonas a ventilar de la segunda etapa de la casa de máquinas. (Datos obtenidos de los planos de construcción de la casa de máquina de la C.H. Belizario Domínguez)**

No. De zona	Nombre	Largo	Ancho	Alto
1	Piso de playa de montaje	70	19	9.7
2	Trasformadores de caverna	18.5	9.5	9.7
3	Piso de turbinas	43	19	2.5
4	Pasillo de BFA a generador	10.5	3.46	3.2
5	Pasillo de BFA 1	20	2.7	6
6	Pasillo de BFA 2	33	3.9	6
7	Pasillo de BFA 3	13	6.5	6
8	Pasillo de BFA 4	15	18	6

## Capítulo 4

### 4.1 Cálculos para la selección de los equipos de la primera etapa de la casa de máquinas.

#### 4.1.1 Cálculo de caudal de aire a ventilar para la primera etapa.

De acuerdo a la norma de ventilación de las centrales hidroeléctricas (NRF-080-CFE-2010) en la sección 4.1.5.1 inciso (a) nos dice la cantidad mínima de renovaciones por hora en las condiciones máximas de operación.

Tabla 4.1 Cambios de aire requerido para las zonas indicadas

Zona	Cantidad mínima de aire
<b>Casa de máquinas:</b>	Cambios por hora:
<b>Piso de excitadores</b>	8
<b>Piso de generadores</b>	26
<b>Piso de turbinas</b>	22
<b>Otros pisos y zonas</b>	12

El cálculo del caudal de las zonas se realizara por el método de renovaciones por hora el cual se lleva a cabo con la ecuación (2).

$$Q = \text{No. de renovaciones por hora} * \text{volumen de la zona}$$

Ejemplo de la obtención del caudal:

Obtenemos el volumen de la zona a la cual se hará el cálculo del caudal, en este caso será para la playa de montaje

$$\text{volumen}_{\text{playa de montaje}} = L * A * H$$

$$\text{volumen}_{\text{playa de montaje}} = 90 * 19 * 9.7$$

Obtenemos un volumen de 16,587 m<sup>3</sup> y la zona de montaje pertenece al piso de excitadores por lo tanto el número de renovación por hora de acuerdo a la norma es 8 renovaciones.

$$Q = 8 * 16587\text{m}^3 = 132696 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Los cálculos de todas la zonas de la primera etapa de la casa de maquina se presentan en la siguiente tabla.

**Tabla 4.2 Cálculo de caudal por cada zona de la primera etapa de casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez**

zona	Largo (L) mts	Ancho(A) mts	Alto(H) mts	Volumen (M <sup>3</sup> )	R x hora	Q x hora (m <sup>3</sup> /h)	Q x min (m <sup>3</sup> /min)
Playa de montaje	90	19	9.7	16587	8	132696	2211.6
Transformadores 1	23	6.33	9.7	1412.22	8	11297.784	188.29
Transformadores 2	23	6.33	9.7	1412.22	8	11297.784	188.29
Transformadores 3	23	6.33	9.7	1412.22	8	11297.784	188.29
							0
Pasillo BFA a generador 1	15.5	3.46	3.2	171.61	26	4462.016	74.36
Pasillo BFA a generador 2	15.5	3.46	3.2	171.61	26	4462.016	74.36
Pasillo BFA a generador 3	15.5	3.46	3.2	171.61	26	4462.016	74.36
						0	0
Pasillo de BFA 1	18	2.5	5	225	12	2700	45
Pasillo de BFA 2	22	5.2	5	572	12	6864	114.4
Pasillo de BFA 3	32	6.25	5	1000	12	12000	200
Pasillo de BFA 3	8	6.75	5	270	12	3240	54
Pasillo de baterías	7	4	4	112	12	1344	22.4
Pasillo a segunda etapa	12.5	19	4	950	12	11400	190
Ante pasillo a segunda etapa	7	15	4	420	12	5040	84
Cuarto de baterías	19	7.5	3	427.5	12	5130	85.5
Piso de turbinas	60	19	2.5	2850			
Menos	16	8	2.5	320			
Menos	3.142	64	1.25	251.36			
Menos	16	8	2.5	320			
Menos	3.142	64	1.25	251.36			
Menos	16	8	2.5	320			
Menos	3.142	64	1.25	251.36			
				1135.92	22	24990.24	416.504
Piso de turbinas auxiliar	13	12	3	468	22	10296	171.6
área de generadores	60	19	2.5	2850			
Menos	16	8	2.5	320			
Menos	3.142	64	1.25	251.36			
Menos	16	8	2.5	320			
Menos	3.142	64	1.25	251.36			
Menos	16	8	2.5	320			
Menos	3.142	64	1.25	251.36			
Menos	4	8	2.5	80			
Menos	4	8	2.5	80			
Menos	2	8	2.5	40			
				935.92	26	24333.92	405.5653333
CAUDAL TOTAL						287313.56	4788.559333

Las zonas con el nombre menos son las que no se van a ventilar o tiene ventilación propia, por ejemplo el área de generadores le restamos el volumen que ocupan los generadores porque estos utilizan radiadores para mantener su temperatura.

#### **4.1.2 Cálculo de la caída de presión en los ductos de inyección de aire de la primera etapa de la casa de máquinas casa de máquinas.**

Para realizar la selección de los ventiladores correctos debemos calcular la energía necesaria para poder ventilar las áreas destinadas a través de los ductos de inyección. Para ello es necesario calcular la caída de presión en los tramos rectos de los ductos así como también en los accesorios como son codos y ensanchamientos.

Para calcular la pérdida de carga en los tramos rectos utilizamos la ecuación de Warcy-Weisbacn (13).

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

L = Longitud de la corriente de flujo [m]

D = Diámetro de la tubería [m]

V = Velocidad promedio del flujo [m/s]

f = Factor de fricción

$h_L$  = Pérdida de carga debido a la fricción

Por falta de planos, las dimensiones de los ductos fueron tomadas manualmente.

**Tabla 4.3 Dimensiones de las secciones de los ductos inyección de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez.**

No. De sección	Dimensiones		Longitud	Caudal	
	a(metros)	b(metros)		L(metros)	m <sup>3</sup> /min
1	1.78	1.94	6	188	3.13
2	1.8	0.86	4	500	8.33
3	1.7	1.94	8.75	442	7.36
4	2.34	1.32	12.6	442	7.36
5	1.88	1.34	8.65	188	3.13
6	1.88	1.34	11.2	188	3.13
7	1.12	0.86	8.8	200	3.33
8	1.12	0.86	9.25	188	3.13
9	0.9	1.25	30	400	6.66
10	0.84	0.9	20	200	3.33
11	0.58	0.58	5	100	1.66
12	0.58	0.58	5	100	1.66
13	1.8	1.94	19	442	7.36
14	0.81	1.32	8.85	200	3.33
15	0.7	1.32	7.2	100	1.66
16	0.7	0.88	3.3	100	1.66
17	0.81	1.32	8.75	442	7.36
18	0.81	1.32	12.6	442	7.36
19	3	2.5	5	4788.55	79.80
20	1.88	1.34	11.2	500	8.33
21	1.12	0.86	8.8	200	3.33

Para el cálculo del diámetro equivalente utilizamos la ecuación (11) donde a y b son los lados de los ductos.

Ejemplo:

$$D_e = \frac{1.3 \times (1.78)(1.94)^{\frac{5}{8}}}{(1.78 + 1.94)^{\frac{1}{4}}} = 2.03093$$

Obteniendo el diámetro equivalente el siguiente paso será calcular la velocidad del aire, el cual se obtiene de la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} V_1$$

Despejando:

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Sustituyendo:

$$V_1 = \frac{4(3.1333)}{\pi(2.03093)^2} = 0.96721(m/s)$$

De acuerdo a la norma NRF-080-CFE-2010 sección 4.1.5.6 inciso a de ventilación para centrales hidroeléctricas la velocidad máxima en los ductos de ventilación es de 670 m/min (11.1667 m/seg).

**Tabla 4.4 Cálculos de los diámetros equivalentes y de las velocidades en los ductos de inyección de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez.**

No. De sección	Dimensiones		Longitud	Caudal		D. equivalentes	Velocidad
	a(metros)	b(metros)		L(metros)	m <sup>3</sup> /min		
1	1.78	1.94	6	188	3.13	2.03	0.96
2	1.8	0.86	4	500	8.33	1.33	5.93
3	1.7	1.94	8.75	442	7.36	1.98	2.38
4	2.34	1.32	12.6	442	7.36	1.90	2.59
5	1.88	1.34	8.65	188	3.13	1.72	1.33
6	1.88	1.34	11.2	188	3.13	1.72	1.33
7	1.12	0.86	8.8	200	3.33	1.07	3.70
8	1.12	0.86	9.25	188	3.13	1.07	3.48
9	0.9	.7	30	400	6.66	1.15	11.31
10	0.84	0.9	20	200	3.33	0.95	4.69
11	0.58	0.58	5	100	1.66	0.63	5.27
12	0.58	0.58	5	100	1.66	0.63	5.27
13	1.8	1.94	19	442	7.36	2.04	2.24
14	0.81	1.32	8.85	200	3.33	1.12	3.37
15	0.7	1.32	7.2	100	1.66	1.03	1.96
16	0.7	0.88	3.3	100	1.66	0.85	2.89
17	0.81	1.32	8.75	442	7.36	1.12	7.45
18	0.81	1.32	12.6	442	7.36	1.12	7.45
19	3	2.5	12	4788.55	79.80	2.99	11.36
20	1.88	1.34	11.2	500	8.33	1.72	3.54
21	1.12	0.86	8.8	200	3.33	1.070	3.70

En estos cálculos también necesitamos la presión del aire, para ello sabemos que la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez se encuentra a una altura de 427 m.s.n.m., la presión atmosférica es de 96.3 Kpa y la temperatura es de 24°C (297.15 K).

Por lo tanto:

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{96.3}{286.9 * 297.15} = 1.129(\text{kg}/\text{m}^3)$$

La viscosidad del aire se calcula con la ecuación (6), ejemplo:

$$\mu = 1.724 * 10^{-5} x \left(\frac{297.15}{273.15}\right)^{\frac{19}{25}} = 1.837 * 10^{-5}$$

Teniendo estos datos calculamos el número de Reynolds mediante la ecuación siguiente:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \dots \dots \dots Ec(26)$$

Sustituyendo:

$$Re = \frac{(1.129)(0.96721)(2.03093)}{(1.837 * 10^{-5})} = 120,725.9186$$

Los ductos de inyección de aire están hechos de hierro galvanizado que tiene una  $\epsilon$  rugosidad absoluta de 0.015 y de cemento aislado de 0.55.

Lo último que se calcula para saber la caída de presión, es el coeficiente de fricción en cual se puede obtener con la ecuación 14.

Sustituyendo los valores ya obtenidos.

$$f = \frac{1.325}{\left[\ln\left(\frac{0.015}{3.7(2.03093)} + \frac{5.74}{120725.9186^{0.9}}\right)\right]^2} = 0.057964$$

Obteniendo todos los datos del ducto ya podemos calcular la pérdida de carga con la ecuación de Darcy-Weisbach, ecuación (13).



$$h_L = 0.057964 * \frac{6}{2.03093} * \frac{0.96721^2}{2 * 9.81} = 0.00816501$$

Este procedimiento se realiza para cada tramo de los ductos de inyección de la primera etapa de la casa de máquinas y así poder calcular la pérdida total por fricción en los tramos rectos

**Tabla 4.5 Cálculos para la pérdida de carga en tramos rectos de los ductos de inyección de aire de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez.**

Presión del aire	Viscosidad del aire	Numero de Reynolds	Rugosidad	Coeficiente de fricción	Perdida de carga
kg/m <sup>3</sup>	U	Re			(m)
1.12	0.00001837	120727.24	0.015	0.05	0.008
1.12	0.00001837	487510.38	0.015	0.04	0.26
1.12	0.00001837	290530.18	0.015	0.05	0.07
1.12	0.00001837	303091.82	0.015	0.05	0.12
1.12	0.00001837	141818.52	0.015	0.05	0.02
1.12	0.00001837	141818.52	0.015	0.05	0.03
1.12	0.00001837	243654.14	0.015	0.04	0.25
1.12	0.00001837	229034.89	0.015	0.04	0.24
1.12	0.00001837	602424.24	0.055	0.07	15.84
1.12	0.00001837	274467.85	0.055	0.07	1.73
1.12	0.00001837	205697.87	0.055	0.06	0.68
1.12	0.00001837	205697.87	0.055	0.06	0.68
1.12	0.00001837	282240.33	0.055	0.10	0.26
1.12	0.00001837	232468.09	0.055	0.07	0.36
1.12	0.00001837	125658.87	0.015	0.04	0.06
1.12	0.00001837	152256.77	0.015	0.04	0.06
1.12	0.00001837	513754.48	0.055	0.07	1.74
1.12	0.00001837	513754.48	0.055	0.07	2.51
1.12	0.00001837	2088250.32	0.055	0.13	3.60
1.12	0.00001837	377176.92	0.055	0.09	0.41
1.12	0.00001837	243654.14	0.055	0.07	0.44
total de pérdidas de cargas en tramos rectos					29.45

Para las pérdidas de carga por los codos se acudirá a la tabla 2.5 de factor de pérdida de carga K esto multiplicado por la Presión dinámica. Ecuación (15)

$$h_a = K \frac{v^2}{2g}$$

Ejemplo:

Sabiendo que el codo de 110° tiene un factor de k= 1.13

$$h_a = 1.13 \frac{0.967217883^2}{2 * 9.81} = 0.05388$$

**Tabla 4.6 Cálculos de la pérdida de carga en los codos del sistema de inyección de aire de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H. Belisario Domínguez**

No. Del codo	Grados de los codos	Factor de K	Velocidad del aire	Perdida de carga por accesorio
1	110	1.13	0.96	0.05
2	45	0.6	2.49	0.19
3	45	0.6	2.49	0.19
4	45	0.6	2.59	0.20
5	110	1.13	2.89	0.48
6	110	1.13	2.89	0.48
7	110	1.13	2.89	0.48
8	60	0.78	4.69	0.87
9	20	0.31	4.69	0.34
10	90	1	2.24	0.25
11	45	0.6	2.89	0.25
12	75	0.9	3.90	0.69
13	60	0.78	3.90	0.60
14	130	1.2	2.89	0.51
15	45	0.6	2.49	0.19
16	45	0.6	2.59	0.20
17	110	1.13	2.89	0.48
18	110	1.13	2.89	0.48
Total de pérdida de carga en codos				7.00

Para la pérdida de carga contracción brusca se utiliza la tabla de la imagen 2.8 para obtener los valores de K en relación a los diámetros equivalentes.

Ejemplo:

Dimensiones de la sección inicial del primer tramo:

a= 1.78m

b=1.94m

Diámetro 1=2.03 (m)

a= 2.44m

b=1.32m

Diámetro 2= 1.93 (m)

Relación de diámetros = (Diámetro1/Diámetro2) = (2.030935823/1.939205077)=1.047303

$$K=1.2$$

Sustituyendo:

$$h_a = 0.08 \frac{2.494213689^2}{2 * 9.81} = 0.0236$$

**Tabla 4.7 Cálculos de las pérdidas de carga en las contracciones bruscas de los ductos de inyección de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez**

# de sección	Diámetro 1 (D1)		Diámetro 2 (D2)		D1	D2	D1/D2	k	Velocidad	ha
	a	B	A	B	(m)	(m)	(m/s)		(m)	
1	1.78	1.94	2.44	1.32	2.03	1.93	1.04	0.08	2.49	0.02
2	2.44	1.32	2.34	1.132	1.93	1.75	1.10	0.08	2.89	0.03
3	2.05	1.34	1.88	1.34	1.80	1.72	1.04	0.08	4.69	0.09
4	1.88	1.34	1.32	1.32	1.72	1.44	1.19	0.17	2.59	0.05
5	1.88	1.34	1.16	0.86	1.72	1.08	1.58	0.26	3.90	0.20
6	1.16	0.86	1.12	0.86	1.08	1.07	1.017	0.08	2.89	0.03
7	1.12	0.86	0.86	0.7	1.07	0.84	1.26	0.17	2.89	0.07
8	0.86	0.7	0.5	0.6	0.84	0.59	1.41	0.17	4.69	0.19
9	1	1	0.58	0.58	1.09	0.63	1.72	0.34	3.90	0.26
10	1	1	0.33	0.36	1.09	0.37	2.90	0.43	2.49	0.13
11	1.32	0.7	0.8	0.7	1.03	0.81	1.26	0.17	2.59	0.05
12	1.12	0.86	0.86	0.7	1.07	0.84	1.26	0.17	4.69	0.19
13	0.86	0.7	0.5	0.6	0.84	0.59	1.41	0.17	2.59	0.05
14	1	1	0.58	0.58	1.09	0.63	1.72	0.34	3.90	0.26
15	1	1	0.33	0.36	1.09	0.37	2.90	0.43	2.89	0.18
Total de pérdidas por contracción brusca										1.86

Obteniendo las diferentes formas de pérdida de carga sustituimos valores en la ecuación (9).

$$h_T = \left( \frac{11.36^2}{2 * 9.81} - \frac{2.27^2}{2 * 9.81} \right) + 29.45 + 7.00 + 1.86$$

$$H_T = 6.31 + 38.32 = \mathbf{44.63 (m)}$$

Para hacer la conversión de metros a milímetros columna de H<sub>2</sub>O utilizamos la ecuación (17)

$$44.63504854 (m) \left( 1.129 \frac{kg}{m^3} \right) \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) \left( \frac{1mmH_2O}{9.80665Pa} \right) = \mathbf{50.41018429mm. C. H_2O}$$

De acuerdo a la norma NRF-080-CFE-2010 sección 4.1.4 inciso P de ventilación para centrales hidroeléctricas.

Una vez determinada la capacidad de gasto de aire del sistema, de debe considerar un excedente de por lo menos el 25% de la misma, para lograr una adecuada ventilación, cuando se requiera dar mantenimiento a parte del sistema, o por falla de alguno de los ventiladores.

Tenemos un caudal:

$$Q=4,788.559(m^3/min)$$

Con el excedente del 25% nuestro caudal seria:

$$Q= 5,985.69 (m^3/min)$$

El sistema de ductos de inyección esta en paralelo y diseñado para tres ventiladores. Por lo tanto tenemos que:

**Tabla 4.8 Características para seleccionar el ventilador adecuado**

Numero de ventiladores	3
<b>Caudal total</b>	5,985.69 (m <sup>3</sup> /min)
<b>Caudal por cada ventilado</b>	1,996.56 (m <sup>3</sup> /min)
<b>Presión total requerida por ventilador</b>	50.41 mm.c.a
<b>Presión estática requerida por ventilador</b>	40.83 mm.c.a

### 4.1.3 Selección de ventiladores

De acuerdo a la norma NRF-080-CFE-2010 sección 4.1.5.1 inciso (c) de ventilación para centrales hidroeléctricas.

Los ventiladores centrífugos suministrados, deben ser, de preferencia, clase 1, ya que la velocidad del aire de los ductos, no debe exceder de 670 m/min, a menos que en algún caso especial, se requiera mayor presión y velocidad.

NRF-080-CFE-2010 sección 4.1.5.1 incisos (d).

Para los rodetes o impulsores con alabes inclinados hacia atrás, el fabricante debe considerar en su diseño, que la velocidad crítica del motor – ventilador queda ubicada a por lo menos, 25% por arriba de la velocidad máxima de operación. El caudal y la presión requerida en un punto específico de trabajo, son los parámetros necesarios para la correcta selección del ventilador y la determinación del montaje de la transmisión y potencia del motor.

CFM m <sup>3</sup> /hr	Vel. salida PPM	PRESION ESTATICA mmca - inwg.																							
		25.4mm/1.0"		38.1mm/1.5"		50.8mm/2.0"		63.5mm/2.5"		76.2mm/3.0"		88.9mm/3.5"		101.6mm/4.0"		114.3mm/4.5"		127mm/5.0"		139.7mm/5.5"		152.4mm/6.0"			
		RPM	DHP	RPM	DHP	RPM	DHP	RPM	DHP	RPM	DHP	RPM	DHP	RPM	DHP	RPM	DHP	RPM	DHP	RPM	DHP	RPM	DHP		
27704	800	276	5.40	74	78	424	13.9	464	16.9	505	20.3	523	22.1	540	24.0	574	28.0	605	32.2	635	36.7	664	41.3		
47069		69				81		84		86		87		88		90		92		93		94			
34630	1000	293	6.87	339	10.1	383	13.8	425	17.6	465	21.0	503	24.3	521	26.0	539	27.8	570	31.6	603	35.6	631	40.0	661	44.6
58836		90		75		78		81		84		86		87		88		90		91		93		94	
41556	1200	314	8.72	358	12.3	395	16.1	432	20.4	468	25.0	504	29.5	522	31.6	537	33.7	571	37.7	601	41.7	632	45.8	662	50.1
70604		75		78		80		82		84		86		87		88		90		91		93		94	
48482	1400	338	10.9	377	15.0	413	19.2	447	23.5	479	28.3	511	33.5	526	36.1	541	38.8	572	44.2	602	49.2	630	54.1	658	58.8
82371		79		80		82		83		85		87		87		88		90		91		93		94	
55408	1600	361	13.9	400	18.1	434	22.8	465	27.6	495	32.4	524	37.6	538	40.3	552	43.2	580	49.1	607	55.2	633	61.4	660	67.4
94138		82		83		84		85		87		88		88		89		90		92		93		94	
62334	1800	386	17.4	423	21.9	456	26.8	486	32.1	514	37.5	541	42.9	554	45.7	567	48.5	593	54.4	618	60.7	643	67.3	667	74.1
105905		85		85		86		88		89		90		90		91		92		93		94		95	
89260	2000	413	21.6	447	26.5	480	31.5	509	37.1	536	43.0	561	48.9	574	51.9	586	54.9	610	61.0	633	67.3	656	73.8	679	80.7
117873		88		88		89		90		91		92		92		93		93		94		95		96	
72723	2100	426	23.9	460	29.1	491	34.3	520	39.9	547	45.9	572	52.2	584	55.3	596	58.5	619	64.8	642	71.2	664	77.7	686	84.6
448822		88		88		89		90		91		92		93		93		94		95		96		96	
76186	2200	440	26.4	472	31.9	503	37.3	532	42.9	558	49.1	583	55.5	595	58.8	606	62.1	629	68.7	651	75.3	673	82.0	694	88.9
129440		90		91		91		92		92		93		94		94		95		96		96		97	
79649	2300	455	29.1	485	34.9	515	40.5	544	46.2	570	52.5	594	59.1	606	62.4	617	65.8	640	72.7	661	79.6	682	86.5	703	93.5
135324		91		92		92		93		93		94		95		95		96		96		97		98	
83112	2400	489	32.0	499	38.1	528	43.9	556	49.8	582	56.1	606	62.8	617	66.2	629	69.8	650	76.9	672	84.1	692	91.2	713	98.4
141207		93		93		94		94		95		95		96		96		97		97		98		98	
90038	2600			526	45.0	553	51.5	580	57.8	605	64.2	629	71.0	641	74.6	652	78.2	673	85.7	693	93.4	713	101.2	733	108.9
152975				95		96		96		96		97		97		97		98		99		99		99	
96964	2800			555	52.8	580	59.9	605	66.7	629	73.5	653	80.5	664	84.1	675	87.8	696	95.5	716	103.5	735	111.7	754	120.0

Figura 4.1 Tabla de operación del fabricante, de ventilador centrifugo serie (soler y palau).

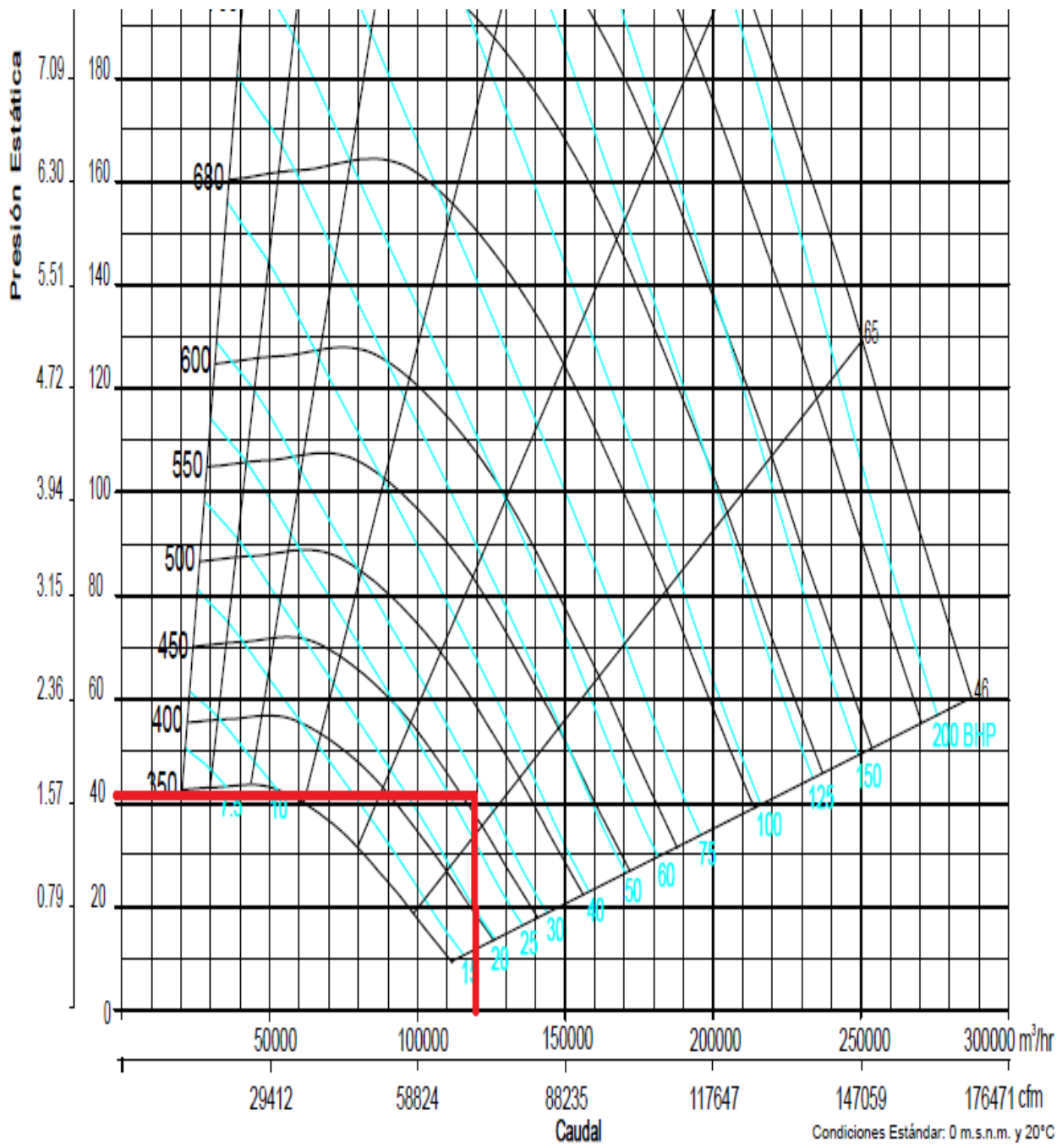


Figura 4.2 Curva característica de ventilador centrífugo serie CDM1400, (soler y palau).

Para obtener los datos exactos de operación del ventilador es necesario hacer una serie de interpolaciones.

Primero una interpolación entre caudales como se muestra en la siguiente tabla.

**Tabla 4.9 Interpolación de caudales**

Caudal m <sup>3</sup> /hrs	38.1 mm.c.a		50.1 mm.c.a	
	RPM	HP	RPM	HP
117673	447	26.5	480	31.5
119760	451.61	27.42	483.90	32.49
123556	460	29.1	491	34.3

Después una interpolación entre milímetros de columna de agua como se muestra en la tabla siguiente.

**Tabla 4.10 Interpolación entre milímetros columna de agua**

mm.c.a	RPM	HP
38.1	451.6117	27.4223
40.8399	458.98	28.58
50.1	483.9022	32.4933

Los resultados obtenidos de las interpolaciones son:

presión	<b>40.83</b>
RPM	<b>458.98</b>
HP	<b>28.58</b>

#### 4.1.4 Selección de transmisión de potencia

Selección del motor, en base a recomendaciones de fabricante del ventilador, aumentar la potencia del ventilador de un 5 a 15 % aproximadamente dependiendo de transmisión de poleas y bandas para el motor.

El ventilador:

- 28 Hp
- 460 Rpm

Con un aumento del 5% aproximadamente, se selecciona un motor de la siguiente tabla sacada de un catálogo de SIEMENS.

HP	Velocidad		Armazón	Corriente (A)			kVA/ HP	Eficiencia nominal			Factor de potencia			Par			Conexión
	RPM sincrona	RPM a plena carga		en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq.	Max.	
1	1800	1745	143T	1.1	1.5	11	K	78.7	81.8	82.5	52	66	76	3.0	290%	320%	Y
	1200	1140	145T	1.3	1.8	9	J	76.4	78.8	80.0	42	56	65	4.6	230%	290%	Y
	900	860	182T	1.2	1.9	8	H	76.6	78.9	78.5	42	54	63	6.1	220%	260%	Y
1.5	3600	3495	143T	0.9	2.0	16	K	78.0	82.0	82.5	69	79	85	2.3	270%	320%	Y
	1800	1740	145T	1.4	2.2	17	K	80.7	83.5	84.0	54	67	76	4.5	290%	320%	Y
	1200	1160	182T	1.5	2.3	16	K	81.6	84.2	85.5	50	63	71	6.8	280%	320%	Y
2	3600	3495	145T	1.1	2.5	22	K	79.9	83.2	84.0	73	83	89	3.0	270%	320%	Y
	1800	1735	145T	1.9	2.9	21	K	80.7	83.6	84.0	52	67	77	6.1	290%	310%	Y
	1200	1160	184T	1.9	3.0	22	K	84.5	86.0	86.5	50	63	72	9.1	220%	300%	Y
3	3600	3495	145T	1.1	2.5	22	K	79.9	83.2	84.0	73	83	89	3.0	270%	320%	Y
	1800	1735	145T	1.9	2.9	21	K	80.7	83.6	84.0	52	67	77	6.1	290%	310%	Y
	1200	1160	184T	1.9	3.0	22	K	84.5	86.0	86.5	50	63	72	9.1	220%	300%	Y
5	3600	3495	145T	1.1	2.5	22	K	79.9	83.2	84.0	73	83	89	3.0	270%	320%	Y
	1800	1735	145T	1.9	2.9	21	K	80.7	83.6	84.0	52	67	77	6.1	290%	310%	Y
	1200	1160	184T	1.9	3.0	22	K	84.5	86.0	86.5	50	63	72	9.1	220%	300%	Y
7.5	3600	3515	213T	3.4	8.8	64	H	87.0	88.0	88.5	77	86	90	11.0	190%	280%	Y
	1800	1750	213T	4.2	9.5	64	H	89.0	90.0	89.5	66	77	83	23.0	210%	270%	Y
	1200	1170	254T	4.5	9.8	60	H	90.6	90.9	90.2	59	72	78	34.0	180%	250%	Y
10	3600	3505	215T	4.0	12.0	81	H	89.0	89.8	89.5	80	89	87	15.0	190%	260%	Y
	1800	1750	215T	5.4	13.0	81	H	89.5	90.0	89.5	68	79	84	30.0	210%	270%	Y
	1200	1165	256T	5.0	13.0	75	G	91.7	91.5	90.2	65	75	80	45.0	170%	250%	Y
15	3600	3530	254T	5.0	17.0	116	G	88.5	90.0	90.2	84	90	92	22.0	190%	260%	Y
	1800	1760	254T	7.3	19.0	116	G	91.7	92.1	91.7	68	78	82	45.0	190%	260%	Y
	1200	1175	284T	10.0	20.0	116	G	91.0	91.7	91.0	57	71	77	67.0	160%	270%	D
20	3600	3525	256T	7.4	23.0	145	G	88.3	89.9	90.2	82	86	90	30.0	180%	260%	Y
	1800	1755	256T	9.1	26.0	145	G	92.1	92.4	91.7	67	76	80	60.0	190%	270%	Y
	1200	1175	286T	12.0	26.0	145	G	92.1	92.4	91.7	62	73	79	89.0	160%	250%	D
25	3600	3525	256T	7.4	23.0	145	G	88.3	89.9	90.2	82	86	90	30.0	180%	260%	Y
	1800	1755	256T	9.1	26.0	145	G	92.1	92.4	91.7	67	76	80	60.0	190%	270%	Y
	1200	1175	286T	12.0	26.0	145	G	92.1	92.4	91.7	62	73	79	89.0	160%	250%	D
30	3600	3525	256T	7.4	23.0	145	G	88.3	89.9	90.2	82	86	90	30.0	180%	260%	Y
	1800	1755	256T	9.1	26.0	145	G	92.1	92.4	91.7	67	76	80	60.0	190%	270%	Y
	1200	1175	286T	12.0	26.0	145	G	92.1	92.4	91.7	62	73	79	89.0	160%	250%	D
30	3600	3525	286TS	9.5	34.0	218	G	92.0	92.2	91.7	84	89	90	45.0	160%	250%	D
	1800	1765	284T	13.0	29.0	183	G	93.3	93.6	93.0	72	82	87	74.0	220%	280%	D
	1200	1180	324T	15.0	33.0	183	G	92.2	92.7	92.4	57	69	77	111.0	170%	240%	D
30	3600	3525	286TS	9.5	34.0	218	G	92.0	92.2	91.7	84	89	90	45.0	160%	250%	D
	1800	1765	286T	15.0	35.0	218	G	93.2	93.6	93.0	71	82	86	89.0	220%	280%	D
	1200	1180	326T	19.0	39.0	218	G	92.6	92.9	92.4	58	70	78	134.0	170%	240%	D
30	3600	3525	286TS	9.5	34.0	218	G	92.0	92.2	91.7	84	89	90	45.0	160%	250%	D
	1800	1765	286T	15.0	35.0	218	G	93.2	93.6	93.0	71	82	86	89.0	220%	280%	D
	1200	1180	326T	19.0	39.0	218	G	92.6	92.9	92.4	58	70	78	134.0	170%	240%	D
30	3600	3525	364T	26.0	47.0	218	G	89.9	91.3	91.0	50	62	66	178.0	150%	200%	D

Datos sujetos a cambio sin previo aviso

Figura 4.3 Tabla de catálogo SIEMENS.

Motor:

- 30 Hp
- 900 Rpm



Seleccionamos las bandas y las poleas basados en la normas ISO/ DIN 7753 en base a los datos de operación del fabricante.

Obtenemos el factor de servicio de la siguiente tabla.

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal <sup>a</sup> Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional <sup>b</sup> Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

<sup>a</sup>Síncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.  
<sup>b</sup>Monofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

**Figura 4.4** Tabla de factor de servicio para bandas (Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, 2006)

Factor para ventilador a más 15 horas por día:

$$k_2 = 1.3$$

Potencia teórica:

$$H_d = 20.8796 \text{ KW} (1.3) = 27.14348 \text{ KW}$$

De acuerdo a la potencia teórica seleccionamos la banda clásica – B/17 de la tabla de la figura 4.5 del fabricante

Relación de velocidades nominales:

$$i = 900\text{Rpm}/460\text{Rpm} = 1.95$$

De acuerdo al perfil de la banda seleccionamos el diámetro mínimo en las tablas del fabricante de la tabla de la figura 4.6.

Diagrama 1: Correas trapeciales clásicas Optibelt VB DIN 2215

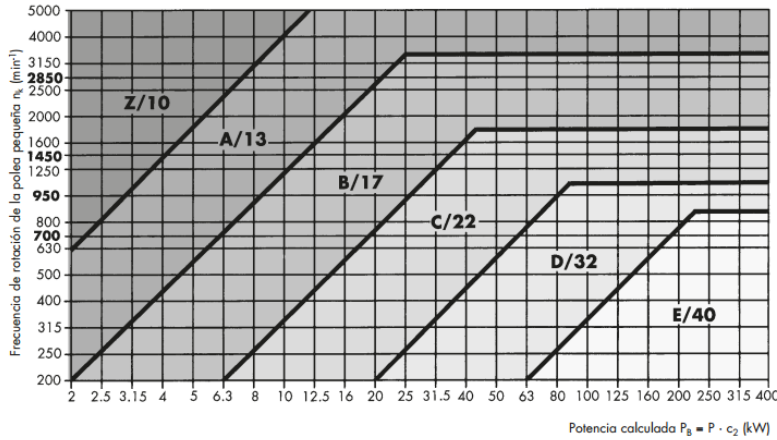


Figura 4.5 Correas trapecoidales clásicas (Optibelt) DIN 2215

Correas trapeciales Perfil	Denominación ISO	-											Datum diámetro d <sub>d</sub>		Tolerancia de concentricidad y planitud
		5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	mín.	máx.	
Correas trapeciales estrechas Perfil	DIN 7753 parte 1 e ISO 4184	-													
Diámetro de referencia d <sub>d</sub>	20,0												20,0	20,4	0,2
	22,0												22,0	22,4	
	25,0												25,0	25,4	
	28,0	28,0											28,0	28,4	
	31,5	31,5											31,5	32,0	
	35,5	35,5											35,5	36,1	
	40,0	40,0	40	40									40,0	40,6	
	45,0	45,0	45	45									45,0	45,7	
	50,0	50,0	50	50									50,0	50,8	
	56,0	56,0	56	56									56,0	56,9	
	63,0	63,0	63	63									63,0	64,0	
	71,0	71,0	71	71									71,0	72,1	
	80,0	80,0	80	80									80,0	81,3	
		90,0	90	90									90,0	91,4	
		100,0	100	100									100,0	101,6	
		112,0	112	112									112,0	113,8	
		125,0	125	125									125,0	127,0	
		140	140	140									140,0	142,2	
		150	150	150						140*			150,0	152,4	
		160	160	160					160	150*	160*		160,0	162,6	
	180		170	170	170							170,0	172,7		
	200		190	190	190			180	180			180,0	182,9		
			212	212	212			200	200			200,0	203,2		
			224	224	224			224	224			224,0	227,6		
			225	225	225			225	225			225,0	228,6		
			236	236	236			250	236			236,0	239,8		
			250	250	250			250	250	250		250,0	254,0		
			265	265	265			265	265			265,0	269,0		
			280	280	280			280	280	280		280,0	284,5		
			300	300	300			315	300			300,0	304,8		
			315	315	315			335	315	315		315,0	320,0		
			335	335	335			355	335			335,0	340,0		
			355	355	355			375	355	355	355	355,0	360,7		
			400	400	400			425	400	400	400	400,0	380,7		
			425	425	425			450	425	400	400	425,0	406,4		
			450	450	450			475	450	450		450,0	457,2		
			500	500	500			500	500	500	500	475,0	482,2		
			560	560	560			630	560	560	560	500,0	508,0		
			630	630	630			710	630	630	630	560,0	569,0		
			710	710	710			800	710	710	710	630,0	640,1		
			800	800	800			900	800	800	800	710,0	721,4		
			900	900	900			1000	900	900	900	800,0	812,8		
			1000	1000	1000			1120	1000	1000	1000	900,0	914,4		
								1250	1120	1120	1120	1000,0	1016,0		
								1400	1250	1250	1250	1120,0	1137,9		
								1600	1400	1400	1400	1250,0	1270,0		
								1800	1600	1600	1600	1400,0	1422,4		
								2000	1800	1800	1800	1600,0	1625,6		
								2200	2000	2000	2000	1800,0	1828,8		
												2000,0	2032,0		
Desviación admisible del diámetro de referencia entre los canales [mm]		0,3			0,4			0,6			-				

Para más detalles ver normas DIN 2211 página 1 y DIN 2217 página 1. Estas poleas acanaladas también se pueden usar para las correas trapeciales Optibelt SUPER TX y Super X-POWER M-S. Usar preferentemente los diámetros de referencia impresos en negrita.

• Sólo para correas trapeciales clásicas, de flancos abiertos. \* Para correas trapeciales estrechas Super X-POWER M-S

Figura 4.6 Poleas acanaladas trapecoidales DIN 2211 (Optibelt).

Diámetro (De) poleas acanaladas trapezoidales.

$$d_1 = 236$$

$$i = \frac{D_2}{236mm} = 1.95$$

$$D_2 = 460.2mm$$

Seleccionando la más cercana a ese valor obtenemos:

$$D_2 = 475mm$$

Comprobación de velocidad de giro

$$\frac{475}{236} = 2.0127$$

$$\frac{900Rpm}{2.0127} = 447.1605 Rpm$$

$$\Delta R = 447.16 - 460 = -12Rpm \text{ Cumple con el rango de } \pm 15Rpm$$

Una distancia entre centros de 1800mm y 2000mm

Longitud primitiva:

$$L_p = 2(1900) + \frac{\pi}{2}(475 + 236) + \frac{(475 - 236)^2}{2(1900)} = 4931.868mm$$

$$L_p = 4900mm$$

Distancia entre ejes (fina).

$$C = 0.25 \left\{ \left[ 4900 - \frac{\pi}{2}(475 + 236) \right] + \sqrt{\left[ 4900 - \frac{\pi}{2}(475 + 236) \right]^2 - 2(475 - 236)^2} \right\}$$

$$C = 1,887.8$$

Velocidad y frecuencia de la banda

$$V = \frac{\pi(0.236)(900)}{60} = 11.1212 \frac{m}{s}$$

Factor de corrección del ángulo de cobertura se obtiene con la tabla de la siguiente figura.

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	$c_1$
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

Figura 4.7 Factor de ángulo  $c_1$  (Optiblet).

$$\frac{475 - 236}{1536.936219} = 0.12$$

$$k_1 = 1$$

Factor de corrección de longitud de banda

$$k_3 = 1.06$$

Potencia nominal permitida por banda trapezoidal se obtiene de la tabla 4.8 con los siguientes datos.

$$d_1 = 236$$

$$i = 2.0127$$

$$N = 900Rpm$$

Poleas	v (m/s)	n <sub>s</sub> (min <sup>-1</sup> )	Diámetro de referencia de la polea pequeña d <sub>s</sub> (mm)													Incremento por multiplicación (kW) por correa para					
			112	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	224	236	250	280	1.01 hasta 1.05	1.06 hasta 1.26	1.27 hasta 1.57	> 1.57
Equilibradas e estáticamente		700	1.49	1.96	2.21	2.50	2.85	3.20	3.55	3.89	4.24	4.58	4.98	5.38	5.78	6.23	7.19	0.03	0.17	0.27	0.30
		950	1.83	2.45	2.77	3.15	3.61	4.06	4.51	4.96	5.40	5.83	6.35	6.86	7.36	7.94	9.14	0.05	0.23	0.37	0.41
		1450	2.37	3.25	3.72	4.24	4.89	5.52	6.14	6.75	7.35	7.94	8.63	9.31	9.96	10.70	12.20	0.07	0.35	0.56	0.63
		2850	2.99	4.37	5.08	5.87	6.80	7.67	8.49	9.24	9.93	10.56	11.22	11.78	12.24	12.62	12.90	0.14	0.69	1.10	1.24
		100	0.33	0.41	0.46	0.51	0.57	0.63	0.69	0.75	0.81	0.87	0.94	1.01	1.08	1.17	1.34	0.00	0.02	0.04	0.04
		200	0.58	0.73	0.81	0.91	1.02	1.14	1.25	1.37	1.48	1.59	1.73	1.86	1.99	2.15	2.47	0.01	0.05	0.08	0.09
		300	0.79	1.01	1.13	1.27	1.43	1.60	1.77	1.93	2.09	2.25	2.45	2.64	2.83	3.05	3.52	0.01	0.07	0.12	0.13
		400	0.99	1.27	1.43	1.60	1.82	2.03	2.25	2.46	2.67	2.88	3.13	3.37	3.62	3.91	4.51	0.02	0.10	0.15	0.17
		500	1.17	1.52	1.70	1.92	2.18	2.44	2.70	2.96	3.22	3.47	3.77	4.07	4.37	4.72	5.45	0.02	0.12	0.19	0.22
		600	1.33	1.74	1.96	2.21	2.52	2.83	3.13	3.44	3.74	4.03	4.39	4.74	5.09	5.49	6.34	0.03	0.14	0.23	0.26
		700	1.49	1.96	2.21	2.50	2.85	3.20	3.55	3.89	4.24	4.58	4.98	5.38	5.78	6.23	7.19	0.03	0.17	0.27	0.30
		800	1.63	2.16	2.44	2.77	3.16	3.56	3.95	4.33	4.72	5.09	5.55	5.99	6.43	6.94	8.00	0.04	0.19	0.31	0.35
		900	1.77	2.35	2.67	3.02	3.46	3.90	4.33	4.75	5.17	5.59	6.09	6.57	7.06	7.61	8.77	0.04	0.22	0.35	0.39
		1000	1.89	2.54	2.88	3.27	3.75	4.22	4.69	5.16	5.61	6.07	6.60	7.13	7.65	8.25	9.50	0.05	0.24	0.39	0.43
		1100	2.01	2.71	3.08	3.50	4.02	4.53	5.04	5.54	6.03	6.52	7.10	7.66	8.22	8.86	10.18	0.05	0.27	0.42	0.48
		1200	2.12	2.88	3.28	3.73	4.28	4.83	5.37	5.91	6.44	6.95	7.57	8.17	8.76	9.43	10.82	0.06	0.29	0.46	0.52
		1300	2.23	3.03	3.46	3.94	4.53	5.12	5.69	6.26	6.82	7.37	8.01	8.64	9.26	9.97	11.41	0.06	0.31	0.50	0.56
		1400	2.33	3.18	3.63	4.14	4.77	5.39	6.00	6.59	7.18	7.76	8.43	9.09	9.74	10.47	11.95	0.07	0.34	0.54	0.61
		1500	2.42	3.32	3.80	4.33	5.00	5.65	6.28	6.91	7.52	8.12	8.83	9.51	10.18	10.93	12.44	0.07	0.36	0.58	0.65
		1600	2.50	3.45	3.95	4.52	5.21	5.89	6.56	7.21	7.85	8.47	9.20	9.90	10.58	11.35	12.88	0.08	0.39	0.62	0.69
		1700	2.58	3.57	4.10	4.69	5.41	6.12	6.81	7.49	8.15	8.79	9.54	10.26	10.95	11.73	13.26	0.08	0.41	0.66	0.74
		1800	2.65	3.69	4.24	4.85	5.60	6.34	7.05	7.75	8.43	9.09	9.85	10.58	11.29	12.07	13.59	0.09	0.43	0.70	0.78
		1900	2.72	3.79	4.36	5.00	5.78	6.54	7.27	7.99	8.69	9.36	10.14	10.88	11.58	12.36	13.85	0.09	0.46	0.73	0.82
		2000	2.77	3.89	4.48	5.14	5.94	6.72	7.48	8.21	8.92	9.61	10.39	11.14	11.84	12.61	14.06	0.10	0.48	0.77	0.87
		2100	2.82	3.98	4.59	5.27	6.09	6.90	7.67	8.42	9.14	9.83	10.62	11.36	12.06	12.81	14.19	0.10	0.51	0.81	0.91
		2200	2.87	4.06	4.69	5.39	6.23	7.05	7.84	8.60	9.33	10.02	10.81	11.55	12.23	12.96	14.26	0.11	0.53	0.85	0.96
		2300	2.91	4.14	4.78	5.49	6.36	7.19	7.99	8.76	9.49	10.19	10.97	11.70	12.36	13.06	14.26	0.11	0.56	0.89	1.00
		2400	2.94	4.20	4.86	5.59	6.47	7.32	8.13	8.90	9.63	10.32	11.10	11.81	12.45	13.11	14.19	0.12	0.58	0.93	1.04
		2500	2.96	4.25	4.93	5.67	6.57	7.43	8.24	9.02	9.75	10.43	11.19	11.88	12.49	13.10	14.04	0.12	0.60	0.97	1.09
		2600	2.98	4.30	4.98	5.74	6.65	7.52	8.34	9.11	9.83	10.51	11.25	11.90	12.48	0.13	0.63	1.00	1.13		
		2700	2.99	4.34	5.03	5.80	6.72	7.59	8.41	9.18	9.90	10.55	11.27	11.89	12.42	0.13	0.65	1.04	1.17		
		2800	2.99	4.36	5.07	5.85	6.77	7.65	8.47	9.23	9.93	10.57	11.25	11.83	12.31	0.14	0.68	1.08	1.22		
		2900	2.98	4.38	5.10	5.88	6.81	7.69	8.50	9.25	9.93	10.55	11.19	11.73	12.15	0.14	0.70	1.12	1.26		
		3000	2.97	4.39	5.11	5.90	6.84	7.71	8.51	9.25	9.91	10.49	11.09	11.58	11.93	0.14	0.72	1.16	1.30		
		3100	2.95	4.39	5.12	5.91	6.84	7.71	8.50	9.22	9.85	10.41	0.15	0.75	1.20	1.35					
		3200	2.92	4.37	5.11	5.90	6.83	7.69	8.47	9.16	9.77	10.28	0.15	0.77	1.24	1.39					
		3300	2.89	4.35	5.09	5.88	6.81	7.65	8.41	9.08	9.65	10.12	0.16	0.80	1.27	1.43					
		3400	2.85	4.32	5.06	5.85	6.77	7.59	8.33	8.96	9.50	9.92	0.16	0.82	1.31	1.48					
		3500	2.80	4.27	5.01	5.80	6.71	7.52	8.22	8.82	9.31	9.68	0.17	0.84	1.35	1.52					
		3600	2.74	4.22	4.96	5.74	6.63	7.41	8.09	0.17	0.87	1.39	1.56								
		3700	2.67	4.15	4.89	5.66	6.53	7.29	7.93	0.18	0.89	1.43	1.61								
		3800	2.59	4.08	4.80	5.57	6.42	7.15	7.75	0.18	0.92	1.47	1.65								
		3900	2.51	3.99	4.71	5.46	6.29	6.98	7.54	0.19	0.94	1.51	1.69								
		4000	2.42	3.89	4.60	5.34	6.13	6.79	7.31	0.19	0.97	1.55	1.74								
		4100	2.31	3.78	4.48	5.19	5.96	0.20	0.99	1.58	1.78										
		4200	2.20	3.65	4.34	5.04	5.77	0.20	1.01	1.62	1.82										
		4300	2.08	3.52	4.19	4.86	5.56	0.21	1.04	1.66	1.87										
		4400	1.95	3.37	4.02	4.67	5.32	0.21	1.06	1.70	1.91										
		4500	1.82	3.21	3.84	4.46	5.07	0.22	1.09	1.74	1.95										
		4600	1.67	3.03	3.65	0.22	1.11	1.78	2.00												
4700	1.51	2.85	3.44	0.23	1.13	1.82	2.04														
4800	1.34	2.65	3.21	0.23	1.16	1.85	2.08														
4900	1.16	2.43	2.97	0.24	1.18	1.89	2.13														
5000	0.97	2.20	2.71	0.24	1.21	1.93	2.17														

Figura 4.8 Tabla de potencia nominal por banda trapezoidal B/17 (Optibelt).

$$H_{tab} = 7.06 + 0.39 = 7.45 \text{ Kw}$$

Numero de correas necesaria:

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

$$N_b \geq \frac{20.8796(1.3)(1)}{7.45 Kw(1)(1.06)} = 4.4683$$

$$N_b = 5 \text{ bandas trapezoidales}$$

Tabla 4.11 Resultados de las bandas y poleas

Resultados de las bandas y poleas	
Polea conductora d DIN 221	236
Polea conducida D DIN 221	475
Numero de bandas	5
Tipo de bandas	<b>B/17 trapezoidal clásicas (Optibelt)</b>

## 4.2 Cálculos para la selección de los equipos de la segunda etapa de la casa de máquinas.

De la igual forma que en la primera etapa la ventilación se hace atreves de los ductos de inyección de aire en los diferentes pisos de la casa de máquinas, por consecuencia el procedimiento para realizar los cálculos para la selección de los equipos de segunda etapa de la casa de máquinas será el mismo.

### 4.2.1 Cálculo de caudal de aire a ventilar para la segunda etapa

El cálculo para el caudal de la segunda etapa de la casa de máquinas se hará de igual forma que se hizo en la primera etapa, basada en las renovaciones por hora de la tabla 4.1, como dicta la norma de ventilación de las centrales hidroeléctricas (NRF-080-CFE-2010).

**Tabla 4.12 Caudal por cada zona de la segunda etapa de casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez**

Zona	Largo (L) mts	Ancho(A) mts	Alto(H) mts	volumen (M <sup>3</sup> )	R x hora	Q x hora (m <sup>3</sup> /h)	Q x min (m <sup>3</sup> /min)
playa de montaje	70	19	9.7	12901	8	103208	1720.13
Transformadores 1	18.5	9.5	9.7	1704.77	8	13638.2	227.30
Transformadores 2	18.5	9.5	9.7	1704.77	8	13638.2	227.30
Pasillo BFA a generador 1	10.5	3.46	3.2	116.25	26	3022.65	50.37
Pasillo BFA a generador 2	10.5	3.46	3.2	116.25	26	3022.65	50.37
Pasillo de BFA 1	20	2.7	6	324	12	3888	64.8
Pasillo de BFA 2	33	3.9	6	772.2	12	9266.4	154.44
Pasillo de BFA 3	13	6.5	6	507	12	6084	101.4
Pasillo de BFA 4	15	18	6	1620	12	19440	324
Piso de turbinas	43	19	2.5	2042.5			
Menos	16	8	2.5	320			
Menos	3.14	32	2.5	251.32			
Menos	16	8	2.5	320			
Menos	3.14	32	2.5	251.32			
				899.84	22	19796.59	329.94
área de generadores	43	19	2.5	2042.5			
Menos	16	8	2.5	320			
Menos	3.14	32	2.5	251.32			
Menos	16	8	2.5	320			
Menos	3.14	32	2.5	251.32			
Menos	5	8	2.5	100			
Menos	4	8	2.5	80			
Mas	7	3	2.5	52.5			
Mas	20	3	2.5	150			
				922.34	26	23980.97	399.68
<b>CAUDAL TOTAL</b>							<b>3649.76</b>

#### **4.2.2 Cálculo de la caída de presión en los ductos de inyección de aire de la segunda etapa de la casa de máquinas.**

De la misma manera para realizar la selección de los ventiladores correctos debemos calcular la energía necesaria para poder ventilar las áreas destinadas a través de los ductos de inyección. Para ello es necesario calcular la caída de presión en los tramos rectos de los ductos así como también en los accesorios

como son codos y ensanchamientos. Por falta de planos, las dimensiones de los ductos fueron tomadas manualmente.

**Tabla 4.13 Dimensiones de las secciones de los ductos inyección de la segunda etapa de la casa de máquinas**

No. De sección	Dimensiones		Longitud	Caudal	
	a(metros)	b(metros)		L(metros)	m <sup>3</sup> /min
1	3	1.94	20	3649.76	60.82
2	1.78	1.32	6	700	11.66
3	1.3	1.5	8.75	500	8.33
4	1.88	1.32	12.6	442	7.36
5	1.88	1.34	8.65	188	3.13
6	1.88	1	11.2	400	6.66
7	0.7	0.8	8.8	300	5
8	0.9	0.86	9.25	300	5
9	1	1.25	30	500	8.33
10	0.84	0.9	20	400	6.66
11	0.58	0.58	9	150	2.5
12	0.58	0.58	9	120	2
13	1.8	1.94	1.9	442	7.36
14	0.81	1.32	8.85	200	3.33
15	0.7	0.8	7.2	188	3.13
16	0.7	0.88	3.3	188	3.13

Cálculo del diámetro equivalente y las velocidades en los ductos de inyección de la segunda etapa de la casa de máquinas se presenta en la siguiente tabla.



**Tabla 4.14 Cálculos de los diámetros equivalentes y de las velocidades en los ductos de inyección de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez.**

No. De sección	Dimensiones		Longitud L(metros)	Caudal		D. equivalentes (metros)	Velocidad V(m/s)
	a(metros)	b(metros)		m <sup>3</sup> /min	m <sup>3</sup> /s		
1	3	1.94	20	3649.76	60.82	2.62	11.26
2	1.78	1.32	10	700	11.66	1.67	5.31
3	1.3	1.5	8.75	500	8.33	1.52	4.55
4	1.88	1.32	12.6	442	7.36	1.71	3.18
5	1.88	1.34	8.65	188	3.13	1.72	1.33
6	1.88	1	11.2	400	6.66	1.48	3.87
7	0.7	0.8	8.8	300	5	0.81	9.52
8	0.9	0.86	9.25	300	5	0.96	6.88
9	1	1.25	30	500	8.33	1.22	7.12
10	0.84	0.9	20	400	6.66	0.95	9.39
11	0.58	0.58	9	150	2.5	0.63	7.91
12	0.58	0.58	9	120	2	0.63	6.33
13	1.8	1.94	1.9	442	7.36	2.04	2.24
14	0.81	1.32	8.85	200	3.33	1.12	3.37
15	0.7	0.8	7.2	188	3.13	0.81	5.96
16	0.7	0.88	3.3	188	3.13	0.85	5.43

En estos cálculos también necesitamos la presión del aire, para ello sabemos que la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez se encuentra a una altura de 427 msnm, la presión atmosférica es de 96.3 Kpa y la temperatura es de 24°C (297.15 K).

También la viscosidad, el número de Reynolds, la rugosidad y el coeficiente de fricción fueron obtenidos de igual forma.

**Tabla 4.15 Cálculos para la pérdida de carga en tramos rectos de los ductos de inyección de aire de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez.**

Presión del aire	Viscosidad del aire	Numero de Reynolds	Rugosidad	Coefficiente de fricción	Perdida de carga
kg/m <sup>3</sup>	U	Re			
1.12	0.00001837	1815597.74	0.015	0.06	3.16
1.12	0.00001837	546345.73	0.015	0.05	0.45
1.12	0.00001837	427452.81	0.015	0.05	0.31
1.12	0.00001837	336049.07	0.015	0.05	0.20
1.12	0.00001837	141818.52	0.015	0.05	0.02
1.12	0.00001837	352338.22	0.015	0.05	0.29
1.12	0.00001837	478549.48	0.015	0.04	2.03
1.12	0.00001837	406852.15	0.015	0.04	1.00
1.12	0.00001837	534376.28	0.055	0.08	5.24
1.12	0.00001837	548935.70	0.055	0.07	6.92
1.12	0.00001837	308546.81	0.055	0.06	2.77
1.12	0.00001837	246837.45	0.055	0.06	1.77
1.12	0.00001837	282240.33	0.055	0.10	0.02
1.12	0.00001837	232468.09	0.055	0.07	0.36
1.12	0.00001837	299891.01	0.015	0.04	0.65
1.12	0.00001837	286242.73	0.015	0.04	0.24
Total de las perdidas					25.50

Para las pérdidas de carga por los codos se acudirá a la tabla 2.5 de factor de pérdida de carga K esto multiplicado por la Presión dinámica. Ecuación (15)

**Tabla 4.16 Cálculo de la pérdida de carga en los codos del sistema de inyección de aire de la segunda etapa de la casa de máquinas de la C.H. Belisario Domínguez**

No. Del codo	Grados de los codos	Factor de K	Velocidad del aire	Perdida de carga por accesorio
1	110	1.13	5.31	1.63
2	45	0.6	2.49	0.19
3	45	0.6	2.49	0.19
4	45	0.6	2.59	0.20
5	110	1.13	2.89	0.48
6	110	1.13	2.89	0.48
7	110	1.13	2.89	0.48
8	60	0.78	4.69	0.87
9	20	0.31	4.69	0.34
10	90	1	2.24	0.25
11	45	0.6	2.89	0.25
12	75	0.9	3.90	0.69
13	60	0.78	3.90	0.60
14	130	1.2	2.89	0.51
Total de pérdidas por codos en metros				7.21

Para la pérdida de carga contracción brusca se utiliza la tabla de la imagen 2.8 para obtener los valores de K en relación a los diámetros equivalentes.

**Tabla 4.17 Cálculos de las pérdidas de carga en las contracciones bruscas de los ductos de inyección de la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H. Belisario Domínguez**

# de sección	Diámetro 1 (D1)		Diámetro 2 (D2)		D1 (m)	D2 (m)	D1/D2	k	Velocidad (m/s)	Ha (m)
	a	b	A	b						
1	1.78	1.94	2.44	1.32	2.03	1.93	1.04	0.08	2.49	0.02
2	2.44	1.32	2.34	1.13	1.93	1.75	1.10	0.08	2.89	0.03
3	2.05	1.34	1.88	1.34	1.80	1.72	1.04	0.08	4.69	0.09
4	1.88	1.34	1.32	1.32	1.72	1.44	1.19	0.17	2.59	0.05
5	1.88	1.34	1.16	0.86	1.72	1.08	1.58	0.26	3.90	0.20
6	1.16	0.86	1.12	0.86	1.08	1.07	1.01	0.08	2.89	0.03
7	1.12	0.86	0.86	0.7	1.07	0.84	1.26	0.17	2.89	0.07
8	0.86	0.7	0.5	0.6	0.84	0.59	1.41	0.17	4.69	0.19
9	1	1	0.58	0.58	1.09	0.63	1.72	0.34	3.90	0.26
10	1	1	0.33	0.36	1.09	0.37	2.90	0.43	2.49	0.13
11	1.32	0.7	0.8	0.7	1.03	0.81	1.26	0.17	2.59	0.05
Total de pérdidas por contracción										1.16

Obteniendo las diferentes formas de pérdida de carga sustituimos valores en la ecuación (10).

$$h_T = \left( \frac{11.26^2}{2 * 9.81} - \frac{1.33^2}{2 * 9.81} \right) + 25.50 + 7.21 + 1.16$$

$$H_T = 6.380538 + 33.893707 = \mathbf{40.27 (m)}$$

Para hacer la conversión de metros a milímetros columna de H<sub>2</sub>O utilizamos la ecuación (17)

$$40.2747 (m) \left( 1.129 \frac{kg}{m^3} \right) \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) \left( \frac{1mmH_2O}{9.80665Pa} \right) = \mathbf{45.48 mm. C. H_2O}$$

Una vez determinada la capacidad de gasto de aire del sistema, de debe considerar un excedente de por lo menos el 25% de la misma, para lograr una adecuada ventilación, cuando se requiera dar mantenimiento a parte del sistema, o por falla de alguno de los ventiladores.

Tenemos un caudal:

$$Q=3649.761296 (m^3/min)$$

Con el excedente del 25% nuestro caudal sería:

$$Q=4,562.21 (m^3/min)$$

El sistema de ductos de inyección esta en paralelo y diseñado para tres ventiladores. Por lo tanto tenemos que:

**Tabla 4.18 Características para seleccionar el ventilador adecuado**

<b>Numero de ventiladores</b>	<b>3</b>
<b>Caudal total</b>	4562.21 (m <sup>3</sup> /min)
<b>Caudal por cada ventilado</b>	1520.73 (m <sup>3</sup> /min)
<b>Presión total requerida por ventilador</b>	45.48 mm.c.a
<b>Presión estática requerida por ventilador</b>	35.91 mm.c.a

#### 4.2.3 Selección de ventiladores

Selección de ventilador centrífugo de doble aspiración de alabes atrasados que cumpla con las especificaciones de los resultados obtenido.

# CMD 1120



## CURVA CARACTERÍSTICA

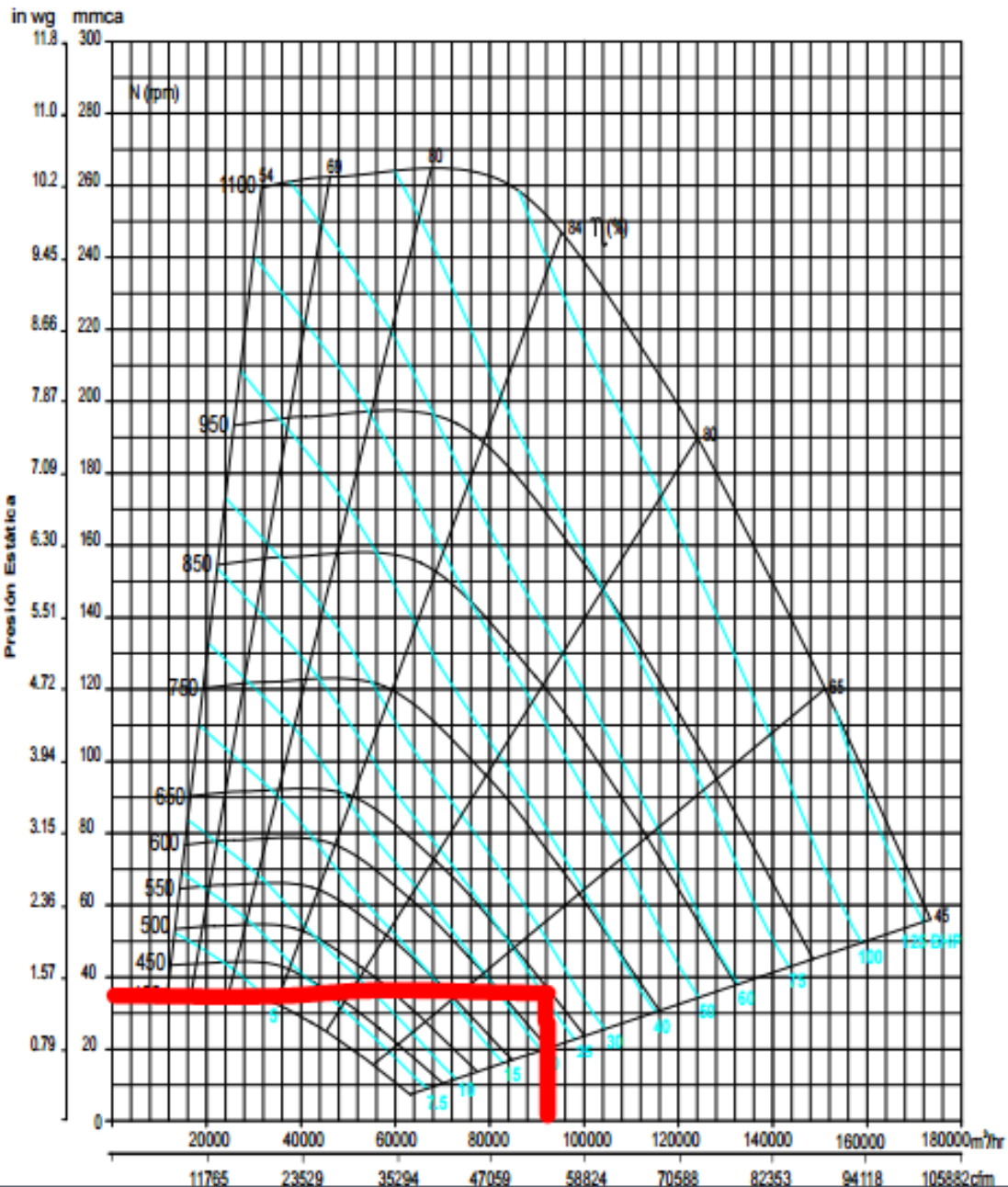


Figura 4.9 Curva de operación de ventilador centrifugo de doble aspiración, alabes atrasados serie CMD 1120, (Soler &Palau)

de 801 a 1100 rpm 82.6 mm (3 1/4 inch)

Peso del equipo: 980 Kg (2174 Lbs)

CFM m <sup>3</sup> /hr	Vel. salida PPM	PRESION ESTATICA mmca - inwg.																							
		25.4mm/1.0"		38.1mm/1.5"		50.8mm/2.0"		63.5mm/2.5"		76.2mm/3.0"		88.9mm/3.5"		101.6mm/4.0"		114.3mm/4.5"		127mm/5.0"		139.7mm/5.5"		152.4mm/6.0"			
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
17406	800	350	3.43	417	5.34	481	7.09	539	8.82	591	10.7	639	12.9	662	14.0	684	15.2	726	17.7	766	20.4	804	23.2	840	26.1
29573		69		74		78		81		84		86		87		88		90		91		92		94	
21758	1000	371	4.37	430	6.41	485	8.77	538	11.1	589	13.3	636	15.4	658	16.5	681	17.6	724	20.0	763	22.6	801	25.3	837	28.2
36967		72		75		78		81		84		86		87		88		90		91		92		93	
26109	1200	399	5.55	452	7.83	501	10.2	548	12.9	593	15.8	637	18.7	659	20.1	680	21.4	721	23.9	760	26.5	799	29.1	832	31.8
44359		75		77		80		82		84		86		87		88		89		91		92		93	
30461	1400	428	6.99	478	9.55	524	12.2	566	14.9	607	17.9	647	21.2	666	22.9	686	24.6	724	27.9	761	31.2	797	34.3	833	37.3
51753		78		80		82		83		85		87		88		88		90		91		92		93	
34812	1600	459	8.85	508	11.5	550	14.5	590	17.5	627	20.6	664	23.9	682	25.6	700	27.4	734	31.1	768	35.0	802	38.9	835	42.7
59146		82		83		84		86		87		88		89		89		90		91		92		93	
39164	1800	490	11.1	538	13.9	579	17.1	617	20.4	652	23.8	686	27.3	703	29.1	719	30.8	751	34.6	783	38.5	814	42.7	845	46.9
66540		85		85		87		88		89		90		90		91		91		92		93		94	
43516	2000	524	13.8	568	16.9	609	20.1	621	27.3	680	27.3	712	31.2	727	33.1	743	34.9	773	38.8	803	42.8	832	46.9	860	51.3
73934		88		88		89		95		91		92		92		92		93		93		94		95	
45691	2100	542	15.3	584	18.6	624	21.8	660	25.4	694	29.2	725	33.2	741	35.2	756	37.2	785	41.2	814	45.3	842	49.5	870	53.8
77629		89		90		90		91		92		93		93		93		94		94		95		95	
47867	2200	560	16.9	600	20.3	639	23.7	675	27.4	709	31.2	740	35.3	755	37.4	769	39.5	798	43.7	826	47.9	853	52.2	880	56.5
81326		90		91		91		92		93		93		94		94		94		95		95		96	
50043	2300	578	18.6	616	22.3	654	25.8	690	29.5	723	33.4	754	37.6	769	39.7	783	41.9	811	46.3	839	50.6	865	55.0	892	59.5
85023		91		92		93		93		93		94		94		95		95		96		96		96	
52219	2400	596	20.4	633	24.3	670	28.0	705	31.7	738	35.7	769	39.9	783	42.1	798	44.4	825	48.9	852	53.5	878	58.0	904	62.6
88720		93		93		94		94		94		95		95		95		96		96		97		97	
54394	2500	615	22.4	651	26.4	686	30.3	721	34.2	753	38.2	784	42.5	798	44.7	812	47.0	839	51.7	866	56.4	891	61.1	916	65.9
92415		94		94		95		95		95		95		96		96		96		97		97		98	
58746	2700			687	31.2	719	35.4	752	39.6	784	43.8	814	48.2	828	50.4	842	52.8	869	57.6	894	62.6	919	67.6	943	72.8
99809				96		97		97		97		97		97		97		98		98		99		99	
63098	2900			723	36.5	754	41.1	784	45.7	814	50.1	844	54.6	858	56.9	872	59.3	898	64.2	924	69.4	948	74.6	971	80.1
107204				98		98		99		99		99		99		99		99		99		100		100	
67449	3100					790	47.4	818	52.3	846	57.2	875	61.9	889	64.3	902	66.7	928	71.7	953	76.9	977	82.4	1000	87.9
114596						100		100		100		100		100		100		100		101		101		102	
71801	3300					826	54.4	853	59.6	880	64.9	906	69.9	920	72.5	933	75.1	959	80.2	984	85.5	1007	90.9	1030	96.6
421000						101		102		102		102		102		102		102		102		102		102	

Figura 4.10 Tabla de operación del fabricante, de ventilador centrifugo serie

Para obtener los datos exactos de operación del ventilador es necesario hacer una serie de interpolaciones.

Tabla 4.19 Interpolación de caudales

Caudal m <sup>3</sup> /he	24.1 mm.c.a		38.1 mm.c.a	
	RPM	HP	RPM	HP
88720	596	20.4	633	24.3
91244.17	608.97	21.76	645.29	25.73
92415	615	22.4	651	26.4

Después una interpelación entre milímetros de columna de agua como se muestra en la tabla siguiente.

**Tabla 4.20 Interpolación entre milímetros columna de agua**

mm.c.a	RPM	HP
24.1	608.97	21.76
35.9149	649.62	25.11
38.1	645.29	25.73

Los resultados obtenidos de las interpolaciones son:

Presión	<b>35.91</b>
RPM	<b>649.62</b>
HP	<b>25.11</b>

#### **4.2.4 Selección de transmisión de potencia**

Selección del motor, en base a recomendaciones de fabricante del ventilador, aumentar la potencia del ventilador de un 5 a 15 % aproximadamente dependiendo de transmisión de poleas y bandas para el motor.

El ventilador:

- 25 Hp
- 450 Rpm

Con un aumento del 5% aproximadamente, necesitaríamos un motor de 27 Hp, por lo tanto se selecciona un motor de la tabla de la Figura 4.3 sacada de un catálogo de SIEMENS

Motor

- 30Hp
- 885Rpm

Factor para ventilador a más 15 horas por día:

$$k_2 = 1.3$$

Potencia teórica:

$$H_d = 18.6425 \text{ KW} (1.3) = 24.23525 \text{ KW}$$

De acuerdo a la potencia teórica seleccionamos la banda clásica – B/17 de la tabla de la figura 4.5 del fabricante.

Relación de velocidades nominales:

$$i = 885\text{Rpm}/450\text{Rpm} = 1.96$$

De acuerdo al perfil de la banda seleccionamos el diámetro mínimo en las tablas del fabricante de la tabla de la figura 4.6.

Diámetro (De) poleas acanaladas trapezoidales.

$$d_1 = 225$$

$$i = \frac{D_2}{225\text{mm}} = 1.96$$

$$D_2 = 438.75\text{mm}$$

Seleccionando la más cercana a ese valor obtenemos:

$$D_2 = 450\text{mm}$$

Comprobación de velocidad de giro

$$\frac{450}{225} = 2$$

$$\frac{885\text{Rpm}}{2} = 442.5\text{Rpm}$$

$$\Delta R = 442.5 - 450 = -7.5\text{Rpm} \text{ Cumple con el rango de } \pm 15\text{Rpm}$$

Una distancia entre centros de 1400mm y 1600mm

Longitud primitiva:

$$L_p = 2(1500) + \frac{\pi}{2}(450 + 225) + \frac{(450 - 225)^2}{2(1500)} = 4077.16\text{mm}$$

$$L_p = 4100\text{mm}$$

Distancia entre ejes (fina).



$$C = 0.25 \left\{ \left[ 4100 - \frac{\pi}{2}(450 + 225) \right] + \sqrt{\left[ 4100 - \frac{\pi}{2}(450 + 225) \right]^2 - 2(450 - 225)^2} \right\}$$

$$C = 1,515.6811$$

Velocidad y frecuencia de la banda

$$V = \frac{\pi(0.225)(885)}{60} = 10.42 \frac{m}{s}$$

Factor de corrección del ángulo de cobertura se obtiene con la tabla de la siguiente figura.

$$\frac{475 - 236}{1536.936219} = 0.12$$

$$k_1 = 1$$

Factor de corrección de longitud de banda

$$k_3 = 1.12$$

Potencia nominal permitida por banda trapezoidal se obtiene de la tabla 4.8 con los siguientes datos.

$$d_1 = 225$$

$$i = 2$$

$$N = 885Rpm$$

Interpolando nos queda

$$H_{tab} = 6.52 + 0.38 = 6.90Kw$$

Numero de correas necesaria:

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

$$N_b \geq \frac{18.64(1.3)(1)}{6.90 Kw(1)(1.12)} = 3.11$$

$$N_b = 4 \text{ bandas trapesoidales}$$

Tabla 4.21 Características para seleccionar el ventilador adecuado

<b>Numero de ventiladores</b>	<b>3</b>
<b>Caudal total</b>	4562.20 (m <sup>3</sup> /min)
<b>Caudal por cada ventilado</b>	1520.73 (m <sup>3</sup> /min)
<b>Presión total requerida por ventilador</b>	45.48 mm.c.a
<b>Presión estática requerida por ventilador</b>	35.91 mm.c.a

## Capítulo 5

### Resultados obtenidos

#### 5.1 Resultados obtenido en la primera etapa de la casa de máquinas de la C.H. Belisario Domínguez

Tabla 5.1 Caudales y presiones requeridas en la primera etapa

<b>Numero de ventiladores</b>	<b>3</b>
<b>Caudal total</b>	5985.69 (m <sup>3</sup> /min)
<b>Caudal por cada ventilado</b>	1996.56 (m <sup>3</sup> /min)
<b>Presión total requerida por ventilador</b>	50.41 mm.c.a
<b>Presión estática requerida por ventilador</b>	40.83 mm.c.a

Tabla 5.2 Características de los ventiladores requeridos en la primera etapa

<b>Tipo</b>	<b>Centrífugos de doble aspiración de alabes atrasados</b>
<b>Marca</b>	Soler y palau
<b>Cantidad</b>	3
<b>Diámetro del rodete</b>	1400 mm
<b>Velocidad del rotor</b>	460 Rpm
<b>Tipos de trasmisión</b>	Poleas y bandas
<b>Masa del ventilador</b>	1830 Kg
<b>Eficiencia</b>	60%

Tabla 5.3 Características de los motores requeridos en la primera etapa

<b>Fabricante</b>	<b>Siemens</b>
<b>Cantidad</b>	3
<b>Potencia nominal</b>	30 Hp
<b>Eficiencia</b>	91%
<b>Velocidad</b>	900
<b>Corriente en plena carga</b>	47 A
<b>Corriente de arranque</b>	218 A

Tabla 5.4 Trasmisión de potencia

<b>Tipo</b>	<b>Poleas y bandas</b>
<b>Polea conductora</b>	236 mm
<b>Polea conducida</b>	475 mm
<b>Tipo de banda</b>	B/17 clásica (Optibelt)
<b>Numero de bandas</b>	5

## 5.2 Resultados obtenido en la segunda etapa de la casa de máquinas de la C.H. Belisario Domínguez

Tabla 5.5 Caudales y presiones requeridas en la segunda etapa

<b>Numero de ventiladores</b>	<b>3</b>
<b>Caudal total</b>	4562.20 (m <sup>3</sup> /min)
<b>Caudal por cada ventilado</b>	1520.73 (m <sup>3</sup> /min)
<b>Presión total requerida por ventilador</b>	45.48 mm.c.a
<b>Presión estática requerida por ventilador</b>	35.91 mm.c.a

Tabla 5.6 Características de los ventiladores requeridos en la segunda etapa

<b>Tipo</b>	<b>Centrífugos de doble aspiración de alabes atrasados</b>
<b>Marca</b>	Soler y palau
<b>Cantidad</b>	3
<b>Diámetro del rodete</b>	1120 mm
<b>Velocidad del rotor</b>	450 Rpm
<b>Tipos de transmisión</b>	Poleas y bandas
<b>Masa del ventilador</b>	986 Kg
<b>Eficiencia</b>	60%

Tabla 5.7 Características de los motores requeridos en la segunda etapa

<b>Fabricante</b>	<b>Siemens</b>
<b>Cantidad</b>	3
<b>Potencia nominal</b>	30 Hp
<b>Eficiencia</b>	91%
<b>Velocidad</b>	885
<b>Corriente en plena carga</b>	47 A
<b>Corriente de arranque</b>	218 A

Tabla 5.8 Trasmisión de potencia

<b>Tipo</b>	<b>Poleas y bandas</b>
<b>Polea conductora</b>	225 mm
<b>Polea conducida</b>	450 mm
<b>Tipo de banda</b>	B/17 clásica (Optibelt)
<b>Numero de bandas</b>	4

## **Partes de repuesto por CFE**

Se deben incluir las partes de repuesto considerando que cualquier repuesto indicado en la tabla siguiente debe ser idéntico a los originales, con la misma garantía de calidad

**Tabla 5.9 Partes de repuesto requeridas por CFE**

<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>
<b>Motores eléctricos para los ventiladores centrífugos</b>	1	Pieza
<b>Juegos de chumaceras para cada uno de los ventiladores</b>	1	Pieza
<b>Juego de bandas para cada uno de los ventiladores</b>	1	Pieza

## Capítulo 6

### 6.1 Conclusiones y recomendaciones

Con el proyecto de modernización de inyección de aire forzado de la casa de máquinas de la C.H Belisario Domínguez, concluyo que se debe tener motores de una misma potencia, ventiladores de igual marca, magnitud y tamaño al igual como las poleas y las bandas, con esto se facilita la obtención de repuesto de piezas, así también se actualiza el sistema de ventilación por uno más eficiente.

Los cálculos fueron basados de acuerdo a las renovaciones por hora en cada área de la casa de máquinas cómo dicta la norma de la CFE y en las perdidas de carga en los ductos de ventilación para que los ventiladores queden perfectamente acoplados a las mismos ductos de inyección. Los valores utilizados en los cálculos fueron con base a las condiciones de la casa de máquinas, como son, sus dimensiones (área y volumen), temperatura, presión atmosférica, altura respecto al nivel del mar, rugosidad de los ductos, etc. Por lo anterior se considera que los resultados obtenidos son suficientes para una clara aplicación real y tangible, sin embargo la puesta en marcha, utilización de los resultados, datos propuestos y obtenidos será decisión únicamente de la CFE.

La participación en este proyecto de residencia proporcionó una solución viable para problemas de contaminación por polvo acumulado en ductos, filtros contaminados, como también para erradicar problemas de exceso de ruido.

En tanto a las recomendaciones, durante el montaje de equipos puede existir la posibilidad de hacer adaptaciones en el orden de los componentes debido a imprevistos por lo que pudiese llegar a necesitar algunos otros componentes.

#### **Funciones del sistema de ventilación**

El sistema de ventilación debe satisfacer las necesidades específicas de la central hidroeléctrica, tomando en cuenta las condiciones ambientales interiores y exteriores, el calor que generan los equipos y el personal que ahí labora, así como las características de calidad del aire en cada caso y en cada zona en particular, y como ya se dijo, para tener las siguientes funciones básicas:

- a) Crear las condiciones ambientales para que el personal que labora en las diferentes áreas, cuente con aire fresco y limpio.
- b) Generar y mantener las condiciones de temperatura para que el equipo electromecánico y de control de las diferentes áreas, opere en forma satisfactoria.

Se recomienda que tanto el sistema de extracción como de inyección de aire forzado funcionen adecuadamente, ya que no servirá de mucho tener un buen sistema de inyección y uno malo de extracción o viceversa, ya que no se mantendrá la temperatura adecuada en el local. Es por esto que se recomienda mantener al equipo de inyección de aire forzado en óptimas condiciones, instalando los accesorios faltantes a cada ventilador de cada etapa respectivamente.

Se determinó en base a los comentarios y experiencia de los trabajadores de esta central que es recomendable usar rodamiento SKF, ya que el uso de otro tipo de rodamientos no son adecuados debido a su baja eficiencia y poca durabilidad.

Para la realización de los cálculos se recomienda utilizar una hoja de cálculos, con el cual se facilitan el trabajo ya que suele ser repetitivos además que utilizando estos tipos de software evitamos errores.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Budynas, Richard G; Nisbett, J Keith (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill.
2. Cengel, Yunus A; Cimbala, John M. (2006). *Mecánica de Fluidos Fundamentos y Aplicaciones*. México: McGraw-Hill.
3. Clasificación de los ventiladores. (s/f).(n/a).[http://www.ventiladoresindustriales.com.mx/tiendaVirtualPagInf.cfm?tema\\_id=4711](http://www.ventiladoresindustriales.com.mx/tiendaVirtualPagInf.cfm?tema_id=4711)
4. Conferencias sobre ventilación de minas. (2007). (S/n). [https://www.academia.edu/7878886/Libro\\_de\\_ventilaci%C3%B3n?auto=download](https://www.academia.edu/7878886/Libro_de_ventilaci%C3%B3n?auto=download)
5. Introducción a la tecnología de la C.H Belisario Domínguez, la Angostura 2003.
6. Manual cmd 1400. (S/f). (S/n). <http://www.solerpalau.mx/404/producto/cmd/1/>
7. Manual técnico Optibelt de Correas trapeciales. (S/f). (S/n). [http://www.basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt\\_manual\\_tecnico.pdf](http://www.basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt_manual_tecnico.pdf)
8. Mott, Robert. (2006). *Mecánica de los Fluidos*. México: PEARSON EDUCACIÓN.
9. Sistema de ventilación para centrales hidroeléctricas, CFE. Norma de referencia (NRF-080-CFE.2010)
10. Tipos de ventilación. (S/f). (S/n). <http://www.fission-engineering.net/sistemas-de-ventilacioacuten-forzada.html>
11. Ventiladores y Turbinas. (S/f). (S/n). <https://es.scribd.com/doc/5620149/VENTILADORES-Y-TURBINAS-TRABAJO-WORD>
12. Ventilación y ventiladores. (S/f). (S/n).<http://www.solerpalau.mx/Formacion.php>