



UNIVERSITAT DE
BARCELONA

Cálculo y dimensionamiento
de un sistema de climatización
de la sala de conciertos
“Casa de la música”
Quito-Ecuador

Autor: Karen Nataly Angulo Acunso

Tutor: Miguel Villarubia

Curs acadèmic: 2015-2016

Màster en Energies Renovables i
Sostenibilitat Energètica

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a todas las personas que han sido partícipes del desarrollo de este proyecto, a los profesores por los conocimientos impartidos en el máster.

A mi tutor Miguel Villarubia sus conocimientos y experiencia profesional han sido un gran aporte en mi formación.

Un agradecimiento especial al profesor Lluís Jutglar por su colaboración esencial en el avance del presente trabajo.

Y finalmente a mi familia y amigos por todo el apoyo brindado a lo largo de mi vida ustedes son mi pilar fundamental. A ti José Julián por ser mi compañero en cada experiencia de vida.

ÍNDICE

RESUMEN	1
JUSTIFICACIÓN.....	1
OBJETIVOS	2
Objetivo general.....	2
Objetivos Específicos.....	2
ALCANCE.....	3
1. ANTECEDENTES.....	3
1.1 Descripción de la Sala de Conciertos.....	3
1.2 Horas de funcionamiento	4
1.3 Condición climática.....	4
2. SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN TODO AIRE.....	4
2.1 Renovación de aire	4
2.2 Zona de Confort.....	5
2.3 Cargas térmicas.....	5
2.3.1 Ganancias por ocupantes.....	6
2.3.2 Ganancia por iluminación.....	6
2.4 Equipos.....	6
2.4.1 Unidad de tratamiento de aire (UTA)	6
2.4.2 Generadores de calor	7
2.4.3 Filtración del aire exterior de ventilación.....	8
2.4.4 Ventiladores de impulsión y expulsión.....	8
2.4.5 Regenerador de calor.....	9
3. CÁLCULOS	9
3.1 Parámetros Psicrométricos.....	10
3.2 Caudal requerido.....	11
3.3 Estimación de cargas térmicas.....	11
3.4 Ventilación.....	11
3.5 Carga total.....	12
3.6 Dimensionamiento del sistema.....	12
3.6.1 Condición diurna.....	12

3.6.2	Condición nocturna	14
3.7	Sistema de renovación de aire.....	15
4.	SELECCIÓN DE EQUIPOS	17
4.1	Intercambiador de Calor.....	17
4.2	Bomba de calor	17
4.3	Caldera de gas.....	18
4.4	Sistema de distribución de aire.....	20
4.4.1	Conductos de aire	20
4.4.2	Ventilador	20
4.5	Elementos finales	21
4.5.1	Difusores Lineales	21
4.5.2	Rejillas de extracción	22
5.	ESTIMACIÓN DE CONSUMO ENERGÉTICO	23
5.1	Consumo energético.....	24
5.1.1	Funciones en horas de la mañana	24
5.1.2	Funciones en horas de la noche	24
5.2	Consumo en Energía Primaria.....	25
5.3	Emisiones de CO ₂	26
5.4	Ahorro energético	27
5.4.1	Estimación de ahorro	29
6.	RESULTADOS	29
7.	CONCLUSIONES.....	32
8.	BIBLIOGRAFÍA	33

Índice de Figuras

Figura 1 Evaluación del consumo de energía por sectores 1970-2013. (Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, 2014).....	2
Figura 2 Sala de Conciertos "Casa de la música" (Gorka Moreno, 2016)	3
Figura 3 Temperaturas equivalentes o efectivas.....	5
Figura 4 Detalle de Unidades de tratamiento de aire. (IES Estelas de Cantabria, 2013)	7
Figura 5 Esquema de una caldera de condensación.	8
Figura 6 Diseño del sistema de climatización en condición diurna.....	14
Figura 7 Diseño del sistema de climatización en condición nocturna.....	15
Figura 8 Regenerador de calor rotativo WOLF.....	17
Figura 9 Tipos de conductos por aislamiento ISOVER. (Isover, 2009)	20
Figura 10 Distribución de aire con difusores Lineales.....	21
Figura 11 Tabla de selección de rejillas de retículas de retorno. (KOOLAIR, 2016)	22
Figura 12 Mix Energético Ecuador. (Calificadora de Ratings Pacific Credit Rating S.A., 2014)	25

Índice de Tablas

Tabla 1 Ganancias sensibles y latentes debidas a ocupantes. Fuente (Carrier Air Conditioning Company , 2009).....	6
Tabla 2 Eficiencia de presión máxima y eficiencia mínima de un intercambiador de calor. (Jutglar Banyeras, 2015)	9
Tabla 3 Condiciones Climáticas de Quito-Ecuador.....	10
Tabla 4 Parámetros obtenidos del diagrama psicrométrico de las condiciones exteriores e interiores.....	10
Tabla 5 Estimación de cargas térmicas por ocupantes e iluminación.	11
Tabla 6 Calor sensible y latente por renovación de aire.	12
Tabla 7 Carga térmica total de la Sala de Conciertos.....	12
Tabla 8 Sección de los conductos de impulsión de aire.	16
Tabla 9 Sección de los conductos de extracción de aire.	16
Tabla 10 Sección del conducto de recirculación de aire.....	17
Tabla 11 Características de la bomba de Calor TRANE CXAM 100.....	18
Tabla 12 Características de la caldera de gas Ferroli BLUEHELIX TECH 35.	19
Tabla 13 Distribución de difusores en la sala de conciertos.....	22
Tabla 14 Horas de funcionamiento de los equipos.....	23
Tabla 15 Potencia eléctrica de los equipos seleccionados para el sistema de climatización.....	23
Tabla 16 Consumo anual eléctrico por funcionamiento en horas de la mañana.	24

Tabla 17 Consumo energético anual en el régimen de la noche.....	25
Tabla 18 Consumo anual de energía primaria del sistema de climatización.	26
Tabla 19 Emisiones anuales de CO2 del sistema de climatización.	27
Tabla 20 Características de los equipos alternativos. Máquina Frigorífica y Caldera de gas.....	27
Tabla 21 Consumo energético sin Bomba de calor.....	28
Tabla 22 Consumo anual de energía primaria y emisiones de CO2 sin Bomba de Calor.	29
Tabla 23 Ahorro anual de Energía primaria y emisiones de CO2.	29
Tabla 24 Equipos seleccionados para el sistema de climatización para la Sala de Conciertos de la Casa de la Música Quito-Ecuador.	30

RESUMEN

En el presente estudio se desarrolla el dimensionamiento del sistema de climatización para una sala de conciertos en la ciudad de Quito- Ecuador partiendo del cálculo de cargas térmicas y estimación de pérdidas por ventilación, utilizando parámetros como las condiciones climáticas de temperatura y humedad relativa de la ciudad y estableciendo estándares de confort para su interior.

Los resultados obtenidos permiten seleccionar los equipos necesarios para cubrir la carga de refrigeración y calefacción en las condiciones diurnas y nocturnas eligiéndose así una bomba de calor de 250kW y una caldera de gas de 35kW (GLP).

De acuerdo a las horas de funcionamiento de la Sala de Conciertos se estima el consumo anual de energía primaria y emisiones de CO₂, factores que dependen del mix energético con el que cuenta Ecuador; además se realiza un análisis comparativo del ahorro energético que proporciona la bomba de calor seleccionada frente a un sistema convencional de máquina frigorífica y caldera de gas en el régimen de refrigeración y la recuperación de calor en la etapa de calefacción.

JUSTIFICACIÓN

El sector de climatización factura anualmente grandes consumos energéticos debido al erróneo dimensionamiento y selección de los equipos, por tal razón presenta una gran posibilidad de conseguir mejoramiento en eficiencia energética en el área residencial y de servicios.

En Ecuador el sector residencial y comercial equivale al 16% del consumo de energía, el cual ha ido presentando un incremento debido a las necesidades de confort de los habitantes.

Los equipos de climatización se hacen cada vez más comunes en Ecuador sin embargo su desarrollo no está normado, ni se utilizan las metodologías correctas de cálculo y dimensionamiento para la selección de los equipos provocando así un derroche energético y económico.

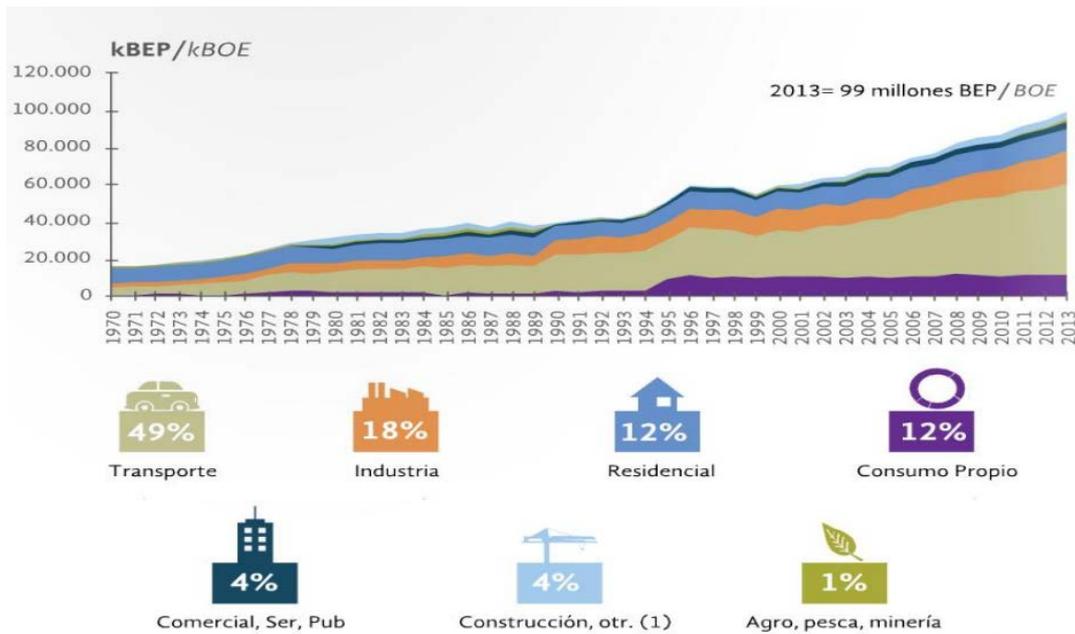


Figura 1 Evaluación del consumo de energía por sectores 1970-2013. (Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, 2014)

El diseño correcto de un sistema centralizado de climatización provee de muchas ventajas como la reducción de costos energéticos, mejores condiciones de confort en el recinto y reducción del ruido debido a que los equipos se encuentran en un área de máquinas aislada.

OBJETIVOS

Objetivo general

- Dimensionar el sistema de climatización de la sala de conciertos de la Casa de la Música ubicada en la Ciudad de Quito-Ecuador.

Objetivos Específicos

- Calcular las cargas térmicas a las que se verá sometida la sala de conciertos por el número de ocupantes e iluminación.
- Dimensionar y seleccionar los equipos de climatización más óptimos que satisfagan la potencia térmica y de refrigeración determinada y estimar el ahorro energético anual comparado con sistemas convencionales.

ALCANCE

En el presente proyecto se pretende realizar el dimensionamiento del sistema de climatización todo aire para una sala de conciertos en la ciudad de Quito-Ecuador, realizando el cálculo de cargas térmicas por iluminación y ocupantes y estimando las pérdidas a las que se verá sometida la sala por la renovación del caudal de aire requerido por normativa.

Para los cálculos no se consideraran variaciones entre las estaciones de invierno y verano debido a que esta región no presenta diferencia de los parámetros utilizados en el cambio de estación, se establecerán los escenarios climáticos exteriores diurnos y nocturnos de temperatura y humedad relativa de la ciudad los cuales son 20°C durante el día, 8°C durante la noche y 96% de humedad relativa máxima, las condiciones de confort fijas para el interior de la sala serán de 22°C y 55% de humedad relativa por la uniformidad de las estaciones.

Se determinará la potencia requerida de calefacción y refrigeración para la climatización de la Sala y se realizará la dimensión de los equipos adecuados para el óptimo desempeño del sistema y de esta manera analizar del consumo energético anual del sistema de climatización y el ahorro que conlleva la selección de equipos eficientes de calefacción y refrigeración.

1. ANTECEDENTES

1.1 Descripción de la Sala de Conciertos.

La sala de conciertos de la casa de la música se encuentra ubicada en la ciudad de Quito-Ecuador con una capacidad para 80 músicos y 700 butacas para la realización de espectáculos de alto nivel cultural, eventos empresariales, lanzamiento de productos, lanzamientos de libros, eventos de carácter social, seminarios y conferencias.



Figura 2 Sala de Conciertos "Casa de la música" (Gorka Moreno, 2016)

La sala tiene una dimensión de 93m de largo, 15m de alto y 20m de ancho, cuenta con 16 tachos de luces fijas halógenas PAR 56 de 500W, debido a que es una sala de conciertos acústicamente diseñada no posee equipos de amplificación.

1.2 Horas de funcionamiento

La sala ofrece funciones de dos horas de duración de lunes a domingo, los horarios y fechas de alquiler varían de acuerdo a los requerimientos de los clientes. Se estima 464 horas de utilización durante el año de las cuales el 75% de las funciones son en la noche y el otro 25% en horas de la mañana y tarde.

1.3 Condición climática

La ciudad de Quito se encuentra ubicada a 2870m sobre el nivel del mar y tiene una presión atmosférica de 0,717 bar, presenta sólo dos estaciones en el año, invierno y verano, goza de un clima estable con variaciones casi imperceptibles entre estaciones; el rango de temperaturas máximas y mínimas varía entre 20°C y 8°C en horarios de la mañana y noche respectivamente; la humedad relativa oscila entre 46% hasta 96% HR a lo largo del año. (INAMHI, 2014)

2. SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN TODO AIRE.

Sistemas de redes de distribución que emplean como fluido de transporte aire frío o caliente para conseguir las condiciones deseadas de confort en el interior del recinto.

El aire se acondiciona en una unidad de tratamiento de aire (UTA) y es distribuido a través de conductos de ventilación y elementos finales hacia los ocupantes. (Jutglar Banyeras, 2015).

El sistema está comprendido por equipos para producir y controlar los parámetros de temperatura, humedad relativa, ventilación, velocidad del aire y nivel sonoro.

2.1 Renovación de aire

Para mantener condiciones de salubridad y evitar sensaciones desagradables para los espectadores y músicos dentro de la sala es necesario la renovación del aire interior expulsando un volumen de aire y aspirando el mismo volumen de aire exterior para ser acondicionado en la unidad de tratamiento de aire.

Los caudales mínimos de ventilación para renovación de aire exterior son establecidos por el RITE norma UNE 10011 en función del parámetro IDA (Anexo 1) que considera la calidad de aire de acuerdo a la función de la localidad. De acuerdo a la clasificación los auditorios pertenecen a la categoría IDA3 con renovaciones mínimas de 8 l/s por persona (Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR), 2012).

2.2 Zona de Confort

El ser humano estará en condiciones de confort bajo una variedad de combinaciones de temperatura y humedad relativa, en su mayoría en una atmósfera de 30% a 70% de humedad y una temperatura de 21° a 29°C.

Por esta razón existen los sistemas de acondicionamiento de aire debido a que la temperatura no siempre ofrece condiciones ideales antes mencionadas.

Para el proyecto se ha adoptado la temperatura deseada en el interior de la Sala de Conciertos de 22°C valor medio entre 18°C y 26° temperaturas extremas de bienestar normalmente aceptadas y humedad relativa del 55%.

	39	37	36	35	33	32	30	29	28	27
38	36	35	33	32	31	29	28	27	26	25
	33	32	31	29	28	28	27	26	24	24
32	31	29	28	27	27	26	25	24	23	22
	28	27	26	26	24	24	23	22	22	21
27	24	24	23	23	22	22	21	21	20	19
	22	22	21	21	20	20	19	19	19	18
21	20	19	19	19	18	18	18	18	17	17
	17	17	17	17	16	16	16	16	15	15
16	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14
	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
10	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
	90	70	50	30	10					
	HUMEDAD RELATIVA (%)									

Figura 3 Temperaturas equivalentes o efectivas.

El cuadro de la figura 3 establece las temperaturas equivalentes para la humedad relativa, de la cual podemos considerar que los ocupantes tendrán la sensación de 21°C con los parámetros que se han establecido para el dimensionamiento del sistema de climatización.

2.3 Cargas térmicas

La determinación de las cargas térmicas es el paso fundamental en el diseño de un sistema de climatización para alcanzar las condiciones de confort adecuadas y asegurando un mayor ahorro energético al permitir la selección más óptima de los equipos.

Para la estimación de cargas de calefacción o refrigeración es necesario conocer las características internas y externas del recinto, ocupantes y funcionalidad; en el presente estudio se consideran las cargas internas generadas solo por los ocupantes y la iluminación.

2.3.1 Ganancias por ocupantes

En el cuerpo humano se producen transformaciones exotérmicas cuya intensidad varía de acuerdo al individuo y la actividad que realiza, generando calor que se disipa hacia al exterior por convección y evaporación.

A este calor disipado se le llama calor sensible y latente respectivamente, las cuales varían de acuerdo a la temperatura interior del recinto y la actividad de los ocupantes.

Existen valores predefinidos para la estimación de la carga térmica, para el análisis se ha seleccionado una temperatura de 22°C y nivel de actividad de sentados en reposo para los espectadores y sentados con trabajo ligero para los músicos (Anexo 2).

Tabla 1 Ganancias sensibles y latentes debidas a ocupantes. Fuente (Carrier Air Conditioning Company , 2009)

Ocupantes	Carga sensible (W)	Carga latente (W)
Músicos	79	37
Espectadores	75	27

2.3.2 Ganancia por iluminación

Las luminarias constituyen una fuente de calor sensible en el recinto que se transmite por radiación, convección y conducción, equivalente a la potencia eléctrica de las mismas en el caso de luces halógenas. En la sala de conciertos debemos considerar las 16 luces halógenas de de 500W de potencia cada una como una carga térmica que se debe adicionar al análisis.

2.4 Equipos

2.4.1 Unidad de tratamiento de aire (UTA)

En la unidad de tratamiento de aire centralizada se realiza el acondicionamiento del aire que proviene del exterior para ventilación, se encuentra comprendida por las unidades de refrigeración y calefacción, filtros, recuperador de calor y ventiladores de impulsión y expulsión conectándose directamente con el sistema de distribución.

En ocasiones es necesario recircular el aire extraído del recinto, siendo permitido siempre y cuando el aire de extracción tenga un bajo nivel de contaminación AE1 que corresponde a emisiones contaminantes de personas. Fuente (Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR), 2012) Anexo 3.

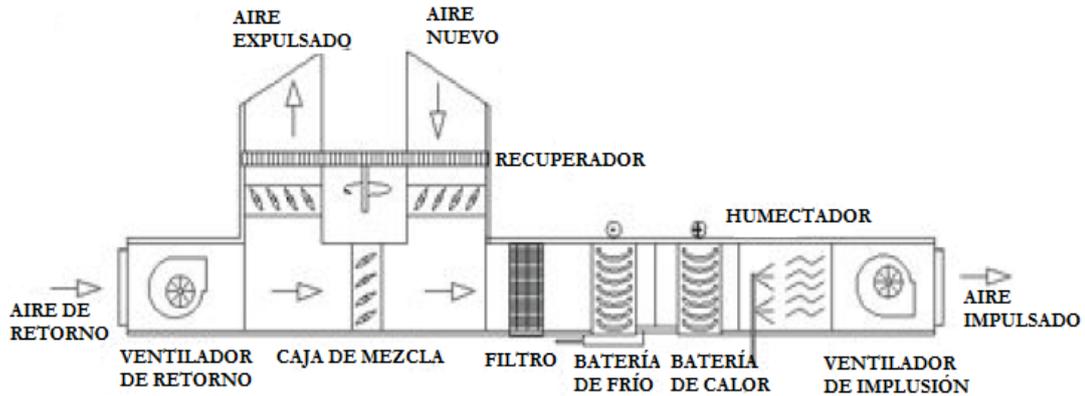


Figura 4 Detalle de Unidades de tratamiento de aire. (IES Estelas de Cantabria, 2013)

2.4.2 Generadores de calor

2.4.2.1 Bomba de Calor

Es una máquina de refrigeración que extrae el calor de un espacio frío y lo transfiere a otro de nivel térmico superior utilizando trabajo mecánico de compresión. Las bombas de calor con fuente aire son las más comunes y funcionan con mayor eficiencia que los sistemas de calefacción convencionales.

El sistema de bomba de calor puede ser reversible para generar calor o frío esto se realiza mediante una válvula de inversión.

El rendimiento de una bomba de calor viene dado por la ecuación (1) y (2), COP es utilizado para calefacción y EER para refrigeración.

$$COP = \frac{Potencia_{t\acute{e}rmica}}{Potencia_{el\acute{e}ctrica}} \quad (1)$$

$$EER = \frac{Potencia_{frigorifica}}{Potencia_{el\acute{e}ctrica}} \quad (2)$$

2.4.2.2 Caldera de gas

De las calderas de combustibles actualmente existen en el mercado las atmosféricas, las estancas estándar, de baja temperatura y las de condensación que presentan un mejor rendimiento con respecto a las otras.

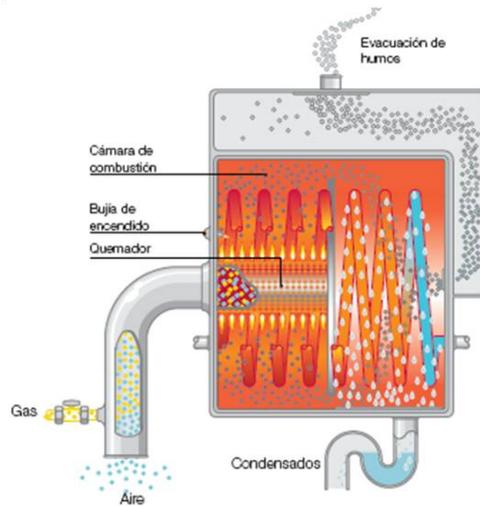


Figura 5 Esquema de una caldera de condensación.

Las calderas de condensación pueden trabajar a carga parcial eficientemente alcanzando un rendimiento, sobre el PCI, superior al 100 %. Utilizan como combustible gas natural o gas propano, tienen la particularidad de aprovechar la energía latente en el vapor proveniente de los gases de combustión para ello es necesario evacuar los gases a temperaturas inferiores a las de condensación, esto las convierte en las más eficientes y con menor impacto ambiental en el mercado de calderas.

2.4.3 Filtración del aire exterior de ventilación

Se emplean de acuerdo a la calidad de aire interior requerida y la calidad del aire extraído del ambiente. La clasificación de calidad de aire y filtro requerido es seleccionada de la normativa del RITE (Anexo 4).

Para una sala de concierto con clasificación ODA1 y categoría de ventilación IDA3 (explicado anteriormente en el apartado 2.1) se requiere un conjunto de filtro y prefiltro (F6/F7) (Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR), 2012).

Los filtros generalmente vienen dimensionados e incluidos en la unidad de tratamiento de aire.

2.4.4 Ventiladores de impulsión y expulsión.

Se precisan elementos de aspiración e impulsión correctamente proyectados para obtener el rendimiento nominal del ventilador y aminorar todo lo posible el ruido, los ventiladores son dispositivos mecánicos para transportar el aire en los conductos de climatización, existen diferentes tipos de ventiladores que se acoplan a las necesidades del sistema, para este estudio nos centraremos en los ventiladores centrífugos con los álabes orientados hacia atrás que pueden proporcionar mayores presiones y son los comúnmente utilizados para climatización por su bajo nivel sonoro.

La eficiencia de un ventilador viene dada por la ecuación (3), relaciona el caudal volumétrico, el diferencial de presión provocado por las pérdidas en los componentes del sistema y la potencia eléctrica del ventilador. (Asociación Técnica Española de climatización y refrigeración (ATECYR), 2012).

$$\eta = \frac{\dot{Q}(m^3)*\Delta P(Pa)}{Potencia_{el\u00e9ctrica}} \quad (3)$$

Los par\u00e1metros utilizados para la el dimensionamiento del ventilador y su posterior selecci\u00f3n es el caudal volum\u00e9trico de aire y la presi\u00f3n est\u00e1tica, considerando un valor conservativo de eficiencia del 60% por motivo de c\u00e1lculos, en realidad el ventilador instalado presentar\u00e1 un rendimiento superior.

2.4.5 Regenerador de calor

Dispositivo que permite el aprovechamiento de transferencia de calor de un fluido caliente a uno fr\u00edo, usados en climatizaci\u00f3n en el beneficio del calor expulsado por el caudal de renovaci\u00f3n para el precalentamiento del aire impulsado, siendo obligatoria su instalaci\u00f3n para caudales de expuls\u00edon superiores a 0,5m³/s.

Los m\u00e1s exitosos para climatizaci\u00f3n de grandes recintos son los regeneradores rotativos que consisten en una esponja met\u00e1lica que deja pasar el aire absorbiendo o devolviendo calor, est\u00e1 dise\u00f1ado de tal forma que por una mitad el tambor rotativo atraviesa el aire caliente y por la otra el fr\u00edo.

La eficiencia m\u00ednima y p\u00e9rdida de presi\u00f3n m\u00e1xima admitida en t\u00e9rminos de eficiencia energ\u00e9tica se indican en la tabla 2, en donde se determina por el caudal de aire y horas de funcionamiento anuales.

Tabla 2 Eficiencia de presi\u00f3n m\u00e1xima y eficiencia m\u00ednima de un intercambiador de calor. (Jutglar Banyeras, 2015)

Funcionamiento (horas/a\u00f1o)	Caudal de aire exterior (m ³ /s)									
	> 0,5...1,5		> 1,5...3,0		> 3,0...6,0		> 6,0...12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000...4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000...6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

3. C\u00c1LCULOS ¹

Se ha realizado el an\u00e1lisis en las condiciones clim\u00e1ticas de Quito diurnas y nocturnas de temperatura y humedad relativa mostradas en la tabla 3.

¹ El desarrollo de los c\u00e1lculos se encuentra en el Anexo 7.

Tabla 3 Condiciones Climáticas de Quito-Ecuador

Quito	Temperatura °C	Humedad Relativa %
Máxima	20	96
Mínima	8	46

La temperatura máxima se produce en horas de la mañana y tarde y las mínimas se presentan en horas de la noche; sin embargo los valores de humedad relativa varían durante el día, pero por motivos de diseño del sistema se realizan los cálculos en la condición más extrema de humedad que equivale al 96%.

3.1 Parámetros Psicrométricos

El diagrama psicrométrico o carta psicrométrica (anexo 6) está integrado por curvas que relacionan los parámetros característicos de la mezcla aire y vapor de agua, permite determinar los datos mostrados en la tabla 4 a partir de las condiciones de temperatura y humedad relativa del aire en el exterior e interior de la sala.

Tabla 4 Parámetros obtenidos del diagrama psicrométrico de las condiciones exteriores e interiores.

Parámetros	Condiciones exteriores día	Condiciones exteriores noche	Condición interior
Temperatura (°C)	20	8	22
Humedad Relativa (%)	96	96	55
Entalpía de saturación h (kJ/kg)	56	24	45
Humedad absoluta (g/Kg de aire seco)	14,5	6,6	9
Volumen específico (m ³ /kg de aire seco)	0,85	0,81	0,84

3.2 Caudal requerido

Como se mencionó anteriormente el caudal exigido de renovación es de 8 l/s por persona, considerando la sala llena con los 80 músicos y 700 espectadores en butacas demanda un caudal másico de 7,34 kg/s². (Anexo 7)

3.3 Estimación de cargas térmicas

De acuerdo a lo establecido en el apartado 2.3.1 se obtiene.

Tabla 5 Estimación de cargas térmicas por ocupantes e iluminación.

	Ocupantes (kW)	Iluminación (kW)
Calor Sensible	58,8	8
Calor latente	21,9	-
Total	80,7	8

3.4 Ventilación

La entrada de un caudal de aire de renovación establece un aporte de calor sensible y latente, este se determina mediante las ecuaciones (4), (5) y (6).

$$W_{vT} = \dot{m} \cdot (h_{ext} - h_{int}) \quad (4)$$

$$W_{VS} = \dot{m} \cdot c \cdot (t_{ext} - t_{int}) \quad (5)$$

$$W_{VL} = W_{VT} - W_{VS} \quad (6)$$

En donde:

W_{vT} = Calor total de ventilación.

\dot{m} = caudal másico 7,34 kg/s.

h_{ext} y h_{int} = entalpía exterior e interior (kJ/kg).

c = calor específico del aire 1,008 kJ/kg°C.

t_{ext} y t_{int} = temperatura exterior e interior en °C.

W_{VS} = Calor sensible de ventilación.

² Los parámetros son válidos a la presión atmosférica estándar, para el cálculo del volumen real que circulará por los conductos se tendrá en cuenta la diferencia de la presión atmosférica en la ciudad de Quito.

W_{VL} = Calor latente de ventilación

Tabla 6 Calor sensible y latente por renovación de aire.

Carga de ventilación	Condición día (kW)	Condición noche (kW)
Sensible	-14,7	-103,6
Latente	95,4	-50,54
Total	80,7	-154,14

3.5 Carga total

Se realiza la sumatoria de cargas sensibles y latentes para las condiciones diurnas y nocturnas considerando que las cargas por ocupantes e iluminación es indistinta de las condiciones exteriores de la sala.

Tabla 7 Carga térmica total de la Sala de Conciertos.

Tipo de Carga (kW)	Día $T_{ext}=20^{\circ}C$ HR=96%	Noche $T_{ext}=8^{\circ}C$ HR=96%
Sensible	52,1	-36,8
Latente	117,3	-28,64
Total	169,4	-65,4

3.6 Dimensionamiento del sistema³

Es necesario realizar por separado la dimensión del sistema para satisfacer la demanda diurna y nocturna de calor.

3.6.1 Condición diurna

De acuerdo a los datos obtenidos en la tabla 7, la carga del sistema es de refrigeración debido al alto contenido de humedad del aire aspirado del exterior se requiere enfriar para retirar el exceso de humedad y luego calentar a una temperatura deseada.

³ El desarrollo de los cálculos realizados en el dimensionamiento del sistema de climatización se detallan en el Anexo 8.

Para cumplir con la carga requerida es necesaria una temperatura de impulsión al recinto de 15°C, ésta temperatura es aceptable teniendo en cuenta que los difusores estarán situados en el techo de la sala alejados del público.

Con esta condición de aire impulsado debería tener una entalpía de 16,94 kJ/kg y 9% de humedad relativa, condiciones imposibles de alcanzar por un equipo de refrigeración por lo que se decide usar una bomba de calor que enfríe el aire y luego lo caliente para ser impulsado. Adicionalmente se estima que se debe eliminar 47,8g/s de caudal de agua que se genera en el interior por el calor latente disipado por los ocupantes y el que ingresa con el aire exterior.

Por tanto se decide establecer una temperatura de impulsión al interior de la sala de 18°C y se determina que el caudal de aire debe incrementarse 13,025kg/s para alcanzar la carga sensible del recinto, esto significa que se hará recircular 5,686kg/s del caudal de expulsión aumentando la temperatura de la mezcla a 20,85°C.

El caudal de agua que se debe eliminar debido al calor sensible de los ocupantes 8,94g/s por tanto para mantener las condiciones de humedad relativa en el interior de la sala se calcula la humedad absoluta que debe tener el aire de impulsión y se obtiene que la humedad absoluta que debe tener el aire tratado a la salida de la UTA debe ser de 8,31 g/kg.

Realizando el balance térmico se obtienen los resultados mostrados en la figura 6 que ilustran las condiciones de cada etapa.

3.6.1.1 Etapa de Refrigeración

Para la refrigeración se establece una salida del equipo de 8,31g/kg de humedad absoluta por ser la misma que debe entrar al recinto para mantener las condiciones interiores de humedad deseadas en el interior de la sala, este dato permite encontrar los parámetros de temperatura y entalpía a la salida de la etapa de refrigeración, además de la potencia frigorífica de 250kW.

3.6.1.2 Etapa de calefacción

La potencia calorífica debe ser la útil para elevar la temperatura de salida de la etapa de refrigeración a los 18°C establecidos que serán esparcidos en la sala. Este valor es de 81kW.

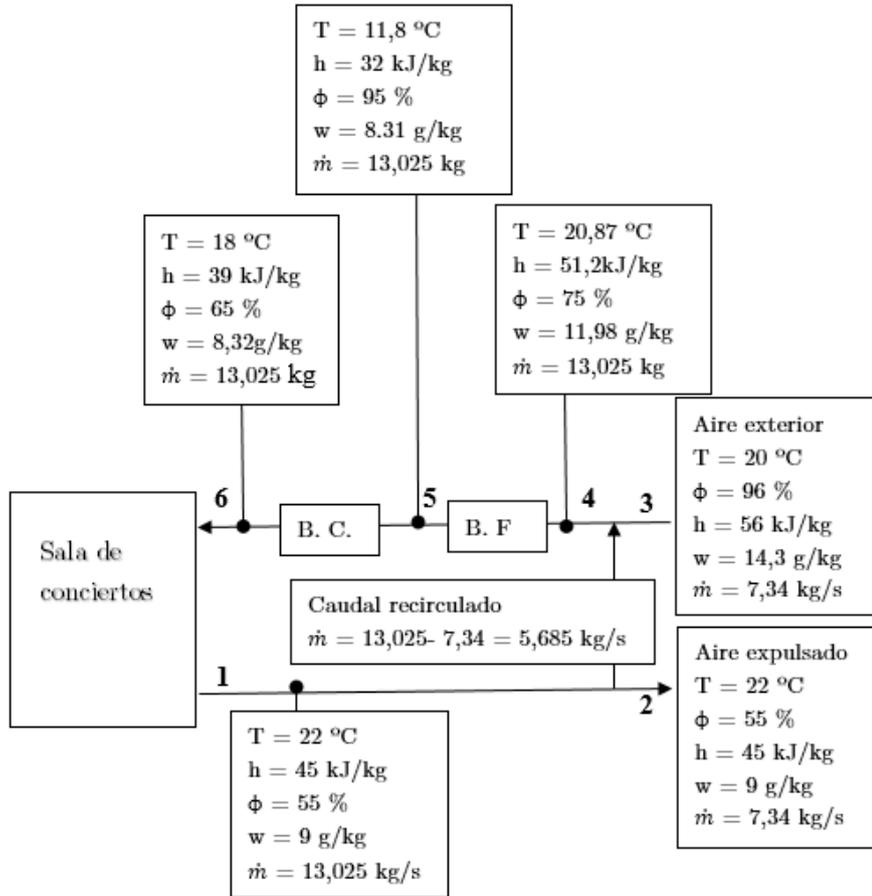


Figura 6 Diseño del sistema de climatización en condición diurna.

3.6.2 Condición nocturna

La tabla 7 muestra una carga negativa esto significa que se requiere calefacción de 65,4 kW, como se mencionó anteriormente para caudales superiores a 0,5 m³/s es obligatoria la recuperación de calor aprovechando el salto térmico del aire de aspiración exterior 8°C y el expulsado de 22°C.

Estimando un intercambiador de calor que tenga una eficiencia mínima establecida del 60%⁴, logra recuperarse 61,14kW disminuyendo la demanda de calefacción a 3,3kW.

Se debe considerar que los aportes calóricos sensibles debido a los ocupantes e iluminación son variables y deben sumarse a la potencia final para que el equipo de calefacción seleccionado abastezca la carga en el caso de no estar presentes estas cargas, es decir que para mantener las condiciones de confort seleccionadas cuando la sala se encuentra sin iluminación y sin personas la carga asciende a 70,3 kW.

⁴ Dato conservativo para diseño.

La humedad relativa interior de la sala se determina del balance de vapor de agua generado en el interior y expulsado por el caudal de renovación es de 50%, un nivel de humedad aceptable para climatización.

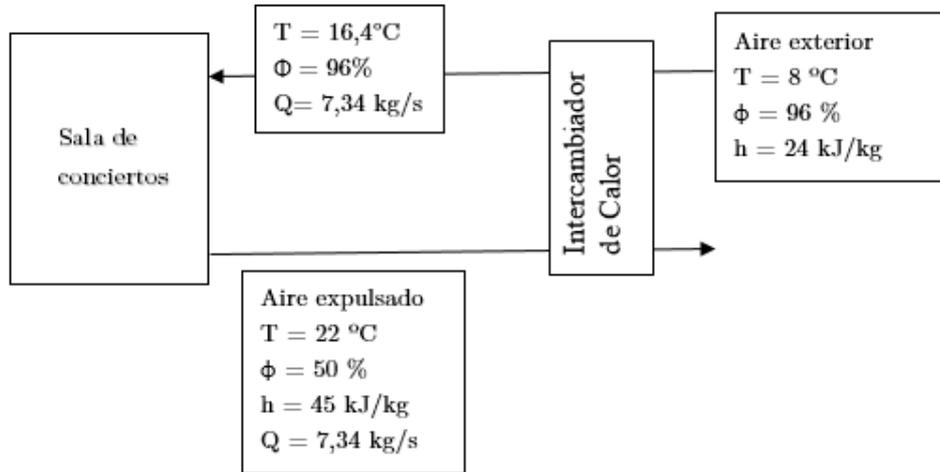


Figura 7 Diseño del sistema de climatización en condición nocturna.

3.7 Sistema de renovación de aire

En el dimensionamiento de los conductos debemos distinguir 2 tuberías distintas una de impulsión y otra de expulsión de aire, el rango de caudal varía de acuerdo a las necesidades de cada condición exterior estando entre 13,025 kg/s y 7,34 kg/s, para efectos de dimensionamiento se toma el caudal máximo que se deberá transportar.

El caudal volumétrico (13,025 kg/s) se ve afectado por la presión atmosférica en la ciudad de Quito (0,717 bar), por lo que se requiere recalcular en función del volumen específico y variación de presión, obteniendo 15,6m³/s los cuales deben ser repartidos uniformemente a la sala. (Anexo 8).

La tabla 8, 9 y 10 expone las secciones de los conductos de impulsión, del conducto de expulsión y del conducto de recirculación del aire expulsado para mezclarlo con el aspirado por medio de una válvula de mezcla.

Estableciendo el caudal requerido para los músicos y el que se distribuirá en el resto de la sala.

$$\frac{80 \text{ músicos} \times 15,6 \text{ m}^3/\text{s}}{780 \text{ personas}} = 1,6 \text{ m}^3/\text{s} \quad (7)$$

Se determina que 1,6 m³/s de aire se entregará a los músicos a través de un conducto hacia el escenario y 14m³/s se distribuirá al resto de la sala mediante 10 conductos distribuidos en el área de butacas. La distribución de los conductos de aire de impulsión se detalla en el Anexo 9.

Tabla 8 Sección de los conductos de impulsión de aire.

Ducto principal 15,6 m³/s			
Tramos	Caudal (m ³ /s)	Velocidad (m/s)	Sección (m ²)
Conducto principal			
1	15,6	8	1,95
2	14	7,18	1,95
3	9,8	6,5	1,5
4	7	6,3	1,1
5	4,2	5,25	0,8
6	1,4	5	0,28
Escenario			
1 Secundario	1,6	4	0,4
2 Salidas a difusores	0,8	2	0,4
Área de Butacas			
10 Secundarios	1,4	5	0,28
Salida a difusores	1,4	2	0,7

El conducto principal de extracción tendrá 160 derivaciones alrededor de toda la sala para aspirar el aire por las rejillas.

Tabla 9 Sección de los conductos de extracción de aire.

Ducto Extracción 15,6 m³/s			
Tramos	Caudal (m ³ /s)	Velocidad (m/s)	Sección (m ²)
Principal	15,6	8	1,95
Derivación a 160 rejillas	0,065	2	0,13

El conducto de Recirculación conecta los ductos principales de impulsión y expulsión de aire a velocidad de 8 m/s.

Tabla 10 Sección del conducto de recirculación de aire.

Ducto Recirculación 6,8m³/s			
Tramos	Caudal (m ³ /s)	Velocidad (m/s)	Sección (m ²)
Principal	5,68	8	0,71

4. SELECCIÓN DE EQUIPOS

4.1 Intercambiador de Calor

Se realiza la selección de un regenerador de calor rotativo diseñado por WOLF para la demanda de caudal máxima de aire calculado 15,6 m³/s.



Figura 8 Regenerador de calor rotativo WOLF.

Los regeneradores de calor rotativos WOLF presentan características de trabajo de alto rendimiento con un grado de transmisión de temperatura de hasta 90%, fabricados en aleación de aluminio resistente a la corrosión, efecto auto limpiante mediante modo de funcionamiento en contracorriente y regulación de revoluciones del rotor para optimización de la potencia (Anexo 10).

4.2 Bomba de calor

La selección del equipo de refrigeración y calefacción para instalar se basa en el cálculo de las cargas térmicas dimensionamiento del sistema mostrado en el apartado 3.6.1, 250 kW de refrigeración y 81 kW, por tanto se ha optado por una bomba de calor aire-agua TRANE modelo AquaStream 3G (Anexo 11) por su potencia frigorífica. La bomba extrae el calor de aire exterior por medio del evaporador eliminando humedad y reduciendo la temperatura, posteriormente se toma el calor del condensador para incrementar la temperatura al fluido de salida, de esta manera el calor aportado se considera gratuito.

Tabla 11 Características de la bomba de Calor TRANE CXAM 100.

Bomba de Calor TRANE CXAM 100	
Potencia calorífica	271,1kW
Potencia frigorífica	276,3kW
COP	3,8
Refrigerante	R-410 A
Potencia Sonora	92 dB
Condiciones de Eurovent	
Funcionamiento -10 a 46°C	Frío
Evap. 12°C/7°C Aire 35°C	
Funcionamiento de -10 a 20°C	Calor
Evap 40°C/45°C Aire 7°C/6°C	

4.3 Caldera de gas

Calefacción en horas de función (con luces encendidas y sala llena) 3,3 kW.

Calefacción para acondicionamiento (sin luces y sin ocupantes) 70 kW

La potencia máxima a seleccionar para que el equipo pueda climatizar la sala en las condiciones de temperatura deseada (22°) debe ser 70kW, sin embargo la diferencia de potencia requerida para climatizar la sala durante la función es muy grande y seleccionar una caldera de gas de tales características sería inoportuno, por tal razón se decide reducir la temperatura deseada en la sala durante el tiempo de acondicionamiento del local a una temperatura que rodee los de 15°C aceptable para el interior de la sala mientras esta se va llenando.

En la estimación de la potencia requerida para obtener una temperatura menor, se determina mediante la ecuación de potencia de cálculo la constante de la sala que relaciona el volumen habitable y el coeficiente volumétrico de pérdidas.

$$P_t = GV(t_i - t_e) \quad (\text{Villarubia, 2015})$$

En los cálculos realizados de carga térmica se obtuvo una potencia de 70 kW para una diferencia de temperatura de 8°C exterior y 22° interior, aplicando a la fórmula tenemos un coeficiente de 5.

Este factor se aplica para determinar la potencia para una temperatura interior de 15° obteniendo una potencia de 35 kW.

Se decide seleccionar una caldera mural de condensación a gas de 35 kW para cubrir la demanda térmica cuando la sala se encuentra sin ocupantes y sin iluminación sacrificando la temperatura de confort de local.

Este tipo de caldera tiene una calificación de cuatro estrellas de rendimiento según la directiva 92/42 de alta eficiencia y bajo consumo con un ahorro de gas de hasta el 20%, bajo nivel de emisiones de NO_x no contaminada adaptada al RITE (Anexo 12).

Tabla 12 Características de la caldera de gas Ferroli BLUEHELIX TECH 35.

<i>Caldera de Gas Ferroli BLUEHELIX TECH 35</i>	
Potencia térmica útil con 80°C – 60°C	31,4 kW
Potencia térmica útil con 50°C – 30°C	34 kW
Alimentación eléctrica	120 W
PCS GLP	27,29 kWh/m ³
Rendimiento con 80°C- 60°C	98%
Rendimiento a carga parcial	108,8 %
Rango de trabajo	40 – 65°C
Clase de eficiencia energética	A
Solo Caldera	Gas Natural, GLP

Debido a que la caldera funciona por la combustión de un combustible deberán evacuarse los gases producidos mediante chimeneas.

4.4 Sistema de distribución de aire.

4.4.1 Conductos de aire

Se debe diseñar los conductos de manera que la pérdida de carga por rozamiento de manera que sea la misma por unidad de longitud a lo largo de todo el sistema, las pérdidas dependerán del material y de los accesorios que se encuentren en la red.

Por términos de ahorro energético el aislamiento térmico debe ser tal que las pérdidas no superen el 4% de la potencia calorífica instalada.

Los conductos rectangulares galvanizados son ideales para la distribución de aire a través de la sala al ser los más utilizados en climatización de calidad.

Puesto que el metal es un conductor térmico, los conductos de chapa metálica deben estar aislados térmicamente. El material empleado consiste en mantas de lana de vidrio para colocar en el lado exterior del conducto. Estas mantas incorporan un revestimiento de aluminio que actúa como barrera de vapor. También se coloca, en el interior del conducto, mantas de lana de vidrio con un tejido de vidrio que permite la absorción acústica por parte de la lana y refuerza el interior del conducto.

Producto	Aplicación	Descripción	Revestimiento	Resistencia térmica m ² · K/W
IBR Aluminio	Aislamiento por el exterior del conducto metálico	Manta de lana de vidrio, 55 mm de espesor	Aluminio + kraft	1,31
Isoair		Manta de lana de vidrio, en 30 ó 40 mm de espesor	Aluminio reforzado + kraft	30 mm: 0,80 40mm: 1,00
Intraver Neto	Aislamiento por el interior	Manta de lana de vidrio, 25 mm de espesor	Tejido de vidrio negro de alta resistencia mecánica	15 mm: 0,36* 25 mm: 0,73

Figura 9 Tipos de conductos por aislamiento ISOVER. (Isover, 2009)

Basados en la figura 9 se escoge los conductos rectangulares de chapa metálica de acuerdo a la velocidad del aire aislamiento por el interior del conducto metálico con manta de lana de vidrio 25mm de espesor para reducir las pérdidas.

4.4.2 Ventilador

Ventilador centrífugo con los álabes hacia atrás es el más común para climatización por ser más eficientes y poseer mayor rendimiento; la configuración de sus álabes provoca que el flujo entre y salga tangente a los mismos permitiendo menor nivel de ruido.

Para tener el criterio de selección hay que establecer los parámetros de caudal y diferencial de presión. Para efectos de cálculo se ha considerado el diferencial de presión máximo establecido por el intercambiador de calor (tabla 2) que es de 180Pa agregando un 50% más por pérdidas en conductos y accesorios, en total el ventilador debe vencer una caída de presión de 250Pa.

Estableciendo un rendimiento del 60% mediante la ecuación (3) se tiene una potencia de 7kW para un caudal de 15,6 m³/s durante el día y 4kW para un caudal de 8,79m³/s durante la noche. Los ventiladores estarán sometidos a variaciones de caudal de aire durante su funcionamiento por lo que se requiere un sistema de regulación de velocidad con variador de frecuencia en el motor.

De acuerdo a las curvas características de los ventiladores (Anexo 13) con los parámetros de caudal máximo de 15,6 m³/s y presión de 270Pa, se decide el modelo RZR 13-0800 de la marca Nicotra||Gebhardt.

Al manejar los mismos caudales de impulsión y expulsión se decide seleccionar el mismo modelo de ventilador para aspirar el aire de la sala.

4.5 Elementos finales

4.5.1 Difusores Lineales

El aire debe ser impulsado al interior de la sala a bajas velocidades y mediante lamas orientadas que se dirigen para distribuir uniformemente el caudal de aire.



Figura 10 Distribución de aire con difusores Lineales.

Los difusores seleccionados son los koolair KFD 1200-4 que cuenta con las siguientes características (Anexo 14):

- 400 m³/h
- 27 dB
- Longitud modular de 1200 mm con cuatro ranuras
- Presión total 3 Pa.

Tabla 13 Distribución de difusores en la sala de conciertos.

Ubicación	Número de salidas	Número de difusores KFD 1200-4 por salida	Caudal Máximo
Escenario	2	8	0,88 m ³ /s
Butacas	10	13	1,44 m ³ /s
	Total	146	15,6 m ³ /s

Un factor a considerar en la selección de los difusores en el nivel de ruido que no supere el máximo permitido de 30 dB.

4.5.2 Rejillas de extracción

El caudal máximo de extracción de la sala es de 15,6 m³/s, se seleccionan 160 rejillas de reticuladas Koolair series 20.0 modelo 22.5 distribuidos uniformemente en la sala con capacidad de extracción de 350 m³/h.

Tabla de selección (rejillas de retícula para retorno)

Q		Dim. (mm)	400x100 200x200	400x150 300x200 250x250	600x200 400x300 350x350	700x300 500x400 450x450	1000x350 900x400 800x800	1000x500 800x800 700x700	1300x500 1100x800 800x800	1600x500 1350x800 900x900	1850x800 1250x800 1000x1000
m ³ /h	l/s	Ak	0,0314	0,0489	0,1032	0,1789	0,3263	0,4485	0,5901	0,7512	0,9316
200	55,6	V _k	1,8	1,1	0,5						
		P _s	3,8	1,5	0,3						
250	69,4	V _k	2,2	1,4	0,7						
		P _s	5,9	2,4	0,5						
300	83,3	V _k	2,7	1,7	0,8						
		P _s	8,5	3,5	0,8						
350	97,2	V _k	3,1	2,0	0,9	0,5					
		P _s	11,5	4,7	1,1	0,4					
400	111,1	V _k	3,5	2,3	1,1	0,6					
		P _s	15,0	6,2	1,4	0,5					
450	125,0	V _k	4,0	2,6	1,2	0,7					
		P _s	19,0	7,8	1,8	0,6					
500	138,9	V _k	4,4	2,8	1,3	0,8	0,4				
		P _s	23,5	9,7	2,2	0,7	0,2				
600	166,7	V _k	5,3	3,4	1,6	0,9	0,5				
		P _s	33,8	13,9	3,1	1,1	0,3				

NOTA: -Esta tabla de selección está basada en ensayos reales de laboratorio de acuerdo a la norma ISO 5219 (UNE 100.710).

Figura 11 Tabla de selección de rejillas de retículas de retorno. (KOOLAIR, 2016)

De acuerdo a la figura 11 se selecciona la rejilla de dimensiones 500x400 mm estas presentan una presión estática de 0,4Pa y 0,5 m/s de velocidad.

Las rejillas serán instaladas en los escalones debajo de los asientos de la sala a los pies de los espectadores, la parte inferior del escenario.

5. ESTIMACIÓN DE CONSUMO ENERGÉTICO

La sala de conciertos de la casa de la música de Quito es utilizada aproximadamente 464 horas al año de las cuales el 75% se estima es en horas de la mañana y el otro 25% en horas de la noche, con funciones de 2 horas de duración.

La sala es climatizada una hora antes de que empiecen las funciones para tener preparado un ambiente de confort a la llegada de los ocupantes, además se mantienen la ventilación durante la hora posterior a la culminación de las funciones para eliminar el aire viciado; por tanto se toma en cuenta el mismo número de horas de acondicionamiento y de funciones durante el año como se muestra en la tabla 14.

Tabla 14 Horas de funcionamiento de los equipos.

Condición	Horas anuales de función	Horas anuales de acondicionamiento
Diurna	116	116
Nocturna	348	348

Los equipos a analizar por consumo de energía son:

Tabla 15 Potencia eléctrica de los equipos seleccionados para el sistema de climatización.

Equipo	Tipo de energía	Horario de funcionamiento	Potencia
Bomba de Calor	Eléctrica	Día	71,34 kW
Caldera de gas	Eléctrica	Noche	120 W
	Calorífica		35 kW
			3,3 kW
Ventilador de impulsión	Eléctrica	Día	7kW
		Noche	4kW
Ventilador de expulsión	Eléctrica	Día	7Kw
		Noche	4kW

5.1 Consumo energético

5.1.1 Funciones en horas de la mañana

Considerando que anualmente el número promedio de funciones que se realizan en horas de la mañana es de 58 se conoce de acuerdo a la Tabla 17 que las horas anuales de función son de 116 y las horas de pre y post acondicionamiento bordean el mismo valor.

En total los equipos tienen un tiempo de funcionamiento anual de 232 horas.

Tabla 16 Consumo anual eléctrico por funcionamiento en horas de la mañana.

Equipo	Potencia	Consumo Eléctrico anual
		MWh/año
Bomba de calor	71,3 kW	16,5
Ventilador de impulsión	7 kW	1,6
Ventilador de expulsión	7kW	1,6
Total		19,7 MWh/año

5.1.2 Funciones en horas de la noche

La sala de conciertos de la Casa de la Música en Quito es usada mayoritariamente en horas de las noche anualmente se programan aproximadamente 174 funciones de dos horas de duración, para efectos de análisis de consumo energético se consideran dos situaciones: horas con auditorio lleno e iluminación al máximo y horas de acondicionamiento del recinto sin iluminación y sin personas.

Como se mencionó anteriormente en el apartado 4.3 la potencia calórica requerida de la caldera de gas varía de acuerdo al régimen de funcionamiento.

La caldera necesita alimentación eléctrica de 120 W y alimentación de gas para alcanzar la potencia calorífica de 3,3kW y 35 kW; el gas utilizado es gas licuado de petróleo (GLP) comercializado en Ecuador con un poder calorífico superior es de 14kWh/kg (INEN (Instituto Ecuatoriano de Normalización), 2010).

La tabla 17 expresa los consumos eléctricos y de GLP anuales de los equipos de climatización durante horas de la noche.

Tabla 17 Consumo energético anual en el régimen de la noche.

Equipo	Potencia eléctrica	Consumo anual
696 horas anuales		
Caldera de gas (alimentación eléctrica)	120 W	83,5 kWh
Ventilador de impulsión	4 kW	2,8 MWh
Ventilador de expulsión	4 kW	2,8 MWh
	Total	5,683 MWh/año
Consumo anual de gas Propano		
Caldera de gas	348 horas de acondicionamiento	348 horas de función
PCI 27,29 kWh/m ³	12,18MWh	1,15 MWh
Consumo de gas	916 kg	86,5 kg
Total	1002,46 kg/año	

5.2 Consumo en Energía Primaria

La cantidad energía eléctrica y volumen de gas licuado de petróleo consumido son energías finales que no reflejan la cuantía de energía requerida de la naturaleza para generar ese kWh de electricidad o m³ de combustible usado, para poder estimar y unificar las unidades de medición se convierte a energía primaria, la unidad calórica más utilizada TEP (tonelada equivalente de petróleo); los factores de conversión dependen del mix energético de la región para cada tipo de energía final.

Estructura de generación eléctrica

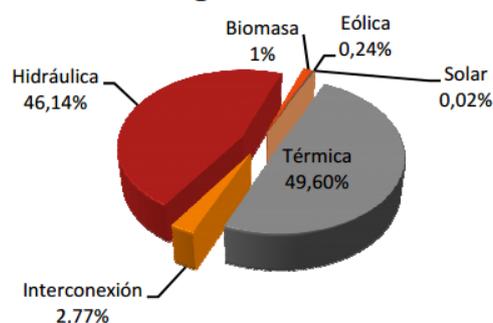


Figura 12 Mix Energético Ecuador. (Calificadora de Ratings Pacific Credit Rating S.A., 2014)

Los factores de conversión de energía final a energía primaria para Ecuador son tomados de los datos de la Organización Latinoamericana de la Energía (OLADE) que establecen 0,2239 tep/MWh eléctrico y 0,00105 tep/kg de gas licuado de petróleo (Organización Latinoamericana de la Energía (OLADE), 2013).

Los consumos de energía primaria se exponen en la tabla 18.

Tabla 18 Consumo anual de energía primaria del sistema de climatización.

Consumo anual de energía primaria		
0,2239 tep/MWh_{eléctrico} 0,00105 tep/kg_{glp}		
Día	Eléctrico	4,41 tep
	GLP	-
	Total	4,41 tep/año
Noche	Eléctrico	1,27 tep
	GLP	1,06 tep
	Total	2,33 tep/año
Total anual		6,74 tep/año

5.3 Emisiones de CO₂

La estimación de emisiones de CO₂ permite determinar la contaminación que conlleva generar y consumir la unidad de energía final.

Los factores de emisión para Ecuador han sido estimados por la OLADE (Organización Latinoamericana de la Energía) con un valor de 0,342 tep/MWh eléctrico y para consumo de combustibles 0,242 tep/kg de gas licuado de petróleo consumido (Organización Latinoamericana de la Energía (OLADE), 2013).

A continuación en la tabla 19 se detallan las emisiones de CO₂ anuales del sistema de climatización.

Tabla 19 Emisiones anuales de CO₂ del sistema de climatización.

Emisiones anuales de CO₂		
0,342 tep/MWh 0,242 tep/kg		
Día	Eléctrico	6,73 tCO ₂
	GLP	-
	Total	6,73 tCO₂/año
Noche	Eléctrico	1,94 tCO ₂
	GLP	3,22 tCO ₂
	Total	5,16 tCO₂/año
Total anual		11,89 tCO₂/año

5.4 Ahorro energético

El análisis de ahorro energético se realiza comparando al consumo y emisiones del sistema de climatización con bomba de calor en contraste con una máquina frigorífica y caldera de gas que cubran la demanda de calefacción de 250kW y de calefacción de 81kW para las condiciones diurnas. A continuación se muestra las características de la máquina frigorífica y caldera de gas seleccionadas para el análisis.

Tabla 20 Características de los equipos alternativos. Máquina Frigorífica y Caldera de gas.

Equipo de refrigeración	Daikin E-XS/XL
Potencia Frigorífica	263 kW
ERR	3,05
Potencia eléctrica	86,22 kW
Caldera de gas propano	Ferrol Energy Top B125
Potencia máxima	116 kW
Potencia mínima	25 kW
Consumo eléctrico	390 W
Tipo de gas	GLP/Gas Natural

En la tabla 20 se muestra el consumo energético de los equipos en la condición de día y noche, cabe recalcar que el consumo nocturno no presenta cambios pues se mantiene la misma caldera de gas de 35kW.

Tabla 21 Consumo energético sin Bomba de calor.

	Equipo	Potencia	Consumo anual
Día	Máquina Frigorífica	86,22 kW	16,5 MWh
	Caldera de gas Daikin (Alimentación eléctrica)	390 W	90,48 kWh
	Ventilador de impulsión	7 kW	1,6 MWh
	Ventilador de expulsión	7kW	1,6 MWh
	Total	Eléctrico	19,7 MWh/año
	Caldera de gas Daikin (Consumo de GLP)	81kW	18,8 MWh
	Total	Calorífico	18,8 MWh/año
		GLP	1413,5 kg/año
Noche	Caldera Ferroli (Alimentación eléctrica)	120W	83,52 kWh
	Ventilador de impulsión	4 kW	2,8 MWh
	Ventilador de expulsión	4 kW	2,8 MWh
	Total	Eléctrico	5,683 MWh/año
	Caldera Ferroli (Consumo GLP)	3,3 kW	1,15 MWh
		35 kW	12,18 MWh
Total	Calorífico	13,3 MWh/año	
		GLP	1002,24 kg/año

Tabla 22 Consumo anual de energía primaria y emisiones de CO₂ sin Bomba de Calor.

	Energía Primaria anual	Emisiones anuales de CO₂
Día	6,7 tep /año	12,52 tCO ₂ /año
Noche	2,33 tep/año	5,16 tCO ₂ /año
Total	9,03 tep/año	17,68 tCO ₂ /año

5.4.1 Estimación de ahorro

A continuación se detalla un cuadro comparativo del ahorro energético que presenta la selección de una bomba de calor frente a un conjunto de máquina frigorífica y caldera de gas en la climatización.

Tabla 23 Ahorro anual de Energía primaria y emisiones de CO₂.

			Ahorro anual %
Consumo anual de energía primaria	Bomba de Calor	6,74 tep/año	25,35 %
	Máquina frigorífica y caldera de gas	9,03 tep/año	
Emisión anual de CO₂	Bomba de Calor	11,89 tCO ₂	32,74 %
	Máquina frigorífica y caldera de gas	17,68 tCO ₂	

Como lo muestra la tabla 24 la selección de una bomba de calor en el sistema de climatización nos permite tener un ahorro energético de 25,5% de energía primaria y un 32,74% de emisiones de CO₂.

6. RESULTADOS

De acuerdo a los cálculos realizados de cargas térmicas que presenta el auditorio para unas condiciones de confort interiores de 22°C y 55% de humedad relativa deseadas se han escogido los equipos que permiten un mayor ahorro energético, la tabla 24 presenta el detalle de los componentes que deben ser instalados en la unidad de tratamiento de aire.

La unidad de tratamiento de aire seleccionada es de la línea Carrier gamma Airovisión, de construcción modular con caudales de funcionamiento en el rango de 1800 y 125000 m³ /h ideal para la instalación en la Sala de Conciertos con caudal máximo de 56000 m³/h y deberá estar situada en un área de máquinas separada de la sala y asilada del ruido.

Tabla 24 Equipos seleccionados para el sistema de climatización para la Sala de Conciertos de la Casa de la Música Quito-Ecuador.

SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN “CASA DE LA MÚSICA” Quito-Ecuador		
<i>Condiciones exteriores</i>	<i>Temperatura máxima 20°C</i> <i>Temperatura mínima 8°C</i> <i>Humedad Relativa máxima 96%</i> <i>Altura sobre nivel del mar 2780m</i> <i>Presión 0,717 bar</i>	
<i>Condiciones interiores</i>	<i>Temperatura 22°C</i> <i>Humedad Relativa 55%</i>	
<i>Caudal de aire</i>	<i>Máximo 15,6m³/s</i> <i>Mínimo 8,76m³/s</i>	
Equipos del sistema de climatización		
Equipo	Modelo	Características
<i>Bomba de Calor Aire-Agua</i>	<i>TRANE CXAM 100</i>	<i>Potencia Frigorífica 276,3kW</i> <i>Potencia Calorífica 271,1kW</i> <i>COP 2,8</i>
<i>Caldera de gas</i>	<i>Ferrolí BLUEHELIX Tech 35</i>	Caldera de condensación Potencia nominal 35kW Gas natural/Gas propano Rendimiento a Carga parcial 108,8

<i>Ventilador de impulsión</i>	Nicotra Gebhardt RZR 13-0800	Potencia 7kW Caudal máximo 56000 m ³ /h Pérdida de Carga 250Pa
<i>Ventilador de expulsión</i>	Nicotra Gebhardt RZR 13-0800	Potencia 7kW Caudal máximo 56000 m ³ /h Pérdida de Carga 250Pa
<i>Conductos de aire</i>	Intraver Neto	Chapa metálica
<i>Difusor</i>	Lineal KFD 1200-4	Caudal máximo 400m ³ /h Nivel Sonoro 27Db Longitud modular 1200mm
<i>Rejillas</i>	Koolair series 20.0 modelo 22.5	Dimensiones 500x400mm Caída de presión 0,4Pa Velocidad 0,5m/s
<i>Regenerador rotativo</i>	WOLF	Factor de recuperación hasta 80%
<i>Unidad de tratamiento de aire</i>	Carrier 39HQ	Caudal 1800-125000 m ³ /h Modular Configurable

7. CONCLUSIONES

- El cálculo de las cargas térmicas considerando los factores de pérdidas y ganancias internas permite estimar la potencia requerida de calefacción o refrigeración necesarias para alcanzar las condiciones de confort deseadas en el interior del área a climatizar
- Las condiciones climatológicas de la ciudad de Quito permiten establecer parámetros fijos de temperatura y humedad máximos y mínimos durante todo el año, debido a la poca variabilidad de estos factores en las estaciones de invierno y verano.
- La bomba de calor es un equipo de alta eficiencia primordial en un sistema de climatización pues funciona tanto como para el régimen calefacción como para el de refrigeración con un gran rendimiento de consumo de energía eléctrica por unidad de energía térmica.
- Al realizar el dimensionamiento de los conductos de aire se debe considerar la altitud geográfica de la ciudad de Quito, pues se ve afectado por una presión inferior a la atmosférica incrementando el caudal de aire a transportar.
- La recuperación de calor en la etapa de calefacción es un ahorro energético de gran magnitud permitiendo precalentar el aire de impulsión y recuperando 61,4 kW del aire expulsado, este aprovechamiento de energía reduce la potencia de calefacción requerida en un 95%.
- En la etapa de refrigeración el aire exterior presenta una humedad relativa muy alta de 96%, por lo que se es necesario reducir esta humedad para alcanzar las condiciones de confort internas de 55% por tanto se requiere eliminar el vapor de agua excedente, convencionalmente este sistema se realizaría con una máquina de refrigeración y una caldera de gas en el estudio se sustituye por una bomba de calor que cubra la demanda de refrigeración de 250 kW y la demanda de calefacción de 81kW mediante el aprovechamiento de calor gratuito expulsado de la etapa de condensación en la bomba de calor.
- La selección de una bomba de calor y una caldera de GLP de condensación para el sistema de climatización presenta un ahorro del 25% de energía primaria y 37% de emisiones de CO₂ anuales frente al uso de un sistema convencional de una máquina de refrigeración y dos calderas de GLP, esto se debe al calor gratuito aprovechado obtenido del funcionamiento de la bomba de calor y el regenerador de calor.
- Debido a la ausencia de una normativa ecuatoriana propia de ahorro energético en edificaciones fue necesario basarse en las normativas españolas CTE y RITE para el desarrollo del dimensionamiento del sistema de climatización.
- Se recomienda aprovechar el calor excedente de la bomba para el sistema de agua caliente sanitaria de la Sala de conciertos o caso contrario la instalación de una torre de enfriamiento para disiparlo.

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR). (2012). *Guía técnica de instalaciones de climatización con equipos autónomos*. Madrid: IDAE.
- [2] Asociación Técnica Española de climatización y refrigeración (ATECYR). (2012). *Guía técnica de selección de equipos de transporte de fluidos*. Madrid: IDAE.
- [3] Calificadora de Ratings Pacific Credit Rating S.A. (2014). *Ecuador Sector Eléctrico*. Quito: Pacific Credit Rating.
- [4] Carrier Air Conditioning Company . (2009). *Manual de Aire Acondicionado*. Barcelona: Marcombo S.A.
- [5] Gorca Moreno, F. M. (27 de Febrero de 2016). *Casa de la música*. Obtenido de <http://casadelamusica.ec/>
- [6] IES Estelas de Cantabria. (2013). *Climatizadoras o Unidades de tratamiento de aire*.
- [7] INAMHI. (2014). *Anuario Meteorológico*. Quito: Gestión de la información Hidrometeorológica.
- [8] INEN (Instituto Ecuatoriano de Normalización). (2010). *Instalaciones de gases combustibles para uso residencial, comercial e industrial*. Quito: INEN .
- [9] Isover. (2009). *Manual de conductos de aire acondicionado CLIMAVER*. Madrid: Saint-Gobain Cristalería S.A .
- [10] Jutglar Banyeras, L. (2015). *Energética en Sectores No Industriales:Edificación*. Barcelona.
- [11] KOOLAIR. (2016). *Rejillas de Retorno y Ventilación*. KOOLAIR.
- [12] Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos. (2014). *Balance Energético Nacional 2014*. Quito: Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos.
- [13] Nicotra -Gebhardt . (2009). *Ventiladores Centrífugos*. Barcelona: Fantastic Solutions.
- [14] Organización Latinoamericana de la Energía (OLADE). (2013). *Metodología de Conversión de Unidades*. SIEN.
- [15] Villarubia, M. (2015). Ingeniería de la Energía Geotérmica. En M. Villarubia, *Ingeniería de la Energía Geotérmica*. Barcelona.

ABSTRACT

In the present study conducted develops sizing HVAC system for a concert hall in the city of Quito, Ecuador based on the calculation of thermal loads and estimation of ventilation losses, using parameters such as climatic conditions of temperature and relative humidity of the city and setting standards of comfort inside.

The results allow selecting the equipment needed to meet the cooling and heating loads in the day and night conditions being selected for this a heat pump of 250kW and 35kW boiler gas (LPG).

According to the hours of annual operation of the Concert Hall's, the primary energy consumption and CO₂ emissions have been estimated with factors that depend on Ecuador's energy mix; besides is performed a comparative analysis of energy savings that provides the selected heat pump over a conventional system chiller and gas boiler in cooling system and the heat recovery in heating mode.

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1. Caudales de Aire exterior l/s por persona (tabla1.4.2.1 RITE).....	31
ANEXO 2. Tabla de Ganancias debido a ocupantes. Manual de aire acondicionado Carrier.....	32
ANEXO 3. Categorías de calidad de aire extraído de los locales.....	33
ANEXO 4 Categorías de calidad de aire exterior y clases de filtración.	33
ANEXO 5 Condición climática de la ciudad de Quito-Ecuador.	34
ANEXO 6 Carta psicrométrica a temperaturas normales y presión bariática de 101,325Pa.....	35
ANEXO 7. Cálculo de Cargas térmicas.	36
ANEXO 8. Dimensionamiento del sistema.....	39
ANEXO 9. Distribución de aire tratado en ductos de ventilación.....	44
ANEXO 10. Características de Regenerador rotativo WOLF.....	46
ANEXO 11. Características Bomba de Calor TRANE CXAM 100.....	47
ANEXO 12. Características Caldera de Gas Ferroli BLUEHELIX TECH A 35.....	48
ANEXO 13. Curva Característica de Ventilador RSR 0800.....	49
ANEXO 14. Características difusor KFD 1200-4 400m ³	50
ANEXO 15. Unidad de tratamiento de Aire 39 HQ Carrier.....	51

ANEXO 1. Caudales de Aire exterior l/s por persona (tabla 1.4.2.1 RITE)

IDA 1	Aire de óptima calidad: hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.
IDA 2	Aire de buena calidad: oficinas, residencias (locales comunes de hoteles y similares, residencias de ancianos y de estudiantes), salas de lectura, museos, salas de tribunales, aulas de enseñanza y asimilables y piscinas.
IDA 3	Aire de calidad media: edificios comerciales, cines, teatros, salones de actos, habitaciones de hoteles y similares, restaurantes, cafeterías, bares, salas de fiestas, gimnasios, locales para el deporte (salvo piscinas) y salas de ordenadores.
IDA 4	Aire de calidad baja: no se debe aplicar.
Categoría	l/s por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

Figura 1 Categorías de aire interior en función del uso de los edificios. Fuente tabla 1.4.2.1 RITE

ANEXO 2. Tabla de Ganancias debido a ocupantes. Manual de aire acondicionado Carrier.

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo hombre adulto (W)	Metabolismo medio (W)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)									
				28		27		26		24		21	
				W		W		W		W		W	
				Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentados en reposo	Teatro, escuela primaria	114	102	51	51	57	45	62	41	67	35	75	27
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	131	116	52	64	56	60	63	53	70	47	79	37
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	140	131	52	79	58	73	63	69	71	60	83	49
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	162	131	52	79	58	73	63	69	71	60	83	49
Sentado, de pie	Farmacia	162	147	52	94	58	88	64	83	74	72	85	62
De pie, marcha lenta	Banco	162	147	52	94	58	88	64	83	74	72	85	62
Sentado	Restaurante	147	162	56	106	64	98	71	91	83	79	94	67
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	235	197	56	164	64	156	72	148	86	134	107	113
Baile o danza	Sala de baile	264	272	64	185	72	177	80	169	95	154	117	131
Marcha 5 km/h	ligero	293	293	79	214	88	205	97	197	112	181	135	158
Trabajo penoso	Pista de bowling Fábrica	440	424	131	293	136	288	142	283	154	271	177	248

Tabla 1 Carga térmica por ocupantes. Fuente Carrier Air Conditioning Company . (2009). Manual de Aire Acondicionado. Barcelona: Marcombo S.A.

ANEXO 3. Categorías de calidad de aire extraído de los locales.

AE 1	Bajo nivel de contaminación: aire que procede de los locales en los que las emisiones más importantes de contaminantes proceden de los materiales de construcción y decoración, además de las personas (está excluido el aire que procede de locales donde se permite fumar): oficinas, aulas, salas de reuniones, locales comerciales sin emisiones específicas, espacios de uso público, escaleras y pasillos.
AE 2	Moderado nivel de contaminación: aire de locales ocupado con más contaminantes que la categoría anterior, en los que, además, no está prohibido fumar: restaurantes habitaciones de hoteles, vestuarios, bares, almacenes.
AE 3	Alto nivel de contaminación: aire que procede de locales con producción de productos químicos, humedad, etc: aseos, saunas, cocinas, laboratorios químicos, imprentas, habitaciones destinadas a fumadores.
AE 4	Muy alto nivel de contaminación: aire que contiene sustancias olorosas y contaminantes perjudiciales para la salud en concentraciones mayores que las permitidas en el aire interior de la zona ocupada: extracción de campanas de humos, aparcamientos, locales para manejo de pinturas y solventes, locales donde se guarda lencería sucia, locales de almacenamiento de residuos de comida, locales de fumadores de uso continuo, laboratorios químicos.

Tabla 2 Categorías de calidad de aire exterior de locales. Fuente Exigencias de bienestar e higiene IT 1.1

ANEXO 4 Categorías de calidad de aire exterior y clases de filtración.

ODA 1	Aire puro que puede contener partículas sólidas (por ejemplo, polen) de forma temporal.
ODA 2	Aire con altas concentraciones de partículas.
ODA 3	Aire con altas concentraciones de contaminantes gaseosos.
ODA 4	Aire con altas concentraciones de contaminantes gaseosos y partículas.
ODA 5	Aire con muy altas concentraciones de contaminantes gaseosos y partículas.

	Prefiltros / Filtros			
	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
ODA 1	F7 / F9	F6 / F8	F6 / F7	G4 / F6
ODA 2	F7 / F9	F6 / F8	F6 / F7	G4 / F6
ODA 3	F7 / F9	F6 / F8	F6 / F7	G4 / F6
ODA 4	F7 / F9	F6 / F8	F6 / F7	G4 / F6
ODA 5	F6/GF(*) / F9	F6/GF(*) / F9	F6 / F7	G4 / F6

Tabla 3 Clases de filtración recomendadas en la tabla A.1 de la UNE-EN 13779

ANEXO 5 Condición climática de la ciudad de Quito-Ecuador.

Average Conditions

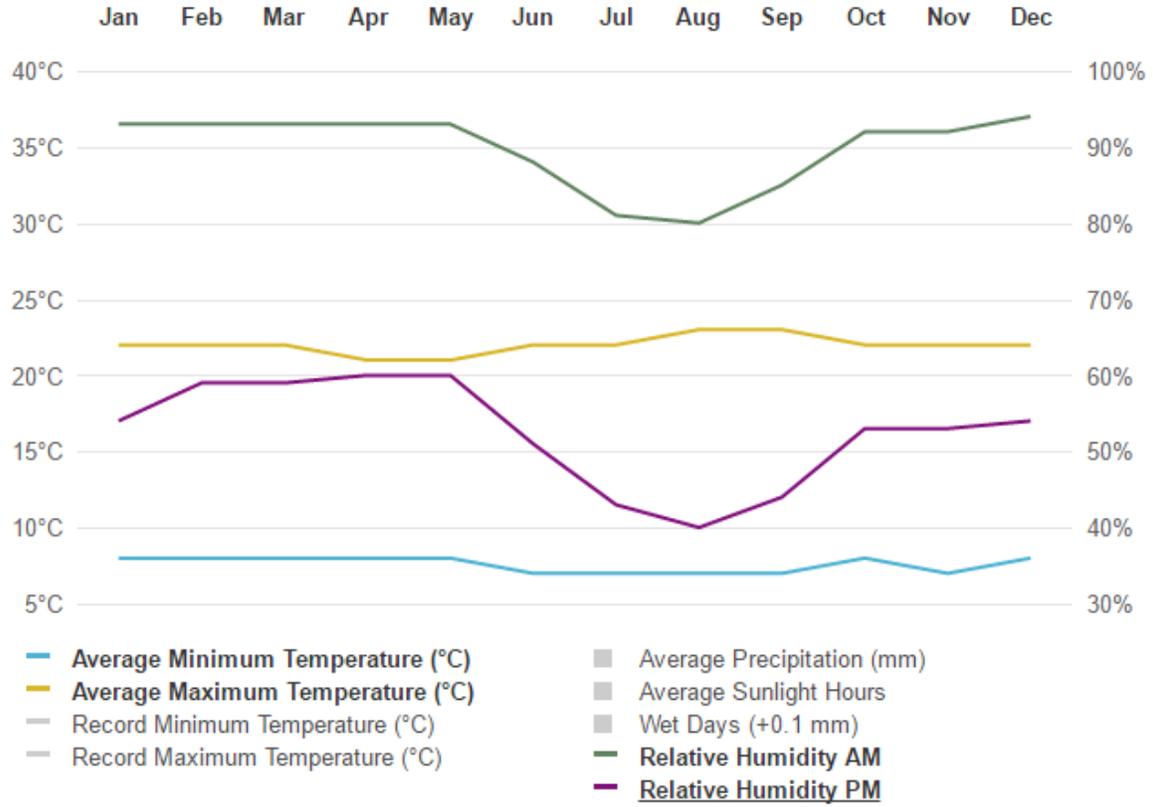
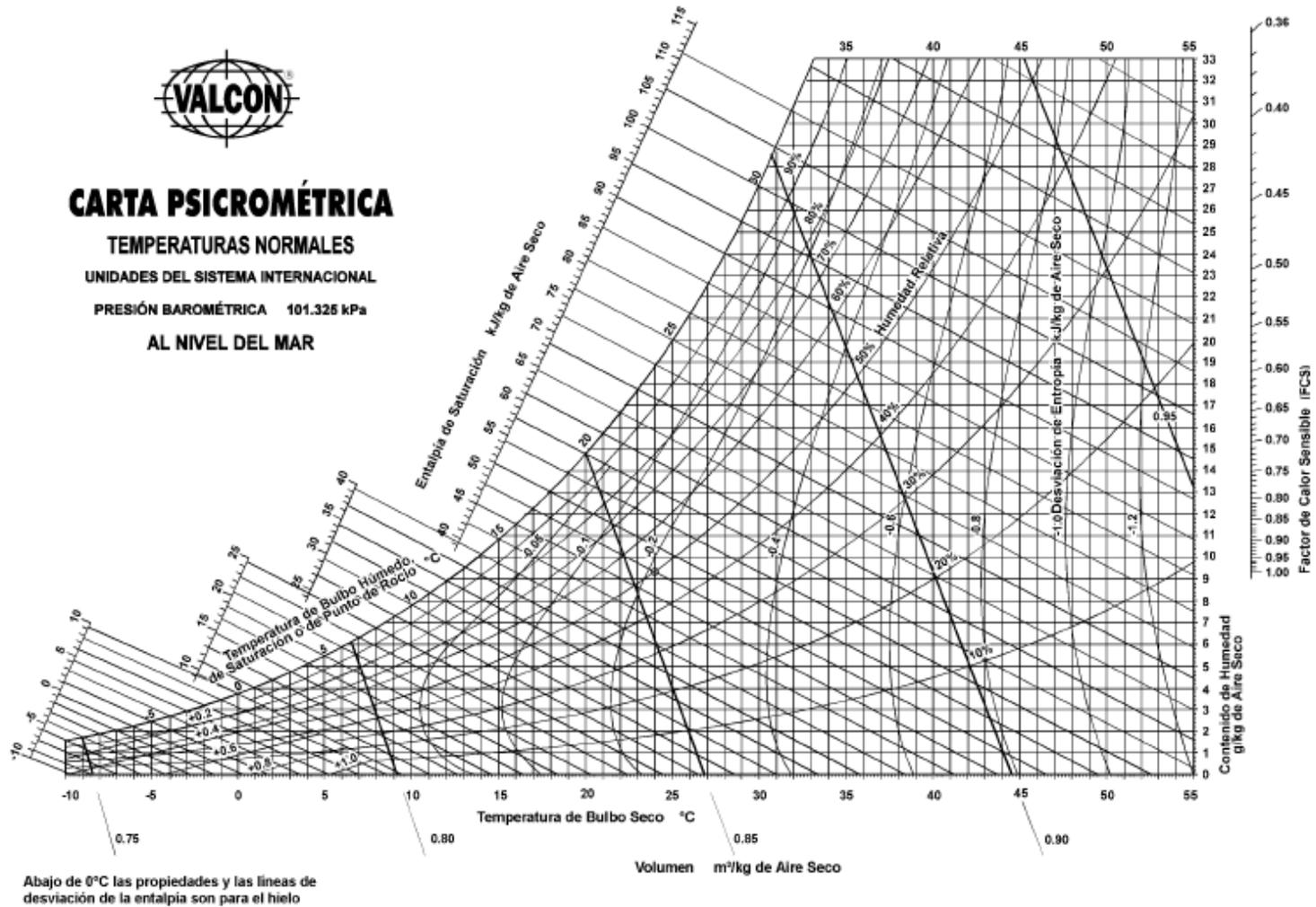


Figura 2 Condiciones anuales de temperatura y humedad relativa en la ciudad de Quito. Fuente BBC Weather.

ANEXO 6 Carta psicrométrica a temperaturas normales y presión bariática de 101,325Pa.



ANEXO 7. Cálculo de Cargas térmicas.

Con las condiciones de temperatura y humedad relativa del exterior de la ciudad de Quito e interior de confort seleccionadas para la Sala de Conciertos se determinan los parámetros con la ayuda de la carta psicrométrica.

Parámetros:

HR: Humedad relativa (%)

h: entalpía de saturación kJ/Kg

v: volumen de aire seco (m^3/kg)

w: humedad absoluta (g de vapor/Kg aire seco)

- Condición de noche

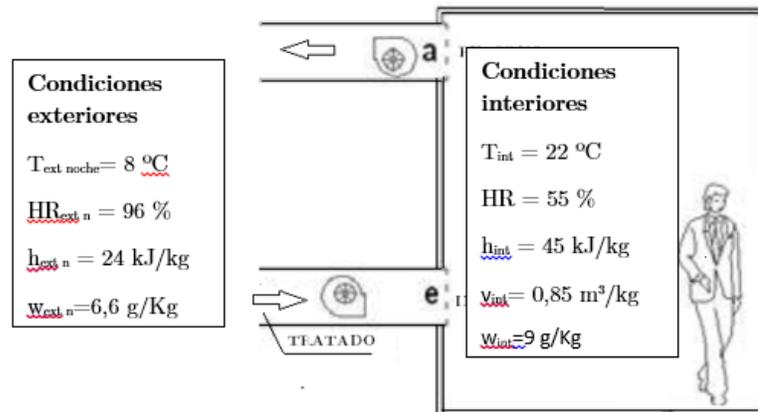


Figura 3 Condiciones interiores y exteriores en Régimen de noche.

- Condición de día

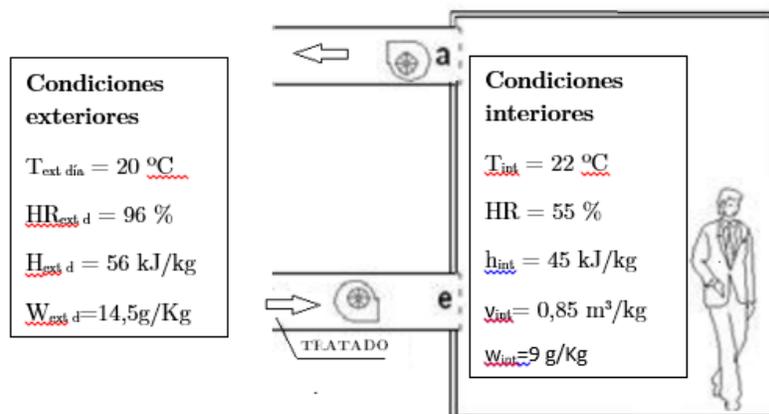


Figura 4 Condiciones interiores y exteriores en Régimen de día.

Caudal de Renovación (IDA 3)

El número máximo de ocupantes es de 80 músicos y 700 butacas para espectadores. Capacidad máxima 780 personas (anexo1).

$$Q = 8 \frac{l}{s} \text{ persona} \times 780 \text{ personas} = 6,24 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m} = Q \left(\frac{m^3}{s} \right) \times \vartheta \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

Donde ϑ es el volumen específico para las condiciones interiores del recinto $\vartheta = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$ y \dot{m} es el flujo másico de aire.

$$\dot{m} = \frac{6,24 \text{ m}^3/\text{s}}{0,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 7,34 \text{ kg/s}$$

Cálculo de Cargas térmicas

- **Cargas por ocupantes**

Del anexo 2 se toman las cargas sensibles y latentes de sentado en reposo para los espectadores y de sentados con trabajo muy ligero para los músicos.

Sensible $W_{ps} = (80 \text{ personas} \times 79 \text{ W}) + (700 \text{ personas} \times 75 \text{ W}) = 58,8 \text{ kW}$

Latente $W_{pl} = (80 \text{ personas} \times 37 \text{ W}) + (700 \text{ personas} \times 27 \text{ W}) = 21,9 \text{ kW}$

Total $W_{pt} = 58,8 \text{ kW} + 21,9 \text{ kW} = 80,7 \text{ kW}$

- **Cargas por iluminación**

Sensible $W_i = 16 \times 500 \text{ W} = 8 \text{ kW}$

- **Cargas por ventilación**

Total $W_{vent \text{ Total}} = \dot{m} \times (h_{ext} - h_{int})$

Sensible $W_{vent \text{ s}} = \dot{m} \times c \times (T_{ext} - T_{int})$

Latente $W_{vent \text{ l}} = W_{vent \text{ Total}} - W_{vent \text{ s}}$

Donde c: calor específico del agua 1,008 kJ/kg°K

CONDICIÓN EN EL DÍA

$$W_{vent \text{ total}} = 7,34 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \left(56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 80,7 \text{ kW}$$

$$W_{vent\ s} = 7,34 \frac{kg}{s} \times 1,008 \frac{kJ}{kg^{\circ}K} \times (20^{\circ}C - 22^{\circ}C) = -14,7\ kW$$

$$W_{vent\ l} = 80,7\ kW - (-14,7\ kW) = 95,4\ kW$$

CONDICIÓN EN LA NOCHE

$$W_{vent\ total} = 7,34 \frac{kg}{s} \times \left(24 \frac{kJ}{kg} - 45 \frac{kJ}{kg} \right) = -154,14\ kW$$

$$W_{vent\ s} = 7,34 \frac{kg}{s} \times 1,008 \frac{kJ}{kg^{\circ}K} \times (8^{\circ}C - 22^{\circ}C) = -103,6\ kW$$

$$W_{vent\ l} = -154,14\ kW - (-103,6\ kW) = -50,4\ kW$$

Cargas totales en la Sala de Conciertos

Resumen de Cargas totales en la Sala		
Carga por Ocupantes	Sensible	58,8 kW
	Latente	21,9 kW
	Total	80,7 kW
Carga por iluminación	Sensible	8kW
Cargas por Ventilación en el día	Sensible	80,7 kW
	Latente	-14,7 kW
	Total	95,4 kW
Cargas por ventilación en la noche	Sensible	-103,6 kW
	Latente	-50,4kW
	Total	-154,14 kW

Tabla 4 Resumen de Cargas Totales en la Sala de Conciertos. Fuente AUTOR.

La carga total de la sala latente y sensible viene dada por las expresiones:

$$W_{total} = W_{pt} + W_{vent\ total} + W_{ilum}$$

$$W_{sensible} = W_{ps} + W_{vent\ s} + W_{ilum}$$

$$W_{latente} = W_{total\ l} - W_{sensible}$$

Los valores de cargas negativas indican que requiere calefacción y los valores positivos refrigeración.

ANEXO 8. Dimensionamiento del sistema

- Régimen Nocturno

$$W_{total n} = -154,14 kW + 80,7 kW + 8kW = -65,44kW$$

$$W_{sensible noche} = 58,8 kW - 103,6 kW + 8kW = -36,8 kW$$

$$W_{latente noche} = -65,44 kW + 36,8 kW = -28,6 kW$$

La carga total de ventilación resultó negativa indicando que la sala requiere calefacción. Aceptando una del 60% del intercambiador de calor mínima establecida por CTE DB HE se calcula la potencia térmica que se recupera.

$$Eficiencia (\%) = \frac{T_{ent} - T_{sal}}{\Delta T}$$

$$0,6 = \frac{8 - T_{sal}}{8 - 22} \quad T_{sal} = 16,4^\circ C$$

$$W_{rec} = 7,34 \frac{kg}{s} \times 1,008 \frac{kJ}{kg^\circ C} \times (16,4^\circ C - 8^\circ C) = 62,14 kW$$

La potencia de calefacción que requiere el local es de 65,44 kW, el calor recuperado por el intercambiador es 62,14 kW, es necesario aportar el calor faltante.

$$W_{cal} = W_{total n} - W_{rec}$$

$$W_{cal} = 65,44 kW - 62,14kW = 3,29kW$$

Se debe considerar la potencia máxima requerida sin el aporte de las luces y las personas

$$W_{cal máx} = 3,29kW + 58,8 kW + 8kW = 71kW$$

Vapor generado en el interior de la sala:

$$Vapor = \frac{W_{latente}}{c_{latente}} \quad \text{Donde } c_{latente} = 2450 \text{ kJ/kg}$$

Vapor por ventilación

$$Vapor = \dot{m}(\text{caudal másico}) \times w (\text{humedad absoluta})$$

$$\text{Vapor por ocupantes } \frac{28,64 kW}{2450 kJ/kg} = 11,68 g/s$$

$$\text{Vapor entrada ventilación } 7,34 \frac{kg}{s} \times 6,6 \frac{g}{kg} = 48,44 g/s$$

$$\text{Vapor expulsado por ventilación } 7,34 \frac{kg}{s} \times 9 \frac{g}{kg} = 66,06 g/s$$

El vapor que debe aportarse para mantener las condiciones de humedad relativa interna 55% $w=9g/kg$

$$\text{Vapor a aportarse} = 66,06 \frac{g}{s} - \left(11,68 \frac{g}{s} + 48,44 \frac{g}{s} \right) = 5,39 \text{ g/s}$$

Como esta cantidad de vapor no es muy grande, si no se humidifica la humedad del aire interior descenderá hasta tener una humedad absoluta aportada en el interior de la sala.

$$\text{Humedad absoluta} = \frac{\left(48,44 \frac{g}{s} + 11,68 \frac{g}{s} \right)}{7,34 \text{ kg/s}} = 8,19 \text{ g/kg}$$

Con este valor humedad absoluta de 8,19 g/kg se determina la humedad relativa que tendrá la sala a 22°C, la humedad descenderá a 50%, las nuevas condiciones internas de la sala de concierto serán de 22°C Y 50% de humedad relativa.

- **Régimen Diario**

$$W_{total\ d} = 80,7 \text{ kW} + 80,7 \text{ kW} + 8 \text{ kW} = 169,4 \text{ kW}$$

$$W_{sensible\ día} = -14,7 \text{ kW} + 58,8 \text{ kW} + 8 \text{ kW} = 52,1 \text{ kW}$$

$$W_{latente\ día} = 95,4 + 21,9 \text{ kW} = 117,3 \text{ kW}$$

La carga de la sala en la condición de la mañana resulta positiva es decir que requiere refrigeración, debido a que la diferencia de temperatura entre el aire exterior aspirado y el expulsado del interior es de 2°C no es necesaria la recuperación de calor.

Vapor de agua que debe eliminarse:

$$\dot{m}_v\ total = \frac{117,3 \text{ kW}}{2450 \frac{kJ}{kg}} = 47,8 \frac{g}{s}$$

Cálculo de la temperatura que debe tener el aire de impulsión para cubrir la carga sensible de la sala.

$$\begin{aligned} W_{sensible\ día} &= \dot{m} \times c \times (T_{int} - T_{imp}) \\ 52,1 \text{ kW} &= 7,34 \frac{kg}{s} \times 1,008 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \times (22 - T_{imp}) \\ T_{imp} &= 15^{\circ}C \end{aligned}$$

Esta temperatura es aceptable teniendo en cuenta que los difusores estarán situados en el techo de la sala, alejados del público. En todo caso podrían instalarse difusores con inducción.

Con este caudal de aire, la entalpia del aire impulsado a la sala debería ser:

$$\begin{aligned} h_{imp} &= h_{int} + \left(\frac{W_{total\ d}}{\dot{m}} \right) \\ h_{imp} &= 45 \frac{kJ}{kg} + \left(\frac{169,4 \text{ kW}}{7,34 \frac{kg}{s}} \right) = 16,94 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Para estas condiciones de 15°C y entalpía de 16,94 kJ/kg la carta psicrométrica nos da una humedad relativa del 9 % y no hay ninguna máquina de frío que proporcione estas condiciones de aire de suministro, en consecuencia deberá instalarse una bomba de calor que primero enfríe y luego caliente.

Teniendo en cuenta la temperatura del local (22 °C) se fija la temperatura del aire a la entrada del local en 18 °C a fin de no ocasionar molestias, Con esta temperatura se calcula el caudal de aire requerido para eliminar el calor sensible del local (52,1 kW).

$$\dot{m}_2 = \frac{52,1 \text{ kW}}{1,008 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times (22^\circ\text{C} - 8^\circ\text{C})} = 13,025 \text{ kg/s}$$

El caudal requerido para la etapa de refrigeración es superior al caudal de renovación por tanto es necesario recircular parte del aire expulsado.

$$\dot{m}_{rec} = 13,025 \frac{\text{kg}}{\text{s}} - 7,34 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 5,685 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Conociendo la carga latente del local (21,9 kW) se calcula la cantidad de agua que se debe eliminar \dot{m}_v :

$$\dot{m}_v = \frac{21,9 \text{ kW}}{2450 \text{ kJ/kg}} = 8,94 \text{ g/s}$$

Sabiendo el caudal de aire, la cantidad de agua que debe eliminarse y la humedad absoluta del aire a la salida del local (9 g/kg), se determina la humedad absoluta que debe tener el aire impulsado al local.

$$w_{imp} = w_{int} - \left(\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_2} \right) = 9 \frac{\text{g}}{\text{kg}} - \left(\frac{8,94 \frac{\text{g}}{\text{s}}}{13,025 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right) = 8,31 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

El balance de calor sensible en la mezcla del aire recirculado con el exterior permite calcular la temperatura del aire de la mezcla.

Balance de calor sensible

$$T_{mez} = \frac{\left(5,685 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 22 \right) + \left(7,34 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 20 \right)}{13,025 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 20,87^\circ\text{C}$$

Balance de humedad absoluta

$$w_{mezcl} = \frac{\left(5,685 \frac{kg}{s} \times 9 \frac{g}{kg}\right) + \left(7,34 \frac{kg}{s} \times 14,3 \frac{g}{kg}\right)}{13,025 \frac{kg}{s}} = 11,98 \frac{g}{kg}$$

Balance de entalpía:

$$h_{mezcl} = \frac{\left(5,685 \frac{kg}{s} \times 45 \frac{kJ}{kg}\right) + \left(7,34 \frac{kg}{s} \times 56 \frac{kJ}{kg}\right)}{13,025 \frac{kg}{s}} = 51,2 \frac{kJ}{kg}$$

La salida de la bomba de frío deberá contener la humedad absoluta del aire impulsado.

$$w_{imp} = w_{BF} = 8,32 \frac{g}{kg}$$

La humedad relativa a la salida de la BF se acepta que es del 95 %, Con estos datos se lee, sobre el diagrama psicrométrico, el valor de la temperatura y entalpía a la salida de la bomba.

$$T_{BF} = 11,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{y} \quad h_{BF} = 32 \text{ kJ/kg}$$

La potencia frigorífica requerida por la bomba de calor es:

$$W_{BF} = \dot{m}_1 \times (h_{mezcl} - h_{BF}) = 13,025 \frac{kg}{s} \times (51,2 \text{ kW} - 32 \text{ kW}) = 250,08 \text{ kW}$$

La potencia térmica de la bomba de calor es el requerido para incrementar la temperatura de la salida de la bomba frigorífica a la temperatura de 18°C establecida.

$$W_{BC} = 13,025 \frac{kg}{s} \times 1,008 \frac{kJ}{kg^\circ\text{C}} (18^\circ\text{C} - 11,8^\circ\text{C}) = 81,401 \text{ kW}$$

Para verificar los cálculos determinamos el vapor de agua condensado por la BF que debe ser igual al vapor de agua total que debe eliminar inicialmente.

Balance de vapor de agua:

$$\text{Vapor de agua condensado en BF } \dot{m}_v = 13,025 \frac{kg}{s} \times \left(11,98 \frac{g}{kg} - 8,31 \frac{g}{kg}\right) = 47,8 \text{ g/s}$$

$$\dot{m}_{vtotal} = 47,8 \text{ g/s}$$

Variación de caudal de aire por presión atmosférica de Quito.

El caudal másico de aire se ve afectado por la variación de la presión atmosférica de la ciudad de Quito que se encuentra a 2780m de altura sobre el nivel del mar, 0,717 bar. Por tanto se requiere recalcular el caudal másico y transformarlo a caudal volumétrico en función del volumen específico del aire a esas condiciones (0,845 m³/kg).

$$v = 13,025 \frac{kg}{s} \times 0,845 \frac{m^3}{kg} = 11,006 \frac{m^3}{s}$$

$$v' = v \times \frac{1,013 \text{ bar}}{0,717 \text{ bar}} = 11,006 \frac{m^3}{s} \times 1,412 = 15,6 \text{ m}^3/\text{s}$$

ANEXO 9. Distribución de aire tratado en ductos de ventilación

$$Velocidad = \frac{\text{Flujo volumétrico } (\frac{m^3}{s})}{\text{Superficie } (m^2)}$$

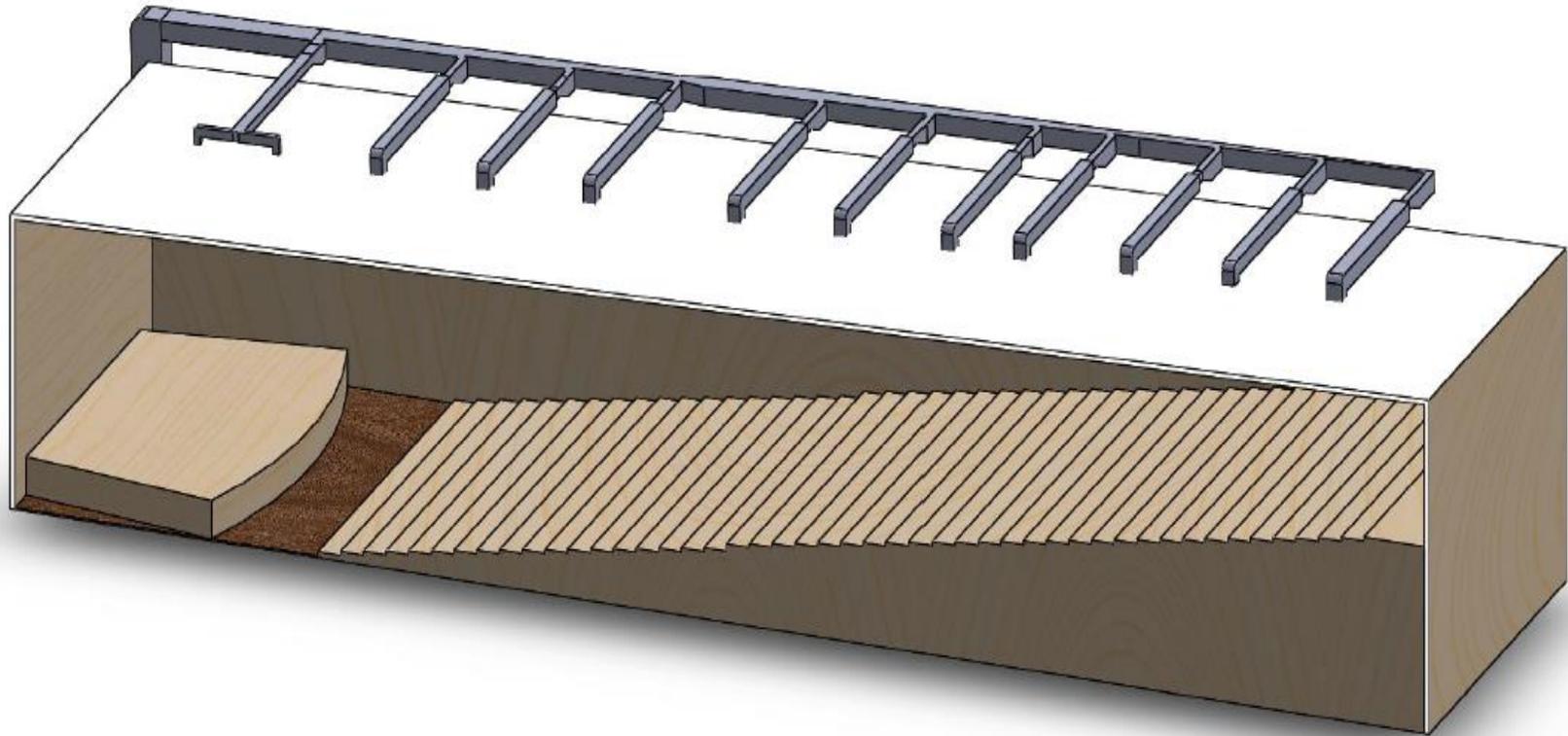


Figura 5 Modelo 3D de la Sala de Conciertos Casa de la Música Quito-Ecuador. Fuente Autor

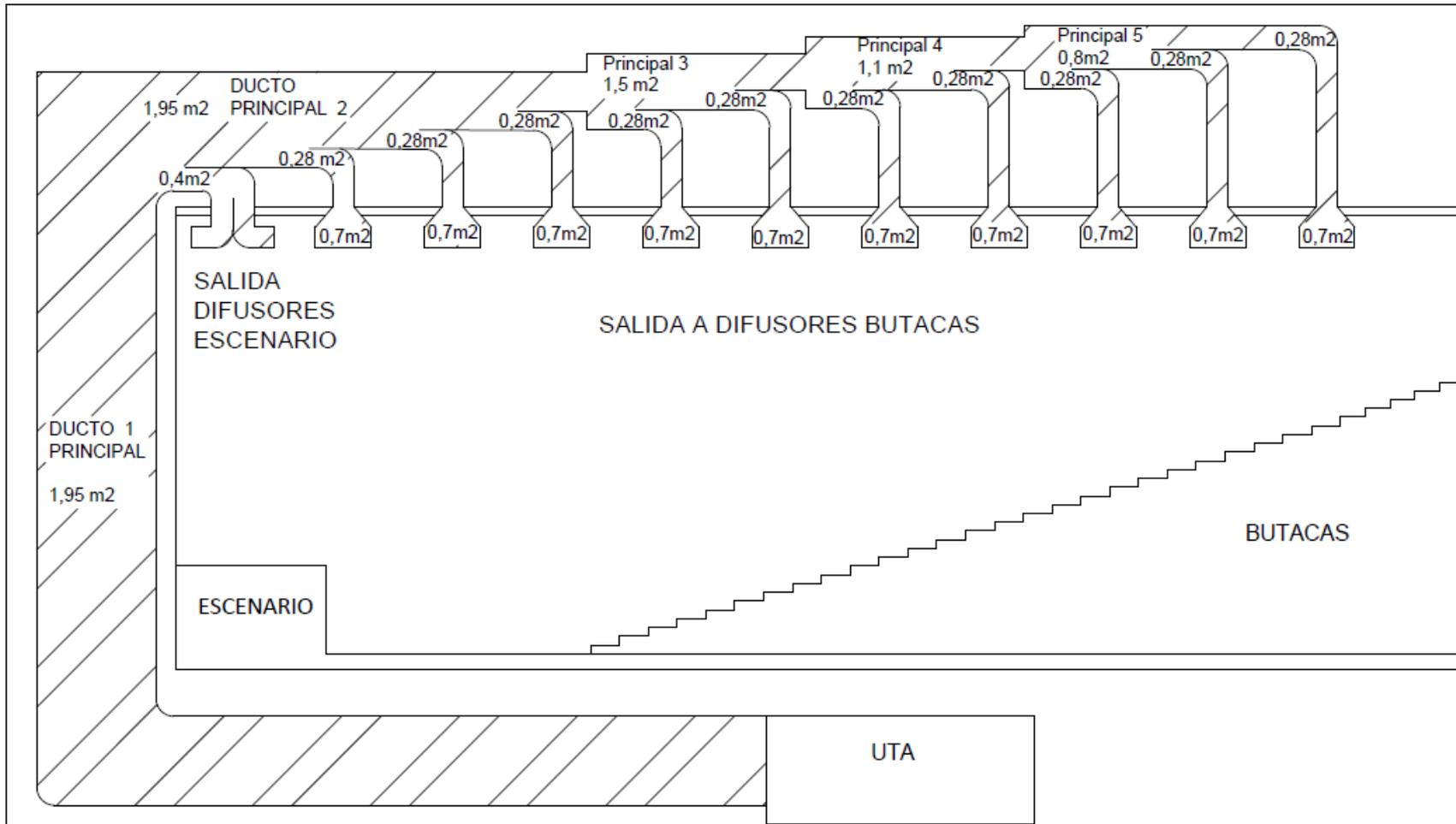
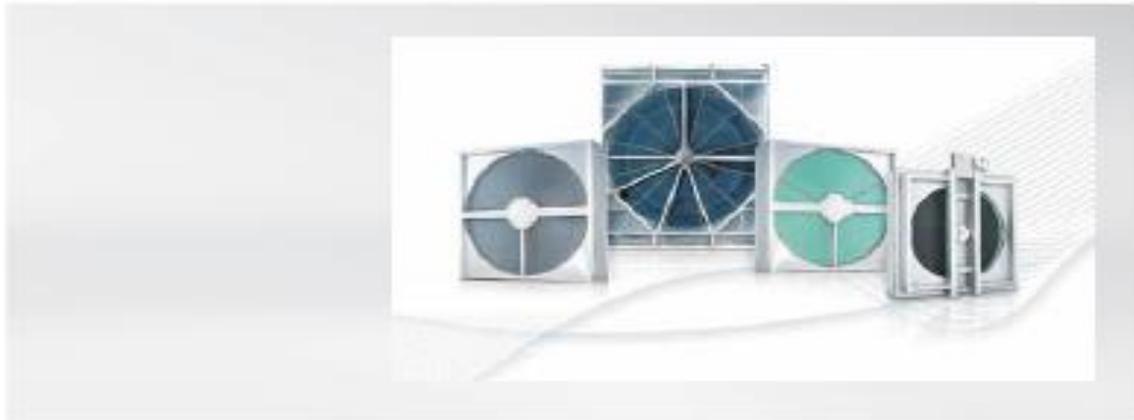


Figura 6 Detalle de sección en los conductos de impulsión de aire. Fuente Autor

ANEXO 10. Características de Regenerador rotativo WOLF.



Recuperación de la energía KG/KGW Top



Recuperador de calor rotativo



Descripción del funcionamiento

Rotores adecuados para funcionamiento en caliente y en frío.
La masa acumuladora giratoria absorbe la energía de la corriente de aire (caliente) de extracción y lo cede a la corriente de aire de impulsión.

Ventajas

- Factor de recuperación hasta aproximadamente el 80%
- Posibilidad de transmisión de la humedad
- Fácil mantenimiento
- Ahorro de espacio por su construcción corta
- Pérdidas de presión reducidas
- Óptima rentabilidad con grandes caudales de aire
- Muy poco espacio necesario
- Efecto de autoimpieza gracias al funcionamiento en contracorriente
- Posibilidad de recuperación de energía latente y sensible
- Con caudales de aire medianos y grandes, suele ser la solución más económica

Opcional

- Rotor de sorción
- Rotor entálpico
- Regulación para optimizar el rendimiento, por ejemplo, modo de verano y de invierno
- Cámara de barrido
- Rotor de inserción KG Top.eco.
- Rotor con sello de laberinto extremadamente fino (fuga 2 % a $dp = 300$ Pa)

ANEXO 11. Características Bomba de Calor TRANE CXAM 100

Tabla 3. Datos generales - CXAM Rendimiento estándar y diseño compacto - Unidades dobles W

Tamaño		100	110	120	140	150	160	170
Rendimiento según Eurovent (1)								
Potencia frigorífica neta (kW)		276,3	295,0	317,4	376,5	399,7	432,6	450,6
Potencia absorbida total en refrigeración (kW)		95,2	104,2	114,6	138,1	150,2	155,8	165,3
RE		2,9	2,8	2,8	2,7	2,7	2,8	2,7
Potencia calorífica neta (kW)		271,1	287,0	301,7	360,7	375,0	427,7	442,7
Potencia absorbida total en calefacción (kW)		95,5	102,8	109,4	136,6	144,7	157,4	165,1
COP de calefacción		2,8	2,8	2,8	2,6	2,6	2,7	2,7
Fuente de alimentación principal		400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
Potencia sonora (dBA)		92	93	93	95	94	95	95
Datos del sistema								
Circuito frigorífico	≠	2	2	2	2	2	2	2
Etapas de potencia	%	25-50-75-100	23-45-73-100	25-50-75-100	14-29-46-64-82-100	17-33-50-67-83-100	16-31-47-63-81-100	15-29-47-65-82-100
Intensidad de unidades								
Intensidad nominal (2)	(A)	206	226	246	292	312	339	359
Intensidad de arranque (2)								
Unidad estándar	(A)	419	489	509	506	526	602	622
Con opción de arrancador progresivo	(A)	315	361	381	402	422	474	494
Intensidad de cortocircuito (kA)		15	15	15	15	15	15	15
Tamaño máx. del cable de alimentación (mm ²)		240	240	240	2 x 300	2 x 300	2 x 300	2 x 300
Compresor								
Número de compresores por circuito	≠	2	2	2	3	3	3	3
Tipo		Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll
Modelo		CSHN315 y CSHN315	CSHN315 y CSHN374	CSHN374 y CSHN374	CSHN250 y CSHN315 y CSHN315	CSHN315 y CSHN315 y CSHN315	CSHN315 y CSHN315 y CSHN374	CSHN315 y CSHN374 y CSHN374
Intensidad nominal por circuito (A)		46,4 y 46,4	46,4 y 56,4	56,4 y 56,4	36,4 y 46,4 y 46,4	46,4 y 46,4 y 46,4	46,4 y 46,4 y 56,4	46,4 y 56,4 y 56,4
Intensidad con rotor bloqueado por circuito (A)		260 y 260	260 y 320	320 y 320	215 y 260 y 260	260 y 260 y 260	320 y 320 y 320	260 y 320 y 320
RPM de motor (rpm)		2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900
Resistencia del cárter por circuito (kW)		160 y 160	160 y 160	160 y 160	160 y 160	160 y 160	160 y 160	160 y 160
Factor de potencia	≠	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Evaporador								
Cantidad	≠	1	1	1	1	1	1	1
Tipo		BPHE	BPHE	BPHE	BPHE	BPHE	BPHE	BPHE
Almacenamiento/volumen de agua (total) (l)		32,4	32,4	39,2	40,8	46,7	46,7	46,7
Potencia de la resistencia (W)		400	400	500	500	500	500	500
Caudal mín. (l/s)		6,4	6,8	7,3	8,7	9,2	10,0	10,4
Caudal máx. (l/s)		19,1	20,4	22,0	26,1	27,7	30,0	31,3
Paquete de bomba (presión estándar opcional)								
Presión de descarga del evaporador disponible, bomba simple (kPa)		119,8	122,3	124,5	146,2	132,9	113,5	102,2
Presión de descarga del evaporador disponible, bomba doble (kPa)		119,8	122,3	124,5	146,2	132,9	113,5	102,2
Potencia (3) (kW)		5,5	7,5	7,5	11	11	11	11
Intensidad nominal (3) (A)		10,6	13,8	13,8	19,6	19,6	19,6	19,6
Paquete de bomba (opción de descarga alta)								
Presión de descarga del evaporador disponible, bomba simple (kPa)		203,2	190,4	232,2	204,1	190,4	226,5	215,1
Presión de descarga del evaporador disponible, bomba doble (kPa)		203,2	190,4	232,2	204,1	190,4	226,5	215,1
Potencia (2) (kW)		7,5	7,5	11	11	11	15	15
Intensidad nominal (2) (A)		13,8	13,8	19,6	19,6	19,6	26,5	26,5
Componentes del módulo hidráulico								
Volumen del depósito de expansión (l)		60	60	60	60	60	60	60
Capacidad de expansión de volumen del usuario (l)		900	900	900	900	900	900	900
Presión máx. de funcionamiento del lado de agua sin módulo hidráulico (kPa)		1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Presión máx. de funcionamiento del lado de agua con módulo hidráulico (kPa)		500	500	500	500	500	500	500
Resistencia antihielo sin paquete de bomba y sin filtro (W)		120	120	120	240	240	240	240
Resistencia antihielo sin paquete de bomba y con filtro (W)		240	240	240	300	300	300	300
Resistencia antihielo del paquete de bomba (W)		980	980	980	1100	1100	1100	1100
Resistencia antihielo del depósito de inercia (W)		1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200

ANEXO 12. Características Caldera de Gas Ferroli BLUEHELIX TECH A 35

BLUEHELIX TECH A

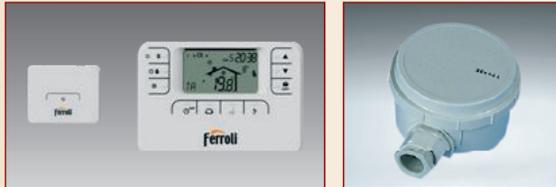
Caldera mural solo calefacción de condensación

OTRAS PRESTACIONES

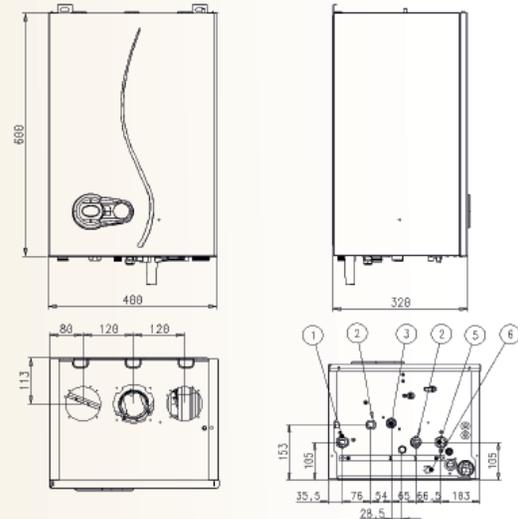
- Gama disponible en 26,5 kW y 34 kW.
- Ventilador modulante y cámara de premezcla.
- Posibilidad de conexión de sonda exterior directamente a caldera.

AMPLIAS POSIBILIDADES DE INCORPORAR ELEMENTOS DE REGULACIÓN:

- Ahorros del 15% al incorporar la conexión de un Cronocomando y Sonda Externa Ferroli (consultar catálogo general).



Bluehelix Tech A 25 - 35



- 1 Ida calefacción Ø 3/4"
- 2 Salida A.C.S. Ø 1/2"
- 3 Entrada gas Ø 1/2"
- 4 Entrada agua fría interacumulador Ø 1/2"
- 5 Retorno calefacción Ø 3/4"
- 6 Válvula seguridad

DATOS TÉCNICOS BLUEHELIX TECH A

CARACTERÍSTICAS		BLUEHELIX TECH A	
		25	35
Potencia	Potencia Térmica útil con 80°C - 60°C (kW)	24,5	31,4
	Potencia Térmica útil con 50° C - 30° C (kW)	26,5	34
Rendimiento	Rendimiento con 80°C - 60°C (%)	98	98
	Rendimiento a carga parcial, 30% Pot. Máxima	108,8	
	Clase de eficiencia energética Calefacción	A	A
Combustión	Clase de emisión NOx, según EN 297/A-EN 483	5	
	Tª gases quemados 80°C - 60°C (°C)	62	
	Cantidad de condensados (kg/h)	2,9	3,7
Calefacción	Presión máxima de trabajo (bar)	3	
	Presión mínima de trabajo (bar)	0,8	
Sanitario	Producción A.C.S. con ΔT 25°C (litros/min)	-	-
Peso	(kg)	28	30
	Distancia máxima equivalente salida gases quemados: 60/100 (mm)	8	7

PANEL DE MANDOS DIGITAL



- 1 Display LCD.
- 2 Selector regulación sanitario.
- 3 Selector ON-OFF y modalidad confort.
- 4 Hidrómetro.
- 5 Selector regulación calefacción.
- 6 Reset/selector verano-Invierno.

CAL 100/15

ANEXO 13. Curva Característica de Ventilador RSR 0800

NIKOTRA|Gebhardt

Ventilador centrífugo para transmisión por correa

Curvas RZR ..-0800

Especificaciones técnicas

Datos del rodete

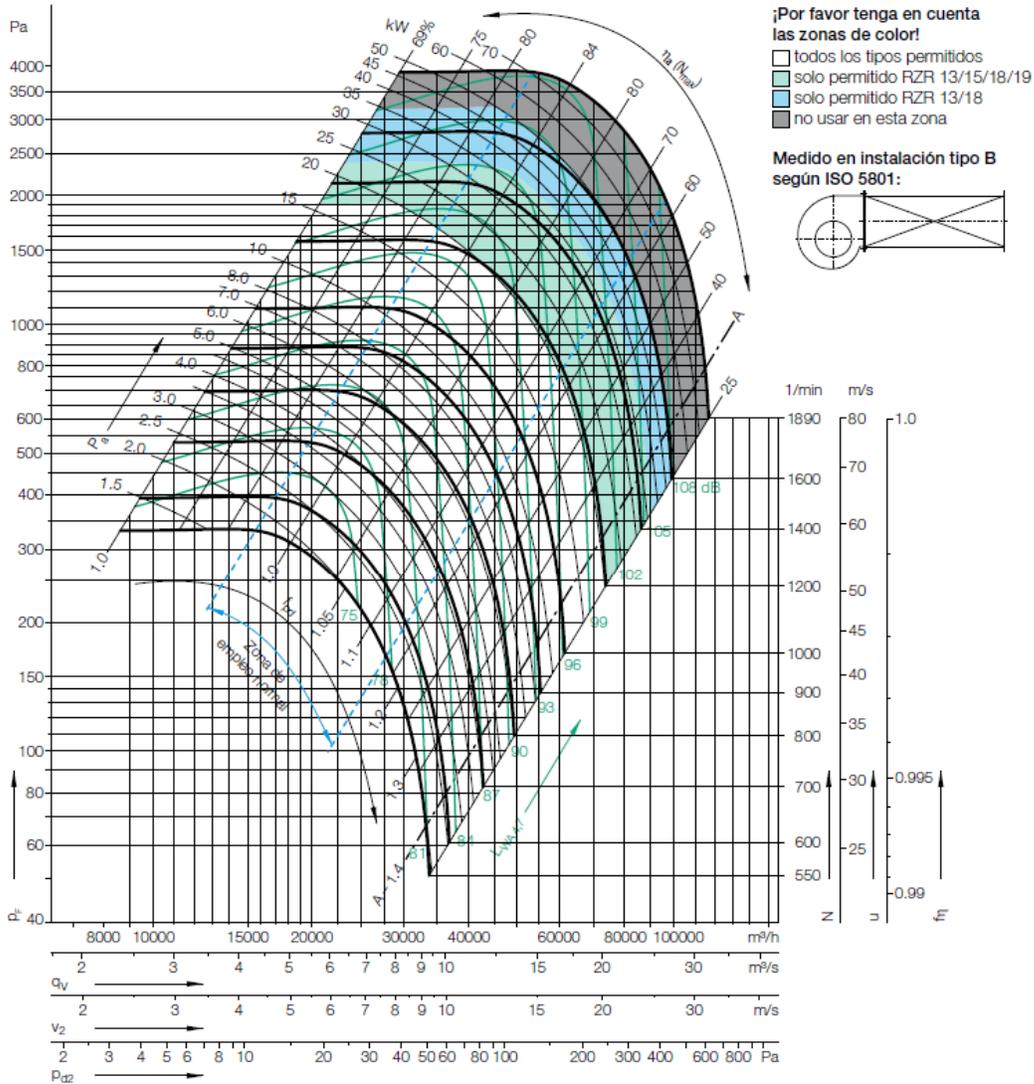
Diámetro del rodete	D_r	808 mm
Conjunto de álabes	z	12
Momento de inercia	J	6,850 kgm ²

Datos del rodete

Peso del rodete	m	69 kg
Espesor del medio	ρ_1	1,2 kg/m ³
Clase de exactitud (DIN 24166)		1

Velocidad límite $n_{m\acute{a}x}$ para versión ATEX

RZR 11/18	927 1/min	
RZR 13	1474 1/min	



Nivel de potencia sonora relativa para el lado de aspiración L_{wref7} en frecuencias de bandas de octava f_m

Nivel de potencia sonora relativa para el lado de impulsión L_{wref4} en frecuencias de bandas de octava f_m

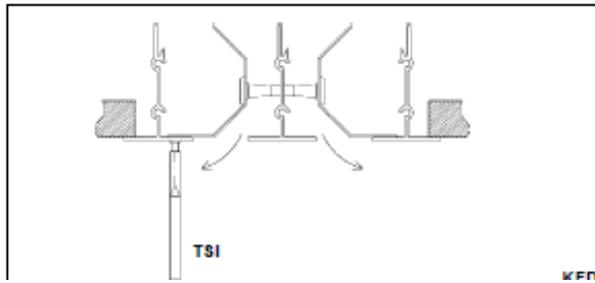
Velocidad	Punto de servicio	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Hz
≤945 1/min	≤0.8 Q_{Vopt}	0	2	0	-3	-6	-9	-12	-19	dB	13	7	4	-3	-8	-14	-17	-25	dB
	>0.8-1.2 Q_{Vopt}	-2	1	-2	-3	-6	-8	-14	-20	dB	10	5	3	-2	-7	-13	-17	-25	dB
	>1.2-1.6 Q_{Vopt}	-3	0	-1	-3	-6	-8	-14	-21	dB	7	2	2	-2	-6	-12	-18	-27	dB
	>1.6 Q_{Vopt}	-5	-3	-3	-3	-6	-7	-13	-21	dB	5	1	1	-2	-6	-10	-17	-27	dB
>945 1/min	≤0.8 Q_{Vopt}	-2	-1	-3	-1	-6	-10	-15	-21	dB	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Hz
	>0.8-1.2 Q_{Vopt}	-7	-4	-5	-1	-6	-9	-14	-21	dB	11	4	2	0	-7	-12	-17	-24	dB
	>1.2-1.6 Q_{Vopt}	-10	-7	-8	-1	-5	-8	-13	-21	dB	7	1	-2	-3	-6	-10	-15	-23	dB
	>1.6 Q_{Vopt}	-10	-8	-8	-2	-6	-8	-11	-18	dB	3	-2	-4	-3	-5	-9	-14	-23	dB
											2	-3	-5	-3	-5	-9	-12	-21	dB

ANEXO 14. Características difusor KFD 1200-4 400m³

Tabla de selección difusores KFD (tabla nº 1)

KFD		Longitud y nº de vías																		
Q		Dim. [mm]	800-1	900-1	1000-1	800-2	1500-1	800-3	1000-2	800-4	900-3	1000-3	900-4	1000-4	1500-3	1200-4	1600-4			
[m ³ /h]	[Pa]	A _e [m ²]	0,0057	0,0088	0,0098	0,0116	0,0144	0,0172	0,0191	0,0290	0,0268	0,0287	0,0346	0,0388	0,0431	0,0468	0,0574			
60	13,3	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	2,4 1,4 3 <20																	
70	15,4	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	3,4 1,9 5 26	2,3 1,6 2 <20	2,0 1,5 2 <20	1,7 1,3 1 <20														
100	27,8	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	4,8 2,7 11 33	3,2 2,2 5 26	2,9 2,1 4 25	2,4 1,9 3 22	1,9 1,7 2 <20	1,6 1,6 1 <20												
130	35,1	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	6,3 3,5 19 38	4,2 2,9 8 32	3,8 2,7 7 30	3,1 2,5 5 27	2,5 2,2 3 23	2,1 1,9 2 21	1,9 1,8 1 <20	1,6 1,6 1 <20										
160	44,4	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	7,7 4,3 28 42	5,2 3,5 13 36	4,6 3,4 10 34	3,9 3,1 7 31	3,1 2,7 5 27	2,6 2,4 3 25	2,3 2,2 3 23	1,9 2,0 2 20	1,7 1,9 1 <20	1,5 1,9 1 <20								
200	55,6	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	9,7 5,4 44 46	6,5 4,4 20 40	5,8 4,2 16 38	4,9 3,8 11 35	4,3 3,4 7 32	3,2 3,1 5 29	2,9 3,0 4 27	2,4 2,7 3 24	2,1 2,6 2 23	1,9 2,4 2 21	1,6 2,2 1 <20	1,5 2,1 1 <20						
260	69,4	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	11,7 6,6 51 44	8,1 5,5 31 44	7,3 5,3 25 43	6,0 4,8 17 40	4,9 4,3 11 36	4,0 3,9 8 33	3,6 3,7 6 32	3,0 3,4 4 29	2,7 3,4 3 27	2,4 3,0 3 25	2,0 2,8 2 22	1,8 2,6 2 21	1,6 2,5 1 <20	1,5 2,4 1 <20				
300	83,3	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	13,7 7,7 60 48	9,7 6,6 44 48	8,7 6,3 36 46	7,3 5,8 25 43	5,8 5,1 16 40	4,8 4,7 11 37	4,4 4,5 9 35	3,6 4,1 6 32	3,2 3,8 5 30	2,9 3,6 4 29	2,4 3,3 3 26	2,2 3,3 2 24	1,9 3,0 2 22	1,8 2,9 2 21	1,5 2,6 1 <20	1,5 2,6 1 <20		
400	111,1	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	17,7 9,7 74 49	12,7 8,7 54 49	11,7 8,7 44 49	10,7 8,7 36 45	8,7 7,7 28 43	7,7 6,9 20 43	6,4 6,3 16 41	5,8 5,9 11 38	4,8 5,4 9 36	4,3 5,1 7 34	3,9 4,9 5 32	3,2 4,4 4 30	2,9 4,2 3 28	2,6 4,0 3 27	2,4 3,8 3 25	1,9 3,4 2 23		
600	166,7	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	26,7 14,7 104 54	19,7 12,7 74 54	18,7 12,7 54 54	16,7 12,7 44 51	14,7 11,7 36 47	12,7 11,7 28 45	10,7 10,7 16 41	8,7 9,7 11 38	7,3 8,4 9 36	6,4 7,3 7 34	5,8 6,6 5 32	4,8 6,1 4 30	4,0 5,5 3 28	3,6 5,0 2 26	3,2 4,8 2 24	2,6 4,3 1 22	2,4 4,3 1 21	
800	222,2	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	35,7 20,7 134 58	26,7 17,7 104 58	25,7 17,7 74 58	22,7 17,7 54 55	20,7 16,7 44 51	18,7 16,7 36 47	16,7 15,7 28 45	14,7 15,7 16 41	12,7 14,7 11 38	10,7 12,7 9 36	9,7 11,7 7 34	8,7 10,7 5 32	7,3 9,7 4 30	6,4 8,4 3 28	5,8 7,7 2 26	4,8 6,6 1 24	3,6 5,8 1 21	
1000	277,8	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	44,7 26,7 164 62	33,7 22,7 134 62	32,7 22,7 104 62	29,7 22,7 74 62	26,7 22,7 54 62	24,7 22,7 44 62	22,7 22,7 36 62	20,7 22,7 28 62	18,7 22,7 16 62	16,7 22,7 11 62	14,7 22,7 9 62	13,7 22,7 7 62	12,7 22,7 5 62	10,7 22,7 4 62	9,7 22,7 3 62	8,7 22,7 2 62	7,3 22,7 1 62	
1200	333,3	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	53,7 32,7 194 66	40,7 28,7 164 66	39,7 28,7 134 66	36,7 28,7 104 66	33,7 28,7 74 66	30,7 28,7 54 66	28,7 28,7 44 66	26,7 28,7 36 66	24,7 28,7 28 66	22,7 28,7 16 66	20,7 28,7 11 66	19,7 28,7 9 66	18,7 28,7 7 66	16,7 28,7 5 66	15,7 28,7 4 66	14,7 28,7 3 66	13,7 28,7 2 66	
1400	388,9	V _e [m/s] X [m] P [Pa] dB(A)	62,7 38,7 214 70	48,7 34,7 194 70	47,7 34,7 164 70	44,7 34,7 134 70	41,7 34,7 104 70	38,7 34,7 74 70	36,7 34,7 54 70	34,7 34,7 44 70	32,7 34,7 36 70	30,7 34,7 28 70	28,7 34,7 16 70	27,7 34,7 11 70	26,7 34,7 9 70	24,7 34,7 7 70	23,7 34,7 5 70	22,7 34,7 4 70	21,7 34,7 3 70	20,7 34,7 2 70

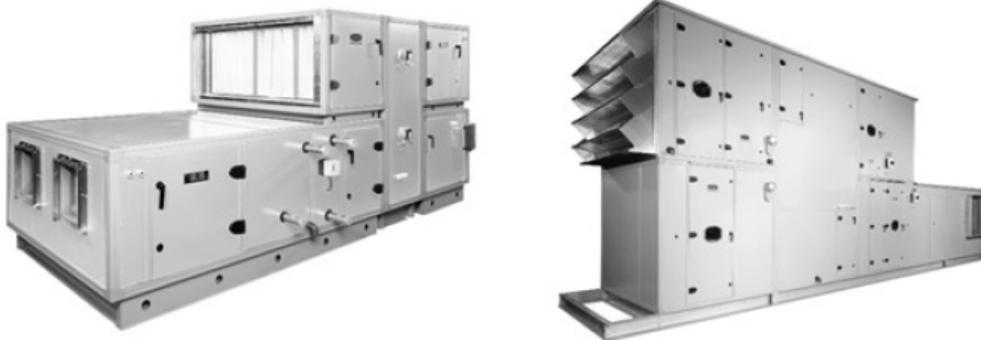
Simbología:
V_e = Velocidad efectiva en m/s
X = Alcance en m
P_t = Presión total en Pa
dB(A) = Nivel sonoro
A_e = Área efectiva en m²



Medición de caudal

El caudal q_v se obtendrá de multiplicar el área efectiva del difusor (A_e) en m², y la velocidad en la salida (V_e), medida con anemómetro de hilo caliente tipo TSI-VELOCICALC situado en el bastidor lateral exterior. Se deben efectuar diferentes mediciones a lo largo del difusor, (5 como mínimo) y obtener la media, para determinar la velocidad con la máxima exactitud.

ANEXO 15. Unidad de tratamiento de Aire 39 HQ Carrier



La gama Airovision, de construcción modular y con caudales de aire entre 1.800 y 125.000 m³/h, permite adaptarse totalmente a los requisitos de cualquier tipo de aplicación tales como complejos de ocio, teatros, museos, bibliotecas, oficinas, hipermercados, aeropuertos, industrias, etc.

Características

- Modulares: totalmente configurables
- Alta eficiencia energética
- Máxima calidad del aire interior
- Sistemas de recuperación de calor
- Control Prodialog de altas prestaciones integrado

Tecnología

- Estructura modular adaptable, con una gran selección de tamaños y disposiciones, para asegurar los rendimientos y eficiencias requeridos en cualquier tipo de aplicación (industrial, sala blanca o aplicaciones particulares)
- Componentes de alta calidad: filtros, recuperación de calor, conjuntos ventilador, baterías de refrigeración, calefacción, humidificadores, atenuadores, etc
- Perfil de marco cerrado y paneles de doble capa de 60mm: garantizan un aislamiento térmico con un valor de rotura del puente térmico excepcional y un bajo nivel sonoro
- Envolvente de alta calidad conforme a norma EN1886: Estanqueidad al aire L2, puentes térmicos TB2, transmisión térmica T2
- Elevada resistencia a la corrosión, con componentes de acero inoxidable y tratamientos especiales

Eficiencia

- Amplia gama de sistemas de recuperación de calor (batería, intercambiador de placas, rotativos)
- Ventiladores tipo "plug fan" de velocidad variable y accionamiento directo, de alta eficiencia y sin pérdidas por transmisión mecánica
- Free-cooling para enfriamiento nocturno y limitar las necesidades de refrigeración durante el día
- Selección de componentes optimizada, para un menor consumo de energía

Instalación

- Flexibilidad en las dimensiones, para adaptarse a cualquier espacio
- Múltiples opciones de inspección con puertas de acceso de gran tamaño
- Rápida puesta en servicio, con el sistema de control montado y probado antes de salir de fábrica
- Filtros instalados en marcos, para facilitar el mantenimiento.
- Superficies interiores lisas y perfil cerrado, para facilitar la limpieza
- Amplia gama de opciones